

연소실 압력을 이용한 2행정 엔진의 소기효율 측정 연구

A Study on the Evaluation of Scavenging Efficiency in Two-Stroke Engines by Analysis of the In-Cylinder Pressure Data

김 영 민*
Youngmin Kim

ABSTRACT

In two-stroke engines, methods of evaluating scavenging efficiency have been studied in parallel with trials for improvement of scavenging process.

But simulating methods have a wide difference with scavenging process in real engines and methods of evaluating scavenging efficiency in real engines are very difficult and very expensive.

This study shows that there is a possibility of evaluating scavenging efficiency in real engines very easily by analysis of in-cylinder pressure data.

And as a characteristics of two-stroke engines, the polytropic indices in the process of compression are varies with degree of scavenging and good representatives of scavenging efficiency.

주요기술용어 : Two-Stroke(2행정), Scavenging Efficiency(소기효율), Specific Heat Ratio(비열비), Polytropic Index for Compression(압축 폴리트로픽 지수), Skip Firing(간헐연소), Cyclic Variation(연소 사이클 변동)

1. 서 론

일반적으로 2행정 기관은 4행정기관에 비하여 비출력(출력/피스톤면적)이 크고 그 구조의 간단

함, 매회 연소에 의한 균일한 회전력, 적은 펌핑 손실 등의 장점이 있다. 그러나 2행정기관에서는 소기과정중에 유입된 신기의 일부가 연소실에 갇히지 않고 배기공을 통하여 바로 유출되는 단락 유동(short-circuiting)에 의해 기화기식인 경우 연료의 약 25%~40%가 미연소 상태로 배출되기 때문에 직접분사를 통해 효율적인 저공해 엔진연구가 많이 수행되고 있다. 최근 호주의

* 정회원, 한국기계연구원

Orbital사¹¹⁾에서는 pneumatic injector를 사용한 직접분사방식으로 저부하영역에서 안정된 연소에 의해 탄화수소배출이 규제치 이하로 가능하다고 발표하여 2행정기관에 대한 새로운 관심을 일으키는 계기를 만들고 있다. 그러나 2행정엔진에서는 흡, 배기가 동시에 이루어지기 때문에 소기에 대한 어려움은 여전히 남아있으며 이로 인한 저부하영역에서 실린더내 잔류가스량의 과다로 인한 부정연소(irregular combustion)와 실화가 문제가 되고 있으며 소기과정을 개선하기 위한 많은 연구들이 진행되어 왔다.

또한 소기효율을 측정하는 방법은 지금까지 여러 가지 방법으로 연구되어 왔으나 아직도 정확한 평가나 측정방법은 쉽지 않다고 할 수 있다. 여러 가지 작동유체를 이용하여 정상상태의 소기과정을 모사하는 방법²⁾은 유동의 가시화와 측정이 간편한 장점이 있으나 실제 운전중인 엔진의 여러 가지 속도와 부하에 따른 소기효율을 평가하기에는 어려움이 있으며 연소실이나 배기관에 고속동작의 마그네틱 밸브를 설치하여 가스분석에 의한 소기효율의 측정은 실험장비가 고가이고 일부 가스의 샘플링으로서 전체 실린더의 소기효율을 측정하는 데는 문제점을 갖고 있다고 할 수 있다.

본 연구는 처음부터 2행정기관의 소기효율 측정을 목적으로 연소실 압력을 분석한 것이 아니라, 2행정기관의 엔진성능 분석을 위한 기초실험 중 엔진회전속도와 부하에 따른 연소실 압력을 측정하여 분석하는 과정에서 실 운전 중일 때 연소가 일어나기 전까지의 압축과정에서 압력이 모터링시 압력보다 훨씬 낮아지고 그 정도는 엔진회전속도와 부하에 따라 달라짐을 발견하였으며, 이에 대한 원인을 알아보기 위해 먼저 데이터 획득상의 오류나 데이터의 Shift (TDC추정의 오류) 등 측정상의 오류에 대한 검토로부터 시작하여 여러 가지 실험을 수행한 결과 이러한 2행정기관에서 압축과정에서 압력선도의 변화는 소기효율과 밀접한 관계가 있음을 발견하였다. 따라서 본 연구에서는 2행정기관에서 연소가 일어나

기 전의 압축과정에서 압력선도의 변화가 소기정도와 밀접한 관계가 있음을 확인함으로써 앞으로 엔진 연소실 압력을 측정, 분석하여 실제 운전조건에서 여러 가지 엔진속도와 부하에 따른 정량적인 소기효율의 측정가능성을 제시하고자 한다.

2. 소기효율 측정기법

2.1 소기효율의 정의

2행정 기관에서 소기효율을 정의하는데 있어 먼저 여러 가지 용어들이 정의되는데 행정체적(swept volume)에 대한 흡입 공기량비인 급기비(delivery ratio)는

$$DR = \frac{\text{매 사이클 공급공기 총량}}{\text{행정체적분의 대기상태의 공기총량}}$$

실린더내 전가스에서 신기의 비율을 나타내는 신기순도(purity)는

$$PUR = \frac{\text{소기후 실린더내 신기의 총량}}{\text{실린더내 전가스 총량}}$$

으로 정의할 수 있다.

일반적으로 소기효율이라고 하면 신기순도를 가리키는 경우가 많으며 급기비가 높을수록 좋아지는 경향이 있다. 그러나 단락유동(short-circuiting)에 의해 연소실에 감하지 않고 바로 배기되는 양이 달라질 수 있으므로 반드시 일치하지는 않는다.

2.2 소기효율 측정방법

벤치리그를 이용한 정상상태에서의 소기효율 평가방법이나 모터링조건에서 소기효율 측정이 많이 이루어져 왔지만 실제 연소시의 소기효율과는 상당한 차이가 있으므로 실제 연소조건에서 소기효율을 측정하기 위한 연구들도 또한 많이 연구되어 왔다.

여러 가지 tracer gas를 이용하여 연소실내에 갇히는 tracer gas는 완전히 소모되고 단락유동되는 양은 반응하지 않는다는 가정하에 단락유동되는 양을 측정하는 방법을 사용하고 있으나 완

벽히 이러한 가정을 만족하는 tracer gas는 없으며 연소에 영향을 주고 부분부하시에는 불완전연소(partial burn)에 의해 연소실내에서 tracer gas가 완전히 소모되지 않기 때문에 문제점을 가지고 있다.^{[3][4][5]}

Ohigashi 와 Hamimoto^[6]는 배기가스중의 산소농도를 측정하여 소기효율을 계산하였다. 연소실내 갇힌 산소는 완전히 소모된다는 가정을 바탕으로 하므로 희박연소시 소모되지 않은 산소와 단락유동에 의한 산소의 구분은 어렵다는 단점이 있다.

Ku와 Trimble^[7], Booy^[8]는 점화신호를 제어한 skip-fire method를 이용하여 skipped cycle 수가 많으면 점차 잔류가스량이 줄어들므로 뒤이은 연소의 출력이 크게 되므로 skipped cycle 수에 따른 출력을 측정하여 소기효율을 측정하였다. 그러나 이 방법은 skipped cycle에서도 연소시와 소기효율이 동일하다는 가정을 바탕으로 하고 있다.

Asanuma 와 Yanagihara^[9], Hori^[10], Kannappan^[11], Ohigashi 와 Hamimoto^[12], Blair 와 Ashe^[13], Malkiewicz^[14], Bruce 와 Robert^[15] 등은 연소실 내부에 마그네틱 밸브 또는 기계적 포핏밸브를 설치하여 압축, 팽창과정 중에 가스샘플링에 의해 소기효율을 측정하였다. 그러나 연소실내의 혼합기가 균일하지 않기 때문에 일부분의 샘플링에 의한 소기효율 측정은 오차를 가질 수 있다고 보고되고 있다.

3. 실험장치 및 방법

본 실험에 사용된 엔진은 기화기식 가솔린 2행정 엔진이며 배기량 214cc 단기통 공냉식 엔진으로 그 제원과 그림은 Table 1과 같다. 기방식은 크랭크케이스 펌핑에 의한 Schnurle 소기방식으로 소기 및 배기포트의 형상 및 배기포트의 형상 및 배치는 Fig.1에 나타내었다. 배기포트의 열림과 닫힘각도는 88.7° BTDC로서 보통의 2행정 기관에 비하여 시기가 이

Table 1 Specification of test engine

Engine Type	Single Cylinder, Air Cooled 2-Stroke Spark Ignition Engine (Carburetted)
Scavenging	Schnurle Scavenging with Crankcase Pumping
Bore × Stroke	67.5 × 60 mm
Displacement Volume	214CC
Spark Ignition	Transistered Coil Ignition
Exhaust Port Open/Close	88.7° ATDC/BTDC
Scavenging Port Open/Close	118.2° ATDC/BTDC
Compression Ratio	6.5 : 1 (effective)

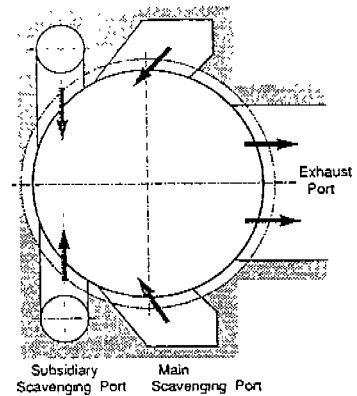


Fig. 1 Scavenging port geometry

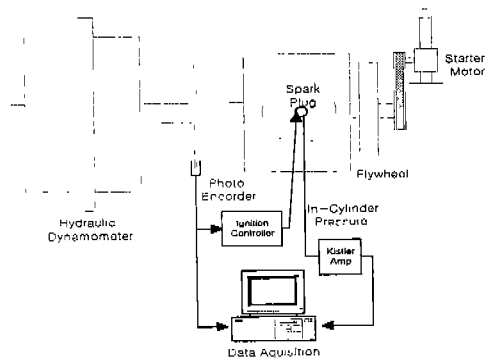


Fig. 2 Schematics of experimental setup

른 편으로 저속보다 고속에 적합한 엔진이다. Fig.2는 실험장치의 개략도로써 엔진은 25kW의 수동력계에 연결하고, 연소압력은 압전형 압력센서로 측정하였으며 엔코더의 1° 펄스와 기준(Z)펄스로 엔진제어와 데이터 획득장치에 이용하였다.

본 연구에서의 실험내용은 앞서 언급된 바와 같이 2행정기관에서 실 운전중일 때 회전수와 부하에 따라 연소가 일어나기 전까지의 압축과정에서 압력이 모터링시 압력보다 더 낮아짐을 확인하고 이에 대한 원인을 알아보기 위해 먼저 데이터획득상의 오류 즉 데이터의 Shift (TDC측정의 오류)등 측정상의 오류를 검토하고 압축과정에서 압력변화가 소기정도와 밀접한 관계가 있음을 확인하는 과정으로 진행되었다. 실운전시 실제로 압축압력이 모터링시 압력보다 낮아지는지를 확인하기 위해 엔진운전중에 갑자기 점화전원을 차단시켰다가 다시 연결하여 연소, 모터링, 연소로 순간적으로 변화시 압축압력의 변화와 점화신호를 flip-flop회로를 거치게 하여 두 세 번에 한번씩 연소가 일어나는 skip firing을 했을 때 압력선도의 변화를 살펴보았다. 또한 고부시와 저부시시의 압력선도를 측정하여 연소의 사이클변동과 각 조건에서 소기정도의 변동에 대한 관계를 살펴보았다.

4. 실험결과 및 고찰

4.1 상사점(TDC)의 측정

정확한 압력데이터 분석을 위해서는 TDC (Top Dead Center)의 측정이 매우 중요한데 이러한 TDC는 일반적으로 모터링압력으로부터 구해진다. 모터링압력은 연소실 벽면으로의 열손실과 틈새체적을 통한 블로바이때문에 실제 TDC보다 1° ~ 2° 앞에서 최고값을 가진다고 알려져 있으며 이를 Thermo dynamic Loss

Angle (TLA)이라 한다. 먼저 본 연구에서도 모터링 압력으로부터 TDC를 구하는 방법을 사용하려 하였으나 어떤 조건에서 모터링을 하느냐에 따라 TLA이 상당히 차이를 보임을 알 수 있었다. Fig.3은 엔진운전 중에 갑자기 점화전원을 차단하여 2700rpm부터 1000rpm까지의 모터링 압력을 나타낸 것으로서 엔진 회전속도가 감소할수록 압축시간이 길어지므로 압축행정시 총 열손실과 블로바이량이 증가하고 또한 압축압력이 감소하게 되면 피스톤링 안쪽의 압축가스에 의한 링-벽면 밀착력이 약해지므로 더욱 더 블로바이가 증가하게 되어 TLA이 최고 6° 까지 커지게 된다. 또한 엔진이 예열되기 전과 충분히 예열된 상태사이에도 차이가 확인되었으며 기화기를 통해 연료를 공급할 때와 연료를 차단했을 때 연료의 기화에 의한 영향으로 TLA이 차이가 남을 확인하였다. 이러한 결과들은 일반적으로 알려진 TLA의 값보다 훨씬 크며 여러 가지 운전조건에 대해서도 변동폭이 매우 크다고 할 수 있다. 이것은 엔진이 소형이 될수록 단위체적당 표면적비가 커지므로 (Bore가 1/2, Stroke가 1/2이 될 때 2배) 열손실이 커지고 단위체적당 피스톤링 접촉비가 커지므로 (Bore가 1/2, Stroke가 1/2이 될 때 4배)가 되므로 blow-by가 증가하게 되며 또한 압축비가 6.5:1로서 매우 낮으므로 피스톤링 안쪽의 가스압력에 의한 링-벽면 밀착력이 약해지므로 블로바이가 더욱 증가하기 때문이라고 사료된다. 그러나 대형 디젤엔진의 경우는 압축비가 높고 단위체적당 열손실과 블로바이가 적어 900rpm에서 1800rpm까지 변화시키면서 모터링 압력을 측정했을 때 TLA이 거의 일정하게 1° 정도되는 것을 확인한 바 있다. 따라서 소형, 저압축비인 2행정기관에서는 엔진조건에 따라 TLA이 큰 차이를 보이므로 모터링압력으로 TDC를 측정하는 것은 무리가 있는 것으로 판단되어 갭센서를 이용하여 여러 가지 엔진회전속도에 따라서 동적 상사점을 직접 측정하였다.

Fig.4는 시동모터로 엔진을 정지상태에서부터 2000rpm까지 증가시키면서 100사이클동안의 측

정 결과의 일부로서 엔진회전속도에 관계없이 TDC가 엔코더의 Z펄스 후 120° 로 일정하게 나타났으며 캡센서로부터 측정된 TDC를 기준으로 모든 압력데이터를 처리하였다.

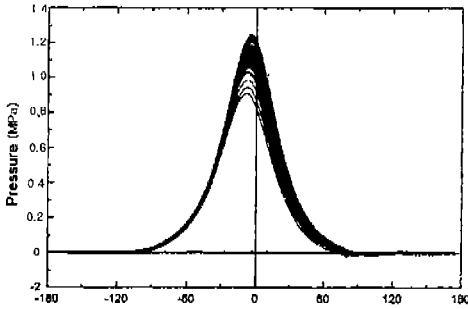


Fig. 3 Motoring pressure for different rpm (2700~1000rpm)

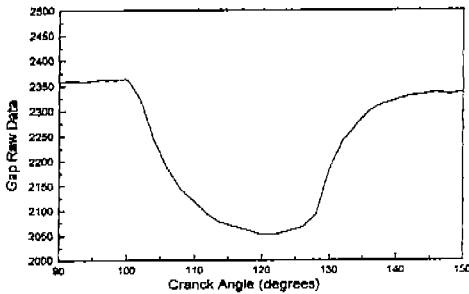


Fig. 4 TDC Measurement by Gap Sensor

4.2 압축과정시 압력선도의 변화

보통 4행정기관에서는 연소가 일어나기 전까지는 실린더내의 압력이 엔진회전속도이나 부하에 따라 압력선도의 큰 차이를 보이지 않는다. 이는 연소가 일어나기 전까지는 엔진회전속도이나 부하에 관계없이 크랭크각에 따라 같은 부피변화를 하는 단열압축과정으로 생각할 수 있기 때문이다.

그러나 Fig.5는 2행정기관에서 연소가 일어나지 않는 시동모터에 의한 2000rpm의 모터링 압력을 기준으로 각각 3000rpm에서 부하를 달리할 때 각각 50사이클의 평균연소압력을 나타낸 것으로

실운전 중 때 연소전의 압축과정에서 압력은 모터링시 압력보다 낮음을 알 수 있으며 대체적으로 엔진회전속도와 부하가 증가할수록 모터링시 압력에 가까워지는 것을 볼 수 있다.

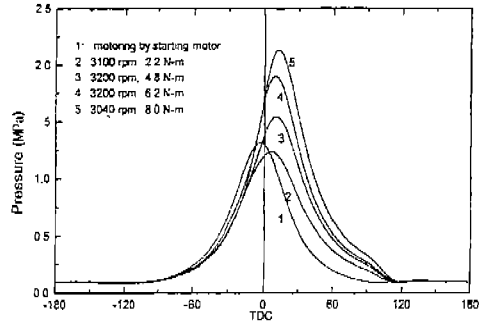


Fig. 5 Average pressure traces for different loads in a 2-stroke engine

4.4 압축과정에서의 압력선도의 변화해석

압축과정은 열손실과 블로바이를 무시한다면 단열압축과정으로 볼 수 있다. 압축과정시 동일 크랭크각 변화에 의한 부피변화에 따른 연소실내 압력변화는 비열비(specific heat ratio)에만 관계되며 비열비는 Fig.6과 같이 온도, 공연비, 연소가스함량에 따라 변하며 특히 온도에 의한 영향이 지배적이라고 할 수 있다. 앞서 실험결과에서와 같이 압축과정시 압력선도의 차이를 보이는 것은 일반적으로 4행정기관에서는 배기행정이 따로 있어 소기가 충분히 이루어진 후 압축이 일어나므로 연소실내 갇히는 가스의 조성이 비교적 일정하다고 할 수 있으나 2행정기관에서는 배기행정이 따로 없기 때문에 소기되는 정도에 따라 압축 행정이 시작될 때 연소실내 갇히는 가스의 조성이 크게 달라지며 소기가 불충분하여 압축시 고온의 연소가스가 많이 남게되면 비열비가 낮아지기 때문에 압축과정에서 낮은 모터링 압력선도를 따르게 된다고 할 수 있다.

일반적인 크랭크케이스 펌핑방식의 2행정기관인 경우 행정체적(swept volume)에 대한 흡입

공기량인 급기비(delivery ratio:DR)가 약 0.5~0.8 이고 연소실내 전체에 대한 신기함량(purity: PR)이 0.4~0.6 이므로 온도가 높은 연소가스의 함량에 따라 연소실내의 압축가스의 비열비가 달라질 수 있다. Fig.7은 미연소 혼합기와 연소가스의 가스조성에 따른 비열의 차이는 무시하고(온도에 의한 영향에 비해 작다고 가정), 저온의 가스(신기)와 고온의 가스(잔류가스)의 비율에 따라 연소실내 간히게 되는 초기혼합기의 평균온도가 달라짐으로 인한 비열비의 변화를 보기위해 신기(fresh mixture)의 온도(T_f)를 300K, 연소가스(burned gas)의 온도(T_b)를 1000K, 당량비율 $\lambda=1.0$ 로 가정했을 때 연소실내 신기함량(purity)에 따른 비열비(specific heat ratio)를 나타낸 것으로 2행정기관에서 소기정도에 따라 비열비의 상당한 차이를 보일 수 있음을 알 수 있다.

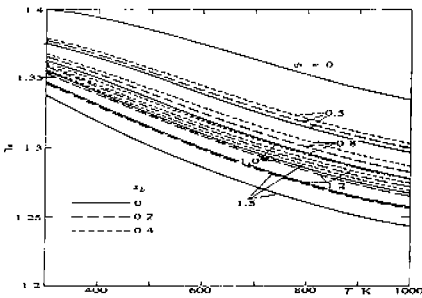


Fig. 6 Specific heat ratio as function of temperature, equivalence ratio, and burned gas fraction

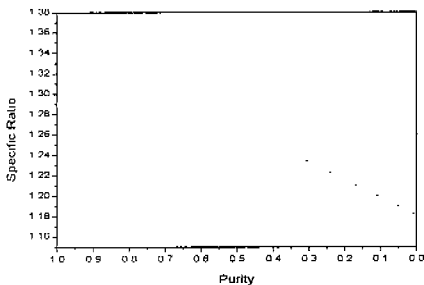


Fig. 7 Variation of specific heat ratio with purity ($T_f=300K$, $T_b=1000K$, $\lambda=1.0$)

4.5 연소, 모터링, 연소로 변화시 압력선도의 해석

Fig.8은 실운전중일 때 압축과정에서 압력이 모터링시 압력보다 더 낮아지는지 확인하기 위해서 점화신호를 순간적으로 차단했을 때 순간적인 모터링 압력선도의 변화를 포착하였다. 불완전연소 후 실화가 6번 일어나고 다시 연소가 일어날 때의 연소압력을 연속적으로 나타낸 것이다. 불완전연소후 첫 실화시에는 연소실내 연소가스의 양이 많으므로 낮은 모터링 압력을 보이며 모터링을 반복할수록 연소실내에는 연소가스의 양이 줄어들므로 모터링 압력이 높아진다.

Fig.9와 같이 $\log P-V$ 선도로 나타냈을 때, 압축과정시 기울기를 압축 폴리트로픽 지수(polytropic index for compression)를 N_{comp} 이라고 정의하면 이값은 열전달과 블로우바이를 무시한다면 비열비(specific ratio) γ 와 일치하게 된다. $\log P-V$ 선도에서 압축과정시 기울기가 정확히 직선은 아니기 때문에 소기가 완전히 끝난 BTDC 80° 에서 BTDC 60° 사이(직선에 가까운 구간)에서 5° 간격으로 두점의 기울기를 구하여 평균한 값을 N_{comp} 로 정의하였다.

Fig.10은 사이클에 따른 N_{comp} 의 변화를 나타낸 것으로 부분연소 후 실화가 반복될수록 N_{comp} 가 증가함을 알 수 있고 이는 연소실내 압축가스 조성 중 연소가스의 비율이 줄어들기 때문이라고 할 수 있다. 예를 들어 소기율이 50%로 일정하다고 하면 연소 후 첫 번째 실화에서는 고온가스함량이 50%, 두 번째 실화에서는 25%, 세 번째는 12.5%로 되어 지수함수 형태로 감소하며, 연소실내 간히게 되는 초기 혼합기의 평균 온도가 지수함수 형태로 감소하므로 폴리트로픽 지수는 지수함수 형태로 증가하게 된다. Fig.13의 결과에서도 2번째부터 7번째 실화까지 거의 지수함수형태로 폴리트로픽 지수가 증가함을 볼 수 있으며 매 사이클의 고온의 연소가스 함량을 잘 나타내어준다고 할 수 있다.

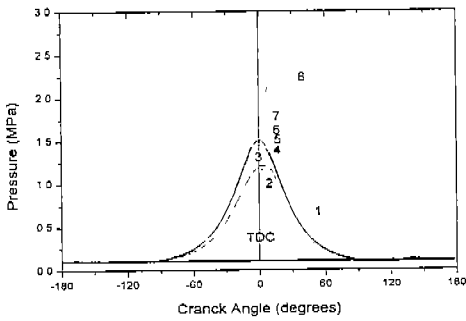


Fig. 8 Consecutive pressures for transition condition (firing, motoring, firing)

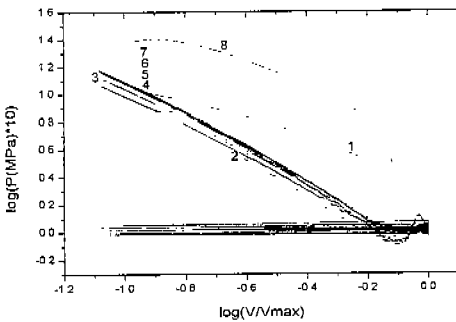


Fig. 9 Log P-V Plots of consecutive pressures for transition condition

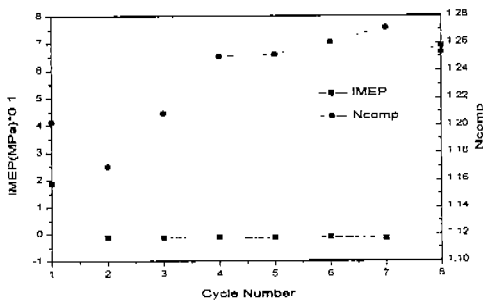


Fig. 10 Consecutive Ncomp and IMEP

4.6 Skip Firing시 압력선도의 해석

앞서 모터링과 연소가 반복해서 일어날 때 압축과정에서 압력선도의 변화를 좀더 자세히 알아보기 위해서 점화신호를 flip-flop 회로를 거치게 하여 두 사이클에 한 번 연소가 있게 하였으나 flip-flop 회로의 작동 불안정성으로 2, 3, 4번에 한번 씩 연소가 일어나는 skip firing을 실시하여 압력선도의 특징을 알아보았다.

결과는 Fig.11과 같으며 모터링 최고 압력이 9.5 bar ~ 12.3 bar 의 범위로 변하며 모터링 횟수를 반복할수록 모터링압력이 높아지며 연소시 높은 압력을 나타냄을 볼 수 있다. Fig.12는 대표적인 10사이클을 나타낸 것으로 A, C는 한번의 모터링 후 연소가 일어날 때이고 B는 세번의 모터링 후 연소가 일어날 때를 나타낸 것이다. Fig.13은 각각의 경우에 대해 연소사이클과 바로전의 모터링 사이클을 같이 나타낸 것으로 모두 연소사이클시 압축과정의 압력선도는 바로전 모터링 사이클의 압력선도를 잘 따라감을 볼 수 있다. 이러한 결과로부터 비열비에 관계되는 순간순간의 모터링 압력은 소기정도에 따라 달라지며 연소에 직접적인 영향을 끼친다는 것을 알 수 있다.

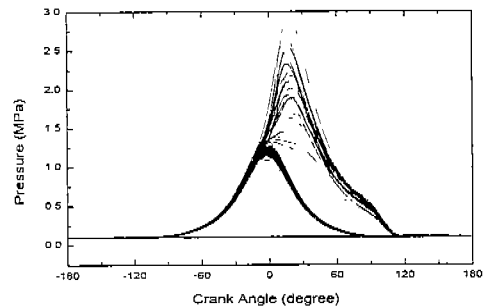


Fig. 11 Pressure traces for skip firing

4.7 2행정 기관의 사이클 변동의 해석

고부하조건과 저부하조건에서 각각 압력선도와 log P-V 선도의 사이클 변동을 알아본 결과 고부하조건에서보다 저부하조건에서 연소전의 압축과정에서 압력변동(압축 폴리트로픽 지수 :Ncomp)의 변동이 크게 나타났다.

R. Douglas, R. J. Kee 와 B. P. Carberry^[16]은 2행정 기관의 압력분석에 있어 압전형 압력센서의 절대압력 보정방법으로 4행정기관에서 쓰이고 있는 압축과정에서 폴리트로픽 지수가 일정한 값을 가지도록 하는 방법을 2행정기관에 적용할 경우 압축과정에서 폴리트로픽 지수의 사이클변동이 심하게 나타나므로 적용할 수 있을지 의문시되며 이는 2행정기관의 특징이라고 보고하고 있지만 압축과정에서 폴리트로픽 지수의 사이클변동의 정확한 원인은 밝히지 못하고 있다.

Fig.14는 연소의 사이클 변동이 심한 저부하에서 연소압력 변동을 나타낸 것이고 Fig.15는 압축 폴리트로픽 지수(Ncomp)와 도시평균유효압력(IMEP)의 관계를 잘 나타내는 구간을 선택한 것이다. 연소의 사이클 변동은 여러 가지 인자의 영향을 받으므로 모든 구간에서 반드시 이러한 경향을 나타내지는 않으나 분명히 2행정기관에서 압축 폴리트로픽 지수(Ncomp)는 매 사이클의 소기정도를 잘 나타내고 있으며 연소와 밀접한 관계가 있음을 알 수 있다.

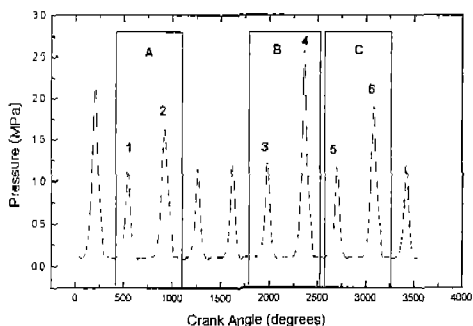


Fig. 12 Consecutive pressures for 10 cycles

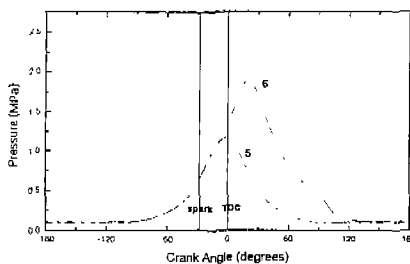
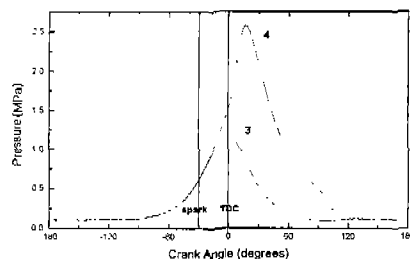
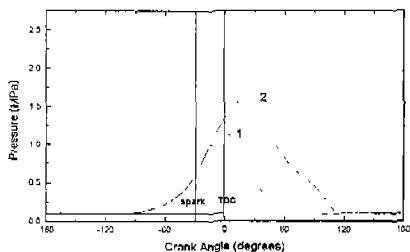


Fig. 13 Pressure plots of previous motoring cycles and subsequent combustion cycles

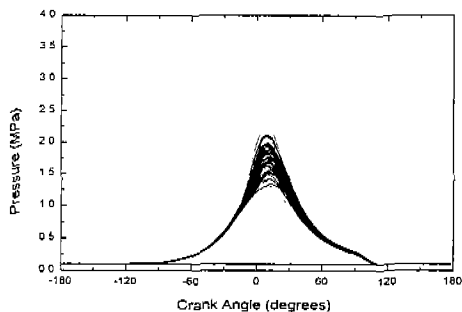


Fig. 14 Cyclic variation for low load

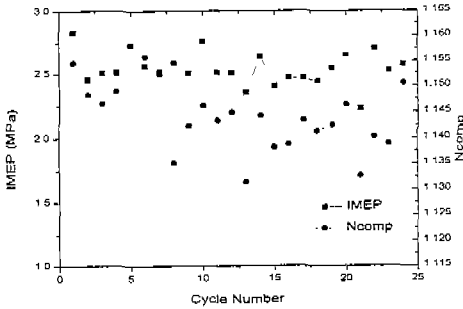


Fig. 15 Relations of Ncomp and IMEP

5. 결론

2행정기관의 엔진성능분석을 위해 엔진회전속도와 부하에 따른 연소실 압력을 측정하여 분석하는 과정에서 실 운전 중일 때 연소가 일어나기 전까지의 압축과정에서 압력이 모터링시 압력보다 훨씬 낮아지고 그 정도는 엔진회전속도와 부하에 따라 달라짐을 발견하였으며 아래와 같은 여러 가지 실험결과로부터 압축과정에서 압력선도의 변화가 소기정도와 밀접한 관계가 있음을 확인함으로써 해서 앞으로 엔진 연소실 압력을 측정, 분석하여 실제 운전조건에서 여러 가지 엔진속도와 부하에 따른 정성적 및 정량적인 소기효율의 측정가능성을 제시하고자 한다.

1. 연소,모터링,연소를 반복할 때 순간적인 압력선도의 해석을 통해 실린더내 연소가스의 함량에 따라 모터링압력이 변화함을 확인하였으며 연소가스 함량에 따라 온도에 지배적인 함수인 비열비(specific heat ratio)가 달라져 연소가스를 많이 포함할수록 비열비가 낮아지기 때문에 압축과정에서 낮은 압력선도를 따르게 된다고 할 수 있다.

2. 간헐연소(Skip firing)시 압력선도의 해석을 통해 순간 순간의 모터링 압력은 소기정도에 따라 달라지며 연소에 직접적인 영향을 끼친다는

것을 알 수 있었고 압축과정시 폴리트로픽 지수는 소기정도를 잘 나타내줄 수 있음을 확인하였다.

3. 고부하에서보다 저부하에서 압축과정에서 폴리트로픽 지수의 변동이 심하며 매 사이클의 출력(IMEP)과 밀접한 관계가 있음을 확인하였다.

4. 압축과정시 폴리트로픽 지수를 이용한 소기효율 측정법은 실제운전 조건에서 여러 가지 엔진회전속도와 부하에서의 소기효율의 측정뿐만 아니라 매 사이클의 소기정도를 쉽게 측정할 수 있으며 정확한 소기효율의 측정을 위해서는 배기 가스온도의 측정과 연소실내 배기가스 함량에 따른 압축 폴리트로픽 지수를 실제로 측정하는 보정작업(calibration)을 통해 열전달 및 블로바이를 고려해야 할 것으로 생각된다.

참고문헌

- Honnier, P. Duret, "IAPAC Compressed Air Aissisted Fuel Injection for High Efficiency Low Emission Marine Outboard Two-Stroke Engines", SAE paper 911849, 1991.
- D.S Sanborn, W.M. Roeder, "Single Cycle Simulation Simplifiers Scavenging Study", SAE paper 850175, 1985.
- Isigami, S., Tanaka, Y., and Tamari, M., "The Trapping Efficiency Measurement of Two Stroke Cycle Diesel Engine by Tracer Gas Method," Bulletin of JSME,6, 524-31, 1963.
- Wallace, E.J. and Cave, P.R., "Experimental and Analytic Scavenging Studies Two-Stroke Opposed Piston Diesel Engine," SAE Paper 710175, 1971.
- Huber, E.W., "Measuring the Trapping Efficiency of Internal Combustion Engines Through Continous Exhaust Gas Sampling"

- SAE Paper 710144, 1971.
6. Ohigashi, S. and Hamimoto, Y., "Cylinder Gas Composition of Small 2-stroke Gasoline Engine," SAE Paper 710143, 1971.
 7. Ku, P.M. and Trimble, T.F., "Scavenging Characteristics of a Two-Stroke-Cycle Engine as Determined by Skip-Cycle Operation," Journal of Research of the National Bureau of Standards, 57, 325-31, 1956.
 8. Booy, R.B., "Evaluating Scavenging Efficiency of Two-Stroke Cycle Gasoline Engines," SAE Paper 670029, 1967.
 9. Asanuma, T. and Yanagihara, S., "Gas Sampling Valve for Measuring Scavenging Efficiency in High-Speed Two-Stroke Engines," SAE Transactions, 70, 420-33, 1962.
 10. Hori, K., "A Method of Measuring Scavenging Efficiency and its Applications," Bulletin of JSME, 5, 327-34, 1962.
 11. Kannappan, A., "A New Method for Evaluating the Scavenging Performance of Two-Stroke Diesel Engines," SAE Paper 640929, 1964.
 12. Ohigashi, S. and Hammamoto, Y., "Cylinder Gas Composition of Small Two-Stroke Cycle Gasoline Engine," SAE Paper 710143, 1973.
 13. Blair, G.P. and Ashe, M.C., "The Unsteady Gas Exchange Characteristics of a Two-Cycle Engine," SAE Paper 800038, 1980.
 14. Malkiewicz, T., "Scavenging Parameters of Two-Stroke Engines - Methods of Measurement and Calculation", Motortechnische Zeitschrift, 48, 439-45, 1987.
 15. Bruce J.T. and Robert M., "Scavenging of a Firing Two-Stroke Spark-Ignition Engine", SAE Paper 940393, 1994.
 16. R. Douglas, R. J. Kee, and B. P. Carberry, "Analysis of In-Cylinder Pressure Data in Two-Stroke Engines", SAE Paper 972792, 1997.