

## CNG 직접분사식 연소기에서의 열량해석(1) : 균질급기

최 승 환<sup>1)</sup> · 전 충 환<sup>\*2)</sup> · 장 영 준<sup>2)</sup>

부산대학교 기계공학과<sup>1)</sup> · 부산대학교 기계공학부 · 기계기술연구소<sup>2)</sup>

### Analysis of Heat Quantity in CNG Direct Injection Bomb(1) : Homogeneous Charge

Seunghwan Choi<sup>1)</sup> · Chunghwan Jeon<sup>\*2)</sup> · Youngjune Chang<sup>2)</sup>

<sup>1)</sup>Department of Mechanical Engineering, Pusan National University, Busan 609-735, Korea

<sup>2)</sup>Department of Mechanical Engineering, RIMT, Pusan National University, Busan 609-735, Korea

(Received 24 October 2003 / Accepted 9 December 2004)

**Abstract** : A cylindrical constant volume combustion bomb is used to investigate the combustion characteristics and to analyze the heat quantity of homogeneous charge methane-air mixture under various initial pressures, excess air ratios and ignition times. As the overall pressure increase, the values of maximum combustion pressure, maximum heat release rate and cumulative heat release have been increased. But it is not very meaningful to compare with some values such as maximum combustion pressure, maximum heat release rate and cumulative heat release for different overall pressure due to the different heat energy of supplied fuel. So the each value is needed to be compared with normalized value, which is divided by the entered fuel energy. To analyze the heat quantity, some definitions including the CHR ratio, the UHC ratio and the HL ratio are needed and are calculated. As the overall pressure increase, the CHR ratios and the UHC ratios have been decreased, while the HL ratios have been increased. The CHR ratio of 300 ms has the higher value than that of 10000ms, and the HL ratios of 300 ms have a lower value.

**Key words** : Constant-volume combustion bomb(정적연소기), Homogeneous charge(균질급기), Rate of heat release(열발생율), Analysis of heat quantity(열량해석), CHR ratio(CHR비; Cumulative heat release ratio), UHC ratio(UHC비; Unburned hydrocarbon ratio), HL ratio(HL비; Heat loss ratio)

### 1. 서론

저연비와 저배기의 동시 실현을 위해 희박 연소 및 저공해 대체연료의 개발에 관한 연구가 진행되고 있다. 특히 최근에는 가솔린 연료보다 공해배출물이 적은 압축천연가스(compressed natural gas)를 사용한 엔진에 대한 연구가 활발히 진행되고 있으며,<sup>1-3)</sup> 이러한 연구들은 지구환경보존 및 에너지 절약문제를 만족시키기 위해 희박연소에 초점을 맞추

고 있다.<sup>4,5)</sup> 그러나 희박연소의 경우 착화성의 악화, 열효율 및 연소속도의 저하, 연소상태의 불안정 등과 같은 문제점이 발생되기 때문에 이를 개선할 연구 활동이 절실히 요구되고 있다.

가솔린 기관에 있어서 예혼합된 연료와 공기가 점화되어 연소가 완료되는 과정은 물리적, 화학적으로 복잡하지만 기관 성능 개선과 향상을 위해서는 실린더내의 각종 정보를 명확히 이해해 둘 필요가 있다. 가솔린 기관의 연소과정은 공기과잉율, 공기유동, 연소실 형상 등과 같은 여러 가지 요인에 강

\*To whom correspondence should be addressed.  
chjeon@pusan.ac.kr

하게 지배받고 있다.

실제 엔진을 이용한 연구에서는 각종 계측의 난해함뿐만 아니라 이들 요인들이 복잡하게 상호 간섭하고 있으므로 각각의 요인이 연소과정에 어떻게 관여하는지를 파악하기는 쉽지 않다. 따라서 기관의 연소현상을 기본적으로 조사하기 위해서는 먼저 공기 유동이 없고 연소실 형상이 단순화된 정적연소실에서 점화된 예혼합 화염의 연소특성을 상세히 조사할 필요가 있으며, 이에 대한 많은 연구가 진행되고 있다.<sup>6-15)</sup> 이에 본 저자들은 2단 분사가 가능한 정적연소기를 제작하여 메탄-공기 예혼합기의 연소특성과 배기배출물 특성을 조사하였다.<sup>16-18)</sup>

일반적으로 균질 급기의 연소해석에 있어서 공급되는 연료의 양이 증가하면, 일정 범위 이내의 공기과잉을 조건에서는, 최고 연소압력, 열발생을 및 누적 열발생량 등이 증가한다. 그러나 연료의 양이 서로 다른 조건의 경우 상호간의 비교가 어렵다는 문제점이 있다. 따라서 각각의 조건에 대해 동일하게 비교할 수 있는 단위 공급에너지에 대한 표준화된(normalizing) 데이터를 정의하여 해석할 필요가 있다.<sup>19)</sup>

따라서 본 연구에서는 균질급기 조건에서 충전압력, 공기과잉을 및 점화시기의 변화에 따른 표준화된 데이터를 정의하고, 이를 상호 비교함으로써 각 조건에 대한 정의된 파라미터들을 비교하였으며, 이를 바탕으로 본 정적연소기에 대한 열량(heat quantity) 해석을 수행하였다. 또한 연료의 원활한 공급을 위해 압축연가스 성분의 대부분을 차지하는 메탄을 이용하여 실험을 수행하였다.

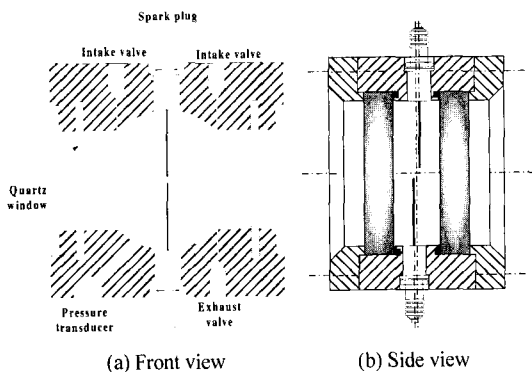


Fig. 1 Schematic diagram of CVCC

## 2. 실험장치 및 방법

### 2.1 정적연소기 및 주변장치

Fig. 1은 본 연구에 사용된 정적연소기의 개략도이다. 연소실은 직경 86mm, 폭 25mm(체적 145cc)이다. 충전 혼합기 공급을 위한 흡입포트는 연소실 벽면에 접선방향으로 설치하였으며, 반대편 벽면에 분사용 흡입포트를 설치하였다. 또한 직경 1mm의 피아노선을 이용하여 개조한 점화플러그 한 쌍을 연소실 상하 벽면에서부터 대향형으로 설치하여 연소실의 중심에서 점화하였다. 연소실의 압력측정을 위해 압전형 압력변환기(Kistler 6160B)를 이용하였으며, 한번의 연소 이벤트가 종료된 후 연소가스는 진공펌프를 통해 배출된다.

Fig. 2는 실험장치의 구성도로 크게 연료-공기 혼합부, 정적연소기, 배기 및 퍼지(purge) 시스템 그리고 데이터 취득부로 구성된다.

연료와 공기를 분사용 혼합탱크(B) 내에 충전하여 균질혼합기를 만들었다. 이때 공기과잉율은 충전되는 연료와 공기의 분압비에 의해 결정되며, 메탄과 공기의 분압은 1kPa 해상도의 다이어프램식 압력게이지를 사용하여 제어하였다.

UHC(unburned hydrocarbon)을 분석하기 위해 사용한 GC는 6 port, 2 valve, 0.2cm의 샘플 루프, 직렬연결 또는 우회할 수 있는 2개의 칼럼과 TCD (thermal conductivity detector)와 FID(flame ionization detector)를 장착한 HP 5890 series II이다. 운반 기체로는 헬륨을 사용하였으며 유량은 30ml/min, 디텍터의 온도는 200℃로 유지하였다. 칼럼은 Porapak Q 1.8m와

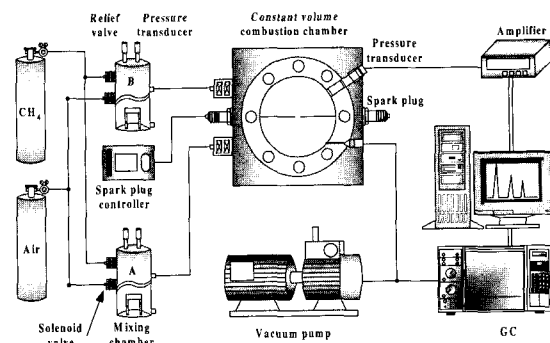


Fig. 2 Schematic diagram of experimental setup

Molecular Sieve 13X 3m를 2개의 밸브와 연결하여 경우에 따라 Molecular Sieve로 흐르는 유체를 단속 하였으며, 정적연소기의 내부의 배기가스를 주사기로 채취한 후 GC로 주입하여 데이터를 취득하였다. GC 데이터의 보정은 3점 이상에 대해 절대 검량선법(absolute calibration curve method)을 이용하였으며, UHC 검량선의 상관계수(correlation coefficient)는 0.998이다.

### 2.2 실험방법 및 조건

연소 이벤트가 종료된 후 진공펌프를 이용하여 연소실 내의 잔류가스를 배출하여 EGR 효과를 최소화 하였다. 실험을 재개할 온도가 되면, 연소실을 진공 상태로 한 후 분사용 혼합탱크와 연결되어 있는 솔레노이드 밸브에 전압을 인가하여 원하는 연소실내의 초기압력으로 충전한다. 점화신호에 따라 연소가 진행되고, 연소가 종료되면 배기 포트를 통해 배기가스가 배출된다.

연소실 내의 초기압력은 0.15, 0.30, 0.60 MPa이며, 공기과잉율은 희박조건인 1.1, 1.2, 1.3, 1.4이며, 점화시기는 유동특성이 가장 양호한 300 ms와 준정적 상태인 10000 ms로 하였다.<sup>16)</sup>

연소 데이터는 5회의 실험결과를 앙상블 평균(ensemble averaging) 한 것이며, 몇몇의 조건에서는 신뢰성 있는 결과를 취득하기 위해 10회 이상의 실험을 수행하였다.

### 3. 실험결과 및 고찰

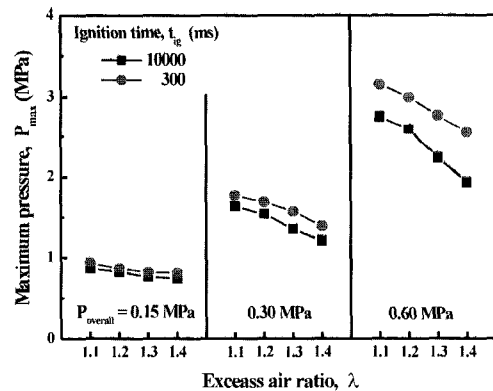
#### 3.1 최고연소압력과 연소기간

Fig. 3은 공기과잉율, 연소실 충전압력 및 점화시기의 변화에 따른 최고연소압력과 총 연소기간을 나타낸 결과이다. 0.60 MPa, 공기과잉율 1.4, 점화시기 10000 ms의 경우 연소기간이 너무 길게 나타나서 Fig. 3 (b)에서는 표시하지 않았다.

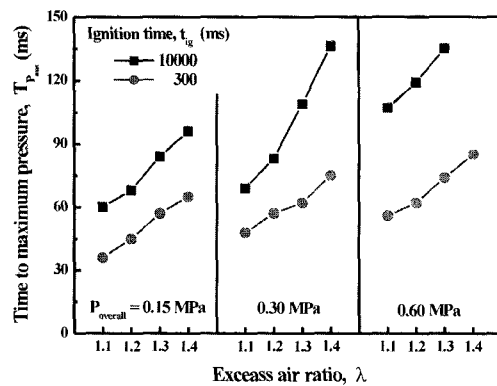
전반적으로 충전압력이 증가함에 따라 준정적상태인 점화시기 10000 ms의 경우에 비해 높은 평균 속도와 난류성분을 갖는 300 ms의 경우가 최고연소압력은 증가하며, 동일 충전압력 조건에서는 공기과잉율이 증가함에 따라 감소된다. 또한 충전압력과 공기과잉율이 증가할수록 연소기간은 증가됨을

알 수 있으며, 그 차이는 연소실의 충전압력이 높을수록, 혼합기가 희박할수록 더 크게 나타난다.

유동이 존재하는 경우인 점화시기 300 ms의 경우 10000 ms의 결과와 비교해보면 연소압력의 상승과 연소기간의 단축 효과를 볼 수 있는데, 이러한 원인으로 강한 난류강도에 의한 열 및 물질 전달이 강화되기 때문으로 생각된다. 또 다른 원인으로는 스파크 전극으로의 열손실의 저감을 들 수 있다. 300 ms의 경우, 점화가 시작될 시점에 연소실 내의 스파크 전극 주변에는 빠른 속도의 혼합기가 존재한다.<sup>16)</sup> 따라서 초기 화염핵이 유동의 영향으로 스파크 전극으로부터 분리되기 때문에, 전극으로의 열손실이 저감되며 이로 인해 연소에 더 많은 양의 에너지를 공급할 수 있기 때문으로 생각된다.



(a) Maximum pressure



(b) Time to maximum pressure

Fig. 3 Effects of excess air ratio, overall pressure and ignition time on maximum combustion pressure and time to maximum combustion pressure

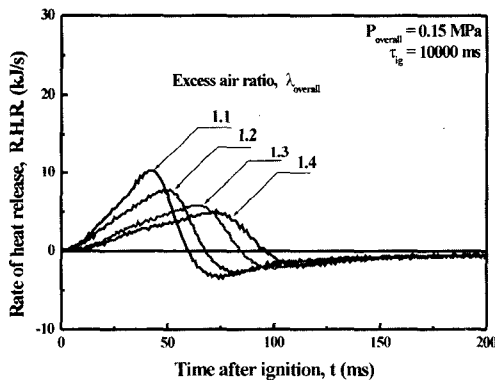
### 3.2 열발생율

취득된 압력 데이터를 이용하여 식 (1)<sup>19)</sup>과 같이 열발생율(rate of heat release, RHR)을 계산하였다.

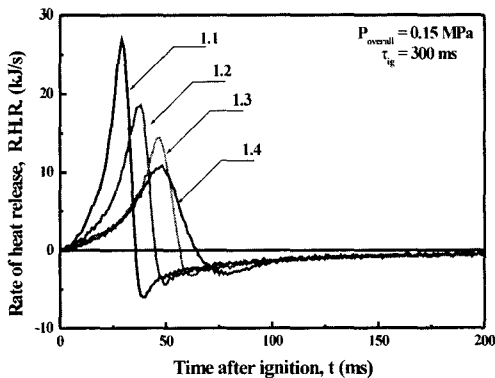
$$RHR = -\frac{dQ}{dt} = \frac{V}{\kappa - 1} \cdot \frac{dP}{dt} \quad [\text{kJ/s}] \quad (1)$$

여기서 V는 연소실 체적 [m<sup>3</sup>], κ는 비열비, P는 연소실 충전압력 [kPa] 그리고 t는 점화시기를 원점으로 하는 연소 진행시간 [s]을 나타낸다.

Fig. 4는 충전압력 0.15 MPa의 경우, 점화시기와 공기과잉율의 변화에 따른 열발생율의 대표 결과를 나타낸 것이다. 전반적으로 점화시기가 10000 ms의 경우에 비해 300 ms의 경우, 그리고 공기과잉율이 1.1에 근접할수록 상대적으로 급격한 열발생율을 보이고 있다. 이는 스파크 전극 주변에 난류 성분을 갖는 상대적으로 농후한 혼합기가 존재하기 때문이다.



(a) Ignition time of 10000ms



(b) Ignition time of 300ms

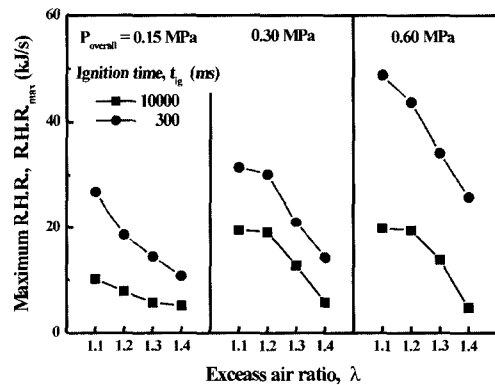
Fig. 4 Representative heat release rate (P<sub>overall</sub> = 0.15 MPa)

열발생율의 형태는 점화 후 최대값까지 증가한 후 감소하여 음의 값으로 변하는 형태를 갖는다. 열발생율이 음의 값을 갖는 이유는 열손실과 수증기의 응축 때문이다.

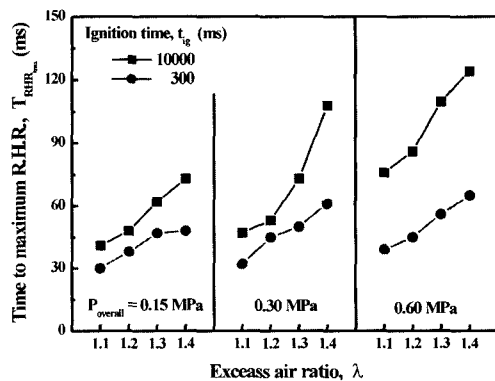
Fig. 5는 열발생율의 최대값과 이에 도달하는 기간에 관한 결과이다. 열발생율의 최대값은 점화시기가 짧을수록, 공기과잉율 1.1에 근접할수록, 충전압력이 높을수록 증가한다. 도달기간은 점화시기가 짧을수록, 공기과잉율 1.1에 근접할수록, 충전압력이 낮을수록 감소된다. 이러한 경향은 Fig. 3의 최고 연소압력 및 도달시간에서도 동일하게 나타난다.

식 (2)<sup>19)</sup>는 누적 열발생량(cumulative heat release, CHR)으로 양의 열발생율 값을 적분한 것이다.

$$CHR = \int \frac{dQ}{dt} dt \quad [\text{kJ}] \quad (\text{where } \frac{dQ}{dt} \geq 0) \quad (2)$$



(a) Maximum heat release rate



(b) Time to maximum heat release rate

Fig. 5 Effects of excess air ratio, overall pressure and ignition time on maximum heat release rate and time to maximum heat release rate

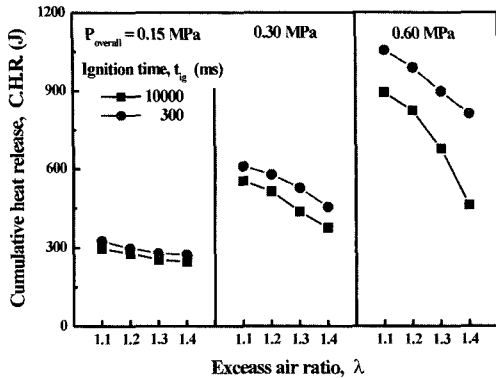


Fig. 6 Effects of excess air ratio, overall pressure and ignition time on cumulative heat release

각 조건에 대한 누적 열발생량의 결과는 Fig. 6과 같다.

예상대로, 전반적인 누적 열발생량은 점화시기가 빠를수록, 공기과잉율 1.1에 근접할수록 그리고 충전압력이 높을수록 증가한다. 이는 혼합기가 농후할수록 그리고 충전압력이 높을수록 공급되는 연료의 양이 증가함에 기인하는 결과이다.

Fig. 5 (a)에서 공기과잉율 1.4, 점화시기 10000ms의 경우 각 충전압력에 대한 열발생율의 최대값은 거의 동일하게 나타나지만, 동일 조건에서의 누적 열발생량은 충전압력의 증가에 따라 증가하는데, 이는 Fig. 5(b)에서와 같이 충전압력이 증가함에 따라 최대 열발생율에 도달하는 시간이 상대적으로 길어지기 때문이다.

이상의 내용으로부터 연소 해석을 수행할 경우, 열발생량의 최대값 또는 누적 열발생량 단독으로는 정보가 부족하다는 사실을 알 수 있으며, 열발생율의 최대값 및 도달 기간 그리고 누적 열발생량과 상호 연관하여 해석해야 함을 알 수 있다. 아울러 모든 조건에서 동일하게 결과를 비교할 수 있는 표준화된 데이터를 이용한 해석을 통해 보다 정확한 상호 비교가 이루어질 수 있을 것이다.

### 3.3 열량해석

열량(heat quantity)해석을 위해 연소기 내에 유입된 연료는 연소를 통해 열에너지, 미연탄화수소, 그리고 벽면 등으로의 열손실의 형태로 변화된다고 가정하였다.

이들을 각각 입력되는 연료의 열에너지로 나누면, 조건에 관계없이 단위 열에너지에 대한 비로 나타나게 되어, 엔진에서의 IMEP와 같은 용도로 서로 다른 조건의 연료량에 대한 상호 비교가 가능하게 된다. 따라서 상기와 같은 개념으로 열량해석을 수행하였다.

먼저 CHR비(cumulative heat release ratio)는 누적 열발생량을 공급 열에너지로 나눈 것으로 연료 열에너지에 대한 생성 열에너지의 비를 의미한다. 또한 UCH비(unburned hydrocarbon ratio)는 GC를 이용하여 취득된 미연탄화수소의 양에 해당하는 미연 에너지를 공급 열에너지로 나눈 것으로 정의하였으며, 또한 전체 공급 열에너지에서 누적 열발생량과 미연탄화수소에 기인하는 에너지를 제외한 나머지를 열손실 에너지로 정의를 하였으며, 열손실 에너지를 공급 열에너지로 나눈 값을 HL비(heat loss ratio)로 명명하였다. (CHR비 + UCH비 + HL비 = 100%)

Fig. 7은 점화시기 10000 ms의 경우로, 전반적으로 충전압력이 증가함에 따라 CHR비와 UCH비는 감소하며, HL비는 증가함을 알 수 있다. 이는 충전압력이 증가할수록 전체 열에너지의 발생은 증가하며, UCH는 감소하지만, 단위 에너지당 열에너지의 발생량이 작아짐과 미연탄화수소의 양이 감소됨을 의미한다. 다시 말해, 보다 많은 양의 연료가 연소되었지만 높은 온도와 압력으로 인해 많은 양의 열손실이 발생하여 실제 일을 할 수 있는 열에너지의

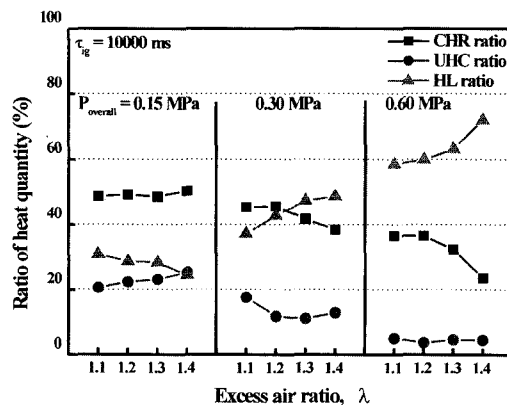


Fig. 7 Ratio of heat quantity for each conditions (τ<sub>ig</sub> = 10000 ms)

비가 감소됨을 의미한다. UHC비는 GC를 이용한 실험 결과에서도 충전압력이 증가함에 따라 배출되는 UHC가 저감됨이 확인된 바 있다.<sup>18)</sup> 전술한 바와 같이 충전압력 0.60 MPa, 공기과잉율 1.4의 조건에서 HL비가 72%나 됨을 알 수 있다.

각 충전압력 조건에서 공기과잉율이 증가함에 따라 CHR비는 0.15 MPa의 경우 거의 유사한 비를 보이지만, 0.30과 0.60 MPa의 경우는 감소하는 경향을 보인다. HL비는 0.30과 0.60 MPa에서는 희박해짐에 따라 증가하는 경향을 보인다.

Fig. 8은 점화시기 300 ms의 경우로, 10000 ms의 경우와 같이 충전압력이 증가함에 따라 CHR비와 UHC비는 감소하며 HL비는 증가한다. CHR비의 경우 동일 충전압력 조건에서 공기과잉율이 증가함에 따라 상대적으로 저압조건인 0.15 MPa에서는 약간 증가하는 경향을 보이지만, 상대적으로 고압인 0.30과 0.60 MPa의 경우는 감소되며, 그 기울기는 10000 ms의 경우에 비해 완만함을 알 수 있다. 이는 희박조건에서 유동의 강화로 CHR비의 상승효과를 유도할 수 있음을 의미한다. HL비 역시 유동의 효과로 인해 10000 ms 조건 대비 300 ms 조건에서 많이 저감됨을 알 수 있으며, 이는 상대적으로 강한 난류로 인해 연소가 빨라지며 벽면으로의 열손실이 저감되기 때문이다.<sup>20)</sup>

이상의 결과로부터 유동이 존재하는 경우 단위 에너지당 열발생량은 높으며, 열손실은 작아짐을 확인할 수 있으며, 유동이 연소에 미치는 좋은 영향

을 다시 한번 확인 할 수 있다. 이상과 같이 균질급기에 대한 열량해석을 바탕으로 성층급기에 대한 해석도 가능할 것으로 판단된다.

#### 4. 결론

정적연소실에서 균질 메탄-공기 혼합기의 연소 특성을 해석한 결과 다음과 같은 결론을 얻을 수 있었다.

본 실험조건인 경우, 충전압력이 높을수록, 혼합기가 농후할수록, 점화시기가 빠를수록 최고연소압력, 열발생율의 최대값 및 누적 열발생량이 증가함을 알 수 있었다. 하지만, 동일한 조건에 대한 비교·검토를 위해서는 각각의 에너지를 연료의 공급 에너지를 나눔으로써, 단위 에너지에 대해 비교가 수행되어야 한다.

따라서 공급된 연료의 공급에너지에 대해 CHR비, UHC비, HL비를 정의하고, 열정산을 수행하였다. 전반적으로 충전압력이 증가함에 따라 CHR비와 UHC비는 감소하며, HL비는 증가하였다. 다시 말해 충전압력이 증가할수록 단위 에너지 대비 열에너지의 발생량이 작아짐과 미연탄화수소의 양이 감소되며, 열손실은 증가함을 알 수 있었다. 이는 보다 많은 양의 연료가 연소되지만 연소실 내의 높은 온도와 압력으로 인해 많은 양의 열손실이 발생하여 실제로 유용 에너지비가 감소됨을 알 수 있다.

점화시기 300 ms의 경우는 10000 ms의 경우에 비해 CHR은 더 높은 값을 갖으며, HL비는 반대로 낮은 값을 갖으며, 이는 유동이 연소에 좋은 영향을 미친다는 사실을 다시 한번 확인 할 수 있는 증거이다.

#### 후 기

본 연구는 청정생산기술사업의 지원에 의해 수행된 연구결과로, 관계 기관에 감사드립니다.

#### References

- 1) J. M. Addy, A. Bining, P. Norton, E. Peterson, K. Campbell, O. Bevillaqua, "Demonstration of Caterpillar C10 Dual-Fuel Natural Gas Engines in Commuter Buses," SAE 2000-01-1386,

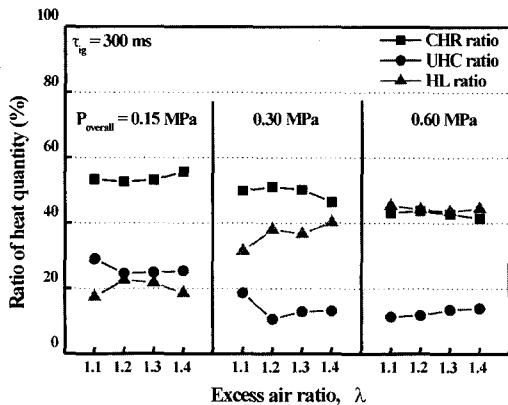


Fig. 8 Ratio of heat quantity for each conditions (τ<sub>ig</sub> = 300 ms)

- 2000.
- 2) C. Zuo, M. Yang, "Operating Characteristics and Description of a Dual-Fuel Engine for Diesel-Natural Gas Heavy-Duty Operation," SAE 1999-01-3523, 1999.
  - 3) K. Kato, K. Igarashi, M. Masuda, K. Otsubo, A. Yasuda, K. Takeda, T. Sato, "Development of Engine for Natural Gas Vehicle," SAE 1999-01-0574, 1999.
  - 4) T. Kato, K. Saeki, H. Nishide, T. Yamada, "Development of CNG Fueled Engine with Lean Burn for Small Size Commercial Van," JSAE Review, Vol.22, pp.365-368, 2001.
  - 5) B. Ursu, G. C. Perry, "Natural Gas Powered Heavy Duty Truck Demonstration," SAE 961669, 1996.
  - 6) T. Hjima, T. Takeno, "Effects of Temperature and Pressure on Burning Velocity," Comb. and Flame, Vol.65, pp.35-43, 1986.
  - 7) A. H. Lefebvre, Gas Turbine Combustion, Taylor and Francis, pp.38-39, 1999.
  - 8) B. S. Kim, C. H. Kwon, "Combustion Characteristics of Methane-Hydrogen-Air Premixture (I)," Transactions of KSAE, Vol.3, No.3, pp.129-139, 1995.
  - 9) B. S. Kim, Y. J. Lee, "Combustion Characteristics of Methane-Hydrogen-Air Premixture (II)," Transactions of KSAE, Vol.4, No.3, pp.156-167, 1996.
  - 10) C. S. Lee, D. S. Kim, K. S. Oh, "A Study on the Combustion Characteristics of Methane-Air Mixture in Constant Volume Combustion Chamber," Transactions of KSAE, Vol.4, No.4, pp.201-209, 1996.
  - 11) C. Arcoumanis, C. S. Bae, "Correlation between Spark Ignition Characteristics and Flame Development in a Constant-Volume Combustion Chamber," SAE 920413, 1992.
  - 12) W. A. Strauss, R. Edse, "Burning Velocity Measurements by the Constant-Pressure Bomb Method," 7th Symposium on Combustion, pp.377-385, 1959.
  - 13) S. Shiga, S. Ozone, H. T. C. Machacon, T. Karasawa, H. Nakamura, T. Ueda, N. Jingu, Z. Huang, M. Tsue, M. Kono, "A Study of the Combustion and Emission Characteristics of Compressed-Natural-Gas Direct-Injection Stratified Combustion Using Rapid-Compression-Machine," Comb. and Flame, Vol.129, pp.1-10, 2002.
  - 14) S. Furuno, S. Iguchi, T. Inoue, "Lean Combustion Characteristics of Locally Stratified Charge Mixture : Basic Studies of In-vessel Combustion Ignited by Laser," JSAE Review, Vol.16, pp.357-361, 1995.
  - 15) S. J. Lee, J. T. Lee, S. Y. Lee, "A Study on the Influence of Turbulence Characteristics on Flame Propagation in Swirl Flow Field," KSME(B), Vol.20, No.10, pp.3282-3292, 1996.
  - 16) S. H. Choi, C. H. Jeon, Y. J. Chang, "Combustion Characteristics of Methane-Air Mixture in a Constant Volume Combustion Chamber(1) : Homogeneous Charge," Transactions of KSAE, Vol.11, No.3, pp.48-57, 2003.
  - 17) S. H. Choi, C. H. Jeon, Y. J. Chang, "Combustion Characteristics of Methane-Air Mixture in a Constant Volume Combustion Chamber(2) : Inhomogeneous Charge," Transactions of KSAE, Vol.11, No.4, 2003.
  - 18) S. H. Choi, C. H. Jeon, Y. J. Chang, "Combustion Characteristics of Methane-Air Mixture in a Constant Volume Combustion Chamber(3) : Exhaust Emission," Transactions of KSAE, Vol.12, No.2, 2004.
  - 19) Y. Moriyoshi, M. Morita, "Effects of Fuel and Diluents on Stratified Charge Turbulent Combustion in Simplified Condition," SAE 2003-01-1807, 2003.
  - 20) Y. Moriyoshi, E. Komatsu, H. Morikawa, "Analysis of Turbulent Combustion in Idealized Stratified Charge Conditions," COMODIA 20001, pp.226-231, 2001.