

스털링 사이클을 기본으로 하는 과급 CI 엔진의 기초 성능 분석

배 종 욱*

A Basic Analysis of Performance of Turbo CI Engine based on Stirling Cycle

J. U. Bae*

Key words : Stirling Cycle(스털링사이클), Modified Stirling Cycle(수정 스텔링기관), CI engine(압축착화기관), Performance(성능), Emission(배출물), Max. Min. temperature Ratio(최고 최저 온도비), Required Equivalence Ratio(요구 당량비), Compressor to Turbine Work Ratio(압축기 터빈 일비), Gas Turbine Power Ratio(가스터빈 출력비)

Abstract

Stirling cycle was actualized as so called 'hot air engine'. It has been focused again lately as one of measures for exhaust gas emission problem, but as small power engine because of its method of heat addition. Recently marine power plants commenced to meet a stringent environmental restrictions by international convention, Marpol so that diesel engines as main and auxiliary power plants are urged to be reformed to reduce NOx emission.

Author devised a compression ignition engine as a large marine power plants combined with turbo charger based on stirling cycle, and analyzed the performance by means of basic thermodynamic calculation.

Analyzed in this paper, were theoretical efficiency, mean effective pressure, required equivalence ratio, gas turbine power ratio, maximum pressure, states of turbo-charger inlet gas and exhaust gas, manifesting that the engine could be proposed as one of the future power plants of marine use.

1. 서 론

스털링 사이클을 채용하는 기관은 열기기관

(Hot Air Engines ; 熱氣機關)¹⁾²⁾³⁾이라고 부르는 일종의 외연기관으로서 실용화되어 사용 연료의 자유도와 연소에 의한 공해물질 발생의 문제 및 연

* 한국해양대학교 운항시스템공학부(원고접수일 : 2000년 6월)

속 연소에 따른 정속 운전 등의 장점을 갖기 때문에 한동안 사용되었다. 그러나 디젤기관의 출현 후에 연료 경제성에서 경쟁이 되지 못하여 그 사용이 거의 중단되었다. 더구나, 수열 방식이 실린더와 실린더 헤드에 연결된 전열기에 의하기 때문에 대출력화가 곤란하여 대형 선박용 기관으로서의 전혀 고려 대상이 되지 못하였다. 최근 해상에서의 기관 배출 오염 물질의 국제적인 규제가 강화됨에 따라, 종래의 해상용 대형 추진 기관으로서 왕좌를 차지하고 있는 디젤 기관의 NOx의 배출량 저감은 당연한 과제로 되어있다. 본 논문은 내연기관의 사이클과 스텔링 사이클을 조합한 신 개념의 가상 기관을 고안하고 이 기관에 대하여 기초 열역학 이론에 의해 그 성능을 검토해 봄으로써 종래의 디젤기관 배출 NOx 문제를 근본적으로 해결할 수 있는 방향을 모색하여 보고자 한 것이다. 이 기관은 스텔링 사이클을 기본으로 한 내연기관 사이클이기 때문에 이것이 실현된다고 가정할 때 내연기관의 장점과 스텔링 기관의 장점이 결합된 다음의 이점들이 제시된다.

- ① 상대적으로 낮은 최고온도 하에서 등온 연소하므로 NOx 및 Soot의 발생을 효과적으로 억제할 수 있다.
- ② 사이클의 수열 과정 및 방열 과정을 등온 과정에 접근시켜 유사 스텔링 사이클로 작동하므로 상대적으로 낮은 작동 온도 범위에서도 높은 이론적 열효율을 얻을 수 있다.
- ③ 실린더 내 연소에 의한 수열 과정을 행하여 대형화가 가능하다.
- ④ 연소 기간이 길므로 폭발적 연소가 없으며 따라서 정속 운전이 가능하다.

2. 기관의 구성 및 작동

2.1 스텔링 사이클의 개요 및 특성

Fig. 2.1에 표시한 선도에 의하여 기존의 스텔링 사이클을 설명하면 가역변화로서 수행되는 등적하의 열교환 과정인 1→2, 등온팽창 2→3 등적 열교환과정인 3→4 및 등온압축 4→1로 구성되고 3→4과정에서 방열되는 열량은 전부 1→2의 열교환 과정으로 재생된다는 가정 하에서 성립되는 열

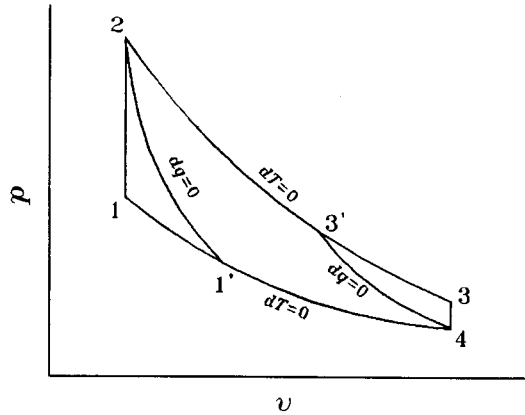


Fig.2.1 Comparison of Stirling Cycle with Carnot Cycle

기관 사이클이다. 이 사이클의 이론열효율은 주어진 온도범위에서 작동되는 이상적인 카르노 사이클의 이론 열효율과 동일하며, 그 열효율 $\eta_{st} = 1 - T_1/T_2$ 로 된다. 뿐만 아니라 $p-v$ 선도 상에서 1→2→3→4의 스텔링 사이클 면적과 1'→2'→3'→4'의 카르노 사이클 면적으로 비교되는 것처럼 작동유체의 단위 질량 기준으로 비교할 때 그 평균유효압력은 스텔링 사이클의 편이 더 큰 것을 알 수 있다.

2.2 복동 피스톤과 단순 크랭크 기구를 이용한 과급 내연 기관으로 수정한 스텔링기관의 개념

Fig. 2.2는 내연기관으로서 스텔링 사이클을 실현할 수 있는 복동 피스톤과 크랭크 기구를 나타내며, Fig.2.3은 그 열기관 사이클인 수정 스텔링 사이클의 $p-v$ 선도이다. 이 기관은 기본적으로 5개의 실린더로 이루어지며 각 구성 실린더들을, 작동 실린더(Working Cylinder), 재생 실린더(Regenerating Cylinder) 및 배출 실린더(Disposing Cylinder)라고 칭한다. 작동 실린더와 재생 실린더의 하부에는 체크 밸브식 흡입 플레이트 밸브 및 토출 플레이트 밸브를 장치하여 피스톤 왕복식 압축기의 원리에 따라 공기를 자동으로 흡입 및 토출하게 한다. 작동 실린더의 상부에는 캠 구동의 흡입 밸브 및 배출 밸브를 설치하여 작동 가스를 흡입 또는 배출하고, 재생 실린더의 상부에는 흡입 밸브만 설치하며, 배출 측은 밸브 없음으로 한다. 배출 실린더는 상부 및 하부 모두 캠 구동의 배기 밸브만 설치하고 흡

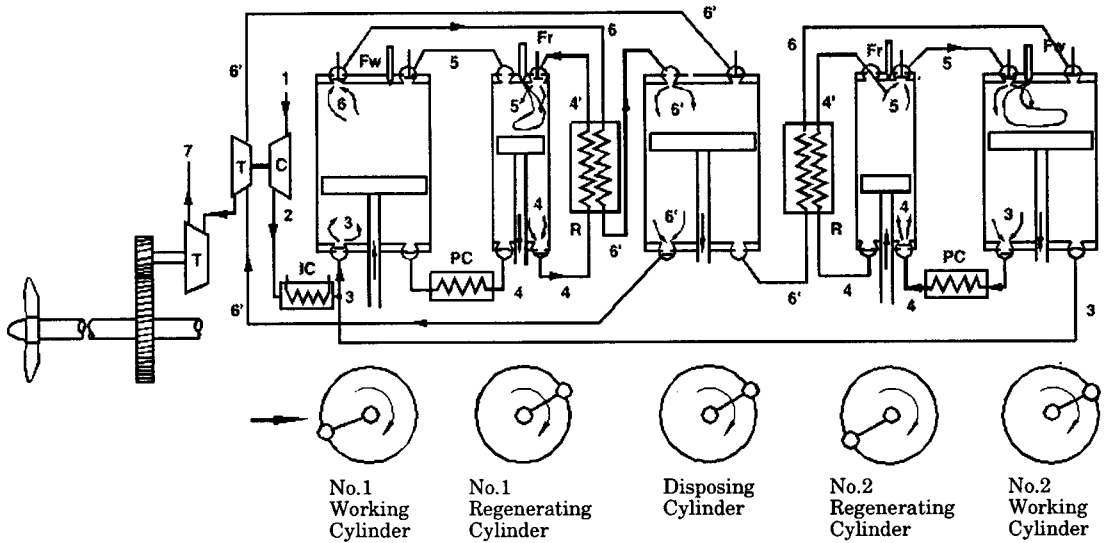


Fig.2.2 Double acting Piston CI Engine which actualizes Modified Stirling Cycle driven by Crosshead type Crank Mechanism combined with Turbo-charger

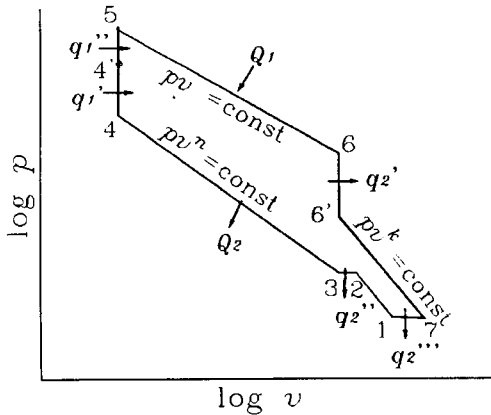


Fig.2.3 p-v Diagram of Modified Stirling Cycle

입 측은 밸브 없음으로 하여 작동을 끝낸 기체를 흡입한 후에 배출한다. 작동 실린더 및 재생 실린더는 각각 2개씩 대칭으로 구성하여 배출 실린더를 공유하게 한다. 작동 순서는 다음과 같다.

과급기의 압축기 C로부터 압축된 공기는 단열 압축에 의하여 대기압의 공기를 상태 1로부터 2로 압축시킨다. 이 공기는 중간 냉각기 IC에 의하여 등압 하에서 상태 2로부터 상태 3으로 냉각, 수축된다.

크랭크가 그림의 위치에서 작동하고 있을 때 과급기 T에서 압축된 후 중간 냉각기 IC를 통과한 공

기는 제1 하부 작동실린더에 흡입된다. 한편 이와 동일 행정 중에 제2 하부 작동 실린더에 있는 공기는 토출되어 폴리트로픽 냉각기 PC를 거쳐 제2 하부 재생 실린더에 들어간다. 이 때 작동 실린더와 재생 실린더의 피스톤은 180°의 위상차를 가지고 작동하므로 제2 작동실린더의 경우와 같이 피스톤이 하향 행정일 때 공기를 압축하고 폴리트로픽 냉각기에서 냉각되므로 3→4의 폴리트로픽 과정을 행하게된다. 그리고 제1하부 재생 실린더의 경우에서와 같이 압축되어 있던 공기는 피스톤의 하향 행정 중에 재생기 R을 거쳐서 상부 재생 실린더로 들어가면서 4→4'의 등적 가열과정을 행한다. 이 행정 중에 상부 재생 실린더 내에는 연료 분사밸브 Fr에 의하여 연료가 분사, 연소되어 4'→5의 추가 등적 가열을 행한다.

상부 재생 실린더의 가스는 제2 재생 실린더의 경우와 같이 피스톤의 상향 행정 중에 상부 작동 실린더로 보내어지면서 팽창하게 되며 상부 작동 실린더 내에는 연료분사밸브 Fw에 의하여 제어된 연료의 분사량에 의하여 5→6의 등온 작동과정을 행한다.

작동을 끝낸 가스는 제1 작동 실린더의 경우와 같이 피스톤의 상향 행정 중에 작동 실린더로부터 재생기 R을 거쳐 상부 또는 하부 배출 실린더로 보

내어 지면서 6→6'의 등적 냉각과정을 행하게되어 압력이 하강하게 된다.

상태 6'의 가스는 배출 피스톤의 행정이 반전된 후에 배기 터빈 T로 보내어지며 터빈에서 최종적으로 대기의 상태 7까지 단열 팽창되어 배기된다. 이 기관은 대칭으로 구성된 피스톤들이 180°의 위상 차로써 교대로 작동하여 수행하게 되므로 2행정 스플릿 사이클에 해당한다.

내연기관으로서의 스텔링 사이클을 상술한 복동 피스톤 실린더로써 실현시킨다면 전술한 것 외에 다음과 같은 이점이 기대된다.

- ① 작동실린더에서 작동과 압축이 동시에 진행하므로 발생 토크가 균등하게 되며, 양쪽 피스톤들의 위상이 180° 차로써 회전하므로 관성력이 상쇄되어 진동이 감소된다.
- ② 스텔링 사이클을 가능케 하는 복잡한 크랭크 기구⁴⁶⁾를 요하지 않으며, 상용의 내연기관에서 익숙한 복동 피스톤의 크로스 헤드형 크랭크 기구를 활용할 수 있다.

2.3 수정 스텔링 사이클의 열역학적 해석

해석을 단순히 하기 위하여 다음과 같이 가정한다.

- ① 동작 기체는 이상 기체이며 비열은 일정하다.
- ② 모든 과정은 준 정적, 가역적 상태변화이며, 1→2과정은 단열 압축, 2→3과정은 등압 냉각, 3→4 과정은 폴리트로픽 압축, 4→5과정은 등적 가열, 5→6과정은 등온 팽창, 6→6'과정은 등적 냉각, 6'→7과정은 단열 팽창 그리고 7→1과정은 등압 냉각과정이다.
- ③ 각 실린더 내에서의 동작 기체의 혼합은 순간적으로 이루어진다.
- ④ 연락관 내의 용적은 실린더 내의 용적에 비하여 현저히 작으며 무시될 수 있다.

기초 열역학을 이용한 이론열효율 η_{th} 와 이론 평균유효압력 p_{me} 및 요구 당량비 ψ_r 의 해석은 다음과 같다. 단, 본 논문에서는 상용의 석유 연료(발열량 44100kJ/kgf)를 사용한다고 할 때 주어진 최고 최저온도비 τ 를 얻기 위하여 요구되는 당량비를 요구당량비 (ψ_r ; Required equivalence ratio)라 정의한다.

수정 스텔링 사이클은 터빈의 발생 일 중 일부를 압축기 운전에 사용하고 나머지를 유효 일로 출력하는 가스터빈 복합기관으로 구성된다. 압축기의 소요 일과 터빈 발생 일의 비율을 압축기 터빈 일비(R_w ; Compressor to Turbine Power Ratio)라고 정의한다. 과급기의 압축 압력비 γ_c 는 압축기 소요일 W_c 와 터빈으로부터 공급되는 일 즉 $W_t \times R_w$ 가 근접할 때까지 반복 계산에 의하여 구한다. 이때에 사용한 압축기 소요일 W_c 와 터빈 발생일 W_t 는 압축기의 효율 및 터빈의 효율을 각각 η_c 및 η_t 라 할 때 다음 식과 같다.

$$W_c = \frac{1}{\eta_c} c_p \left(\gamma_c^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} - 1 \right) T_1$$

$$W_t = \eta_t c_p (\tau - \zeta \tau + \zeta \varepsilon^{\kappa-1})$$

$$\times \left\{ 1 - \left(\frac{1}{\gamma_c (\tau - \xi \tau + \xi \varepsilon^{\kappa-1})} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} \right\} T_1$$

등온 수열량, 등적 수열량을 각각 Q_1, q_1'' , 폴리트로픽 압축시의 방열량, 중간냉각기의 방열량 및 배기 방열량을 각각 Q_2, q_2'', q_2''' 라 할 때, 각 수열량 및 방열량에 관한 식은

$$Q_1 = RT_1 \ln \varepsilon$$

$$q_1'' = c_p (1 - \xi) (\tau - \varepsilon^{\kappa-1}) T_1$$

$$Q_2 = \frac{\kappa - n}{\kappa (n - 1)} c_p (\varepsilon^{\kappa-1} - 1) T_1$$

$$q_2'' = \frac{c_p}{\eta_c} (\gamma_c^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} - 1) T_1$$

$$q_2''' = c_p \left[\left\{ 1 - \eta_t - \left(\frac{1}{\gamma_c (\tau - \xi \tau + \xi \varepsilon^{\kappa-1})} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} \right. \right.$$

$$\left. \times \eta_t (\tau - \xi \tau + \xi \varepsilon^{\kappa-1}) - 1 \right] T_1$$

와 같이 나타낼 수 있으므로 이론적 열효율 η_{th} 는

$$\eta_{th} = 1 - \frac{Q_2 + q_2'' + q_2'''}{Q_1 + q_1''}$$

로부터 계산할 수 있다. 또, 평균유효압력 p_{me} 는

$$p_{me} = \frac{Q_1 + q_1'' - (Q_2 + q_2'' + q_2''')}{v_3 - v_4}$$

로부터 계산한다. 단, 식중의 기호들은 다음과 같다.

κ : 비열비 n : 폴리트로픽지수

ε : 압축비 τ : 최고최저온도비(T_5/T_1)
 c_v : 등적비열 [$J/kg^\circ C$] c_p : 등압비열 [$J/kg^\circ C$]
 ξ : 열교환기 온도효율 T_1 : 대기 온도 [K]
 v : 비체적 [m^3/kg]

열교환기 온도효율 ξ 는 다음 식으로 정의된다.

$$\xi = \frac{T_4' - T_4}{T_6 - T_4}$$

한편, 요구당량비 ϕ_r 은 다음 식에 의하여 계산한다.

$$\phi_r = \frac{R \ln \varepsilon + c_v(1 - \xi)(\tau - \varepsilon^n)}{H_l} r_{th} T_1$$

단 식 중의 기호 r_{th} 는 이론 공연비, H_l 은 연료의 저발열량 [kJ/kg]이며 R 은 가스정수이다.

또한, 비교 검토를 위하여 유도된 연소 최고 압력 p_{max} , 배기 터빈 입구에서의 압력, 온도 p_6' , T_6' 터빈 배기 온도 T_7 은 다음 식에 의하여 계산한다.

$$p_{max} = p_5 = \varepsilon \tau \gamma_c p_1$$

$$p_6' = \gamma_c(\tau - \xi \tau + \xi \varepsilon^n) p_1$$

$$T_6' = (\tau - \xi \tau + \xi \varepsilon^n) T_1$$

$$T_7 = \left[1 - \left\{ 1 - \left(\frac{1}{\gamma_c(\tau - \xi \tau + \xi \varepsilon^n)} \right)^{\frac{\gamma_c - 1}{\gamma_c}} \right\} \eta_t \right] \times (\tau - \xi \tau + \xi \varepsilon^n) T_1$$

단 식 중의 p_1 은 대기압이다.

3. 기관 성능에 관한 계산 결과 및 검토

본 논문에서는 계산을 위한 샘플 기관을 과급기의 압축기효율 $\eta_c = 0.82$, 터빈의 열효율 $\eta_t = 0.87$ 인 기관으로 가정하여 계산한 결과로부터 검토하여 기술했다. 단, 계산에 사용된 변수들로서는 Table 1과 같이 최고 최저 온도비 τ , 폴리트로픽

Table 1 Set up of input parameters for calculation

	value of parameter	default
Max. min. temperature ratio, τ	2.5, 2.9, 3.3, 3.7, 4.1	3.3
Polytropic index, n	1.20, 1.25, 1.30, 1.35, 1.40	1.3
Temperature efficiency of Heat Exchanger, τ	0.2, 0.3, 0.4, 0.5, 0.6	0.6

지수 n 및 열교환기 온도효율 ξ 를 차례로 입력시키어 압축비 3~17의 값에 대하여 계산을 하였고, 이들이 기본 변수로 될 때의 값은, τ , n 및 ξ 로서 각각 3.3, 1.3, 0.6을 사용하였다.

3.1 압축기 터빈 일비의 선택

Fig. 3.1 및 Fig. 3.2에는 압축기 터빈 일비 R_w 를 0으로부터 0.9까지 변화할 때의 이론 열효율 및 최고압력의 변화를 나타내었다. 이론 열효율은 모든 압축비의 경우에 압축기 터빈 일비 0.3 부근에서 극대점을 나타내며, 압축비 17인 경우의 최고 압력은 116 bar 이다. 한편 R_w 가 0.4 이상이 되면 그 압축비에서의 최고 압력은 159 bar 이상이 되어서

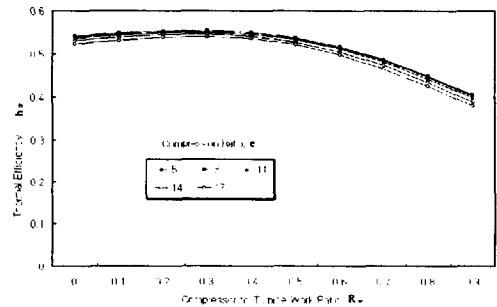


Fig.3.1 Thermal Efficiency of Modified Stirling cycle vs Compressor to Turbine Work Ratio of Turbo-Charger at various Compression Ratio (Temperature Ratio $\tau = 3.3$, Polytropic Index $n = 1.3$, Temperature Efficiency of Heat Exchanger $\xi = 0.6$)

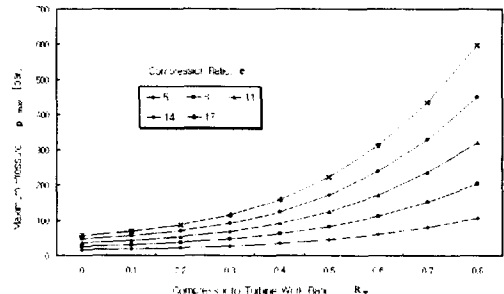


Fig.3.2 Maximum Pressure vs Compressor/Turbine Work Ratio of Turbo-Charger at various Compression Ratio (Temperature Ratio $\tau = 3.3$, Polytropic Index $n = 1.3$, Temperature Efficiency $\xi = 0.6$)

비현실적이라고 생각되므로, 0.3 정도의 R_w 가 최적이라고 판단되었고 이후의 계산에서는 모두 이 값을 사용하였다.

3.2 이론적 열효율

Fig. 3.3에는 최고최저 온도비 τ 의 변화에 따른 수정 스텔링 사이클의 이론적 열효율을, 같은 온도비의 카르노 사이클과 비교하여 나타내었다. 카르노 사이클은 압축비로써 계산하기 곤란하기 때문에, 압축비에 관계없이 최고 최저 온도비에 따라서만 정하여진다고 간주한다. 수정 스텔링 사이클에서는 최고 최저 온도비가 일정하더라도 압축비에 따라 약간의 변화가 나타나게 되며 이론 열효율이

극대점들을 가지게 되는 압축비가 있는 것으로 나타났다. 압축비가 높은 영역에서 이론 열효율이 도리어 하강하는 것은 압축 온도가 높아짐에 따라 열교환기에서의 열 회수량이 감소하기 때문으로 생각된다. 계산에서는 작동기체의 최저 온도를 대기 온도인 300K로 하였기 때문에 최고 최저 온도비 4.1인 경우, 최고 온도는 1230K로 된다. 일반적인 내연기관 연소 온도와 비교하여 현저히 낮은 온도로부터 압축비 12 부근에서 61.4%의 이론 열효율을 얻을 수 있는 것으로 나타났으며 디젤기관의 이론 열효율과 비교할 때 경쟁력 있는 성능을 얻을 수 있을 것이 기대된다.

압축과정의 폴리트로픽 지수 n 은 폴리트로픽 냉각기의 성능과 관계되며 전혀 생각하지 않을 경우

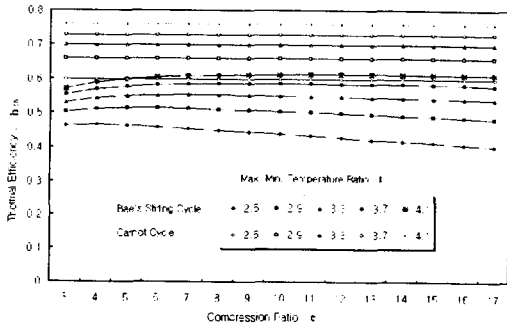


Fig.3.3 Comparison of Thermal Efficiency of Modified Stirling Cycle at various Temperature Ratio τ with that of Carnot Cycle of Same Condition (Polytropic Index $n = 1.3$, Temperature Efficiency $\xi = 0.6$)

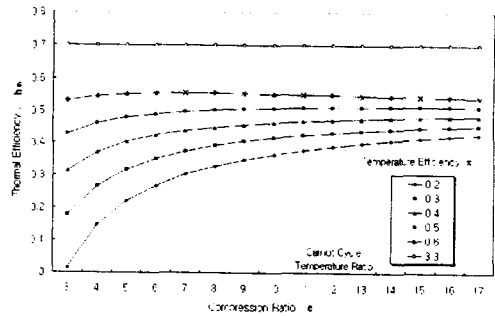


Fig.3.5 Comparison of Thermal Efficiency of Modified Stirling Cycle at various Temperature Efficiency ξ with that of Carnot Cycle of same Condition (Temperature Ratio $\tau = 3.3$, Polytropic Index $n = 1.3$)

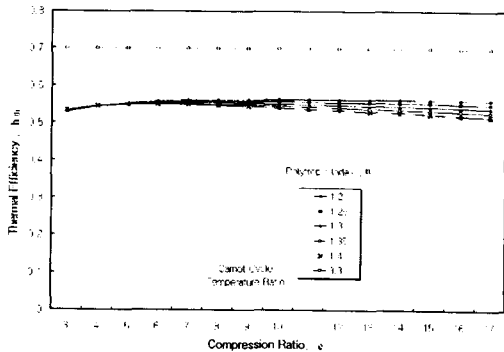


Fig.3.4 Comparison of Thermal Efficiency of Modified Stirling Cycle at various Polytropic Index n with that of Carnot Cycle of same Condition (Temperature Ratio $\tau = 3.3$, Temperature Efficiency $\xi = 0.6$)

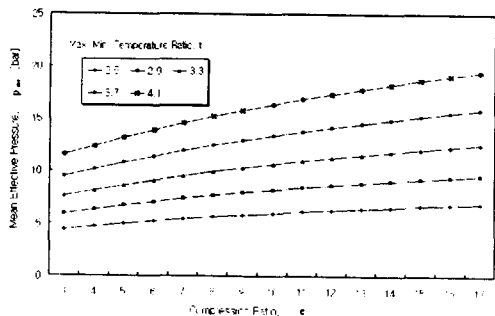


Fig.3.6 Mean Effective Pressure of Modified Stirling Cycle at various Temperature Ratio (Polytropic Index $n = 1.3$, Temperature Efficiency $\xi = 0.6$)

공기의 단열 지수인 1.4와 같다고 할 수 있다.

Fig. 3.4는 폴리트로픽 지수의 변화에 따른 수정 스티어링 사이클의 이론 열효율을 동일 조건의 카르노 사이클과 비교하여 나타내었다. 폴리트로픽 지수가 높을수록 높은 압축비의 영역에서 근소하게 이론 열효율이 저하하고 있다. 그러므로 열효율의 견지에서서는 폴리트로픽 냉각기의 Fig.3.7전열효율을 높게 하여 폴리트로픽 지수를 낮추는 것이 유리한 것으로 나타났다.

열교환기 온도 효율 ξ 는 작동 실린더의 배열(排熱)을 회수하여 재생하는 능력에 상당한다. 그러므로 Fig. 3.5에서 나타낸 것과 같이 열교환기 온도 효율이 높은 경우에 이론적 열효율이 상당히 높아지는 것을 알 수 있다. 특히 저 압축비 영역에서 현저하다. 그리고 열교환기 온도효율이 높은 경우에는 저 압축비 영역에서 극대점을 나타내고 압축비가 높아짐에 따라 약간 저하하는 것을 알 수 있다. 그리고 열교환기의 온도효율이 낮아지면 최대 효율점은 고압축비 영역으로 이동한다. 특히 $\xi=0.2$ 인 경우 저 압축비 영역에서는 이론 열효율이 거의 0의 값을 나타내기도 하므로 이 영역 이하에서는 운전 불능인 것을 나타낸다.

3.3 평균 유효압력

수정 스티어링 사이클의 최고 최저 온도비를 높게 하여주는 것은 이론 열효율을 증대시키는 것과 동시에 Fig. 3.6에 나타나어 보인 것과 같이 평균 유효 압력 p_{me} 도 현저히 증대하는 것을 알 수 있다. 그리고 평균 Fig.3.6 유효압력은 압축비에 따라 증가하며 최고 최저 온도비가 높을수록 현저하게 나타났다. 냉각에 의한 열손실과 기계적 마찰손실 등을 고려하지 않는다 하고 최고 최저 온도비를 4.1(등온 연소온도 1230K에 해당)까지 실현시킬 수 있다면 압축비 17의 경우에 평균유효압력 19.5 bar를 얻을 수 있다. 이는 통상의 디젤기관과 비슷한 수준의 평균유효압력을 얻을 수 있음을 나타낸다.

그러나 폴리트로픽 지수 n 에 따른 평균유효압력의 계산에서는 반대의 결과를 나타내었다. 폴리트로픽 지수가 낮을수록 이론 열효율이 커지는 반면 Fig. 3.7에서 나타낸 것과 같이 평균유효압력은 오히려 낮아진다. 이러한 현상은 폴리트로픽 지수가

낮아질 경우 압축 압력과 온도가 낮아짐으로써 재생기로부터의 회수되는 열량이 많아지고, 따라서 터빈의 발생 일이 적어져서 급기 압력이 낮아짐에 따른 결과라고 분석된다.

다행히 이론 열효율의 경우에는 근소한 저하를 나타내므로 열효율의 면보다는 평균유효압력을 중시하여 폴리트로픽 지수는 높게 할 필요가 있음을 시사한다.

열교환기의 온도효율 ξ 의 경우에도 폴리트로픽 지수의 경우와 유사한 현상을 나타내었다. 열교환기 온도효율이 높을수록 이론 열효율이 커지는 반면 Fig. 3.8에서 나타낸 것과 같이 평균유효압력은 모든 압축비 영역에서 낮아지고 있다. 이러한 현상은 열교환기 온도효율이 증가하면 터빈의 발생 일이 감소하며 이에 따라 급기 압력이 저하하기 때문에 이에 따라서 평균 유효압력이 저하하게 되는 것

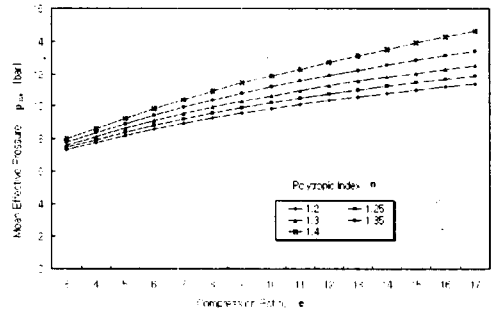


Fig. 3.7 Mean Effective Pressure of Modified Stirling Cycle at various Polytropic Index (Temperature Ratio $\tau=3.3$, Temperature Efficiency $\xi=0.6$)

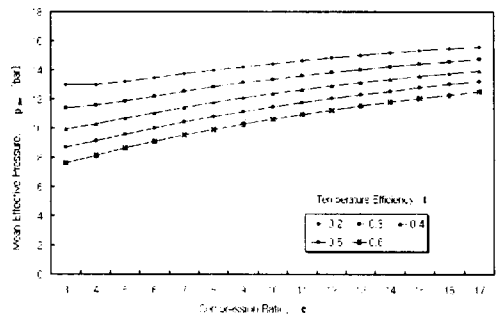


Fig.3.8 Mean Effective Pressure of Modified Stirling Cycle at various Temperature Efficiency (Temperature Ratio $\tau=3.3$, Polytropic Index $n=1.3$)

으로 분석된다.

그런데 이론 열효율에 미치는 효과와 평균유효 압력에 미치는 효과가 상반하여 경합하는 양상이기 때문에 기관의 사용 목적에 따라 절충하는 것이 요구된다.

3.4 요구 당량비

비균질 연소 시스템에서 요구당량비 ϕ 가 커지면 과잉공기가 적어지므로 완전 연소하기가 어려워진다. 만약 ϕ 가 1.0 이상이 된다면 연소기관으로는 실현될 수가 없음을 의미한다. Fig. 3.9에 나타낸 것과 같이 수정 스텔링사이클에서 최고 최저 온도비 4.1, 압축비 17의 경우에 요구당량비는 0.38에 불과하다. 따라서 충분한 과잉공기를 확보할 수 있으며 연소실 내의 유동 조건에 따라서는 양호한 연소를 실현할 수 있음을 알 수 있다. 또한 이 경우에 등온 연소 온도 1230K라는 조건은 Thermal NOx의 발생의 가능성을 원천적으로 억제하는 연소 조건이라 할 수 있다.

3.4 연소 최고 압력

Fig. 3.10에는 최고 최저 온도비 τ 에 따른 제안 사이클의 최고 압력 p_{max} 를 나타낸다. 최고 최저 온도비 4.1의 경우에 압축비 17로 운전된다면 최고 압력이 126bar에 달한다. 그러므로 기관의 구조 강도에 각별한 고려가 필요로 함을 알 수 있으며 현재로서는 이것이 압축비 또는 최고 최저 온도비에 대한 중요한 제한 조건이 된다고 할 수 있다.

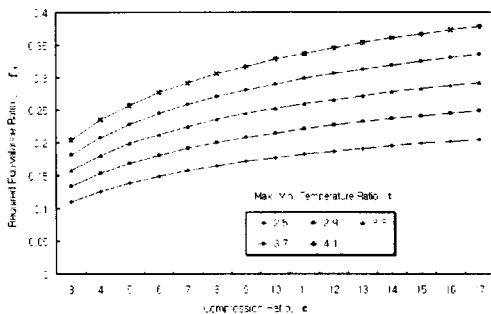


Fig.3.9 Required Equivalence Ratio of Modified Stirling Cycle at various Temperature Ratio (Polytropic Index $n=1.3$, Temperature Efficiency $\xi=0.6$)

3.5 전 출력에 대한 가스터빈 유효출력의 비율

기관 전 출력에 대한 가스터빈 유효출력의 비율을 가스터빈 출력비(R_p ; Gas Turbine Power Ratio)라 정의할 때 R_p 는

$$R_p = \frac{W_t - W_c}{Q_1 + q_1'' - Q_2 - q_2'' - q_2''}$$

에 의하여 계산되며, 압축기 터빈 일비 R_w 를 30%로 일정히 할 때, 최고 최저 온도비에 τ 에 따른 가스터빈 출력비 R_p 는 Fig. 3.11과 같다. 최고 최저 온도비가 2.5로부터 4.1까지 높아짐에 따라 R_p 는 37% 부근으로부터 30% 정도의 값으로 큰 변화 없이 나타난다. 이것은 이 사이클이 상당한 비율의 출력을 가스터빈의 유효출력으로서 축마력에 공

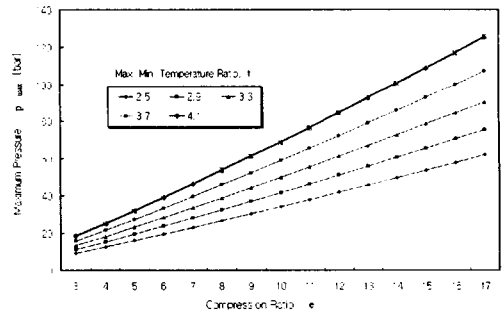


Fig.3.10 Maximum Pressure of Modified Stirling Cycle at various Temperature Ratio (Polytropic Index $n=1.3$, Temperature Efficiency $\xi=0.6$)

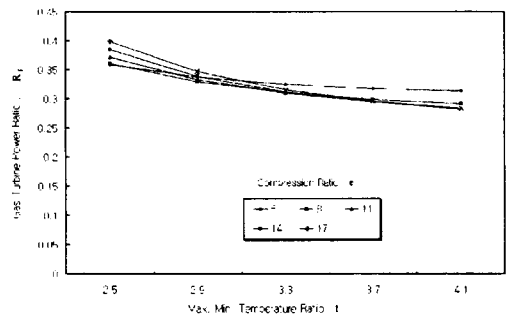


Fig.3.11 Gas Turbine Power Ratio vs Max. Min. Temperature Ratio at various Compression Ratio (Polytropic Index $n=1.3$, Temperature Efficiency $\xi=0.6$)

급하는 가스터빈 복합기관으로서 실현될 수 있음을 의미한다.

3.6 터빈 입구 및 출구 가스

Fig. 3.12 및 3.13에는 배출 실린더의 출구 즉 터빈 입구의 가스 압력 p_6' 와 온도 T_6' 를, 최고 최저 온도비 τ 에 대하여 나타낸 것이다. 최고최저온도비가 높을수록 터빈 입구의 압력과 온도는 높게 나타난다. τ 가 4.1의 경우, 압축비 17일 때에 터빈 입구 압력은 5.5 bar, 온도는 913K에 달하므로 중압이며 상당히 높은 온도의 배기 터빈을 요구함을 알 수 있다.

Fig. 3.14는 배기 가스 온도 T_7 을 나타낸다. 배기 터빈 입구의 압력이 높은 데 비하여 온도는 비교적 낮으므로 배출가스 온도는 가장 높은 조건에서 610K 정도로서, 일반적인 내연기관의 배출가스의

온도와 비슷한 수준이다. 만약 실린더 내의 냉각 열 손실을 고려한다면 이보다도 더욱 낮아질 것이다.

4. 결 론

스털링 사이클 기본의 과급 CI 엔진은 1230K의 고온과 126bar 정도의 고압 가스를 유통시킬 수 있도록 특별한 냉각 방식을 채용한 가스 밸브를 사용하는 것이 전제로 되어 있으며, 또한 실린더유가 작동공기에 미스트 형태로 유출하게 되면 열교환기에서 연소하게 되므로 탄화물 부착의 문제를 일으킬 것이 예상되기 때문에 실용에는 문제점이 있다. 그러나 이 가상의 기관은 낮은 온도 범위에서 실린더 내에서의 긴 연소기간을 활용하여 질소산화물 생성의 원천적 해결 가능성, 대형화 가능성 및 정속 운전 등의 잠재력을 갖는 기관으로 제시될 수 있다. 본 논문에서 냉각수에 의한 열 손실 및 기계적 손실을 고려하지 않은 기초적 이론 계산에 의하여 다음과 같은 결론을 얻었다.

- 1) 과급기의 터빈 일 중 일부를 압축 일에 사용하고 나머지를 유효 출력으로 이용하는 방법을 사용한다면 압축기 터빈 일 비 30%에서 가장 높은 이론 열효율을 얻을 수 있다. 이때 가스터빈의 유효출력으로서 축동력에 전달할 수 있는 출력은 전 출력의 30% 이상이 된다.
- 2) 이론적 열효율은 압축비에 따라 근소한 변화를 하는 극대점을 갖는다. 압축기 터빈 일비 0.3, 연소 최고 온도 1230K로 운전하여 이론

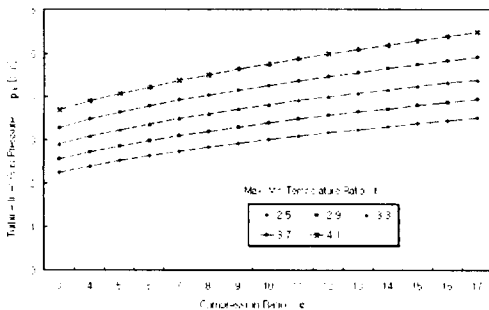


Fig.3.12 Turbine Inlet Gas Pressure of Modified Stirling Cycle at various Temperature Ratio (Polytropic Index $n=1.3$, Temperature Efficiency $\xi=0.6$)

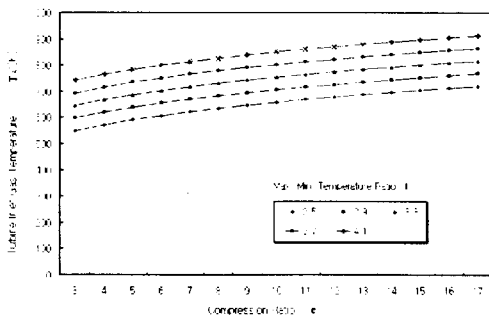


Fig.3.13 Turbine Inlet Gas Temperature of Modified Stirling Cycle at various Temperature Ratio (Polytropic Index $n=1.3$, Temperature Efficiency $\xi=0.6$)

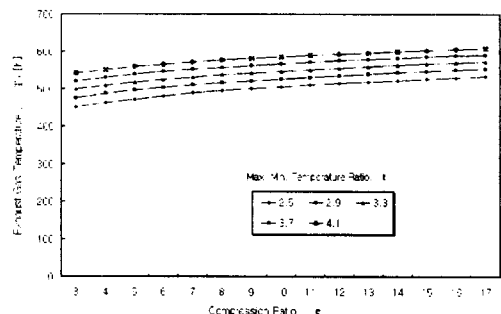


Fig.3.14 Exhaust Gas Temperature of Modified Stirling Cycle at various Temperature Ratio (Polytropic Index $n=1.3$, Temperature Efficiency $\xi=0.6$)

적 열효율 61%정도를 얻을 수 있으며, 압축비 17의 조건에서 평균유효압력 19.5 bar를 얻을 수 있다.

- 3) 상기 조건에서 요구당량비는 0.38이 되어 충분한 과잉공기를 확보할 수 있다.
- 6) 동 조건에서 연소 최고압력은 126 bar로 된다.
- 7) 동 조건에서 배기 터빈 입구의 가스 온도와 압력은 913K 및 5.53 bar가 된다.
- 4) 압축과정의 폴리트로픽 지수가 커지면 고압축비 영역에서 이론 열효율은 근소하게 저하되지만 평균유효압력은 증대한다.
- 5) 열교환기 온도효율이 높아지면 이론 열효율이 상당히 증대하지만 평균유효압력은 오히려 고 압축비 영역에서 감소한다.

참고문헌

- 1) Finkelstein T, Air Engines. The Engineer 27 Mar., 492-7 ; 3 Apr., 522-7 ; 10 Apr., 568-71 ; 8, May, 720-3, 1959
- 2) Sier R, A History of Hot-Air and Caloric Engines. Argus, London, 1987
- 3) Ross A, Stirling Cycle Engines. Solar Engines, Phoenix, 1977
- 4) Uriely I and Berchowitz D M, "Stirling Cycle Engine Analysis" Adam Hilger, Bristol 1984.
- 5) Rix D H, "An Enquiry into Gas Process Asymetry in Stiring Cycle Machines" PhD dissertation, University of Cambridge, 1984.

저 자 소 개



배종욱(裵鍾旭)

1948년 2월생, 1970년 한국해양대학교 기관학과 졸업, 1985년 부산수산대학원 기관학과 졸업(석사), 1990년 부산수산대학원 기관학과 졸업(박사) 1976년~현재 한국해양대학교 해사대학 운항시스템공학부 교수, 당학회회원.