

《해 설》

전 에너지 시스템(TES)과 조합 싸이클

申 載 仁

한국 원자력기술주식회사
(접수: 1978. 9. 11)

I. 서 론

1973년도 가을에 일어난 오일파동 이후로 급격한 오일값의 상승은 그동안 주 에너지원으로 오일을 사용하여 왔던 사회구조를 서서히 개조시키면서 대체 에너지를 발굴 활용하고 사용에너지의 활용도를 높여 주도록 강요하고 있다. 이 중에서도 사용하는 에너지의 손실을 막고 발생하는 전에너지를 유효적절하게 사용하는 일은 가장 쉽게 이룰 수 있는 것으로, 단열재로 집안을 막아서 외부로의 열손실을 억제하는 방법은 가장 가까운 예가 될 것이다. 발전소에서는 폐열(Waste Heat)을 Heat Sink에 띄어 보냄으로서 단지 30~35%의 열만을 발전하는데 사용하고 있다. 이 폐열을 여러 용도에 유효적절하게 재 사용함으로써 총에너지의 활용도를 높여 주려는 생각을 Total Energy(TE) Concept라 부른다. 발전하고 남은 폐열은 주로 냉난방을 위해 사용되거나 제철공장 등의 산업용으로 사용될 수 있으며 특수한 예로는 바닷물의 탈염시설이나 제 2의 싸이클을 첨가함으로써 발전량을 올려 줄 수 있다. 본 해설에서는 최근 널리 사용되고 있는 Total Energy System으로 가스 터빈을 이용하는 방법과 원자력 발전소(NTES)를 이용하는 방법을 요약하고 조합 싸이클로 발전의 양을 높여 열효율을 올리는 방법 및 그 문제점들을 설명하고자 한다. 이러한 방법들은 우리 나라와 같이 발전소에서 근거리에서 취락이 형성되어 있거나 공장지대가 분포되어 있는 경우에는 매우 실용적이며, 이미 한국과 비슷한 환경에 있는 유럽 지역에서는 지역난방을 위해서 발전소가 그 폐열을 이용하는 방법이 연구되어 왔다¹⁾.

그림 1은 발전과 지역난방을 겸용하고 있는 겸용 원자력 발전소의 간단한 운영도를 나타내고 있다. 원자력 발전소는 화석연료를 쓰는 보일러나 Peak Load를

위한 소규모의 개스터빈 발전기를 포함하여 120°C의 산업용 熱과 60°C의 가정용 온수를 전기와 같이 공급하는 운영을 나타내고 있다.

1.1. TE의 經濟性

이용된 폐열의 단가와 이러한 이득으로 인한 발전비의 재조정은 여러 방법이 거론되어 왔지만 손쉽고 일반적인 균등할 모델(Equal-Fractional-Savings Model)²⁾로 설명하면 다음과 같다.

이용된 폐열 때문에 발생하는 모든 이익을 발전부분과 열이용 부문이 같은 조건으로 할당을 받는다고 가정할 때 그 공식은

$$\frac{e_0 - e}{e_0} = \frac{d_0 - d}{d_0} \text{ 혹은 } \frac{e}{e_0} = \frac{d}{d_0} \quad (1)$$

여기에서

e_0 = 순수한 발전만 했을 경우의 발전단가

d_0 = 순수하게 열만 사용하는 보일러 시설의 열단가

e, d = TES에서의 발전비 및 열단가

발전소의 경우에만 국한하여 생각하면

ㄱ) 열단가 d_0 는 발전해서 얻는 수입과 동일하다고 가정할 때,

$$e_0 W_0 = a_1 d_0 Q_R \text{ 혹은 } d_0 = \frac{e_0 W_0}{a_1 Q_R} = a_2 e_0 \eta_0 \quad (2)$$

여기에서

a_1, a_2 = 변환계수

η_0 = 발전소의 열효율

W_0 = 발전만을 위해서 낼 수 있는 총발전량

Q_R = 총발전에 필요한 열량

ㄴ) 폐열을 이용한 것임으로 TE 발전소의 수입은 전력만 생산할 때 들어오는 수입과 동일하다고 가정하면

$$e_0 W_0 = e_0 \eta_0 Q_R = e W_0 + a_1 Q_u d \quad (3)$$

여기에서, Q_u 는 이용된 폐열의 양으로 최대 이용량은 $(Q_R - W_0)$ 이다.

ㄷ) 공식 (1), (2) 그리고 (3)을 조합하면

$$\frac{e}{e_0} = \frac{d}{d_0} = \frac{1}{2 - \eta_0} \quad (4)$$

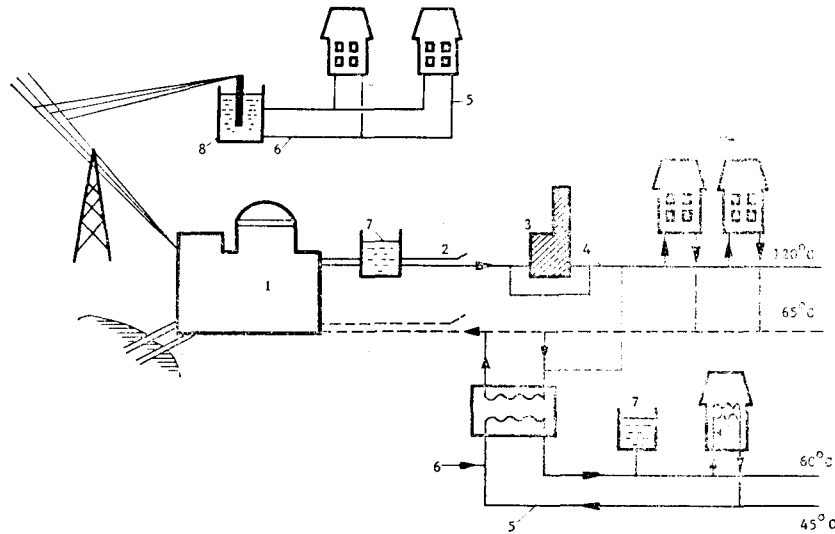


그림 1. Simplified schematic of regional district heating scheme. 1: Nuclear heat/electric station, 2: Regional network of large pipes, 3: Local fossil fuel plants for peak load, and reserve, 4: Local distribution system, 5: Secondary-low pressure distribution system of plastic pipes, common for space heating and water 6: Cold water make-up, 7: Optional magazine, 8: Possible hot water magazine for night energy distribution to isolated housing estate.

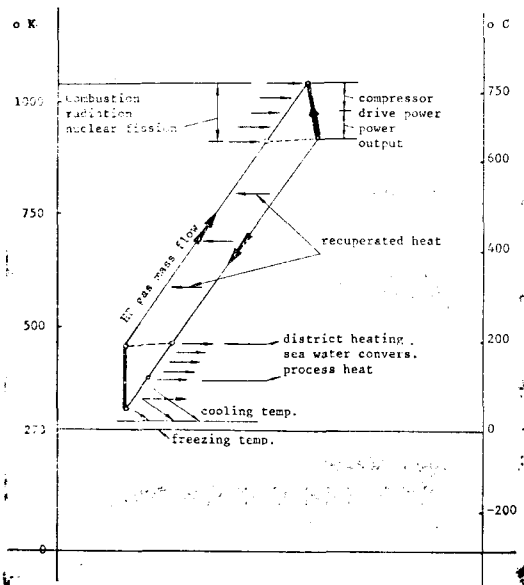


그림 2. Basic temperature-entropy diagrams for closed gas cycles

일반적인 발전소의 열효율 η_0 는 1/3이므로 공식 (4)는

$$\frac{e}{e_0} = \frac{d}{d_0} \cong \frac{3}{5} \quad (5)$$

이므로 우리가 폐열을 이용함으로써 전력요금의 40% 선까지는 절감할 수 있다. 위 공식들은 가장 간단한

TES의 경제성을 나타내는 것으로 전기와 고온증기의 판매에 대한 각기 다른 경제적 요인을 무시한 것이다.

II. Brayton 싸이클 TES

2.1. 일반 개스터빈을 이용한 TES.

개스터빈은 일반적으로 소규모의 지역단위 전력을 공급하거나 발전소에서 최고의 부하가 걸렸을 때 보조 역할을 하는 보조발전기로 사용되어 왔다. 대단위 공업 지역에서 특히 고온의 Steam이 산업용으로 필요한 곳에서는 별개로 일반 개스터빈과 재래식 저압보일러 시설을 설치하여 전력과 고온 수증기를 값싸게 공급받아 왔다. 현재까지는 TES로 이러한 개스터빈과 저압보일러 시설의 결합방식이 가장 널리 사용되어 왔다^{3,4)}. 개스터빈을 이용하는 경우 그 장점으로서는 ① 저렴한 설치비 ② 짧은 건설공정, ③ 보일러시설과 관계없는 전력생산 ④ 냉각수 필요량이 적으며, ⑤ 조치가 간단하며 운용이 간편한 점들을 들 수가 있다. 보통 Closed-Cycle Gas Turbine(CCGT)이 TES로 많이 쓰이나 Open-Cycle Gas Turbine(OCGT)도 널리 사용되고 있다. CCGT에서 하나의 중간 냉각단계(Intercooler)와 압축비가 4인 경우의 전력과 사용할 수 있는 열량의 비는

$$\frac{\text{사용할 수 있는 열량}}{\text{전력}} = 0.9 \frac{\text{Gcal}}{\text{Mwh}} \quad (5)$$

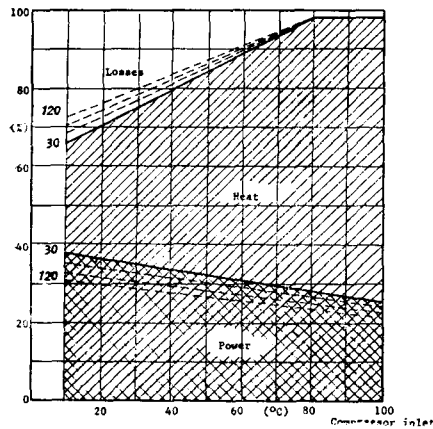


그림 4. Energy balance of the combined electric power and heat generation of a closed helium cycle nuclear power plant as a function of the compressor inlet temperatures: hot water return temperature 70°C constant; only one intercooler and T-Regenerator 30, 60, 90, and 120°C

로서 달성할 수 있는데 일반 개스터빈을 사용하면 85%의 열이용 효율을 달성할 수 있으며 HTGR을 사용한 원자력은 97%의 열이용 효율을 달성할 수 있어서 원자로 안에서 발생하는 모든 열들은 바닷가로 흘러 보내지 않고 모두 사용이 가능하다. OCGT에서는 상온(27°C)에 있는 공기를 Fan을 이용하여 Compressor에 주입하거나 도중에 열교환기를 통하여 Fan에 의해 가열된 공기를 약 25°C로 낮추어 Compressor에서 압축하고 combustor에서 폭발가열되어 터빈을 돌린 다음 열교환기에서 증기 또는 난방용 뜨거운 물을 생산하고 대기중으로 다시 나가게 된다. OCGT는 열효율이나 경제성에서 CCGT에 다소 뒤떨어진 감이 있으나 큰 Boiler 시설을 필요로 하지 않고 소규모로 설치가 가능한 점이 있어서 편리하게 사용되고 있다.

2.1.2. TES의 운용에

일반 개스터빈을 이용한 TES의 운용의 일례로서 Dow Chemical Co. (Texas Division)에서 1965년과 1966년에 설치 운용중인 세계 최대의 Westinghouse사의 W301 OCGT-보일러 시설을 들고 그 운전경험과 실제 부딪히는 문제점들을 기술하고자 한다⁵⁾. 이 시스템은 개스터빈에서 33.5MWe의 전기를 발전하고 터빈에서 나오는 뜨거운 공기를 보일러에 다시 보내어 열교환기를 거쳐 수증기를 생산함으로써 증기터빈을 돌려 다시 65MWe의 전기를 발전할 수 있도록 설계된 결합 사이클이다. 그림 5는 이 W301 OCGT-TES의 공기흐름도와 에너지 입출력을 나타내고 있다.

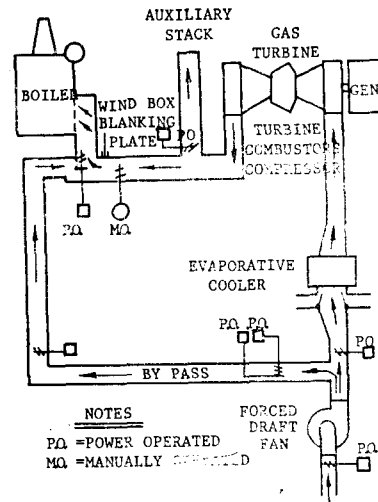


그림 5. (a) W301 combined cycle air flow diagram

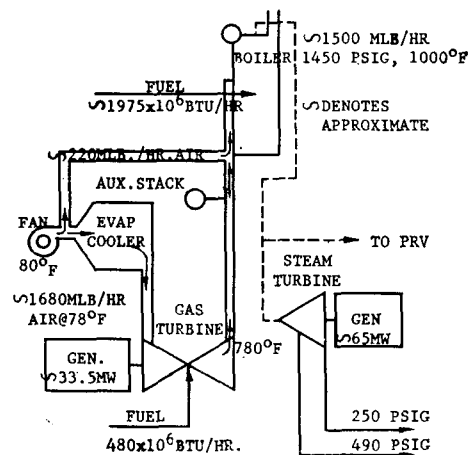
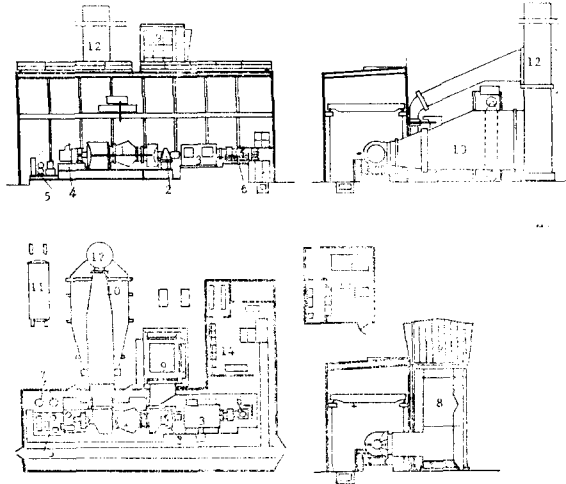


그림 5. (b) W301 combine cycle outputs

시설비 투자로는 1966년도에 약 \$110/Kw가 소요되었으며 단순한 보일러-증기터빈의 연결방식 보다 매우 값이 싸고 또한 설치기간도 훨씬 짧은 잇점이 있었다.

운용방식은 일반적인 OCGT와 같다. 즉, Fan에서 강압적으로 들어온 상온의 공기는 Evaporative Cooler에 air filtering과 온도가 낮추어져 Compressor에 보내지고, 터빈을 통하여 나오는데 만일 보일러 시설에 고장이 있거나 또는 발전의 목적으로 사용할 필요가 없을 때는 보조 Stack을 통하여 대기로 방출된다. 출력은 전기에너지로 약 98 Mwe와 1,500,000 lb/hr의 Process Steam을 얻을 수가 있었다. 운용 중에 제기된 문제점들로서는 Oil의 누설(leaks), 전기적인 Connection 불량, 연료의 누설, 진동 등으로 초기단계의 개스터빈의 제작상태가 좋지 않음으로 생겨난 문제점



1. Flat TG16 Gas turbine
2. Load gear
3. Generator
4. Oil reservoir
5. Turbine auxiliaries
6. Starter helper turbine
7. Oil coolers
8. Inlet air silencer
9. Inlet air filters
10. Boiler
11. Deaerator
12. Exhaust stack
13. Control Room
14. Electric boards room

그림 6. Plant general layout

들이다. 이 시스템의 Availability는 93.2%~93.3%로서 매우 높은 편이다.

유럽의 OCGT-TES의 일례로서 Belgium의 Jempe Plant 예를 들 수가 있다⁶⁾. 이 Plant는 Chemical Process를 위한 증기를 발전과 동시에 생산하고 있다⁶⁾.

그림 6은 이 Plant의 Layout을 나타내고 있으며 표 1은 Plant의 Performance를 나타내고 있다.

이 표에서 살펴 보면 17.44 Mwe의 개스터빈 발전기와 1.4 Mwe의 보조증기 터빈이 있으며 총 열이용 효율은 63.5%에서 72.8%로서 CCGT에 비해서 매우 낮은 편이나 간편성과 상온공기가 working fluid임으로 간편한 점이 있어서 매우 유용한 타입이다.

2.2. HTGR을 이용한 NTES

고온개스爐는 터빈을 돌리고 나오는 폐열의 온도가 매우 높음으로 TES로서는 매우 적당한 원자로 타입이다. 따라서 구미제국과 일본에서 다목적용 HTGR의 개발에 아직도 미련을 버리지 못하고 있다. 현재 개스原子爐의 기술과 개스터빈의 活用度로 미루어 보아 HTGR은 현재 TES로 즉시 活用할 수 있는 爐型이며 TES로서는 고온의 特性 때문에 여러 잇점을 가지고

표 1. Plant Performances
Referred to 10°C and 750 mmHg ambient

| | | | |
|--|----------------------------------|--------|---------|
| —Supplementary firing | | No | YES. |
| —Steam helper turbine | | No | YES. |
| —Gas turbine consumption | Gcal/h | 59.7 | 59.7 |
| —Supplementary firing consumption | Gcal/h | 0 | 17.1 |
| —Total consumption C | Gcal/h | 59.7 | 76.8. |
| | % | 100.0 | 100.0. |
| —Gas turbine output | KW | 17,440 | 17,440. |
| | Gcal/h | 15.0 | 15.0. |
| —Steam helper turbine output | KW | 0 | 1,400. |
| | Gcal/h | 0 | 1.2 |
| —Total electric output E | KW | 17,440 | 18,840. |
| | Gcal/h | 15.0 | 16.2 |
| | % | 25.1 | 21.1 |
| —Useful steam at 33 ata | t/h | 33.5 | 25. |
| heat content referred to 30°C | Gcal/h | 22.9 | 17.1 |
| —Useful steam at 11 ata | t/h | 0 | 35. |
| heat content referred to 30°C | Gcal/h | 0 | 22.6. |
| —Total steam useful heat S | Gcal/h | 22.9 | 39.7 |
| | % | 38.4 | 51.7 |
| —Stack losses | Gcal/h | 17.5 | 15.7 |
| —Radiation and oil losses | Gcal/h | 4.3 | 5.2. |
| —Total losses L | Gcal/h | 21.8 | 20.9 |
| | % | 36.5 | 27.2 |
| —Heat utilization ratio E+S (electric energy plus steam) | % | 63.5 | 72.8. |
| —Heat consumption in a virtual fired boiler to produce the plant steam B=S/0.9 | Gcal/h | 25.5 | 44.1 |
| —Specific heat consumption to the electricity generation $H=(C-B)/E$ | $\frac{\text{Kcal}}{\text{Kwh}}$ | 1960 | 1735. |
| —Corresponding efficiency | % | 43.9 | 49.5. |

있다.

표 2는 최대 100 Mwe와 200 Mwth의 축력을 내기 위한 각 시스템의 용량을 보여 주고 있다. 이 표에서 보는 바와 같이 Direct cycle HTGR/GT는 TES로서 최소의 열용량을 가지는 잇점이 있다. 이것은 고온의 폐열을 완전히 이용함으로써 열이용 효율이 높아지기 때문이다.

표 3은 1.1절에서 논의한 경제성분석 방법에 의해서 얻어진 각 시스템의 예상되는 에너지 단가이다. 역시 HTGR/GT가 가장 값싼 에너지를 공급하게됨을 보여 주고 있다.

즉 HTGR/GT는 일반적으로 LWR 보다 건설비가 많이 드는 난점이 있으나 TES로서는 동일한 최대의 전기 및 열 에너지를 공급하기 위해서는 Plant 열 용량이 LWR 보다 훨씬 작아짐으로써 경제적인 채산이 맞게 된다.

표 2. 복합출력(100 MWe~200 MWth)*을 위한
각 시스템의 용량

| system Type | 열용량(MWth) |
|------------------------------------|-----------|
| HTGR/GT | 284 |
| Fossil-Fired Gas —Turbine(FFGT) | 313 |
| HTGR/Rankine | 358 |
| Fossil-Fired Rankine | 383 |
| PWR | 550 |

*최대 전기 수요와 열 수요의 시작은 일치하지 않음.

표 3. 예상되는 에너지 단가(에너지의 최대 출력 :
100 MWe~200 MWth)

| Power Cycle | 전기에너지 (mills/Kwhr) | 열에너지 (\$/MBTU) |
|-----------------|-----------------------|-------------------|
| HTGR/GT/Brayton | 14.0 | 1.43 |
| FFHT | 14.2 | 1.48 |
| PWR/Rankine | 16.9 | 1.63 |
| Coal/Rankine | 24.6 | 2.77 |
| Oil/Rankine | 25.2 | 2.84 |

가정 : Oil 값; \$ 11/bbl
석탄 값; \$ 30/ton
Plant capacity factor; 80%
Plant 수명; 30년

2.2.1. Power Cycle

가장 이상적인 HTGR/GT의 Power Cycle과 경제성을 위하여 고려해 나아가야 하는 여러 점들은 다음과 같다.

1. Direct Vs. Indirect Cycle
2. Closed Vs. Open Cycle
3. Working fluid의 선택(He 혹은 다른 개스)
4. Regeneration Vs. Non-regeneration
5. Inter cooling Vs. Non-intercooling

직접(direct) 사이클은 열교환기를 쓰지 않고 원자로에서 나온 뜨거운 개스가 직접 터빈을 돌림으로서 가장 간단한 사이클을 형성한다. 간접(indirect) 사이클은 열교환기를 중간에 두고 두개의 별개 loop를 형성하여 원자로를 1차측으로 하고 개스터빈을 이차측으로 하여 구성하는 방식이다. 직접 사이클은 열효율이 높고(간접 사이클에 비하여 약 3% 이상 높다) 값비싼 열교환기가 필요없으며 따라서 전체의 시스템이 간략화될 수가 있다. 내부 구조물을 위해서 PCRV를 사용함으로써 건설을 쉽고 빠르게 할 수 있는 간편한 점이 있다.

반대로, 직접 사이클은 아직 충분한 설치 운용의 경

험이 없으며, 터빈에 누출되는 방사선이 많고(용량 300 Mwth인 경우 약 20 Rem/hr) 따라서 수리하기가 불편하며 제어장치가 복잡해지는 경향이 있다.

Closed와 Open 사이클의 차이는 일반 개스터빈의 경우와 같은 장 단점이 있다. Open 사이클은 이제까지 널리 운용이 되어 왔으며 대부분의 소규모의 개스터빈은 Open 사이클로 운용되어 왔다. Closed 사이클은 단지 34년의 운용경험이 있다. 1935년에 Ackeret와 Keller가 원리를 발표하고 1944년에 Zurich에 세계 최초의 Escher Wyss 회사가 설계 제작한 실험 Plant가 설치 운용된 것이 그 효시가 된다⁷⁾. Closed 사이클의 장점은 사용개스의 압력을 높일 수 있는 점과 Regenerator를 사용할 수 있다는 점이다. 고압의 개스는 터빈과 열교환기의 규모를 작게 만들고, 따라서 건설비를 절감하는 효과를 가지고 있다. Regenerator의 사용은 원자로에 재 유입되기 직전의 개스온도를 다시 상승시켜 줌으로서 시스템의 열효율을 상승시켜 주는 효과가 있다.

표 4는 각 주요 Component의 주요 因子들에 대한 부품비의 변화를 보여 주고 있다⁸⁾. 터보셋이나 열교환기 등은 내압이 높아질수록 그 가격이 내려감을 알 수가 있다. working fluid는 그 개스의 성질이 특히 주요 부품들의 크기와 직결되어서 그 선택에 매우 세심한 주의를 필요로 한다. 일반적으로, 낮은 분자의 무게를 가지고 있는 개스가 열교환기와 원자로의 크기를 감소시키는 경향이 있으므로 He개스가 널리 사용되고 있다.

Regeneration과 Intercooling에 대해서는 자세한 Power Cycle을 해석하면서 설명을 곁들여야 할 필요가 있다. 그림 7은 HTGR-TES의 일반적인 배치도와 그 T-E 다이어그램을 나타내고 있다⁹⁾. 이 그림에서 숫자들은 상태들을 나타내는 점(State Point)들을 나타내고 있다. Regenerative Heating 때문에 He개스는 점 2에서 점 3까지 온도가 상승하여 원자로에 들어가게 된다. 따라서 Process Heat를 내는 열교환기 f_2 에서는 이 Regeneration 때문에 1차측 개스의 입력온도가 낮아짐으로서 고온 증기를 발생하기 힘든 경향이 있다. Regeneration은 터빈 출구에서 고온으로 나오는 개스의 에너지를 Compressor에서 나온 개스에 옮겨줌으로서 에너지 손실을 줄여서 열효율을 좋게 하지만 TES에서는 이미 설명한 바와 같이 고온의 증기를 발생시키는 데 장애점이 될 수도 있다. 따라서 전력과 Process Heat의 필요량에 따라서 Regeneration의 여부가 결정되어야 한다.

Intercooling은 Compressor를 여러 단계로 나누고 그 사이 사이에 냉각수를 통하여 개스의 온도를 낮추

표 4. 주요 인자에 대한 각 부품비의 변화

| 부 품 | 주 요 인 자 | 단 위 | 변 화 범 위 | 변 화 율 | 비 고 |
|----------------|-------------------------------------|------|----------|---|--------------------------------------|
| PCRv | 내경(D _i) | m | 8~ 18 | $D_i^{1.8}$ | |
| | 높이(H _i) | m | 12~ 24 | $24+H_i$ | |
| | 내압(P _i) | bar | 50~ 120 | $5+P_i$ | |
| 터보셋(Turbo-set) | 터빈입력온도(T _{ti}) | °C | 850~1150 | $3.35 + \left(\frac{T_{ti}}{1000}\right)^{7.8}$ | |
| | 출력(N _G) | MW | 500~2000 | N_G^n | $n = \frac{285}{P_{ti}^{1.7}} + 0.6$ |
| | 터빈입력압력(P _{ti}) | bar | 50~ 120 | $P_{ti}^{-0.6}$ | N _G =1000MW 경우 |
| Regenerator | H _e 유량(M _{He}) | kg/s | 100~ 450 | $M_{He}^{1.15}$ | |
| | 高내압(P _{He}) | bar | 50~ 120 | $P_{He}^{-0.55}$ | |
| | 손실압력(ΔP _{rel}) | % | 1~ 6 | $\Delta P_{rel}^{-0.4}$ | |
| | LTD(ΔT) | °C | 7~ 50 | $\Delta T^{-0.75}$ | |

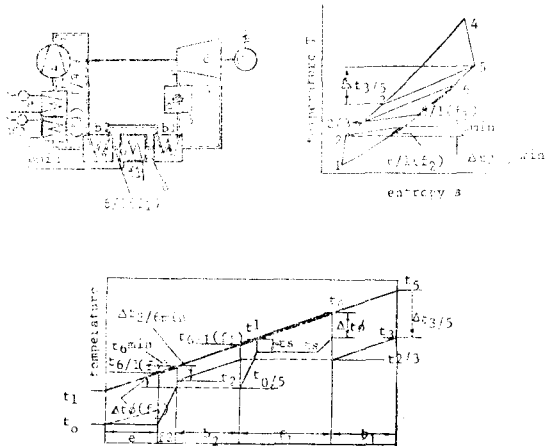


그림 7. General arrangement of closed-cycle helium turbines for power and steam generation: a=compressor; b₁, b₂=heat exchanger; c=reactor; d=turbine; e=cooler; and f₁, f₂=steam generator

어 줌으로서 Compressor의 일을 감소시켜 발전 효율을 높이자는 생각이다. 이 생각은 역시 전력의 소요량과 Compressor를 여러 단계로 나뉘므로써 들어가는 Compressor 설치비와 열교환기 그리고 최저로 강하시킬 수 있는 개스 냉각용 물의 온도에 따라 경제성을 평가하여 정하여야 한다.

대부분의 HTGR-TES의 설계 내용을 보면 Regeneration은 채택되고 있으나 Intercooling은 별로 채택하고 있지 않는 실정이다.

2.2.2. HTGR-TES 설계의 예

그림 8은 일본의 원자력연구소가 실험으로 개발하고 있는 다목적 HTGR의 사이클 특성을 보여 주고 있다.¹⁰⁾

이 실험로는 1969년 이래로 JAERI가 50 Mwth의

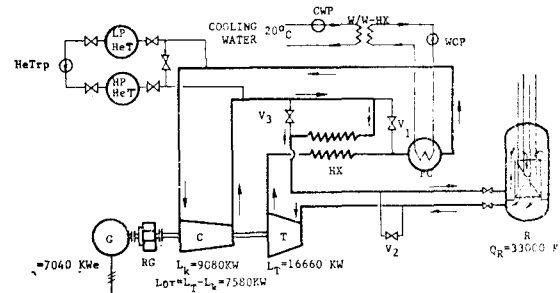


그림 8. JAERI Reactor cycle characteristics

용량을 가진 HTGR을 17 Mwth는 제철과 화학공장의 Process Heat에 할당을 하고 33 Mwth로서 7.04Mwe (Net)의 전기를 발전하므로써 23%의 사이클 열효율을 내도록 설계하고 있다. 압력용기를 사용하고 있으며 He개스를 working fluid로, 탄소를 중성자 감속제로 사용하고 있다.

Regeneration은 사용되고 있으나 Intercooling은 사용되고 있지 않다.

터빈의 입력 개스온도는 1000°C(1832°F)로 설계하고 있어서 HTGR의 설계 중에서 최고의 온도를 사용하고 있다. 따라서 높은 고온을 올릴 수 있도록 핵연료의 특별한 설계가 요구되어 왔다. 핵연료로는 저 농축 UO₂로서 SiC를 이용한 TRISO 피복법을 사용한 것이다. 이러한 핵연료 제조 기술이 조금 더 성숙해지면 JAERI에서는 원자로출구 온도를 1200°C까지 올릴 계획을 세우고 있다. 이 온도는 이제까지 설계된 HTGR 중에서 가장 높은 온도로서 우선적으로 HTGR-TES로서는 높은 열이용 효율과 발전효율을 얻을 수 있기 때문에 매우 큰 잇점이 있으나 실제 기술적으로는 이러한 고온에 견딜 수 있는 핵연료의 개발과 Fission

| No. | Place | Pressure ata | Temperature°C | Flow rate Kg/S |
|-----|-----------------------------|--------------|---------------|----------------|
| 1 | Compressor Inlet | 17.35 | 40.0 | 11.29 |
| 2 | Compressor Outlet | 42.00 | 194.0 | 11.29 |
| 3 | R. H. X. High Press. Inlet | 42.00 | 194.0 | 10.45 |
| 4 | R. H. X. High Press. Outlet | 41.10 | 400.0 | 10.45 |
| 5 | Reactor Inlet | 41.03 | 400.0 | 10.45 |
| 6 | Reactor Outlet | 39.53 | 1000.0 | 10.45 |
| 7 | Turbine Inlet | 39.50 | 1000.0 | 10.45 |
| 8 | Turbine Outlet | 17.95 | 697.5 | 10.45 |
| 9 | R. H. X. Low Press. Inlet | 17.95 | 667.0 | 11.19 |
| 10 | H. H. X. Low Press. Outlet | 17.65 | 475.0 | 11.19 |
| 11 | Cooler Inlet | 17.65 | 475.0 | 11.9 |
| 12 | Cooler Outlet | 17.35 | 40.0 | 11.9 |

Note:

C: Compressor
 T: Turbine
 R: Reactor
 HX: Regenerative Heat Exchanger
 PC: Pre-Cooler
 G: Generator
 RG: Reducing Gear
 V₁: Compressor Bypass Valve
 V₂: Reactor Bypass Valve
 V₃: H. X. Bypass Valve
 WCP: Water Circulating Pump
 CWP: Coolig Water Pump
 W/W.IIX: Water/water Heat Exchanger
 LPHeT: LOW Pressure Helium Tank
 HPHeT: High Pressure Helium Tank
 HeTrp: Helium Transfer Pump

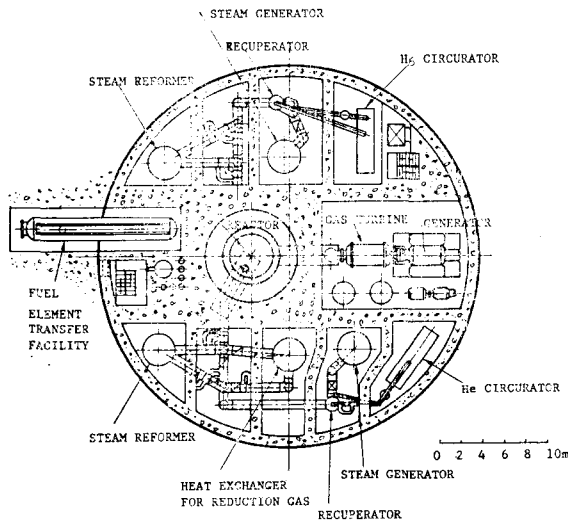


그림 9. JAERI Reactor plant arrangement:
horizontal section

Produt의 누설, 그리고 내열재료의 개발을 필요로 하고 있다¹¹⁾. 현재까지는 일반적으로 800°C~900°C의 原子爐出口 온도가 합리적인 線으로 생각하고 있다.

그림 9와 그림 10은 JAERI HTGR-TES의 배치도를 보여 주고 있다. 3-loop의 초기단계 설계에서 2-

loop의 설계로 바뀌었으며 Direct 싸이클과 Indirect 싸이클을 각 loop에 적용하고 있다. 노심의 크기는 15.3 ft의 직경과 8.2 ft의 높이이며 Power density는 4.7 kw/liter로서 조금 낮은 편에 속한다. 먼저 설명된 바와 같이 철강 제품의 원자로 용기를 사용하고 있으며 동작압력은 569 Psig이다¹²⁾.

서독에서는 Oberhausen II를 설계, 건설하고 있다¹³⁾. 이 플랜트는 본래 300 MWe 용량의 HTGR-TES로 계획세우고 있었으나 먼저 원자로 대신에 Coke Oven gas를 이용한 Heater를 사용하고 기타 다른 부분은 원자로를 사용할 수 있도록 설계하여 후에 HTGR-TES로 변신이 가능하도록 한 것이다¹⁴⁾. 현재로서는 Heater를 사용하기 때문에 50 MWe의 출력과 53.5 MW의 열을 110°C의 증기로 내어 보내도록 되어 있다. He 개스의 유량은 187 lb/sec이며 Indirect 싸이클을 사용하고 있다. 터빈에서는 감쇄기어(Reduction Gear)를 사용하여 발전기와 연결하고 있다.

Oberhausen II의 접근방식은 한국에서 TES의 설계, 건설을 위한 표본적인 방법으로 생각된다. 현재 우리 나라는 독자적으로 원자로를 개발, 건설할 수 있는 단계에는 미흡함으로 이와 같은 방법으로 TES를 건설하여 BOP 편을 먼저 건설하고 NSSS를 후에 첨가

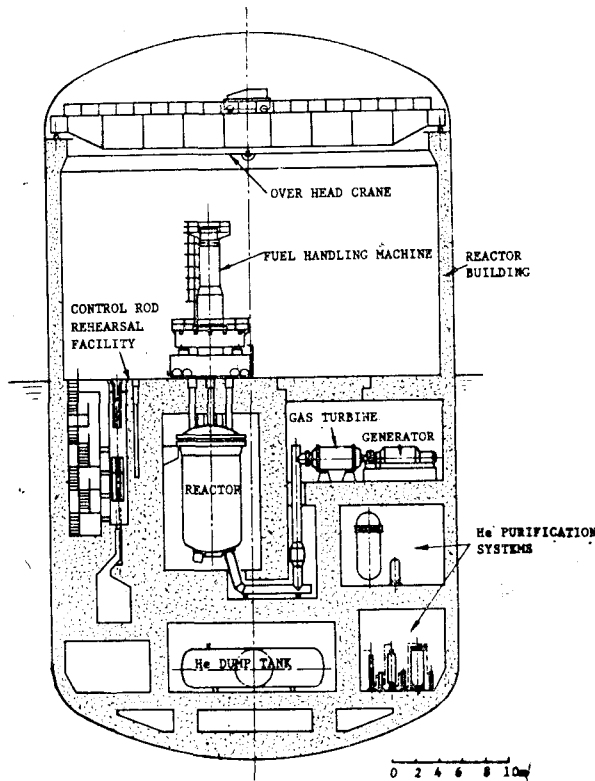


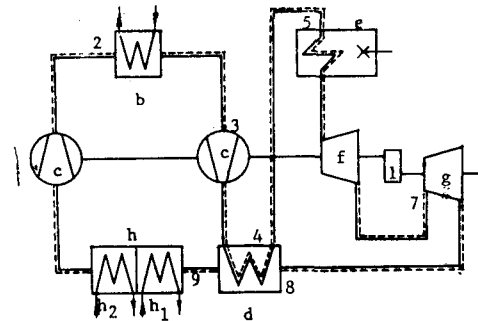
그림 10. JAERI Reactor Plant arrangement:
vertical section

하여 그동안 활용성과 경제성을 실제로 점검해 보는 것도 좋을 것이다.

그림 11과 12는 Oberhausen II의 열역학적인 사이클 상태와 Isometric View를 각각 나타내고 있다. 터빈 입력온도는 750°C로 높은 편이 아니지만 간단한 Intercooling에서 두번재의 Compressor에 입력온도를 25°C로 고정시켜 줌으로서 열효율을 올려 줄 수 있게 되어 비교적 높은 32.6% 값을 얻었다. 개스의 압력은 408 psia로서 JAERI의 617 psia 보다 낮은 편이다. 일반적으로 原子爐出口 온도가 약 50°C 상승하면 열효율은 2% 상승하고 개스압력이 100 psia 상승하면 열효율은 1% 상승한다. 따라서 Oberhausen II는 原子爐로 Heater를 대체하고 터빈 압력 개스온도와 압력을 상승시키면 열효율은 더욱 증가할 수 있으며 공업용 열 에너지도 더욱 증가될 수 있다.

III. Rankine 사이클 TES

Brayton 사이클에 비교해서 볼 때 Rankine 사이클



| | Inlet Temp. (°F) | Inlet Press. (Psia) |
|------------------------------|------------------|---------------------|
| a. LP Compressor | 77 | 152 |
| b. Intercooler | 81 | 244 |
| c. HP Compressor | 77 | 223 |
| d. Recuperator (cold) | 257 | 416 |
| e. Fossil-Fired Heater | 860 | 156 |
| f. HP Turbine | 783 | 408 |
| g. LP Turbine | 1382 | 391 |
| h1. Precooler (heating part) | 1076 | 239 |
| h2. Precooler (cooling part) | 336 | 154 |
| i. Gear | 113 | 153 |

그림 11. Thermodynamic Cycle for Oberhausen II

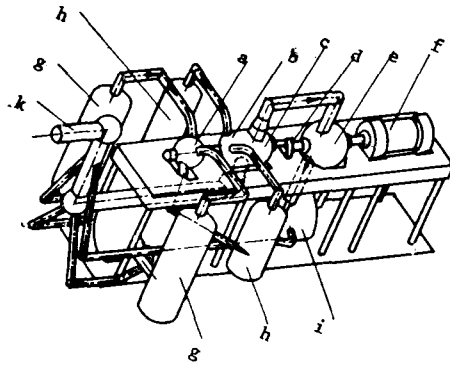
은 냉각수의 온도 범위가 낮으므로 폐열의 온도 또한 낮아서 폐열을 직접 지역난방이나 공업적인 이용을 위한 고온의 증기를 발생시키기에는 무리가 있다. 따라서 발전을 위하여 생성된 고온, 고압 증기의 일부를 이 목적을 위하여 Bypass를 시켜줘야만 한다. 물론 이 고온, 고압의 증기는 폐열이 아니므로 같은 양의 전기와 유용한 열 에너지를 공급하기 위해서는 Rankine 사이클의 TES는 Brayton 사이클의 TES보다 총 열 용량이 더욱 커져야 한다.

이러한 현상은 이미 설명된 표 2에 나타난 바와 같다. Brayton 사이클 TES들은 단위 에너지에 대한 건설의 단가가 Rankine 사이클 TES에 비하여 높게 들지만 이와 같이 그 용량이 감소됨으로서 총 건설비는 Rankine 사이클의 TES보다 조금 작게 들게 된다.

그렇지만, Rankine 사이클 TES는 다음과 같은 두 가지의 이유로서 충분히 고려해 볼만한 가치가 있다. 즉

1. Rankine 사이클의 TES는 이미 개발된 기술만 가지고 충분히 운용이 가능하다. LWR, HTGR(Rankine)의 운전 실적과 그리고 화석연료를 이용한 보일러-증기 발생기의 결합 운용 실적은 좋은 결과를 보여 주고 있다.

2. Rankine 사이클의 주 냉각수는 물이므로 발생된



- a. LP Compressor
- b. HP Compressor
- c. HP Turbine
- d. Gear e, LP Turbine
- f. Generator
- g. Prec cooler (2)
- h. Inter cooler (2)
- i. Recuperator
- k. Concentric Double Duct

그림 12. Isometric View of Oberhausen II

증기를 이용한 에너지의 저장에는 상당한 융통성이 있다. Brayton 사이클은 He 이나 CO₂ 가스 등을 사용하는데 이 가스들을 고온으로 저장하기에는 여러 가지 무리가 뒤따른다. 물은 열 에너지의 저장을 위해서는 최상의 매체로서 뜨거운 물이나 증기의 형태로 저장하여 전기 에너지의 소요가 증가될 때 사용이 가능하다. 따라서 에너지의 소비형태로 봐서 전기 에너지와 열 에너지의 소비형태가 많이 다를 때에는 Rankine 사이클이 Brayton 사이클에 비해서 우수할 수도 있다.

3.1. LWR-TES

소규모의 LWR을 발전 이외의 특수목적용 부가시킴으로서 경제성이 있고 안전하게 사용할 수 있음은 독일 상선 "Otto Hahn"의 實例와 많은 研究 발표^{15, 16)}에서 나타나고 있다. 그리고 U. S Maritime Commission에서는 이 방면에 대한 계속적인 지원을 하고 있다. 이 프로젝트에서는 300 MWth 정도의 소규모, 집약된 LWR(Integrated LWR)을 건설하여 배의 추진기관으로 사용하는 방법을 택하고 있다¹⁷⁾. 이러한 소규모 LWR(PWR)을 지금까지 군사적인 목적으로 원자력선의 건설에 많이 이용되어 왔기 때문에 새로운 기술의

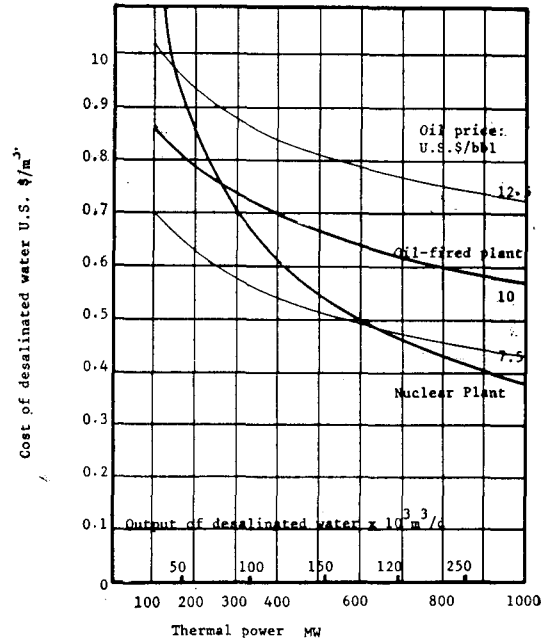


그림 13. Costs of desalinated water from dual Purpose Plants (electrical power priced at 20 U. S. mills/kwh).

개발을 필요로 하지 않고 있다.

현재 원자력 발전에 사용되고 있는 대규모의 LWR을 LWR-TES로 전환하는 계획은 소규모의 LWR에 대한 것처럼 그렇게 많은 편은 아니다. 이러한 현상은 소규모의 LWR-TES가 실용화되고 경제성이 입증된다면 쉽게 변환될 수 있는 일이다. 당연히 원자로의 규모가 커지고 거기에서 나오는 폐열을 모두 이용한다면 에너지의 값은 떨어지기 때문에 대규모의 LWR-TES는 소규모의 LWR-TES가 성공한다면 쉽게 전환될 수 있기 때문이다.

그림 13은 바닷물을 담수화하기 위한 이중목적에 사용하는 LWR에 대한 담수화 값을 보여 주고 있다. 원자로의 규모가 커지고 따라서 담수화되는 양이 많으면 많을수록 그 비용이 절감됨을 볼 수 있다.

3.1.1. LWR-TES의 Power Cycle

HTGR과 달리 LWR은 소수의 BWR을 제외하고는 모두 Indirect 사이클을 사용하고 있다. 따라서 증기 발생기에서 나온 증기로 증기터빈을 돌려 발전을 하게 된다. 이러한 간접 사이클이 TES에 미치는 큰 영향은 증기 발생기를 거침으로 인해서 터빈에 유입되는 증기의 최대온도가 감소되는 점이다. 즉 원자로의 일차 냉각수의 최고 온도가 320°C일 때 최대부하에서의 이차측 증기의 온도는 265°C 정도로 떨어지게 된다.

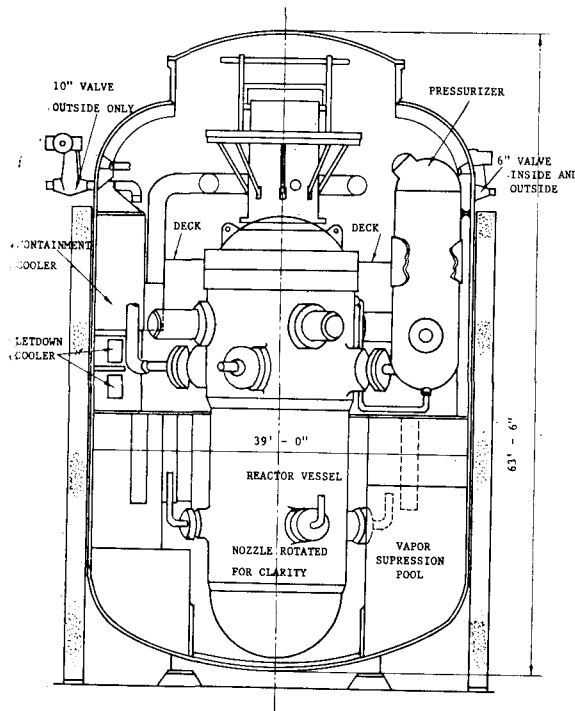


그림 14. 313 MW(t) Reactor Containment Arrangement

이미 설명된 바와 같이 터빈입구 온도가 낮아짐에 따라서 전체적인 열효율도 낮아지지만 또한 터빈출구 온도가 낮아지기 때문에 산업용 증기를 증기 발생기를 통하여 발생시키기에는 충분한 고온이 되지 못한다. 즉 터빈의 출구 온도는 200°C 로 필요한 산업용 증기나 난방용 고온 증기도 200°C 를 상회하기 때문이다. 반면에 HTGR-TES는 터빈의 출구 온도가 500°C 로서 Recuperator의 에너지 전달량을 조절하면 원하는 고온의 폐열을 산업용 증기발생에 전환시킬 수 있다. 이러한 이유 때문에 Rankine-TES에서는 터빈에 들어가는 증기의 일부분을 산업용 증기 발생기 입구에 곧바로 직접시키거나 터빈출구에서 나온 증기를 보일러에 보내서 다시 고온으로 가열시켜 보내는 방법을 쓰고 있다.

3.1.2. PWR-TES의 設計例

1974년에 Oak Ridge National Lab.에서 설계한 소규모의 Consolidated Nuclear Steam Generator(CNSG)는 발전과 동시에 증기를 산업용으로 사용할 수 있도록 하였다.

그림 14는 313 MWth의 CNSG로서 원자로와 증기 발생기가 원자로 용기 안에서 같이 포함되어 있는 형태를 보여 주고 있다. 이러한 설계 방식은 유럽에서도

표 5. 313 MW_{th} CNSG 주요 설계 상수

| | |
|------------------|---------------------|
| MW _{th} | 313 |
| 시스템압력, psia | 1875 |
| 노심입구온도, °C(°F) | 302(574.5) |
| 노심출구온도, °C(°F) | 319(604) |
| 최대열출력, kw/ft | 16.08 |
| 보일러압력온도, °C(°F) | 204(400) |
| 총 SG 유량, lb/hr | 1.254×10^8 |
| 증기설계온도치, °C(°F) | 343(650) |
| 증기동작온도치, °C(°F) | 287(548) |
| 증기동작압력치, psia | 700 |

표 6. 313 MW_{th} CNSG의 예상되는 에너지 단가 (1974년 \$)

| | 전기에너지 (mills/KW hr) | 열에너지 (\$ / MBtu) |
|---------------------------------|------------------------|---------------------|
| Fixed Charges | 18.2 | 1.11 |
| Operating and Maintenance Costs | 3.1 | 0.22 |
| Fuel Costs | 4.7 | 0.40 |
| Total | 26.0 | 1.73 |

| | |
|-------------------|---------|
| Fixed Charge Rate | 913.9% |
| Plant factor | 0.85 |
| Plant life | 30years |
| Start up | 1981 |

IPWR에 많이 적용하고 있다¹⁵⁾. 이러한 소규모의 CNSG가 유행되는 이유는 그 활용도에 있다. 잠수함 및 상선에 이용할 수 있고 작은 규모의 공장이나 지역 난방을 위한 TES로 쉽게 활용할 수 있기 때문이다. 표 5는 주요설계 계수들을 보여 주고 있다. 전기만 발전할 때는 3600 rpm의 터빈으로 91.3 MWe의 출력을 내며 열효율은 약 29.2%가 된다.

공업용 증기는 터빈에서 나온 증기를 다시 Reboiler에 보내어서 생성시키는데 만일 150°C 의 공업용 증기가 필요하면 발전량은 약 45 MWe로 반감되며 205°C 정도의 공업용 증기가 필요하면 발전량은 약 18 MWe로 절감된다. 발전량의 감소는 필요한 공업용 증기의 온도에 따라 터빈에서 유출되는 증기의 압력과 온도를 변화시킴으로 일어나는 현상이다.

표 6은 예상되는 에너지 단가이다. 313 MWth의 CNSG로서 전기 에너지는 26.0 mills/KW-hr, 열에너지는 1.73 \$ / MBtu로서 예상되는 Oil/Rankine 시스템의 에너지 단가(표 3) 25.2 mills/KW hr와 2.84 \$ / MBtu

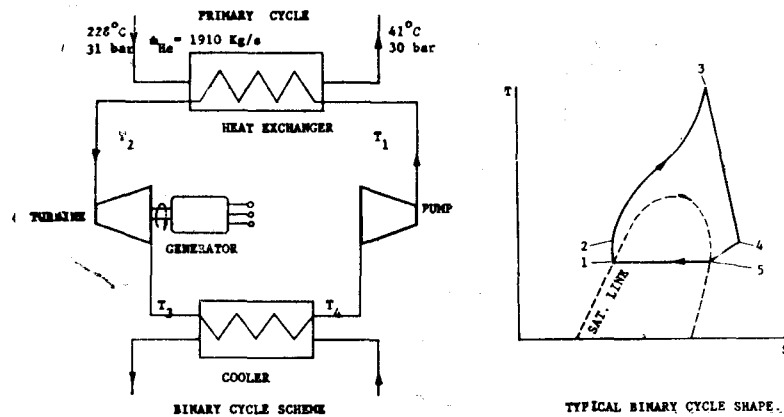


그림 15. Typical binary cycle의 scheme

에 비하면 전력에서는 비슷한 에너지 단가이지만 산업용 증기의 값은 매우 저렴한 편이다. 물론 CNSG의 규모가 커지면 에너지 단가도 낮아지며 1235 MWth의 용량인 경우 전기 에너지 값은 13.9 mills/KWhr 그리고 열에너지 값은 0.95\$/MBtu로서 화석연료를 쓰는 것 보다 훨씬 저렴하게 된다. 열용량과 Capital Cost와의 관계는

$$\text{Capital Cost} = A + (\text{열용량})n \quad (7)$$

로 표현할 수 있으며 여기에서 A와 n은 상수이다.

IV. 조합 사이클(Combined Cycle)

조합 사이클은 터빈에서 나온 잔여 열을 증기 발생기에 보내어 발생된 증기를 저압 증기 터빈을 돌려서 발전을 함으로서 발전량을 증가시키는 방법이다. 주 사이클에 따른 부수 사이클을 Bottoming Cycle이라 부르고 저온에서도 쉽게 기체화되는 물질을 working fluid로 사용하고 최근 실용적으로 개발된 저압 증기 터빈을 사용한다. 따라서 조합 사이클은 TES에서 산업용 또는 난방용의 고온 증기를 발생하는 대신에 발전용 증기를 발생시켜 열효율을 33%에서 50%까지 끌어 올림으로서 우리가 이상적인 사이클이라 부르는 Carnot Cycle의 열효율과 비등하게 된다. 조합 사이클은 일면 이중 사이클(Binary Cycle)이라고도 칭한다¹⁸⁾.

그림 15는 표본적인 이중 사이클의 T-S 다이어그램과 그 운용도를 보여 주고 있다.

이 그림에서는 고온과 Recuperation의 장점이 있는 HTGR을 이용하여 설계된 것이지만 적당한 Working Fluid만 설계된다면 LWR도 가능한 일이다. T-S 다이어그램에서 보면 Working fluid는 포화 line에서 최대 시스템 압력까지 Pump를 통하여 압축되고(1-2),

1차 사이클에서 나온 열을 열교환기를 통해서 기체 온도를 상승시키고(2-3), 터빈에서 기계적인 일로 바꾸며(3-4), 냉각시켜(4-5) 다시 액화되어(5-1) Pump로 들어가는 사이클을 설명해 주고 있다.

이미 설명한 바와 같이 이중 사이클의 설계 중에서 중요한 부분의 하나는 Working Fluid를 적절하게 선택하는 일이다. 낮은 온도에서 쉽게 기화될 수 있으며 분자량이 작아서 필요한 터빈의 크기를 줄일 수 있고 열전달 특성이 좋아야 하고 부해하며 값이 저렴해야 한다.

표 7은 Binary Cycle의 Working Fluid로 고려되고 있는 매체들의 특성들을 보여 주고 있다.

이 중에서 보통 Isobutane, Ammonia Propane 등이 많이 고려되고 있다.

특기할 일은 Binary Cycle은 지금 새로운 발전방식으로 고려하고 있는 해양열을 이용한 발전방식(Ocean Thermal Gradient Power Plant)에서도 같은 조건들이 요구되므로 그대로 적용할 수 있다¹⁹⁾.

또한 지열을 이용하여 발전하려고 하는 방식(Geothermal Power Generation)에도 같은 형태의 Power Cycle과 Working Fluid가 요구됨으로서 Binary Cycle에 대한 연구는 응용의 폭이 매우 넓다.

Binary Cycle에 대한 경제성은 매우 밝은 편이다. 일차 사이클에서 Bottoming Cycle로 전달하는 열교환기는 본래 1차 사이클에서 복수기(LWR인 경우)나 Precooler로, 꼭 있어야 되는 부속품이며 2차 사이클의 복수기는 1차측 Heat Sink(Cooling Tower나 열교환기) 설치비 보다 싸게 먹히고 저압 증기 터빈(Vapor Turbine)의 값도 요즘은 실용화되어 있고 매체가 유기물질(Isobutane, Propane 등)이기 때문에 증기터빈(Steam Turbine) 보다 값이 싸게 먹힌다.

표 7. Properties of the fluids considered in binary cycles

| Fluid | Formula | Molecular Weight | Critical °C | Temp. (°F) | Critical bar | Pressure (psia) | Flam-mability | Toxi-city | Source |
|-----------|--|------------------|-------------|------------|--------------|-----------------|---------------|-----------|-----------------|
| Ethane | CH ₃ .CH ₃ | 30.1 | 32 | (90) | 49 | (708) | high | | Edminster(1961) |
| Isobutane | (CH ₃) ₃ CH | 58.1 | 135 | (275) | 36 | (529) | high | | Edminster(1961) |
| N-Butane | CH ₃ .CH ₂ .CH ₂ .CH ₃ | 58.1 | 152 | (305) | 38 | (551) | high | | Edminster(1961) |
| Nitrogen | | | | | | | | | |
| Peroxyde | N ₂ O ₄ | 46 | 158 | (317) | 105 | (1520) | | high | Krasin(1971) |
| N-Pentane | (CH ₃) ₄ C | 72.2 | 197 | (386) | 34 | (490) | high | | Edminster(1961) |
| Propane | CH ₃ CH ₂ CH ₃ | 44.1 | 97 | (206) | 43 | (617) | high | | Edminster(1961) |
| Propylene | CH ₃ CH. CH ₂ | 42.1 | 92 | (197) | 46 | (667) | high | | Edminster(1961) |
| Freon11 | CCl ₃ F | 137.4 | 198 | (388) | 44 | (635) | | low | Jordan(1962) |
| Freon12 | CCl ₂ F ₂ | 120.9 | 112 | (234) | 41 | (597) | | low | Jordan(1962) |
| Freon22 | CHClF ₂ | 86.5 | 96 | (205) | 49 | (716) | | low | Jordan(1962) |
| Ethylene | CH ₂ CH ₂ | 28.1 | 10 | (50) | 51 | (742) | high | | Jordan(1962) |
| Methane | CH ₄ | 16 | -83 | (-117) | 46 | (673) | high | | Edminster(1961) |
| Ammonia | NH ₃ | 17 | 133 | (271) | 114 | (1651) | low | high | Slusarek(1966) |
| Water | H ₂ O | 18 | 374 | (706) | 222 | (3226) | | | ASME(1967) |

현재 문제점으로 남아 있는 점들은 유기물질 배체의 방사능에 관한 영향이다. 일차 사이클에서 열교환기를 통하여 방사능이 이차 사이클로 오염될 염려가 있기 때문이다.

또 다른 문제점은 이차 사이클에서 나오는 폐열의 온도는 낮으므로 Cooling Tower를 세우기에는 경제성이 맞지 않으므로 궁극적인 Heat Sink(바다나 연못 등)에 방출하게 되는데 이에 따른 환경 오염의 문제이다. 그렇지만 Binary Cycle을 채용하지 않더라도 Cooling Tower에서 나온 냉각수도 같은 정도의 환경 오염 문제가 거론되고 있어서 이 문제는 본질적인 것이다.

V. 맺는 말

에너지의 낭비는 이제 최악이 되는 시대에 우리가 살고 있다. 사용하지 않고 버리는 에너지가 없이 우리가 만들어낸 가용 에너지는 모두 사용해야 한다. 발전소의 보통 열효율이 32%인 것을 감안하면 우리의 에너지 낭비성을 절감하게 된다.

총 에너지 활용을 효율적으로 하기 위한 Total Energy System과 조합 사이클에 대한 열역학적인 해설과 경제성 그리고 실제 설계된 예와 가능하면 운용되고 있는 실태를 종합하였다. 세부적인 설계치 보다는 현재의 방향과 또는 계획을 주로 하였기 때문에 구

체적인 최적치 선정 작업이나 설계 계수들은 여기에 기술하지 못하였다.

TES와 조합 사이클은 현재의 기술을 이용하여 충분히 활용 가능한 방법들이며 총 에너지의 이용율은 85%~97%에 달함으로써 거의 완벽하게 모든 에너지를 사용할 수 있다. 특히 조합 사이클은 50%에 비금가는 발전효율을 나타내고 있어서 이상적인 Carnot Cycle과 같은 장점을 가지고 있다. 이러한 높은 열효율은 HTGR에 여러단의 Intercooling을 연결함으로 가능하나(48%) 여기에는 일차 계통의 복잡성으로 인하여 난점이 있다.

TES와 조합 사이클은 또한 경제성이 좋다. 이러한 방식을 택함으로써 소형의 원자로(600 Mwth 이하)도 경제적으로 건설이 가능하다.

References

1. Peter H. Margen, "Economic Relevance of Regional Nuclear District Heating Schemes", Energy World p 11~14 (July 1974)
2. J.I. Shin & M.J. Driscoll, "Conceptual Design of a Small HTGR for Total Energy Applications at Military Installations" DAAK02-74-C-0308, 1975
3. R. Hohl & H. Frutschi, "Combined Electric

- Power Generation and Heat Production with Steam & Gas Turbine Plants World Power Conference, 1964, Paper II-4, No 95
4. W. Spillmann, "The closed Cycle Gas Turbine for Non Conventional Applications", Gas Turbine Conference & Production Show, Zurich, Switzerland March 1966, of ASME Paper No. 66-GT/CLC-8
 5. R. W. Jones, & A. C. Shoults, "Design & Operating Experiences With Gas Turbine Combined Cycle Units" ASME Gas Turbine & Production Show, Houston, Texas, March 28-April, 1971, Paper No. 71-GT-22.
 6. J. Sauveniere & G. Vidossich, "Gas Turbine-Steam Turbine Power Plant for Production of Electricity and Process Steam for a Chemical Industry", ASME Gas Turbine Conference & Production Show, Brussels, Belgium, May 24-28, 1970 Paper No. 70-GT-17
 7. C. Keller, "The Origin and Development of the Closed Cycle Gas Turbine System", Escher Wyss News, Vol. 39 No. 1, 1966
 8. H-V. Schenher, "Cost functions for HTR-Direct Cycle Components" *Atomkernenergie*, Bd. 22(1974)
 9. K. Bammert & R. Buende, "Comparison of Nuclear Power Plants With Closed-Cycle Helium Turbine and With Steam Turbine Cycle for Combined Power and Steam Generation" ASME Gas Turbine Conference and Production Show, San Francisco California, March 1972, No. 72-GT-37
 10. JAERI-Memo 4419, "The Preliminary Design of the Experimental Multi-Purpose High Temperature Reactor" Japan Atomic Energy Research Institute, Japan, May 1971
 11. Shunya Nozawa and Masao Nozawa, "Development of Experimental Multi-Purpose High Temperature Gas-Cooled Reactor", *日本原子力學會誌*, Vol. 13, No. 8, p. 468~474, 1971
 12. H. Ishikawa, et. al., "Design Concept of Experimental Multi-Purpose VHTR", *TANSAO*, Vol. 20 April, 1975
 13. K. Bammert & G. Deuster, "Layout and Present Status of the Closed-Cycle Helium Turbine Plant Oberhausen" ASME Publication 74-GT-132, 1974.
 14. K. Bammert, "Design of a Fossil-Fired Helium Turbine Plant for Combined Power and Heat Production", *Atomkernenergie* Vol. 18, No. 3, Nov. 1971
 15. R. Harde, W. Breyer & E. Holling, "The Integrated PWR for Small and Medium Sized Nuclear Power Plants" *Nuclear Eng. International*, p. 48~50, Jan. 1975
 16. R. W. Dickinson, S. H. Esleeck & J. E. Lemon, "Nuclear Maritime-An Economic Revival", Paper Presented at Spring Meeting of the Society of Naval Architects and Marine Engineers, Williamsbry, Virginia May, 1972
 17. "Shipbuilders Eye Nuclear Power Again" *Chem. Eng. News*, July 29, 1974
 18. G. Maraköczy, "Binary Cycles for a High Temperature Gas Cooled Reactor With Helium Turbine" *Nucl. Sci & Eng.* Vol. 1 p.555-556, 1974
 19. A. W. Hagen, "Thermal Energy from the Sea" Noyes Data Corporation, 1975
-