

# 엡킨슨사이클 실행을 위한 단기통 저속 디젤기관의 구성과 기초 실험

장태익<sup>†</sup>

<sup>†</sup>한국교통대학교 항공기계설계학과

## A Composition and Basis Experiment of Single Cylinder Low Speed Diesel Engine for Atkinson Cycle Materialization

JTAEIK JANG<sup>†</sup>

<sup>†</sup>Department of Aeronautical & Mechanical Design Engineering,  
Korea National University of Transportation, 50 Daehak-ro, Chungju City, Korea

**Abstract** >> In this research, the diesel cycle was thermodynamically interpreted to evaluate the possibility of high efficiency by converting diesel engine to the atkinson cycle, and general cycle features were analyzed after comparing these two cycles. That an experimental single cylinder and a long stroke diesel-atkinson engine, of which S/B ratio was more than 3, were manufactured. After evaluating the engine through basic experiments, a diesel engine was converted into the atkinson cycle by constituent VCR (variable compression ratio) device and VVT (variable valve timing) system.

The experimental method was to observe compression work reduction effects due to low compression effects from delayed intake valve closing of the early stage atkinson engine. The result, the possibility of increasing compression ratio about each engine load was confirmation by constructing compensate expansion-compression ratio in accordance with the delayed intake valve close.

**Key words** : Atkinson cycle(엡킨슨 사이클), Long-Stroke(장 행정), Slow speed diesel engine(저속 디젤기관), Variable valve timing(가변 밸브 타이밍), Variable compression ratio(가변 압축비)

### Nomenclature

$\varepsilon_c$  : Compression ratio  
 $\varepsilon_e$  : Expansion ratio  
 $\kappa$  : Specific heat ratio  
 $\alpha$  : Expansion - compression ratio  
 $\eta_{th(DA)}$  : Theoretical thermal efficiency of the high expansion diesel cycle

$\sigma$  : Fuel cut off ratio

### Subscripts

c : Compression  
e : Expansion  
DA : Diesel-Atkinson  
th : Theoretical

<sup>†</sup>Corresponding author : janghan0553@naver.com

[ 접수일 : 2013.10.8 수정일 : 2013.10.25 게재확정일 : 2013.10.31 ]

Copyright © 2013 KHNES

### 1. 서 론

고팽창 실험의 엡킨슨사이클 기관은 초기 오토사이클 기관 대비 약 50% 이상 높은 열효율 달성으로 내연기관 개발 연구자의 주목을 받았으나, 복잡한 링크 구조로 인하여 더 이상 발전하지 못하였다. 최근 기존 기관에 큰 구조 변경 없이 밸브타이밍 변화에 의한 유효압축비의 감소방식으로 팽창비를 압축비보다 크게 하는 개념이 제시되어 엡킨슨사이클의 적용에 의한 열효율의 증가의 유용성이 부각되고 있다<sup>1,4)</sup>.

본 연구에서는 디젤기관을 고팽창시켜 엡킨슨사이클화 한 사이클을 구성하여 공기표준의 이론 열효율을 구하고, 이를 실현하기 위한 단기통 저속 디젤기관을 제작하였다. 이 기관으로부터 기관의 기본 성능을 확인한 후 디젤기관에서 팽창비를 확장시켰을 때 일 에너지변환을 극대화한 디젤-엡킨슨사이클 실험 가능성을 확인하고자 한다<sup>4)</sup>. 이후 고팽창사이클 실험을 통하여 디젤기관의 고효율달성을 목표로 연구가 계속될 것이다.

### 2. 디젤-엡킨슨사이클 해석

디젤기관은 가솔린기관에 비해 압축비가 높아 연소압력이 높고 연료를 공급하는 기간이 소요되어 실재는 팽창비가 압축비보다 항상 작다. 특히 고부하시 연료 공급을 나타내는 차단비가 커져 팽창비는 현저히 감소된다. 따라서 디젤기관을 엡킨슨화하면 고팽창에 따른 고열효율의 향상이 예측된다.

본 연구에서는 Fig. 1 및 Fig. 2와 같이 기존의 디젤사이클을 디젤-엡킨슨사이클화하여 열효율의 향상효과를 알아보았다. 그림에서 통상 디젤사이클은 1-2-3-4의 과정을 수행한다. 이 사이클에 고팽창을 실현하여 엡킨슨사이클화 되면 4-4'-1'-1-4 면적만큼 일이 증가되며 열효율이 향상된다. 이때 사이클의 열역학적 이론 열효율은 다음과 같다<sup>4,5)</sup>.

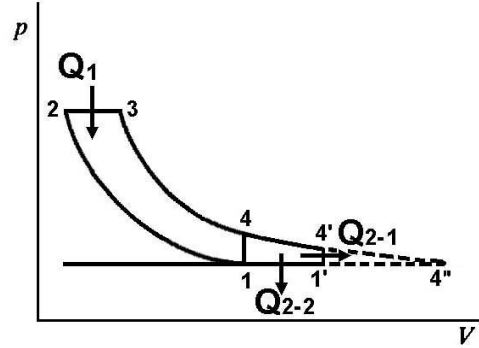


Fig. 1 The P-V diagram of high expansion diesel-atkinson cycle

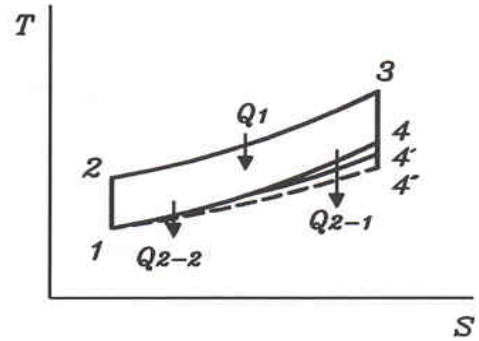


Fig. 2 The T-S diagram of high expansion diesel-atkinson cycle

$$\begin{aligned} \eta_{th(DA)} &= 1 - \frac{Q_{2-1} + Q_{2-2}}{Q_1} \\ &= 1 - \epsilon_c^{1-\kappa} F_{DA} \end{aligned} \tag{1}$$

식 (1)의  $F_{DA} = \frac{\sigma(\alpha^{1-\kappa} - a) + \kappa(\sigma\alpha - 1)}{\kappa(\sigma - 1)}$  이다. 단,  $\sigma$ 는 차단비이고,  $a = \epsilon_c / \epsilon_c$ 는 압축비에 대한 팽창비의 비이며,  $\epsilon_c = V_1 / V_2$ 의 압축비,  $\epsilon_c = V_4' / V_3$ 로 팽창비이다. 그림에서 팽창지점 4의 최대 팽창지점은 4'까지이며, 이 경우 식 (1)은 다음과 같다.

$$\eta_{th(DA)} = 1 - \epsilon_c^{1-\kappa} \frac{\sigma\alpha^{1-\kappa} - 1}{\sigma - 1} \tag{2}$$

위 식 (2)에서 열효율이 최대가 되는 팽창비는 팽

장후의 압력  $P_4$ 가 초기압력  $P_1$ 이 되도록 완전팽창할 경우이다. 이때  $\epsilon_e = \epsilon_c$ 가 되며 디젤-엡킨슨사이클의 열효율 식 (2)는 식 (3)과 같게 된다. 이 결과는 정압사이클이 정적사이클의 효율과 같게 됨을 말해주는 것이다<sup>4)</sup>.

$$\eta_{th(DA)_{max}} = 1 - \epsilon_c^{1-\kappa} \quad (3)$$

Fig. 3은 위의 디젤-엡킨슨사이클의 해석으로부터 각각의 압축비에 대한 이론 열효율을 통상 디젤사이클과 비교한 것이다. 열효율은 고팽창화의 경우 통상 디젤사이클보다 모든 압축비에 대하여 크게 됨을 알 수 있다. 또한 압축비의 증가에 따른 열효율도 두 사이클에서 증가하는 경향이나 그 차이는 약간 감소함도 알 수 있다.

### 3. 단기통 저속디젤기관의 구성

디젤기관의 열효율은 차단비가 작을수록 유리하게 된다. 따라서 동일 연료량을 분사할 경우 요구되는 연료분사시간은 거의 같게 되므로 차단비가 상대적으로 짧은 범위에서 운전되는 저속기관이 보다 더 열효율이 클 것으로 예상 된다<sup>6,7)</sup>. 본 연구에서는 행정 대비 보어의 비가 3 이상 되는 장-행정 저속 단기통 디젤기관을 Fig. 4와 같이 설계하였고, 설계와 동일 사양으로 제작하여 기관의 기본 성능실험에 사용하였다. 이 제작된 기관에 운전 중 압축비변화가 가능한 가변압축비장치와 흡배기밸브의 열림과 닫힘시기의 제어 가능한 가변밸브 타이밍시스템을 구성하였으며<sup>7)</sup>, 주요제원은 Table 1과 같고, 구성요소의 기능은 다음과 같다.

크로스 헤드부는 실린더 직경에 대한 행정의 비 (S/B비)를 3 이상으로 하는 장-행정 기관에서 피스톤 왕복운동을 회전운동으로 변환하기 위해 크로스 헤

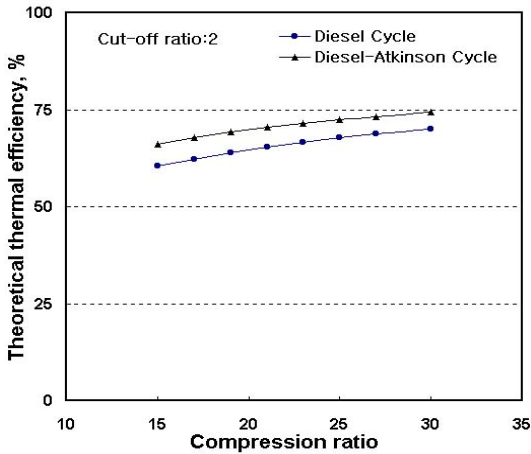


Fig. 3 Comparison of thermal efficiency versus compression ratio

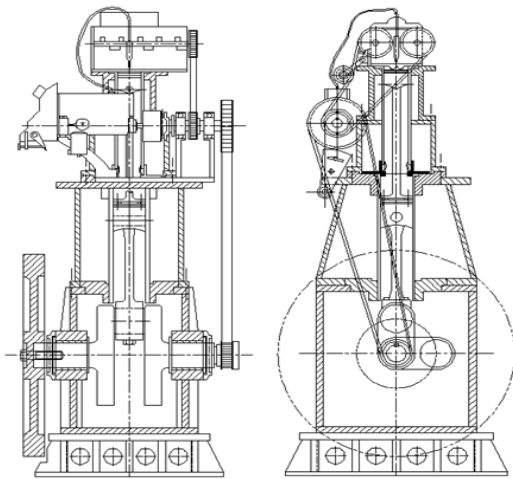


Fig. 4 The experimental slow speed diesel engine with a single cylinder for a performance testing

Table 1 Specification of test single engine

Item	Specifications
Cylinder Number	Single cylinder(1)
Displacement Volume	2390(cc)
Bore × Stroke	97.1 (mm) × 323(mm)
S/B Ratio	3.326
CAM Type	DOHC(1)
Compression Ratio	15~40(Variable)
Injection Type	DI(VP37)
Low Idle Speed	100(rpm)
High Idle Speed	700(rpm)

드부가 필요하다. Fig. 4에서 보듯이 같이 피스톤 로드와 커넥팅로드가 연결되어 크랭크 케이스와 실린더 사이의 2단에 설치한다<sup>4)</sup>.

기관의 냉각과 순환은 자연순환식 수냉각을 적용하여 가압펌프로부터 2 bar의 압력으로 공급하였다. 윤활의 경우는 크랭크축 저널부, 크로스 헤드부, 피스톤, 실린더부 및 실린더 헤드부에 윤활유를 공급하는 것으로 실현하였다. 실린더 라이너와 피스톤 링 사이의 윤활은 실린더 내 아랫부분에 설치된 4개의 오일-젯트로부터 윤활유를 분출시켜 공급하고, 실린더 헤드부는 오일펌프로부터 직결된 오일 공급라인으로부터 배기밸브 캠축 저널부로 공급된 후 크랭크 케이스로 회수된다.

Fig. 5는 설계 제작된 실험기관의 성능시험 장치의 구성을 사진으로 보여주는 것이다. 기관의 출력은 수동력계를 사용하여 산출하였으며, 밸브구동 캠축에 연결된 엔코더로부터는 기관의 TDC위치 및 크랭크 각을 판독하도록 하였다. 실린더 내의 압력센서로부터는 압력 데이터를 취득하여 지정된 사이클 수만큼 컴퓨터에 저장하여 데이터를 분석할 수 있도록 하였다. 흡입 공기량은 오리피스 유량계 및 차압계 그리고 U-튜브 마노미터를 연계하여 측정하였다. 연료 소비량의 측정은 정밀 전자저울을 사용하여 측정하였다.

이 실험기관에 대한 위와 같은 구성요소 외에 기

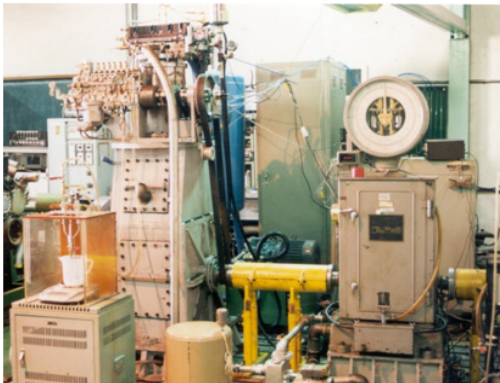


Fig. 5 Photograph of experimental setup with single diesel engine

타 주요 구성요소에 대한 성능평가는 다음과 같다.

#### 4. 가변압축비 장치(VCR)의 구성과 성능

Fig. 6은 가변압축비 장치의 개략을 보여준 것이다. 이 기관의 가변압축비 장치는 이동이 고정된 너트가 회전운동을 하면 볼트가 움직이는 개념을 갖는 실린더 이동방식으로, 발화운전 중 압축비를 가변으로 할 수 있다. 그림에서 상하운동이 제한된 너트 ⑥의 회전에 의해 실린더 ④가 회전운동 없이 상하로 움직이면 연소실체적의 변화에 의해 압축비가 변화하는 방식이다. 이때 그림의 ③은 너트가 되며 연소실 외부에 실린더 형태로 외부에 나사가 있다<sup>4)</sup>. Fig. 7은 가변압축비 장치를 이용하여 연소과정 중 압축

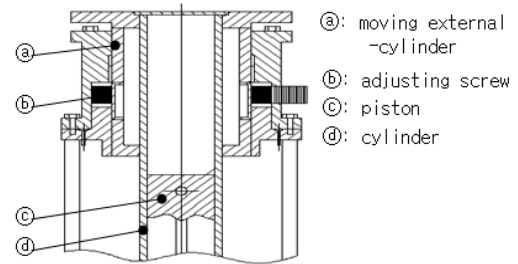


Fig. 6 Apparatus of variable compression ratio

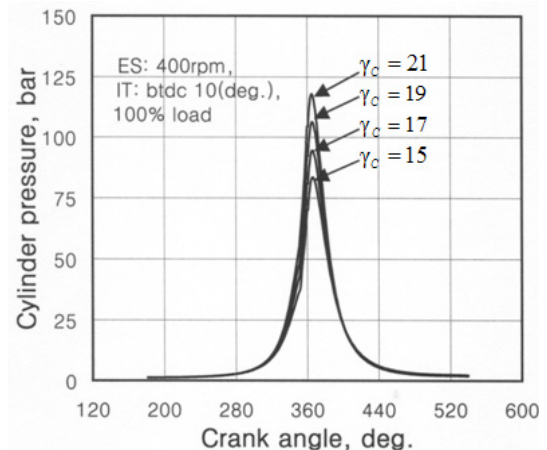


Fig. 7 The diagram of engine combustion pressure change about compression ratio change

비를 변화시켰을 때의 크랭크 각에 대한 연소압력을 나타낸 선도이다. 그림에서 압축비의 변화는 기관연소 중 연소실 체적을 변화시켜 가능하였고, 그 결과는 압축비가 증가할수록 연소압력이 증가하는 일반적인 이론과 일치함을 보였다. 이것은 압축비 장치가 연소 중에도 가변으로 바꿀 수 있음을 말해주는 것으로, 이후 디젤-엡킨슨사이클을 구성하여 압축과정을 줄이면서 최고 압축압력을 일치하도록 하는 사이클 실현의 경우 이 압축비장치는 유효함을 보여준다.

### 5. 흡배기밸브 타이밍(VVT) 제어장치의 구성과 성능

Fig. 8은 실험기관에 설치된 흡기 및 배기밸브의 열림과 닫힘시기 제어시스템의 구성을 보여준다. 기관 운전 시 가변압축비장치를 사용하여 압축비를 변화시키면 실린더 헤드의 이동으로 초기의 흡배기밸브 타이밍이 변화한다. 이것을 방지하고자 배기밸브에서는 캠축과 분사펌프 구동축 사이에 베벨기어, 스프라인 및 타이밍 벨트로 구성된 밸브타이밍 장치를 설치하였고, 흡기밸브의 경우는 유압시스템에 의한 솔레노이드 밸브제어에 의해 작동되는 가변 유압밸브로 되어있다. VVT장치의 캠축에 설치한 엔코더로부터 검출된 TDC와 위상 각 신호를 컴퓨터에 입력한 후 흡기밸브 열림과 닫힘신호를 제어한다. TDC 신호가 입력되면 엔코더 위상 각은 초기 값으로 판독되고 이후 검출되는 위상 각 수를 누적하여 설정 값과 일치되면 동시에 펄스신호가 발생된다. 이 펄스신호는 오실로스코프에 타겟신호로 검출되고, 이어 유압 실린더 설치된 광센서에 의해 실제 열림과 닫힘시기가 펄스신호로 오실로스코프에 검출된다. 이때 검출된 목표신호와 비교하여 유압작동 장치의 오차 편차시간을 앞당기는 방법에 의해 정확한 밸브를 제어하였다. 따라서 이 VVT제어 시스템은 흡배기밸브 열림과 닫힘시기의 제어가 가능함을 보여준다<sup>4,7)</sup>.

Fig. 9은 가변밸브 타이밍장치를 이용한 기관으로

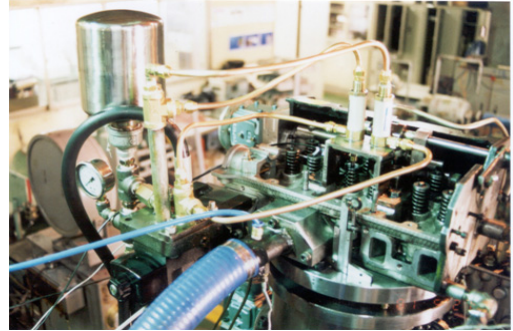


Fig. 8 Photograph about composition of inlet valve timing control device

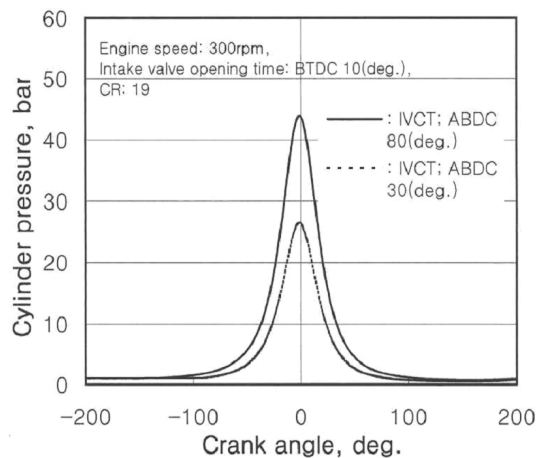


Fig. 9 Motoring compression pressure at closing time change into inlet valve

부터 압축압력 실험결과의 크기를 나타낸 것이다. 그림에서 기관의 회전수는 300rpm, 흡기밸브 열림시기는 BTDC 10°로 고정된 경우이다. 흡기밸브 닫힘시는 구성된 시스템을 통하여 ABDC 80°와 ABDC 30°로 하였다. 이것은 흡기밸브 닫힘시기 최대 늦은 시점과 가장 빠른 시점으로 정한 것으로 실험기관에서 ABDC 30° 전과 ABDC 80° 이후는 연소가 되지 않은 임계점으로 본 기준이다. 두 가지 모두 모터링 압력이 디젤기관의 연소착화가능 압력인 20bar 이상으로 나타난 것으로 보아 기관의 고평창기관의 엡킨슨 사이클을 실현할 경우 연소에는 이상 없음을 보여주는 것이다.

## 6. 결 론

본 연구에서는 디젤기관에 고폽창의 엣킨슨사이클을 이론적으로 해석한 후 실제 디젤기관에 적용하기 위해 사이클 실험이 보다 유리한 저속디젤기관을 제작하여 기초실험을 수행, 다음 결과를 얻을 수 있었다.

1) 디젤기관의 엣킨슨사이클화에 따른 열역학적 해석으로부터 압축비 15~30범위에서 이론 열효율의 증가는 평균 약 5~6% 정도임을 알 수 있었다.

2) 단기통 저속기관을 구성한 실험엔진의 가변압축비 장치의 실험결과, 압축비 가변장치의 유용성이 확인되었고, 압축비  $\gamma_c = 21$ 에서 연소압력은 최대 120bar 정도의 양호한 결과를 보였다.

3) 흡배기밸브 닫힘과 열림시기 변화로 고폽창을 실현하기 위한 밸브타이밍(VVT) 제어장치의 구성과 성능평가 결과, 흡입밸브 타이밍 시스템의 지연기간의 편차는 크랭크 각으로 평균 최대 0.3° 미만으로 제작된 시험기관의 성능평가에는 문제없는 것으로 나타났다.

4) 가변밸브 타이밍장치를 이용한 모터링 압축압력의 크기는 ABDC 30° 전과 ABDC 80° 이후 모두에서 디젤연료의 연소착화가능 압력으로 판단되는 20bar이상으로 나타나 실험기관의 연소에는 이상 없음이 확인되었다.

## References

1. T. Goto, et al., "Development of V6 Miller Cycle Gasoline Engine", SAE 940198, 1994.
2. C. M. Chung, J. T. Lee, J. W. Cho, "Trends in Technical & Development of Miller Cycle for Gasoline Engine", KSAE, Vol. 17 no. 1. 1995.
3. Mitsuo Hitomi, et al., "Mechannism of Improving Fuel Efficiency by Miller Cycle and Its Future Prospect", SAE 951055, 1995.
4. Y. J. Jeong, T. I. Jang, J. T. Lee, "An Enhancement of Thermal Efficiency Using the Atkinson Cycle in the Marine Diesel Engine with a Long Stroke", Proceedings of the KSAE Springtime Conference II, PP. 225-231. 2001.
5. T. I. Jang, "A Study on the Problem-Solving Method and Thermal Efficiency Properties at the Time of High Expansion Realization in a 4-Cycle Diesel Engine", kosme, Vol. 33 no. 6, pp. 51-58. 2009.
6. B&W Diesel, "Marine Propulsion Engines, Propulsion Systems, Marine Gen Sets", no. 24231, 1999.
7. T. I. Jang, "A Study on the Theory Analysis and Engine Test Performance by a High Expansion Diesel Engine into Intake-Exhaust Consideration", kosme, Vol. 32 no. 8, pp. 55-60. 2008.
8. J. T. Lee, K. J. Lee, J. G. Lee "A Study on the Application of the Lean Boosting in a Hydrogen-fueled Engine with the SI and the External Mixture", Trans. of the Korean Hydrogen and New Energy Society, Vol. 24, No. 2, pp. 136-141, 2013.