

디젤엔진을 개조한 LPG엔진의 기관성능에 미치는 압축비의 영향

최경호* · 김진호** · 정연중*** · 한성빈†
(2004년 2월 13일 접수, 2004년 8월 12일 심사완료)

Influence of Compression Ratio on Engine Performance in a LPG Engine Converted from a Diesel Engine

Gyeong Ho Choi, Jin Ho Kim, Yon Jong Chung and Sung Bin Han

Key Words: Compression Ratio(압축비), LPG(Liquefied Petroleum Gas), Equivalence Ratio(당량비), CO(일산화탄소), HC(탄화수소), NO_x(질소산화물), MBT(최고출력을 위한 최소점화진각)

Abstract

The purpose of this study was to investigate the influence of compression ratio on engine performance in a LPG(Liquefied Petroleum Gas) engine converted from a diesel engine. In order to determine the ideal compression ratio, a variable compression ratio 4-cylinder engine was developed. Retrofitting a diesel engine into a LPG engine is technically very complicated compared to a gasoline to LPG conversion. The cylinder head and the piston crown were modified to burn LPG in the engine. Compression ratios were increased from 8 to 10 in an increment of 0.5, the ignition timing was controlled to be at MBT(Minimum Spark Advance for Best Torque) for each case.

1. 서론

산업 발전과 함께 자동차수 증가로 각 분야에서 석유소비가 증가하면서 석유의존도가 날로 심화되고 있다. 특히 자동차수 증가로 인해 대기오염의 주범이 산업체가 아닌 자동차의 배출가스로 변화되면서 대기환경 개선을 위해 자동차에서 배출되는 오염물질을 줄이는데 관심이 집중되고 있으며, 이를 위해 자동차 배출가스 규제가 강화되고 있다. 대기오염의 주범인 자동차 중에서도 특

히 디젤차량은 다량의 매연과 질소산화물(NO_x)을 배출하여 사회적 문제가 되고 있다. 국내의 경우 디젤차량은 전국 자동차대수 중 34%이나 오염물질 배출량은 65%를 차지하며, 오염물질 중 NO_x는 90%, 매연은 99%를 차지하고 있다. 이러한 이유로 인해 디젤차량에서 발생하는 오염물질을 획기적으로 줄이고자 디젤차량에 청정 대체연료를 사용하려는 연구가 진행되고 있다.^(1,2) 또한 저공해 대체 연료자동차를 보급하기 위한 방안으로 저공해성과 경제성에서 우수한 특성을 가지고 있으며 기반시설이 이미 충분히 확보되어 있는 LPG연료를 자동차용 대체에너지로서 유력한 대안으로 인식되어 국내에서도 많은 연구와 함께 LPG차량이 운행되고 있다.^(3~6)

디젤차량에 LPG연료를 적용한 저공해 자동차로의 운행은 개조(Retrofit)를 통해 가능하며, 디젤차량의 개조는 가솔린 차량의 개조와 비교하여

† 책임저자, 회원, 인덕대학 컴퓨터응용기계계열
E-mail : sungbinhan@induk.ac.kr
TEL : (02)950-7545 FAX : (02)950-7559

* 회원, 계명대학교 기계·자동차공학부

** 회원, 계명대학교 대학원 자동차공학과

*** 회원, 대구미래대학 자동차과

다른 연소방식의 차이로 인해 기술적으로 다소 복잡하여 개조가 잘 이루어지지 않았으나 최근 노후된 디젤차량의 대기오염 비중 심화로 개조를 통한 LPG연료 적용 연구가 진행되고 있다. 디젤 차량을 LPG연료 차량으로 개발할 경우 저공해성은 우수하지만 배기가스온도는 상승하게 된다. 이렇게 상승된 배기가스온도는 배기계통 부품의 열부하가 커져 이를 줄이는 연구가 필요하다. 특히 국내의 노후된 디젤차량을 LPG 연료차량으로 개조할 경우 가장 문제가 되는 것 중의 하나가 최적의 압축비 선정에 있다.⁽⁷⁾

본 연구에서는 대형 디젤자동차에서 배출되는 유해물질을 줄이고 청정·대체연료로써의 일환으로 디젤엔진을 개조한 LPG 엔진에서 압축비 변화에 따른 기관 성능을 파악함으로써, 노후된 디젤차량을 LPG 연료차량으로 개조하는데 귀중한 자료로 사용되게 될 것이다.

2. 실험장치 및 실험 방법

압축비 변화에 대한 실험을 하기 위해서는 통상적으로 운전 중에 압축비를 변화시킬 수 있는 비싼 장비 중의 하나인 CFR(Cooperative Fuel Research) 기관을 사용할 수 있다.^(8,9) 하지만, 실제의 연소실 형상이나 다양한 엔진 조건에 대한 실용성이 떨어지기 때문에 본 연구에서는 어렵지만 압축비를 변화시키는 방법으로 피스톤의 형상을 변화시켜 실험을 수행하였다.

실험장치 구성은 Fig. 1에 나타내었다. 본 실험에 사용된 기관은 수냉식 4기통이며 배기량이 3568cc인 트럭용 직접분사식 디젤기관을 LPG기관으로 개조하였으며, 주요 제원은 Table 1에 나타내었다.

디젤기관을 LPG기관으로 개조하는 것은 가솔린기관을 LPG기관으로 개조하는 것과는 달리 기술적으로 복잡하다. 즉, 연소방식이 압축착화기관에서 전기점화기관으로 변하므로 기관 부품의 변경이 필요하다. 따라서, 연소방식이 변화함에 따라 압축비를 LPG기관에 적합하도록 피스톤 헤드의 가공높이를 조절하여 디젤기관의 21에서 8, 8.5, 9, 9.5, 10로 낮추었다.

또한 점화에너지를 공급하기 위하여, 디젤기관의 헤드에 위치한 분사노즐을 제거하고 분사노즐

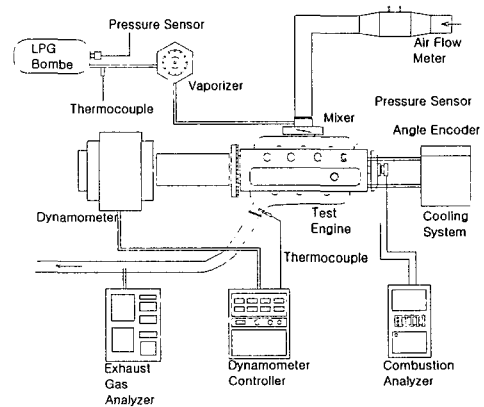


Fig. 1 Schematic diagram of experimental apparatus

Table 1 Engine specifications

Items	Specifications
Number of Cylinder	4
Combustion Type	Pre mixture
Displacement (cc)	3,568
Bore×Stroke (mm)	104×105
Maximum Power (ps/rpm)	88/3200
Compression Ratio	8~10

이 제거된 홀에 냉각수 유로를 고려하여 점화플러그가 장착될 수 있도록 탭 가공하여 점화플러그를 조립할 수 있었다. 점화에너지를 공급하기 위해 점화코일과 배전기를 설치하였다. 배전기는 디젤의 연료분사펌프를 제거하고 그 자리에 배전기와 연료펌프 구동기어가 연결될 수 있도록 연결장치를 제작하여 배전기를 장착하였다. 장착된 배전기는 정확한 점화시기와 조정이 용이하도록 슬릿이 많은 옵티컬 타입의 전자제어용 배전기를 사용하였다. 점화시기 제어는 MoTec사의 M8 ECU를 사용하여 엔진이 운전되는 동안에 원하는 점화시기를 조정할 수 있도록 하였다. 기관의 연료 공급은 흡기관에 믹서(Mixer)를 부착하여 기화기(Vaporizer)를 거쳐 대기압상태인 가스를 공기와 혼합하여 연소실로 유입시켰다. 믹서를 통해 유입되는 혼합기는 배기관에 부착된 산소센서의 신호를 입력받아 ECU에서 이론공연비를 제어하여 공급 될 수 있도록 하였다. 공연비 변화에 대한

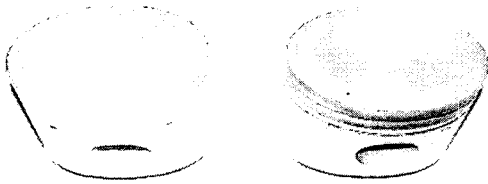


Fig. 2 Original piston and retrofitted piston

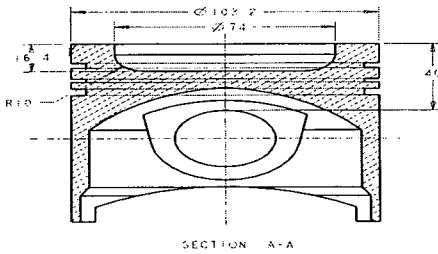


Fig. 3 A cross section of piston

실험에서는 믹서에서의 연료량 조절을 통해 공연비를 변화시켰다.

Fig. 2의 왼쪽 사진은 압축비 21의 디젤기관의 피스톤 가공 전의 모습이고, 오른쪽 사진은 압축비를 변화시킨 후의 피스톤 모습이다.

Fig. 3은 개조된 엔진의 피스톤의 단면적이다. 요구되는 압축비는 실린더 헤드와 피스톤의 상수리를 변화시켜 얻을 수 있었다.

본 연구의 실험방법은 각 부품이 원활한 작동을 도모하기 위하여 점화제어 장치를 이용하여 임의의 8 BTDC, 600 rpm에서 약 20시간 동안 충분히 워밍업 했다. 그리고 모든 실험은 냉각수 온도 80°C에 도달 된 뒤에 이루어졌다. 기관운전 조건은 WOT(Wide Open Throttle), 1400 rpm, MBT (Minimum Spark Advance for Best Torque), 공기-연료 당량비 0.8에서 1.4까지, 압축비 8, 8.5, 9, 9.5, 10에서 이루어졌다. 기관 압축비 변화는 5 종류의 피스톤을 바꾸면서 가능하였고, 공기-연료 당량비 조절은 메인제트의 크기변화를 튜트드라이브를 이용하여 조절하였다.

3. 실험결과 및 고찰

Fig. 4는 WOT, MBT, 1400rpm에서 공기-연료 당량비를 0.8에서 1.4로 변화시켰을 때에 압축비

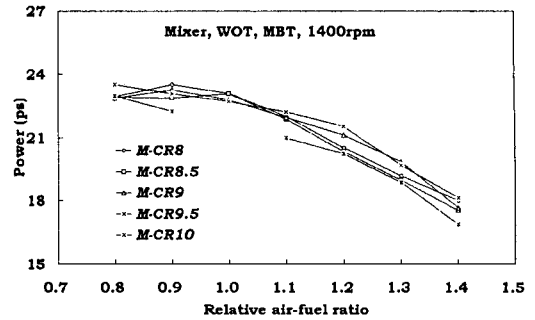


Fig. 4 Power versus relative air-fuel ratio for varying compression ratio

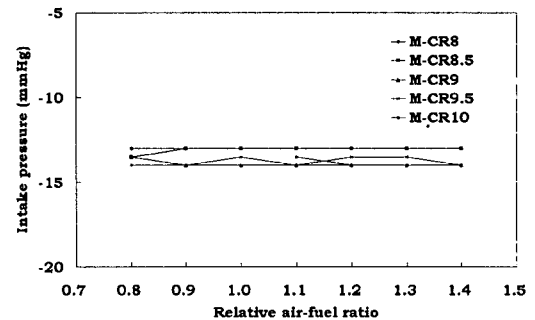


Fig. 5 Intake pressure versus relative air-fuel ratio for varying compression ratio

변화에 대한 기관의 출력성능을 나타낸 실험 결과이다. 압축비 10, 당량비 1.0에서는 저자들의 실험 부주의로 데이터를 손실하여 그림에서 제시할 수 없었지만, 대략적으로 예측(약 22ps)을 할 수는 있다. 그림에서 기관출력은 압축비 8~9의 공기-연료 당량비 0.9~1.0 근처에서 최고의 출력을 나타내고 있지만, 대체적으로 압축비 변화에 대해서 큰 출력 차이를 보이지 않는다. 이것은 이론공기연료비 및 다소 농후한 영역에서는 해리열의 흡수가 감소해 출력이 높고, 이론공연비 영역은 완전연소로 인하여 출력이 높은 것으로 생각된다. 또한 압축비 8이 이론공기연료비 영역에서 최대를 나타내는 것은 압축행정 시 가스부하(Fig. 5참조)가 낮기 때문이며, MBT 점화시기(Fig. 6참조)가 진각되기 때문으로 생각된다.

Fig. 6은 압축비 변화에 대한 MBT 점화시기 나타낸 선도이다. 그림에서 점화시기는 농후영역에서 다소 진각되고 희박영역에서는 상당히 진각된다. 또한 압축비 8이 다른 압축비 변화보다 점

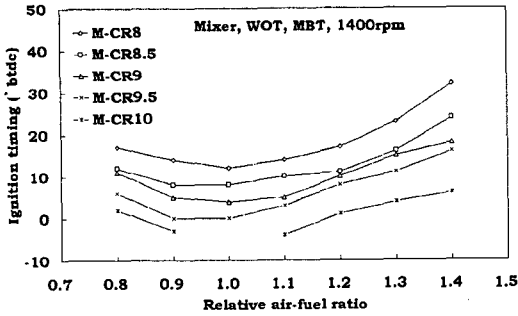


Fig. 6 Ignition timing versus relative air-fuel ratio for varying compression ratio

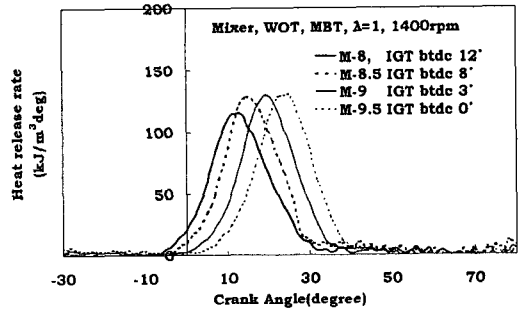


Fig. 8 Heat release versus crank angle for varying compression ratio

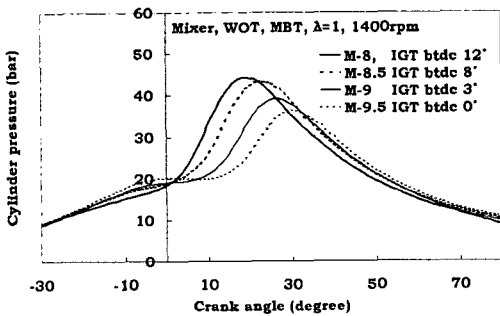


Fig. 7 Cylinder pressure versus crank angle for varying compression ratio

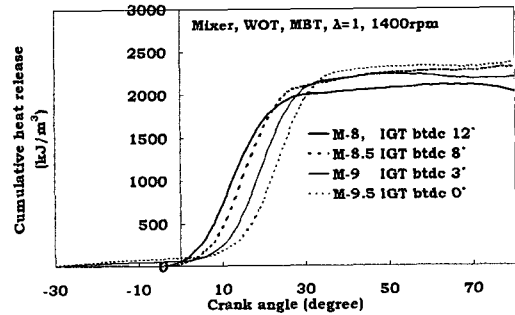


Fig. 9 Cumulative heat release versus crank angle for varying compression ratio

화시기가 진각된 것을 알 수 있다. 이것으로 볼 때 농후영역은 잔류가스로 인해 연소실 내 온도 상승이 억제되고 화염전파속도가 늦어 점화시기가 진각되고, 희박영역에서는 화염전파속도가 느리고 연소온도가 낮아 점화진각이 발생한다.

Fig. 7은 이론공연비, WOT, MBT, 1400rpm에서 압축비 8, 8.5, 9, 9.5에서 크랭크각도가 변할 때 압축비 변화에 따른 실린더 압력 선도이다. 그림에서 압축비 8에 대한 압력선도가 다른 압축비 변화의 결과 보다 최고압력이 높고, 최고 압력 발생시점이 상사점에 접근하고 있다.

Fig. 8과 9는 각각 열 발생량 선도와 열 누적량을 나타낸 실험 결과이다. 압축비 8에서 최고 열 발생을 시점이 상사점에 가깝다. 또한 압축비가 클수록 열 발생율이 약간 높은 편인데, 이는 간극체적이 차츰 작아져서 잔류가스가 적고, 난류가 증대하여, 화염전파속도가 효과적으로 증대하여 온도수준이 높아 열 발생량이 많게 되는 것으로 생각된다. 또한 열 누적량을 나타낸 선도에서

압축비가 작을수록 점화시기가 진각 되어져 열 누적량 시점이 빨라짐을 알 수 있다. 하지만 압축비가 클수록 점화시기는 지각되지만 누적 열 발생량 기울기가 급격한 한 것을 알 수 있다.

Fig. 10, 11은 WOT, MBT, 1400rpm에서 공기-연료 당량비를 0.8에서 1.4로 변화시켰을 때에 압축비 변화에 대한 CO와 CO₂의 배출량을 각각 나타낸 실험 결과들 이다. 그림에서 CO는 공기가 부족한 농후영역에서 최대를 나타내고, 공기가 충분한 희박영역에서는 거의 배출되지 않는다. 이러한 경향은 CO는 농후한 영역에서는 연료의 모든 탄소를 CO₂로 완전히 연소시키는데 요하는 충분한 산소가 부족하여 불완전연소가 되어 농후영역에서 다량 발생되는 것으로 알려져 있다. 또한 CO는 압축비 변화에 대해서 별 차이가 없는 실험 결과를 나타내고 있다.

Fig. 12는 WOT, MBT, 1400rpm에서 공기-연료 당량비를 0.8에서 1.4로 변화시켰을 때에 압축비 변화에 대한 HC배출량을 나타낸 선도이다. 압축

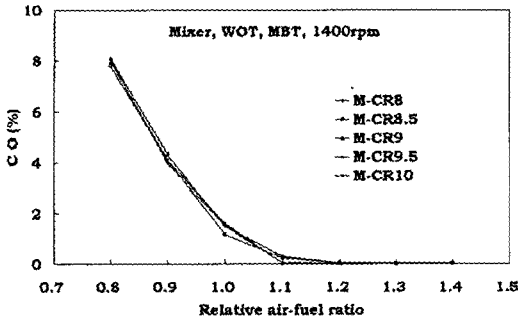


Fig. 10 CO versus relative air-fuel ratio for varying compression ratio

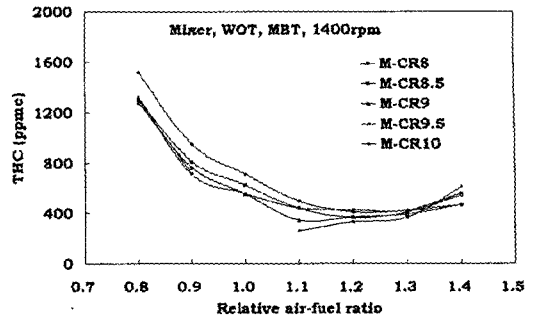


Fig. 12 THC versus relative air-fuel ratio for varying compression ratio

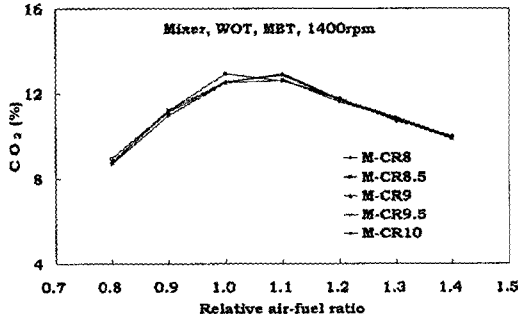


Fig. 11 CO₂ versus relative air-fuel ratio for varying compression ratio

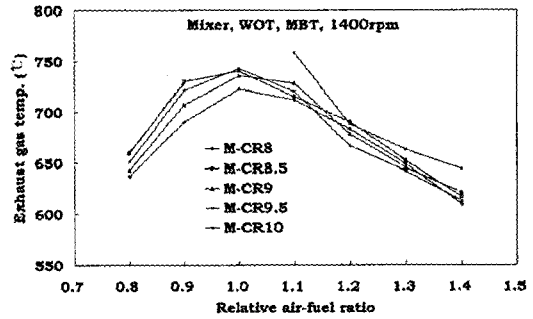


Fig. 13 Exhaust gas temperature versus relative air-fuel ratio for varying compression ratio

비 변화에 대해서 압축비 8에서 전체적으로 가장 많이 배출되며, 압축비가 커질수록 HC 배출량은 점점 적어짐을 알 수 있다. 일반적으로 HC는 공기-연료 당량비가 농후한 영역에서는 CO 배출량과 유사한 경향을 나타내고 있고, 더우기 연소가 불안정한 농후한 영역과 희박영역에서는 HC 배출량이 증가한다. 이러한 HC 및 CO 배출의 원인은 일반적으로 연소가스의 온도가 감소하면 실린더 내의 후연소 산화율 (post-combustion oxidation rate)이 감소할 뿐만 아니라 배기가스 중의 HC와 CO 이 증가한다.

Fig. 13은 배기가스 온도를 나타낸 결과이다. 그림에서, 농후한 영역과 희박한 영역에서 전체적으로 압축비 변화에 따라 배기가스 온도가 낮음을 알 수 있고, 압축비가 낮을수록 배기가스 온도는 더욱 낮아지며, 이는 HC 발생의 직접적인 원인으로 나타나는 것을 알 수 있다.

Fig. 14는 압축비 변화에 대한 NOx 배출량을 나타낸 실험결과이다. 그림에서 NOx의 결과는

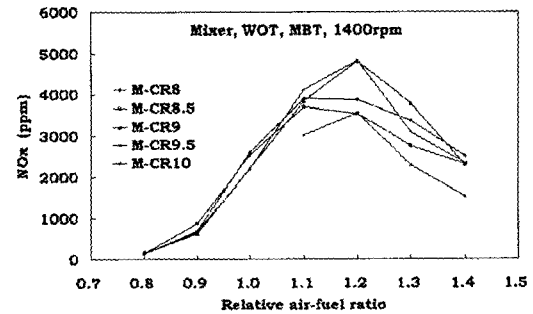


Fig. 14 NOx versus relative air-fuel ratio for varying compression ratio

통상의 공기-연료 당량비의 경향과 유사하다.

즉, 농후한 영역에서 NOx 배출량은 비교적 적게 배출되며, 반응이 늦은 이론당량비를 지나 약간 희박한 영역에서 감소하는 경향이 있다. 또한 NOx배출물은 배기가스 온도에 의하여 영향을 받는 것을 알 수 있다. 압축비가 높은 경우는 연소

실의 온도수준이 높게 되며, 이에 따라 NOx는 증가하게 된다. 압축비를 지나치게 높이면 정상 화염면에 도달하기 전에 혼합기가 부분적으로 자기착화를 일으켜 자주 노킹현상이 발생할 수도 있게 되므로 본 실험조건에서 가장 적절한 압축비는 8~9정도가 적당할 것으로 생각된다.

4. 결 론

4-실린더 디젤엔진을 LPG엔진으로 개조하였고, 압축비 변화에 대한 실험결론은 다음과 같다.

(1) 기관출력은 압축비 8~9, 공기-연료 당량비 0.9~1.0근처에서 최고의 출력을 나타내고 있지만, 대체적으로 압축비 변화에 대해서 큰 출력 차이는 보이지 않는다.

(2) 압축비 8이 다른 압축비 변화 보다 점화시기가 진각된 것을 알 수 있다. 압축비 8에 대한 압력선도가 다른 압축비 변화의 결과 보다 최고 압력이 높고, 최고 압력 발생시점이 상사점에 접근하고 있다.

(3) 압축비 변화에 대해서 CO는 차이점이 없고, 통상적인 공기-연료 당량비 실험 결과와 마찬가지로, CO는 공기가 부족한 농후영역에서 최대를 나타내고, 공기가 충분한 희박영역에서는 거의 배출되지 않는다.

(4) 농후한 영역과 희박한 영역에서 전체적으로 압축비 변화에 따라 배기가스 온도가 낮음을 알 수 있고, 압축비가 낮을수록 배기가스 온도는 더욱 낮아지면 이는 HC 발생의 직접적인 원인으로 나타나는 것을 알 수 있다.

(5) 압축비가 높은 경우는 연소실의 온도수준이 높게 되며, 이에 따라 NOx는 증가하게 된다.

후 기

본 연구는 과학기술부 · 한국과학재단 지정 계명대학교 저공해자동차부품기술개발센터의 지원에 의한 것입니다.

참고문헌

- (1) Michael, P. W., 1997, "Global Trends in Diesel Emissions Control-A 1997 Update," SAE Paper 970719.
- (2) Stanglmaier, R. H., Li, J. and Matthews, R. D., 1999, "The Effect of In-Cylinder Wall Wetting Location on the HC Emissions from SI Engines," SAE Paper 1999-01-0502.
- (3) Choi, G. H., Han, S. B. and Chung, Y. J., 2003, "The Effect of Hydrogen Enrichment on Exhaust Emissions and Thermal Efficiency in a LPG Fuelled Engine," *KSME International Journal*, Vol. 17, No. 8, pp. 1196~1202.
- (4) Lee, L. H., Lee, C. H., Ryu, J. D. and Choi, G. M., 2002, "Analysis of Combustion and Flame Propagation Characteristics of LPG and Gasoline Fuels by Laser Deflection Method," *KSME International Journal*, Vol. 16, No. 7, pp. 935~941.
- (5) Sood, M. M., Latif, A. A., Rahim, Y. M. and Ibrahim, A. M., 1999, "Optimum Compression Ratio Variation of a 4-Stroke, Direct Injection Diesel Engine for Maximum Brake Power and Torque and Minimum Soot and NOx Emissions," SAE Paper 1999-01-2728.
- (6) Yeom, J. K. and Fujimoto, H., 2003, "A Study on the Behavior Characteristics of Diesel Spray by Using a High Pressure Injection System with Common Rail Apparatus," *KSME International Journal*, Vol. 17, No. 9, pp. 1371~1379.
- (7) Kim, J. H. and Choi, G. H., 2002, "Influence of Compression Ratio on Engine Performance in Heavy-duty LPG Single-Cylinder Engine," *Energy Engineering Journal*, Vol. 11, No. 2, pp. 160~165.
- (8) Mendler, C. and Gravel, R., 2002, "Variable Compression Ratio Engine," SAE Paper 2002-01-1940.
- (9) Schwaderlapp, M., Habermann, K. and Yapici, K., 2002, "Variable Compression Ratio - A Design Solution for Fuel Economy Concepts," SAE Paper 2002-01-1103.