〔논문〕한국수소에너지학회지
J.of the Korean Hydrogen Energy Society
Vol.5,No.1 (1994)

배기가스가 없는 수소가스용 터빈엔진에 대한 이론적 해석

오 병 수
전남대학교 공과대학 기계공학과

A Theoretical Analysis on Hydrogen Gas Fueled Turbine Engine with No Emissiom Gas

Byeong-Soo Oh
Dept. of Mechanical Engineering, Chonnam National University

Abstract : It is very important factor to reduce air pollution from any engines. Some exhaust gases, sush as CO_2, NO_X and SO_X, are the products by combustion of hydrocarbon fuel and air. Hydrogen is clean energy to keep our environment out of air pollution. In this study a turbine engine system is theoretically developed which produces pure water only with no exhaust gas by combustion of hydrogen and stoichiometric oxygen. The thermal efficiency of the whole system can be calculated by calculation of each part.

1. 서론

현재의 내연기관은 석유를 정제하여 만든 탄화수소계열의 연료를 사용하므로써 많은 공해물질(SO_X, NO_X, soot)을 배기가스로써 대기중으로 배출하고 있다. 매연분진을 포함한 이런 공해물질들은 도시 상공을 흐리게 하고 인간의 호흡기에 암을 유발하는 등 여러 가지 질병의 발병요인이 되고 있고 많은 동식물에 폐해를 끼치고 있다. 또한 지구 온난화의 중요한 역할을 하는 CO_2를 배출하므로써 국제적으로 CO_2배출 용량 제한규제를 가할 필요성을 부가하고 있다. 현재 주로 내연기관으로 사용하는 왕복동기관이 만드는 폭발음으로 인한 소음공해로 인간의 정신적 또는 육체적 피해를 유발하고 있다. 또한 내연기관의 동력손실은 대략 30%가 냉각손실, 30%가 배기손실, 10%가 왕복동기관 때문에 발생하는 기계적 마찰손실이다. 때로는 불완전 연소에 의하여 미연소된 연료가 그대로 대기중으로 버려지거나, 완전연소를 위하여 과잉의 공기를 더 넣어 주므로써 낮은 온도로 연소실에 들어온 여분의 공기가 높은 온도로 배기되면서 열에너지를 가지고 나간다. 공기중의 질량비로 3/4이나 되는 질소도 연소에는 아무 도움을 주지 못하면서 그냥 실린더에 들어왔다가 나가면서 열에너지만 흡수하여 배기되므로 열에너지 손실을 크게 하고 있다. 또한 그 질소는 공해물질인 NO_X를 배출한다.

이런 단점을 없앤 새로운 엔진은 순수한 수소와 산소를 연소시켜 순수한 물만 최종적으로 배출하도록 설계하므로써 공해물질을 배출하는 배기가스를 전혀 발생시키지 않고, 왕복동기관에 비하여 터빈엔진을 사용하므로써 소음 및 진동을 현저히 줄여 조용한 운전을 할 수 있도록 하며, 밀폐사이클을 형성하여 이용 가능한 열에너지를 충분히 활용하여 열효율을 매우 높히고 미연소가스를 재연소시키도록 한다.

수소를 연료로 사용한 왕복동기관은 실용화 단계에

도달하였는데 수소를 사용한 가스터빈식 엔진은 연구 단계에 있다. 액체수소를 이용하여 기존의 가스터빈이나 엔진을 냉각하고 가스화된 수소를 연소시켜 증기터빈을 구동하는 사이클 해석과[1,2], 가스터빈 을 위한 수소용 연소기를 해석하는 논문들이[2,3] 있다. 이 논문은 연소기, 가스터빈, 증기터빈, 방열기 및 압축기로 연결하는 폐쇄회로에 대해서 열역학적인 이론해석을 하였다.

2. 엔진 시스템에 대한 理論計算

2.1 記號說明

計算式에 使用된 記號는 다음과 같다.

η_{cycle}: 本 사이클 熱效率
$\dot{E}$: 입력 에너지 $\dot{W}$: 출력 에너지
$\dot{W}_{G.T}$: 가스터빈 出力 $\dot{W}_{S.T}$: 증기터빈 出力
$\dot{W}_P$: 압축기 소요동력
$\dot{Q}$: 전 손실열량($\dot{Q}_{Ra}+\dot{Q}_{Ex}$)
$\dot{Q}_{Ra}$: Radiator 에서의 방열량 $\dot{Q}_{Ex}$: 버려지는 물의 열량
$\dot{m}_{H_2}$: 수소의 질량유량
$\dot{m}_{O_2}$: 산소의 질량유량
$\dot{m}_{H_2O}$: 연소에 의해 생성된 증기의 질량유량
$\dot{m}_{H_2O(g)}$: 작동가스의 전 질량유량
$\dot{m}_{H_2O(s)}$: 순환되는 증기의 질량유량
A_{GI} : 가스터빈 입구면적 A_{GE} : 가스터빈 출구면적
A_{SI} : 증기터빈 입구면적 A_{SE} : 증기터빈 출구면적
V_{GI} : 가스터빈 입구속도 V_{GE} : 가스터빈 출구속도
V_{SI} : 증기터빈 입구속도 V_{SE} : 증기터빈 출구속도
T : 온도 P : 압력 k : 비열의 비
h : 엔탈피 R : 가스상수
ρ : 밀도 LHV : 저위발열량
① : 수소와 산소의 연소실 입구
② : 연소실 출구 및 가스터빈 입구
③ : 가스터빈 출구 및 증기터빈 입구
④ : 증기터빈 출구 및 방열기 입구
⑤ : 방열기 출구 및 압축기 입구
⑥ : 압축기 출구 및 순환되는 증기의 연소실 입구
⑦ : 물 탱크 입구

2.2 시스템의 구성요소와 역할

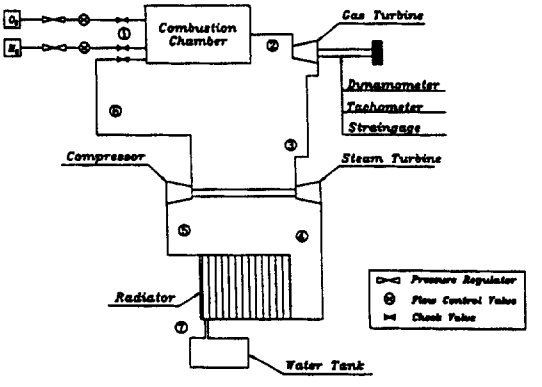

Fig. 1 Schematic configuration of hydrogen gas fueled turbine engine system with no emission.

시스템의 구성요소는 Fig. 1과 같이 연소실(combustion chamber), 가스터빈(gas turbine), 증기터빈(steam turbine), 방열기(radiator), 압축기(compressor), 물탱크 (water tank)들로 이루어진다. 연료탱크로부터 순수한 수소와 산소가스가 연소실에 들어가서 연소된 후 연소가스가 가스터빈에서 주동력을 발생시키고 이어서 증기터빈으로 들어가서 보조동력을 발생시킨다. 방열기에서 냉각을 시킨 후 생성되는 물은 물탱크에 저장하고 미연소된 가스나 수증기등을 압축기로 연소실에 다시 공급한다. 이와 같이 하여 연소실의 안쪽 내벽 주위에 분사되는 귀환가스들은 연료의 완전연소와 연소실의 냉각을 도모한다.

2.3 연소실 (Combustion Chamber)

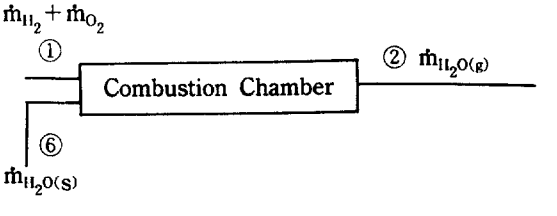

Fig. 2 Mass flow rates at combustion chamber

대부분의 연소실은 안통과 바깥통의 이중구조를 가지고 있어서 안쪽에서 연소를 하면 고온가스에 의하여 안통의 내부 벽면이 과열되므로 냉각을 시키기 위하여 공기를 흐르게 한다. 그런데 본 논문에서는 연소실(Fig. 2)의 ① 에서 산소와 수소를 각각 다른 경로를 통하여 연소실 내부에 분사하여 연소를 시키므로 질소가 포함된 공기를 냉각매체나 촉매로 사용하지 않는다. 대신에 ⑥을 통하여 폐쇄회로를 한바퀴 돌아온 냉각된 증기와 미연소 가스를 연소실 이중구조의 사이로 흘려보내고 또한 연소실로 들어가서 미연소가스는 재연소하도록 하고 저온의 증기는 과열증기가 되도록 한다. ①에서 들어오는 산소의 엔탈피를 무시하고, 이론적으로 완전연소하므로 ⑥에서 들어오는 미연소가스는 없다고 하면, 연소실에서의 전체적 에너지평형(energy balance)은 수소에 의해 발생되는 열량과 순환되는 증기의 열량의 슴이 연소실 출구 ②에서의 열량과 같으므로 다음과 같은 수식으로 표현할 수 있다. 이때 연소실 내부에서는 완전연소하고 외부 벽은 단열이라고 가정한 것이다.

$$\dot{m}_{H_2}LHV+\dot{m}_{H_2O(s)}h_6=\dot{m}_{H_2O(g)}h_2 \qquad (1)$$

여기서

$$\dot{m}_{H_2O(g)}=\dot{m}_{H_2O(s)}+\dot{m}_{H_2O} \qquad (2)$$

이므로 식(2)을 식(1)에 대입하여 정리하면

$$\dot{m}_{H_2}LHV=\dot{m}_{H_2O}h_2+\dot{m}_{H_2O(s)}(h_2-h_6) \qquad (3)$$

이다. 또한

$$\dot{m}_{O_2}=8\dot{m}_{H_2} \qquad (4)$$

$$\dot{m}_{H_2O}=\dot{m}_{H_2}+\dot{m}_{O_2}=9\dot{m}_{H_2} \qquad (5)$$

이므로 식(3)은 다음과 같이된다.

$$\dot{m}_{H_2}(LHV-9h_2)=\dot{m}_{H_2O(s)}(h_2-h_6) \qquad (6)$$

한편 수소의 저위발열량은

$LHV[H_2]=120110kJ/kg$

이다. (6)식으로부터 순환되는 증기의 질량유량과 공급하는 수소의 질량유량에 대한 양적관계를 다음과 같이 나타낸다.

$$\dot{m}_{H_2O(s)}=[(LHV-9h_2)/(h_2-h_6)]\dot{m}_{H_2} \qquad (7)$$

요구되어지는 동력을 위한 수소의 양을 정하면 식(2), 식(4), 식(5), 그리고 식(7)로부터 나머지 양들을 결정할 수 있다.

2.4 가스터빈(Gas Turbine)

가스터빈으로 통과하는 증기를 완전가스로 가정하고, 다음 식들과 같이 완전가스의 상태방정식에 입구와 출구에서 측정한 온도 및 압력을 대입하면 각각의 밀도를 계산할 수 있다. 이때 증기의 가스상수는 다음과 같다.

$$R\ (STEAM)\ =\ 0.46\ kJ/kgK$$

$$\rho_2=\frac{P_2}{RT_2},\qquad \rho_3=\frac{P_3}{RT_3}$$

가스터빈이 가역단열과정을 한다고 하면, 터빈입구의 온도와 압력을 주고 터빈출구의 압력변화에 대한 출구의 온도를 다음의 단열변화식을 이용하여 계산할 수 있다.

$$\frac{T_3}{T_2}=\left(\frac{P_3}{P_2}\right)^{\frac{k-1}{k}}$$

가스터빈의 입구의 면적 A_{GI}와 출구의 면적 A_{GE}를 측정하여 입구와 출구의 증기속도 를 다음 식들과 같이 계산한다.

$$V_{GI}=\frac{\dot{m}_{H_2O(g)}}{\rho_2\ A_{GI}},\qquad V_{GE}=\frac{\dot{m}_{H_2O(g)}}{\rho_3\ A_{GE}}$$

가스터빈의 효율을 위한 식은 다음과 같다.

$$\eta=\frac{\dot{W}}{\dot{E}}$$

$$\dot{E}=\dot{m}_{H_2O(g)}\left(h_2+\frac{V_{GI}^2}{2}\right) \qquad (8)$$

$$\dot{W}=\dot{m}_{H_2O(g)}\left(h_2+\frac{V_{GI}^2}{2}\right)-\dot{m}_{H_2O(g)}\left(h_3+\frac{V_{GE}^2}{2}\right)$$

$$= \dot{m}_{H_2O(g)}[(h_2 - h_3) + \frac{V_{GI}^2 - V_{GE}^2}{2}] \quad (9)$$

만약 속도에 의한 운동에너지가 엔탈피 변화에 의한 에너지보다 매우 작다면 식(8)과 식(9)는 다음과 같이 된다.

$$\dot{E} \approx \dot{m}_{H_2O(g)} h_2 \quad (10)$$

$$\dot{W} = \dot{m}_{H_2O(g)}(h_2 - h_3) \quad (11)$$

따라서 효율은 다음 식과 같이 된다.

$$\eta_{G.T} = \frac{\dot{W}}{\dot{E}} = \frac{h_2 - h_3}{h_2} \quad (12)$$

2.5 증기터빈(Steam Turbine)

증기터빈에서 효율과 출력은 앞의 가스터빈과 같은 방법으로 구했지만 이때는 증기를 완전가스로 보지 않고 계산하므로 입구 및 출구의 온도와 압력을 측정하여 엔탈피를 결정하는 방법으로 한다.

$$\dot{W}_{S.T} = \dot{m}_{H_2O(g)}(h_3 - h_4)$$

$$\eta_{S.T} = \frac{h_3 - h_4}{h_3}$$

2.6 방열기(Radiator)

증기터빈에서 ④를 통하여 나오는 작동유체는 증기이며 Fig. 3과 같은 방열기(Radiator)에 의해 순환에 요구되어지는 증기량 이외는 물로 냉각되며 이 물은 ⑦을 통하여 방열기 밑의 물탱크에 저장된다. 약간 냉각된 증기는 방열기 출구 ⑤에서 압축기로 들어가 압축되어 연소실로 유입된다.

$$\dot{m}_4 h_4 = \dot{m}_5 h_5 + \dot{m}_7 h_7 + \dot{Q}_{Ra}$$

$$\dot{Q}_{Ra} = \dot{m}_4 h_4 - \dot{m}_5 h_5 - \dot{m}_7 h_7$$

전 손실열량은 방열기에서 공기중으로 방출하는 열량 $\dot{Q}_{Ra}$와 물이 물탱크로 가지고 들어가는 열량을 다음 식과 같이 계산한다.

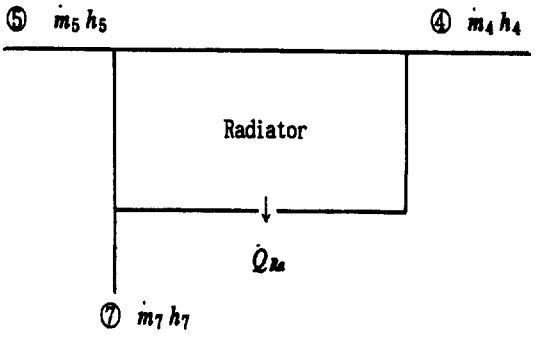

Fig. 3 Energy balance at radiator

$$\dot{Q}_{Ex} = \dot{m}_7 h_7$$

$$\dot{Q} = \dot{Q}_{Ra} + \dot{Q}_{Ex}$$

정상상태의 운전일 때는 물탱크로 들어가는 물의 질량은 저장탱크로부터 공급된 수소와 산소가 결합하여 발생한 증기의 질량과 같다. 압축기로 보내지는 증기는 재순환 증기량과 같다.

$\dot{m}_7 = \dot{m}_{H_2O}$, $\dot{m}_5 = \dot{m}_{H_2O(s)}$

2.7 압축기(Compressor)

압축기 입구 및 출구의 온도와 압력을 측정하여 그때의 엔탈피를 적용하여 소요동력을 다음 식과 같이 계산할 수 있다.

$$\dot{W}p = \dot{m}_{H_2O(s)}(h_6 - h_5)$$

2.8 전체회로의 효율

전체 system에서 시스템 효율(cycle efficiency)은 다음과 같다.

$$\eta_{cycle} = \frac{\dot{m}_{H_2} LHV - \dot{Q}}{\dot{m}_{H_2} LHV} = \frac{\dot{W}_{G.T} + \dot{W}_{S.T} - \dot{W}p}{\dot{m}_{H_2} LHV}$$

3. 계산 결과

사이클 일반특성의 수치계산에 있어서 각 위치에서 온도 및 압력은 실험을 위한 예상치로 조건을 주어 동력 및 효율 그리고 유량변화등을 계산하였다. 몇 가

지 가능성있는 예로 각각의 위치에서 온도 및 압력을 가정하고 엔탈피를 Table 1과 같이 구한 후, 흐르는 질량유량, 열손실, 동력 및 효율을 계산한 결과는 Table 2와 같다. 산소와 수소는 상온에서 공급되고 그들의 엔탈피를 무시한다.

Table 1. Enthalpies at assumed temperature and pressure

Position	Temperature ℃	Pressure MPa	Enthalpy kJ/kg
②	1300	0.8	5407.9
③	400	0.4	3273.4
④	150	0.1	2776.4
⑤	100	0.1	2676.2
⑥	180	1.0	2778.1
⑦	90	0.1	410.0

Table 2. Calculated results from given enthalpies

Mass flow g/s	Heat flow kJ/s	Power kJ/s	Efficiency
$\dot{m}_{H_2}=0.6$	$\dot{m}_{H_2}LHV=72.0$	$\dot{W}_{G.T}=46.3$	$\eta_{G.T}=0.39$
$\dot{m}_{O_2}=4.8$	$\dot{Q}_{Ra}=14.4$	$\dot{W}_{S.T}=10.8$	$\eta_{S.T}=0.15$
$\dot{m}_{H_2O}=5.4$	$\dot{Q}_{Ex}=2.2$	$\dot{W}_P=1.7$	
$\dot{m}_{H_2O(s)}=16.3$	$\dot{Q}=16.8$		$\eta_{cycle}=0.77$
$\dot{m}_{H_2O(g)}=21.7$			

위의 시스템 효율 ηcycle 은 가역변화를 하는 열역학 효율의 최대값인 Carnot 효율과 같다.

$$\eta_{Carnot}=1-(90+273.15)/(1300+273.15)=0.77$$

이와 같이 나타난 결과는 연소실의 완전단열과 두 개의 터빈을 가역단열이라 하고, 압축기의 효율을 100 %로 하는 조건이므로 실제는 이 효율보다 낮다. 만일 불완전 연소한 가스가 있다면 재순환증기와 함께 연소실에 다시 들어가므로 완전연소를 시킬 수 있다. 다른 조건들을 일정하게 놓고 가스터빈 입구의 온도를 변화시키면서 재순환 증기유량 및 출력을 계산한 결과는 Table 3과 Fig. 4 및 Fig. 5와 같다. 가스터빈 입구의 온도가 낮을수록 재순환 증기의 질량유량이 증가하여야 하므로 압축기의 일이 많아지고 방열기에서 버리는 열이 증가하므로 전체의 시스템 효율은 감소한다. 온도가 낮을수록 가스터빈의 효율이 낮아지고 있는데 전체의 시스템 효율은 크게 감소하지않는 이유는 증기터빈 출구 및 방열기에서의 온도와 압력을 고정하여 놓고 해석하고 있기 때문이다.

Table 3. Calculated results at various inlet temperature of gas turbine

Temperature ℃	$\dot{m}_{H_2O(s)}$ g/s	$\dot{W}_{G.T}$ kJ/s	$\dot{W}_{S.T}$ kJ/s	$\dot{W}_p$ kJ/s	$\dot{Q}_{Ra}$ kJ/s	$\eta_{G.T}$	η_{cycle}
1200	18.7	45.1	12.0	1.9	14.7	0.36	0.77
1100	21.6	43.6	13.4	2.2	14.9	0.33	0.76
1000	25.3	41.9	15.3	2.6	15.3	0.29	0.76
900	29.9	39.5	17.5	3.1	15.8	0.25	0.75
800	36.0	36.5	20.6	3.7	16.4	0.21	0.74
700	44.4	32.4	24.8	4.5	17.2	0.17	0.73
600	56.5	26.4	30.8	5.8	18.4	0.12	0.71
500	75.8	16.8	40.4	7.7	20.4	0.06	0.69

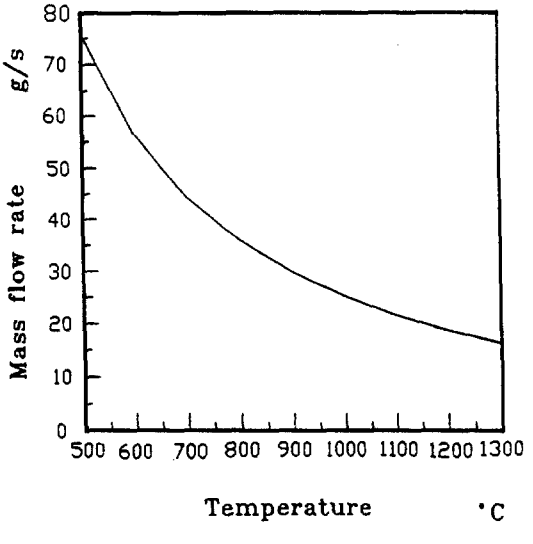

Fig. 4 Mass flow rate of recirculating steam to get gas temperature at gas turbine inlet.

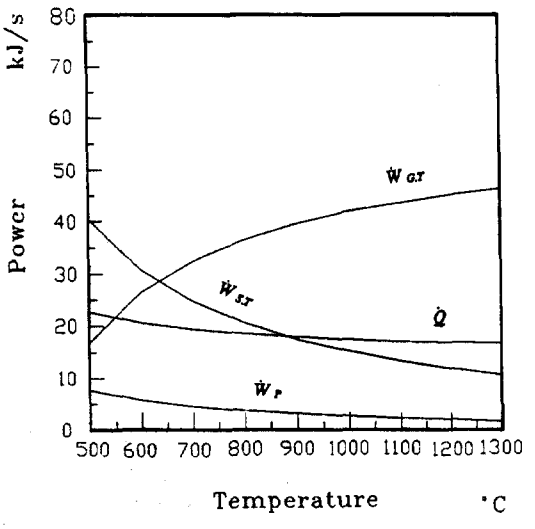

Fig. 5 Calculated powers of gas turbine, steam turbine and compressor, and total heat loss at each inlet temperature of gas turbine.

4. 결론

1. 높은 시스템 열효율

이상과 같이 순수한 수소와 산소를 이용하여 연소실, 가스터빈, 증기터빈, 방열기, 물탱크 및 압축기로 이어지는 無 排氣 폐쇄회로 시스템을 통하여 전체 시스템 효율을 증진시킬 수 있다. 이론적으로 연소실, 터빈 및 압축기를 완전 단열이라는 가정하에서 계산하였으나 실제 효율은 기계적 손실까지 고려한 열손실때문에 이론적 시스템 효율보다는 저하될 것이다. 그러나 연소실의 연소효율이나 터빈의 단열효율이 매우 높고 기계적 손실 또는 왕복동 내연기관에 비해서 매우 적으므로 실제 효율도 전체 이론 효율에 비해서 크게 저하되지 않을 것으로 판단된다. 증기터빈의 출력 중 일부 동력은 압축기의 구동에 소요되고 남은 동력은 발전기를 돌려서 전기에너지를 발생시킬 수 있고, 냉난방용 동력으로도 사용할 수 있다.

2. 완전한 무공해

연료인 순수한 수소와 촉매인 순수한 산소를 연소시키고 부산물로 나온 순수한 물을 물통에 저장하여 공해물질의 주요 원인인 배기가스가 전혀 없도록 설계하므로써 완전한 무공해 엔진으로 개발할 수 있다. 그러므로 화석연료와 공기를 사용하여 발생하는 공해물질 (NO_X, SO_X, 매연) 및 CO_2발생을 완전히 방지할 수 있다. 또한 회전운동을 하는 터빈에 의하여 왕복동기관의 단점인 폭발음과 왕복운동에 의한 진동 및 소음공해가 없는 엔진으로 개발된다. 석탄이나 석유와 같은 화석연료나 원자력 에너지의 원료인 우라늄은 개방회로의 과정 즉 연소 후 발생된 생성물이 다시 원상의 연료로 돌아가는 것은 현실적으로 어렵다. 그러나 엔진에서 수소나 산소를 연소시켜 물을 만들면, 무공해 에너지 원천인 풍력, 지열, 파력, 태양광, 태양열 등 심지어 화석 연료를 사용하더라도 전기분해나 생물학적인 방법으로 다시 그 물을 분해하여 수소와 산소를 만들므로 변화과정의 폐쇄회로가 형성되어 CO_2나 핵폐기물처럼 어떤 물질이 계속 생성되는 공해를 없앨 수 있다.

3. 엔진의 냉각손실 방지 및 완전연소

공기 대신에 순수한 산소를 촉매로 사용하여 연소시키고 폐쇄회로를 형성하므로써 여분의 공기와 같은 물질이 가지고 나가는 열에너지 낭비를 없앤다. 혹시 미연소된 연료 즉 수소도 다시 폐쇄회로를 통하여 완전히 연소할 때까지 연소실로 돌려 보내지므로 연소효율을 100%로 할 수 있다. 증기터빈에서 나온 수증기와 미연소 가스의 혼합기 중 일부를 방열기가 액체상태의 물로 만들고 남은 냉각된 혼합기를 압축기로 보낸다. 압축기가 혼합기를 압력상승시켜 연소실의 안쪽 내벽에 보내므로써 미연소 가스는 다시 연소할 기회가 있고 수증기는 연소실의 벽을 냉각시키면서, 기존의 엔진냉각에 의한 열손실에 비하여 본 엔진에서는 연소실 냉각을 한 유체를 작동유체로써 다시 팽창시켜 터빈으로 보내므로써 열에너지를 회수하는 효과를 얻게 하고 있다. 또한 증기터빈을 설치하여 이용가능한 에너지(available energy)를 충분히 재생할 수 있도록 출구의 압력과 온도를 주변(surrounding)의 온도와 압력에 가깝게 하고 있다. 증기터빈에서 재생된 동력을 압축기로 보내어 냉각된 혼합기를 압력상승시켜 연소

실로 보내므로써 에너지의 최대 활용을 도모하고 또한 여분의 동력은 그 이외에 활용할 가능성이 있게 한다.

4. 다양한 활용분야

우주선 및 항공기에서는 액체수소 및 액체산소를 이용한 연소를 이미 활용하고 있고 이제는 육상 및 해상에서 사용할 단계이다. 자동차, 잠수함 엔진, 발전소 및 산업용의 무공해 엔진이나 아파트 단지 및 공장 단지의 열병합 발전소(Power Plant)등으로 활용할 수 있다.

참고문헌

1. Y. Tsujikawa and Y. Tsukamoto, "Optimization of hydrogen fueled gas turbine-steam turbine combined cycle", Hydrogen Energy, Vol. 13, No. 2, 1988
2. Y. S. H. Najjar, "Hydrogen fueled and cooled gas turbine engine", Hydrogen Energy, Vol. 15 No. 11, 1990
3. P. Sampath and F. Shum, "Combustion performance of hydrogen in a small gas turbine combustor", Hydrogen Energy, Vol. 10, No. 1 2, 1985
4. A. A. Desoky, A. S. K. Halaf and F. M. El-Mahallawy, "Combustion process in a gas turbine combustor when using H_2, NH_3 and LPG fuels", Hydrogen Energy, Vol. 15, No. 3, 1990