

수냉식 등유기관에 있어서 가열링의 효과 Effect of Heat Ring in the Water Cooled Kerosene Engine

李成烈* · 金洪南**
Song-Yol Lee · Hong-Nam Kim

Abstract

In the engine design, it will be able to higher compression ratio and decreasing the cylinder size, if improve the vaporization of fuel and increasing the mass burned fraction in the kerosene engine. Therefore, concave, convex and straight types of heat ring set up neighborhood intake valve into the combustion chamber.

The vaporization effect of fuel satisfied by heat transfer from the heat ring, but have need of selection of the location and surface area of the heat ring.

Also, combustion duration of the combustion chamber with concave heat ring shorter than combustion chamber with other two types of heat ring, and about 30percent decreases in combustion duration as compared with combustion chamber without heat ring.

1. 서 론

스파아크 점화기관을 대상으로 한 연소특성, 연소과정의 모델화, 연소변동 등 많은 연구가 활발히 이루어져 왔으며,⁽¹⁾ 특히 자동차용 가솔린 기관을 대상으로 exhaust emission의 문제와 관련하여 화염핵의 형성과 성장, 화염전파중의 연소가스 및 미연소가스의 상태변화, 화염전파과정의 시뮬레이션 등 매우 높은 수준에 도달해 있다.

자동차용 가솔린 기관과 농업용 등유기관은 사용목적이 다르고, 또한 등유는 가솔린에 비하여 증발성능이 낮기 때문에 증발성능을 개선할 필요가 생긴다. 증발성능의 개선은 배기가스를 이용하여 기화기를 가열하는 방법이 있겠지만 이것은 구조상 복잡하다. 더욱 간편한 방법으로 증발성능 개선효과를 기대할 수 있는 것으로 착

안한 것이 가열링(heat ring)을 연소실안에 설치하는 방법이다.

연소실내의 흡입밸브 부근에 가열링을 설치함으로써 기대되는 효과는 우선 흡입혼합기 및 액상으로 유입되는 연료가 가열링에 접촉 또는 가열링으로부터 열을 전달받아 증발이 촉진될 것이고, 또한 배치된 링의 표면은 스퀴시(squish)면적이 되며, 스퀴시 효과를 아울러 얻을 수 있을 것이다.⁽²⁾

그러므로 증발성능이 개선되면 균질혼합기에 접근하므로 연소가 촉진되고, 연소 변동도 억제되리라 기대하며, 아울러 스퀴시의 효과로 연소실내에 강한 난류가 형성되어 화염속도를 증가시킬수 있게 되어 좀더 고속운전을 할 수 있는 기관설계가 가능할 것이므로 기관을 더욱 소형화할 수 있다.

오목, 볼록, 직선형의 가열링을 설치한 연소실을 각각 사용해서 실험을 통하여 가열링의 모양에 대한 특성을 조사하고, 가열링의 면적 및 설치위치에 관한 기관성능을 평가하여 등유기관에 있어서 연료증발성능 개선 및 연소개선을 목적으로 한다.

2. 실험장치 및 실험방법

2.1 실험장치

2.1.1 실험장치의 개요

실험에 사용한 기관은 대동공업사 제품인 NK 80형이며 이에 대한 주요 제원은 Table 1 과 같다.

Table 1. Specification of Engine Used

Engine type	4 cycle kerosene engine, water cooled horizontal type, valve in head	
Bore × stroke	90 × 105mm	
Stroke volume	667cc	
Compression ratio	4.5	
Number of cylinder	1	
Length of connecting rod	180mm	
Method of ignition	Magneto ignition	

Fig. 1은 실험장치의 개략도이다. 그림의 왼쪽으로부터 순서에 따라 오리피스 유량계(round type, ϕ 12; AFM), 흡입 서어지탱크(240ℓ, IST)를 설치하고 흡입공기상태를 측정하기 위하여 흡입압력 P_i , 건구온도계 t_{id} 및 습구온도계 t_{iw} 를 장치한다. 또한 기화기(C)는 흡입 서어지탱

크 내에 설치하고 연료는 적당한 높이의 헤드를 둔 연료탱크(FT)로부터 연료소비량계(20cc, 30cc 및 50cc의 연료소비량 측정할 수 있음)를 거쳐 기화기로 공급된다.

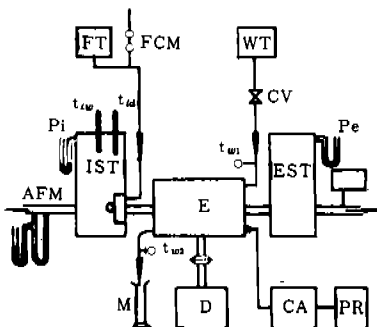
원래 이 기관은 콘맨서 냉각방식으로 되어 있으나 냉각수 온도변화 및 조절을 하기 위하여 이것을 개조하여 적당한 높이의 헤드를 가진 냉각수탱크(WT)를 설치하고 중력 공급식으로 하였다. 냉각수 입구 및 출구에 온도계를 설치하여 냉각수 입구온도(t_{w1}) 및 출구온도(t_{w2})를 측정하도록 하였으며 냉각수 온도의 변화 및 조절은 유량조절밸브(CV)에 의하여 할 수 있다.

냉각손실의 측정은 냉각수 입구 및 출구온도의 측정과 냉각수 유량측정으로 결정할 수 있다. 냉각수 유량의 측정은 매스실린더(500cc, M)를 채우는 시간으로 측정한다.

실험용기관과 직류동력계(Input 7.5KW)를 직결하였으며 동력계의 하중측정 정밀도는 1/100 kg이다.

2.1.2 연소해석장치

Fig. 2는 연소해석장치의 개략도이다. 이것의 구성은 신호 입력원으로서 크랭크 각도 탐지부(crank angle detector, AD)와 압력변환기(pressure transducer, PT)의 두 부분으로 되며 크랭크 각도 탐지부의 신호입력에 의하여 상사점(top dead center; TDC), 크랭크각도(최소1deg.) 및 기관회전수를 연소장치에 입력시키며 압력변환기(piezo, 601A, Kistler사) PT는 연소실에 삽입되며 실린더내 가스압력을 전기신호로 바꾸어



- CV : control valve for cooling water flow
- D : D·C dynamometer
- IST : inlet surge tank
- EST : exhaust surge tank
- AFM : orifice air flow meter
- C : carburetor
- WT : cooling water tank
- Pi, Pe : inlet and exhaust pressure
- t_{w1}, t_{w2} : thermometer for inlet air dry temperature and wet temperature
- t_{w1}, t_{w2} : thermometer for inlet and exit water temperature
- CA : combustion analyzer
- E : test engine
- FT : fuel tank
- PR : printer
- M : mass cylinder

Fig. 1 Schematic diagram of experimental apparatus

증폭기(A)를 거쳐 연소해석장치로 입력된다.

연소해석장치는 위 두 입력원으로부터 입력된 자료에 의하여 지압선도를 채취하게 되고 내장된 마이크로 컴퓨터가 크랭크 각 1도 마다의 압력의 크기와 압력상승율($dp/d\theta$), 체적대 압력곡선(P-V diagram), 열발생율($dQ/d\theta$), 질량연소율(m_b), 폴리트로프 지수(Poly- θ)를 제공해 주며 또한 크랭크 각에 대한 최고압력의 분포(Pmax- θ), 사이클에 대한 최고압력의 분포(Pmax-cycle), 크랭크 각에 대한 최고압력 상승율의 분포($(dp/d\theta)_{max}$ - θ)등을 제공해 주며 아울러 도시평균유효압력(indicated mean effective pressure)과 펌프 손실 평균압력(pumping loss mean pressure)도 제공해 준다.

그리고 연소해석장치에서 제공해 주는 모든것은 프린터(PR)에서 선도 및 데이터를 인쇄해 준다.

2.2 실험방법

실험에 있어서 기관작동인자, 즉 공기연료비, 점화진각 및 기관회전수를 어떠한 값으로 유지하느냐 하는 것이 중요하며 최대 토오르크를 발생하는 공기연료비, 최대 토오르크를 발생하는 점화진각 및 최대 토오르크를 발생하는 기관회전수로 하여 실험을 수행하기로 한다.

실험용 기관의 동유사용에 있어서 최대 토오르크를 발생하는 회전수는 1600rpm이고, 최대 토오르크를 발생하는 공기연료비는 13이다. 최대 토오르크를 발생하는 점화진각(best torque spark advance; BTSA)은 가열링을 부착한 경우와 부착하지 않은 경우에 대해서 각각 다를 것이다.

가열링을 부착하지 않은 원형에 대해서는 BT-

SA=35btc이다. 따라서 가열링을 부착하지 않은 원형에 대해서는 이상과 같은 기관작동인자의 설정조건으로 실험을 수행한다.

공기연료비는 오리피스 유량계로부터 측정된 공기유량과 연료소비량계로부터 측정된 연료유량으로부터 산출한다. 또한 공기연료비의 변화는 기화기의 니어들 조정으로 할 수 있다.

점화진각의 변화는 contact breaker의 캠 위상각을 변화시킴으로써 점화진각을 변화시킬 수 있다.

2.3 가열링을 부착한 연소실

가열링을 부착한 연소실을 나타낸 것이 Fig. 3 및 Fig. 4이다. 가열링의 모양은 Fig. 3에서 보는 바와 같이 볼록형(Fig. 3(a), HA 1으로 칭하기로 한다), 오목형(Fig. 3(b), HB1으로 칭하기로 한다) 및 직선형(Fig. 3(c), HC1으로 칭하기로 한다)인 3모양을 선택하고 이들의 면적을 거의 같게 하였으며 이 면적은 기관운전시 squish area로 되며 각 모양에 따라 squish width는 약간의 차이를 가진다.

Fig. 3의 가열링의 치수를 표 2에 나타내며 이들 가열링은 모두 그림에서 보는 바와 같이 흡입밸브 상방에 배치하였다.

표에서 면적비(A_s/A_o)란 배치된 가열링과 같은 평면의 연소실 면적(A_o)에 대한 가열링 면

Table 2. Specification of heat ring

item type	thickness (mm)	squish width (cm)	area (cm ²)	compression ratio	area ratio (A_s/A_o) (%)
convex(HA1)	3.6	8.5	15.7	4.6	24.0
concave(HB1)	3.5	9.4	18.0	4.6	27.0
straight(HC1)	3.6	8.2	15.7	4.6	24.0

- AD : TDC, crank angle and rotational speed of crank shaft detector
- PT : pressure transducer
- A : charge amplifier
- CA : combustion analyzer
- PR : printer
- PO : power source
- E : test engine
- CS : crank shaft

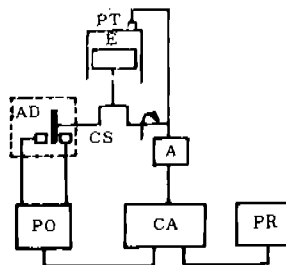


Fig. 2 Schematic diagram of combustion analyzer

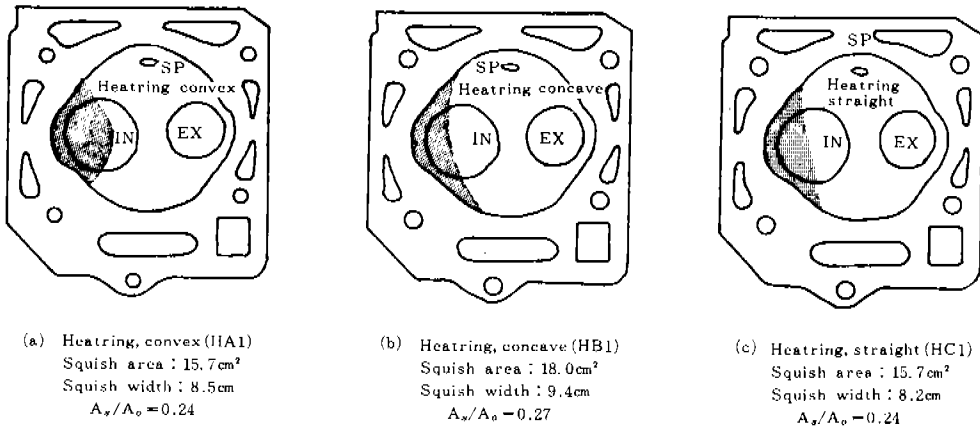


Fig. 3 The shape and location set up of the heat ring

적과의 비를 말한다.

또한 가열링을 부착하지 않은 원형의 압축비는 4.5이나 표에서 보는 바와 같이 가열링을 부착함으로써 압축비가 0.1만큼 높아져 4.6으로 된다.

비교적 큰 면적의 가열링을 Fig. 3과 같이 흡입밸브 상부에 배치함으로써 연료 증발 효과는 크게 얻을 수 있겠으나 흡입혼합기의 온도를 높여 제적효율을 저하시킴으로써 흡입공기량의 감소를 초래하여 기관출력의 저하를 가져오게 할 것이다.

또한, 가열링을 연소실에 부착함으로써 연소기간이 단축되리라 예측하지만, 반면 연소온도

가 높아짐으로 해서 냉각손실이 증가될 것으로 예측된다.

냉각손실을 줄이기 위한 방법으로는 점화진각을 조절해서 보완하는 방법과 냉각수 온도를 높여 보완하는 방법이 생각되는데 후자의 냉각수 온도를 높이면 냉각손실은 감소될 것이지만 흡입공기온도를 높여 제적효율이 저하됨으로써 흡입공기량을 감소시킬 우려가 있기 때문에 적절한 방법이 될 수 없다. 한편, 점화진각을 감소시키면 사이클의 최고온도가 저하하여 냉각손실이 감소되겠지만, 이것 또한 연소기간을 길게 하니 가열링을 부착한 본래의 목적과 어긋나게 되므로 가열링의 면적을 줄이고 아울러 설치위치

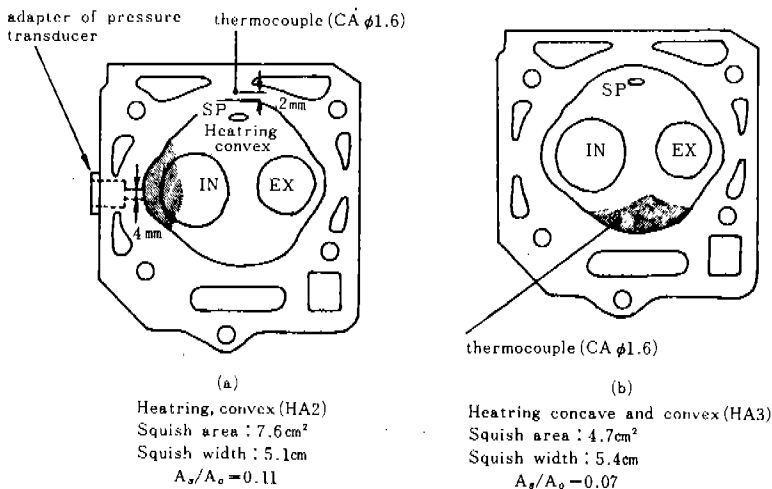


Fig. 4 The shape and location set up of the heat ring

를 흡입밸브 상부로부터 다른 적당한 위치로 바꿀 필요가 있음을 암시해 준다.

Fig. 3의 3모양의 가열링을 부착한 연소실은 실험에 의하여 가열링 모양에 대한 특성을 파악하는데 사용하고자 하며, Fig. 4(a)의 가열링은 Fig. 3의 가열링의 설치위치와 마찬가지로 가열링 면적을 약 1/2로 감소시켰다. 이것으로부터는 가열링 면적을 줄인 데 대한 효과를 비교 검토할 수 있을 것이다. 이 가열링을 HA2로 칭하기로 한다.

Fig. 4(b)는 오목링과 볼록링을 조합한 가열링이며 그림에서 보는 바와 같이 설치위치는 흡입밸브 하부를 선택하였다. 그 이유는 수평식 실린더이므로 흡입밸브를 통하여 유입하는 혼합기 중 액상이나 또는 비교적 큰 연료입자는 실린더 아래쪽으로 유입될 것이므로 그림에서와 같은 위치를 선택한 것이다. 또한 체적효율의 저하를 고려하여 후술하는 바와같이 연료증발에 필요한 최소면적으로 하였으며 $A_s/A_o=0.07$ 이다. 이것을 HA3로 칭하기로 한다.

이상과 같이 5 가지 종류의 가열링을 사용한 경우에 대한 기관성능, 연료증발효과, 연소효과를 다음에 기술하기로 하며, HA3가 가장 적절한 가열링임을 알 수 있을 것이다.

어느 경우의 연소실에 있어서도 Fig. 4(a)에 나타낸 바와 같은 위치에 압력 변환기를 삽입하였으며, 또한 Fig. 4(b)에 나타낸 바와 같이 가열링 내부에 열전대(CA, $\phi 1.6$)를 삽입하여 가열링 온도를 측정하도록 하였다.

3. 기관성능의 평가

3.1 기관출력 및 냉각수 온도의 영향

기관회전수 변화에 대한 ihp, bhp 및 fhp를 나타낸 것이 Fig. 5이다. Fig. 5에서 보는 바와 같이 가열링을 부착한 경우가 가열링을 부착하지 않은 원형 연소실에 비하여 출력이 약간 저하한다. 이 출력의 저하는 가열링으로부터의 가열량이 과다하여 체적효율의 저하에 기인되는 것으로 판단된다. 따라서 이것은 가열링 면적의 조절과 설치위치를 적절히 선택함으로써 개선될

수 있을 것이다. 가열링 면적을 줄인 HA2 및 HA3(Fig. 6 참조)는 원형의 출력과 대차없이 거의 같다.

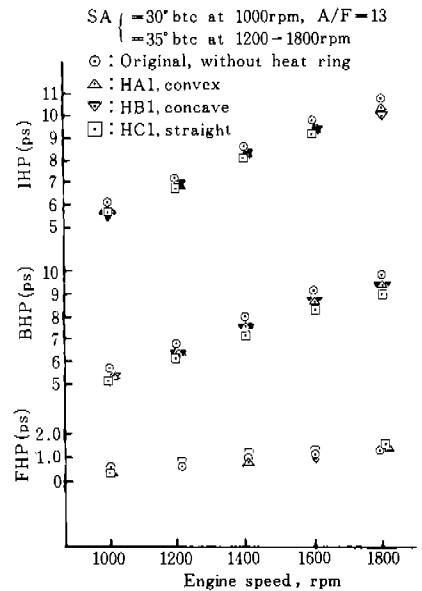


Fig. 5 Comparison of IHP, BHP, FHP for original combustion chamber and combustion chamber with convex, concave, straight type heat ring

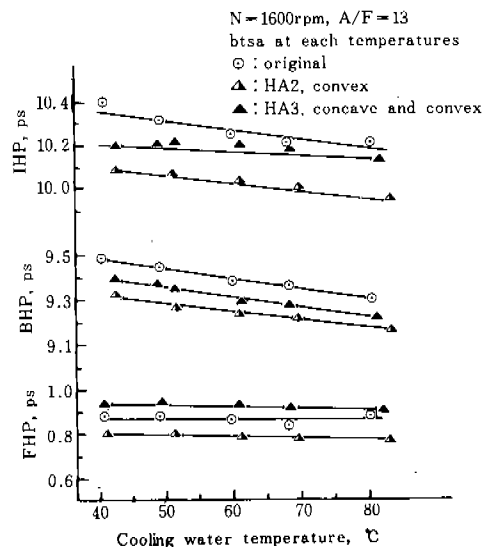


Fig. 6 Comparison of ihp, bhp, fhp for original combustion chamber and HA2, HA3, combustion chamber with cooling water temperature variation

수냉식 동유기관의 냉각방식은 호퍼(hopper)식이므로 많은 수량이 요구되며 따라서 비교적 냉각효과가 크다. 그러므로 냉각수 온도의 저하에 따라 흡입혼합기 온도를 저하시켜 흡입공기량의 증대를 가져올 것이며 따라서 이것에 의한 출력증가가 있을 것이다. 그러나 냉각수 온도의 저하에 따라 냉각손실이 증대할 것이므로 이것에 의한 출력감소가 있을 것이다.

이상과 같이 냉각수 온도저하에 따른 제동출력의 행방은 흡입공기량의 증가에 의한 출력증가분과 냉각손실의 증대에 의한 출력감소분과의 싸움이 될 것인데 일반적으로는 냉각손실에 의한 출력감소분이 크기 때문에 제동출력은 감소하게 되는 것이다.

그러나 수평식 동유기관에 있어서는 Fig. 6 과 같이 이것과 역현상이므로 이것을 해석하기 위해 Fig. 7을 제시하는 바이다. Fig. 7은 대표적으로 HA3헤드를 사용하여 냉각수 온도를 변수로 한 경우의 제동출력(bhp), 흡입공기량(Wa), 마찰마력(fhp) 및 냉각손실(Ql)을 나타낸 것이다.

그림에서 보는 바와 같이 냉각수 온도의 저하에 따라 제동출력을 증가시키는 또 하나의 요인이 있음을 발견할 수 있다. 즉, 그것은 마찰마력(fhp)이다. 그림에서 보는바와 같이 냉각수 온

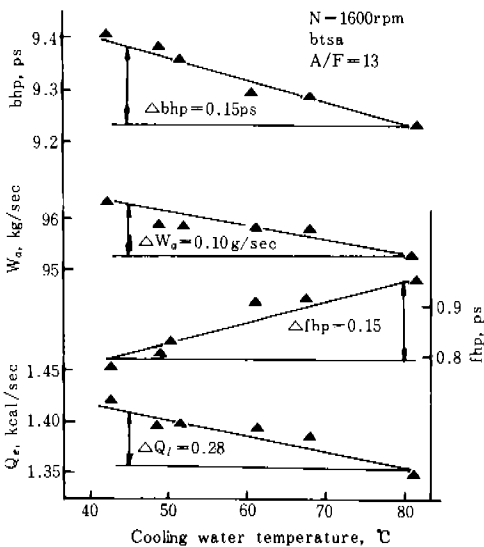


Fig. 7 Cooling water temp. VS Q_e , W_a , bhp and fhp for HA3

도저하에 따라 마찰손실이 저하되며 이것은 제동출력을 증가시키는 요인이 되는 것이다.⁽¹⁾

이것이 수평식기관의 특징일 것이며 이것은 다음과 같이 설명할 수 있다.

수평으로 놓인 실린더 내면에 공급된 윤활유는 아래쪽으로 흘러내리는 결점을 가지게 된다. 이것이 수평식 기관의 한 단점이 되겠는데 냉각수 온도가 높으면 윤활유 온도가 높게 되고 냉각수 온도가 저하하면 윤활유 온도가 낮게 된다. 냉각수 온도에 따라 오일팬내의 윤활유 온도를 측정 한 것이 Fig. 8이다. Fig. 8에서 보는 바와 같이 냉각수 온도의 저하에 따라 윤활유 온도가 저하되며 참고로 연소실 공간에 돌출하고 있는 가열링에 삽입한 열전대로 측정 한 링온도(heat ring temperature)도 냉각수 온도의 저하에 따라 저하함을 볼 수 있는데 이것은 연소실 내의 온도저하를 의미하며, 이와같이 수평식 동유기관에 있어서는 냉각효과가 매우 크다는 것을 알 수 있다.

윤활유 온도가 높으면 윤활유 점도의 저하로 윤활유의 유동성이 증대되고 반대로 윤활유 온도가 저하하면 윤활유 점도가 증가하여 유동성이 저하한다. 따라서 냉각수 온도가 높으면 수평으로 놓인 실린더 상면의 윤활유는 쉽게 아래쪽으로 흘러내려 유막형성이 악화될 것이고 따라서 마찰손실이 증대될 것이며 냉각수 온도가 저

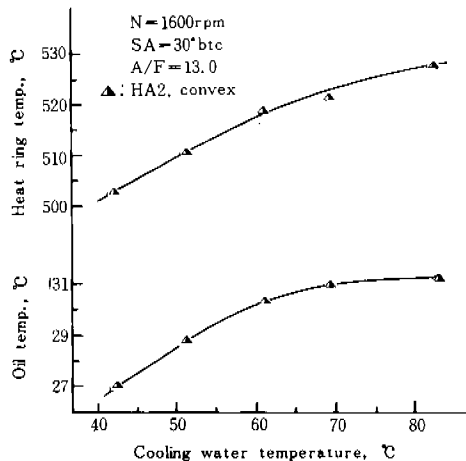


Fig. 8 Relation between the heat ring temp., engine oil temp. and cooling water temperature for HA2 heat ring

하하면 이것과 반대의 현상이 되므로 마찰손실은 저하할 것이다.

이상 설명한 바와 같이 수평식 등유기관의 제동출력에 미치는 냉각수온도의 영향은 냉각수온도의 저하에 따라 냉각손실의 증대에 의한 제동마력의 감소가 있지만 흡입공기량의 증대 및 마찰손실의 감소로 이것을 보상하여 제동 출력이 약간 증대되는 수도 있다.

3.2 제동평균유효압력 및 체적효율

사이클에 대한 성능평가란 하기 위하여 Fig. 9에 원형 연소실과 각종 가열링을 부착한 연소실에 대한 제동평균 유효압력을 비교하였다. 그림에서 보는 바와 같이 각종 모두 1400~1600 rpm에서 제동평균유효압력이 가장 높고 이것보다 회전수가 증가하거나 감소하면 제동평균유효압력은 저하한다.

이것의 경향은 사이클당 흡입공기량(W_a) 또는 체적효율(η_v)에 의존한다. 사이클당 흡입공기량 및 체적효율을 나타낸 것이 Fig. 10이며 이들의 경향과 제동평균유효압력의 경향이 상사함은 당연하다.

그런데 원형의 제동평균유효압력에 비하여 가

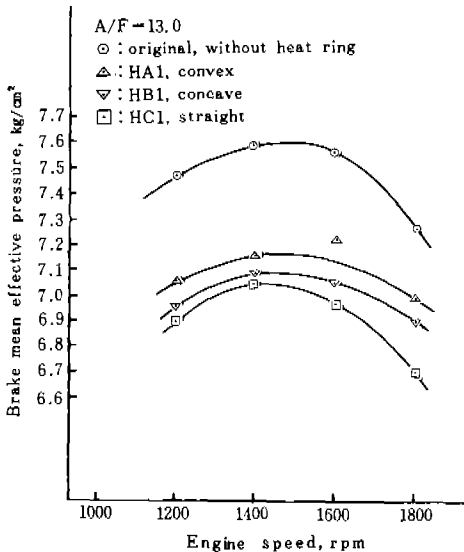


Fig. 9 Comparison of brake mean effective pressure for original combustion chamber and combustion chamber with convex concave, straight type heat ring

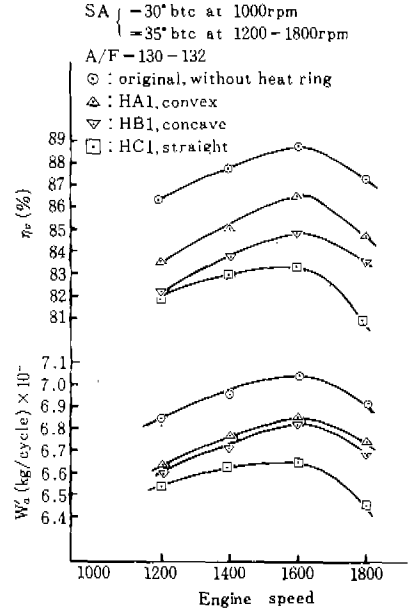


Fig. 10 Comparison of η_v , w_a for original combustion chamber and combustion chamber with convex, concave, straight type heat ring

열링을 부착한 경우가 더 낮으니 이것의 주요원인으로는 체적효율의 저하에 있는 것으로 판단된다.

후술하는 바와 같이 증발성능 및 연소개선은 이루어진다 할지라도 흡입밸브 상방에 가열링을 배치했기 때문에 흡입 혼합기가 과다하게 가열되어 체적효율이 저하된 것으로 판단된다.

4. 가열링의 연료증발 및 연소효과

4.1 가열링의 연료 증발효과

가열링 내부에 삽입한 열전대로부터 측정된 가열링의 온도는 Fig. 8에서 보는 바와 같이 냉각수 온도 80°C 부근에서 약 520°C 정도임을 알 수 있다.

등유의 ASTM 증류온도(*)는 약 180°C로부터 270°C 정도이다. 이것으로 보아 ASTM 증류온도보다 가열링의 온도가 매우 높기 때문에 가열링으로부터의 열전달에 의한 연료의 증발효과가 매우 클 것으로 기대되지만 이것을 다음과 같이

구해 보고자 한다.

먼저 연료증발에 필요한 가열량 Q는 다음과 같은 경험식⁽¹⁾을 사용해서 구할 수 있다.

$$Q = (A/F \cdot C_p + C_f) (t'_0 - t) + L X_e \dots\dots\dots (4-1)$$

여기서,

Q ; 연료 1 lb를 증발시키는데 필요한 가열량, Btu/lb

C_p; 공기의 정압비열

C_f; 액체연료의 비열

t₀; 증발온도 (volatility temperature), °F

L ; 연료의 증발잠열 Btu/lb

X_e; 증발율

액체연료의 비열 C_f는 다음 식으로 구할 수 있다.

$$C_f = (2.1 - r) (t + 670) / 2030 \dots\dots\dots (4-2)$$

여기서 r는 연료비중이며, 또한 t₀는 다음 경험식으로부터 구할 수 있다.

$$T_v = T_e / [1.372 + 0.005 (A/V - 16) + 0.45 (L X_e - 0.5)^2] \dots\dots\dots (4-3)$$

여기서,

T_e : ASTM distillation temperature, °R

A/V : air-vapor ratio (= A/F / X_e)

이상의 식들을 사용해서 공기연료비 A/F = 13, 연료의 비중 r = 0.8, x_e = 1.0에서 T_e = 942°R, A/V = 13이며 또한 증발잠열 L = 125 Btu/lb이며 흡기 관내 삽입한 열전대로 측정된 혼합기 온도는 20°C (68°F)이므로 t = 68°F를 취하여 계산하면 Q = 525 Btu/lb이며 Cal/gm의 단위로 환산하면 Q = 292 Cal/gm으로 된다. 따라서 연료유량을 고려한 단위시간당 연료증발에 필요한 가열량 Q_v는 Q_v = C_f (gm/s) × Q (Cal/gm) = 0.7 × 292 = 204.4 Cal/s로 된다. 즉, 가열링으로부터 약 200 Cal/s의 열을 전달받아야 완전 증발을 할 수 있는 것으로 된다.

가열링으로부터의 열전달은 다음 식⁽¹⁾으로부터 구하였다.

$$Q_h = \lambda Nu (t_h - t) b \dots\dots\dots (4-4)$$

λ ; 유체의 열전도율, Kcal/mh°C

Nu ; Nusselt 수

t_h ; 가열링의 온도, °C

t ; 유체온도, °C

b ; 평판의 폭, m

(4-4) 식은 강제대류열전달식인데 이것은 실린더내의 흐름이 난류흐름이므로⁽¹⁾ 난류유동의 경우이며 λ = 0.021, Pr = 0.7, Re = 5.5 × 10⁵ 으로부터 Nu = 1245를 얻었으며 평판의 폭 b는 가열링의 스쿼시 폭인 0.054m를 취하였다.

이렇게 해서 계산한 Q_h는 Q_h = 196 cal/s로 된다.

따라서 Q_h ≈ Q_v이므로 가열링으로부터의 열전달에 의한 연료증발효과는 만족스럽게 이루어지는 것으로 생각된다.

이상과 같은 연료 증발효과와 더불어 가열링은 스쿼시 면적이 되며 이것에 의한 난류강도에 의한 화염속도의 증대등으로 연소기간을 단축시킬 수 있는 것으로 판단된다.⁽¹⁾

4.2 가열링의 연소효과

연소상태를 평가하기 위해서는 압력경과곡선, 즉 지압선도, 질량연소율 등을 비교 검토한 필요가 있다. Fig. 11은 원형연소실과 볼록형 (HA1) 및 직선형 (HC1) 가열링을 부착한 연소실에 대한 지압선도의 비교이다. 그림에서 보는 바와 같이 최고압력의 크기는 직선형, 볼록형, 원형의 순서로 되며 또한 최고압력의 위치가 최고 압력의 크기와 같이 직선형, 볼록형 원형의 순서로서 상사점으로 접근한다. 즉, 가열링을 부착한

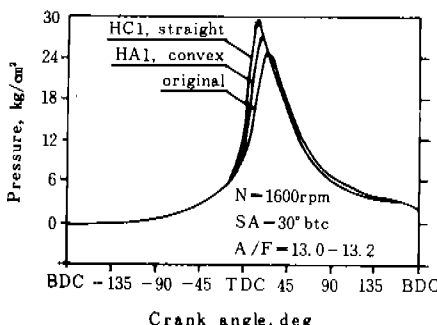


Fig. 11 Pressure VS crank angle

으로써 급격연소로 되며 마치 점화진각을 증가 시킨 것과 같은 효과를 발생하고 있다. 그러므로 사이클의 최고온도도 증가함은 물론이다. 따라서 사이클 최고온도의 증가는 열손실을 증가하게 될 것으로 예상된다.

연소진행 과정을 판단하기 위해서는 질량연소율을 평가하는 것이 가장 적당하다.

Fig. 12에 원형연소실과 가열링을 부착한 연소실에 대한 질량연소율을 나타낸다.

그림에서 보는 바와 같이 연소가 종료되는 크랭크 각은 원형연소실이 28.4°atc, 볼록형 가열링(HA1)을 부착한 연소실이 19.9°atc, 직선형 가열링(HC1)을 부착한 연소실이 17.9°atc, 오목형 가열링(HB1)을 부착한 연소실은 11.3°atc이다.

이것으로 보아 분명히 가열링을 부착함으로써 연소 속도가 증가되며 급속연소가 됨을 알 수 있다.

세 모양의 가열링에 있어서 오목형의 연소가 가장 빠르고 다음이 직선형, 볼록형의 순으로 된다. 이들의 차이는 squish의 영향으로 생각한다.⁽¹⁾ 볼록형에 있어서는 squish속도의 방향이 방사상으로 분산되며 직선형은 squish속도의 방향이 병행 방향으로 된다. 그러나 오목형은 연소실 중심을 향하여 squish속도의 방향이 집중되므로 강한 난류 형성에는 가장 적합한 형으로 생각되며 따라서 연소속도를 크게 증대시킬 수 있을 것이다.

결론적으로 말해서 가열링을 부착한 경우가 원형 연소실보다 빠른 연소가 되는것은 연료증발의 개선과 squish에 의한 난류형성의 두 효과에 기인하는 것으로 생각한다.

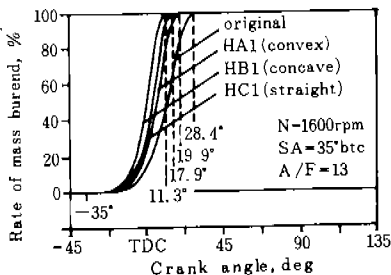


Fig. 12 Rate of mass burned for various combustion chambers

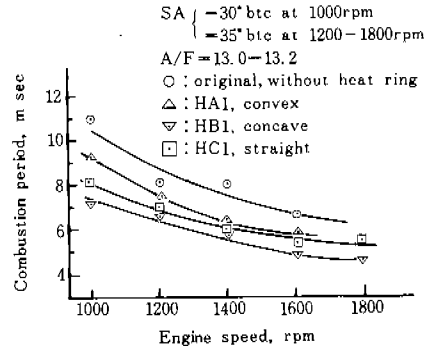


Fig. 13 Combustion time VS engine speed

Fig. 13은 기관회전수에 따른 연소기간을 m sec로 나타내었다. 기관회전수의 증가에 따라 연소 소요시간이 감소되는 것은 피스톤속도의 증가에 의한 가스 운동의 증대에 기인하는 것이다.

다음에 기관성능이나 연료증발효과에 있어서 가장 적당한 가열링으로 생각되는 HA3와 볼록 가열링의 면적을 줄인 HA2 및 원형연소실에 대한 연소상태를 비교검토하고자 한다.

이 경우 기관의 운전조건은 최대토크를 발생하는 기관 회전수인 1600rpm에서 점화진각은 각 연소실에 대하여 btsa를 취하고 또한 공기 연료비는 13으로 조정한다. 그리고 냉각수 온도는 80°C 부근에서 유지하였다.

스파이크 점화기관의 연소는 주지하는 바와 같이 화염전파에 의하여 특징지워진다. 즉, 연소실내의 혼합기에 스파이크가 발생하면 발생된 화염핵을 중심으로 인접한 혼합기층내에 이웃이웃으로 화염반응이 일어나 마치 파동이 수면을 전파하는 것과 같은 화염면(반응대)이 혼합기층을 확산해 나가 연소실 전체에 전파되었을때 연소가 완결한다. 이와같이 화염전파의 결과로서의 연소질량의 시간적 비율(질량 연소속도)은 실린더내에 생기는 압력상승을 지배하고 기관성능에도 직접 영향을 주게 된다.

본 논문에서는 지압선도의 해석에 있어서는 100사이클의 지압선도를 채취하여 그 평균의 지압선도를 해석의 대상으로 하였다.

위 세 경우의 연소실에 대한 지압선도를 Fig. 14에 나타낸다. 그림에서 보는 바와 같이 최고 압력은 HA3가 가장 높고 다음이 HA2, 원형의

순서로 된다. 또한 압력상승율도 HA 3가 가장 크고 HA 2, 원형의 순서로 됨을 알 수 있다.

연소진행의 경과를 좀더 자세히 알기 위해서는 질량연소율 곡선을 관찰 평가하는 것이 좋을 것이다. Fig. 15에 세 경우에 대한 질량연소율을 비교한 것을 나타낸다.

이 선도에서 관찰되는 결과를 다음 표 3에 나타낸다.

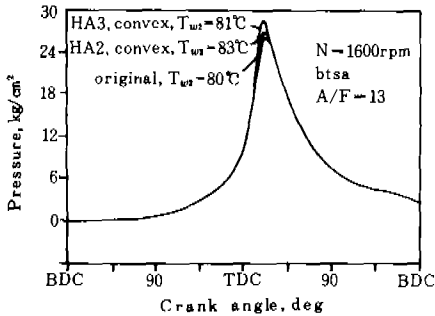


Fig. 14 Pressure VS crank angle

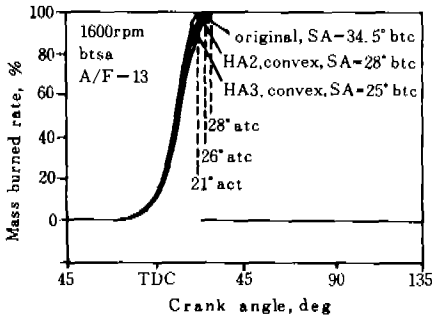


Fig. 15 Mass burned rate for various combustion chamber

Table. 3 Comparison of mass burned rate

item type	spark advance	Combustion end	Combustion duration
HA 3	btsa=25° btc	21° atc	46deg (4.79 m sec)
HA 2	btsa=28° btc	26° atc	54deg (5.62m sec)
Original	btsa=34.5° btc	28° atc	62.5deg (6.51m sec)

표 3에서 보는 바와 같이 연소시간(combustion duration)이 HA 3가 46deg. 임에 비하여 원형은 62.5deg.를 요한다. 이것을 시간으로 환산하면 HA3가 4.79 m sec 동안에 연소를 종료하는데 비하여 원형은 6.51m sec 를 요하게 된다. 즉, 가

열링을 부족함으로써 연소시간이 약 36% 만큼 단축되는 셈이다.

고속연소에 적합하지 않은 연소실을 가지고 있는 등유기관으로서의 간단한 가열링의 부족으로 고속연소를 기할 수 있는 결과를 얻게 된다.

기관회전수에 대한 연소시간을 비교하기 위해 Fig. 13으로부터 원형 실린더헤드와 HC1헤드의 경우를 발췌한 그림이 Fig. 16이다. Fig. 16에서 보는 바와 같이 약 6.5m sec 동안에 연소를 종료하고자 하면 HC1 으로서는 1200rpm의 운전으로 하면 되지만 원형으로서의 1800rpm의 운전을 해야만 한다(그림의 점선 참조). 이것으로 봐서 약 600rpm만큼의 차이가 생기며 따라서 HC1을 1800rpm으로 운전하면 약 4.5m sec 동안에 연소를 종료하게 되니 원형에 비하여 2m sec 만큼 연소시간을 단축할 수 있게 된다. 이것은 대단한 차이이며 적절한 크기의 가열링과 부착위치를 적절하게 선정함으로써 기관을 고속화할 수 있다는 결론을 얻게 된다.

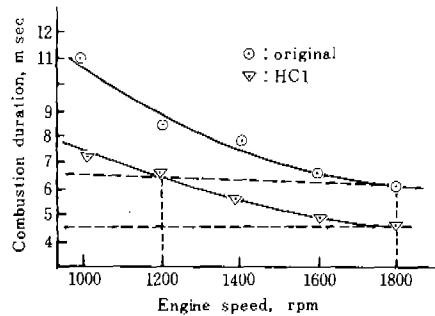


Fig. 16 Comparison of combustion duration for engine speed

5. 결 론

이상과 같은 연구 결과로부터 다음과 같은 결론을 얻거할 수 있다.

- (1) 가열링의 모양으로서는 볼록형, 오목형 및 직선형의 세 가지 모양을 생각할 수 있는데 압력상승율이나 연소 소요시간으로 보아서 압력상승율을 크게 얻을 수 있고 또한 연소 소요시간을 단축시킬 수 있는 모양은 오목형임을 알 수 있다.

이것은 squish속도의 방향성에 의존하며 볼록형 squish속도는 분산되며, 직선형은 squish속도가 병행되는데 비하여 오목형은 squish속도가 연소실 내의 어느 한 점에 집중되기 때문에 난류형성에 가장 적합한 형으로 생각된다.

- (2) 가열링을 부착한 경우와 가열링을 부착하지 않은 원형의 경우와를 비교할 때 사이클의 최고압력이나 연소 소요시간에 있어서 가열링을 부착한 경우가 유리하다는 것을 알 수 있다. 즉, 오목형과 볼록형을 혼합한 형식의 가열링(HA3)을 부착한 연소실은 원형 연소실에 비하여 같은 운전조건에서 약 36%만큼의 연소 소요시간을 단축할 수 있었다. 이와같은 결과는 기관을 고속화 하는데 적합하지 않은 연소실 구조인 수평식 등유기관으로서는 간단한 가열링의 부착으로 기관을 고속화 할 수 있다는 것을 제안하는 바이다.

- (3) 수평식 등유기관의 특징으로서는 냉각수온도가 기관출력에 미치는 영향을 들 수 있는데 냉각수온도의 저하에 따라 기관의 제동 출력이 증가함을 지적할 수 있다. 이것의 원인으로는 냉각수온도가 저하하면 당연히 냉각손실이 증대할 것이며 이것은 출력감소의 원인이 되지만 반면 냉각수온도의 저하에 따라 흡입공기의 온도를 저하시켜 흡입공기량의 증가를 가져와 이것이 출력증가의 요인이 됨과 동시에 또한 냉각수온도의 저하에 따라 마찰마력이 감소되며 그것이 곧 출력증가의 요인이 되고 있는 것이다.

냉각수온도의 저하에 따른 마찰마력의 감소는 다음과 같이 설명할 수 있다.

수평으로 놓인 실린더 내면에 공급된 윤활유는 아래쪽으로 흘러 내리는 단점을 가지고 있으며 냉각수온도가 높으면 윤활유온도가 높게 되고 따라서 윤활유점도가 저하되어 윤활유의 유동성이 증가하여 아래쪽으로 쉽게 흘러내릴 것이므로 실린더 상면에 유막형성이 악화되어 마찰 마력이 증대될 것이고 냉각수온도 저하에 따라서는 윤활유온도가 저하하고 따라서 윤활유점도가 높게 되어 유동성이

저하하므로 반대의 현상이 일어나게 되는 것이다.

- (4) 가열링 부착으로서 문제점을 든다면 체적효율의 저하를 가져오는 문제이다. 이것은 가열링을 부착함으로써 연소실온도가 높게 되므로 흡입 혼합기의 온도를 높이는 것이 그 원인인 것이다. 따라서 가열링을 부착하지 않는 원형에 비하여 제동평균 유효압력이 저하됨을 지적할 수 있다.

그러나 이것의 개선책으로는 혼합형 가열링(HA3)과 같이 가열링 면적과 그 부착위치란 적절하게 조절함으로써 위에서 지적한 단점을 줄일 수 있고 또한 체적효율의 문제에 관해서는 냉각수온도를 저하시킴으로써 이것은 보완할 수 있다는 것을 제언하는 바이다.

후 기

본 연구는 한국과학재단의 연구조성비로 수행되었으며 관계 제위에게 깊은 감사란 드립니다.

참 고 문 헌

- (1) R. H. Thring, M. T. Overington; Gasoline Engine Combustion - The High Ratio Compact Chamber, SAE Trans. 820187(1982), pp. 730-739
S. D. Hires, R. J. Tabaczynski, and J. M. Novak; The Prediction of Ignition Delay and Combustion Intervals for a Homogeneous Charge, Spark Ignition Engine, SAE paper 780232(1978), pp. 1053-1067
G. G. Lucas, M. F. J. Brunt; The Effect of Combustion Chamber Shape on the Rate of Combustion in a Spark Ignition Engine, SAE paper 820165(1982), pp. 714-729
- (2) 平尾 収; 自動車用 機関 計劃原論, 山海堂, (1972), pp. 204-222.
李基明; 4行程機関의 Squish Velocity 特性에 관한 研究, 嶺南大 碩士論文(1973).
- (3) 李成烈, 李鍾泰; 피스톤마찰에 미치는 각 인자의 영향, 韓國自動車工學會誌, 제5권 제

1 頁 (1983), pp. 51-53

- (4) E. M. Goodger; Hydrocarbon Fuels, Production, Properties and Performance of Liquids and Gases, Macmillan Press (1975), p.82
- (5) V. L. Maleev; Internal-combustion Engines, McGraw-Hill (1945), pp. 51-55
- (6) 日本機械学会; 伝熱工学資料 (1966), pp.15-16
- (7) W. C. Reynolds; Modeling of Fluid Motion in Engines, Plenum Press (1980), pp. 43-49
- (8) N. C. Blizard, J. C. Keck; Experimental and Theoretical Investigation of Turbulent Bur-

ning Model for Internal Combustion Engines, SAE Paper 740191 (1974), pp. 846-864

R. J. Tabaczynski, C. R. Ferguson; A Turbulent Entrainment Model for Spark-Ignition Engine Combustion, SAE Paper 770647 (1977), pp. 2414-2433

- (9) G. C. Davis, C. Borgnakke; The Effect of In-Cylinder Flow Processes (Swirl, Squish and Turbulence Intensity) on Engine Efficiency-Model Predictions, SAE Paper 820045 (1982), pp. 78-180