

가솔린 엔진에서 압축비 변경 방법이 성능에 미치는 영향

Effects of the Method of Changing Compression Ratio on Engine Performance in an SI Engine

이 원 근*, 엄 인 용**
Wongun Lee, Inyong Ohm

ABSTRACT

In this study, it is observed that the distribution of combustion chamber volume affects the volumetric efficiency. The distribution ratio was adjusted by controlling combustion chamber volume of head and piston bowl one. Four cases were investigated, which are the combination of different distribution ratios and different compression ratios (9.8-10.0). A commercial SOHC 3-valve engine was modified by cutting the bottom face of the head and/or replacing the piston by the one that has different volume.

The result shows that the less the head side volume, the more volumetric efficiency is achieved under the same compression ratio. It is also observed that increasing volumetric efficiency results in early knock occurrence due to increased "real" compression ratio. To consider reliability in estimating the volumetric efficiency, we examined the sensitivity of the AFR equation to possible errors in emission measurements. It is shown that the volumetric efficiency, which is calculated by measuring AFR and fuel consumption, can be controlled in 1 % error.

주요기술용어 : Compression ratio(압축비), Volumetric efficiency(체적효율)

1. 서 론

엔진의 압축비는 전부하 성능, 연비, 배기 등에 큰 영향을 미치는 기본적인 변수이다. 이론적으

로 압축비의 증가는 효율 상승에 따른 성능 향상으로 나타나지만 노킹(knocking)을 포함한 이상 연소, 마찰마력의 증가, 배기의 악화 등으로 현실적으로는 10 부근에서 결정된다. 압축비는 행정 체적(swept volume)과 피스톤이 상사점에 이르렀을 때의 체적의 비로 정의되는데 여기에는 헤드의 연소실 체적, 가스켓 장착체적, 피스톤 보울(bowl) 체적, 블록 체적 및 기타 틈새 체적(crevise volume)이 있고 통상 이것을 모두 연

* 회원, 현대자동차

** 회원, 국민대학교 자동차공학 전문대학원

소실 체적으로 칭한다.

행정체적은 보어와 스트로크가 결정되면 고정된 값으로 남아 있고 기타 다른 체적도 쉽게 변경할 수 없기 때문에 압축비의 조정은 주로 헤드 측의 연소실 체적과 피스톤 보울 체적의 변경을 통해 행해진다.

이론적 효율에 근거한 압축비 효과는 100%의 체적 효율을 가정하고 계산된 것이므로 다른 변수 즉 이상연소, 엔진의 흡배기계 설계에 따른 체적효율의 변화에 대한 효과를 정확히 반영할 수 없다. 체적 효율에 가장 큰 영향을 주는 인자는 흡배기계이고 이에 의한 효과는 실험적, 해석적으로 많은 연구가 이루어졌고 이에 따라 해석적 방법의 타당성도 상당 부분 확인이 되어 있다.

이에 비해 연소실 체적의 배분에 따른 효과 즉 헤드와 블록의 체적에 따른 효과는 엔진 시험 중에 종종 관찰되기는 하나 아직까지 이에 의한 효과 검증 및 해석은 거의 연구되지 않은 실정이다. 따라서 본 논문에서는 고정된 압축비에서 헤드와 블록의 체적 배분이 성능에 미치는 영향을 실험을 통해 고찰하고자 한다.

2. 실험 방법

2.1 압축비 변경 방법

Fig. 1은 압축 상사점에서 전체 연소실 체적을 구성하는 요소들을 그림으로 나타낸 것이다

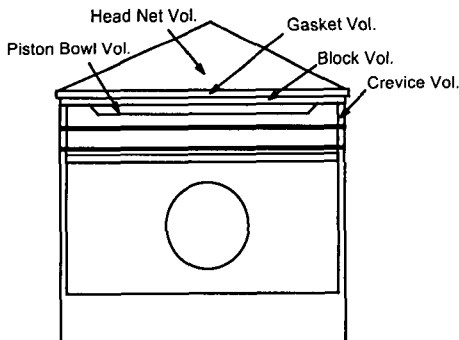


Fig. 1 Composition of combustion chamber

이 체적 중 헤드의 연소실 체적과 블록의 연소실 체적의 비를 조정하기 위해 아래의 Table과 같이 네 가지 조합의 압축비를 만들고 이에 대해 전부하 시험을 실시하고 서로의 성능을 비교하였다.

Table 1 Combination of volume and CR

| | Head | Piston | CR |
|---|----------------|---------------|------|
| 1 | 10.0 | 10.0 | 10.0 |
| 2 | 10.0 | 9.8(0.94cc ↑) | 9.8 |
| 3 | 10.2(0.94cc ↓) | 9.8(0.94cc ↑) | 10.0 |
| 4 | 10.2(0.94cc ↓) | 9.6(1.89cc ↑) | 9.8 |

피스톤의 크라운 부분은 그대로 두고 보울의 깊이를 조정하여 체적을 맞추었고 헤드는 하면을 절삭하여 체적을 조정하였다. 피스톤 교체의 경우를 제외하고 모든 블록과 헤드 및 기타 부품을 공유하여 오차를 최소화 하고자 하였다. Table 2에 본 실험에 사용된 엔진의 제원을 나타내었다. Table에서 1번의 사양은 가공을 하지 않은 상용의 양산 엔진으로 본 실험에 사용되었다.

Table 2 Engine specifications

| | | |
|--------------------|-------------|---|
| Bore | 75.5 mm | |
| Stroke | 83.5 mm | |
| Valve | In. | 2 |
| | Ex. | 1 |
| CR | 9.8-10.2 | |
| Valve Timing | 12/52 52/12 | |
| Combustion Chamber | Pent Roof | |

2.2 체적효율 산정법 및 오차

본 시험에서 연소실 형상변화를 통해 얻어지는 체적효율의 차이는 미소하므로, 체적효율 산정법의 타당성 및 오차를 고찰할 필요가 있다. 전부하 성능시험에서 체적효율을 구하는 방법으로는, 배기 측정으로 얻은 raw emission을 Spindt 식¹⁾에 적용하여 공연비를 구하고 이를 연료량에 곱하여 계산하는 방법이 많이 쓰인다.

$$\eta_v = \frac{\dot{m}_{air}/\rho}{V_{MAX}} \times 100,$$

$$\dot{m}_{air} = \dot{m}_{fuel} \times AF, \quad \rho = \frac{P_{atm}}{RT_{AC}},$$

$$V_{MAX} = SV \times \frac{RPM}{60} \times \frac{2}{NC},$$

(NC= number of cycle)

따라서, 체적효율 판정의 오차는 연료량 측정, 밀도 계산, 공연비 계산에서 오는 것이다.

2.2.1 연료량 측정 오차

연료량은 AVL사의 중량식 연료량계를 사용하였으며, 수시로 점검하여 보정(Calibration) 중량의 측정값 오차가 0.4%를 넘지 않도록 하였다. AVL 연료량계의 보정 오차(공칭)는 0.12%이므로 측정 중에 연료 온도가 변하지만 않는다면 연료량 오차는 관리할 수 있다.²⁾

2.2.2 밀도계산의 오차

이상기체 상태방정식에 의한 밀도계산의 오차는 두 가지인데, 이상기체 상태방정식 자체의 오차(즉, $p = P/ZRT$ 에서 $Z=1$)와 압력 및 온도측정의 오차이다. 이 중 상태방정식 자체의 오차는 항상 일관성이 있으므로 논외로 하고, 대략 절대압 0.1 kPa 당 0.1%, 온도 1 °C 당 0.3% 정도의 오차를 가져온다고 볼 수 있다. 절대압 측정은 0.1 kPa 까지 정확하다고 볼 때 0.1%, 온도측정 오차가 0.5°C 정도 있다고 해도 절대온도에 미치는 영향 역시 0.15% 정도이므로, 밀도측정의 오류는 최대 0.25% 정도이다.

2.2.3 Spindt 식 적용의 오차

연료량, 압력과 온도가 정확하다면 마지막으로 공연비 식의 오차를 판정해야 한다. 배기가스의 농도를 측정하여 공연비를 추정하는 방법에는 여러 가지가 있는데,³⁾ 그 중 가장 간단한 Spindt 식이 널리 쓰인다. 그런데, 실제로 가스분석기의 측정값은 어느 정도의 오차를 내포하고 있으므로

공연비 식에는 오차가 수반될 수 있다. 시험 중에 분석기의 스펠(span) 값은 1% 미만의 드리프트(drift)가 허용된다. 이 때의 오차를 판정해 보자.

널리 알려진 바와 같이, Spindt 식에 의한 공연비 판정은

$$AF = F_b \left[11.492 \times F_c \frac{1+R/2+Q}{1+R} + 120 \times \frac{1-F_c}{3.5+R} \right]$$

여기서

$$F_b = \frac{CO(\%) + CO_2(\%)}{CO(\%) + CO_2(\%) + THC(ppmC)/10000}$$

$$F_c = \frac{12.01}{12.01 + 1.008 \times HCR}$$

$$R = \frac{CO(\%)}{CO_2(\%)}, \quad Q = \frac{O_2(\%)}{CO_2(\%)}$$

와 같이 된다.

위의 공연비 식은 복잡하지만, CO, CO₂, O₂, THC, HCR(hydrogen-carbon ratio) 등의 변수에 대하여 미분 가능하다. 연료의 HCR을 정확히 모르는 오류를 감안하고 분석기 스펠 값의 드리프트가 ϵ % 있다고 가정하여, 각 변수를 측정값과 실제 값으로 나누면,

$$HCR = HCR_o \times (1 + \epsilon_1/100)$$

$$CO_2 = CO_{2o} \times (1 + \epsilon_2/100)$$

$$CO = CO_o \times (1 + \epsilon_3/100)$$

$$O_2 = O_{2o} \times (1 + \epsilon_4/100)$$

$$THC = THC_o \times (1 + \epsilon_5/100)$$

(하첨자 o는 실제 값, HCR_o = 1.85)

와 같이 된다. 위 식을 공연비 식에 대입하고 각각의 ϵ 값에 대해 미분하면 각 변수의 오차(%)에 대한 공연비의 오차를 예측할 수 있다. 해석적인 미분은 Mathematica S/W를 이용하여 수행하였다. 그 결과, 모든 값에 대한 1차 및 2차 미분 ($\frac{\partial^2 AF}{\partial \epsilon_i \partial \epsilon_j}$)을 얻을 수 있었으며, 모든 2차 미분 값은 정확히 0이거나 1차 미분 값에 비하여 상당히 작았다. 2차 미분 값이 1차 미분 값에 비해 적다는 것은 두 가지 의미를 갖는다.

첫째, 1차 미분의 값을 이용하여 선형화된 근사식을 만들었을 때 즉 $AF \approx AF_0 + \sum_{i=1}^5 \frac{\partial AF}{\partial \varepsilon_i} \times \varepsilon_i$ 로 근사할 때 ε 값이 어느 정도 커져도 실제의 Spindt 식과 그 오차가 거의 없다. 둘째, 여러 변수에 의한 오차가 복합적으로 작용할 때 그 값은 각각의 오차에 의한 영향의 합과 같다. 이 오차는 HCR, CO₂ 등의 실제 값, 즉 실제 공연비에만 영향을 받는다. 기존의 시험결과를 이용하여 몇 가지 공연비 값을 얻는 배기 값에 대해 위 방법을 적용하고, 그 오차를 판정한 결과를 아래의 Table 3에 나타내었다. 이것을 보면, 배기가스 측정값 오차가 공연비 오차에 미치는 영향은 농후한 쪽에서는 CO₂와 CO가 크며, 희박한 쪽에서는 CO₂와 O₂가 큰 것을 알 수 있다.

Table 3 Error analysis on spindt equation

| 기준 AF ₀ | 1% Error에 의한 AF 판정오차 | | | | | 최대 오차 AF | 최대 AF err% |
|--------------------|----------------------|-----------------|--------|----------------|--------|----------|------------|
| | HCR | CO ₂ | CO | O ₂ | THC | | |
| 13.00 | .0243 | .0121 | -.0115 | .0012 | -.0020 | 13.05 | .394 |
| 14.49 | .0253 | .0005 | -.0022 | .0039 | -.0022 | 14.53 | .237 |
| 15.59 | .0245 | -.0105 | -.0007 | .0131 | -.0022 | 15.64 | .324 |
| 16.63 | .0227 | -.0210 | -.0008 | .0239 | -.0026 | 16.71 | .424 |
| 17.50 | .0214 | -.0296 | -.0009 | .0329 | -.0030 | 17.58 | .499 |
| 18.44 | .0200 | -.0389 | -.0011 | .0428 | -.0037 | 18.54 | .573 |
| 19.73 | .0180 | -.0514 | -.0013 | .0567 | -.0052 | 19.86 | .667 |
| 20.60 | .0164 | -.0596 | -.0014 | .0667 | -.0070 | 20.75 | .728 |
| 21.03 | .0156 | -.0635 | -.0015 | .0718 | -.0082 | 21.19 | .758 |

이론공연비 부근에서는 이 오차가 최소가 되며, 각각의 배기가스 농도오차가 부호가 달라 서로 상쇄되지 않고 최대의 오차를 얻는 조건을 가정하여도, 최악의 조건에서 공연비 13.0에서 0.4%, 공연비 14.5에서 0.2%, 21.0 부근에서 0.8% 이내임을 알 수 있다. 또한, 동일한 시험유를 공급하는 동안에는 HCR이 일정하므로, 상대비교에서 HCR의 영향을 배제하면 최대오차는 공연비 13.0에서 0.2%, 공연비 14.5에서 0.1%, 공연비 21.0에서 0.7% 정도가 된다.

결론적으로, 배기 분석기의 스펠 드리프트를 1% 내에서 유지한다면, 체적효율의 재현성은 최

대 0.85 % (밀도측정오차 0.25% + 연료소모율 오차 0.4% + 배기 측정오차 0.2%) 이내로 들어 오게 된다. 따라서, Spindt 식이 갖는 근본적인 오차를 무시하면, 체적효율은 상당히 정확하게 측정되며, 재현성이 확보될 수 있다. 본 실험의 경우는 실험 전후에 CO와 CO₂, O₂가 최대 0.7% 정도 낮아지는 방향으로의 드리프트가 있었으며, THC 스펠은 거의 변하지 않았다. 그런데, 위의 표를 볼 때, 그 결과로 AF이 변하는 경향은 서로 상쇄된다. 따라서, 전부하 공연비는 항상 일관성 있게 측정된 것으로 판단되며, 유사한 대기 조건에서 같은 실험장비로 측정하여 체적효율이 1% 이상 차이가 났다면, 실제로 흡입효율이 변한 것으로 결론지을 수 있다.

3. 결과 및 분석

Fig.2 에 네 가지 경우에 대한 전부하 성능이 나타나 있다. 점화시기는 최적 점화시기(MBT : minimum spark advance for best torque) 또는 노킹 발생 점화시기(DBL :detonation border line)-2° 이며 그림에서 점화시기의 지각은 노킹이 빨리 발생하였다는 것을 의미한다.

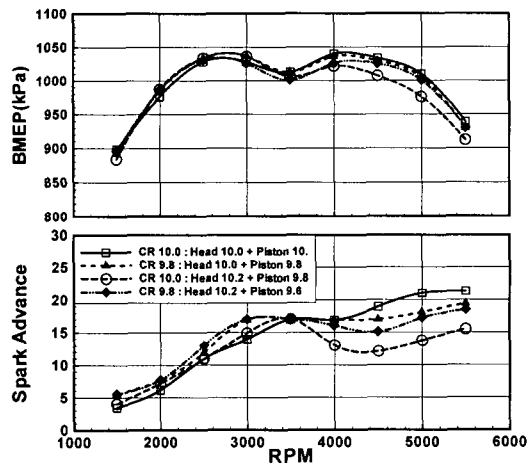


Fig. 2 Full load performance according to CR

압축비 9.8의 경우가 standard 압축비 10.0의 경우에 비해 저, 중속 구간은 우세하고, 고속 구

간에서 약간 열세인 것으로 나타났다. 반면, 헤드 쪽 체적을 줄이고 압축비 10.0으로 맞춘 사양은 고속 구간에서의 노킹이 심해져서 출력 저하가 두드러진다.

Fig. 3을 보면 압축비 9.8인 피스톤을 사용한 경우가 압축비 10.0인 피스톤을 사용한 경우보다 체적효율이 1.5-2% 높으며, 압축비 9.6인 피스톤을 사용하면 체적효율이 2.5-3% 높은 것으로 나타났다.

압축과정을 $PV^n = const.$ 인 polytropic process로 가정하면, 압축말 압력과 흡기말 압력의 관계는 $P_2 = P_1 \left(\frac{V_1}{V_2} \right)^n$ 와 같이 되고, 흡기말 압력은 흡입공기량에 비례할 것이므로 압축 말기의 압력은 흡입공기량과 압축비에 따라 결정된다. 즉, 압축비가 저하하여도 체적효율 상승이 합쳐져서 작용하면 실제로 압축말기의 압력은 크게 떨어지지 않으며, 출력저하도 적거나 오히려 상승한다. 또한, 같은 압축비에서 헤드 측 체적이 줄고 피스톤 보울이 깊어져서 체적효율이 상승한 경우는 압축말기 압력이 상승하므로, 노킹이 발생할 가능성이 커진다. 이러한 현상은 체적효율 증가가 큰 고속역에서 두드러진다.

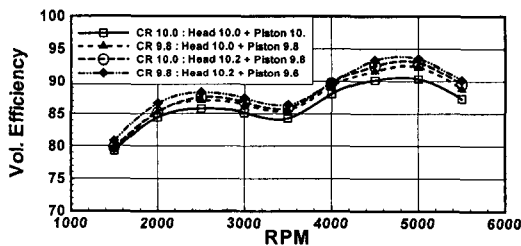


Fig. 3 Volumetric efficiency according to CR

적정한 체적 배분을 통해 동일 압축비에서 흡입 효율을 증대시킬 수 있다는 사실은 본 실험뿐만 아니라 다양한 엔진에서 실험한 결과 일관성 있는 결과를 나타내었고 이를 간략하게 Table 4에 정리하였다. 여기서 A, B, C, D 엔진은 흡기 포트, 연소실 형상 및 밸브 타이밍이 서로 다른 엔진이다.

Table에 나타낸 바와 같이 헤드 측의 체적을 줄이는 경우 일관되게 체적 효율과 최고 출력이 증대됨을 알 수 있고 심지어 적은 헤드 체적은 압축비의 열세를 극복할 수 있음을 알 수 있다.

Table 4 Effects of combustion chamber volume distribution

| Engine | CR | Vh/Vc(%)* | Max. η_v | Vh(cc) | Max. BMEP |
|--------|------|-----------|---------------|--------|-----------|
| A | 9.9 | 86.0 | 92.5 | 36.1 | 1077 |
| | 9.5 | 82.0 | 92.3 | 36.1 | 1077 |
| | 9.9 | 81.9 | 93.7 | 34.4 | 1091 |
| B | 9.9 | 81.6 | 94.1 | 34.3 | 1098 |
| | 9.5 | 82.0 | 87.5 | 36.1 | 1036 |
| C | 9.9 | 86.0 | 87.6 | 36.1 | 1042 |
| | 9.9 | 86.0 | 88.0 | 36.1 | 1061 |
| | 9.5 | 82.0 | 91.1 | 36.1 | 1077 |
| D | 10.0 | 87.1 | 94.0 | 36.5 | 1080 |
| | 9.6 | 82.5 | 94.5 | 36.5 | 1118 |

*:헤드 체적과 연소실 체적 비

Fig. 2의 점화시기를 보면 저속역에서는 압축비 9.8일 때 10.0에 비해 약 2도 정도 지각되며, 3500 rpm에서는 점화시기가 같고 (모든 경우에 MBT=DBL-2), 4000 rpm 이상에서는 압축비 9.8일 때 흡입효율의 증가로 압축비 10.0인 상용의 엔진보다 오히려 노킹 특성이 악화되며, 헤드 측 체적을 줄인 압축비 10.0의 사양은 압축비와 흡입효율이 모두 높아서 노킹 특성이 가장 안 좋은 것으로 나타났다. 압축비 10.0의 상용 엔진은 4000 rpm이상에서 최적 점화시기(MBT)가 노킹 발생 점화시기(DBL)에 선행하였다.

Fig. 4에 최적 점화시기에서의 제동 평균유효 압력(BMEP : brake mean effective pressure)을 나타내었다. 대체로 압축비 10.0의 사양이 최적 점화시기 BMEP가 약간 높으나, 고속역의 최적 점화시기 BMEP는 거의 동등하고 각 사양의 노킹 특성에 의하여 출력이 결정되는 것으로 나타났다.

DBL-2로 점화시기를 제한한 데 따른 출력저하는, 압축비 10.0의 상용 엔진은 저속에서, 헤드

체적을 줄인 사양은 고속에서 특히 심했다. 최적 점화시기는 압축비보다는 헤드 체적에 따라 같은 경향을 보였는데, 저속에서는 거의 같으나 고속에서는 헤드 체적이 적은 경우가 최적점화시기가 지각되었다

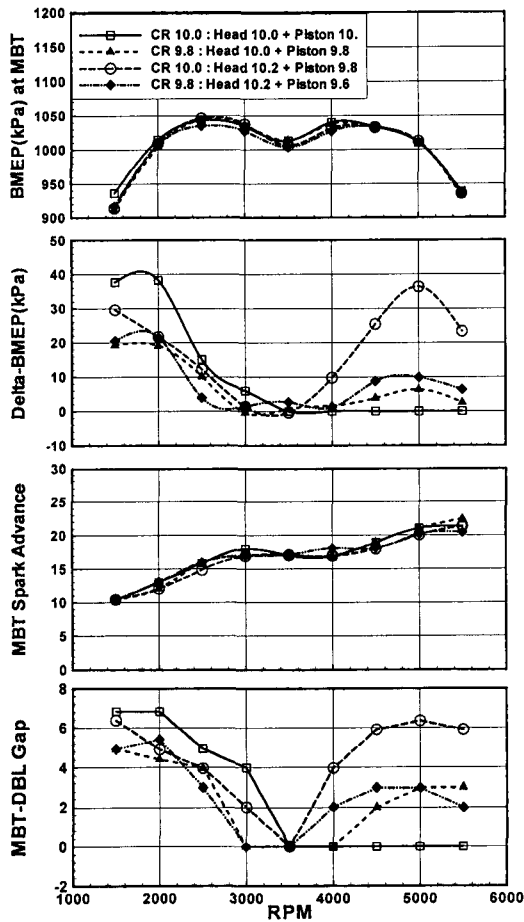


Fig. 4 Full load performance at MBT

Fig. 5의 BMEP COV 측정결과는 압축비 9.8의 사양이 최적 점화시기에 가깝게 운전되어 안정된 연소를 할 수 있음을 보여준다.

연료소모율은 압축비 9.8 사양이 압축비 10.0 사양에 비해 1~2 % 악화되는 것으로 측정되었으며, 동일 압축비에서도 헤드 쪽 체적을 줄인 사양이 연비가 약간 더 악화되었다. 압축비 저하에 의한 연비 악화는 일반적인 현상이지만, 이 경우

의 연비악화는 그 원인이 전적으로 연소효율 저하에서 온 것만은 아니며, 노킹 특성 악화, 마찰 증가 등이 복합적으로 작용한 결과이다.

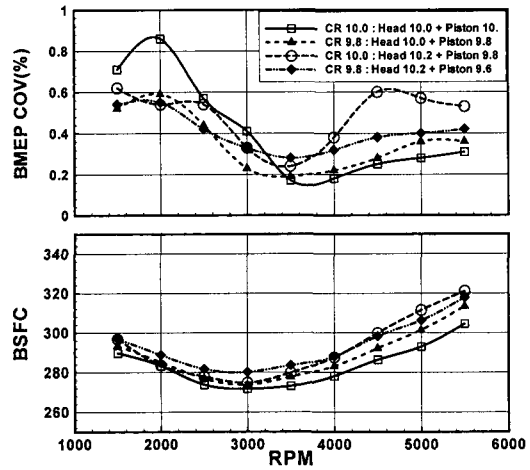


Fig. 5 BMEP COV and BSFC according to CR

Fig. 6의 마찰 평균 유효압력(FMEP: friction mean effective pressure)을 보면 압축비 9.8용의 피스톤을 교체하고 나서 FMEP가 증가하였으며, 9.6용의 피스톤을 교체하고 나서 FMEP가 약간 줄었으나 완전히 회복되지는 않았다. 이 원인은 피스톤을 교체하는 과정에서의 이상마모 또는 윤활유 오염 등에 의한 것으로 추정된다. 이러한 손실이 같다고 가정하였을 때, 즉 BMEP에 FMEP를 더한 도시 평균 유효압력(IMEP: indicated mean specific pressure)을 그리면 Fig. 6의 아래 그림과 같다. 이 결과는 원래의 헤드에 압축비 9.8용의 피스톤을 조합한 것이 가장 큰 출력을 얻음을 보여준다.

압축비 0.2 정도의 변화를 주기 위해서는 피스톤 상면 또는 헤드 하면을 0.2 mm 정도 가공하는 것에 불과하다. 통상 엔진에서 최소 벽면 두께가 5 mm정도이고 헤드 제작시 주물에 의한 오차도 2 mm 정도인데 이러한 주물 오차에 의해서도 심각한 성능의 변화는 발생하지 않는다. 이로 미루어 보아 0.2 mm의 변화로 심각하게 연소, 열전달, 경계층, 유동이 바뀌는 현상은 발생하

지 않으며 또한 이것은 체적효율에 영향을 미치는 요인은 아니다. 단지 추론 할 수 있는 한가지 가능성은 배기 효율의 변화로 체적 효율이 변했다는 것인데 이의 정확한 확인을 위한 실험이나 해석은 추후 과제로 추진할 예정이다.

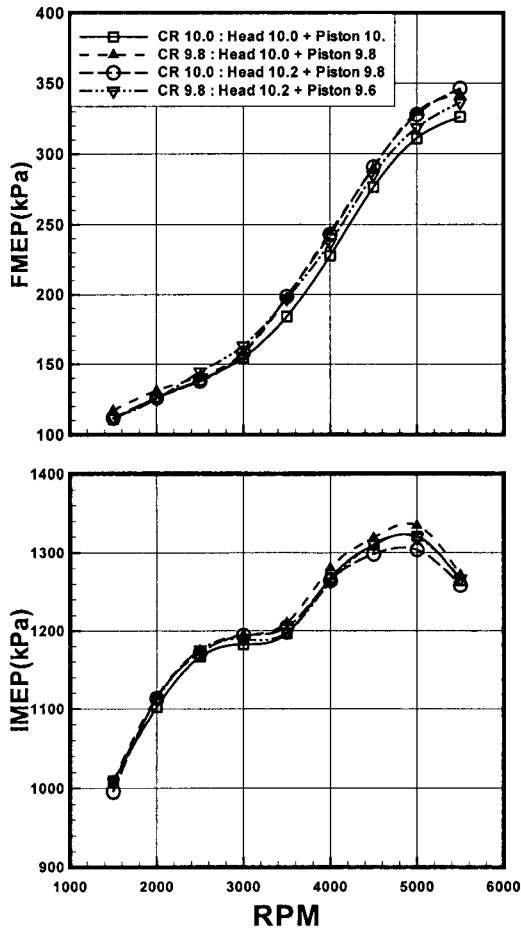


Fig. 6 FMEP and IMEP according to CR

4. 결론

본 실험에서는 압축비 10.0의 상용 엔진에서 피스톤 보울 체적을 변경시키고, 헤드 하면을 가

공하여 압축비를 회복시키는 작업을 병행하여 압축비 변경의 영향 및 동일압축비에서 체적배분의 영향을 보고자 하였다. 그 결과 다음과 같은 결론을 얻었다.

- 1) 피스톤의 보울을 깊이 파고 헤드 측의 체적을 줄이면 동일 압축비에서 흡입효율이 상승한다.
- 2) 피스톤 보울 체적 증가에 의한 흡입효율 상승은 압축비 저하에 의한 열효율 감소를 상쇄할 수 있으므로, 최대 성능을 내는 압축비는 10.0 이하에서 결정될 수 있다.
- 3) 압축비 10.0에서 체적효율 상승은 노킹 특성이 지나치게 악화되어 성능을 저감시킬 수 있다.
- 4) 노킹 특성을 개선하는 데 한계가 있으므로, 흡입효율이 좋은 엔진의 압축비는 10.0 미만으로 가는 것이 유리하다. 그러나, 흡기계 구성상 흡입효율을 높일 수 없는 경우는 고압축비화가 유리하다.
- 5) 연료량 측정과 상태식에 의한 공기 밀도의 산출 그리고 공연비 측정에 의한 흡입효율 산정은 1% 범위 내에서 재현성을 갖는다.

참고 문헌

- 1) R. S. Spindt, "Air-Fuel Ratios From Exhaust Gas Analysis", SAE 650507, 1965.
- 2) AVL Fuel Meter 733 Manual : AVL Gmbh, 1998.
- 3) D. Lynch and W. J. Smith, "Comparison of AFR Calculation Methods and Mass Flow Measurement", SAE 971013, 1997.
- 4) Mathematica Manual, Wolfram Research, 1994.