

저속 디젤기관에서 흡기밸브 닫힘시기 지연시 고폽창 실현을 위한 열효율 특성

장 태 익†

(원고접수일 : 2005년 10월 27일, 심사완료일 : 2005년 11월 30일)

A Characteristic of Thermal Efficiency in Order to High Expansion Realization with a Retard of Intake Valve Closing Time in the Low Speed Diesel Engine

Tae-Ik Jang†

Abstract : In this research, the diesel cycle was thermodynamically interpreted to evaluate the possibility of high efficiency by converting diesel engines to the high expansion diesel cycle, and general cycle features were analyzed after comparing these two cycles. Based on these analyses, an experimental single cylinder, a long stroke with high expansion-diesel engine, of which S/B ratio was more than 3, was manufactured. After evaluating the base engine through basic experiments, a diesel engine was converted into the high expansion diesel engine by establish VCR device and VVT system. Accordingly, the high expansion diesel cycle can be implemented when the quantity of intake air is compensated by supercharge and the effective compression ratio is maintained at its initial level through the reduction of the clearance volume. In this case, heat efficiency increased by 5.0% at the same expansion-compression ratio when the apparent compression ratio was 20 and the fuel cut off ratio was 2. As explained above, when the atkinson cycle was used for diesel cycle, heat efficiency was improved. In order to realize high expansion through retarding the intake value closing time, the engine needs to be equipped with variable valve timing equipment, variable compression ratio equipment and supercharged pressure equipment. Then a high expansion diesel cycle engine is realized.

Key words : Variable Compression Ratio(가변압축비), Diesel Cycle Engine(디젤사이클 기관), Compression Ratio(압축비), Expansion Ratio(팽창비), High Expansion Diesel Cycle(고팽창 디젤사이클), Expansion-Compression Ratio(팽창-압축비), Variable Valve Timing(가변밸브 타이밍)

† 책임저자(세명대학교 건축설비시스템공학과), E-mail: jangti@semyung.ac.kr, Tel: 043)649-1423

NOMENCLATURE

- σ : cut off ratio
 γ_c : compression ratio
 γ_e : expansion ratio
 κ : specific heat ratio
 β : rate of the effective expansion ratio versus effective compression ratio
 R_{ec} : expansion-compression ratio
 $P_{th(D-E)}$: theoretical effective pressure of the high expansion diesel cycle
 $\eta_{th(D-E)}$: theoretical thermal efficiency of the high expansion diesel cycle

1. 서 론

최근 기관의 열효율 향상 방안의 하나로 많이 주목받는 사이클 기관으로는, 압축비보다 팽창비를 크게하여 연소시 발생된 압력 에너지를 최대한 일 에너지로 변환이 가능한 고폽창 사이클 기관이다. 오토사이클 기관의 고폽창 사이클화는 흡기밸브 닫힘시기 변화에 의한 유효 압축비를 감소시켜 팽창비를 크게 하는 방식으로 실현되고 있다^[1]. 디젤기관은 오토기관과 다르게 연료분사 시간이 소요되어 팽창비가 압축비보다 근본적으로 작으며, 이는 열효율 감소의 주요 인자로 작용하게 된다. 특히 고부하 영역에서 운전될 경우는 분사시간이 더 길어져 팽창비 감소가 현저하다^[2,3,4,5].

위와 같이 오토사이클과 디젤사이클 기관을 비교하여 볼 때 디젤기관을 고폽창 사이클화 할 경우에도 열효율 향상이 매우 기대되나 디젤기관을 고폽창 사이클화 한 연구보고는 극히 초보단계에 머물러 있다^[6,7,8,9].

본 연구에서는 상기와 같은 점을 고려하여 통상의 디젤기관을 고폽창 사이클화하여 열효율 향상을 도모하기 위해 사이클을 열역학적으로 해석하였다. 또 이 해석결과를 실험적으로 증명하기 위하여 가변밸브 타이밍(VVT) 시스템과 가변압축비 장치(VCR)를 구성한 저속 장-행정 디젤기관을 개발하여 실험에 사용하였다. 이 기관에 흡기밸브 닫힘시

기 지각에 의한 고폽창 효과 가능성을 확인하기 위한 흡기밸브 닫힘시기 변화 방식으로 실험을 실시하여 그 특성을 정성적, 정량적으로 파악, 열효율 향상 가능성을 확인하는 것이 본 연구의 최종 목적이다. 차후, 닫힘시기 지각과 동시에 유효 압축비 감소에 따른 압축비 보상시의 고폽창 기관에 대하여 연구하여 학회에 보고하고자 한다.

2. 고폽창 디젤기관의 열역학적 사이클 해석

통상의 디젤사이클을 고폽창시키면 Fig. 1의 P-V선도와 같게 된다. 즉 기존의 정압사이클인 디젤기관의 경우는 과정 1-2-3-4를 수행한다. 이 사이클에 고폽창 사이클을 실현하면 과정 4-4'-1'-1-4의 면적만큼 일이 증가되고 이에 따라 열효율도 증가하게 된다. 이러한 고폽창 디젤사이클은 열역학적 이론 열효율의 정의 식으로부터 각 과정을 해석하면 다음과 같이 된다.

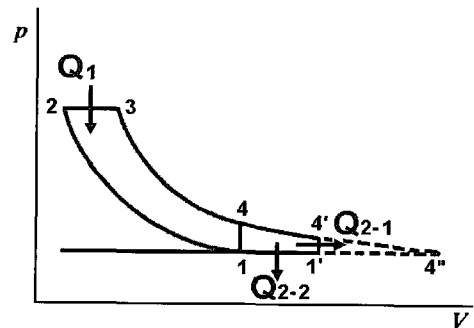


Fig. 1 The P-V diagram of high expansion Diesel cycle.

$$\begin{aligned}
 \eta_{th(D-E)} &= 1 - \frac{Q_2}{Q_1} \\
 &= 1 - \frac{(Q_{2-1}) + (Q_{2-2})}{(Q_1)} \quad (1)
 \end{aligned}$$

위식에 각각의 과정을 해석하여 대입하고 정리하면 다음과 같다.

$$\eta_{th(D-E)} = 1 - \gamma_c^{1-\kappa} \cdot (F_{D-E}) \quad (2)$$

여기서, F_{D-E} 는

$$F_{D-E} = \frac{\sigma(\beta^{1-\kappa} - \beta) + \kappa(\sigma\beta - 1)}{\kappa(\sigma - 1)}$$

이다. 이 식에서 σ 는 연료차단비 β 는 유효 압축비에 대한 유효 팽창비의 비 즉, $\beta = \gamma_e/\gamma_c$ 이며, 유효 압축비는 $\gamma_c = V_1/V_2$, 유효 팽창비는 $\gamma_e = V_4'/V_3$ 이다.

고팽창지점 4'가 최대 팽창할 경우 4'' 지점이 되고 이 때의 열효율식은 다음과 같게 된다.

$$\eta_{tn(D-E)} = 1 - \gamma_C^{1-\kappa} \cdot \frac{\sigma\beta^{1-\kappa} - 1}{\sigma - 1} \quad (3)$$

위 식에서 열효율이 최대가 되는 팽창비는 팽창 후의 압력 P_4 가 초기 흡입압력 P_1 과 같게 될 때이고 완전팽창 시점이다. 즉 압축비와 팽창비가 같은 시점으로 팽창 후 압력이 대기압력과 같아질 때를 말한다. 따라서 위 식에서 $\gamma_e = \gamma_c$ 인 경우가 되므로 식 (4)와 같은 형태로 쓸 수 있다.

$$\eta_{tn(D-E)max} = 1 - \gamma_C^{1-\kappa} \quad (4)$$

식 (4)는 고폽창 디젤사이클의 최대 열효율식을 나타내면서 동시에 오토사이클의 열효율식이 됨을 보여주고 있다.

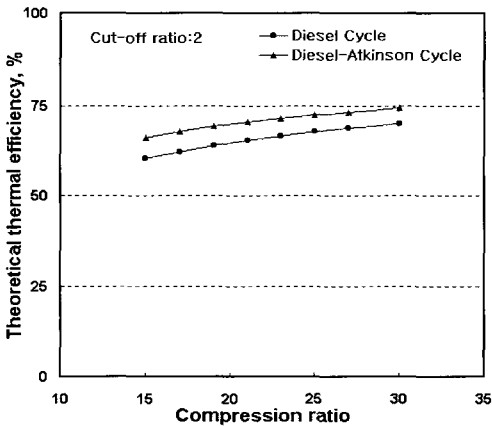


Fig. 2 Comparison of thermal efficiency versus compression ratio

Fig. 2는 앞의 식 (2)를 사용하여 $\sigma=2$ 로 고정 한 경우 각각의 압축비에 대한 고폽창 디젤 사이클의 이론 열효율 크기를 통상의 디젤사이클 기관과 비교한 것이다. 그림에서 고폽창 디젤사이클의 열효율은 고폽창 효과에 의해 통상의 디젤사이클보다 모든 압축비 변화에 대하여 크게 증가됨을 알 수 있다. 또한 압축비 증가에 대하여 증가 차이가 약간 감소하는 경향임을 보여준다. 이때 압축비 15~20 범위에서 고폽창 디젤사이클의 열효율 향상은 통상 디젤사이클의 열효율보다 평균 약 5% 높게 나타났다.

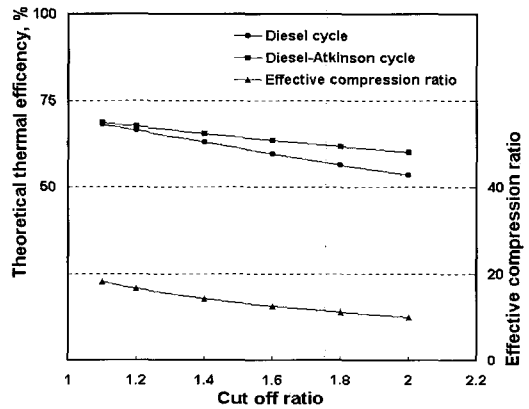


Fig. 3 Thermal efficiency and effective compression ratio vs. cut off ratio

Fig. 3은 연료차단비 변화에 대한 고폽창 디젤 사이클과 디젤사이클의 최대 이론 열효율 및 유효 압축비 변화를 구하여 나타낸 것이다. 이때 겉보기 압축비는 $\gamma_c = 20$ 으로 고정하였다. 이러한 비교는 팽창비가 연료분사 시간을 나타내는 차단비에 의존하므로 이를 파악하기 위한 것이다. 그림에서 두 사이클 모두 σ 의 증가에 따라 이론 열효율은 감소하였다. 이것은 이론 열효율이 차단비 σ 의 함수인 것에 기인한 것이다. 이때 열효율이 통상 디젤사이클보다 고폽창 디젤사이클에서 더 크게 감소하였고, 그 폭도 σ 의 증가에 따라 크게 나타남을 보이고 있다. 이 경향은 디젤사이클의 열효율이 압축비가 고정되어 있을 때 차단비만의 함수인데 비하여, 고폽창 디젤사이클에서는 차단비 뿐 아니라 차

단비 증가에 따른 유효 압축비의 현저한 감소를 수반하기 때문이다. 이러한 결과는 동일 연료 분사량에 대하여 차단비 σ 를 짧게 하여야 하고 고폽창화에 따른 유효 압축비 감소분 만큼의 압축비 보상대책이 있어야 고폽창 효과가 기대되며 그에 따른 열효율 향상이 있음을 말해주는 것이다.

3. 실험장치 및 방법

3.1 실험기관의 구성

디젤기관의 열효율은 동일 연료량을 분사할 경우 요구되는 연료분사 시간은 거의 같게 되므로 차단비가 상대적으로 짧은 범위에서 운전되는 저속기관이 보다 더 열효율이 클 것으로 예상된다. 따라서 행정 대비 보어의 비가 3 이상 되는 기본 개념을 가지고 장-행정 저속 단기통 디젤기관을 Fig. 4의 (a)와 같은 모양으로 제작하였고, (b)와 같이 운전 중 압축비 변화가 가능하도록 가변압축비 및 가변밸브 타이밍시스템을 구성하여 기관의 성능실험에 사용하였다.

실험용 기관은 크게 크랭크 케이스부, 크로스 헤드부, 압축비 변화가 가능한 실린더부, 실린더 헤드 및 가변 밸브타이밍 장치, 냉각 및 윤활 시스템으로 되어있으며 그 상세는 다음과 같다.

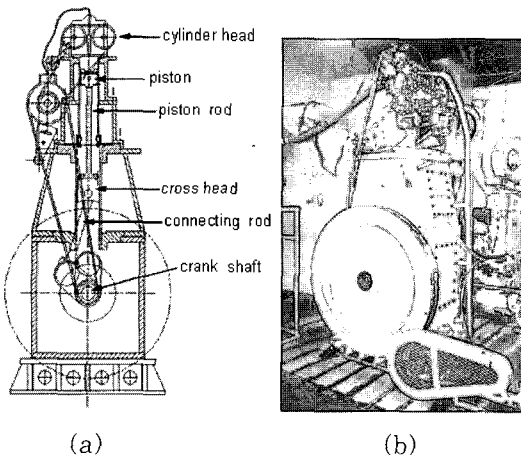


Fig. 4 The experimental slow speed diesel engine with a single cylinder.

크로스 헤드부: S/B비 3.326인 장-행정 기관에서 피스톤 왕복운동을 회전운동으로 변환하기 위해 크로스 헤드가 필요하며, 피스톤 로드와 커넥팅로드가 연결되어 크랭크 케이스와 실린더 사이의 2단에 위치한다.

가변압축비 장치(VCR): 기관의 가변압축비 장치는 고폽창 사이클 실험시 흡입밸브 닫힘시기 지연에 의한 유효압축비 감소를 추가와 같게 유지하기 위하여 압축비 변화가 가능한 장치를 말하며, 이동이 고정된 너트의 회전운동에 의해 볼트가 움직이는 개념을 갖는 실린더 이동방식으로 발화운전 중에 압축비를 가변으로 할 수가 있다.

가변밸브 타이밍 시스템(VVT): 기관 운전시 상기의 가변압축비 장치를 사용하여 압축비를 변화시킬 때 실린더 헤드의 이동으로 인하여 초기의 흡배기밸브 타이밍이 변화한다. 이것을 방지하고자 배기밸브의 경우는 캠축과 분사펌프 구동축 사이에 베벨기어, 스프라인 및 타이밍 벨트로 구성된 밸브 타이밍 장치를 설치하였고, 흡기밸브의 경우는 유압시스템에 의한 솔레노이드 밸브 제어에 의해 작동되는 가변밸브 시스템으로 되어 구성되었다.

냉각방식: 냉각수의 냉각과 순환은 자연순환 냉각방법을 이용 일정압력 2 bar로 유지 공급된다. 이때 연소실 라이너 주위 냉각수 압력은 1 bar로 유지되도록 하였고, 기관의 냉각수 온도는 써머스태트(thermostat)와 유량 제어밸브로 유량을 제어 냉각수 평균온도 80℃를 유지시켰다.

윤활장치: 크랭크축 저널부, 크로스 헤드부, 피스톤, 실린더부 및 실린더 헤드부로 구획하였고 독립으로 구동되는 오일펌프와 공급라인을 통해 윤활유가 공급되도록 구성하였다. 즉 오일펌프로부터 압송된 윤활유는 크랭크축 내부의 오일관로를 통하여 크랭크축 저널부로 1차 공급된 후 커넥팅 로드를 걸쳐 크로스 헤드부에 공급된다. 실린더 라이너와 피스톤 링 사이의 윤활은 오일펌프로부터 별도의 윤활유 공급라인과 직결되어 실린더 내 아랫부분에 설치된 4개의 오일 잣으로부터 윤활유를 분출시켜 공급된다. 실린더 헤드부 역시 오일펌프로부터 직결된 오일 공급라인을 통해 배기밸브 캠축 및 저널부에 공급된 후 크랭크 케이스로 회수되도록 하였다.

3.2 실험장치 및 실험방법

가. 실험장치

본 연구를 위해 제작 완료된 기관은 단기통 직접 분사식(DI) 장-행정 저속 4사이클 디젤기관이며, 주요제원은 Table 1과 같고, Fig. 5는 실험을 위해 구성된 실험장치의 개략을 나타낸 것이다.

실험장치는 크게 기관의 본체, 본체와 연결된 수동력계, 흡배기를 위한 가변밸브 타이밍시스템 및 가변압축비 장치, 각 부의 압력과 온도를 측정하기 위한 데이터 취득부, 엔진을 시동하기 위한 시동부로 나눌 수 있다.

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)

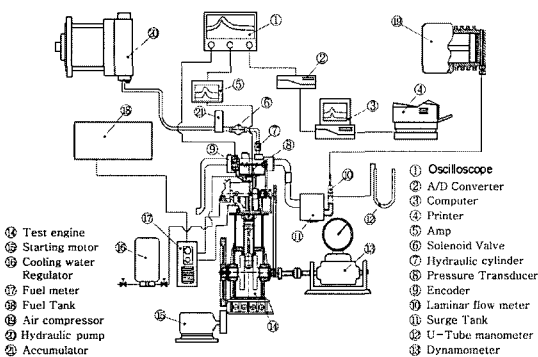


Fig. 5 Schematic diagram of experimental setup with single diesel engine

기관의 출력은 수동력계를 사용하여 산출하였으며, 특히 밸브구동 캠축에 연결된 엔코더로부터는 기관의 TDC위치 및 크랭크 각을 관측하도록 하였

고, 실린더 내의 압력센서로부터는 압력 데이터를 취득하여 컴퓨터에서 지정된 사이클 수만큼 저장하여 데이터를 분석할 수 있도록 하였다. 흡입 공기량은 오리피스 유량계 및 차압계 그리고 U-관 마노미터에 디지털차압계를 연동하여 측정하였다. 연료는 연료분사 펌프로부터 공급되며, 기관의 연료소모량은 전자저울을 이용한 질량 측정법으로 측정하였다.

나. 실험방법

흡입밸브 닫힘시기 지연에 따라 고폽창화하는 경우에 대한 모터링 및 발화운전상태에서 유효압축비 감소와 압축일 및 기관의 제반특성 변화를 평가하였다. 모터링시 흡입밸브 닫힘시기 지연은 ABDC 30°~80°까지 10°간격으로 지연시켰다. 발화운전시의 실험은 흡입밸브 닫힘시기 ABDC 20°~80°까지 20°씩 단계적으로 지각시켰다. 이때 80° ABDC 시점은 제작된 기관에서 밸브닫힘 시기 지연에 의한 유효 압축비 감소로 인하여 자기착화 되지않는 흡기밸브 닫힘시기이다. 각 각의 실험에서 겐보기 압축비는 $\gamma_c = 19$, 기관 회전수는 300rpm, 기관 부하는 100%을 유지하였고, 연료 분사시기는 BTDC 12°로 고정하였다.

4. 결과 및 고찰

4.1 LIVC에 의한 유효압축비 및 압축일 변화

가. 유효압축비 감소

Fig. 6은 흡입밸브 닫힘시기 지연에 따른 유효압축비 감소율과 최고 압력을 같게 하기 위해 압축비를 증가시키는 경우 요구되는 연소실 체적의 감소율을 나타낸 것이다. 그림에서 유효압축비 및 연소실 체적의 감소율은 모두 흡입밸브 닫힘시기 지연에 따라 현저히 증가함을 보이고 있다. 이것은 같은 크랭크 각 10°에 대하여 닫힘시기가 지각될수록 유효행정체적의 변화에 따른 실린더 체적 감소가 커진 결과이며, 연소실 체적을 감소시켜 유효압축비를 크게 하여야 됨을 보이는 것이다. 상기 실험조건에서 본 실험기관의 유효압축비의 크기 변화 계산에서 연소실 전 체적은 피스톤 바울(bowl)체적과 기관 극간체적의 합으로 계산된 것이다.

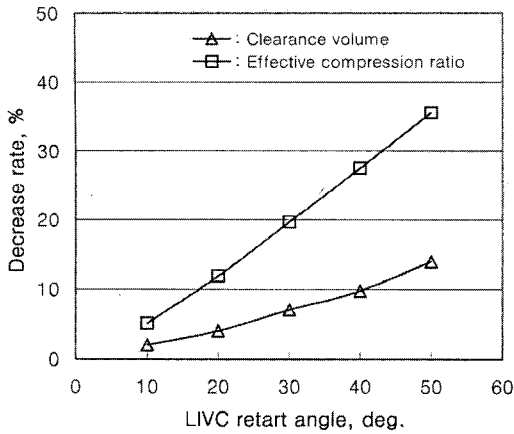


Fig. 6 The decrease rate of clearance volume and effective compression ratio at the LIVT.

나. LIVT에 의한 압축일의 변화

Fig. 7은 상기와 같은 실험조건인 흡기밸브 닫힘시기 지연(LIVT) 시스템을 사용한 모터링 실험에서 압축압력의 일례를 보여주는 것이다. 그림의 실선은 흡기밸브 닫힘시기 ABDC 30°의 경우이며, 점선은 흡기밸브 닫힘시기 ABDC 80°로 지각한 경우를 나타낸다. 흡기밸브를 늦게 닫을수록 압축압력은 작게 되며 이로 인하여 압축과정의 일이 감소하고 최고 압력도 감소하여 팽창일이 감소하게 된다. 이것은 가변압축비장치를 사용하여 최고압력을 동일하게 유지시킬 때 고폽창 효과의 가능성을 말해주는 것으로써 다음 Fig. 9와 Fig. 10에서 설명하였다.

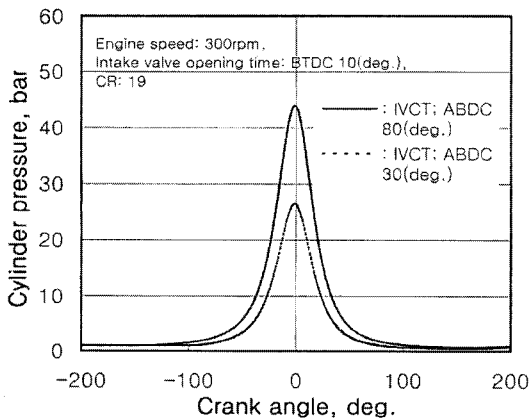


Fig. 7 In-cylinder pressure at the LIVC condition motoring.

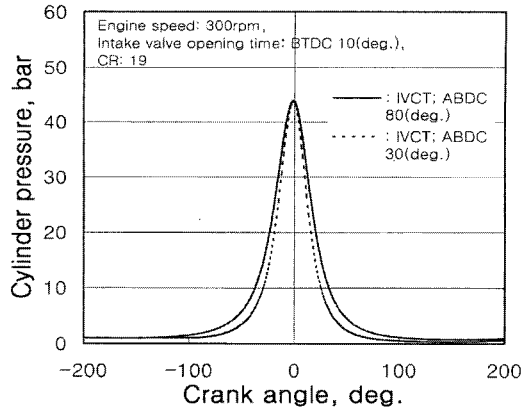


Fig. 8 In-cylinder pressure by using variable compression system at the LIVT condition under motoring.

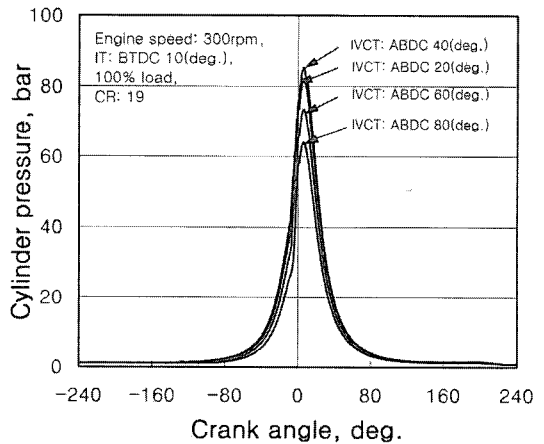


Fig. 9 In-cylinder pressure with late intake valve timing.

Fig. 8은 기관 회전수 300rpm으로 가변압축비장치(VCR) 가변밸브 타이밍(VVT) 시스템을 동시에 사용하였을 때 모터링실험 결과의 일부를 나타낸 $P-\theta$ 선도이다. 그림에서 압축 초기시점의 경우 흡입밸브 닫힘시기가 지연될수록 늦게 나타나게 되고 최고 압력의 크기는 거의 동일하였다. 이것은 실제 연소시 저압축에 의한 압축과정은 감소하게 되고 팽창과정은 동일하므로 고폽창효과인 팽창압축비의 비가 크게 되어 이에 따라 열효율향상이 있음을 보여준 결과이다.

4.2 토크 및 연소압력의 변화

Fig. 9는 상기와 같은 운전조건 일 때 흡기밸브 닫힘시기 지연(LIVT) 시스템을 사용한 100%부하에서 LIVT에 따른 연소압력의 크기를 보이는 것이다. 기본 흡기밸브 닫힘시기는 ABDC 20°이고, 20° 간격으로 ABDC 80°까지 지연시켜 실험을 실시하였다.

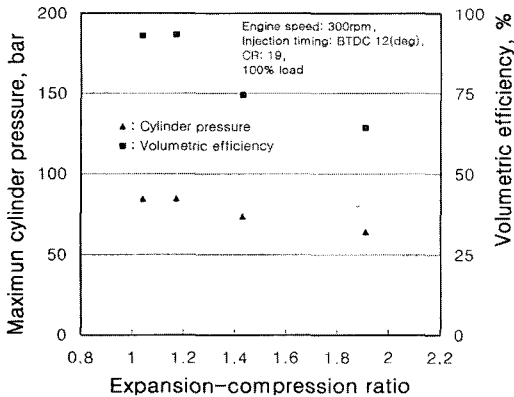


Fig. 10 Maximum cylinder pressure and volumetric efficiency with to the expansion compression ratio.

그림에서 흡기밸브 닫힘시기가 지연될수록 최고 연소압력은 감소하는 경향이다. 이것은 LIVC에 따른 압축기간의 단축으로 압축압력 감소와 흡입공기의 흡입관내 역류로 인해 연소압력이 낮게 나타난 결과이다. 최고 연소압력의 크기는 흡기밸브 닫힘시기 ABDC 20°에서 84.45bar, 40°의 경우가 84.82bar, 60°에서 73.44bar, 80°의 경우 63.9bar이다. 이때 최고 연소압력의 감소 비는 기본 닫힘시기 ABDC 20°를 기준으로 각각 40°까지는 실린더내 연소가스의 최고 압력은 미미하게 증가하나 이후 감소하는 경향이 두드러진다. 연소 최고압력 발생시점은 흡기밸브 닫힘시기 ABDC 40°이며, 실험조건에서 최적의 흡기밸브 닫힘시기는 ABDC 40°전후로 보여진다.

4.3 기관성능 특성

Fig. 10는 팽창압축비의 증가에 따른 실린더내

최고압력과 체적효율을 동시에 나타낸 것이다. 실린더내 연소가스의 최고압력은 팽창압축비가 Rec=1.17까지는 약간 미미하게 증가하다가 그 이후부터 감소하는 경향이다. 실린더내 최고압력에 있어서는 기관내로 흡입되는 공기의 체적효율에 의존하므로 체적효율은 실린더내의 최고압력과 대체로 같은 정성적 경향을 나타내었다. 흡기밸브 닫힘시기 초기에는 체적효율이 관성효과에 의해 약간 증가하며 팽창압축비가 Rec=1.17인 경우 최고치를 나타내다가 이후부터 흡입공기량이 역류하는데 따라 현저히 감소함을 보였다.

Fig. 11은 팽창압축비의 변화에 대한 제동열효율과 출력을 각 각의 기관부하에 대해 나타낸 것이다. 그림에서 제동열효율과 제동출력이 Rec=1.17(LIVC40°)까지 증가되는 경향을 보인다. 이것은 제동출력이 관성력증가에 의해 충전효율의 증가에 기인하여 증가된다하여도 제동열효율이 40°까지 지각시킨 시점까지 증가하는 경향을 보이는 것은 결과적으로 고팽창 효과가 있다는 것을 말해준다. 또 40°지각 이후로는 제동효율이 감소하는 경향을 보이는 것은 본 연구에서 연료분사량이 일정하게 유지되므로 흡입밸브 지각에 따른 흡입공기량의 감소에 따른 것으로 볼 수도 있으나 근본적으로는 기관의 열효율이 압축비의 함수이므로 흡입공기량의 역류로 인한 충전효율의 감소로 유효 압축비가 현저히 감소한 것에 따른 것이다. 따라서 흡입밸브 닫힘시기 지각에 의한 유효 압축비를 걸보기 압축비와 동일하게 보상한다면 고팽창 효과를 파악할 수 있을 것으로 보인다.

5. 결 론

통상의 저속 디젤기관을 흡기밸브 닫힘시기변화에 의한 고팽창을 실현하여 열효율 향상 가능성을 파악하기 위한 저속 대형디젤기관의 실험으로부터 다음과 같은 결론을 얻었다.

- 1) 모터링 실험을 통하여 흡기밸브 닫힘시기의 지연과 동시에 가변밸브 타이밍 시스템과 가변압축비 장치를 이용하면 극간체적을 감소시켜 압축비 보상이 가능하고 저압축에 대한 팽창비가

- 증가되어 열효율 증가를 가져올 수 있음이 확인 되었다.
- 2) 연소실험에서는 흡기밸브 닫힘시기가 지연될수록 압축일의 감소는 보여지나 최고 연소압력의 감소로 팽창기간이 단축되어 압축에 대한 팽창비의 비가 통상의 기관보다 감소하고 토크도 감소될 것으로 예측되었다.
 - 3) 일정한 연료분사량에 대하여 흡기밸브 닫힘시기 지연에 의한 고폽창사이클 운전시 흡입공기량의 충전효율 감소로 열효율이 감소됨을 알 수 있었다.
 - 4) 따라서 통상기관으로부터 단지 압축기간의 단축만으로는 고폽창을 실현하여 열효율 향상을 도모할 수 없음이 확인 되었고, 차후 저압축에 따른 압축압력 보상과 연소시 동일 연소압력을 유지하기 위한 과급대책이 강구 되어야 저압축에 대한 팽창비의 비를 크게 하여 열효율을 높일 수 있게 될 것으로 판단되며, 차후 이에 대한 연구를 진행하여 보고할 것이다.

참고문헌

- [1] Naoharu Ueda Hiroshi Sakai, Junso Sasaki Naohide Iso, "The Miller Cycle Gasoline Engine for a Light Duty Truck", JSAE 9633027.
- [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.
- [4] Ryo Shimizu, Masaki Fujii, Takasi Suzuki, Masao Inoue, "Miller Cycle Engine Management System and Its Distinctive Feature," JSAE Review, pp. 305-308, 1994.
- [5] T. Goto, et al., "Development of V6 Miller Cycle Gasoline Engine," SAE 940198.
- [6] Ryo Shimizu, Masaki Pujji, Takasi Suzuki, Masao Inoue, "Miller Cycle Engine Management System", JSME 9305814.
- [7] W. L. R. Gallo, "Thermodynamic Evaluation of Valve Timing," SAE 921479.
- [8] S. C Blakoy, R. J. Saunders, T. H. Ma, and A. Chopre, 1991, "A Design and Experimental Study of an Otto Atkinson Cycle Engine Using Late Intake Valve Closing," SAE 910451.
- [9] T. Ahmad and M.A.theobald, "A Survey of Variable-Valve-Actuation Technology," SAE 891674
- [10] R. J. Saunder, E. A. Abdul-Wahab, "Variable Valve Closure Timing for Load Control and the Otto Atkinson Cycle Engine," SAE 890677.
- [11] Kazuo Inoue, et. al., "A High Power, Wide Torque Range Efficient Engine, With a Newly Developed Variable Valve Lift and Timing Mechanism," SAE 890675.

저 자 소 개



장태익 (張太翼)

1959년 1월생. 1985년 국립금오공과대학교 기계공학과(학사), 1989년 국립금오공과대학교 대학원 기계공학과(석사), 1996년 성균관대학교 대학원 기계설계공학과(박사), 현 세명대학교 건축설비시스템공학과 교수, 당 학회 정회원.