

LPG 예혼합 압축 착화 엔진의 배기가스 및 연소 특성

염기태 · 장진영 · 배충식*

한국과학기술원 기계공학과

Emissions and Combustion Characteristics of LPG HCCI Engine

Kitae Yeom · Jinyoung Jang · Choongsik Bae*

Department of Mechanical Engineering, Korea Advanced Institute of Science and Technology, Daejeon 305-701, Korea
(Received 22 December 2005 / Accepted 17 February 2006)

Abstract : This paper investigates the steady state combustion characteristics of LPG homogeneous charge compression ignition (HCCI) engine with variable valve timing (VVT) and di-methyl ether (DME) direct injection, to find out the benefits in exhaust gas emissions. VVT is one of the attractive ways to control HCCI engine. Hot internal residual gas which is controlled by VVT device, makes fuel is evaporated easily, and ignition timing is advanced. Regular gasoline and liquefied petroleum gas (LPG) were used as main fuel and di-methyl ether (DME) was used as ignition promoter in this research. Operating range and exhaust emissions were compared LPG HCCI engine with gasoline HCCI engine. Operating range of LPG HCCI engine was wider than that of gasoline HCCI engine. The start of combustion was affected by the intake valve open (IVO) timing and the λ_{TOTAL} due to the latent heat of vaporization, not like gasoline HCCI engine. At rich operation conditions, the burn duration of the LPG HCCI engine was longer than that of the gasoline HCCI engine. CAD at 20% and 90% of the mass fraction burned were also more retarded than that of the gasoline HCCI engine. And carbon dioxide (CO₂) emission of LPG HCCI engine was lower than that of gasoline HCCI engine. However, carbon oxide (CO) and hydro carbon (HC) emission of LPG HCCI engine were higher than that of gasoline HCCI engine.

Key words : HCCI (Homogeneous Charge Compression Ignition: 예혼합 압축 착화), DME (Di-Methyl Ether), VVT (Variable Valve Timing: 가변 밸브), LPG (Liquefied Petroleum Gas: 액화 석유 가스)

Nomenclature

λ : relative air fuel ratio
 θ : crank angle degree
P : cylinder combustion pressure
Q : heat release
V : cylinder volume

1. 서론

지구 온난화에 대응하기 위한 기후변화협약의 이행에 따라 예고되고 있는 이산화탄소(CO₂: carbon dioxide) 배출 가스 규제는 산업계의 에너지 공급과 소비에 많은 변화를 줄 것이다. 이에 따라 이산화탄소 규제에 대응하여 배출량을 감소시키는 것이 반드시 필요하다고 할 수 있다. 따라서 효율적인 에너지 사용과 에너지원의 저탄소화를 통해 이산화탄소 규제에 대응할 필요가 있다.

예혼합 압축 착화(HCCI: homogeneous charge

*Corresponding author, E-mail: csbae@kaist.ac.kr

compression ignition) 엔진의 문제 중에 가장 중요한 것은 운전 영역이 저부하와 고부하에서 제한되는 점이다.^{1,2)} 운전 영역의 제한은 부분 연소, 급속 연소, 연소 압력의 과다 상승 때문이다. 또 다른 중요한 문제는 팽창 행정중 산화 반응의 부족으로 인해 일산화탄소(CO: carbon oxide)와 탄화수소(HC: hydrocarbon)의 배출량이 과다인 것이다.^{1,2)} 따라서 일산화탄소와 탄화수소 배출량을 저감하고 운전 영역을 확장하기 위해 연소 반응을 직접적으로 제어할 필요가 있다.

Liquefied petroleum gas(LPG)는 저탄소 대체 연료로서 가솔린에 비하여 탄소를 적게 함유하고 있어 이산화탄소 배출량을 줄이는데 큰 도움을 줄 수 있다. 이러한 LPG를 예혼합 압축 착화 엔진에 적용하면 가솔린과 비교하여 더욱 많은 양의 배출가스를 저감할 수 있는 가능성이 있다.³⁾

Di-methyl ether(DME)는 디젤을 대체하는 대체 연료로 최근 주목을 받고 있다. 대부분의 직접 분사식 엔진들은 연료가 분사될 때 벽면적심(wall wetting) 현상으로 인해 입자상 물질(PM: particulate matter) 배출량이 증가하는 단점을 가지고 있다. 그러나 DME는 이산화탄소 배출량이 기존 디젤보다 적고, 빠른 기화특성과 연료에 포함된 산소의 산화 촉진

을 통하여 검댕이를 비롯한 입자상 물질의 배출을 현저하게 줄일 수 있는 장점이 있다.⁴⁾ 이러한 DME를 고속 직접 분사(HSDI: high speed direct injection) 연료 분사 장치를 이용 예혼합 압축 착화 엔진에 적용한 사례⁵⁾나 다점 분사(MPI: multi point injection) 연료 장치를 통하여 흡기 포트에 분사하여 운전 영역을 확장한 결과도 있다.⁶⁾

본 연구에서는 저 탄소 대체 연료의 사용으로 배출되는 이산화탄소 가스의 총량을 줄임으로써 이산화탄소 규제에 대처하기 위하여 LPG와 DME를 사용한 예혼합 압축 착화 엔진에서 가솔린과 LPG 예혼합 압축 착화 엔진의 비교를 통하여 연소 특성을 파악하고자 하였다. 이를 위하여 동일한 공기 연료비에 대하여 가솔린과 LPG의 연소 특성과 배기가스 배출물 특성을 비교 분석하였으며, 흡기 밸브 개폐 시기에 따른 잔류가스를 변화가 연소와 배기가스 배출물에 미치는 영향을 분석하였다.

2. 실험 장치 및 실험 방법

2.1 실험 장치

실험 장치는 Fig. 1에서 나타내었다. 본 연구에 사용된 엔진은 4행정, 단기통, 더블 오버헤드 캠 축

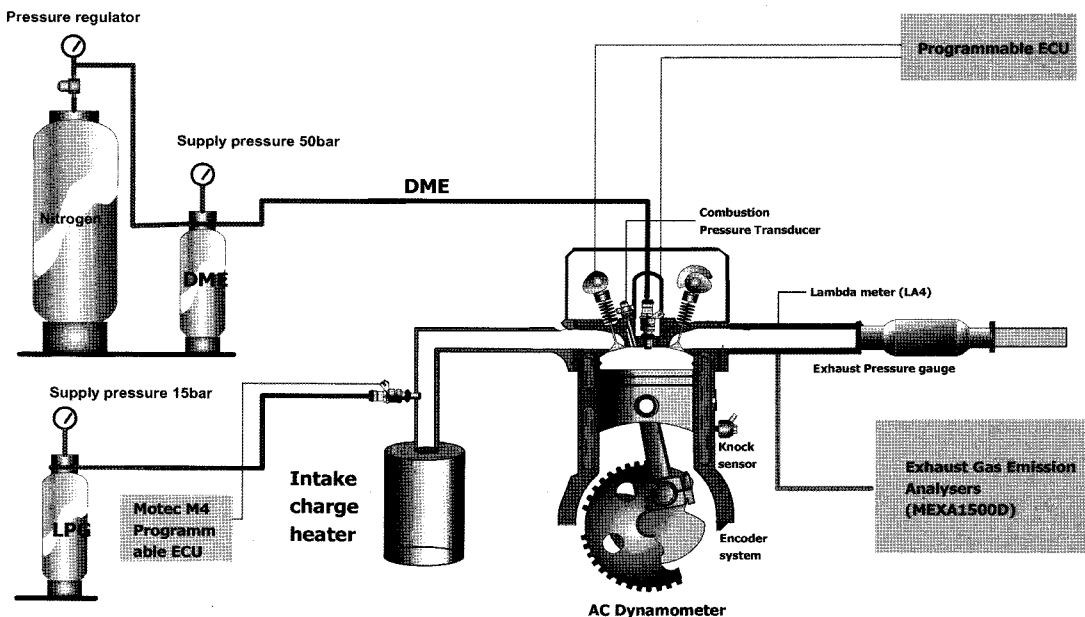


Fig. 1 Schematic diagram of experimental apparatus

(DOHC: double over head camshaft) 가변 밸브 엔진이다. 엔진의 제원은 Table 1에 나타내었다. 엔진의 부하와 회전수 제어는 교류(AC: alternating current) 다이내모미터(82 kW, Unico Co.)를 사용하였다. DME 직접 분사를 위해 본 연구에서는 연소실에 슬릿(slit) 분사구를 가진 인젝터(Denso Co.)를 장착하였다. DME는 질소를 이용하여 50 bar로 가압된 상태로 슬릿 인젝터를 이용하여 액상으로 분사된다. 또한 연료 공급 장치의 손상을 방지하기 위해 DME에 윤활 향상제(Infineum, R655)를 500 ppm 첨가하였다.

LPG 연료 공급 장치는 LPG를 질소가스로 가압하여 액상으로 유지하는 시스템과 인젝터(Siemens Co.) 및 인젝터 부근에 적체되는 액상의 연료가 엔진의 운전열에 의해서 기화되는 현상을 방지하기 위한 연료순환 펌프로 구성된다. 또한 프로판과 부탄이 60 : 40으로 혼합된 LPG를 사용하였다.

흡기 밸브의 열림과 닫힘 시기는 크랭크 각도 40 (CAD: crank angle degree)까지 변화시킬 수 있으나 흡기 밸브 열림 기간(valve duration)은 고정되어 있다. 연소 해석을 위한 데이터 수집을 위해 연소실에 압력 센서(Kistler, 6052B)를 장착하였으며, 흡기와 배기 매니폴드의 압력을 측정하기 위해 압력 센서(Kistler, 4045A5)를 장착하였다. 혼합기의 온도와 배기가스의 온도를 측정하기 위해 흡기 매니폴드와 배기 매니폴드에 각각 K-type 열전대(thermocouple)를 장착하였다. 혼합기의 공기연료비를 측정하기 위해 광대역 램다 미터(Etas, LA4)를 배기 매니폴드에 장착하였다.

배기가스 배출물은 배기가스 분석기(Horiba, Mexa 1500d)를 이용하여 탄화수소, 질소산화물, 이산화탄소, 일산화탄소를 측정하였으며 모든 데이터는 데이터 수집 장치(Io Tech, Wavebook 512H)를 이용 수집 저장하였다.

측정된 연소 압력 데이터로부터 열 방출을 해석(heat release analysis)을 통하여 연소 해석을 수행하였다. 엔진 연소실내의 연소 압력 및 체적 변화는 에너지보존법칙에 따라 식 (1)로 표현된다.⁷⁾

$$\frac{dQ}{d\theta} = \frac{\gamma}{\gamma-1} P \frac{dV}{d\theta} + \frac{1}{\gamma-1} V \frac{dP}{d\theta} \quad (1)$$

연소 기간 (burn duration)은 가솔린과 DME의 혼합기의 질량 연소율이 20 %에서 90 %에 이르는 기간으로 정의하였다.⁷⁾ LPG와 DME의 전체 공기연료비는 식 (2)로 정의하였다.

$$\lambda_{TOTAL} = \frac{\lambda_{LPG} \lambda_{DME}}{\lambda_{LPG} + \lambda_{DME}} \quad (2)$$

2.2 실험 방법

실험 조건은 Table 2와 같이 공기연료비와 흡기 밸브 열림 시기에 따른 엔진 성능, 배기가스 배출물 특성을 파악하였다. 정밀한 데이터 분석을 위해 크랭크축에 2048 pulse/rev 엔코더(encoder)를 장착하여 데이터를 취득하였다.

Table 1 Engine specifications

Bore (mm)		82
Stroke (mm)		93.5
Compression ratio		13
Displacement (cc)		494
Intake / Exhaust valve opening duration (CAD)		228 / 228
Intake / Exhaust valve lift (mm)		8.5 / 8.4
Valve timing (CAD)	Intake valve open (BTDC)	-11 ~ 29
	Intake valve close (ABDC)	59 ~ 19
	Exhaust valve open (BBDC)	42
	Exhaust valve close (ATDC)	6
DME injection pressure (bar)		50
DME injector		Slit injector

Table 2 Experimental conditions

Engine speed (rpm)	1000
Intake valve open timing (ATDC)	-29, -19, -9, 1, 11
DME injection timing (ATDC)	110
λ_{TOTAL}	2.12, 2.41, 2.57, 2.77, 2.91
λ_{DME}	3.7
Intake charge temperature (°C)	30
Coolant / Oil temperature (°C)	80 / 80

3. 실험 결과

3.1 배기가스 배출물 특성

Fig. 2에 LPG 예혼합 압축 착화 엔진에서 공기연료비와 흡기 밸브 열림 시기에 따른 이산화탄소 배

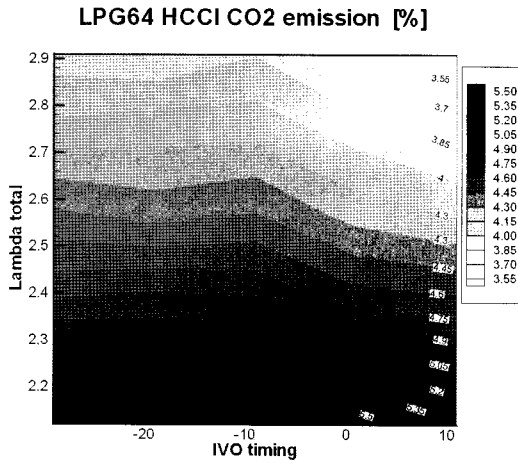


Fig. 2 CO₂ emission of LPG HCCI engine in respect to λ_{TOTAL} and IVO timing at 1000 rpm

출량을 도시하였다. 이산화탄소 배출량은 흡기 밸브 열림 시기가 지각되면 소폭 감소하며 공기연료비와 반비례 관계가 있음을 알 수 있다. 흡기 밸브 열림 시기가 지각되는 경우 자발화 시기를 앞당겨 줄 수 있는 고온의 잔류 가스량이 적어진다. 이에 따른 점화시기 지연으로 미연 연료량의 증가와 연소 온도 감소가 나타나고, 이로 인해 이산화탄소의 생성 및 산화가 어려워 이산화탄소의 발생량이 감소한 것으로 판단된다. 또한, LPG 예혼합 압축 착화 엔진에서의 이산화탄소 배출량은 가솔린 스파크 점화 기관에 비하여 낮은 수준임을 알 수 있다.

LPG 등의 연료는 기존의 가솔린과 디젤에 비하여 연료에 함유된 탄소 분자의 수가 적은 저탄소 연료이다. 이러한 연료를 사용할 경우 이산화탄소 배출량이 저감된다는 장점이 있다. 이에 따라 동일 공기 연료비 조건에서 LPG와 가솔린 예혼합 압축 착화 엔진의 이산화탄소 배출량 차이를 Fig. 3에 도시하였다. LPG 예혼합 압축 착화 엔진에서 LPG의 옥탄가가 가솔린보다 높기 때문에 흡기 밸브 열림 시기가 진각되어 고온의 잔류가스가 증가해도 착화시기가 가솔린에 비하여 지각되기 때문에 이산화탄소 저감은 주로 흡기 밸브 열림 시기가 지각되고 공기 연료비가 농후한 조건에서 크게 나타나고 있다.

Fig. 4에는 LPG 예혼합 압축 착화 엔진에서 공기 연료비와 흡기 밸브 열림 시기에 따른 일산화탄소

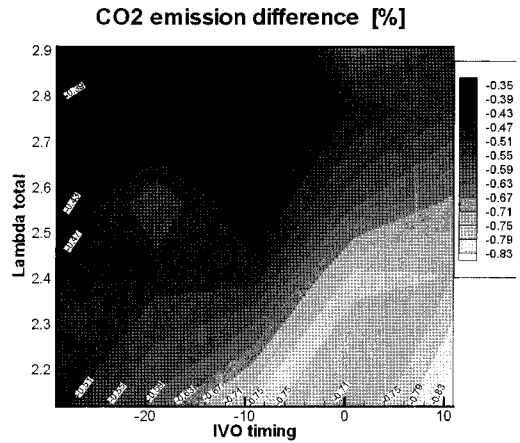


Fig. 3 CO₂ emission difference between LPG HCCI and gasoline HCCI in respect to λ_{TOTAL} and IVO timing

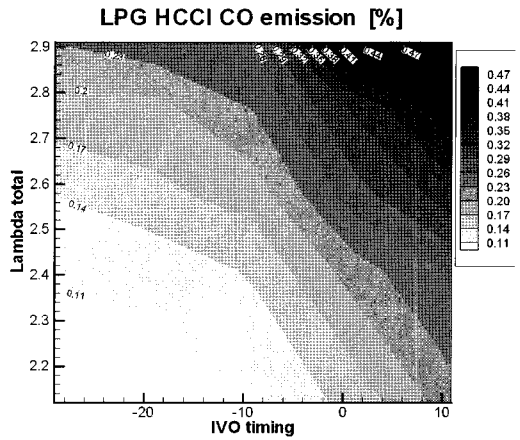


Fig. 4 CO emission of LPG HCCI engine in respect to λ_{TOTAL} and IVO timing at 1000 rpm

배출량을 도시하였다. 일산화탄소 발생량은 불완전 연소 (poor combustion)의 지표로 연소가 정상적으로 이루어지지 않은 경우에 배출량이 증가하는 경향을 가지고 있다. 흡기 밸브 열림 시기가 지각되게 되면 일산화탄소 배출량이 증가하는 경향을 나타내고 있다. 이러한 현상은 앞서 설명한 바와 같이 흡기 밸브 열림 시기가 지각되게 되면 착화지연으로 인해 연소가 상사점 (TDC: top dead center) 이후에 일어나게 되며, 불완전 연소로 인한 팽창 행정중 배기가스 온도 저하 때문에 이산화탄소로의 산화가 활발히 일어나지 못하기 때문이다.

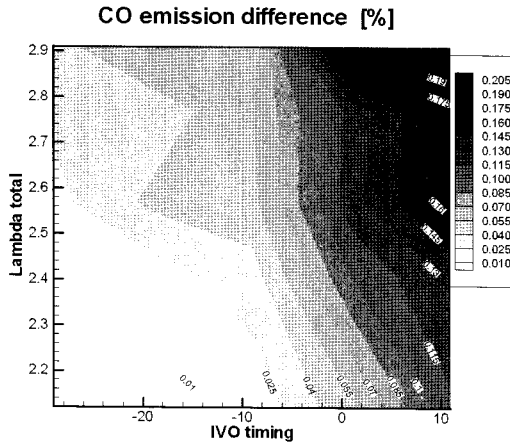


Fig. 5 CO emission difference between LPG HCCI and gasoline HCCI in respect to λ TOTAL and IVO timing

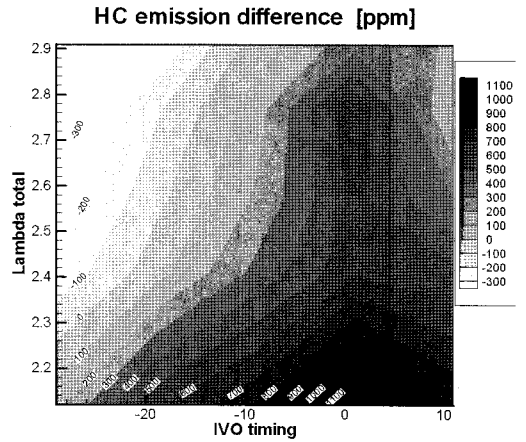


Fig. 7 HC emission difference between LPG HCCI and gasoline HCCI in respect to λ TOTAL and IVO timing

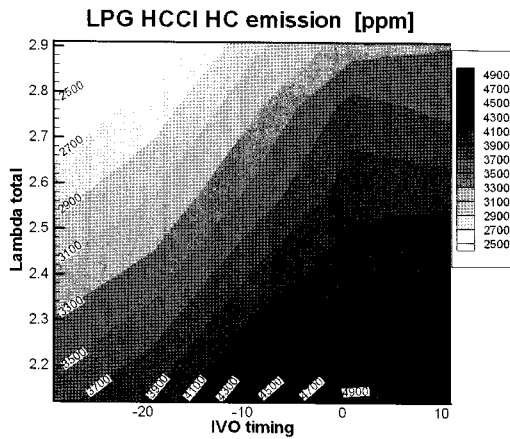


Fig. 6 HC emission of LPG HCCI engine in respect to λ TOTAL and IVO timing at 1000 rpm

Fig. 5에는 LPG와 가솔린 예혼합 압축 착화 엔진의 일산화탄소 배출량의 차이를 도시하였다. 이산화탄소 배출량과 달리 일산화탄소 배출량은 가솔린에 비하여 증가하는 경향을 파악할 수 있다. 특히 흡기 밸브 열림 시기가 지각되고 공기연료비가 희박할 때 일산화탄소 배출량이 크게 증가함을 알 수 있다. 일산화탄소 배출량이 증가하는 현상은 연소온도가 낮은 희박 공기연료비 조건과 흡기 밸브 열림 시기가 지각된 조건에서 연소가 가장 약하게 일어나 팽창 행정중 산화 반응이 약하기 때문에 연소과정중 생긴 일산화탄소가 산화되지 못하고 그대로

배출되기 때문이다.

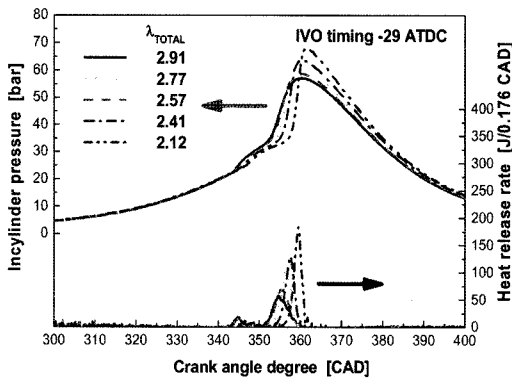
Fig. 6에는 LPG 예혼합 압축 착화 엔진에서 공기연료비와 흡기 밸브 열림 시기에 따른 탄화수소 배출량을 나타내었다. 흡기 밸브 열림 시기가 지각되면 연소가 상대적으로 늦게 일어나면서 이에 따라 탄화수소 배출량이 증가하는 경향을 보이고 있다. 이러한 현상은 연소 과정이 상사점 이후에 발생하여 소염 현상이 증가하고 낮은 연소 온도로 인하여 팽창 행정중에 탄화수소가 산화되지 못하고 배출되기 때문이다. 또한 LPG와 가솔린 예혼합 압축 착화 엔진에서의 탄화수소 배출량 차이를 Fig. 7에 도시하였다. LPG는 앞서 설명한 바와 같이 옥탄가가 높기 때문에 연소가 가솔린에 비하여 늦게 시작되며 이에 따라 상사점 이후 연소가 시작되며 흡기 밸브 열림 시기가 지각되면서 공기연료비가 희박하면 연소가 지각되는 현상이 더욱 두드러지게 나타나게 된다. 이에 따라 연소 과정중 연소되는 연료의 총량이 감소하게 되며 또한 팽창 행정중의 탄화수소 산화 반응이 활발하게 발생하지 못하여 탄화수소 배출량이 전반적으로 가솔린에 비하여 증가하게 된다. 특히 흡기 밸브 열림 시기가 1 CAD after top dead center (ATDC)이후로 지각됨에 따라 흡기 밸브 열림 시기가 1 CAD ATDC인 경우 LPG 예혼합 압축 착화 엔진의 탄화수소 배출량이 급격하게 증가하게 되며 이에 따라 탄화수소 배출량 차이가 공기연료비와 관계없이 가솔린에 비하여 급격하게 증가함을 파악

할 수 있다. 그러나 11 CAD ATDC의 경우 탄화수소 배출량의 차이가 감소하게 되는 특성을 보이고 있으며 이에 대한 원인은 가솔린의 경우 LPG보다 옥탄가가 낮아 연소되는 연료의 총량이 급격하게 감소하는 조건이 LPG에 비하여 흡기 밸브 개폐 시기가 지각되어 11 CAD ATDC의 조건에서 탄화수소 배출량이 급격히 증가하기 때문이다. 모든 실험 조건에서 질소산화물 배출량은 50 ppm 이하로 매우 낮은 수준이었다.

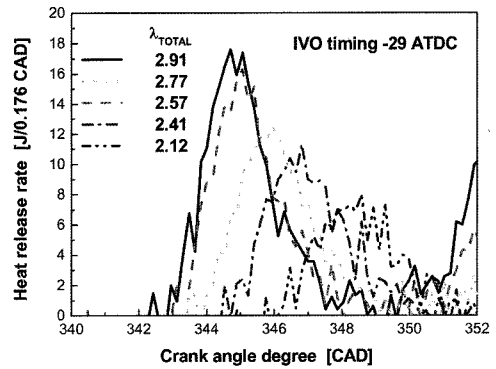
3.2 연소 특성 결과

Fig. 8은 흡기 밸브 열림 시기와 공기연료비에 따른 연소 압력과 열 방출율을 도시하였다. 연소 최대 압력과 압력 상승률은 공기연료비가 농후하면 혼합기에 공급되는 연료의 발열량이 증가하면서 연소가 활발하게 일어나기 때문에 증가하는 경향을 보이고

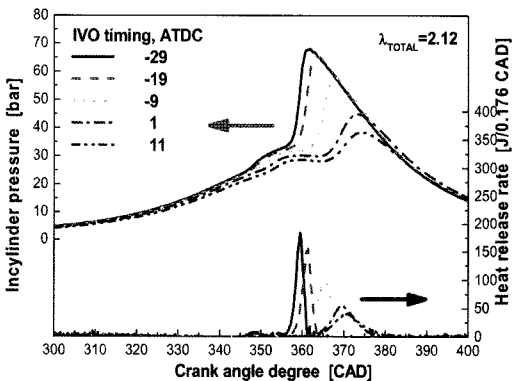
있다. 그러나 연소 시작 시점은 LPG의 증발 잠열의 영향으로 인하여 지각되고 있다. 흡기 포트에 분사된 LPG는 연소실에 공기와 함께 공급되면서 증발하게 되며 이 때 혼합기의 온도를 강하시키게 된다. 예혼합 압축 착화 연소는 혼합기의 압축 행정 말기 온도 분포와 압력, 혼합기 분포에 큰 영향을 받는다. 이로 인하여 낮아진 혼합기의 온도가 연소 시작을 지연시키게 된다. 따라서 LPG 예혼합 압축 착화 엔진에서는 LPG 분사량과 연소 시작 시점은 반비례의 관계를 갖게 된다. 예혼합 압축 착화 연소는 연소 시작 전의 냉염(cool flame)이 나타나게 되는데 냉염은 가솔린과 공기의 혼합기가 연소할 수 있도록 혼합기에 열을 전달하여 LPG의 연소가 시작될 수 있도록 한다. Fig. 9에는 흡기 밸브 열림 시기가 -29 CAD ATDC와 $\lambda_{TOTAL} = 2.12$ 에서 냉염의 열 방출을 나타내었다. 열 방출은 공기연료비가 농후하면 지각



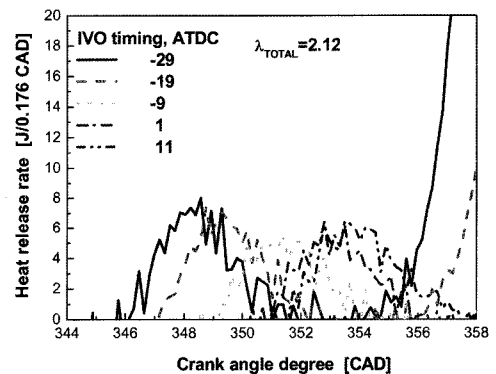
(a) Effect of λ_{TOTAL} at a fixed IVO timing (-29 CAD ATDC)



(a) Effect of λ_{TOTAL} at a fixed IVO timing (-29 CAD ATDC)



(b) Effect of IVO timing at a fixed λ_{TOTAL} (2.12)



(b) Effect of IVO timing at a fixed λ_{TOTAL} (2.12)

Fig. 8 Cylinder combustion pressure and heat release rate of LPG HCCI engine at 1000 rpm

Fig. 9 Heat release rate of cool flame of LPG HCCI engine at 1000 rpm

되며, 흡기 밸브 열림 시기가 지각되어도 열 방출이 지각되는 경향을 나타내고 있다. 흡기밸브 열림 시기가 일정한 경우 공기 연료비가 농후하여 열 방출이 지각되는 이유는 앞서 설명한 바와 같이 LPG의 증발 잠열 때문이다. 공기연료비가 2.12로 일정할 때 흡기 밸브 열림 시기가 지각됨에 따라 열 방출이 지각되는 이유는 체적효율과 내부 잔류가스를 감소로 판단된다. 본 연구에 사용된 엔진의 체적 효율은 -29 CAD인 경우 80%이고 점차 감소하여 -19 CAD는 79.5%, -9 CAD는 77.2%이지만 1 CAD와 11 CAD의 경우는 각각 70.8%와 66.2%로 급격하게 감소하는 경향을 보이고 있다. 흡기 밸브 열림 시기가 지각된 실험 조건의 경우 감소된 체적 효율로 인하여 압축 행정 말기에 혼합기의 온도와 압력이 흡기 밸브 열림 시기가 진각된 실험 조건에 비하여 낮기 때문에 연소 시작 시점이 지각되는 것으로 판단된다.

Fig. 10에는 도시평균유효압력을 나타내었다. 공기연료비가 2.91인 경우 도시평균유효압력의 최대치는 흡기 밸브 열림 시기 -9 CAD ATDC에서 나타났지만 공기연료비가 2.12인 경우에는 도시평균유효압력의 최대치는 흡기 밸브 열림 시기 1 CAD ATDC에서 나타났다. 따라서 흡기 밸브 열림 시기에 따라 도시평균유효압력이 감소하는 이유는 동일 공기연료비에서 최대 도시평균유효압력의 왼쪽 부분 즉 흡기 밸브 열림 시기가 진각된 경우는 이른 연소로 인한 음의 일 (negative work)의 증가이며 오른쪽 부분인 흡기 밸브 열림 시기가 지각된 경우는 미연 연료가 증가하기 때문으로 판단된다. 이러한 미연 연료의 증가는 Fig. 6에 나타난 탄화수소 배출량에서도 확인할 수 있다.

Fig. 11에는 공기연료비와 흡기 밸브 열림 시기에 따른 연소기간을 나타내었다. 연소기간은 냉염을 고려하지 않기 위해 질량연소분율 (mass fraction burned) 20%에서 90%에 이르는 기간으로 나타내었다. 연소 기간은 공기연료비가 농후하고 흡기 밸브 열림 시기가 진각된 왼쪽 아래 부분이 가장 짧은 것을 확인 할 수 있다. 이러한 현상은 높은 체적 효율로 인한 높은 연소 압력과 온도에 의해 이른 시기에 착화가 되며, 연료 공급량이 많기 때문에 연소가 급격하게 일어나기 때문으로 판단된다. 하지만 공기 연료비가 2.12이며 흡기 밸브 열림 시기가 11 CAD

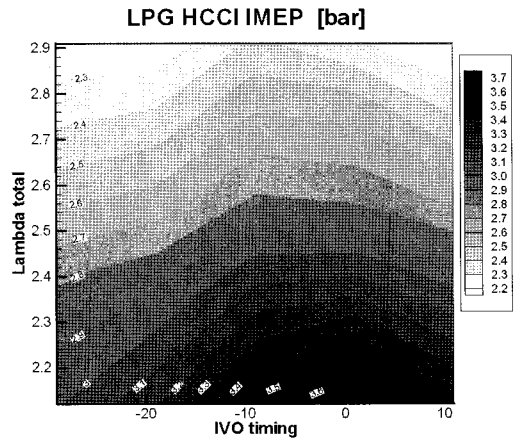


Fig. 10 IMEP of LPG HCCI engine in respect to λ_{TOTAL} and IVO timing at 1000 rpm

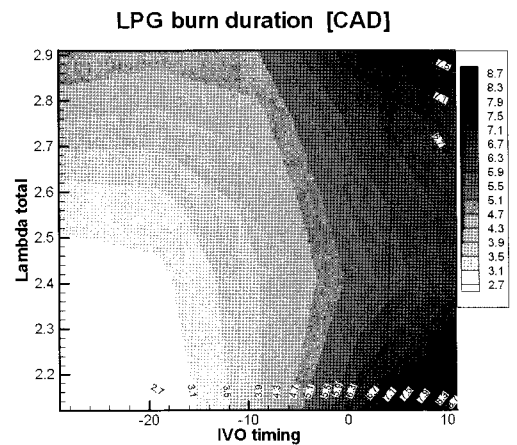


Fig. 11 Burn duration of LPG HCCI engine in respect to λ_{TOTAL} and IVO timing at 1000 rpm

ATDC인 경우내부 잔류 가스가 낮고 체적 효율이 낮으며 연료의 증발 잠열로 인하여 연소가 지연되어 팽창 행정중에 많은 양의 연료가 연소되기 때문에 연소 기간이 매우 길어짐을 알 수 있다.

이에 따라 Fig. 12와 13에 각각 질량 연소 분율 20%와 90%에 이르는 CAD를 도시하였다. 질량 연소 분율 20%와 90%의 CAD는 앞서 설명한 바와 같이 LPG의 증발 잠열, 체적효율과 잔류 가스의 영향으로 인하여 공기연료비가 농후하면 지각되며 흡기 밸브 열림 시기가 지각되어도 지각되는 경향이 있다.

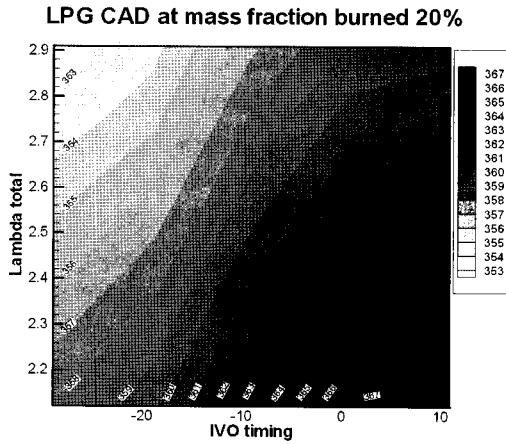


Fig. 12 CAD at 20% mass fraction burned of LPG HCCI engine in respect to λ_{TOTAL} and IVO timing at 1000 rpm

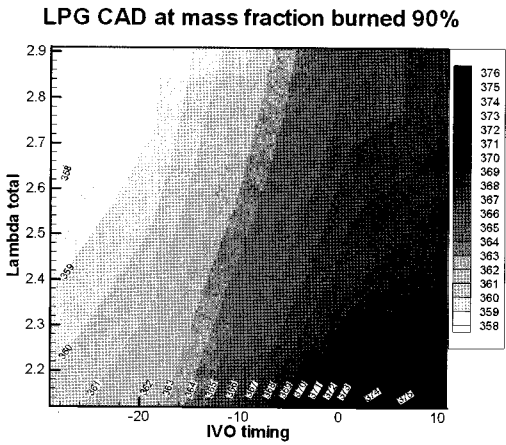


Fig. 13 CAD at 90% mass fraction burned of LPG HCCI engine in respect to λ_{TOTAL} and IVO timing at 1000 rpm

4. 결론

DME 직접 분사 연료 장치가 장착된 LPG 예혼합 압축 착화 엔진 실험을 수행하여 다음과 같은 결론을 얻었다.

- 1) LPG 예혼합 압축 착화 엔진에서 이산화탄소 배출량은 가솔린 예혼합 압축 착화 엔진과 비교하여 저감되었다.
- 2) LPG를 연료로 사용하는 예혼합 압축 착화 엔진은 LPG의 특성상 가솔린과 비교하여 착화 시점

과 열 방출 시점이 지각되었으며, 이에 따른 팽창 행정중 산화 반응 부족으로 인하여 일산화탄소와 탄화수소 배출량은 증가하였다.

- 3) LPG 예혼합 압축 착화 엔진은 내부 잔류 가스와 체적 효율 감소로 인하여 흡기 밸브 열림 시기가 지각되면 연소가 지각된다.

후 기

본 연구는 과학재단의 우수 연구 센터 (ERC)의 지원 아래 연소 기술 연구 센터의 과제로써 수행되었으며, 이에 관계 기관에 감사의 뜻을 표합니다.

References

- 1) K. Hiraya, K. Hasegawa, T. Urushihara, A. Iiyama and T. Itoh, "A Study on Gasoline Fueled Compression Ignition Engine ~ A Trial of Operating Region Expansion~," SAE 2002-01-0416, 2002.
- 2) F. Zhao, T. Asmus, D. Assanis, J. Dec, J. Eng and P. Najt, Homogeneous Charge Compression Ignition (HCCI) Engines : Key Research and Development Issues, SAE, 2003.
- 3) K. Yeom, Y. Woo, J. Jang, Y. Park and C. Bae, "Performance and Emission Characteristics of Liquid-Phase LPG Injection Engine with Different EGR Rate," Transactions of KSAE, Vol.11, No.5, pp.7-14, 2003.
- 4) J. Yu and C. Bae, "Dimethyl Ether(DME) Spray Characteristics in a Common-rail Fuel Injection System," Journal of Automotive Engineering IMechE, Vol.217, No.D12, pp.1135-1144, 2003.
- 5) S. Kajitani, C. Chen, M. Oguma, M. Alam and K. Rhee, "Direct Injection Diesel Engine Operated with Propane - DME Blended Fuel," SAE 982536, 1998.
- 6) Z. Chen, M. Konno, M. Oguma and T. Yanai, "Experimental Study of CI Natural-Gas/DME Homogeneous Charge Engine," SAE 2000-01-0329, 2000.
- 7) J. B. Heywood, Internal Combustion Engine Fundamentals, McGraw Hill, New York, 1988.