〈논문〉 SAE NO. 99370188

천연가스 연료조성이 엔진 연소특성에 미치는 영향

Effects of Natural Gas Composition on Combustion Characteristics in a Gas Engine

이 중 성*, 유 현 석*, 윤 영 석*, 한 정 옥**
Joongseong Lee, Hyunseok You, Youngseok Yoon, Jeongok Han

Abstract

Natural gas is an attractive fuel in view of environmental benefits due to its low carbon-to-hydrogen ratio. However, its compositions and properties are varied depending upon production regional groups. Therefore, study on the combustion characteristics of natural gas engines with a variety of compositions has been demanded for the efficient application of gas engines.

This study aims to investigate the effects of gas composition on engine combustion characteristics. It was found that, by controlling an engine with fixed fuel nozzle area, power and heat release were subject to Wobbe Index. And at fixed excess air ratios, power and heat release were subject to low heating value of unit mixture. In addition, in case of constant nozzle area, combustion duration was found to be inversely proportional to CP(Combustion Potential), and the condition of fixed excess air ratios showed no change in combustion duration, regardless of CP.

주요기술용어 : Combustion Duration(연소기간), Wobbe Index(웨버지수), Combustion Potential (연소속도지수), Gas Composition(가스조성)

1. 서 론

천연가스는 저공해성, 경제성 등의 장점으로 이용범위가 확대되고 있으며 우수한 내노킹성 연료로 인해 자동차 연료로의 사용이 확대되고 있다. 이러한 천연가스는 자연상태의 가스전으로부터 채취되기 때문에 조성이 일정치 않다. 따라서 자동차 연료로 사용할 때 천연가스의 종류에 따라 엔진성능 및 배기가스 등이 영향을 받을 것으로 예상된다. 가까운 장래에 예상되는 CNG차량의 실용화 및 저변확대를 대비하여 물성이 다른 천연

* 한국가스공사 연구개발원
** 정회원, 한국가스공사 연구개발원

가스에 대한 엔진의 가스호환성 및 연소특성을 체계적으로 분석하는 기술에 대한 연구가 시급하다.

국내외의 관련연구로, 점화각의 변화와 공연비 변화에 따른 출력변화 실험을 한 Mendis[1], 가스성분과 옥탄가 관계와 메탄과 옥탄가와의 관계를 정립한 Kubesh[2] 등이 있다. 이 밖에도 가스조성별 성능 및 배기특성에 관한 연구가 자동차 선진국을 중심으로 활발한 연구가 진행되어 왔으며, 국내에서는 자동차사를 중심으로 부분적인 연구가 진행되고 있다.

본 연구에서는 천연가스의 수입 다변화시 천연가스 자동차의 성능에 미치는 영향을 조사하고 조성변화에 따른 천연가스의 물성 및 연소특성에 관한 종합적인 데이터를 확보하고자 한다. 이를 위해 단기통 실험엔진에서 국내 천연가스에 대한 엔진 성능을 실험적으로 조사하였고 조성변화에 따른 영향을 비교 분석하였다. 이를 토대로 연료조성이 엔진 성능에 미치는 영향을 예측함으로써 향후 천연가스 도입 다변화 시 공급조건 판단기준으로 활용할 수 있을 것으로 기대된다.

2. 산지별 천연가스의 물성 및 시험연료 선정

2.1 산지별 천연가스 물성

산지별 천연가스 조성 및 물성은 메탄이 주성분으로, 에탄, 프로판 및 부탄이 수%~수 십% 함유되어 있다. 천연가스는 산지에 따라 조성이 다르므로, 연료특성치인 발열량, 웨버지수(WI)와 연소속도지수(CP)등이 다르다. 한편 WI와 CP는 가스의 특성을 구분하는 그룹군 결정 및 호환성 판정에 중요한 변수로 이용되기 때문에 이런 물리적 특성 변화가 엔진 성능에 미치는 영향을 살펴보기 위하여, 우선 30여종의 조사된 산지별 천연가스들을 WI와 CP로 구분하여 Fig.1에 도시하였다.

WI와 CP를 이용해 성질이 다른 가스들을 그룹별로 분류한 11A(WI:12,000~11,000), 12A(WI:12,850~11,750) 및 13A(WI:13,800~12,600) 그룹에 대부분 분포되어있으며 산지별 천연가스의 분포는 랜덤한 분포형태가 아니고 크게 4 그룹으로 구분됨을 알 수 있다. 대부분의 가스들은 13A 그룹에 속해 있고, 12A, 11A 순으로 분포된다.

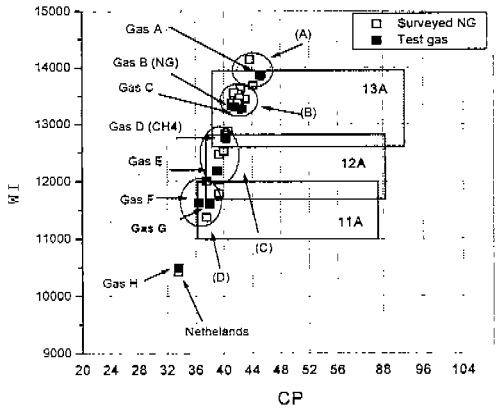


Fig.1 Classified gas group in terms of Wobbe number and CP value based on surveyed and tested natural gases

2.2 시험연료 선정

시험연료는, 우선 조사대상 가스의 웨버지수의 최대, 최소치를 포함하도록 시험가스 성분을 선정하였고, 또한 동일 가스그룹에서 메탄농도에 대해, 거의 최대 최소치를 포함하도록 선정하였다. Table 1에 시험연료의 조성과 물성치를 나타냈다. 엔진에 영향을 미치는 주요 물성치로서는, 발열량과 옥탄가 등을 들 수 있으며 천연가스 고유의 특성치로서 WI 및 MCP(Maximum Combustion Potential,or CP)가 있다. MCP는, 수치가 클수록 연소속도가 빠른 것을 의미하며 WI는 단위 오리피스 면적당 출력의 지표를 나타내며, 압력차를 이용한 노즐연료공급방식의 경우 엔진의 연료공급특성에 영향을 미칠 것으로 생각된다. 천연가스의 모터옥탄가(MON)는, 약 120이상이기 때문에 통상의 측정법으로는 측정이 곤란하며, 여기에서는 GRI/SwRI에서 Steven에 의해 제안된 아래의 실험식[3]에 의해 계산하였다.

Table 1 Properties and compositon of test gases

Fuel(Gas)	A	B	C	D	E	F	G	H
	13A	13A	13A	12A	12A	11A	11A	11A<
WI(Kcal/Nm^3)	13856	13309	13265	12746	12185	11622	11606	10484
MCP	45.1	41.5	42.6	40.2	39.1	36.5	38	33.6
(A/F)st	11.52	10.5	10.83	9.55	9.60	9.29	8.9	8.7
H/C	3.57	3.76	3.65	4.0	3.85	3.84	3.97	3.53
MON	113.4	123	117.1	140.1	128.1	127.6	137.7	111.9
HHV(Kcal/Nm^3)	11534	10505	10833	9526	9587	9254	8886	8675
Mixture LHV, λ:1.0	834	824	828	813	828	811	808	807
Specific gravity to air	0.69	0.62	0.67	0.56	0.62	0.63	0.59	0.68
H2(vol%)	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	1.2	0.6
N_2	0.0	0.02	2.0	0.0	4.0	9.0	6.9	3.4
CO	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0
CO2	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	9.2
CH_4	75.5	90.87	80.0	100	90.0	85.0	91.0	83.0
C_2H_6	22.5	5.81	15.5	0.0	4.0	4.0	0.5	2.3
C_3H_8	2.5	2.38	2.5	0.0	2.0	2.0	0.4	1.5
C_4 <	0.0	0.92	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0

$$MON = C_0 + C_1 \times x + C_2 \times x^2 + C_3 \times x^3$$

여기에서,

x : H/C 비

C_0 : -406.14, C_1 : 508.04

C_2 : -173.55, C_3 : 20.17

가스연료의 성질을 평가하는 주요 인자로서 WI와 MCP의 정의는 아래와 같다.

$$WI = \frac{HHV}{\sqrt{d}}$$

여기서,

HHV : 총발열량$Kcal/Nm^3$(표준상태 : STP)

d : 천연가스의 비중(대 공기)

$$MCP = k\,\frac{H_2 + 0.6(CO + C_mH_n) + 0.3CH_4}{\sqrt{d}}$$

여기서, H_2, CO, CH_4는 연료가스 각성분의 용적 %, C_mH_n는 메탄 이외의 탄화수소 성분의 용적 %, d는 공기를 1로 했을 때의 연료가스의 비중, k는 O_2함유율에 대한 보정계수이다.

2.3 웨버지수와 혼합비와의 관계[4]

노즐 연료공급방식의 엔진에서 가스 유량은 노즐 전후단의 압력차에 의해 변하게 되며 압력차와 노즐형상이 일정할 경우 연료특성치인 웨버지수(WI)에 영향을 받는다. 엔진운전시 공기량이 일정하더라도 연료조성이 변할 경우 연료공급량이 변하기 때문에 엔진 연소특성은 달라질 수 있다. 이와 같은 영향을 판단하기 위해 WI와 공기과잉률과의 관계를 정리하면 다음과 같다. 즉, 연료공급노즐의 단면적을 일정하게 유지한 상태에서 연료가 공급되는 경우, 혼합기의 공기과잉율(λ)과 WI의 관계는 다음과 같다.

$$q_f = A_0 \cdot Q_v \cdot \sqrt{\frac{2\,\Delta p}{\rho_f}}$$

$$Q_v = Q_c \cdot \rho_f$$

$$\lambda = \frac{F_i}{F_s} = \frac{M_a}{q_f \cdot \rho_f} \cdot \frac{1}{F_s}$$

$$\lambda = \frac{\sqrt{\rho_{aSTP}} \cdot Qc}{A_0 \cdot \sqrt{2\,\Delta p} \cdot WI} \cdot \frac{M_a}{F_s}$$

여기서,

q_f : 연료의 체적유량
Q_v : 이 온도압력 하에서의 체적 당 열량
Q_c : 이 온도압력 하에서의 중량 당 열량
A_0 : 오리피스 단면적
Δ_p : 오리피스 전후의 차압
ρ_f : 이 온도압력 하에서의 연료밀도
ρ_{aSTP} : 공기의 밀도(표준상태)
F_i : 혼합기의 공연비
F_s : 이론혼합기의 공연비
M_a : 흡입공기 질량유량
WI : 웨버지수

여기서, 천연가스 성분 중 C_4까지의 탄화수소에 대해서는, Q_c / F_s는 거의 일정하고, M_a의 변화는 1% 이내이므로, 노즐 단면적 A_0, 오리피스 전 후의 차압 Δ_p가 같은 경우에,

$$\lambda \propto WI^{-1}$$

즉, 공기과잉률(λ)의 변화는, 웨버지수에 반비례하는 특성을 갖는다.

3. 실험용 단기통 엔진 및 실험장치 구성

3.1 실험장치

실험엔진은 배기량 500㎖, 압축비 9.0의 4사이클 단기통 스파크점화엔진으로 연소실은 pent roof 형이다. 이 엔진은 점화전극이 연소실 중앙에 위치하는 16-valve DOHC 엔진을 개조한 것으로 기존 엔진의 크랭크 케이스, 엔진블록과 헤드를 수정없이 사용하였고, 다른 실린더 보다 상대적으로 공간 접근이 용이한 4번 실린더를 이용하였으며 주요 제원은 Table 2와 같다. 천연가스 엔진의 경우 적정 압축비가 12~13:1 정도로 알려져 있는데, 본 실험에서는 압축비가 9.0:1인 기존 엔진 실험 장치를 그대로 이용하였다. 연료간의 상대적인 엔진 연소특성을 비교하는 본 연구에는 큰 문제가 없는 것으로 생각된다.

Table 2 Major specificatons of a test engine

구 분	제 원
내경×행정(mm)	85×88
실린더 수	1
압축비	9.0
연소실	Pent roof type
점화형식	트랜지스터식

실험장치의 구성은 Fig.2와 같다. 천연가스는 150bar로 충전된 CNG 실린더에서 압력조절기에 의해 2.8 Kg/cm^2(40psi)의 정압으로 감압하여 사용하였으며 감압된 가스는 질량유량계(Model : Tylan General FC-280) 및 밸브를 거쳐 흡입공기와 혼입되도록 하였다. 흡입공기온도는 30℃로 조절하여 공급하였다.

점화는 TCI(Transistor Controlled Ignition)방식

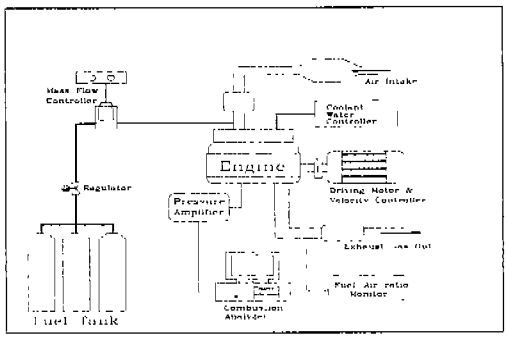


Fig.2 Schematic diagram of an overall experimental system

으로 PC를 통해 점화시기를 조절하였고, 연소압력은 점화프러그형 piezo-type 압력센서를 사용하여 측정하였으며 PC로 구성된 데이터 수집장치를 통해 1°간격으로 수집하였다. 한편 공연비 결정을 위해 층류유량계(laminar flow meter) 및 질량유량계(mass flow meter)를 사용하여 공기량과 연료량을 각각 측정하였다.

3.2 실험방법

실험조건은 연료노즐면적 일정인 경우(Ao = const)와, 공기과잉률 일정(λ=1.0)인 경우 두 경우로 구분하여 연료공급방법의 차이에 따른 영향을 조사하였다. 연료노즐면적 일정의 경우는 기화기(carburetor)방식의 연료공급방식에 해당되며 노즐 전 후단에서의 압력차에 의해 연료가스가 공급되는 방식이다. 공연비 일정조건의 경우는 분사밸브를 채택하고 있는 대부분의 전자제어 연료공급방식의 경우이다. 연료노즐면적을 일정하게 유지시키기 위해 질량유량계의 유량조절기능을 정지시키고 후단에 니들밸브를 설치하여 기준가스(천연가스)의 경우에 설정한 밸브 개도를 일정하게 유지시키고 시험가스를 대체하여 성능변화를 관찰하였다. 공연비 일정조건의 경우는 배가스 하류에 λ 센서를 설치하여 일정공연비 조건이 되도록 가스량을 조절하였다.

엔진의 운전조건은 회전속도 1400rpm, 흡기밸브 전개(wide open throttle : WOT)조건이며 점화시기는 모든 조건에 대해서 기준가스의 MBT 조건인 25° BTDC로 일정하게 유지하였다. 한편 평가항목은 출력(IMEP : 도시평균유효압력), COV(cycle-to-cycle variation), 압력 상승률(pressure rate), 점화지연(ignition delay : 0%～10%), 주연소기간(rapid burning angle : 10%～90%), 열방출량(heat relea- se) 및 조성변화에 따른 공연비 특성으로 연소압력 및 공기, 연료량을 측정하여 분석하였다.

4. 실험결과 및 고찰

가스엔진에서 연료가스의 조성변화에 따른 성능변화를 비교하기 위해 시험가스를 연료노즐단면적 일정조건과 이론공연비 일정조건(λ=1.0)으로 공급할 경우 엔진성능을 각각 조사하였다.

4.1 조성변화가 공연비에 미치는 영향

Fig.3은 연료노즐 단면적을 일정하게 한 경우에, 연료조성 변화가 공기과잉률에 미치는 영향을 나타낸 것이다. 그림에 의하면 WI에 따라 λ는 거의 반비례하는 것으로 나타났고 기울기는 -0.9정도임을 알 수 있다. 즉, 웨버지수 변화에 비해 공연비 변화폭이 다소 작게 나타난다. 이 결과로 부터 기화기식 엔진에서 웨버지수가 작은 가스를 대체시 공기과잉률이 커지는 특성을 보이기 때문에 희박조건으로 운전됨을 의미한다. 즉, 동일한 운전조건하에서 연료조성이 변할 경우 공연비는 웨버지수에 반비례하는 특성을 확인하였다. 그림에서 실선으로부터 다소 벗어난 것은 질소 등 불활성가스가 많이 포함되어 있기 때문이라고 판단된다.

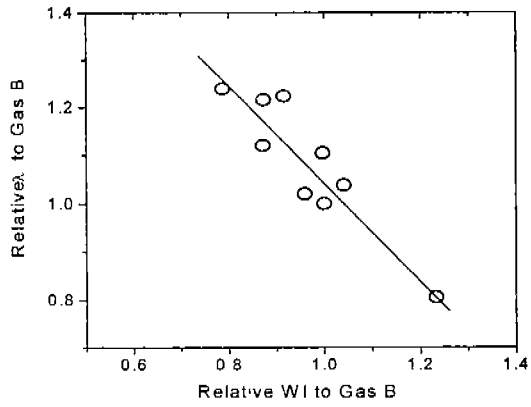
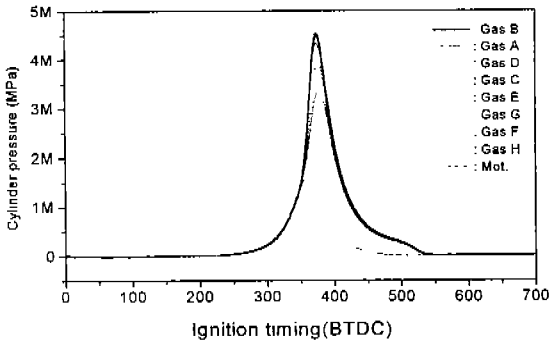


Fig.3 The relation of WI and excess air ratio (λ) in the condition of constant fuel nozzle

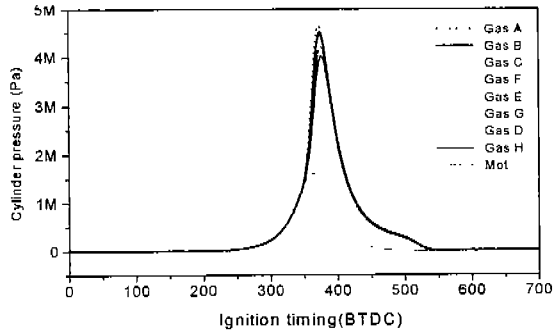
4.2 평균압력 변화에 미치는 영향

Fig.4(a)는 노즐일정 조건에서 얻어진 20사이클의 평균압력변화를 나타낸다. 노즐일정 조건에서는 기준가스인 Gas B가 최고압력이 가장 크고,

웨버지수가 가장 작은 Gas H가 가장 작다. 이 경우는 연료노즐이 일정한 상태에서 연료조성을 변화시킴으로서 웨버지수에 반비례하는 공연비 특성을 갖기 때문에 Gas A, B를 제외한 다른 시험연료들은 과잉 공기조건(λ>1.0)으로 운전되기 때문으로 판단된다.



(a)



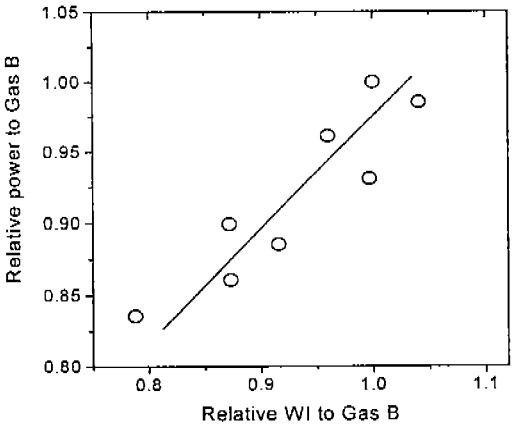
(b)

Fig.4 Variation of pressure with time for the case of (a) constant nozzle fuel and (b) constant excess air ratio(λ =1.0)

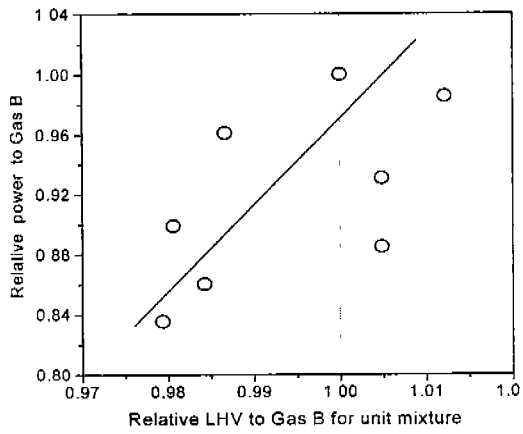
한편 Fig.4(b)는 WOT조건에서 연료공급조건을 변화시켜 이론 공연비 조건으로 운전한 결과이다. 이 경우는 가스조성에 관계없이 일정공연비 관계를 유지한 경우로 Fig.4(a)의 경우와 비교하면 최고압력차이가 크지 않으며 가스종류별 변동은 매우 작음을 관찰할 수 있다. 결국 가스조성 변동시 공연비제어방식의 엔진에서는 출력변동이 크지 않을 것으로 예상되며 기화기식 엔진의 경우는 출력변화가 크게 나타나기 때문에 적절한 튜닝이 필요할 것으로 판단된다.

4.3 출력 및 사이클 변동에 미치는 영향

Fig.5(a)는 연료공급 노즐 단면적이 일정한 조건에서 연료변화에 따른 WI와 출력과의 관계를 나타낸 것이다. 기화기방식의 연료공급 방식의 경우 IMEP는 연료가스 비중이 고려된 WI와 거의 선형적인 비례관계가 있음을 알 수 있다. 비례관계를 살펴보면 기울기가 약 0.8정도로 웨버지수 변화에 대해 출력(IMEP) 변화는 영향이 작음을 나타내주는 결과이다. 즉, 10%의 웨버지수 변화에 대해 IMEP는 약 8%의 변화가 있음을 알 수 있다.



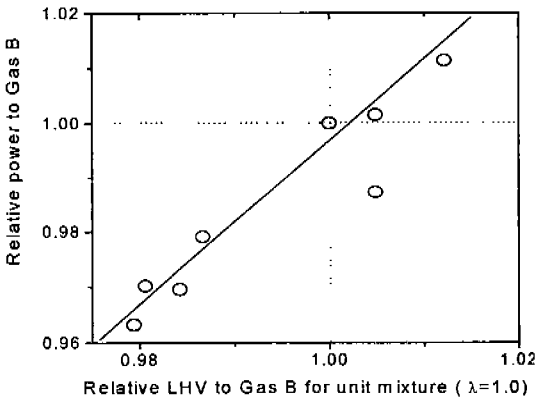
(a)



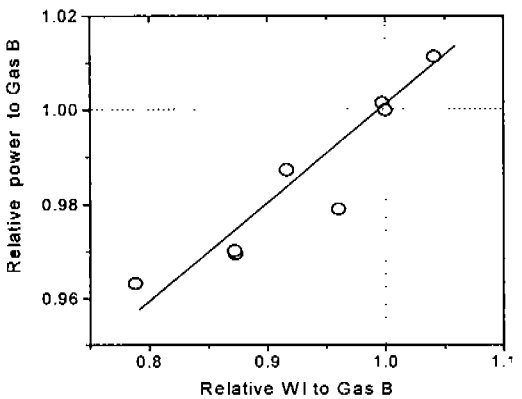
(b)

Fig.5 The relations of (a) power and WI, (b) power and heating value for the case of constant fuel

한편 연료의 웨버지수 대신 발열량과 출력과의 관계를 정리한 것이 Fig.5(b)이다. 그림에서 볼 수 있듯이 노즐단면적이 일정한 조건에서 연료를 공급하는 경우는 발열량과 IMEP는 일정한 관계를 보이지 않는다. 즉, 노즐단면적 일정조건하에서 유량변화특성을 고려한 웨버지수가 더 적절한 변수임을 보여주는 것이다. 따라서 기화기 방식의 엔진에서 성능 평가를 위한 변수로 발열량보다 웨버지수가 바람직함을 알 수 있다.



(a)



(b)

Fig.6 The relations of (a) power and heating value, (b) power and WI for the cases of constant excess air(λ =1.0)

각 시험연료에 대해 공기과잉률을 일정(λ=1.0)하게 제어하고, 점화시기를 25°BTDC로 한 경우에 가스조성과 물성이 출력에 미치는 영향을 조사하였다. Fig.6(a)는 시험연료의 단위혼합기 체적당 발열량과 출력의 관계를 나타낸 것으로, 시험연료 8종류에 있어서의 출력변동폭은 약 5% 이하이고, 13A 3종의 변동폭은 약 1.5% 이하였다. 이와 같은 출력 변화는, WI보다 혼합기당 발열량의 차이로 설명할 수 있다. 즉, 단위체적당 유입되는 연료량이 다르기 때문에 동일한 공연비 조건에서 출력의 차이가 발생된다. 이러한 결과는 전자제어방식으로 연료를 공급하는 경우 해당되며 연료의 발열량과 관계가 있음을 알 수 있다. 또한 직선의 기울기가 약 1.5정도이며 이는 발열량의 변화에 대해 출력(IMEP)의 변화가 크게 나타남을 보여주는 것이다. Fig.6(b)는 WI에 따른 출력의 관계이다.

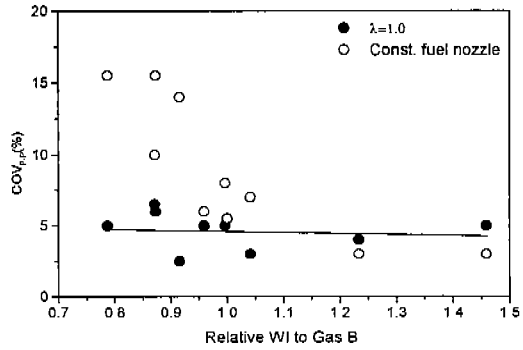


Fig.7 Results of cycle variation with the relative ratio of WI to Gas B

Fig.7은 웨버지수와 실린더 최대압력변동과의 관계를 나타낸 것이다. λ =1.0 제어조건에서는 최대압력변동률이 7%이하로 모든 연료에 대하여 안정적이나, 노즐일정조건은 Gas A, B를 제외하고는 6~16%로 상대적으로 높다. 싸이클 변동이 큰 경우는 웨버지수가 1.0 이하의 연료들로서 공기과잉률이 1.0 이상인 희박영역에서 운전되기 때문이다. 이결과로부터 연료조성 변화에 대한 싸이클 변동은 연료분사 제어 방식의 엔진에서는 거의 영향이 없고 다만 기화기식 엔진의 경우가 영향을

받음을 알 수 있다.

4.4 연소기간(combustion duration)에 미치는 영향

Fig.8은 노즐일정 연료공급조건과 이론 공연비 운전조건에서 연소속도지수(CP)와 연소기간과의 관계를 나타낸 것이다. 노즐 일정조건의 경우 CP 증가에 따라 점화지연(ignition delay)이나, 주연소기간(rapid burning angle)은 완만히 감소한다. 이것은 연료의 특성인 연소속도와 연소기간이 일정한 관계가 있다는 것은 충분히 예상되는 결과이며 CP는 Fig.1에서 보인 바와 같이 WI와 비례관계에 있기 때문에 CP가 감소할수록 WI는 감소하고, 따라서 WI와 반비례 관계에 있는 공기과잉률은 증가하여 결국 희박한 조건이 된다. 희박조건에서 연소기간이 길어지는 것은 연소속도와 당량비와의 관계에서 설명할 수 있으며 희박조건일수록 연소속도가 작아지므로 연소기간은 길어진다. 또한 그림에서 알 수 있듯이 초기 연소기간보다 주연소기간의 영향이 크게 나타나며 실험조건과 유사한 조건의 가솔린 연료의 연소기간과 비교하면 10%와 90% 연소기간 모두 시험가스 연료의 경우가 늦은 것을 알 수 있다. 이 결과도 메탄을 주연료로 하는 가스연료의 경우 메탄의 연소속도가 늦기 때문에 가솔린에 비해 연소기간이 길어지는 것으로 이해할 수 있다.

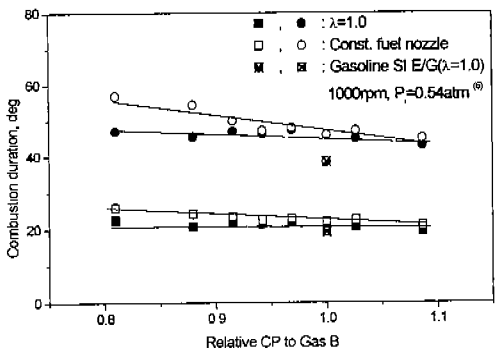
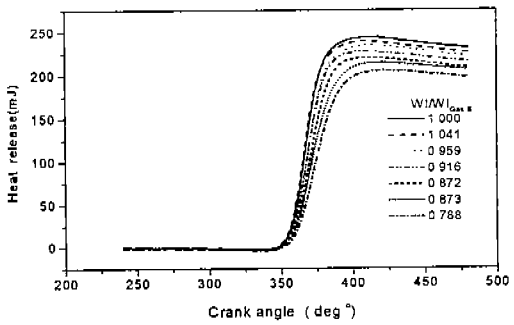


Fig.8 Results of combustion duration in terms of the relative ratio of CP to Gas B

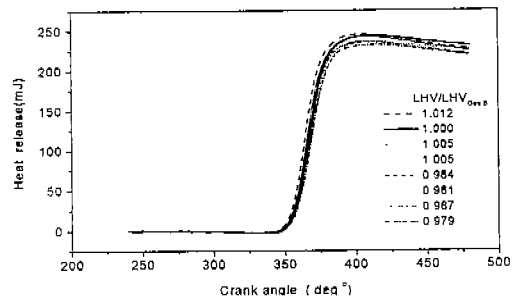
한편 이론공연비 운전조건의 경우는 CP 변동이 연소기간에 거의 영향이 없는 것으로 나타났다. 즉, 각 연료에 대하여 적정 연소조건으로 운전되는 경우 CP 변화에 따라 점화지연이나, 주연소기간은 큰 차이가 없음을 의미한다. 주어진 실험조건에서 이론 공연비로 운전할 경우 10~90% 사이의 연소기간은 CP에 관계없이 약 26°CA로 나타내고 있다.

4.5 열발생률에 미치는 영향

Fig.9는 연료노즐 일정조건과 λ=1.0 조건에서 시험연료에 대한 열발생률을 나타낸 것이다. 열발생률은 연소압력 데이타로부터 열역학 제 2법칙과 이상기체 관계식을 적용함으로서 얻어질 수 있다. Fig.9(a)의 경우는 일정노즐로 연료를 공급한 경우로 연료공급량의 차이로 인해 전체 열



(a)



(b)

Fig.9 Cumulative heat releases of test gases for (a) constant fuel nozzle conditions (b) constant excess air conditions

발생량이 차이가 크게 나타남을 알 수 있다. 상대 웨버지수비가 1.0인 기준가스의 경우 제일 큰 값을 나타냈고 0.788로 가장 낮은 조건에서 제일 낮은 열발생량을 보이고 있다. 결국 이 조건에서 출력이 낮은 이유도 단위행정당 연료공급 에너지가 작기 때문이다.

한편 Fig.9(b)는 이론공연비 조건으로 시험가스를 공급한 조건으로 단위행정당 공급에너지차이는 Table 2에 나타낸 바와 같이 4%내외로 작다. 이러한 이유때문에 전체 열발생량 크기도 이와 유사한 5%정도의 차이가 발생됨을 알 수 있다. 결국 연료분사식 엔진의 경우 출력변화는 웨버지수가 아닌 단위 발열량에 의해 영향을 받음을 알 수 있다. 따라서 출력변화를 대체가스의 호환기준으로 적용할 경우 기화기식 엔진에서는 웨버지수 변화로 연료분사식 엔진의 경우는 발열량 차이로 판정해야할 것으로 본다.

5. 결 론

본 연구에서는 산지별 천연가스 분포를 조사하여 이를 대표하는 시험가스에 대해, 가스의 조성이 연료공급특성, 출력, 최대압력 변동, 연소기간 및 열발생량에 미치는 영향을 실험적으로 조사하여 다음과 같은 결론을 얻었다.

1) 기화기(carburetor)식 연료공급방법을 모의한 노즐단면적 일정조건에서 시험가스변화에 따른 공연비 특성은 웨버지수에 반비례하는 특성을 보이며 실제 웨버지수가 기준가스보다 작은 경우 희박조건으로 운전됨을 확인하였다. 그러나 연료분사방식의 공급조건에서는 공연비 특성이 웨버지수와 무관하다.
2) 연소최고압력 변동은 주로 공연비에 영향을 받으며 연료노즐 일정조건에서는 시험가스 변화에 따라 공연비가 변하기 때문에 10% 이상으로 변동이 크지만 이론 공연비 조건에서는 10% 이하로 안정된 특성을 보였다. 이론 공연비로 연료를 공급한 경우 연소기간(초기연소기간+주연소기간)은 시험가스의 종류에 관계없이 일정하고 주연소기간은 약 26°CA이나 노즐일정조건으로 연료를 공급한 경우는 CP에 반비례하는 특성을 보였다.
3) 연료노즐 단면적 일정조건에서 Combustion duration은 CP에 반비례 관계가 있고, 열발생량, 출력(IMEP), 압력상승률은 WI에 비례하는 특성을 나타냈다. 공연비 일정조건(λ=1.0)에서는 Combustion duration은 CP 변화에 대하여 일정하였고, 출력(IMEP), 열발생량, 압력상승률은 시험가스의 발열량에 비례하였다.
4) 가스연료조성이 엔진 출력에 미치는 영향을 평가할 경우 엔진의 연료공급 방식을 확인할 필요가 있으며 기화기식 엔진의 경우는 웨버지수, 연료분사방식의 경우는 발열량이 주인자임을 확인하였다.

후 기

이 연구는 에너지기술자원센터 (96-E-TR02-P-39)에서 시행한 에너지기술개발사업의 연구비 지원에 의해 수행된 결과의 일부이며, 실험장치를 사용할 수 있도록 협조해 주신 한국과학기술원 기계공학부 최상민 교수님께 감사드립니다.

참 고 문 헌

1. K.J.S. Mendis, et. al, "Modeling and measurements from a natural gas fueled engine".
2. Kubesh, J., King, S. R., 1992, "Effect of gas composition on octane number of natural gas fuels", SAE 922359, pp. 1862~1868.
3. Steven R. King, The Impact of Natural Gas Composition on Fuel Metering and Engine Operational Characteristics, SAE Paper 920593, 1992.
4. T. Sakai and E. Kuroda, Effect of Natural Gas Composition on Engine Performance and Ex-

haust Emissions, Jidousha Kenkyu, Vol. 18, No. 1, pp. 23－26, 1996.
5. Ryan, T. W., Callahan, T. J., Liss, W. E., 1992, "Engine knock rating of natural gases-methane number", GRI report NO. 92/0054.
6. Hires, S.D, and Novak, J.M., "The Prediction of Ignition Delay and Combustion Intervals for a Homogeneous Charge, Spark Ignition Engine," SAE paper 80232, SAE Trans., Vol. 87, 1978.
7. 한국가스공사, "산지별 천연가스 물성 및 연소특성 D/B구축에 관한 연구보고서(I)", 산업자원부, 1997.
8. 이용표, 최상민 외, "엔진의 가시화 및 GDI엔진 현상의 관찰, 한국자동차학회 추계학술대회 논문집, 1997.
9. 이장희 외, "천연가스 엔진의 연소특성 해석", 한국자동차학회 추계학술대회 논문집, 1997.