

<論 文>

원자력 발전소에 대한 밀폐 CO₂ 가스터빈 프로세스의 최적화 연구(I)

이 찬 규* · 이 종 원**

(1988년 12월 14일 접수)

A Study on the Optimum of Closed CO₂ Gas Turbine Process for Nuclear Energy Power Plant (I)

Chan-Kyu Lee and Jong-Won Lee

Key Words : Closed Cycle Gas Turbine(밀폐 사이클 가스터빈), High Temperature Gas-cooled Reactor(고온 가스 냉각형 원자로), Fast Breeder Reactor(고속 증식 원자로), Steam Generator(증기 발생기), Part Stream Compression(부분 유동 압축)

Abstract

These days the closed cycle gas turbine attracts considerable attention due to: (1) The possibility of directly coupling the closed cycle gas turbine with a high temperature gas cooled reactor; (2) the economical use of dry coolers to reduce the thermal charge of the environment; and (3) the reduction of pollution and energy consumption, by replacing the domestic hearth by a central heating and power station. In this paper, we selected the optimal cycle from the characteristic of thermodynamic cycle for the optimal design of closed CO₂ gas turbine cycle usable in nuclear energy power plant. Also the effects of between the parameters and thermal efficiency were investigated by computer simulation. These results and design data will be added to basics in optimal designing closed CO₂ cycle gas turbine plant.

기 호 설 명	P	: 압력
a_j : 식 (2)에서 정의된 무차원 값	P_0 : 대기압 상태의 압력(1bar)	
b_i : 식 (2)에서 정의된 무차원 값	q : 열량	
$b_{\nu\mu}$: 식 (2)에서 정의된 무차원 값	q_{zu} : 공급된 열량	
C_p, C_v : 정압, 정적비열	R : 일반기체 상수	
h : 엔탈피	s : 엔트로피	
Δh_T : 터빈에서 행한 단열 열낙차(터빈 일)	t : 온도(°C)	
Δh_v : 압축기에서 행한 엔탈피 차(압축기 일)	T : 절대온도(K)	
Δh_N : 유효일($\Delta h_T - \Delta h_v$)	τ : 무차원 온도($T/T_{K,r}$)	
k : 등 엔트로피 지수	v : 비체적	
$K \cdot r$: 임계상태의 표시	w : $\rho/T_{K,r}$	
	ρ : 밀도	
	ρ_K : Kessel'man의 밀도	

*정회원, 경희대학교 대학원

**정회원, 경희대학교 공과대학 기계공학과

ρ_V : Vukalovich의 밀도
 η_{th} : 열효율
 x : 무차원 온도($t/t_{k,r}$)

1. 서 론

가스 냉각형 원자로(gas-cooled reactor)가 1945년 Farrington Daniel에 의해 최초로 고안된 이후 1970년초부터 헬륨 터빈의 개발에 집중적인 연구가 이루어졌다⁽¹⁾. 이 헬륨 터빈은 HTGR(High Temperature Gas-cooled Reactor)에 직접 연결(coupling)할 수 있으며 원자로의 순환냉각 매체로 헬륨 가스를 사용한다. 또한 영국, 프랑스 등 유럽 여러 나라에서는 CO₂ 가스를 원자로의 순환냉각매체로 하는 AGR(Advanced Gas-cooled Reactor)을 개발하였다. 이러한 형식은 이제까지 건축된 원자력 발전소에서, 헬륨이나 CO₂ 가스를 원자로의 노심 주위를 순환하는 1차 루프를 이용하였을 뿐 작동유체로써는 아직까지 운전경험이 전혀 없는 실정이다^(2~4).

오늘날 원자력 발전소의 건설이 점차 증가함에 따라 우라늄 생산의 한계로부터 나트륨 냉각형 고속증식 원자로의 개발에 많은 역점을 두게 되었다^(1~2). 이 구성에 있어 주요단점 중의 하나가 증기발생기(steam generator)의 관(tube) 파열시, Na와 H₂O의 폭발적인 반응으로부터 자연환경에 막대한 위험을 초래할 수 있다는 것이다⁽⁵⁾. 그러므로 Fig. 1에서와 같이 1차의 나트륨 루프 즉 원자로에서 직접순환하는 나트륨 열원을 2차 루프인 밀폐 CO₂ 가스 터빈 사이클로 작동케 하는 것이 제안된다. 현재 나트륨 기술수준에서는 고속증식 원자로에 있어서, 원자로 임구온도 650K, 원자로 출구온도 850K인 최대의 온도차를 이용할 수 있다⁽⁶⁾.

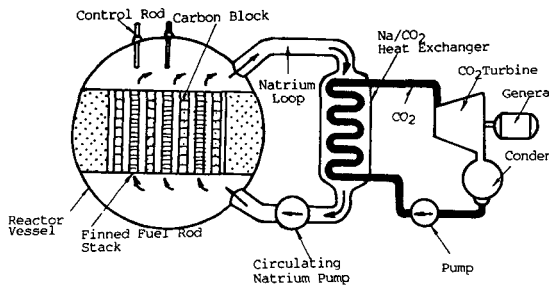


Fig. 1 Schematic arrangement of sodium cooled fast breeder reactor

본 연구에서는 CO₂를 밀폐 가스 터빈의 작동유체로 선택하였다. 그 이유로 CO₂의 임계점(임계온도: 31.04°C, 임계압력: 73.81bar) 즉 포화선 부근에서 압축이 가능하며, 이로써 압축일이 작게 되고, Na와 CO₂ 특성으로부터 터빈 입구온도 770K~820K인 범위에서 최적의 프로세스(process)가 주어지기 때문이다⁽⁶⁾.

본 연구에서의 CO₂ 프로세스는 1차 루프인 원자로에서 유도되는 나트륨과 2차 루프인 CO₂ 가스 터빈 사이클로 구성하였고, CO₂의 임계점 부근에서 압축을 행하였다. 또한 최적의 사이클을 결정하기 위해 $h-s$ 선도와 이에 대한 열역학적, 칼로리적 상태식 및 물성치들을 프로그램에 적합한 식으로 유도하였다. 그리고 최적화를 위해 출력을 각각 300, 600, 1000MWe로 선택하였고, 터빈 입구압은 150~350bar의 범위로 선택하였으며 이들로부터 열효율에 영향을 주는 각 설계변수의 특성을 연구 분석하였다.

2. 작동유체의 일반

2.1 CO₂의 특성

CO₂는 주로 유럽에서 이용되고 있는 AGR(Advanced Gas-cooled Reactor)의 1차 루프의 순환냉각매체로 이용되고 있지만, 2차 루프의 가스 터빈 사이클 작동유체로써는 아직까지 운전경험이 없다. 그러나 CO₂에 대한 응용의 전망은 매우 좋다. 즉 작동유체의 요구조건으로, 고온에서는 열적으로 안정하고, 화학적 성질로는 비활성인 것이 요구된다. 더우기 비가연성, 비독성, 비부식성 및 순수한 상태에서 쉽게 생산할 수 있으며 가격 또한 저렴해야 한다. 이러한 요구들은 열적인 안전성을 제외하고는 CO₂에 의해 모두 충족된다. CO₂의 열적 안전성의 검토는 온도의 함수인 Boudouard'sche의 식($CO_2 + C \rightleftharpoons 2CO$)에 의해서 제안되며, 700°C 이상의 고온에서만 탈탄을 거친 강철에 영향을 미치므로 700°C까지는 열적으로 안정하다고 할 수 있다. 그러므로 나트륨 냉각형 고속증식 원자로와 CO₂ 가스 터빈 플랜트와의 결합이 가능하다고 할 수 있다.

2.2 CO₂의 물성치

(1) 열역학적 상태방정식

본 연구의 사이클 계산을 수행하기 위한 기초식

으로 온도범위 273~800K, 압력범위 1~1000bar인 영역에서 Kessel'man⁽⁶⁾과 온도범위 770~1273K, 압력범위 1~1000bar인 영역에서 Vukalovich⁽⁷⁾의 열역학적 상태방정식이 이용된다. Kessel'man의 식은

$$\frac{Pv}{RT_{K,r}} = a_0(w) + a_1(w)\tau + \beta(w)\psi + \gamma(w)\psi^2 + \delta(w)\psi^3 + \lambda(w)\psi^4 \quad (1)$$

여기서 $a_0, a, \beta \dots$ 의 함수는 다음의 형식을 갖는다.

$$A(w) = \sum_{j=1}^8 a_j w^j,$$

$$\psi = \sum_{i=1}^7 b_i \frac{1}{\tau^i}$$

Vukalovich의 식은

$$\frac{Pv}{RT} = 1 + \sum_{\nu=1}^N \left[\sum_{\mu=0}^M \left(\frac{b_{\nu\mu}}{\tau^\mu} \right) \rho^\nu \right] \quad (2)$$

온도범위 770K~800K 사이의 교차영역은 식 (1)과 식 (2)를 공통적으로 이용한다. 즉

$$\rho = \frac{(800-T)}{30} \rho_K + \frac{(T-770)}{30} \rho_V \quad (3)$$

온도에 종속되어 있는 증기압에 있어서 273.15K와 임계점 사이에 Michels⁽⁸⁾식이 유도된다.

$$P = P_{K,r} \sum_{i=0}^7 a_i x^i \quad (4)$$

(2) 칼로리의 상태방정식

다음의 기초식으로부터 열량은

$$dq = Tds = dh - vdp \quad (5)$$

압력의 완전미분은

$$dP = \left(\frac{\partial P}{\partial v} \right)_T dv + \left(\frac{\partial P}{\partial T} \right)_v dT \quad (6)$$

식 (5)와 식 (6)으로부터

$$dh = Tds + v \left[\left(\frac{\partial P}{\partial v} \right)_T dv + \left(\frac{\partial P}{\partial T} \right)_v dT \right] \quad (7)$$

이상기체의 상태 즉 $v = \infty, p = 0$ 에서 시작하는 어떤 등온선을 따라서 v 에 대한 적분으로부터 엔탈피는

$$h = Pv - RT + \int_{\infty}^{v(P,T)} \left[T \left(\frac{\partial P}{\partial T} \right)_v - P \right] dv + K(T) \quad (8)$$

식 (8)의 적분상수 $K(T)$ 는

$$K(T) = h_0(T) = \int_{T_0}^T C_{p0} dT \quad (9)$$

이상을 정리하여, 엔탈피식은 Patterson식에 기초를 두었으며 이것은 참고문헌 (9)의 데이터에 의해 정리되었다. 엔트로피를 산출하기 위해 식 (5)로부터

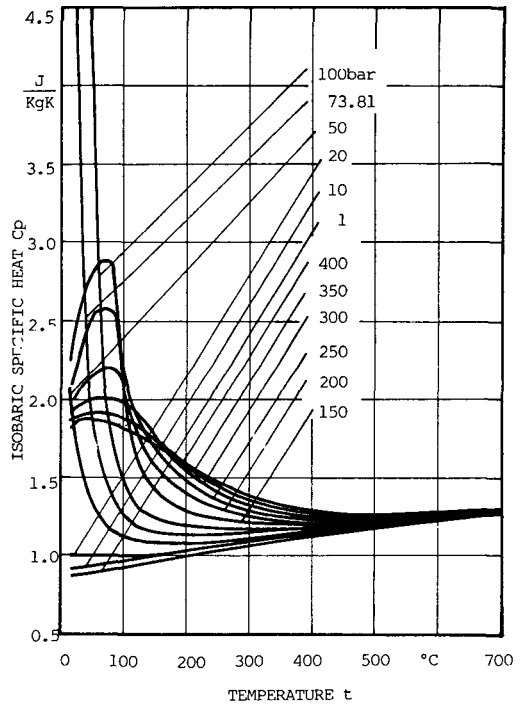
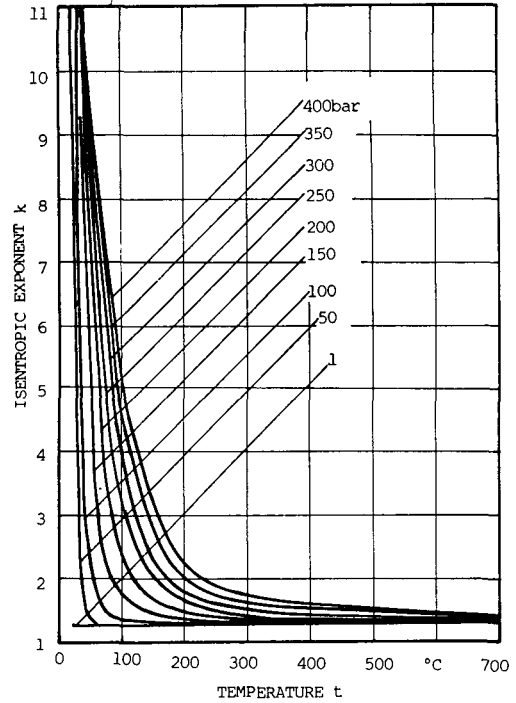


Fig. 2 Isentropic exponent k and isobaric specific heat C_p for CO₂ as a function of temperature and pressure

$$ds = \frac{dh}{T} - \frac{vdp}{T} \quad (10)$$

등압선을 따라 ($p_0 = 1\text{bar}$) 행해지는 적분은 식 (9)를 고려하여

$$s = \int_{T_0}^T \frac{C_{p0}}{T} dT - R \ln\left(\frac{P}{P_0}\right) + R \ln(Z) + \int_{v(P_0, T)}^{v(P, T)} \left[\left(\frac{\partial P}{\partial T}\right)_v - \frac{R}{v} \right] dv \quad (11)$$

이상의 식 (8)과 식 (11)은 사이클의 상태치를 계산하는데 기본식이 된다.

(3) 등 엔트로피 지수와 비열

등 엔트로피 (isentropic) 지수와 비열은 실제기체의 열역학적 특성을 조사할 때 이상기체의 상태와 같이 측정될 수 있다. 미분형태의 등 엔트로피 기초식

$$\frac{dP}{P} + k \frac{dv}{v} = 0 \quad (12)$$

등 엔트로피지수는

$$k = -\frac{v}{P} \left(\frac{\partial P}{\partial v} \right)_s \quad (13)$$

이 정의된다. 그러나 여기서 k 는 상수가 아니고 상태함수 $k = k(v, T)$ 또는 $k(p, T)$ 이다. 일반적으로 통용되는 열역학적 관계로부터

$$k = -\frac{v}{P} \left(\frac{\partial P}{\partial v} \right)_s = -\frac{v}{P} \left(\frac{\partial P}{\partial v} \right)_T \frac{C_p}{C_v} \quad (14)$$

이 되며 식 (14)의 정압비열 (C_p)는

$$C_p = C_v - T \frac{(\partial P / \partial T)_v^2}{(\partial P / \partial v)_T} \quad (15)$$

로 대입되며, 따라서

$$k = k(v, T) = \frac{v}{P} \left[\frac{T}{C_v} \left(\frac{\partial P}{\partial T} \right)_v^2 - \left(\frac{\partial P}{\partial v} \right)_T \right] \quad (16)$$

과 다음 식

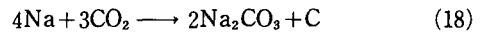
$$C_v = C_{v0}(T) + \int_{\infty}^v \left(\frac{\partial^2 P}{\partial T^2} \right)_v dv \quad (17)$$

식 (16)과 식 (17)은 Kessel'man과 Vukalovich에 의한 열역학적 상태방정식에서 측정되는 독립변수 v, T 에 대한 압력과 그의 미분계수만을 포함한다. 여기서, 완전가스의 비열간의 관계로부터 $C_{v0}(T) = C_{p0}(T) - R \ln$ 식이 유도된다. 이상기체상태에서 등압비열은 참고문헌 (10)에 의해 측정되며 계산결과를 Fig. 2에 제시하였다.

3. 가스터빈 프로세스 구성시 CO₂ 특성의 영향

낮은 임계온도(31.04°C)를 갖고 있는 CO₂는 순

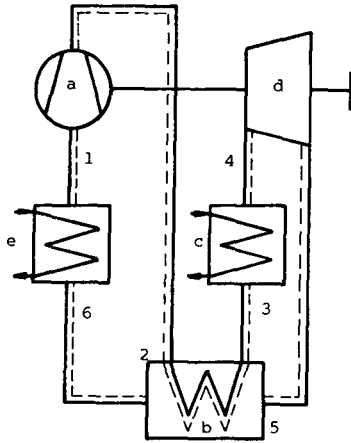
수한 gas와 액체영역에서 프로세스를 실행할 수 있는 가능성을 갖고 있다⁽¹⁰⁾. 즉 압축 또는 부분유동압축을 행함으로써 CO₂의 액상에서 증기터빈 프로세스의 특성을 가질 수 있다. 또 CO₂의 증발잠열은 H₂O의 증발잠열보다 작기 때문에 증기터빈에 비하여 응축기의 축소가 가능하다⁽¹²⁾. 나트륨 냉각형 고속증식 원자로와 연결된 2차 루프의 CO₂ 가스터빈에 대하여, 첫째 CO₂ 프로세스의 특수한 열역학적인 특성으로부터, 낮은 터빈 입구온도에서도 좋은 열효율을 얻을 수 있고, 둘째 Na/CO₂ 열교환기에서 CO₂ 가스의 누설시, 폭발의 위험이 없으며 비교적 안정하다. 즉



위 식 (19)는 완전한 반응을 나타내고 있지 않지만 "Siemens-Interatom-Belgonucleaire-Neratoom"의 국제조합^(8,9)에서 이 반응의 최초연구를 수행하였는데, 그 결과 500°C, 32bar 이상 또는 300°C, 48bar 이상에서 나트륨과 CO₂의 반응이 이루어짐을 알 수 있었다. 그러므로 Na/CO₂ 열교환기에서 CO₂의 누설시, 나트륨(2~3bar)와 CO₂(120bar) 사이에서는 약 20bar의 평균압력이 발생하며 따라서 550°C, 20bar의 범위에서는 어떠한 반응도 발생하지 않는다. 그밖의 특성으로, 중전에 이용되어 온 Na/H₂O 증기발생기에서는 불균등한 열전도시, 냉각관을 따라서 부식이 발생했을 뿐만 아니라 서론에서도 언급한 Na와 H₂O의 폭발위험을 Na/CO₂ 열교환기에서는 배제할 수 있다.

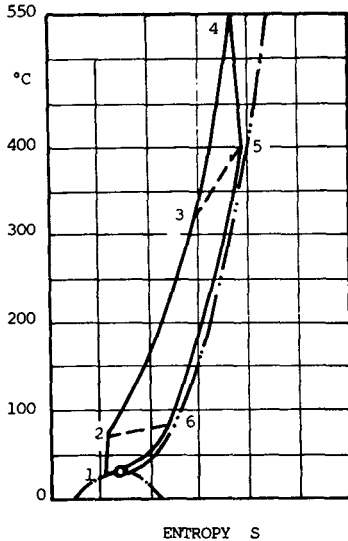
3.1 가스 프로세스의 구성

본 연구에서는 압축이 시작되는 점의 상(phase) 상태에 따라서 크게 3개의 프로세스로 구분하였다. Fig. 3은 나트륨 냉각형 고속증식 원자로에 대한 가스 프로세스의 구성도와 $t-s$ 선도를 제시한 것이다. 본 구성의 점 1에서, CO₂ 가스가 압축기로 들어가며(1-2), 이 가스는 열교환기 b 에서 재생되고(2-3), 다시 Na/CO₂ 열교환기에서 사이클 최고 온도로 가열된다(3-4). 그리고 CO₂ 가스는 터빈 d 에서 팽창되어 발전을 하고(4-5), 팽창 가스는 재생된 후(5-6), 예냉각기 e 를 끝으로 가스는 사이클 최저의 온도로 냉각된다(6-1). 여기서 2점 선택선은 압력수위의 기준이 되는 임계등압선(73.81 bar)을 제시한 것이다.



- a: COMPRESSOR
- b: HEAT EXCHANGER
- c: Na/CO₂-HEAT EXCHANGER
- d: TURBINE
- e: PRECOOLER

(a) SCHEMATIC CYCLE ARRANGEMENT

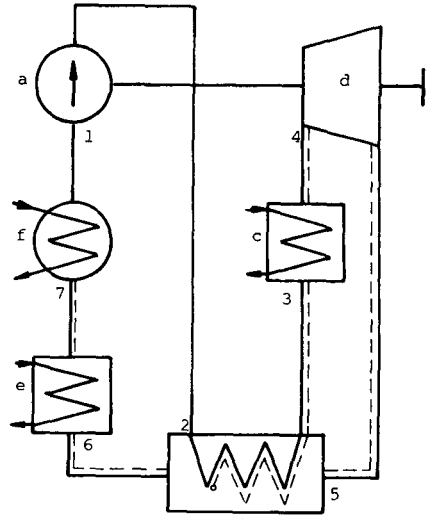


(b) TEMPERATURE-ENTROPY DIAGRAM

Fig. 3 CO₂ gas process for the Na-cooled fast breeder reactor

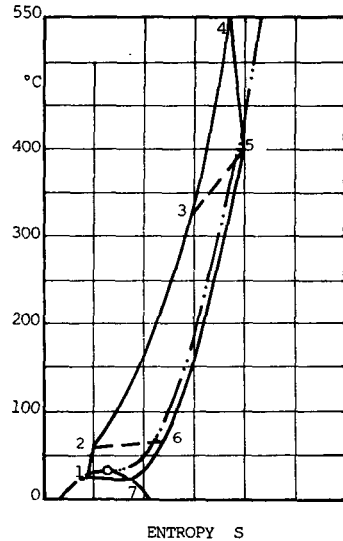
3.2 응축 프로세스의 구성

압력수위를 임계 이하로 선택한다면 응축 프로세스를 실현할 수 있다. Fig. 4는 응축기 $f(7-1)$ 를 통하여 액상(1-2)에서 압력상승으로부터 증기사이클의 특징을 도입한 것이다. 펌프에 의한 압력상승 후에 (1-2) 작동유체 CO₂는 열교환기 b 에서 가열된다(2-3). 그리고 작동가스는 Na/CO₂ 열교환기로부터 열을 공급받아(3-4), 터빈에서 팽창한 후



- a: PUMP
- b: HEAT EXCHANGER
- c: Na/CO₂-HEAT EXCHANGER
- d: TURBINE
- e: CONDENSATION PRECOOLER
- f: CONDENSER
- o: PHASE CHANGE

(a) SCHEMATIC CYCLE ARRANGEMENT



(b) TEMPERATURE-ENTROPY DIAGRAM

Fig. 4 CO₂ condensation process for the Na-cooled fast breeder reactor

(4-5) 배기가스 일부는 열교환기 (5-6)에서 고압부분으로 방출한다. 예냉각 응축기에서는 CO₂ 가스가 포화액선에 이를 때까지 냉각되며(6-7), 응축기에서 액화된다(7-1). 응축 프로세스의 경제적 응용은 이용할 수 있는 냉각수온도에 기인한다.

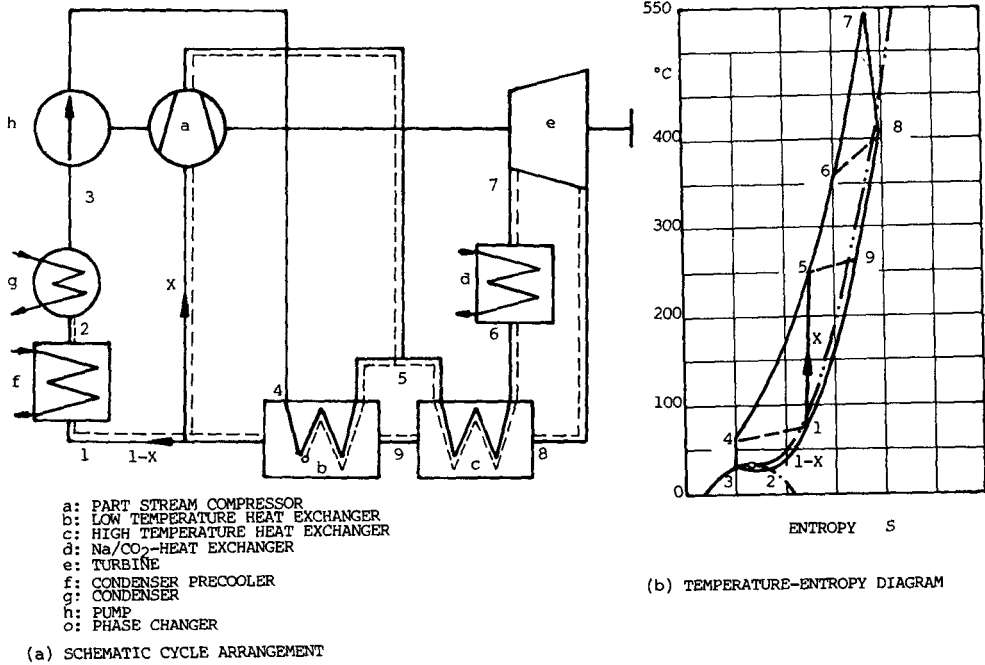


Fig. 5 CO₂ gas and condensation process with part stream compression

3.3 가스 및 응축 프로세스의 구성

작동유체가 열교환기 뒤에서 부분유량 (X%)과 전유량 (1-X%)으로 배분되고, 부분유량 X%는 가스 프로세스로 구성하고 전유량 (1-X%)는 응축 프로세스로 구성한다면 열효율을 개선할 수 있다. 이에 대한 구성도와 t-s 선도를 Fig. 5에 제시하였다.

4. CO₂ 가스터빈 프로세스의 해석

4.1 설계 데이터

CO₂ 가스터빈 프로세스를 해석하기에 앞서 일련의 설계자료를 규정하면

(i) 온도와 정도(degree)

Table 1 Design data for CO₂ gas turbine plant

Work output (Net)	MWe	300	600	1000
Turbine inlet pressure	bar	150~350	150~350	150~350
Turbine inlet temperature	°C	520	520	520
Compressor inlet temperature	°C	30	30	30
Condensation temperature	°C	26	26	26
L.M.T.D (heat exchanger)	K	40	40	40
Turbine efficiency (LP/HP)	%	90/89	91/90	92/91
Axial compressor efficiency	%	88	89	90
Radial compressor efficiency	%	83	83	83
Radial pump efficiency	%	78	78	78
Total pressure drop	%	12	12	12

- (ii) 압력과 압력손실
- (iii) 기계손실
- (iv) 손실출력

등으로 분류할 수 있으며, Table 1에 출력이 각각 300, 600, 1000MWe인 CO₂ 가스터빈 플랜트의 기본설계 데이터를 제시하였다.

4.2 프로세스 해석의 결과

본 절에서는 사이클 계산의 결과를 해석하였는데, 중간냉각, 중간가열 및 부분유동압축 과정을 하지 않는 단순과정(simple process)에 대해서 연구하였다. 이것은 CO₂ 가스터빈 프로세스의 특성을 쉽게 그리고 보다 상세하게 파악할 수 있기 때문이다.

완전단순 가스터빈 사이클(Brayton 사이클)의 열효율은 원자로부터 공급된 열량(q_{zu})과 터빈에서 얻은 열낙차(Δh_T)에 압축기에서 소요된 열낙차

(Δh_v)를 감한 것과의 비로써 표현할 수 있다. 즉 다음의 식이 유도된다.

$$\eta_{th} = \frac{\Delta h_T - \Delta h_v}{q_{zu}} = \frac{\Delta h_N}{q_{zu}} \tag{20}$$

위 식의 계산으로부터 Fig. 6에 터빈 입구압력이 150bar~350bar인 범위에서 변화할 때, 팽창비의 함수로써; 열효율(η_{th}), 공급열량(q_{zu}), 유효일(Δh_N)과의 관계를 제시한 것이다. 본 그림에서, 곡선이 급격하게 감소하는 부분은 압축의 시작점으로써, 그 점을 중심으로 왼쪽 영역은 응축상이고, 오른쪽 영역은 가스상이 된다. 여기서 터빈 입구압력이 높을 때에만 응축 프로세스가 가스 프로세스보다 더 좋은 효율을 얻을 수 있음을 알 수 있다.

4.3 프로세스의 선택 및 용량결정

프로세스의 최종선택 및 용량은 도달가능한 효율 이외에 전력생산비용 및 경제성 등을 고려하여 결정한다^(13,14). 이상의 연구로부터 다음 3개의 프로세스를 선택하였다.

- (i) 부분유동압축을 하고 터빈 입구압력이 80 bar인 임계위의 단순 프로세스(Pr. 1)
- (ii) 부분유동압축과 중간가열을 하고 터빈 출구압력이 80bar인 임계위의 프로세스(Pr. 2)
- (iii) 부분유동압축, 단일의 중간냉각 및 단일의 중간가열을 하고 터빈 출구압이 60bar인 응축 프로세스(Pr. 3)

Fig. 7은 Table 1의 설계자료를 근거로 하여 선정한 3개의 프로세스(Pr. 1, Pr. 2, Pr. 3)에 대한 열역학적, 칼로리적 상태식으로부터 계산한 결과치를 h - s 선도로 나타내었으며, Fig. 8~Fig. 11은 터빈 입구압력의 변화에 대한 열효율과의 관계를 주어진 설계자료로부터 계산하여 제시한 것이다.

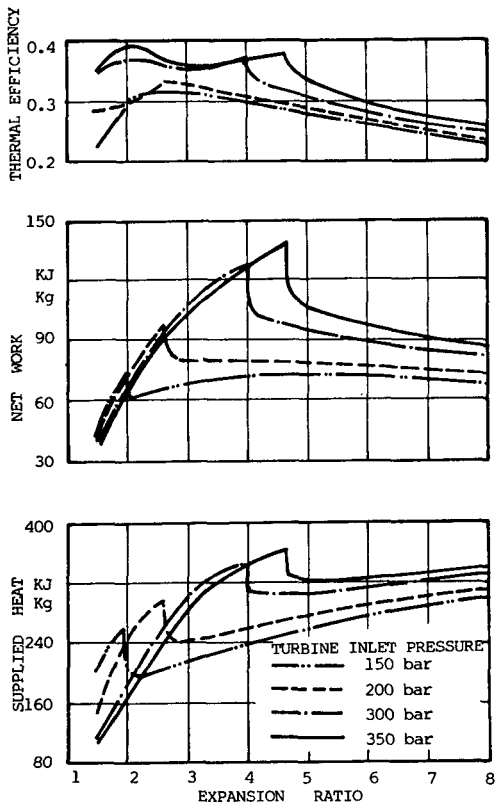


Fig. 6 Thermal efficiency, net work and supplied heat as a function of expansion ratio (simple process)

4.4 선택된 프로세스의 열효율에 영향을 주는 파라미터

프로세스의 구성에 있어, 각 상태치의 변화가 열효율에 영향을 주는 인자로서

- (i) 터빈 입구온도
- (ii) 압축기 입구온도
- (iii) 열교환기의 대수평균온도차
- (iv) 터빈의 효율
- (v) 압축기, 부분유동압축기 및 펌프효율
- (vi) 응축온도 및 총 압력손실

등이 있다⁽¹⁵⁾. 본 연구에서는 열효율에 크게 영향

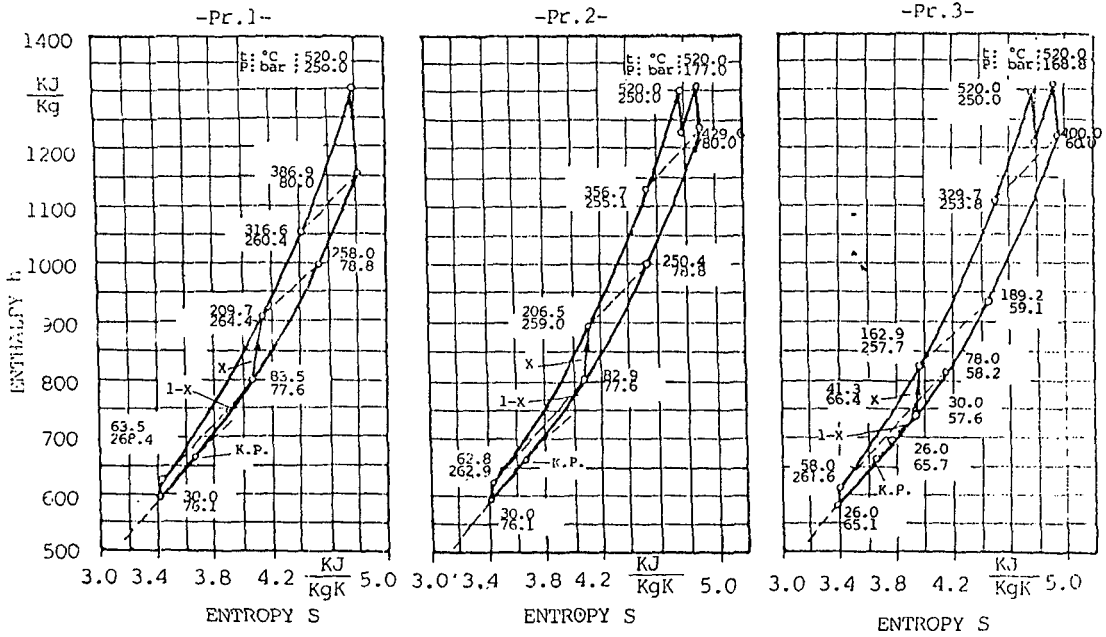


Fig. 7 Enthalpy-entropy diagram of the selected CO₂ process

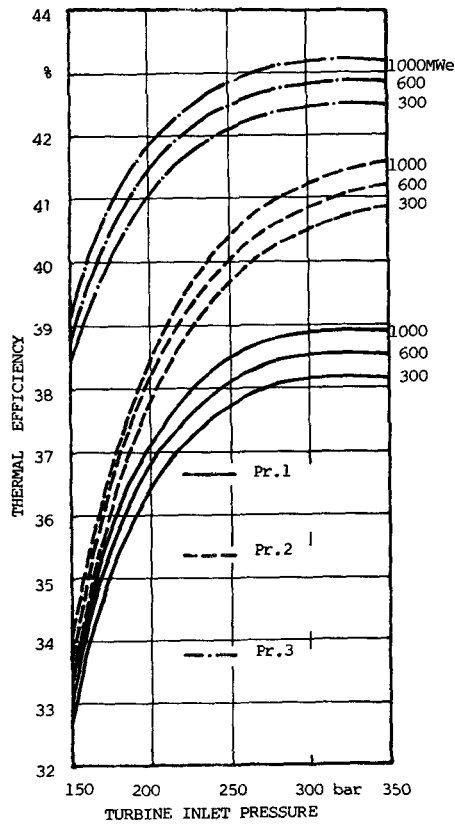


Fig. 8 Thermal efficiency as a function of turbine inlet pressure

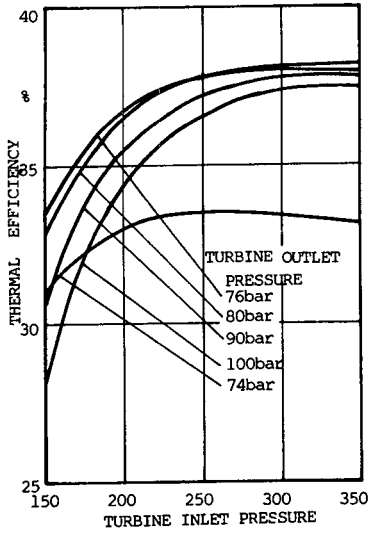


Fig. 9 Thermal efficiency as a function of turbine inlet pressure (Pr. 1)

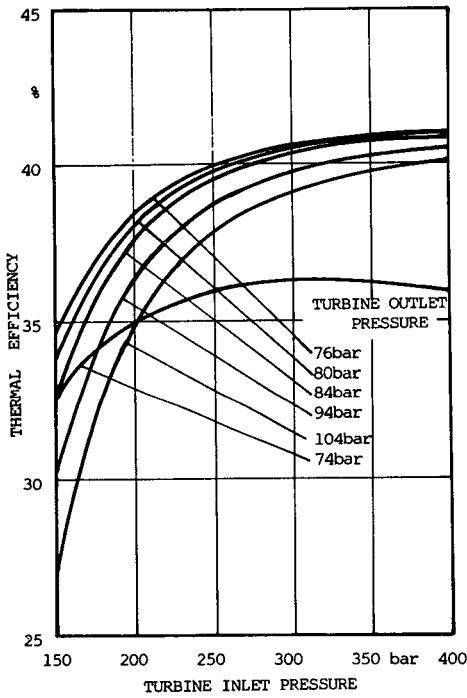


Fig. 10 Thermal efficiency as a function of turbine inlet pressure (Pr. 2)

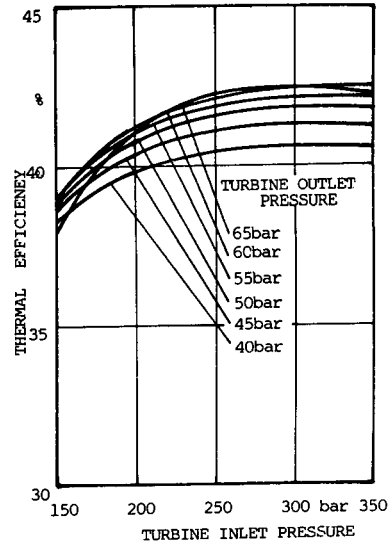


Fig. 11 Thermal efficiency as a function of turbine inlet pressure (Pr. 3)

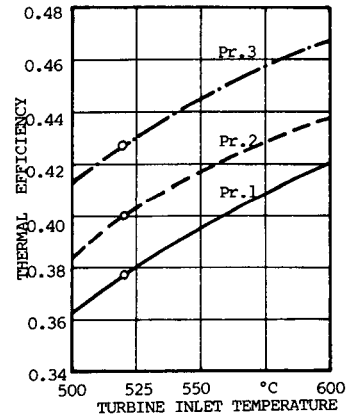


Fig. 12 Thermal efficiency as a function of turbine inlet temperature (300MWe)

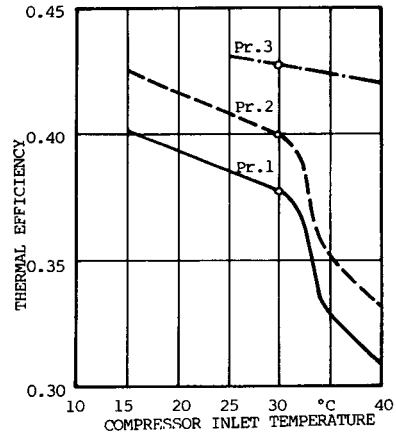


Fig. 13 Thermal efficiency as a function of compressor inlet temperature (300MWe)

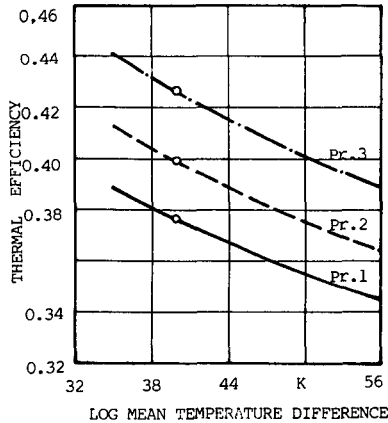


Fig. 14 Thermal efficiency as a function of log mean temperature difference (300MWe)

을 주는 인자 즉 터빈과 압축기의 입구온도, 열교환기의 대수평균온도차에 대한 계산결과들을 Fig. 12~14에 제시하였다.

5. 결 론

본 연구에서는 우선적으로 CO₂ 물성치에 관한 유용한 값들을 밀도와 온도의 함수로써 수식화하였다. 그 결과 실제 가스인자의 영향은 고압, 저온에서 크고 고압, 고온에서는 약하게 나타났다. 그리고 열역학적인 사이클 계산으로부터 3개의 서로 다른 최적 프로세스가 선정되었다. 여기서 Pr. 1과 Pr. 3은 터빈 입구압이 320bar일 때 최고의 열효율을 나타냈고, Pr. 2는 350bar의 연구압력 범위를 넘어 더욱 높은 압력의 상태에 있음을 알 수 있었다. 최적의 터빈 출구압으로는 Pr. 1과 Pr. 2는 80 bar, Pr. 3은 60bar이다. 또한 터빈 입구온도, 압축기 입구온도 및 열교환기의 대수평균온도차 등 중요한 사이클 변수가 열효율에 미치는 영향은 선정된 3개의 프로세스 모두 크게 작용함을 알 수 있었다. 이상의 연구결과는 차기의 연구과제 및 CO₂ 가스터빈 플랜트의 기계 및 기구에 대한 최적설계를 하는데 좋은 기초자료를 제공할 것이다.

참 고 문 헌

(1) Melese, Gilbert, Katz, Robert 1984, "Thermal and

Flow Design of Helium-Cooled Reactor", American Nuclear Society La Grange Park, Illinois USA, Chap. 1, 8.

(2) Bammert, K., Rurik, J., Griepentrog, H., 1974, "Highlights and Future Development of Closed-Cycle Gas Turbines", ASME J. Engineering for Power, pp. 342~348.

(3) Archie W. Culp, Jr., 1979, "Principles of Energy Conversion", McGraw-Hill, Inc., pp. 226~232.

(4) Bammert, K., Twardziok, W., 1967, "Kernkraftwerke mit Heliumturbinen für Große Leistungen", Atomkern-Energie, Nr. 9/10, pp. 305~326.

(5) 徐正閔, 1981, "蒸氣動力工學", 清文閣, pp. 161~169.

(6) Kesselman, P.M., Kotlyarevskil, P.A., Afanas'ev, M.M., 1965, "The equation of State of Carbon dioxide in the Temperature range 273~4000K, for Pressures up to 1000.10N/m²", J. Engng. Phys. Nr. 4, pp. 349~352.

(7) Vukalovich, M.P., Altunin, V.V., Spiridonov, G.A., 1967, "Methods of formulating equation of State of Substances from experimental thermodynamic data using Computers", High Temperature, pp. 233~238.

(8) Michels, A., Blaisse, B., Michels, C., 1937, "The isotherms of CO₂ in the neighborhood of the critical point and round the Coexistence line. Proc. Roy. Soc. (London) A, p. 376.

(9) National Bureau of Standards, 1955, "Tables of thermal properties of gases", Circular 564.

(10) Patterson, D.J., Van Wylen, G.J., 1963, "Empirical Heat Capacity Equations for Ideal Gases", Trans. ASME, Ser. C, pp. 281~282.

(11) 傳熱工學資料(改訂第4版)出版分科會, 1986, "傳熱工學資料", 日本機械學會, pp. 312~336.

(12) 技術資料「流體の熱物性値」出版分科委員會, 1982, "流體の熱物性値集", 日本機械學會, pp. 199~207.

(13) Singh, K.P., Soler, A.I., 1984, "Mechanical Design of Heat Exchangers and Pressure Vessel Components", Arcturus Publishers, pp. 6~32.

(14) "Steam/Its Generation and use", 1972, Babcock and Wilcox, Chap. 21~23.

(15) Horlock, J.H., 1965, "Axial Flow Turbines (Fluid Mechanics and Thermodynamics)", Butterworth and Company Limited, pp. 5~45.