

저속 디젤기관에서 고폽창의 밀러방식에 의한 사이클 해석 및 흡기밸브제어에 대한 연구

장 태 익†

(원고접수일 : 2009년 7월 27일, 원고수정일 : 2009년 11월 19일, 심사완료일 : 2009년 11월 25일)

A Study on the Cycle Analyzing and Intake Valve Control by the Miller Method with a High Expansion into Low-Speed Diesel Engine

Tae-Ik Jang†

요 약 : 최근, 디젤기관의 고효율달성을 위한 방법으로 밀러방식의 고폽창사이클에 대한 연구가 관심이 높다. 본 연구에서는 고폽창 디젤사이클을 구성하여 열역학적으로 해석하고, 몇몇 인자에 의한 사이클 특성을 분석하였다. 이론해석 결과 흡기밸브 닫힘시기가 지각될수록 유효압축비의 감소로 상대적인 팽창비의 효과는 커져 팽창-압축비의 비는 기대할 수 있었으나, 압축압력 및 흡입공기의 역류로 인해 평균유효압력과 출력의 감소를 수반하였다. 따라서 이에 대한 대책이 있어야 진정한 의미의 고폽창 디젤사이클이 실현되고 열효율향상 가능성이 있음이 확인되었다.

위와 같은 사이클을 실제기관으로부터 구현하기 위해 흡기밸브 닫힘시기를 늦게 하는 제어시스템을 구축하고, 시험을 위해서 S/B가 약 3인 저속 단기통 디젤기관에 가변밸브타이밍(VVT)시스템을 적용하여 성능을 평가하였다. 그 결과 시험기관의 밸브제어에는 큰 문제없는 것으로 평가되었다.

주제어 : 고폽창, 팽창-압축비, 가변밸브타이밍, 유효압축비, 가변압축장치

Abstract : Recently, there are quite a lot of attention is drawn on the researches related to of Miller method applied high expansion cycle. For this study, high expansion cycles are formed and analyzed with the base view point of thermodynamics, and the features of each factors are also investigated. As a result of analysis, the expansion-compression ratio is expected with a decrease of effective compression ratio as intake valve closing time retarded, however, the decrease of mean effective pressure and its output is accompanied with the counterflow of intake air. Accordingly, as the consequence of such failure, it is expected that an alternative is needed for the realization of high expansion cycles, and the improvement over thermal efficiency.

To materialize such cycle, the control system to delay the closing time of intake valve was designed and VVT, the 3 S/B low speed diesel engine, is applied to evaluate the efficiency. The result of the trial shows that there was no significant errors.

Key words : High expansion, Compression-expansion-ratio, Variable valve timing, Effective compression ratio, Variable compression device

† 교신저자(강릉원주대학교 기계자동차공학부, E-mail : janghan0553@naver.com, Tel: 033-760-8728)

1. 서론

본 연구는 디젤사이클 기관에서 밸브타이밍 변화에 의한 유효압축비의 감소로 팽창비를 압축비보다 크게 하는 밀러(miller)방식[1,2]에 의한 사이클 해석 및 몇몇 인자에 따른 사이클 특성과, 저압축에 대한 고폽창비의 실현을 위한 시험기관으로부터 밸브타이밍 제어방법에 관한 연구이다. 즉, 첫 번째 단계에서는 디젤기관을 밀러방식으로 저압축 고폽창사이클을 구성하고 이 사이클로부터 열역학적 이론 해석을 실시하여 저압축에 따른 사이클 효율 특성 및 평균유효압력 그리고 고폽창사이클화에서의 문제점을 알아보았다. 두 번째는 실험을 위해 제작된 단기통 저속디젤기관으로부터 밀러방식의 저압축 고폽창사이클 실현 가능성을 실험으로 파악하기 위한 밸브 제어기술을 평가하고, 이 기술을 시험용 단기통 디젤기관의 헤드부에 장착시켜 사이클 구현에 따른 밸브 제어방법을 살펴보았다.

2. 디젤사이클 기관의 밀러방식에 의한 고폽창사이클화 방법

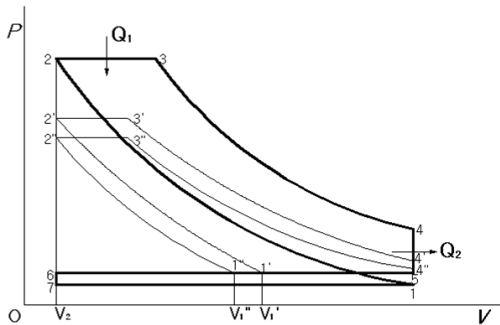


Figure 1: P-V diagram for high expansion diesel cycle according to intake valve closing

Figure 1은 흡·배기과정을 모두 고려한 디젤 사이클을 흡기밸브 닫힘시기 변화에 의해 고폽창 사이클화한 경우의 P-V선도이다[3,4]. 이때 흡기 밸브 닫힘시기는 늦은 닫힘 방식을 채택하였다. 통상 디젤사이클은 그림의 과정1-2-3-4-5-6-7-1으로 사이클을 수행한다. 이 사이클에 흡기밸브

닫힘시기의 시점을 1'로 늦게 하는 방법으로 고폽창시 1' -2' -3' -4' -5-6-7-1-1' 과정으로 사이클이 완성된다. 이 경우 통상기관의 이론 압축비는 $V_1/V_2 = V_1'/V_2'$ 으로 되나, 흡기밸브 닫힘시기를 늦게 하면 실린더내 유입공기가 흡기관내로 역류하여 압축은 V_1' 에서 시작된다. 따라서 압축비는 V_1'/V_2' 가 되고 기존의 디젤기관에 비해 상대적으로 압축비에 대한 팽창비의 비인 R_{ec} 가 크게 되어 이로 인한 유효일의 증가로 열효율을 도모할 수 있게 된다. 즉, 고폽창의 경우 $P_4' = P_4''$ 가 되어 그림의 1' -2' -3' -4' -5-6-7-1-1' 과정으로 한 사이클이 수행 된다.

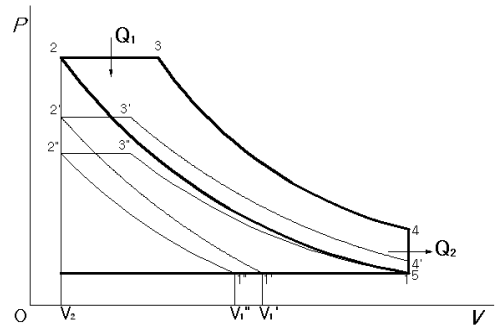


Figure 2: P-V diagram for perfect high expansion diesel cycle according to intake valve closing

Figure 2는 흡입압력 P_i 와 배기압력 P_c 가 동일한 이상적인 흡·배기과정을 갖는 고폽창 디젤사이클 기관의 P-V선도를 보여주고 있다. 그림에서 디젤사이클이 고폽창한 경우의 과정은 1' -2' -3' -4' -5-6-1-1'을 수행하여 사이클이 되고, 완전팽창시는 $P_4' = P_5$ 가 되어 1'' -2'' -3'' -5-6-1-1'' 과정으로 사이클을 완성한다. P-V선도에서 보는 바와 같이 기존 기관의 실제 압축비와 흡기밸브 닫힘시기를 변화시킨 경우의 압축비는 차이가 있다. 이를 구분하기 위하여 다음과 같이 압축비를 겉보기 압축비 γ_c'' 와 유효압축비 γ_c' 로 정의하여 해석과정에 사용하였다. 또 이 사이클에서 유효압축비는 흡기밸브 닫힘시기에 따라 실린더 행정체적이 달라지므로 크랭크각 θ 의 함

수로 놓았다. 즉,

$$\text{겉보기압축비는 } \gamma_c'' = \frac{V_c + V_d}{V_c} = \frac{V_1}{V_2}, \quad \text{유효압축}$$

비는 $\gamma_c' = \frac{V_c + V_{(\theta)}}{V_c} = \frac{V_1'}{V_2'}$ 로 정의하였고, 이 식에서 V_c 는 간극체적, $V_{(\theta)}$ 는 흡기밸브 닫힘시 크랭크각 θ 에 대한 실린더 행정체적이다.

3. 밀러방식에 의한 디젤사이클 기관의 열효율 및 평균유효압력의 이론 해석

Figure 2와 같이 흡입압력 P_i 와 배기압력 P_e 가 동일한 이상적인 흡·배기 과정이 고려된 완전 팽창사이클을 대상으로 이론해석을 수행한 결과는 다음과 같다. 즉, 이 사이클의 이론 열효율해석은 기본 열효율식에 흡기밸브 닫힘시기 변화에 따른 압축비, 차단비 및 팽창비의 변화 관계식을 적용하였다(1,2). 이때, 압축비 γ_c' 는 유효압축비이고, 이 유효압축비 γ_c' 를 겉보기압축비 γ_c'' 로 나타내면 그 관계는 식 (1)과 같다.

$$\gamma_c' = \frac{V_1'}{V_1} \gamma_c'' \quad (1)$$

정압연소과정에서 온도상승은 실린더내 혼합가스의 비열에 의해 좌우된다. 이때 비열은 유효행정체적에 대응하는 연료량 및 공기량에 의해 결정된다. 이 사이클에서 고팽창을 완성하기 위해 흡기밸브 닫힘시기를 변화시킬 경우 실린더내의 잔류가스량의 변화에 의한 질량 및 비열의 차이는 크지 않다고 보고, 밸브닫힘 시기의 변화시 정압연소에서는 온도상승이 대체로 통상의 과정과 동일한 것으로 가정할 수가 있다. 따라서 연료 차단비는 식(2)와 같이 표현가능하다. 즉, 겉보기 행정체적 V_d 에 대한 디젤사이클의 차단비의 최대치를 σ 라고 할 때 임의의 흡입밸브 닫힘시기 V_1' 시점의 차단비 σ 는 유효압축비가 포함된 다음 식 (2)로 된다.

$$\sigma = 1 + (\sigma'' - 1) \left(\frac{\gamma_c''}{\gamma_c'} \right)^{\kappa - 1} \quad (2)$$

또한, 유효팽창비 γ_e 는 연료차단비 σ 와 겉보기압축비 γ_c'' 함수로써 식 (3)으로 된다.

$$\gamma_e = \sigma^{-1} \gamma_c'' \quad (3)$$

그리고, 상태 1의 지점에서 실린더내 질량 m_1' 는 흡입된 신공기가 흡기밸브 닫힘시기 지연에 따라 V_1' 지점까지 역류되는 것으로 볼 때 유효압축비와 겉보기압축비의 함수로 나타내면 다음과 같은 식 (4)가 된다.

$$m_1' = m_1 \frac{\gamma_c'}{\gamma_c''} \quad (4)$$

이상적인 흡·배기과정이 고려된 디젤기관에서 밸브 닫힘시기의 변화로 흡기와 배기압력 $P_i = P_e$ 가 동일하도록 최대 팽창할 경우 이론 열효율은 식 (5)와 같이 완전팽창의 열효율 $\eta_{th(PE)}''$ 식을 얻게 된다.

$$\eta_{th(PE)}'' = 1 - \gamma_c''^{1-k} \cdot F_{th(PE)}'' \quad (5)$$

위 식에서,

$$F_{th(PE)}'' = \left(\frac{V_1'}{V_1} \right)^{1-k} \cdot \frac{\left[\left(\frac{V_1'}{V_1} \right)^{k-1} \sigma^k - \left(\frac{V_1'}{V_1} \right)^{-1} \right] + k \left(\frac{V_1'}{V_1} \right)^{-1} (1 - \gamma_c''^{-1})}{k(\sigma - 1)}$$

이다. 여기서 이 사이클의 최대 열효율과 일이 얻어지는 지점은 팽창 후의 압력 P_4' 가 흡입 초기압력 P_1 과 동일한 경우이고, 팽창비와 압축비가 동일하게 되는 완전팽창과정의 옻킨슨사이클이 된다. 이 경우 평균유효압력의 크기는 기본 관계식으로부터 이론 사이클 일과 행정체적의 비로 나타낼 수 있다. 즉, 이론 열효율과 공급연료량의 함수식으로 표현가능하다. 따라서 앞서 구한 이론 열효율 식 (5)와 연료차단비 식 (2), 그리고 밸브 닫힘시기의 변화에 따른 실린더내 가스질량 식(4)을 각각 대입하하면 다음과 같이 식 (6)으로 표현

가능하다[1,2].

$$P_{mth(PE)}'' = \eta_{th(PE)}'' \cdot \frac{P_1 k \gamma_c^{*k} (\sigma - 1)}{(k - 1) (\gamma_c'' - 1)} \quad (6)$$

4. 고폽창 디젤사이클 기관의 이론해석 결과에 대한 고찰

Figure 3은 흡입밸브 닫힘시기변화에 의한 밀러방식의 고폽창사이클에서 이론 열효율의 크기를 나타낸 것이다. 끝보기압축비는 $\gamma_c'' = 20$, 연료 차단비는 $\sigma = 2$ 로 고정하였다. 그림에서 보는 바와 같이 고폽창사이클의 이론 열효율은 흡기밸브 닫힘시기가 지각될수록 감소하며, ABDC 90°부근부터 급격하게 지수 함수적으로 감소하는 경향을 보이고 있다. 이것은 흡기밸브 닫힘시기가 지각될수록 유효압축비가 현저히 감소하는데 따른 것으로 보인다. 특히, 흡기밸브 닫힘시기가 크랭크 각으로 약 ABDC 100°부근에서 급격히 열효율이 감소하게 되는데 이 지점은 유효압축비와 팽창-압축비의 비가 동일하여 유효압축비 감소의 영향이 커지고 이후 열효율 감소로 이어지기 때문으로 판단된다. 이 시점에서 이론 열효율은 흡기밸브 닫힘시기 ABDC 0°인 경우와 비교할 때 약 8.6% 정도 감소함을 보였다[3].

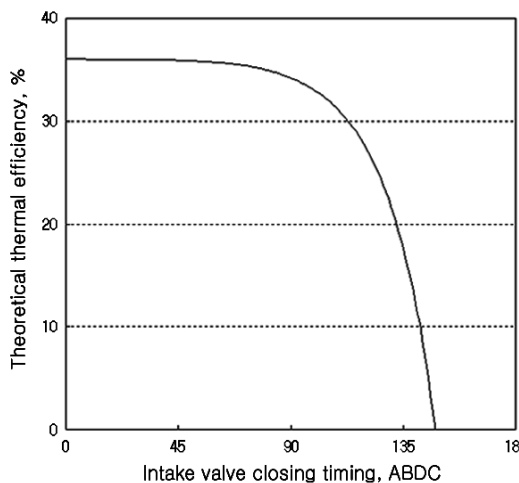


Figure 3: Theoretical thermal efficiency according to intake valve closing timing

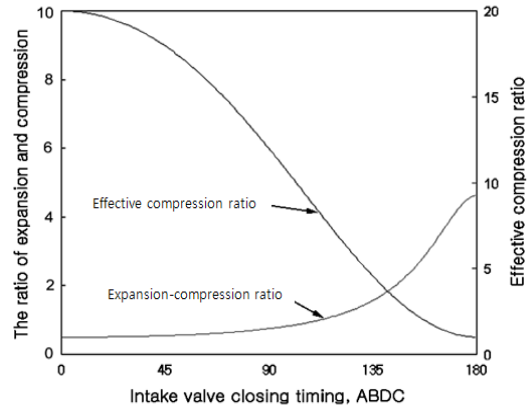


Figure 4: The ratio of expansion and compression, effective compression ratio according to intake valve closing timing

Figure 4는 이 사이클에서 흡기밸브 닫힘시기 지각에 따른 유효압축비와 팽창-압축비를 크랭크 각의 변화에 따라 나타낸 것이다. 그림에서 밸브 닫힘시기가 지각될수록 유효압축비는 급격히 감소하였다. 따라서 유효압축의 감소로 인해 상대적인 유효팽창비는 증가하여 팽창-압축비는 증가하는 경향으로 나타났다. 이러한 결과는 닫힘시기 지각에 의해서도 디젤기관의 열효율을 향상시킬 수 있고, 유효압축비 감소에 의한 팽창비 증가가 가능함을 보여주는 것이다.

앞의 Figure 3에서 밀러방식의 흡기밸브 닫힘시기 지연에 의한 저압축과정만으로는 압축압력의 감소를 수반하게 되고 열효율도 감소하였다. 따라서 이에 대한 보상이 있어야 고폽창사이클이 실현되고 열효율향상을 기대할 수 있음을 알 수가 있었다[4,7]. 또한 흡기밸브 닫힘시기가 지각시킬 때 흡입된 신공기는 흡기관 내로 역류되어 유효행정체적의 감소를 수반하게 되므로 이로 인한 공급열량도 감소되므로 출력도 감소된다. 따라서 흡기밸브 닫힘시기를 지각시킬 때 평균유효압력의 변화를 파악하는 것은 매우 중요한 요소가 된다. 이를 파악하기 위해 이론해석 식으로부터 흡기밸브 닫힘시기 변화에 대한 실린더내 평균유효압력의 크기를 Figure 5로부터 살펴보았다. 그림에서 보는바와 같이 흡기밸브 닫힘시기가 지각 될수록 고

팽창 디젤사이클 기관의 평균유효압력은 현저히 감소함을 알 수가 있다. 이것은 평균유효압력이 열효율 및 공급연료 그리고 실린더내 공기질량의 함수인데, 흡기밸브 닫힘시기 지각에 따라 이 값들이 현저히 감소하기 때문이다. 따라서 고폽창 기대효과가 가장 기대되는 흡기밸브 닫힘시기 약 ABDC 100°시점과 하사점(BDC)인 ABDC 0°와 비교할 때 이론 평균유효압력의 감소는 약 53.3% 정도로 급격히 감소됨을 보여준다. 이러한 결과는 흡기밸브 닫힘시기변화에 의한 디젤기관의 고폽창사이클화 실현에서는 평균유효압력의 감소에 대한 해결 대책이 있어야 됨을 말해주는 것이다.

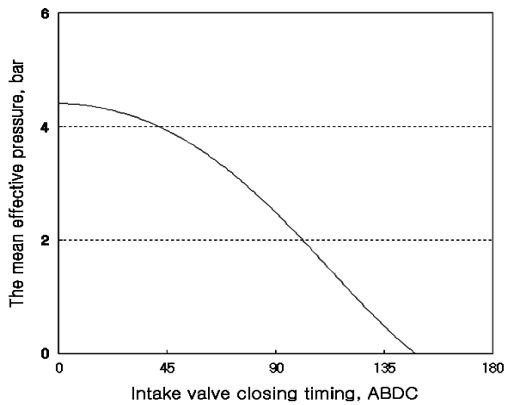


Figure 5: The mean effective pressure according to intake valve closing timing

5. 시험용 단기통 저속디젤기관에서 밸브 닫힘시기 제어시스템 및 제어방법

5.1 흡기밸브 닫힘시기 실현을 위한 제어시스템의 구성 및 실험장치

앞서 저압축 고폽창비를 갖는 밀러방식의 고폽창사이클에 대한 이론해석을 통하여 디젤기관에서의 열효율향상 가능성과 몇 가지 인자에 의한 문제점 그리고 기관의 성능특성을 알아보았다. 그 결과 실제기관에서 흡기밸브 닫힘시기를 늦게하여 압축일을 감소시키고 통상기관으로부터 고폽창과정을 실현하여 열효율을 향상시키기 위해서는, 흡기밸브 제어시스템이 필요하며 이를 위해 Figure

6같이 제어회로를 구성하여 다음과 같이 그 특성을 알아보았다. Figure 6은 시스템의 주요제어 구성요소를 나타낸 것으로 솔레노이드 밸브, 유압 실린더, 엔코더 및 입출력신호를 위한 컴퓨터와 오실로스코프 등으로 구성된 가변흡기밸브(VVT) 제어시스템을 보여주고 있다. 시스템의 제어방법은 캠축에 설치한 엔코더로부터 검출된 TDC신호와 크랭크각 신호를 8255 I/O를 통해 컴퓨터에 입력하여 흡기밸브 열림과 닫힘신호를 제어한다. 입력된 크랭크각 값은 TDC신호로부터 초기값으로 리셋 시키게 되고, 이후 검출되는 크랭크각 수는 누적되어 설정값과 일치하면 펄스신호가 발생한다. 이 제어시스템으로 Figure 7과 같이 4사이클 저속 단기통 디젤기관에 설치, 기본적인 흡·배기밸브 닫힘 및 열림시기를 제어하여 Figure 8와 같은 출력값을 얻게 된다.

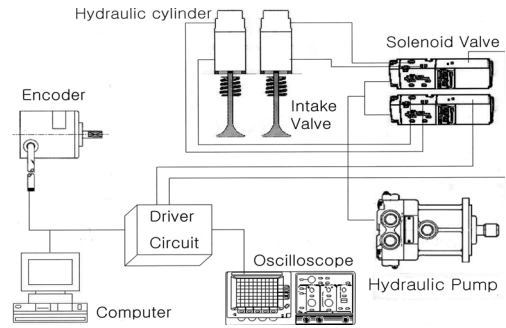


Figure 6: The control systems for intake valve closing timing with crank angle signal

Figure 7은 실험장치의 상단부 흡·배기구동부의 상세를 보여주는 것으로, 밸브 구동 캠축에 연결된 엔코더(encoder)로부터 기관의 TDC 위치 신호와 실린더 내의 압력센서로부터의 압력 데이터를 동시에 취득하고 각 사이클 수를 관독할 수 있도록 되어있다. 즉, 로터리 엔코더에서 나온 TDC 신호와 크랭크각 신호는 각각 A/D 변환기에 전송이 되고 컴퓨터에서 데이터로 저장할 수 있게 하였다. 실린더 내의 연소압력은 피에조 타입(601A, Kistler)의 압력 변환기를 실린더 헤드부에 삽입하여 전위차를 얻어 임의의 사이클 수 만큼 컴퓨터에 저장, 변환프로그램으로부터 실린

더내의 압력을 측정하였다.

5.2 가변밸브 타이밍시스템의 제어방법 및 평가

구성된 입력 및 출력장치를 Figure 7과 같이 시험기관의 실린더 헤드부에 설치시킨 후 기관을 운전 제어할 때 각각의 신호는 Figure 8과 같이 3가지 형태의 펄스로 출력된다. 각 신호 중 하나는 오실로스코프에 타겟(target)신호로 검출되고, 하나는 곧바로 유압 실린더의 플런저부에 장치된 광센서에 의해 실제 열림과 닫힘시기가 펄스신호로 오실로스코프에 출력된다. 검출된 타겟신호와 비교하여 유압작동 장치의 오차 편차시간을 앞당기는 방법에 의해 정확한 밸브위치를 찾게 된다. 타겟신호는 밸브 캠축 엔코더 각도신호를 검출하여 컴퓨터에서 판독하고 설정된 값과 일치 할

때 신호로 출력되며, 이 출력신호에 의해 유압작동용 솔레노이드 밸브를 제어하였다. 실제 흡기밸브 열림과 닫힘은 유압실린더 작동 지연에 의해 트리거 시간만큼 늦게 나타난다. 따라서 출력신호를 초기 타겟신호와 일치하도록 제어하면 원하는 위치에서 밸브가 열리고 닫히도록 할 수 있다.

Figure 8에서 밸브 지연기간은 트리거 신호로부터 가변밸브가 작동하기까지의 기간으로, 편차율은 평균 0.8% 미만의 아주 작은 범위로 나타났다. 이 오차범위는 크랭크 각으로 최대 0.3° 미만으로 각 사이클마다의 가변밸브 지연기간의 편차는 무시할 만큼 작은 범위에 있다고 볼 수 있다. 따라서 제어시스템은 시험기관으로부터 흡기밸브를 제어하여 고폽창사이클을 실현하는데 문제없을 것으로 판단되며 구성된 제어시스템은 사이클실현에 문제없음을 평가할 수가 있다(4,5).

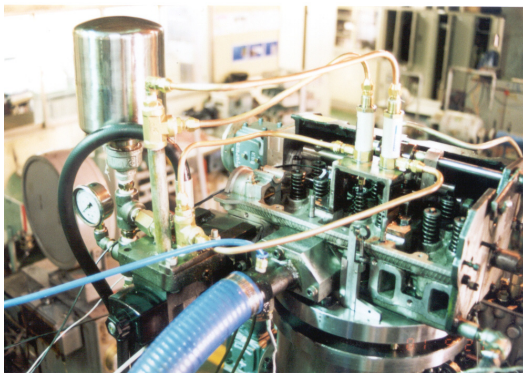


Figure 7: Photograph in the engine head element for control of intake valve closing time

5. 결 론

디젤기관을 밀러방식에 의한 고폽창사이클을 구성하고 이 사이클을 열역학적인 해석으로부터 흡기밸브 닫힘시기 지연에 따른 열효율 및 평균유효압력의 변화를 알아보았다. 이어서 실제기관으로부터 이 사이클을 실현하기 위한 흡배기밸브 제어 방법에 대한 연구 등으로부터 다음 결과를 얻게 되었다.

1) 밀러방식에 의한 디젤기관의 열역학적 사이클 이론해석 결과, 흡입밸브 닫힘시기가 지각될수록 유효압축비는 급격히 감소하였고, 이에 따른 팽창-압축비도 증가하는 경향으로 나타났다. 이러한 결과로부터 닫힘시기 지각에 의해서도 상대적인 팽창비의 증가로 인해 열효율이 향상됨을 확인할 수 있었다.

2) 흡기밸브 닫힘시기 지각에 의한 밀러방식의 고폽창사이클에서 이론 열효율 크기는 흡기밸브 닫힘시기 ABDC 100°까지는 유효압축비 감소에 의한 영향을 크게 주지 않다가 그 이후 압축압력의 급격한 감소로 이어져 오히려 팽창-압축비의 영향은 크게 받지 않고 열효율은 감소하였다.

3) 위와 같이 실제기관에서는 단지 흡기밸브 단

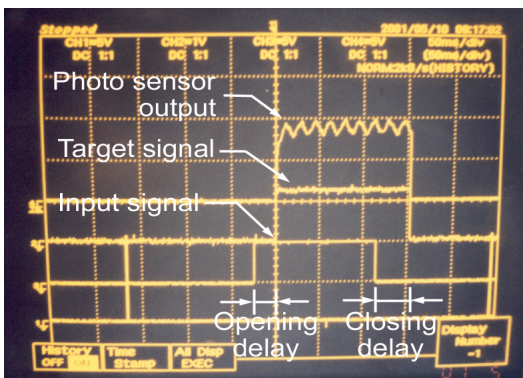


Figure 8: Photograph of input signal and output signal at the intake valve control using the VVT system

흡시기 지연에 의한 압축과정의 감소만으로는 최고 압축압력의 감소를 수반하게 되므로 과급과 같은 압력보상이 있어야 단흡시기 지연에 의한 압축-팽창비의 영향으로 열효율향상을 기대할 수 있음을 확인할 수 있었다.

4) 흡기밸브 닫힘시기가 지각될 때 흡입된 신공기가 흡기관 내로 일부 역류되어 유효행정체적의 감소로 이어져 이로 인한 출력의 감소를 발생시키므로 이어져 이에 대한 대책도 강구되어야 진정한 고폽창사이클이 실현됨도 알 수 있었다.

5) 상기의 흡기밸브 닫힘시기 지연에 의한 해석 결과로부터 기관의 사이클을 실현하기 위해서는 밸브제어시스템이 필요하게 된다. 이에 따라 가변밸브타이밍(VVT)시스템을 구성하여 제작된 시험기관에 적용시킨 후 평가한 결과, 제어시스템의 밸브 지연기간은 트리거 신호로부터 가변밸브 작동시까지 시간 편차율이 평균 0.8% 미만으로 아주 작은 범위로 나타났다. 이 오차범위는 시험용 저속 디젤기관에서 크랭크 각으로 최대 0.3° 미만으로 각 사이클마다의 가변밸브 지연기간의 편차는 무시할 만큼 작은 범위에 있음이 확인되었다 [7,8].

이상, 밀러방식에 의한 디젤기관의 저압축 고폽창사이클의 이론해석결과로부터는 저압축-고팽창 사이클 기관의 열효율 향상가능성이 확인되었고, 이 사이클 실현을 위한 제어시스템을 구성하여 시험기관에 적용 평가한 결과 흡기밸브 제어시스템을 연소과정에 적용하였을 때 저압축-고팽창사이클의 연소특성을 파악하는 데는 큰 문제없음을 알 수 있었다.

참고문헌

[1] 장태익, “흡·배기를 고려한 고폽창 저속 디젤 기관의 이론해석과 기관성능에 대한 연구”, 마린엔지니어링학회지, 제32권, 제8호, pp. 55~60, 2008.

- [2] 장태익, 정양주, 노기철, 이종태, “디젤-아트킨슨 사이클의 고폽창법 강구를 위한 연구(I)”, 한국자동차공학회 춘계학술대회 논문집II, pp. 500-506. 2002.
- [3] 장태익, 정양주, 이종태, “대형 롱스트로크 디젤기관의 아트킨슨사이클화에 관한 연구”, 한국자동차공학회 춘계학술대회 논문집II, pp. 225-231. 2001.
- [4] Naoharu Ueda Hiroshi Sakai, Junso Sasaki Naohide Iso, “The miller cycle gasoline engine for a light duty truck”, JSAE 9633027.
- [5] C. M. Chung, J. T. Lee and J. W. Cho, “Trends in technical & development of miller cycle for gasoline engine”, KSAE, vol. 17, no.1, 1995.
- [6] Ryo Shimizu, Masaki Fujii, Takasi Suzuki and Masao Inoue, “Miller cycle engine management system and its distinctive feature”, JSAE Review, pp. 305-308, 1994.
- [7] T. Goto, et al., “Development of V6 miller cycle gasoline engine”, SAE 940198.
- [8] W.L.R. Gallo, “Thermodynamic Evaluation of Valve Timing”, SAE 921479.

저 자 소 개



장태익(張太翼)

1959년 1월생, 1985년 국립금오공과대학교 기계공학과(입, 학사), 1989년 국립금오공과대학교 대학원 기계공학과(입, 석사), 1996년 성균관대학교 대학원 기계설계공학과(입, 박사), 2002.3.1~2009.2.28 세명대학교 건축설비시스템공학, 2009.11. 현. 강릉원주대학교 문화산업대학 기계자동차공학부