

LPG - DME 압축착화 엔진의 성층화 영향

염기태 · 배충식*

한국과학기술원 기계공학과

Fuel Stratification Effects of LPG - DME Compression Ignition Engine

Kitae Yeom · Choongsik Bae*

Department of Mechanical Engineering, Korea Advanced Institute of Science and Technology, Daejeon 305-701, Korea
(Received 20 April 2007 / Accepted 10 July 2007)

Abstract : The exhaust emission characteristics of a liquefied petroleum gas - di-methyl ether (LPG-DME) compression ignition engine was investigated under homogeneous charge, stratified charge and diffusion combustion conditions. LPG was used as the main fuel and injected into the combustion chamber directly. DME was used as an ignition promoter and injected into the intake port. Different LPG injection timings were tested to verify the combustion characteristics of the LPG-DME compression ignition engine. The combustion was divided into three region which are homogeneous charge, stratified charge, and diffusion combustion region according to the injection timing of LPG. The HC emission was reduced with LPG stratification. However, the carbon monoxide and particulate matter emissions were increased. The ignition timing was advanced with LPG stratification. This advance combustion was because of charge temperature and cetane number stratification with LPG.

Key words : HCCI(Homogeneous Charge Compression Ignition: 예혼합 압축 착화), SCCI(Stratified Charge Compression Ignition: 성층혼합 압축 착화), DME(Di-methyl Ether), LPG(Liquefied Petroleum Gas: 액화 석유 가스)

Nomenclature

λ_{TOTAL} : 전체 연료의 공기과잉율
 λ_{LPG} : LPG의 공기과잉율
 λ_{DME} : DME의 공기과잉율
 \dot{m}_a : 흡입 공기의 유량
 \dot{m}_f : 분사 연료의 유량
 θ : 크랭크 각도
 γ : 비열 비
N : 사이클 수
P : 연소실 압력
Q : 열방출

R : 기체 상수
T : 혼합기 온도
V : 연소실 부피

1. 서론

확산화염 연소(diffusion flame combustion)의 압축 착화(CI: compression ignition) 엔진은 연료 분무(spray)구조에서 국부적으로 농후한 영역과 이룬 공기연료비 영역 및 희박한 영역이 상존하며 공기연료비 조건에 따라 입자상 물질(PM: particulate matter)과 질소 산화물(NOx: nitrogen oxide)이 다량 발생하는 영역이 공존하게 된다.¹⁾ 따라서 CI엔진에서 다량 배출되는 PM과 NOx를 동시에 저감하기 위하여 균일하게 예혼합된 공기와 연료의 혼합기를

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

압축 착화시키는 예혼합 압축착화(HCCI: homogeneous charge compression ignition)엔진의 개념이 도입되었다.²⁾ 그러나, HCCI엔진은 낮은 연소 온도로 인하여 탄화수소(HC: hydrocarbon)와 일산화탄소(CO: carbon oxide)배출물이 증가하는 단점을 가지고 있다. 이러한 HC와 CO의 과다 배출은 낮은 연소 온도로 인하여 팽창 행정 중 배기 배출물의 산화반응 부족에서 기인한다.²⁾ 산화반응을 촉진시키기 위하여 연료의 분포를 성층화함으로써 국부적인 연소 온도를 증가시키고자 하였다. 기본적으로 성층연소는 스파크 점화(SI: spark ignition)엔진에서 연료 경제성을 높이기 위하여 희박한 공기연료비 조건에서 연소안정성을 확보하고자 고안되었다. SI엔진에서 성층연소의 개념을 도입하여 연료의 분사시기를 바꿈으로써 공기와 연료의 성층화 정도를 변화시켜 HC와 CO 배출물을 저감한 결과도 발표되었다.³⁾

이러한 경우 연소실 내의 혼합기의 성층화 정도를 제어하기 위하여 직접 분사(DI: direct injection)기구가 필요하지만 DI를 통하여 연료를 공급하는 경우 입자상 물질(PM: particulate matter)배출물이 문제로 대두된다. PM 배출물은 DI방식 엔진의 반드시 해결하여야 하는 문제이며 기화 특성이 우수한 연료를 사용함에 따라 PM 배출물을 저감시킬 수 있는 가능성이 있다. 따라서 PM 배출물을 저감하기 위하여 디메틸에테르(DME: di-methyl ether)를 디젤 대신에 고속 직접분사(HSDI: high speed direct injection)엔진에 사용하는 연구 결과가 발표되었다.⁴⁾

DME는 디젤을 대체하는 대체 연료로 최근 주목을 받고 있다. 대부분의 직접 분사식 엔진들은 연료가 분사될 때 벽면적심(wall wetting) 현상으로 인해 PM 배출량이 증가하는 단점을 가지고 있다. 그러나 DME는 이산화탄소 배출량이 기존 디젤보다 적고, 빠른 기화특성과 연료에 포함된 산소의 산화 촉진을 통하여 검댕을 비롯한 입자상 물질의 배출을 현저하게 줄일 수 있는 장점이 있다.⁵⁾ 이러한 DME를 고속 직접 분사(HSDI: high speed direct injection) 연료 분사 장치를 이용 HCCI 엔진에 적용한 사례⁴⁾나 다점 분사(MPI: multi point injection) 연료 장치를 통하여 흡기 포트에 분사하여 운전 영역을 확장한 결과도 있다.⁶⁾

그러나 DME는 착화가 빠르고 고부하 운전에 적합하지 않는 특성이 있어서 넓은 부하 범위의 운전을 위하여 낮은 세탄가의 연료와 함께 사용함으로써 운전 영역을 넓히고자 하는 시도가 있었다.⁷⁾ 액화 석유 가스(LPG: liquefied petroleum gas)는 저탄소 대체 연료로써 가솔린에 비하여 탄소를 적게 함유하고 있어 이산화탄소 배출량을 줄이는데 큰 도움을 줄 수 있다. 이러한 LPG를 HCCI 엔진에 적용하면 가솔린과 비교하여 더욱 많은 양의 배출가스를 저감할 수 있는 가능성이 있다.⁷⁾ 가스상(gas phase) 연료인 LPG를 연소실내에 DI를 통하여 연료를 공급하는 경우 연소실내에서 매우 빠른 시간 내에 기화되기 때문에 PM배출량을 저감할 수 있는 가능성이 있다.

옥탄가(octane number)가 높은 연료를 HCCI 엔진에 사용하는 경우 혼합기가 연료의 높은 자발화(auto-ignition) 온도에 도달하여 압축착화를 이룰 수 있도록 높은 압축비(compression ratio) 또는 많은 양의 잔류가스(internal residual gas)가 필요로 하게 된다.⁸⁾ 그러나 높은 압축비와 잔류가스율은 연소를 촉진시키는 연구 결과가 발표되었고 이른 시기에 연소가 이루어지게 되어 압축행정 중 많은 양의 연료가 연소하여 손실이 증가하게 되므로 높은 출력을 얻기가 힘든 단점이 있다. 따라서 연소시기를 늦추기 위하여 공기과잉율(λ : relative air fuel ratio)을 적절하게 조절하여야 한다.⁹⁾ 낮은 공기과잉율에서 운전이 제한되는 또 다른 이유는 급격한 연소로 인하여 연소압력이 과다 상승하게 되고 또한 연소압력 상승률도 증가하여 소음이 발생하며 심한 경우 엔진이 손상되기 때문이다. 이러한 노킹 특성으로 인하여 HCCI 엔진의 고부하 운전 영역 한계를 규정할 필요가 있다.

그러나 SI 방식의 엔진에서 노킹 발생 기구가 HCCI 엔진의 노킹과 다른 점에 착안하여 새로운 방법을 이용하여 HCCI 엔진의 노킹 강도를 판정해야 하여 노킹 강도(RI: ringing intensity)를 식 (1)과 같이 고안하였다.¹⁰⁾ 그리고 RI를 이용한 HCCI 노킹 강도 해석 결과가 발표되었다.^{11,12)}

$$RI = \frac{1}{2\gamma} \frac{(0.05 \left(\frac{dp}{dt}\right)_{\max})^2}{p_{\max}} \sqrt{\gamma RT_{\max}} \quad (1)$$

따라서 본 연구에서는 배기 배출물 저감을 위하여 DME 포트 분사(PFI: port fuel injection) 기구가 장착된 LPG DME CI 엔진에서 연료 분사 시기가 연소 및 배기 배출물 특성에 미치는 영향을 노킹 강도와 상관하여 관계를 규명하고자 하였다.

2. 실험 장치 및 실험 방법

2.1 실험 장치

실험 장치는 Fig. 1에 나타내었다. 본 연구에 사용된 엔진은 4행정, 단기통, 더블 오버헤드 캠 축(DOHC: double over head camshaft) 가변밸브 엔진이다. 엔진의 제원은 Table 1에 나타내었다. 흡기밸브의 열림과 닫힘 시기는 크랭크각도 40(CAD: crank angle degree)까지 변화시킬 수 있으나 흡기 밸브 열림 기간(valve duration)은 고정되어 있다. 엔진의 부하와 회전수 제어는 교류(AC: alternating current) 다이내모미터(82 kW, Unico Co.)를 사용하였다.

LPG 직접 분사를 위해 본 연구에서는 연소실에 스월(swirl) 분사구를 가진 인젝터(Mitsubishi Co.)를 장착하였다. LPG는 질소를 이용하여 5 MPa로 가압된 상태로 스월 인젝터를 이용하여 액상으로 분사된다. 균일한 혼합기를 만들기 위하여 DME는 배기

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 (MPa)		5
DME injector type		Swirl injector

행정 중 슬릿(slit) 분사구를 가진 인젝터(Denso Co.)를 이용하여 흡기 밸브 상류 30 cm 지점인 흡기 매니폴드에 분사하였다. 주연료는 프로판과 부탄이 60 : 40으로 혼합된 LPG를 사용하였다. 그리고 연료 공급 장치의 손상을 방지하기 위해 DME에 윤활향상제(Infineum, R655)를 500 ppm 첨가하였다.

배기가스 배출물은 배기가스 분석기(Horiba, Mexa 1500d)를 이용하여 HC, NOx, 이산화탄소(CO₂: carbon dioxide), CO를 측정하였으며 PM은 PM meter(AVL Co., 416S)를 이용하여 측정하였다. 모든

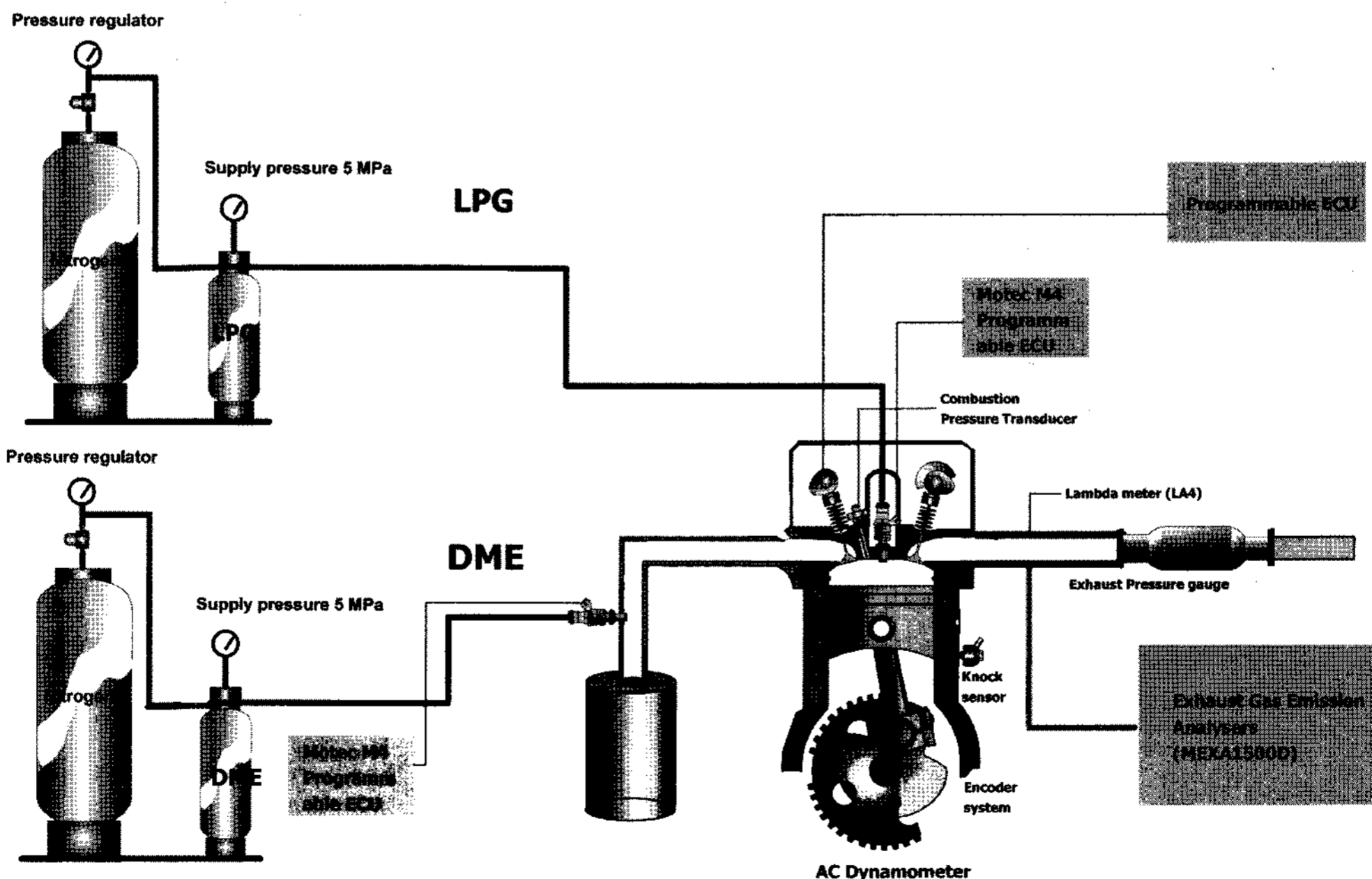


Fig. 1 Schematic diagram of experimental apparatus

데이터는 데이터 수집장치(Io Tech, Wavebook 512H)를 이용하여 수집 저장하였다. 데이터 수집 장치의 속도와 정확도는 1 MHz와 전체 범위의 ± 0.025%이다. 배기 배출물은 1 kHz의 표본추출비율로 얻었다.

측정된 연소 압력 데이터로부터 열 방출을 해석(heat release analysis)을 통하여 연소해석을 수행하였다. 엔진 연소실내의 연소압력 및 체적 변화는 에너지보존법칙에 따라 식 (2)로 표현 된다.¹³⁾

$$\frac{dQ}{d\theta} = \frac{\gamma}{\gamma-1} P \frac{dV}{d\theta} + \frac{1}{\gamma-1} V \frac{dP}{d\theta} \quad (2)$$

2.2 연소 압력 계측 및 처리

실험은 Table 2와 같이 공기과잉률과 흡기밸브 개폐시기에 따라 수행되었다. 흡기밸브 개폐시기와 LPG 분사 시기는 Fig. 2에 나타내었다. LPG의 분사 시기 조건에 따라서 흡기행정과 압축 행정 중반에 LPG를 연소실내에 직접 분사하면 흡기 포트에서 분사한 선행 연구 결과와 유사한 연소 특성이 관찰되는 것으로 보아 LPG 분사 조건 0~400 CAD ATDC(after top dead center)의 조건은 예혼합 연소 조건으로 판정하였다. 또한 압축 행정 말기부터 연소 시작 시기 직전까지의 320과 325 CAD ATDC는 성층혼합 연소 조건으로 정의하였다. 그리고 LPG의 분사가 연소 중에 이루어지는 335와 340 CAD ATDC의 조건은 확산연소 조건으로 정의하였다. 그리고 각각의 분사조건은 5가지의 흡기밸브 개폐 시기(intake valve open and close timing)에 대하여 엔진 실험을 진행하였다.

LPG와 DME의 전체 공기과잉율은 연소 방정식으로 부터 유도하여 식 (3)과 같이 정의 하였다.

$$\lambda_{TOTAL} = \frac{\lambda_{LPG} \times \lambda_{DME}}{\lambda_{LPG} + \lambda_{DME}} \quad (3)$$

또한 LPG와 DME의 공기과잉율은 식 (4), (5)와 같이 정의 하였다.¹³⁾

$$\lambda_{LPG} = \frac{(\dot{m}_{air} / \dot{m}_{LPG})_{actual}}{(\dot{m}_{air} / \dot{m}_{LPG})_{stoichiometry}} \quad (4)$$

$$\lambda_{DME} = \frac{(\dot{m}_{air} / \dot{m}_{DME})_{actual}}{(\dot{m}_{air} / \dot{m}_{DME})_{stoichiometry}} \quad (5)$$

Table 2 Experimental conditions

Engine speed (rpm)	1000
Intake valve open timing (ATDC)	-29, -19, -9, 1, 11
LPG injection timing (ATDC)	0, 100, 200, 300, 320, 325, 335, 340, 350
DME injection timing (ATDC)	470
λTOTAL	1.67
λLPG	3.00
λDME	3.70
Intake charge temperature (°C)	30
Coolant / Oil temperature (°C)	80 / 80

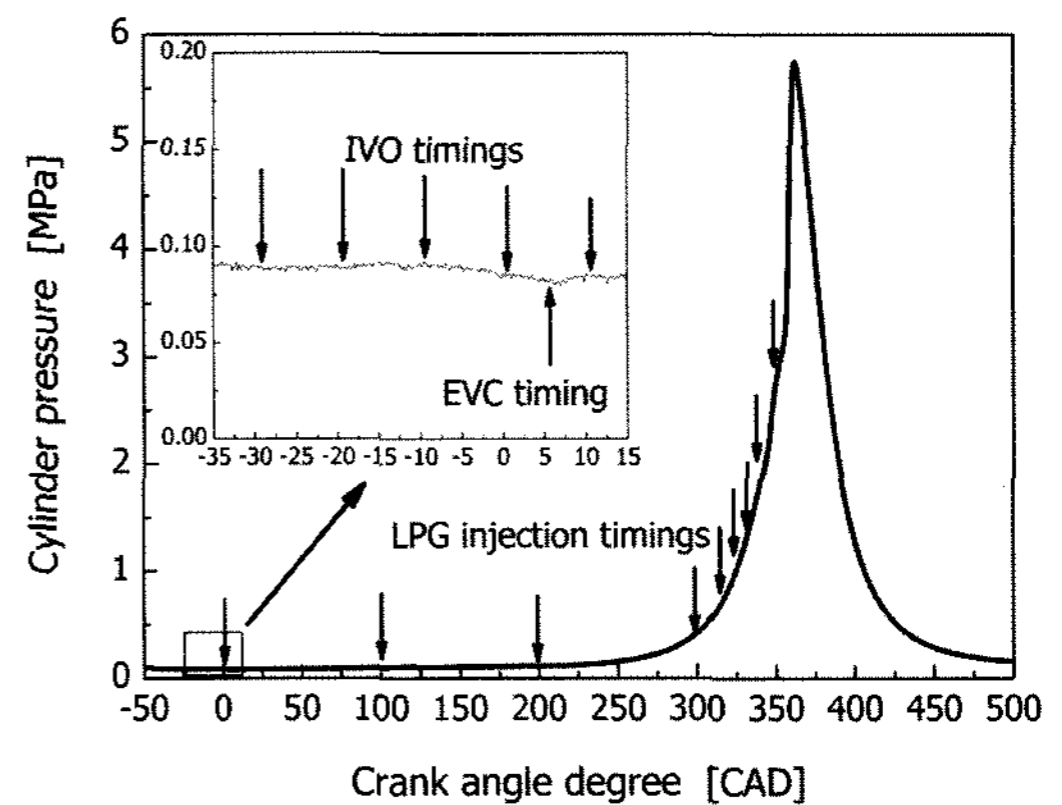


Fig. 2 Intake valve open, exhaust valve close and DME injection timing at 1000 rpm

HCCI 엔진에서 연소압력을 계측하고 노킹 강도를 분석하기 위하여 연소실에 압력센서(Kistler, 6052B)를 장착하였다. 연소 압력센서의 장착 방법에 따라 pipe oscillation이 발생하여 신호의 왜곡이 발생할 수 있는 가능성을 배제하기 위하여 연소 압력센서는 flush-mounting 방법을 사용하여 장착하였다.¹⁴⁾ 또한 연소압력 신호의 표본추출비율이 빠를수록 연소압력의 왜곡이 적게 발생하기 때문에¹⁴⁾ 정밀한 데이터 분석을 위해 크랭크축에 2048 pulse/rev 엔코더(encoder)를 장착하여 크랭크각도(crank angle) 0.175도에 한 번씩 데이터를 취득하였다.

3. 실험 결과

3.1 배기 배출물 결과

Fig. 3과 4는 분사시기에 의해 결정되는 혼합기의 혼합 정도에 따른 배기 배출물 결과를 나타내고 있다. 동일 공기과잉율의 실험조건에서 혼합기의 성

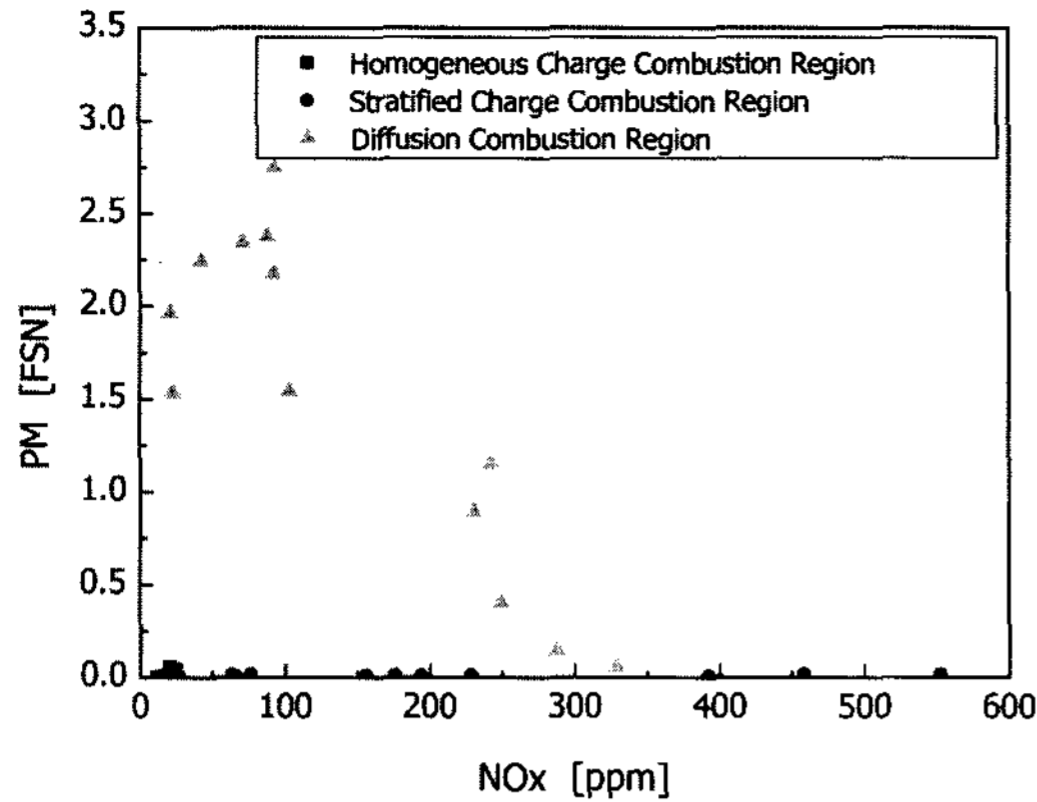


Fig. 3 NOx and PM emissions of compression ignition engine at 1000 rpm

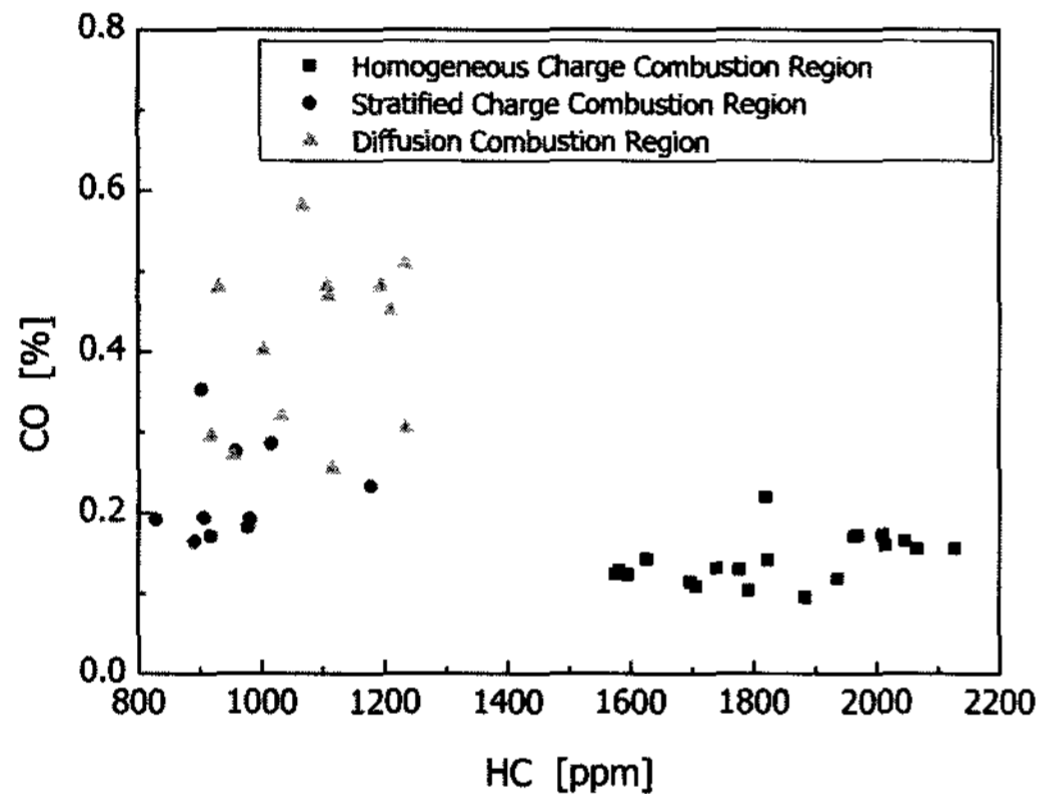


Fig. 4 HC and CO emissions of compression ignition engine at 1000 rpm

층화 정도에 따라 NOx와 PM의 배출량은 매우 큰 차이를 보이고 있음을 확인할 수 있다. 혼합기가 예혼합되어 압축 착화하는 예혼합 연소 조건의 경우 기존 연구자들이 밝힌 바와 같이 NOx와 PM 모두 0에 가까운 수치를 보이고 있다. 이는 연료가 희박하게 분포하기 때문에 연소 온도가 낮아 NOx 배출물이 저감되며 국부적으로 농후한 영역이 존재하지 않아 PM이 발생하지 않기 때문이다.²⁾ 압축행정 말기에 분사하는 성층혼합 연소 조건은 PM은 배출되지 않으나 NOx가 증가하는 경향을 보여주고 있다. 이는 연료가 연소실내에 성층화 함에 따라 국부적으로 농후한 영역에서 연소 온도가 증가하는 영역이 발생하고 이에 따라 NOx가 증가하는 것으로 판단된다. 그러나 기화 특성이 우수한 LPG를 연소실내에 직접분사하기 때문에 PM은 생성되지 않는 것을 확

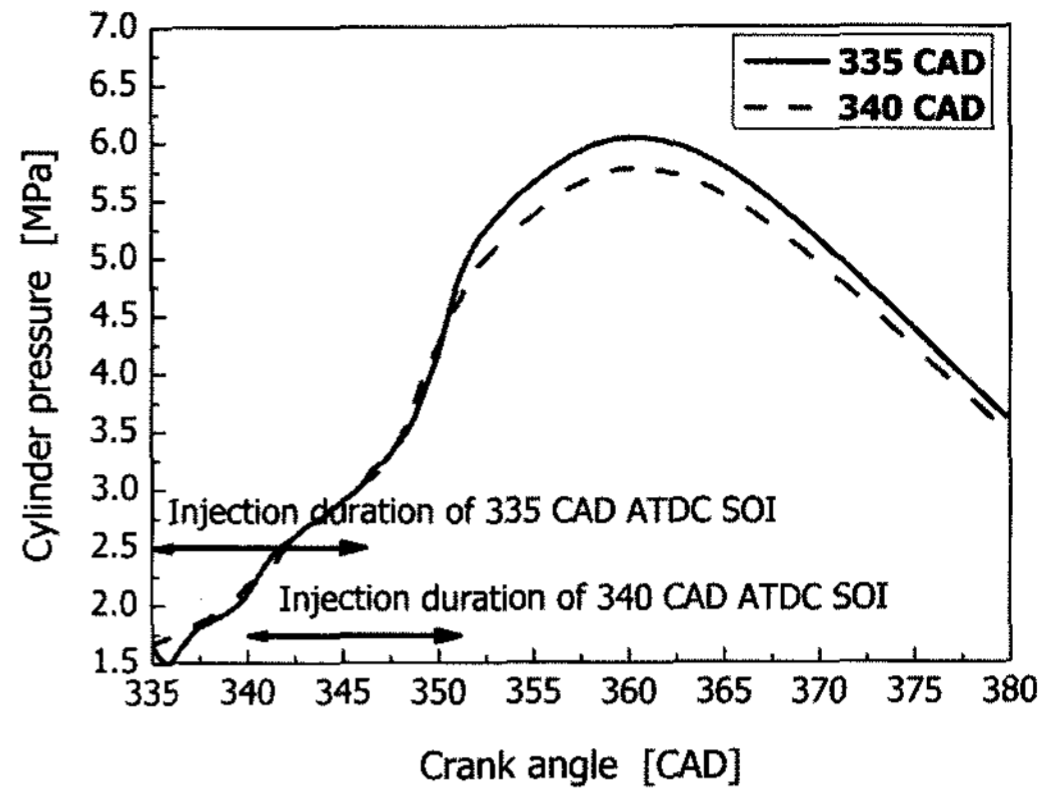


Fig. 5 Combustion pressure with respect to injection timing under mixing controlled combustion conditions

인할 수 있다. LPG가 분사되기 전에 DME 예혼합기가 연소를 시작하는 340 CAD ATDC 조건과 LPG 분사 중에 DME가 자발 점화하는 335 CAD ATDC의 조건에서는 LPG가 기화되기 전에 산화반응이 시작되고 확산연소 영역에서 PM이 발생하는 것으로 판단된다.¹⁾ Fig. 5에 확산연소 조건인 335와 340 CAD ATDC의 연소 압력을 도시하였다. Fig. 5에 나타낸 바와 같이 335와 340 CAD ATDC의 분사 조건에서는 LPG가 DME 자발점화 후에도 계속 분사되며 국부적으로 매우 농후한 영역이 존재하기 때문에 LPG가 PM 배출물의 주요 원인으로 판단된다.

Fig. 4에 나타낸 HC 배출물의 경우 예혼합 연소 조건이 1550 ppm에서 2120 ppm 정도의 배출량을 보이며 성층혼합 연소와 확산연소에 비하여 많은 양이 배출되고 있다. 이는 예혼합 연소 조건이 연소 온도가 낮아 소염효과(quenching effect)가 성층혼합 및 확산연소에 비하여 강하며 또한 팽창행정 중의 산화 반응도 낮음에서 기인한다.¹⁾ 성층혼합 착화의 경우 연소 온도가 증가하기 때문에 HC 배출물은 감소하나 국부적으로 농후한 혼합기가 존재하기 때문에 CO 배출물은 다소 증가하는 경향을 보이고 있다. 그러나 CO 배출물이 예혼합 연소 조건과 성층혼합 연소 조건이 큰 차이를 보이지 않는 이유는 국부적으로 농후한 영역에서 발생된 CO가 높은 연소 온도로 인하여 CO₂로 산화하기 때문으로 파악된다.^{15,16)}

3.2 착화진각 효과

DME 예혼합 연소의 경우 저온산화반응(LTO:

low temperature oxidation)과 고온산화반응(HTO: high temperature oxidation)으로 나뉘며 LTO에서 발생하는 열과 압력을 이용하여 HTO가 시작되는 사실은 잘 알려져 있다.¹⁷⁾ 이에 따라 본 연구에서는 LTO가 연소시작시기에 미치는 영향을 배제하기 위하여 질량연소분율(MFB: mass fraction burned) 20% 인 지점을 연소시작시기로 정의하였다.

이에 따른 착화시기를 살펴보기 위하여 Fig. 6에 예혼합 연소와 성층혼합 연소의 대표 조건의 LTO 기간의 연소 압력을 도시하였다. 예혼합 연소 조건인 0 CAD ATDC가 성층혼합 연소 조건인 320 CAD ATDC에 비하여 더 늦은 시기에 높은 온도에서 LTO가 시작함을 확인할 수 있다.

Fig. 7은 MFB가 20%인 위치를 나타내었다. 예혼합 연소의 경우 연소 시작 위치가 320 CAD ATDC 이후이지만 성층혼합 연소의 경우 348 CAD ATDC 부터 연소가 시작되는 조건들이 있음을 확인할 수 있다. LPG의 성층화에 따른 착화진각의 효과는 확산연소에서 확실하게 나타나고 있다. 확산연소의 경우 342 CAD ATDC부터 연소를 시작하는 조건이 많으며 348 CAD ATDC 이전에 대부분의 조건에서 연소가 시작됨을 확인할 수 있다. 이는 LPG의 성층화에 따른 혼합기의 자발화 특성이 변화함에 기인한다.

Fig. 8은 본 연구에 사용된 LPG 인젝터의 분무 구조를 나타내고 있다. 연구에 사용된 엔진의 연소실 지름은 82.5 mm이지만 분무의 최대 폭은 약 50 mm로 압축 말기에 분사되면 연소실의 반경 방향으로

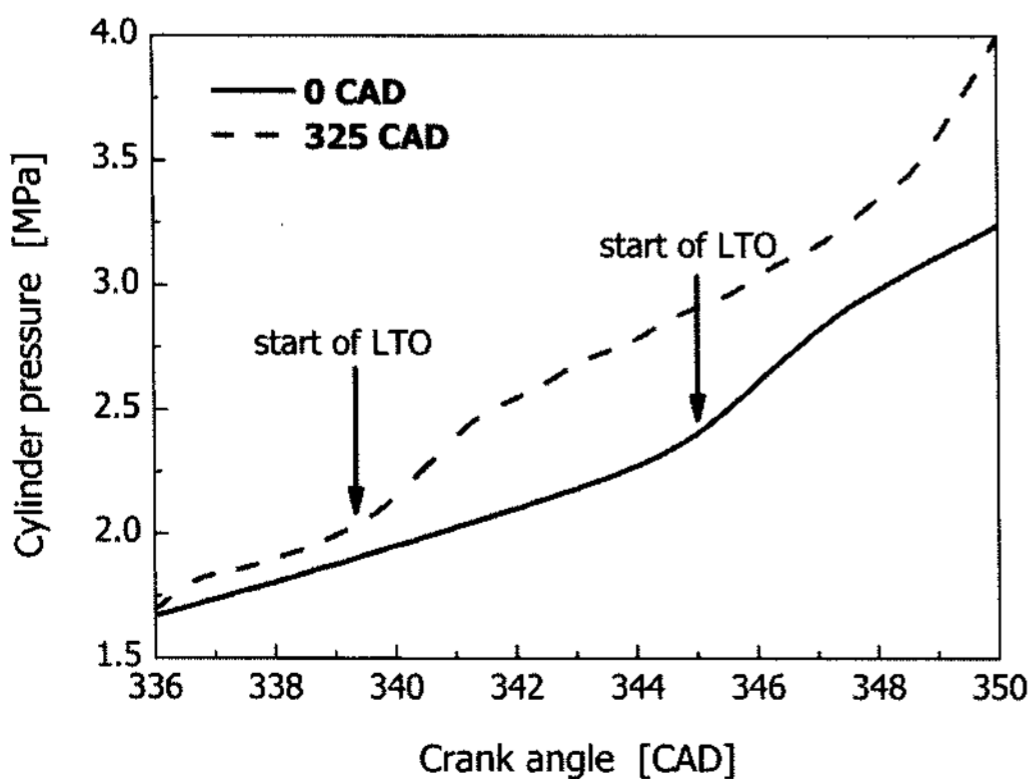


Fig. 6 LTO position of homogeneous charge combustion and stratified charge combustion

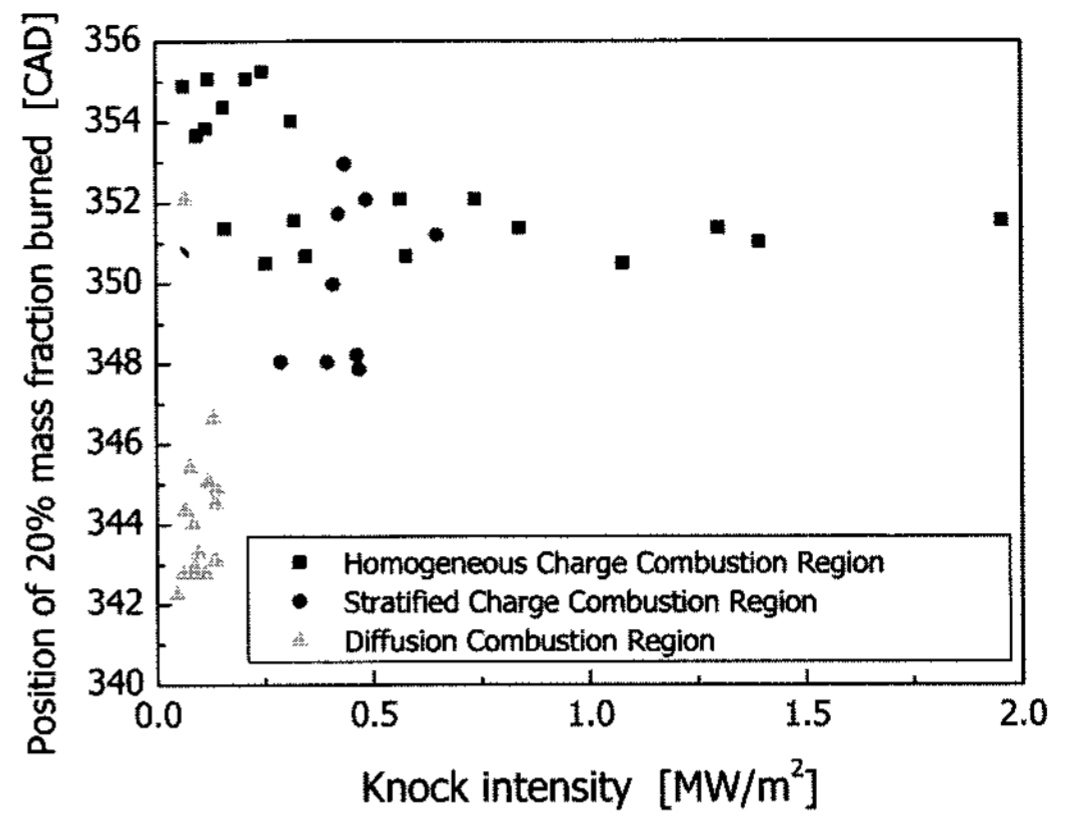


Fig. 7 Mass fraction burned 20% position of compression ignition engine

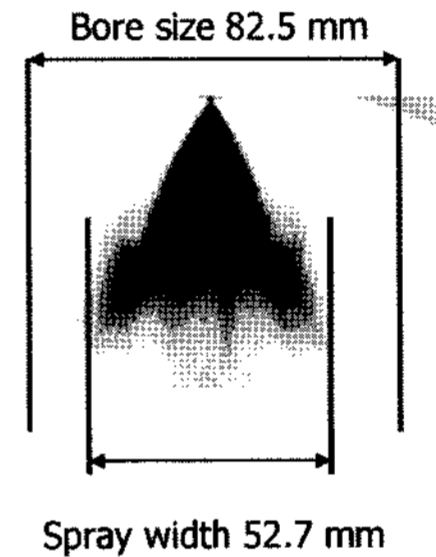


Fig. 8 Spray structure of LPG injector

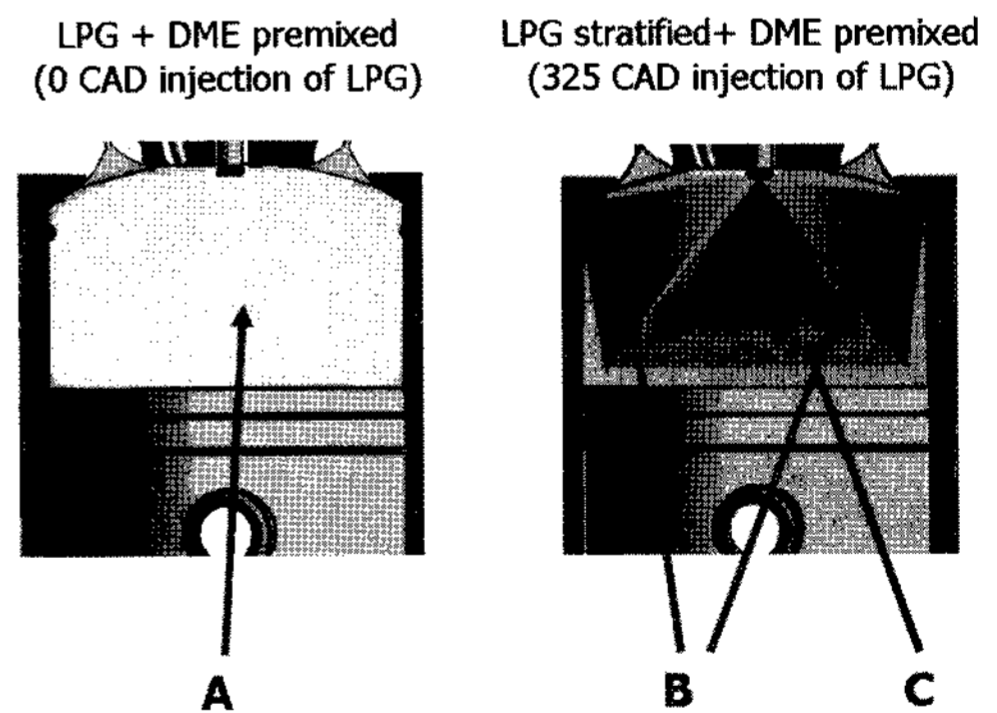


Fig. 9 Stratification of LPG

성층화 되며 연소실 가장자리는 중심부에 비하여 상대적으로 LPG의 분포가 희박할 것으로 생각된다. 이에 따라 예상되는 연소실내 연료 성층화 분포를 Fig. 9에 도시하였다.

DME와 LPG가 예혼합된 0 CAD ATDC의 분사조건의 경우 연소실 내부에 균일한 혼합기가 존재하지만 325 CAD ATDC에 LPG를 분사한 경우에는

LPG가 희박하게 분포하는 B의 영역과 LPG가 농후하게 분포하는 C의 영역으로 LPG가 성층화 되는 것으로 판단된다.

LPG가 Fig. 9와 같이 성층화 되는 경우 예혼합 연소 조건인 A에 비하여 LPG가 희박한 B영역은 상대적으로 세탄가가 높으며 혼합기의 온도도 높을 것으로 판단된다. 또한 LPG가 농후한 C영역은 세탄가가 낮고 혼합기의 온도도 낮을 것으로 판단된다. LPG의 성층화 정도에 따른 혼합기의 온도 분포를 예측하기 위하여 흡기밸브 닫힘 시기에 혼합기를 이상기체로 가정하고 식 (6)을 사용하여 혼합기의 온도를 계산하였다.¹⁸⁾

$$PV = nRT \quad (6)$$

압축행정을 등엔트로피 과정(isentropic process)로 가정하고 식 (7)을 이용하여 계산하였다.¹⁸⁾

$$T \times P^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} = \text{constant} \quad (7)$$

압축행정 말기 연소 직전의 혼합기 온도는 A의 경우 676K 부근이지만 B영역은 731K로 LPG가 예혼합된 혼합기의 온도보다 높지만 C영역은 656K로 A영역의 온도보다 낮음을 확인하였다. 또한 옥탄가(octane number)가 높은 연료인 LPG와 세탄가가 높은 연료인 DME가 혼합되면 혼합된 연료의 세탄가는 낮아지게 된다. 이에 따라 혼합기의 자발 점화 특성은 악화되며 연소 시작 시기는 지각되게 된다. 따라서 LPG와 DME가 균일하게 혼합되면 혼합기의 세탄가는 감소하며 예혼합 연소 조건에서는 혼합기 전체의 세탄가가 DME보다 낮아지며 늦은 시기에 착화된다. 반면에 LPG가 성층 혼합되면 LPG의 분포가 더욱 희박한 영역은 LPG의 분포가 덜 희박한 영역에 비하여 세탄가가 높다.

4. 결론

LPG를 주연료로 사용하고 DME를 착화촉진제로 사용하는 압축착화 엔진에서 LPG의 분사시기에 따른 HCCI와 SCCI 연소를 구현하였고 다음과 같은 결론을 얻었다.

LPG 분사시기에 따라 LPG가 연소실내에 성층화를 이루었으며 성층화 정도에 따라 소염효과와 산

화 반응의 강도차이에 의하여 HC 배출물 저감에는 성층화가 유리하나 CO 배출물이 증가하는 단점이 있다. PM은 성층화 정도에 따른 차이가 크지 않았으나 연소 중 LPG가 분사되는 확산연소의 경우 배출량이 증가하는 경향을 보였다.

LPG의 성층화 정도에 따라 LTO시기는 변화하였으며, 이는 LPG가 성층화 함에 따라 LPG가 희박한 영역의 세탄가가 높고 혼합기의 온도가 높아 착화가 빨리 일어나기 때문으로 판단된다.

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) J. Dec, "A Conceptual Model of Di Diesel Combustion Based on Laser-Sheet Imaging," SAE 970873, 1997.
- 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," TP-94, SAE, 2003.
- 3) H. Ogawa, N. Miyamoto, N. Kaneko and H. Ando, "Combustion Control and Operating Range Extension in an Homogeneous Charge Compression Ignition Engine with Direct In-cylinder Injection of Reaction Inhibitors," International Journal of Engine Research, Vol.6, No.4, pp.342-360, 2005.
- 4) S. Kajitani, C. Chen, M. Oguma, M. Alam and K. Rhee, "Direct Injection Diesel Engine Operated with Propane-DME Blended Fuel," SAE 982536, 1998.
- 5) J. Yu and C. Bae, "Dimethyl Ether (DME) Spray Characteristics in a Common-rail Fuel Injection System," Journal of Automobile Engineering, Vol.217, No.D12, pp.1135-1144, 2003.
- 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) K. Yeom, J. Jang and C. Bae, "Homogeneous Charge Compression Ignition of LPG and Gasoline using Variable Valve Timing in an Engine," *Fuel*, Vol.86, No.4, pp.494-503, 2007.
 - 8) D. Yap, J. Karlovsky, A. Megaritis, M. Wyszynski and H. Xu, "An Investigation into Propane Homogeneous Charge Compression Ignition Engine Operation with Residual Gas Trapping," *Fuel*, Vol.84, No.18, pp.2372-2379, 2005.
 - 9) K. Yeom, J. Jang and C. Bae, "Gasoline Homogeneous Charge Compression Ignition Engine with DME as an Ignition Promoter," *Transactions of KSAE*, Vol.14, No.3, pp.178-185, 2006.
 - 10) J. Eng, "Characterization of Pressure Waves in HCCI Combustion," SAE 2002-01-2859, 2002.
 - 11) M. Sjoberg and J. Dec, "Effects of Engine Speed, Fueling Rate, and Combustion Phasing on the Thermal Stratification Required to Limit HCCI Knock Intensity," SAE 2005-01-2125, 2005.
 - 12) A. Helmantel and I. Denbratt, "HCCI Operation of a Passenger Car DI Diesel Engine with an Adjustable Valve Train," SAE 2006-01-0029, 2006.
 - 13) J. B. Heywood, *Internal Combustion Engine Fundamentals*, McGraw Hill, 1988.
 - 14) A. Bertola, J. Stadler, T. Walter, P. Wolfer, C. Gossweiler and M. Rothe, "Pressure Indication during Knocking Conditions," 7th Internal Symposium on Internal Combustion Diagnostics, Kurhaus Baden-Baden, Germany, pp.7-21, 2006.
 - 15) J. Andrae, D. Johansson, P. Bjornbom, P. Risberg, G. Kalghatgi, "Co-oxidation in the Auto-ignition of Primary Reference Fuels and n-heptane/toluene Blends," *Combustion and Flame*, Vol.140, pp.267-286, 2005.
 - 16) M. Sjoberg, J. Dec, "An Investigation into Lowest Acceptable Combustion Temperatures for Hydrocarbon Fuels in HCCI Engines," *Proceedings of the Combustion Institute*, Vol. 30, pp.2719-2726, 2005.
 - 17) N. Kawahara, E. Tomita and H. Kagajyo, "Homogeneous Charge Compression Ignition Combustion with Di-methyl Ether - Spectrum Analysis of Chemiluminescence-," SAE 2003-01-1828, 2003.
 - 18) Y. Cengel and M. Boles, *Thermodynamics*, McGraw Hill, 1994.