

< 논문 >

LPG - DME 성층혼합 압축착화 엔진

배 충 식* · 염 기 태*

(2007년 2월 22일 접수, 2007년 7월 11일 심사완료)

LPG - DME Stratified Charge Compression Ignition Engine

Choongsik Bae and Kitae Yeom

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

Abstract

The combustion characteristics of a liquefied petroleum gas - di-methyl ether (LPG-DME) compression ignition engine was investigated under homogeneous charge and stratified charge 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 flame region according to the injection timing of LPG. The hydrocarbon emission of stratified charge combustion was lower than that of homogeneous charge combustion. However, the carbon monoxide and nitrogen oxide emission of stratified charge combustion were slightly higher than those of the homogeneous charge region. The indicated mean effective pressure was reduced at stratified charge region, while it was almost same level as the homogeneous charge combustion region at diffusion combustion region. The start of combustion timing of the stratified charge combustion and diffusion combustion region were advanced compared to the homogeneous charge combustion. It attributed to the higher cetane number and mixture temperature distribution which locally stratified. However, the knock intensity was varied as the homogeneity of charge was increased.

기호설명

λ_{TOTAL} : 전체 연료의 공기과잉률
 λ_{LPG} : LPG의 공기과잉률
 λ_{DME} : DME의 공기과잉률
 \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

* 책임저자, 회원, 한국과학기술원 기계공학과

E-mail : csbae@kaist.ac.kr

TEL : (042)869-3044 FAX : (042)869-5044

* 한국과학기술원 기계공학과

1. 서론

예혼합 압축착화(HCCI: homogeneous charge

compression ignition) 엔진이 가지고 있는 여러 가지 문제 중 연소 현상과 관련된 가장 근본적인 문제는 연소상 제어(combustion phase control)와 과다한 탄화수소(HC: hydrocarbon)와 일산화탄소(CO: carbon oxide)배출물이다.^(1,2) 이러한 HC와 CO의 과다 배출은 낮은 연소 온도로 인하여 팽창 행정 중 배기 배출물의 산화 반응 부족에서 기인한다.⁽²⁾ 이에 따라 다양한 엔진 속도와 부하에서 높은 출력을 발휘하며 배기 배출물을 저감하기 위해서는 적절한 연소상 제어가 반드시 필요하다.

스파크 점화(SI: spark ignition)엔진에서 연료 경제성을 높이기 위하여 희박한 공기연료비 조건에서 연료의 분포를 성층화함으로써 연소안정성을 확보하고자 하는 노력이 계속되었다.³⁾ SI엔진에서 성층연소의 개념을 도입하여 연료의 분사시기를 바꿈으로써 공기와 연료의 성층화 정도를 변화시켜 HC와 CO 배출물을 저감한 결과도 발표되었다.⁽⁴⁾

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. 따라서 PM 배출물을 저감하기 위하여 디메틸에테르(DME: di-methyl ether)를 디젤 대신에 엔진에 사용하는 연구 결과

가 발표되었다.⁽⁵⁾

DME는 디젤을 대체하는 대체 연료로 최근 주목을 받고 있다. 대부분의 직접 분사식 엔진들은 연료가 분사될 때 벽면적침(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 검댕이를 비롯한 입자상 물질의 배출을 현저하게 줄일 수 있는 장점이 있다.⁽⁶⁾ 이러한 DME를 고속 직접 분사(HSDI: high speed direct injection) 연료 분사 장치를 이용해 혼합 압축착화 엔진에 적용한 사례⁹⁾나 다점 분사(MPI: multi point injection) 연료 장치를 통하여 흡기 포트에 분사하여 운전 영역을 확장한 결과도 있다.⁽⁷⁾

액화 석유 가스(LPG: liquefied petroleum gas)는 저탄소 대체 연료로서 가솔린에 비하여 탄소를 적게 함유하고 있어 이산화탄소 배출량을 줄이는데 큰 도움을 줄 수 있다. 이러한 LPG를 혼합 압축착화 엔진에 적용하면 가솔린과 비교하여 더욱 많은 양의 배출가스를 저감할 수 있는 가능성이 있다.⁽⁸⁾ 가스상(gas phase) 연료인 LPG를 연소실내에 DI를 통하여 연료를 공급하는 경우 연소실내에서 매우 빠른 시간 내에 기화되기 때문에 PM배출량을 저감할 수 있는 가능성이 있다.

따라서 본 연구에서는 배기 배출물 저감을 위

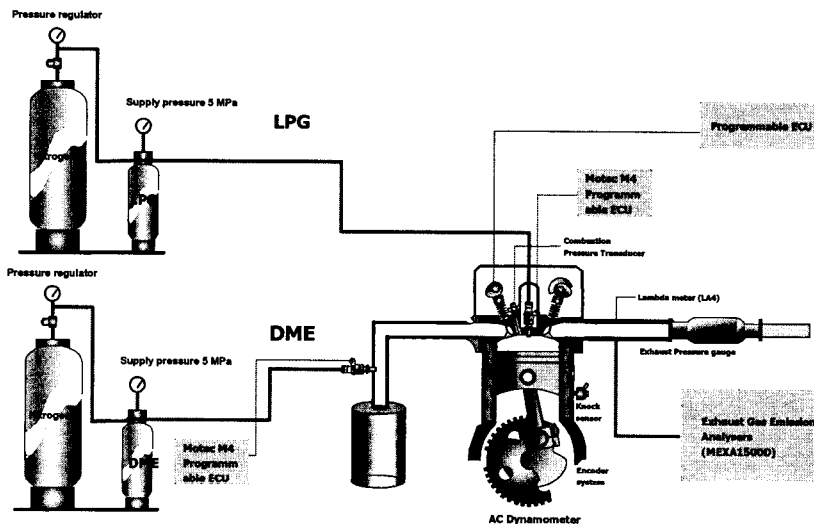


Fig. 1 Schematic diagram of experimental apparatus

하여 DME 포트 분사(PFI: port fuel injection) 기구가 장착된 LPG HCCI 엔진에서 연료 분사 시기와 흡기밸브 개폐시기가 연소 특성에 미치는 영향 관계를 규명하고자 하였다.

2. 실험 장치 및 실험 방법

2.1 실험 장치

실험 장치는 Fig. 1에서 나타내었다. 본 연구에 사용된 엔진은 4행정, 단기통, 더블 오버헤드 캠축(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 스윙(swirl) 분사구를 가진 인젝터(Mitsubishi Co.)를 장착하였다. LPG는 질소를 이용하여 5 MPa로 가압된 상태로 스윙 인젝터를 이용하여 액상으로 분사된다. 균일한 혼합기를 만들기 위하여 DME는 배기 행정 중 슬릿(slit) 분사구를 가진 인젝터(Denso Co.)를 이용하여 흡기 밸브 상류 30 cm 지점인 흡기 매니폴드에 분사하였다. 또한 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 데이터는 데이터 수집 장치(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 열방출을 해석(heat release analysis)을 통하여 연소해석을 수행하였다. 엔진 연소실내의 연소압력 및 체적 변화는 에너지보존법칙에 따라 식 (1)로 표현 된다.⁽⁶⁾

Table 1 Engine specifications

| | | |
|-----------------------------------------------|----------------------------|----------------|
| Bore (mm) | | 82.5 |
| Stroke (mm) | | 93.5 |
| Compression ratio | | 13 |
| Displacement (cc) | | 494 |
| Intake / Exhaust valve opening duration (CAD) | | 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 |
| LPG / DME injection pressure (MPa) | | 5 |
| LPG injector type | | Swirl injector |

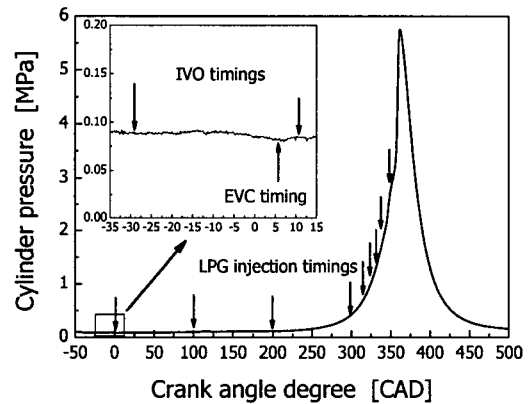


Fig. 2 Intake valve open, exhaust valve close and DME injection timing at 1000 rpm

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

2.2 실험 방법

실험은 Table 2와 같이 공기과잉률과 흡기밸브 개폐시기에 따라 수행되었다. 흡기밸브 개폐시기와 LPG 분사 시기는 Fig. 2에 나타내었다. LPG의 분사시기에 따른 혼합기 형성 시간 여유에 의해 연소실내에 LPG가 성층화 함에 따라 각각의 LPG 분사 시기는 예혼합 연소, 성층혼합 연소, 확산화염 연소를 대표한다. LPG와 DME의 전체 공기과잉률은 연소 방정식으로부터 유도하여 식

Table 2 Experimental conditions

| | |
|---------------------------------|-------------------------------------------|
| Engine speed (rpm) | 1000 |
| Intake valve open timing (ATDC) | -29, 11 |
| LPG injection timing (ATDC) | 0, 100, 200, 300, 320, 325, 335, 340, 350 |
| DME injection timing (ATDC) | 470 |
| λ_{TOTAL} | 1.667 |
| λ_{LPG} | 3.0 |
| λ_{DME} | 3.7 |
| Intake charge temperature (°C) | 30 |
| Coolant / Oil temperature (°C) | 80 / 80 |

(2)와 같이 정의 하였다.

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

또한 LPG와 DME의 공기과잉률은 식 (3), (4) 과 같이 정의 하였다.⁽⁹⁾

$$\lambda_{LPG} = \frac{(\dot{m}_{air} / \dot{m}_{LPG})_{actual}}{(\dot{m}_{air} / \dot{m}_{LPG})_{stoichiometry}} \quad (3)$$

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

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.⁽¹⁰⁾ 또한 연소압력 신호의 표본추출비율이 빠를수록 연소압력의 왜곡이 적게 발생하기 때문에⁽¹⁰⁾ 정밀한 데이터 분석을 위해 크랭크축에 2048 pulse/rev 엔코더(encoder)를 장착하여 크랭크각도(crank angle) 0.175도에 한 번씩 데이터를 취득하였다.

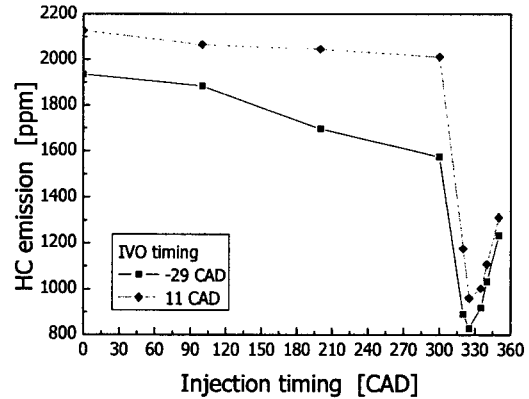


Fig. 3 HC emission of LPG-DME CI engine with respect to injection timing and intake valve open timing at 1000rpm

3. 실험 결과

회박 연소에서 HC와 CO저감 효과를 확인하기 위하여 Fig. 3에 연료 분사시기에 따른 HC 배출물을 도시하였다. 연료 분사시기가 흡기행정 초반인 0 crank angle degree(CAD) after top dead center(ATDC)에서 압축 중반인 300 CAD ATDC사이의 조건에서는 흡기밸브 개폐시기에 따라 1600 ppm에서 2100 ppm의 HC 배출량을 확인할 수 있다. 그리고 흡기 포트(intake port)에서 분사한 선행 연구의 결과⁽⁸⁾와 유사한 것으로 미루어 보아 0~300 CAD ATDC의 연료 분사 시기 조건을 예혼합 조건(homogeneous charge condition)으로 정하였다.

연료 분사 시기 320 ~ 325 CAD ATDC의 조건에서는 HC 배출량이 예혼합 조건에 비하여 절반 이하로 감소하고 있다. HC 분자들은 압축행정 중 혼합기가 틈새 체적(crevice volume)에 들어가서 소염 효과(quenching effect)에 의하여 연소에 참여하지 않고 혼합기의 형태로 틈새 체적에 존재한 후 팽창행정 중 낮아진 연소실 압력으로 인하여 틈새 체적에서 나오게 된다. 틈새 체적에서 연소실로 나오게 된 HC는 연소열에 의하여 산화되어 감소하게 된다.⁽⁹⁾ 320~325 CAD ATDC의 조건에서 HC가 감소하는 주된 이유는 팽창행정 중 산화 반응이 예혼합 조건보다 강하기 때문이며 이는 NOx 배출물 결과에서도 확인할 수 있다. 또한 swirl 분무 구조상 반경방향의 중심부에 연료가

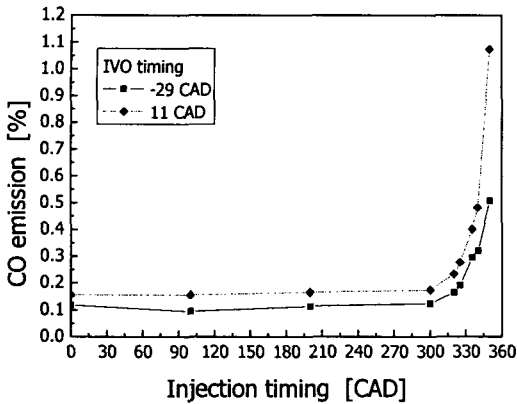


Fig. 4 CO emission of LPG-DME CI engine with respect to injection timing and intake valve open timing at 1000rpm

모이기 때문에 연소실 벽면의 혼합기가 상대적으로 더욱 희박하여 틈새 체적에 존재하는 HC가 감소하기 때문으로 판단된다.

Fig. 4에 도시된 불완전 연소로 인하여 생성되는 CO의 경우 공기연료비의 함수이며 공기연료비가 농후하면 CO의 배출량이 증가하게 된다. 연소 중에 발생한 CO는 팽창행정 중 연소열에 의하여 산화되어 CO₂로 산화된다.⁽⁹⁾ 그러나 CO의 경우 320과 325 CAD ATDC의 조건이 예혼합 조건과 비교하였을 때 HC 배출량과 반대의 경향을 보이고 있다. 이는 HC의 경우 국부적으로 농후한 혼합기가 연소를 촉진하고 공급된 연료의 연소효율이 증가하기 때문으로 판단된다.

Fig. 5에는 NO_x를 나타내었다. NO_x는 320과 325 CAD ATDC의 조건에서 급격하게 증가하는 경향을 보이고 있다. NO_x는 국부적으로 고온 연소 영역에서 발생하는 것으로 알려져 있다.⁽⁹⁾ 따라서 예혼합 영역과 비교하여 보았을 때, 320과 325 CAD ATDC의 조건에서는 연료가 예혼합 영역보다 상대적으로 덜 희박한 영역이 존재하고 있음을 판단할 수 있다.

또한 Fig. 6에서 나타낸 PM을 비교하여 보면 320과 325 CAD ATDC에서는 예혼합 영역과 같이 PM 배출물이 거의 존재하지 않음을 확인할 수 있다. 이에 따라 NO_x와 PM배출물을 바탕으로 판단할 때, 320과 325 CAD ATDC의 분사 시기 조건은 LPG가 성층혼합 되어 있으며 국부적으로 과농후 영역이 존재하지 않음을 확인할 수 있다. 따라서 320과 325 CAD ATDC 분사시기 조건을

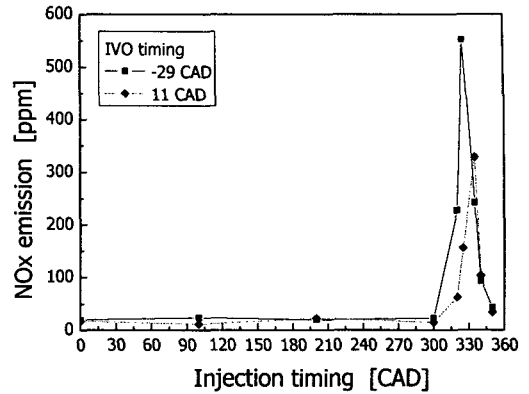


Fig. 5 NO_x emission of LPG-DME CI engine with respect to injection timing and intake valve open timing at 1000rpm

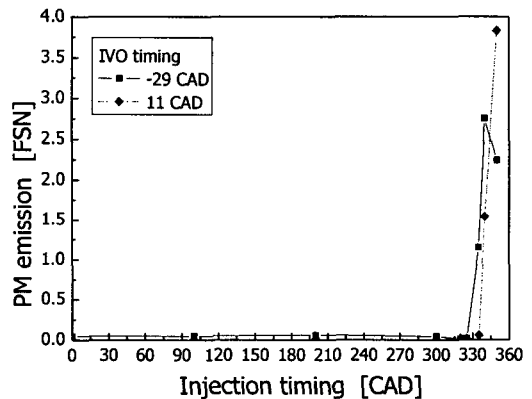


Fig. 6 PM emission of LPG-DME CI engine with respect to injection timing and intake valve open timing at 1000rpm

성층혼합 조건으로 정의하였다. 335와 340 CAD ATDC의 분사시기 조건에서 살펴보면 HC와 CO 배출량이 급격하게 증가한다.

또한 PM 배출량도 급격하게 증가한다. 이는 LPG가 연소실내에 매우 농후하게 분포하고 있는 영역이 있음을 증명한다. 또한 NO_x 배출량이 감소하는 것으로 미루어 판단할 때, LPG가 이른 공기연료비 영역보다 더욱 농후한 영역이 존재함을 의미한다. 실험에서 공급한 LPG는 약 2.5 ms동안 분사되었는데, 2.5 ms는 크랭크 각도로 약 30 CAD이며 325 CAD ATDC의 분사조건에서 LPG 공급이 DME의 저온산화반응 (LTC: low temperature

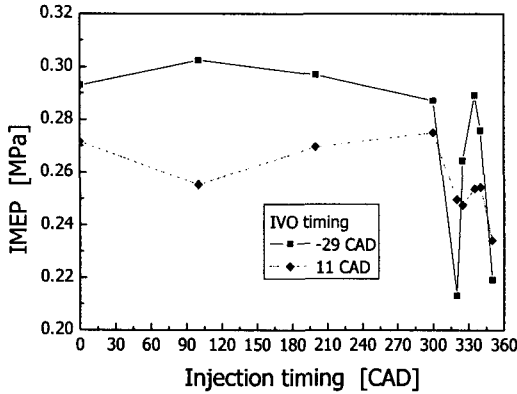


Fig. 7 IMEP of LPG-DME CI engine with respect to injection timing and intake valve open timing at 1000rpm

oxidation) 직전에 끝남을 의미하며 335 CAD ATDC의 분사조건에서는 LPG공급이 LTC직전에 시작됨을 의미한다. 이에 따라, 335 CAD ATDC의 조건에서는 LPG 분무가 DME 저온 연소 중에 연소실에 공급된다. 따라서 335와 340 CAD ATDC를 확산연소(diffusion combustion) 조건으로 정의하였다.

확산연소에서 PM배출량이 매우 증가하는데 이는 LPG의 성층화 정도가 커지면서 LPG가 매우 농후한 영역에서 PM배출량이 증가하는 것으로 판단된다. 또한 335와 340 CAD ATDC의 연료 분사시기에서는 각각 365 CAD와 370 CAD까지 연료가 분사되는데 열방출을 해석을 통하여 분석하였을 때 분사 후반 5 CAD 정도의 기간에 분사되는 연료가 연소되지 못하고 PM과 HC의 형태로 배출되고 있음을 확인할 수 있다.

Fig. 7에 나타낸 도시평균유효압력(IMEP: indicated mean effective pressure)은 예혼합 조건에 비하여 성층혼합 조건이 다소 낮음을 확인할 수 있다.

이러한 결과는 Fig. 8에 나타낸 연소 시작 시기를 이용하여 설명할 수 있다. 성층혼합 조건은 예혼합 조건에 비하여 연소 시작 시기가 빠름을 알 수 있다. 빠른 시기에 시작하는 연소는 압축행정 중 열방출이 증가하며 음의 일(negative work)이 증가하기 때문에 IMEP가 감소하게 된다.

성층혼합 조건의 연소 시작 시기가 빠른 이유는 두 가지 원인으로 해석할 수 있다. 첫 번째 이유는 LPG의 증발 잠열로 인한 혼합기의 냉각 효과이며 두 번째 이유는 연료의 세탄가(cetane

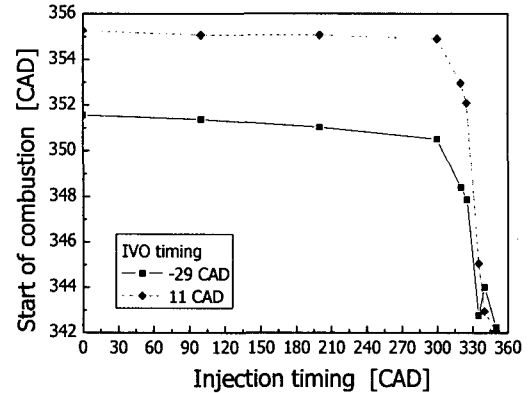


Fig. 8 Start of combustion timing of LPG-DME CI engine with respect to injection timing and intake valve open timing at 1000rpm

number)이다. 압축행정 중에 DME와 공기가 균일하게 혼합된 혼합기에 LPG가 분사되게 되면 LPG가 연소실내에서 증발하면서 주변의 열을 빼앗게 되며 열을 빼앗긴 혼합기는 온도가 강하게 된다. 그러나 LPG가 연소실내에 반경방향(radial direction)으로 성층화하게 되면 LPG가 농후한 영역의 온도는 LPG가 희박한 영역에 비하여 온도가 많이 강하게 된다. 흡기밸브 닫힘 시기에 혼합기를 이상기체로 가정하고 식(5)을 사용하여 혼합기의 온도를 계산하였다.⁽¹¹⁾

$$PV = nRT \quad (5)$$

압축행정을 등엔트로피 과정(isentropic process)로 가정하고 식 (6)을 이용하여 계산하였다.⁽⁹⁾

$$T \times P^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} = \text{constant} \quad (6)$$

압축행정 말기 연소 직전의 혼합기 온도는 DME와 LPG와 공기가 균일하게 혼합된 혼합기의 경우 676K 부근이지만 DME와 공기가 균일하게 혼합된 혼합기에 LPG가 분사되면 LPG가 희박한 영역은 731K로 LPG가 예혼합된 혼합기의 온도보다 높지만 LPG가 농후한 영역은 656K로 LPG가 예혼합된 혼합기의 온도보다 낮음을 확인하였다. 또한 옥탄가(octane number)가 높은 연료인 LPG와 세탄가가 높은 연료인 DME가 혼합되면 혼합

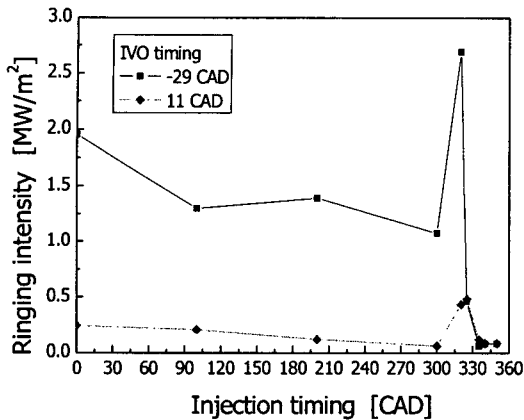


Fig. 9 Ringing intensity of LPG-DME CI engine with respect to injection timing and valve open timing at 1000rpm

된 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 조건에서는 혼합기 전체의 세탄가가 DME 보다 낮아지며 늦은 시기에 착화된다. 반면에 LPG가 성층 혼합되면 LPG의 분포가 더욱 희박한 영역은 LPG의 분포가 덜 희박한 영역에 비하여 세탄가가 높다.

확산 연소의 경우 LPG가 DME의 자발화 이전에 분사를 시작하지만 연소 중에 LPG의 분사가 계속되기 때문에 335와 340 CAD ATDC를 확산연소(diffusion combustion) 조건으로 정의하였다. 확산연소의 경우 IMEP는 예혼합 조건에 비하여 다소 감소하였는데 이는 이른 시기의 착화로 인하여 음의 일이 증가하고 공급된 연료가 모두 연소하지 못하고 배출되기 때문인 것으로 판단된다.

Fig. 9는 노킹강도(RI: ringing intensity)를 나타내었다. 이전 연구에서 실험에 사용된 엔진의 운전 가능한 노킹 강도는 0.5 MW/m^2 이며 보간을 통하여 연소최대압력과 상관관계가 있음을 밝혔다.⁽¹¹⁾

이에 따라 예혼합 조건에서는 RI가 흡기 밸브 개폐시기에 따라 다소 차이가 존재하지만 -29 CAD ATDC의 조건을 제외하고는 운전 가능 영역 내에 있음을 확인할 수 있다.

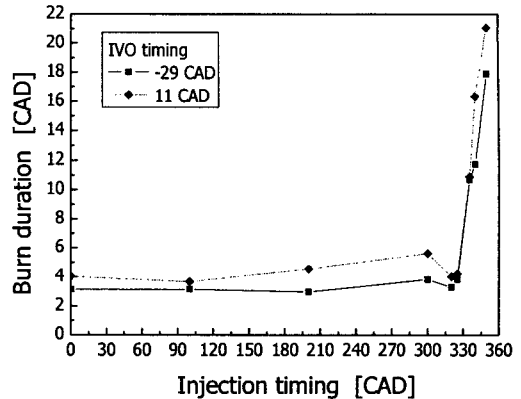


Fig. 10 Burn duration of LPG-DME CI engine with respect to injection timing and valve open timing at 1000rpm

그러나 성층혼합조건에서는 LPG가 상대적으로 희박하게 분포하는 영역에서 예혼합 조건보다 이른 시기에 연소가 시작되며 Fig. 10에 나타난 연소 기간이 예혼합 조건보다 짧아져서 노킹 강도가 증가하는 경향이 있다. 확산연소 조건에서는 연소가 가장 오랫동안 지속되어 DME 농후 지역에서 이른 시기에 착화가 시작되지만 노킹 강도가 성층혼합 조건에 비하여 낮은 것으로 판단된다.

4. 결 론

LPG를 주연료로 사용하고 DME를 착화촉진제로 사용하는 압축착화 엔진에서 LPG의 분사시기에 따른 배기 배출물 특성과 연소 특성을 파악하여 LPG의 성층연소를 통한 연소상 제어를 위하여 HCCI와 SCCI 연소를 구현하였고 다음과 같은 결론을 얻었다.

LPG 분사시기를 지각시킴으로써 연소실내에 LPG를 성층화 하였고 성층화 정도에 따라 HC 배출물의 저감을 이루었다. 그러나 국부적으로 농후하게 분포된 LPG로 인하여 NOx 배출물은 다소 증가하는 경향을 보였다. 또한 LPG가 농후하게 분포하는 영역에서 CO 배출이 다소 증가하였다.

LPG 분사시기가 더욱 지각되어 저온산화반응 중에 분사하게 되면 국부적으로 LPG가 매우 농

후한 영역이 생기게 되고 이와 같은 영역에서 PM이 발생하며 HC 배출량도 증가하는 것을 확인할 수 있었다. 이에 따라 매우 늦은 시기에 LPG를 직접분사하게 되면 확산연소와 같은 특성을 보이는 것이 확인되었다.

LPG 분사시기가 지각되고 LPG가 성층화됨에 따라 착화시기는 진각된다. 이는 LPG가 희박하게 분포하는 영역에서 먼저 착화하기 때문으로 판단되며 이에 따라 음의 일이 증가하여 IMEP가 예혼합 조건에 비하여 성층혼합 조건일 때 다소 감소하는 것을 확인할 수 있었다. 또한 성층혼합 조건에서 짧은 연소기간과 이른 연소로 인하여 노킹강도가 증가하였다.

LPG가 저온산화반응 이후에 분사되는 확산연소조건에서는 이른 시기에 연소가 시작되지만 연소기간의 증가로 인하여 노킹강도가 감소하는 경향을 보이고 있다.

후 기

본 연구는 과학재단의 우수 연구 센터 (ERC)의 지원 아래 연소 기술 연구 센터의 과제와 한국기계연구원 (KIMM)의 중소형 LPG 상용차 개발 사업의 과제로서 수행되었으며, 이에 관계 기관에 감사의 뜻을 표합니다.

참고문헌

- (1) Zhao, F., Asmus, T., Assanis, D., Dec, J., Eng, J. and Najt, P., 2003, *Homogeneous Charge Compression Ignition (HCCI) Engines : Key Research and Development Issues*, SAE TP-94.
- (2) Lee, C., Choi, Y. and Lee, K., 2006, "An Experimental Study on the Combustion and Emission Characteristics of the Early Injection in a Gasoline Direct Injection Engine Using Controlled Auto Ignition Combustion Method," *Transaction of the KSME B*, Vol. 30, No. 5, pp. 457~464.
- (3) Ogawa, H., Miyamoto, N., Kaneko, N. and Ando, H., 2005, "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. 341~360.
- (4) Kaiser, E., Yang, J., Culp, T., Xu N., and Maricq, M., 2002, "Homogeneous Charge Compression Ignition Engine-Out Emissions-Does Flame Propagation Occur in Homogeneous Charge Compression Ignition?," *International journal of Engine Research*, 2002 Vol. 3 No. 4 pp. 185-196.
- (5) Kajitani, S., Chen, C., Oguma, M., Alam, M. and Rhee, K., 1998, "Direct Injection Diesel Engine Operated with Propane-DME Blended Fuel," SAE Technical Paper, No. 982536.
- (6) Yu, J. and Bae, C., 2003, "Dimethyl Ether (DME) Spray Characteristics in a common-rail Fuel Injection System," *Journal of Automobile Engineering*, Vol. 217, No. D12, pp. 1135~1144.
- (7) Chen, Z., Konno, M., Oguma, M. and Yanai, T., "Experimental Study of CI Natural Gas/DME Homogeneous Charge Engine," SAE Technical Paper, No. 2000-01-0329, 2000.
- (8) Yeom, K., Jang, J. and Bae, C., 2007, "Homogeneous Charge Compression Ignition of LPG and Gasoline using Variable Valve Timing in an Engine," *Fuel*, Vol. 86, No. 4, pp. 494~503.
- (9) Heywood, J., 1988, *Internal Combustion Engine Fundamentals*, McGraw Hill.
- (10) Bertola, A., Stadler, J., Walter, T., Wolfer, P., Gossweiler, C., and Rothe, M., 2006, "Pressure Indication During Knocking Conditions," *7th Internal Symposium on Internal Combustion Diagnostics*, May 2006, Kurhaus Baden-Baden, Germany, pp. 7~21.
- (11) Cengel, Y., Boles, M., 1994, *Thermodynamics*, McGraw Hill.
- (12) Yeom, K., Bae, C., 2006, "Knocking Estimation and Reduction of Exhaust Gases of Homogeneous Charge Compression Ignition (HCCI) Engine," *KSAE fall conference*, Daegu, Korea.