

# 흡입습도가 스파아크 점화기관의 연소과정에 미치는 영향

## Effect of Inlet Air Humidity on the Combustion Process of the Spark-Ignition Engine

金文憲\* · 李成烈\*\*

M. H. Kim, S. Y. Lee

### Abstract

The analysis shows that the variation of maximum pressure of the cycle, rate of heat release, rate of mass burned, and combustion delay are influenced by the inlet air humidity in the spark-ignition engine.

The quantitative combustion delay can be obtained from the rate of mass burned. Also, the variation of time loss and effective compression ratio with the change of inlet air humidity are dominated by the development of rate of heat release.

### 1. 서 론

기관의 흡입공기는 습공기이며, 대기조건에 따라 대기의 습도는 달라지며, 따라서 흡입공기의 습도는 달라진다. 흡입 습도의 변화는 기관의 연소를 변화하게 할 것이고<sup>(1)</sup> 따라서 기관 성능의 변화를 초래하게 할 것이다. 종래 기관의 연소에 관한 연구는 매우 많으며 연소과정의 구체적이고도 세밀한 연구를 위해 연소모델의 개발을<sup>(2)</sup> 발전시켜 왔으나 습공기를 대상으로 한 연소해석은 그 발전이 매우 약하다. 그러므로 저자는 우선 흡입습도를 변화시킨 실제 기관의 운전에서 지압선도를 얻어, 지압선도의 해석으로부터 흡입습도에 관한 연소동태를 파악하고자 하였다.

즉 흡입습도 변화에 대한 사이클의 최고압력의 변화, 열발생율, 연소율, 연소지연 등을 명백히 하고 아울러 이들이 사이클에 미치는 영향을 밝히고자 한다.

### 2. 실험의 개요

#### 2.1 실험장치

Fig. 1은 실험장치의 개략도이다. Fig. 1에서 흡입계통은 흡입공기입구로부터 가습공기실(WA), 오리피스유량계(OFM), 압력조절밸브(V), 가열기(IH), 흡입서어지탱크(IST)로 구성된다. 흡입공기상태는 흡입서어지탱크 내의 공기상태

\* 숭전대학교 공과대학  
\*\* 성균관대학교 공과대학

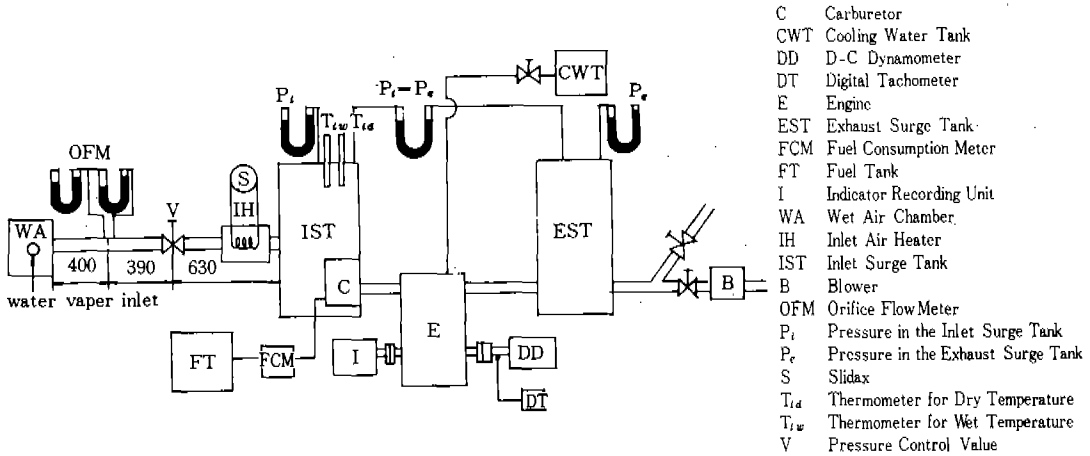


Fig. 1. Schematic Diagram of Experimental Apparatus.

를 기준으로 하며 습도의 측정은 흡입 서어지탱크에 설치한 건구 온도계 및 습구온도계로 부터 측정한다.

흡입서어지탱크는 기관의 행정용적 $667\text{cm}^3$ 에 비하여 360배인  $243\ell$ 의 용적을 가지므로 배동류의 감쇠효과 및 흡입공기상태가 충분히 안정되어 있는 것으로 생각해도 좋다.

습도의 변화는 가변가습기를 사용해서 가습공기실의 공기를 가습함으로써 변화시키며, 이 경우 압력 및 온도는 압력조절밸브 및 가열기분 사용해서 일정으로 유지한다.

기관출구에 배기서어지탱크(EST,  $243\ell$ )를 설치하고 배기서어지탱크로부터의 배출관은 2분해서 그 각각에 배기압력조절밸브를 설치하고 한 쪽에는 송풍기(B)를 설치한다. 잔류가스에 의한 영향을 일정하게 하기 위해 흡입압력  $P_i$ 와 배기압력  $P_e$ 를 동일압력 즉,  $P_i = P_e$ 로 유지시키기위

해 배기압력조절밸브와 배기 송풍기(B)를 사용한다.

실험에 사용한 기관은 농공용 동유 기관이며 Table 1과 같은 제원을 가진다. 실험용 기관은 직류동력계(입력 7.5KW)에 직결하고 다음과 같은 실험조건에 따라 운전한다.

### 2.2 실험조건

기관에 사용한 연료는 가솔린이고, full throttle로 운전하며 기관회전수의 조절은 동력계 하중변화로 조정한다. 실험에 사용한 기관회전수는 최대 토오르크를 발생하는 회전수인 1600 rpm으로 고정하였다.

또한, 점화진각은 표준대기상태에서 최대 토오르크를 발생하는 점화진각인  $25^\circ\text{btc}$ 로 고정하였으며 공기연료비는 13이다. 기관의 냉각수 온도는 냉각수 유량조절에 의하여 출구온도를  $80^\circ\text{C}$ 로 유지한다.

Table 1. Specification of Engine Used.

Engine Type	Four cycle kerosene engine, water cooled horizontal type valve in head
Bore $\times$ Stroke	90 $\times$ 105mm
Displacement	667 $\text{cm}^3$
Compression ratio	4.5
Number of cylinder	1
Length of con, rod	180 mm
Method of ignition	Magneto ignition

### 2.3 지압선도

해석에 사용한 지압선도는 압력평형식 지압계로부터 채취한 지압선도이다. 채취한 지압선도를 보기로서 제시한 것이 Fig. 2(a)이다.

Fig 2(a)에서 보는 바와 같이 기관이 수백사이클을 하는 동안에 지압선도로서의 한 사이클을 채취하기 때문에 연소과정 동안의 압력이 급격히 상승하는 구간의 압력변동이 매우 크다. 이

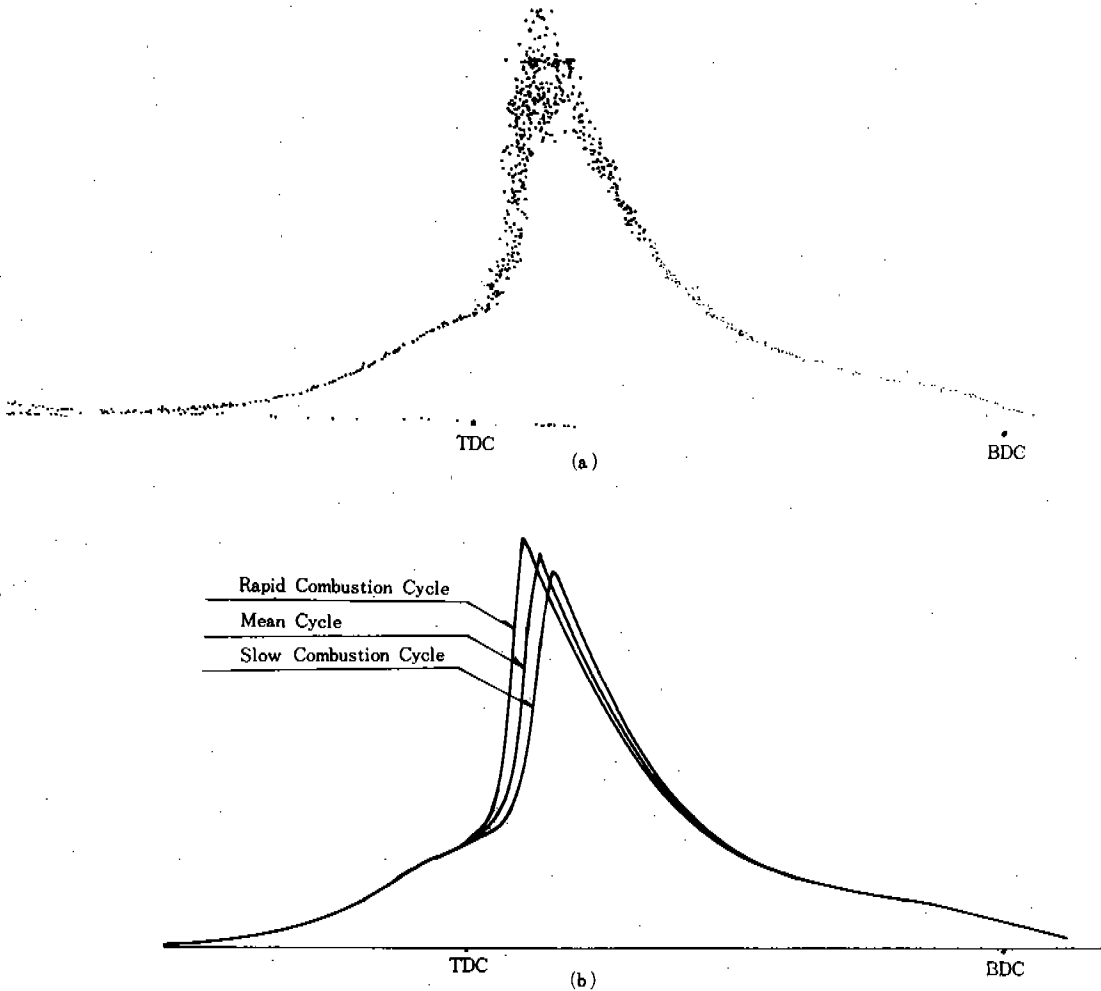


Fig. 2. (a) Indicator diagram.  
(b) Draw a figure of mean cycle.

것은 동상 기관작동에서 생기는 Cycle fluctuation 때문이며, 기관이 한 사이클을 하는 동안 한 사이클을 채취하는 piezo, strain gage식 indicator로서는 실제 기관작동에서 일어나는 cycle fluctuation을 잡지할 수가 없다. 따라서 cycle fluctuation이 고려된 지압선도가 압력평형식 지압계로 채취한 지압선도라 생각되며, 평균사이클을 얻는데 매우 큰 이점을 가진다.

그러므로 해석에 사용하는 지압선도는 사이클 변동이 고려된 지압선도로부터 그 평균사이클을 취한 지압선도라야만 타당성이 있을 것이므로 본 해석에는 이와같은 지압선도를 사용한 것이다.

Fig. 2(b)는 평균사이클을 작도하는 방법을 나타낸다.

### 3. 열발생율 및 연소지연

#### 3.1 지압선도의 비교

Fig. 3은 흡입습도변 변화시킨 경우의 지압선도를 비교한 것이다

Fig. 3에서 보는 바와 같이 흡입습도 증가에 따라 사이클의 최고압력은 낮아지고, 또한 최고압력이 놓이는 위치는 상사점으로부터 밀어진다.

이것으로 보아 예상한 일이지는 하지만, 습도증가는 불완성인 수분증가이므로 느린 연소(slow combustion)로 된다는 것을 알 수 있다.

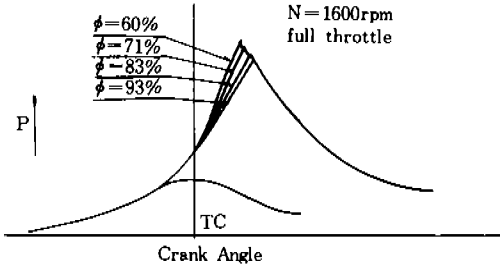


Fig. 3. Comparison of Indicator Diagram.

Fig. 4에 흡입속도 증가에 따른 최고압력의 감소와 최고압력이 놓이는 위치를 크랭크각으로 표시하였다. 최고압력의 변화는 거의 직선적인 변화이고, 또한 최고압력이 놓이는 위치의 변화는 같은 습도의 변화량이면 거의 같은 크랭크각 만큼의 deviation을 가진다. 즉 습도 10%의 변화에 대하여 약 2.5°의 deviation을 나타낸다.

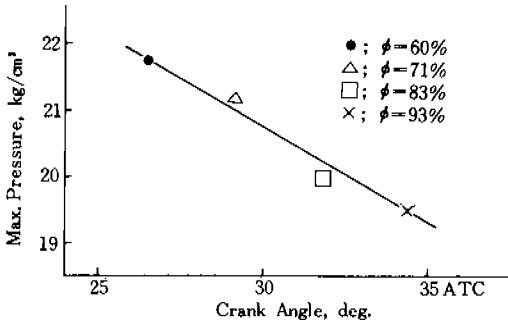


Fig. 4. Variation and Deviation of Max. Pressure.

3. 2 열발생율

연소진행을 쉽게 판단하기 위해서는 열발생율 ( $dQ/d\theta$ )로써 평가하는 것이 명확하다. 따라서 에너지보존법칙으로부터 유도한 다음 식에 의하여 열발생율을 구하였다.

$$\frac{dQ}{d\theta} = \frac{A}{k-1} \left( kP \frac{dV}{d\theta} + V \frac{dP}{d\theta} \right)$$

이것으로 구한 열발생율을 Fig. 5에 나타내며 상대습도  $\phi=60\%$ 와  $\phi=93\%$ 인 두 경우를 비교한 것이다.

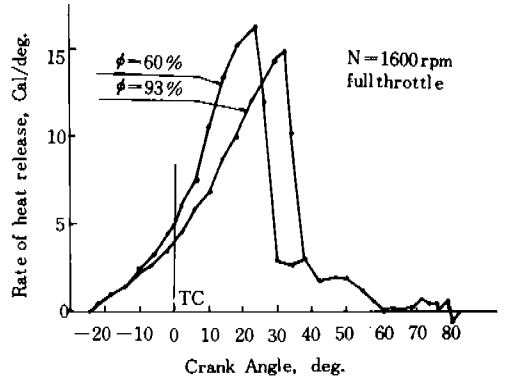


Fig. 5. Rate of heat release due to variation of humidity.

예상한 바와 같이 열발생율의 경과는  $\phi=60\%$ 에 비하여  $\phi=93\%$ 는 더욱 완만하고 따라서  $(dQ/d\theta)_{max}$ 의 위치가 상사점으로부터 더욱 멀어지며, 흡입습도의 증가는 느린 연소가 됨을 알 수 있다.

또한 Fig. 6에 최고 열발생율  $(dQ/d\theta)_{max}$ 의 크기가  $(dQ/d\theta)_{max}$ 가 놓이는 위치를 나타낸다. 이것으로 보아 명백한 것은 흡입습도의 증가는 발생에너지의 약간의 감소만이 아니고 느린 연소가 됨을 알 수 있다. 이것은 Fig. 4의 최고압력  $P_{max}$ 의 deviation과 상사하며  $P_{max}$ 의 deviation의 원인은  $(dQ/d\theta)_{max}$ 의 deviation에 있는 것으로 생각된다.

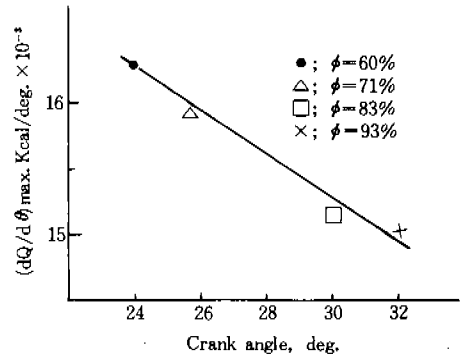


Fig. 6. Deviation of Max. Rate of Heat Release.

3. 3 연소지연

열발생율을 기초로 해서 연소진행에 따른 열발생량을 나타낸 것이 Fig. 7이다. Fig. 7에서 보

는 바와 같이 흡입습도  $\phi=60\%$ 에 비하여  $\phi=93\%$ 는 동일시기에 있어서의 열발생량이 저하하고 같은 발생열을 얻는데 있어서의 시기는 지연된다. 즉 상사점후  $20^\circ$ 에 있어서의 예를 들면 흡입습도  $\phi=60\%$ 의 발생열은 275cal이고, 흡입습도  $\phi=93\%$ 의 발생열은 200cal이다. 그러므로 발생열의 차이는 그림에서 보는 바와 같이  $\Delta Q=75\text{cal}$ 이다

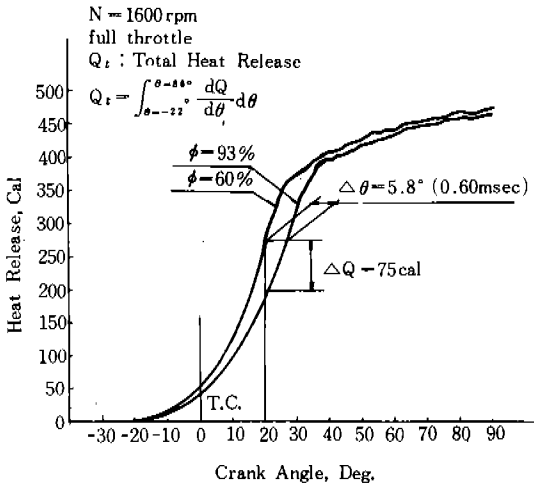


Fig. 7. Heat Release along the Combustion Proceeding for Inlet Humidity Changes.

또한, 예를 들어 동일한 275cal의 열을 발생하기 위해서는 그림에서 보는 바와 같이  $\phi=60\%$ 에 있어서는  $20^\circ \text{atc}$ 에서 얻어지는데,  $\phi=93\%$ 에 있어서는  $25.8^\circ \text{atc}$ 에서 얻어진다. 따라서 이 경우  $\phi=93\%$ 는  $\phi=60\%$ 에 비하여 크랭크 각으로  $\Delta\theta=5.8^\circ$  만큼의 연소기간이 길어지며, 즉 연소 지연(combustion delay)이 생긴 셈이다. 이것을 시간으로 나타내면 0.6msec가 된다. 상사점후  $80^\circ$  근방까지의 후연소(after burning)을 포함한 총열발생량은 공급연료량이 거의 같기 때문에 거의 같다. 그러나 급격연소기간에 있어서의 연소 지연은  $P_{max}$ 의 deviation을 일으키게 하고 시간 손실(time loss) 등 사이클에 영향을 미치게 할 것이다. 이와 같이 흡입습도가 증가하면 연소는 느린 연소가 되고, 따라서 연소기간이 길어지고 연소소요시간이 길어지게 될 것이다.

Fig. 8은 후연소를 무시하고 최고 열발생음까지

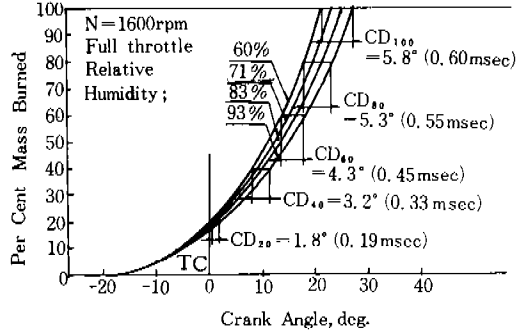


Fig. 8. Per Cent Mass Burned & Combustion Delay.

의 발생열을 100%로 간주하여 크랭크각에 대한 질량연소율의 경과를 나타내었다. 질량연소 20%, 40%, 60%, 80%, 100%인 연소 경과에 대하여 흡입습도  $\phi=60\%$ 에 대한, 흡입습도  $\phi=93\%$ 의 연소지연을 산출하여 이것을 그림에 나타내었다.

그림에서 보는 바와 같이 상사점전의 전반연소에 있어서는 연소지연은 거의 없으나, 상사점 이후의 후반연소에 있어서는 연소진행에 따라 연소지연은 점차 증가함을 알 수 있다. 연소진행에 따른 흡입습도  $\phi=60\%$ 에 대한, 흡입습도  $\phi=93\%$ 의 연소지연의 경과를 나타낸 것이 Fig. 9이다. 20%의 질량연소로부터 90%의 질량연소까지의 연소지연은 약 0.2msec로부터 0.6msec까지 거의 직선적인 증가로 된다.

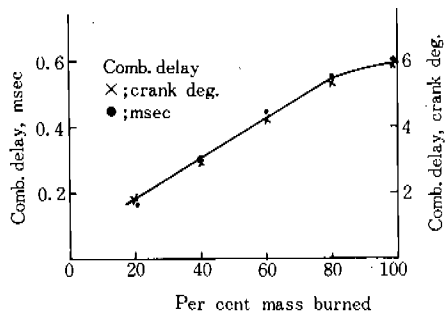


Fig. 9. Combustion delay v. s. Mass Burned.

#### 4. 사이클에 미치는 영향

전술한 바와 같이 흡입습도의 증가는  $(dQ/d\theta)_{max}$ 의 deviation을 가져오고 이것이  $P_{max}$ 의 deviation의 원인이 되는 것으로 생각한다.  $P_{max}$

의 deviation은 사이클의 모양을 변화시킬 것이고 사이클에 미치는 영향으로는 시간손실(time loss)의 변화와 유효압축비의 변화를 생각할 수 있다. 즉  $P_{max}$ 의 deviation이 클수록 시간 손실이 증가될 것이며, 또한 유효압축비를 감소하게 할 것이다. 시간손실의 증가는 사이클 일을 감소시키고, 유효압축비의 감소는 열효율을 저하시킨다.

4.1 시간손실

Fig. 10은 흡입속도  $\phi=60\%$ 와 흡입속도  $\phi=93\%$ 의 두 경우의 사이클을 비교한 것이다. 연소전반에 있어서의 시간손실은 차이가 없으나, 연소중반 이후에 있어서는 시간손실의 차이를 뚜렷하게 볼 수 있으며  $\phi=60\%$ 에 비하여  $\phi=93\%$ 의 시간손실의 증가는 그림에서 사선을 그은 부분에 해당한다. 습도증가에 따른 시간손실의 양적인 증가가 어떻게 되는지 미지이므로 이것을 나타낸 것이 Fig. 11이다.

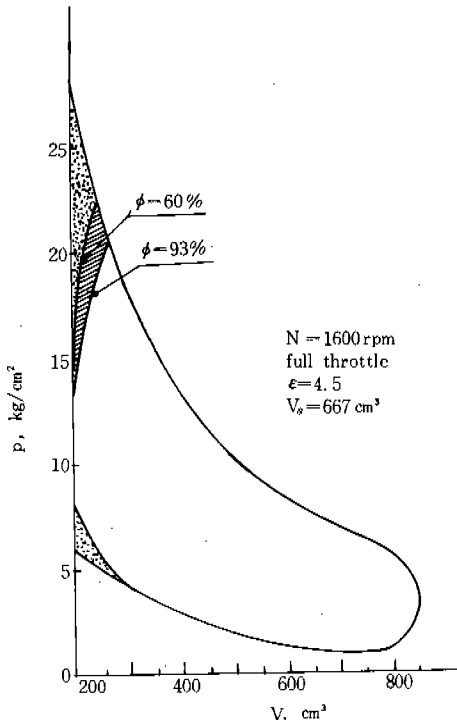


Fig. 10. Comparison of Time loss for  $\phi=60\%$  and  $\phi=93\%$ .

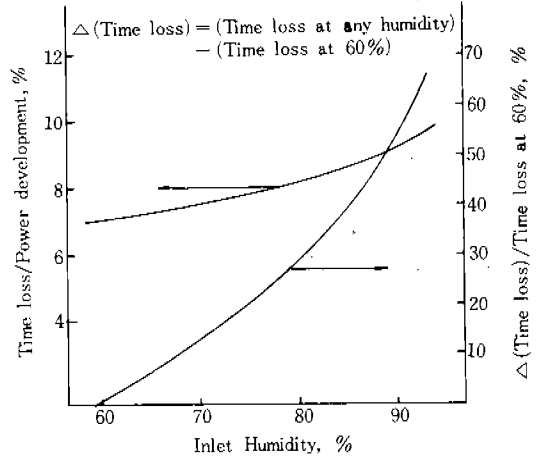


Fig. 11. Rate of time loss to power development and Rate of Time Loss at any Humidity to time loss at 60% humidity.

Fig. 11에서 보는 바와 같이 흡입습도  $\phi=60\%$ 에 대한  $\phi=71\%$ ,  $\phi=83\%$ ,  $\phi=93\%$ 의 시간손실의 증가율은 흡입습도 증가에 따라 점차 그 증가율이 증가함을 알 수 있다. 또한, 발생출력에 대한 시간손실의 비는 흡입습도 증가에 따라 약간씩 증가하며 약 7~10% 정도이다.

4.2 유효압축비

흡입공기 습도를 변화시켜 측정된 사이클을 등가정적사이클로 바꾸어 유효압축비  $\epsilon^*$  (등가정적 사이클의 압축비)<sup>(3)</sup>를 Table에 나타내었다. 유효압축비는 설계압축비( $\epsilon=4.5$ )의 90% 정도이다( $\phi=60\%$ 에 있어서). 또한 유효압축비  $\epsilon^*$ 를 사용해서 열효율  $\eta_{eo} = 1 - (1/\epsilon^*)^{m-1}$ 로부터 구한 열효율을 Table 2에 나타내었다. 이 경우  $m$ 은 1.3의 값으로 하였다. Table에서 보는 바와 같이 흡입공기 습도증가에 따라 유효압축비의 약간씩의 감소로 열효율은 약간씩 감소하게 된다.

Table 2. Comparison of effective compression ratio and thermal efficiency for each inlet air humidity.

Item \ $\phi(\%)$	60	71	83	93
$\epsilon^*$	4.04	3.99	3.91	3.84
$\eta_{eo} (\%)$	34.2	33.9	33.6	33.2

## 5. 결 론

지압선도로부터 연소과정을 해석하고자 하는 경우 높은 정밀도의 지압선도가 요구된다는 것에 유의해야 하며, 이것을 대체로 만족하는 것은 수백 사이클의 기관작동에서 한사이클을 채 취하는 압력평형식 지압계에서 얻어지는 지압선도라 생각된다. 이 지압선도로부터 연소과정을 해석한 결과 다음과 같은 결론을 얻거할 수 있다.

(1) 지압선도로부터의 연소과정의 해석은 만족스러운 열발생율이 얻어져야 한다.

열발생율은 에너지보존식이 기초가 되지만 적절한 변형이 필요하며 또한 크랭크각의 증분에 대한 고려가 아울러 있어야 한다.

본 논문의 경우는 크랭크각 2° 증분에 대해서 대체로 만족스러운 결과를 얻을 수 있었다.

(2) 흡입공기에 불활성인 수분이 증가하면 연소에서의 발생에너지의 감소와 연소지연이 있으리라는 것은 예상한 일이지만 크랭크각에 대한 연소율의 경과로부터 연소지연을 양적으로

로 구할 수 있었다.

(3) 흡입압도 변화에 의한 연소변화는 곧 사이클에 영향을 미치게 하며 시간손실, 유효압축비율 변화시킴으로써 사이클의 유효일과 효율에 영향을 미치게한다. 이들의 근원은 열발생율의 경과에 의하여 지배되며 한 증거로서  $(dQ/d\theta)_{max}$ 의 변화 및 deviation과,  $P_{max}$ 의 변화 및 deviation 이 상사함을 들 수 있다.

## 참 고 문 헌

1. Bouchard C. L., C. F. Taylor, E. S. Taylor ; Variables Affecting Flame Speed in the Otto-cycle Engine, SAE Trans., Vol. 41, p. 514, 1937.
2. James N. Mattari & Charles A. Amann; Combustion Modeling in Reciprocating Engines, Plenum Press, pp. 1~38, 1980.
3. 李成烈 ; 출력에 미치는 각종 인자에 관한 해석, 대한기계학회 1982년도 춘계학술대회 초록집, pp. 17~18, 1982-5.