

## 오토 사이클 기관의 열역학 제 2법칙적 성능 해석

### The Performance Analysis of Otto Cycle Engine by Thermodynamic Second Law

김 성 수\*, 노 승 탁\*\*  
Seongsoo Kim, Sungtack Ro

#### ABSTRACT

The thermodynamic second law analysis, which means available energy or exergy analysis, for the indicated performance of Otto cycle engine has been carried out. Each operating process of the engine is simplified and modeled into the thermodynamic cycle.

The calculation of the lost work and exergy through each process has been done with the thermodynamic relations and experimental data. The experimental data were measured from the test of single cylinder Otto cycle engine which operated at 2500 rpm, WOT(Wide Open Throttle) and MBT(Minimum advanced spark timing for Best Torque) condition with different fuels: gasoline, methanol and mixture of butane-methanol called M90. Experimental data such as cylinder pressure, air and fuel flow rate, exhaust gas temperature, inlet gas temperature and etc. were used for the analysis.

The proposed model and procedure of the analysis are verified through the comparison of the work done in the study with experimental results. The calculated results show that the greatest lost work is generated during combustion process. And the lost work during expansion, exhaust, compression and induction process follows in order.

주요기술용어: Thermodynamic second law(열역학 제2법칙), Available energy(가용에너지), Exergy(엑서지), Lost work(손실일), Otto cycle engine(오토 사이클 기관)

#### Nomenclature

$S_T$	: stroke of the engine
$\Delta_{ST}$	: the distance between piston and TDC
$S$	: entropy
$S_{gn}$	: produced entropy
$U$	: internal energy

#### 1. 서론

가솔린 기관의 성능은 자동차의 성능에 중요한 요소이다. 최근 자동차의 성능향상에 관한 연구는 기관 내부의 형상,<sup>1-3)</sup> 운전조건,<sup>4,5)</sup> 실린더 내의 유동형태<sup>6,7)</sup> 등 주로 기관성능 향상에 집중되고 있다. 더욱이, 실제 기관 내부의 현상이 복잡함에도 불구하고 해석기술 및 컴퓨터의 발달로 기관성능을 상당히 정확하게 해석하고 있다. 그러나, 이론적 성능 예측은 실험적 해석의 기본

\* 회원, 신라대학교 자동차공학과

\*\* 회원, 서울대학교 기계공학과

방향을 제시하고 광범위한 기관 변수의 변화에 따른 성능예측이 가능하다는 관점에서 의미를 부여할 수 있다. 이론적으로 기관성능을 해석하는 경우는 주로 기관을 해석하기 위해 기관을 단순화하고, 열역학적 사이클의 개념을 도입, 열역학 제1법칙적 관점에서 해석을 시도한 연구가 많다.<sup>8)</sup> 그러나, 기관의 실제 과정을 열역학적 사이클로 근사하여 열역학 제1법칙적 관점만으로 해석할 때는 증기 터빈과 같은 다른 동력발생 기관의 해석에서와 유사하게 열기관을 구성하기 위한 당연한 열의 방출도 손실로 취급하는 등 성능의 합리적 해석이 되지 못하는 단점이 있다. 열역학 2법칙적 해석은 열역학 제 1법칙적 해석과는 달리 가용에너지의 손실이 발생하는 과정이나 원인을 규명할 수 있어 동력 발생 시스템을 최적화하는데 아주 유용한 도구이다.<sup>9)</sup> 이러한 점에서 증기 터빈, 가스터빈 등에 관해서는 열역학 제2법칙적 관점의 해석이 활발하다.<sup>10-13)</sup> 내연기관의 경우에는 디젤 기관에 적용하여 해석한 연구<sup>14-17)</sup>가 다수 있으나, 오토 사이클 기관의 경우에는 그 예가 드물다.

본 연구에서는 오토 사이클 기관의 전 과정을 적절히 단순화하여, 각 과정에서의 열역학적 성질에 관한 실험자료를 이용하여 기관성능을 열역학 제 2법칙적 관점에서 해석함으로써 사이클을 구성하는 각 과정에서의 비가역성으로 인한 손실, 출력 등에 관한 정보를 제공하고자 한다. 실험자료는 가솔린, 메탄올, M90(열량기준으로 메탄올 90%, 부탄 10%의 혼합연료) 등 3가지 종류의 연료에 대해 4행정 단기통 전기점화 기관을 2500rpm, WOT(Wide Opening Throttle), MBT (Minimum advanced spark timing for Best Torque), 이론 공연비(Stoichiometric air-fuel ratio)로 운전하였을 때의 연료 량, 흡입 공기량, 흡기 온도 및 크랭크 각도에 따른 실린더 압력 등이다.

## 2. 해석 모델 및 실험장치

### 2.1 해석모델

실제기관은 기하학적 형상이 대단히 복잡하

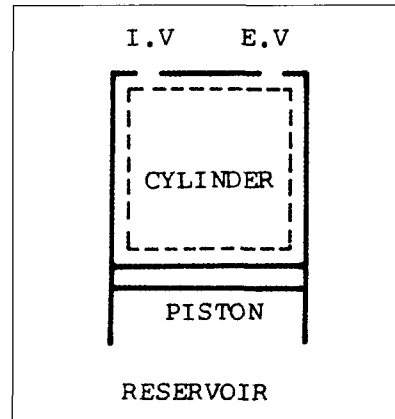


Fig. 1 Schematic diagram of analysis model

고, 사이클을 구성하는 흡기, 압축, 연소, 팽창 및 배기의 각 과정에서 기관 내 작동유체의 성분, 유동 상태 및 열역학적 성질이 급격히 변화할 뿐 아니라 외부와 열 및 일을 교환하는 등 현상이 복잡하다. 따라서, 기관 성능을 열역학적으로 해석하기 위해서는 기관 형상 및 현상을 단순화하여 취급하여야 한다. 본 연구에서 취한 해석 모델은 Fig. 1에 표시한 바와 같이 실린더-피스톤 및 주위로 구성되어 있다.

주위와의 열 교환은 실린더 헤드 및 실린더 벽면으로 구성된 전열 벽을 통하여 이루어지고, 일은 피스톤을 통하여 주위와 교환한다. 따라서 해석을 수행하게 되는 시스템은 실린더-피스톤 내부의 작동유체가 되는데, 이 시스템은 흡기 및 배기과정에서는 실린더 헤드의 흡·배기 밸브를 통하여 외부와 물질교환을 하는 개방시스템이 되고, 압축, 연소 및 팽창과정에서는 밀폐시스템이 된다. 주위의 상태는 대기의 표준상태, 즉 온도  $T^*=298K$ , 압력  $p^*=0.101MPa$ 로 취하였다. 시스템 내의 작동유체의 온도 및 압력은 균일하게 분포되어 있는 것으로 취급하여 하나의 열역학적 상태로 정의하였다. 주위와의 열 교환 형태는 작동유체에서 전열 벽으로 열이 전달되고 이 열은 주위로 무한대의 속도로 확산되는 것으로 가정하였다. 이때 열 전달에 관여하는 외부 온도는 전열 벽 온도가 되며 이 온도는 압축과정

초기의 실린더 내 유체온도로 취하였다.<sup>18)</sup>

해석 모델에 대하여 열역학적 해석 과정은 i) 실험으로부터 구한 크랭크 각도에 따른 실린더 압력과 작동유체의 흡입유량 및 간단한 계산식으로부터 구한 실린더 체적을 이용하여 크랭크 각도에 따른 작동유체의 온도를 계산한다. ii) 이로부터 사이클을 구성하는 각 과정에서의 일 및 열의 출입, 열역학 제 2법칙적 개념에 의한 엑서지와 손실일을 산출하는 것으로 이루어진다.

이때 작동유체는 열역학적 상태 뿐 아니라 성분 및 유동형태가 변화하게 되므로 열 전달량을 계산하기 위해서는 몇 가지의 가정이 필요하게 된다. 특히, 연소에 의해 작동유체의 성분은 변화하며 연소생성물은 CO<sub>2</sub>, H<sub>2</sub>O, N<sub>2</sub>, O<sub>2</sub>, CO, NO<sub>x</sub>, SO<sub>x</sub> 및 미연탄화수소 등이 되지만, 본 연구의 목적이 연소생성물의 정확한 예측이 아니고 열역학 제 2법칙적으로 기관의 전체적인 성능을 해석하는 것이므로 완전연소로 단순화하였다. 본 연구에 도입된 가정은 다음과 같이 요약할 수 있다.

- 1) 실린더 내의 작동유체는 이상기체 방정식을 만족하며, 하나의 열역학적 상태로 표시할 수 있다.
- 2) 실린더 벽의 두께는 무시하며 실린더 내의 작동유체는 일정 온도의 벽과 열 교환을 한다.
- 3) 연소과정은 완전연소로 이루어지고 연소생성물은 CO<sub>2</sub>, H<sub>2</sub>O, N<sub>2</sub>로 한다.
- 4) 일 및 열 저장소는 대기로 한다.
- 5) 열 전달은 Eichelberg<sup>19)</sup>의 경험식으로 계산한다.
- 6) 흡기과정과 배기과정의 오버랩(Overlap) 기간을 무시하고 BTDC 360°CA에서 배기과정이 끝나고 흡기과정이 시작된다.

## 2.2 실험장치

실험장치는 Fig. 2에 표시한 바와 같이 연구용 단기통 기관과 기관 동력계를 비롯하여 연소해석 장치, 크랭크 각도 검출 장치, 온도측정장치, 연료유량계, 공기유량 측정장치 및 배기가스 분

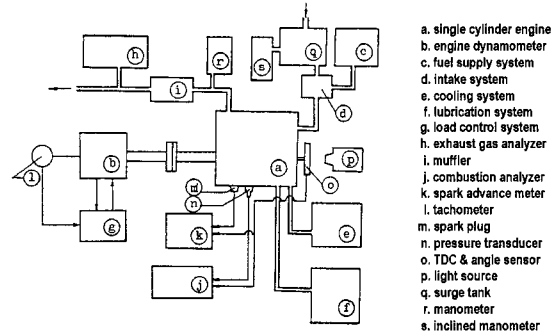


Fig. 2 Schematic diagram of experimental apparatus

석장치 등으로 구성하였다.

실험기관은 연구용 단기통 4행정 오토 사이클 (전기점화) 기관이고, 연소실은 Wedge형이다. 실린더의 보어와 행정은 85×86mm, 행정체적은 0.488 l이며, 압축비는 8.5이다. 이 기관의 연료공급장치는 가솔린과 메탄올 분사를 위해서는 흡기관에 장착된 분사식 전자제어 연료분사 장치를 사용하였고, 기체연료인 부탄은 믹서를 이용하여 연료를 공급하였다. 기관의 주요 제원은 Table 1에 정리하였다. 기관의 출력측정에 사용된 기관 동력계는 수냉식 와전류 제동형으로서, 최대흡수마력이 30ps, 최고흡수 회전속도는 7000rpm이다. 실린더의 압력은 Kistler의 Piezo transducer를 이용하여 측정하였고, 연소해석장치를 이용하여  $p - \theta$ ,  $p - V$ ,  $p_{max} - \theta$ ,  $(dp/d\theta)$  등을 측정하였다. 연료유량계는 유량 10.6 cc/rev, 압력한계 10 g/cm<sup>2</sup>, 정밀도±3%의 수치 표시식의 것을, 공기유량 측정장치로는 오리피스 액주형

Table 1 Specification of test engine

Items	Specification
Bore × Stroke	85×86
Displacement	488 cc
Comp. ratio	8.5
Comb. chamber	Semi-spherical
Max. power	16ps/4000rpm
Max. torque	3.4 kgf·cm/2200rpm

식의 것을 사용하였다.

가솔린의 경우 Konck limit와 관련하여 MBT를 정하였다. 반면, 메탄올과 메탄올-부탄의 혼합연료의 경우에는 메탄올의 반 녹크성 때문에 도시평균유효압력( $p_{mi}$ )이 가장 클 때의 점화시기를 MBT로 정하였다. 이는 MBT 전후 약  $2\sim 3^{\circ}C A$ 의 범위에서는 제동 토크의 변화나 녹킹이 발생하지 않기 때문이다. 또, 메탄올의 경우 기화 잠열이 가솔린에 비해 매우 커 흡기관의 온도강하로 인한 기관의 불안정성을 방지하기 위해 흡기관 주위에 냉각수를 순환시켜 메탄올이 충분히 기화할 수 있도록 했다. 메탄올-부탄 혼합연료의 혼합비는 메탄올-부탄의 전체 발열량에 대한 메탄올의 발열량의 비로서 다음과 같이 정의하였다.

$$\text{혼합비} = (Q_{LHV,M}) / [(Q_{LHV,M}) + (Q_{LHV,B})] \quad (1)$$

여기서,  $Q_{LHV,M}$ : 메탄올의 저 발열량,

$Q_{LHV,B}$ : 부탄의 저 발열량이다.

메탄올과 부탄의 열량비가 90:10인 경우를 M90이라 하였다. 기체상태인 부탄의 연료량 조절은 Micro-needle valve와 압력조절기, 열 교환기 등을 이용하여 기관 운전 변수에 영향을 받지 않고 실린더 내로 유입되는 부탄의 양을 정확하게 조절하여 공급하였다. 이상의 실험장치를 이용하여 엔진회전수 2500rpm,  $\phi=1.0$ , WOT, MBT 조건일 때 실린더 내의 압력을 측정하였고, 압축

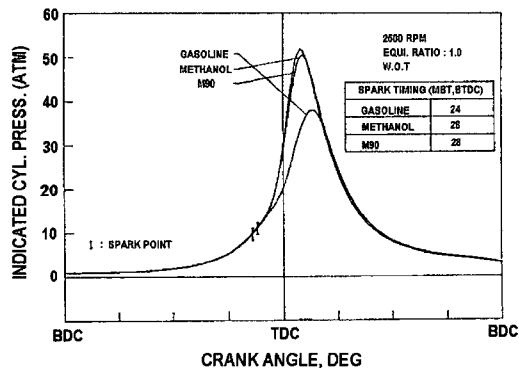


Fig. 3 100 cycles averaged p-θ diagram for gasoline, methanol and M90 at 2500 rpm

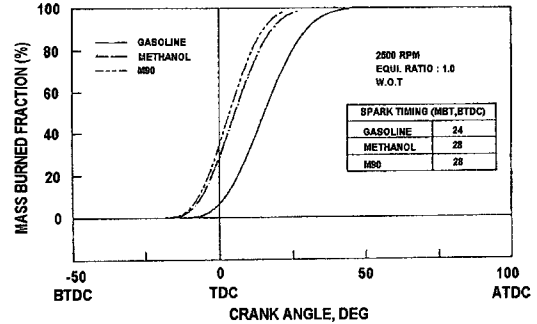


Fig. 4 MBF - θ for gasoline, methanol and M90 at 2500 rpm

Table 2 Results of engine test

Fuel	Gasoline	Methanol	M90
imep (kPa)	960.4	1,009.4	980.0
$p_{max,mean}$ (kPa)	3,802.4	5,086.2	5,233.2
$p_{max,std.}$ (kPa)	431.2	323.4	274.4
Spark timing (BTDC)	$24^{\circ}$	$28^{\circ}$	$28^{\circ}$
10% MBF angle (ATDC)	$2^{\circ}$	$-6^{\circ}$	$-7^{\circ}$
90% MBF angle (ATDC)	$30^{\circ}$	$18^{\circ}$	$15^{\circ}$

과정 초기부터 팽창과정 말기까지 100 사이클 평균한 값을 Fig. 3에 도시하였으며, 해당 연소율은 Fig. 4에 표시하였다. 실험 결과치를 간단히 정리하면 Table 2에 표시한 바와 같다. 이 실험 결과로 대체연료인 M90과 메탄올이 가솔린보다 연소속도도 빠르고 도시 평균유효압력도 5% 정도 향상됨을 알 수 있다.<sup>20)</sup>

### 3. 기본 관계식

#### 3.1 실린더 체적과 열전달 면적

기관의 열역학적 사이클을 해석하기 위해 크랭크 각도에 따른 실린더 체적 및 열전달 면적은 다음 식들에 의해 계산한다.

$$V_{TDC} = \frac{\pi}{4(r-1)} \cdot B^2 \cdot S_T \quad (2)$$

$$V(\theta) = \frac{\pi}{4} \cdot B^2 \cdot \Delta S_T + V_{TDC} \quad (3)$$

$$A(\theta) = Ach + Ap + \pi B \cdot \Delta S_T \quad (4)$$

기관의 열 전달량  $\dot{q}$ 는 실린더 내 유체온도를 T, 전열 벽 온도를  $T_w$ 라 할 때

$$\dot{q} = h_g A(\theta)(T - T_w) \quad (5)$$

여기서 h는 열전달 계수이며,  $A(\theta)$ 는 전열 면적이다.

$h_g$ 는 Eichelberg의 식을 적용하면 다음과 같다.

$$h_g = 2.1 \cdot Z(\theta)^{\frac{1}{3}} \cdot (p \cdot T)^{\frac{1}{2}} \quad (6)$$

여기서 p, T는 실린더 내의 압력과 유체의 평균온도이며,  $Z(\theta)$ 는 실린더 내 유체의 평균속도이다.

#### 4. 가용 에너지에 의한 성능해석

##### 4.1 가용 에너지와 손실일의 정의

임의의 과정 1-2가 가역과정인 경우 과정 1-2에서 검사체적이 외부에 하는 최대 일, 즉 가용에너지(Available Energy)는 다음과 같다.

$$W_{12, rev} = (U_1 - T^* S_1 + p^* V_1) - (U_2 - T^* S_2 + p^* V_2) \quad (7)$$

한편 과정 1-2가 비가역적일 경우에는 가용에너지를 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$W_{12, irrev} = W_{12, rev} - T^* S_{gn} \quad (8)$$

비가역성으로 인해 발생하는 손실 일은 식(7)과 식(8)로부터 다음과 같다.

$$W_{lost} = W_{12, rev} - W_{12, irrev} = T^* S_{gn} \quad (9)$$

식(7)에서 상태 2가 대기상태일 때 가용에너지는 상태 1에서의 엑서지(Exergy)가 되며 다음과 같이 표시한다.

$$Ex_1 = (U_1 - T^* S_1 + p^* V_1) - (U_2 - T^* S^* + p^* V^*) \quad (10)$$

위에서 기술한 가용에너지, 엑서지 및 손실 일

의 기본 개념을 기관의 각 과정에 적용하여 기관의 성능을 해석하고자 한다.

#### 4.2 각 과정에서의 가용 에너지 해석

기관에 공급되는 연료가 가진 엑서지는 신기(新氣) 1kmol에 포함된 연료의 표준상태의 Heat of Combustion으로 취하고,  $Ex_{fuel}$ 로 표시한다. 연료가 공기와 연소로 인해 생성되는 생성엔트로피는 반응 전과 반응후의 각 성분이 가진 Entropy of Formation으로 계산하며,  $\Delta S_{comb}$ 로 표시한다. 전 과정에서의 기준상태는 대기상태로 하고 하첨자\*로 모든 열역학적 성질을 나타내고 전 과정에서 실린더 내의 작동유체의 열역학적 성질은 대기상태를 기준으로 구한 값으로 취하였다.

##### 4.2.1 흡기과정(1-2)

흡기과정에서는 신기가 흡기 밸브를 통하여 실린더 내로 유입되므로 검사체적은 개방시스템이 되며, 신기가 유입됨에 따라 신기의 엑서지가 실린더 내로 유입된다. 이 때 흡기과정 1-2에서의 가용 에너지는 다음의 식으로 표시할 수 있다.

$$\begin{aligned} W_{12} &= E_{x,1} - E_{x,2} \\ &= n_x(u_1 - u_2)_x - (n_2 - n_x)(u_2 - h^*)_m \\ &\quad + p^*(V_1 - V_2) - n_x T^*(s_1 - s_2)_x \\ &\quad - (n_2 - n_x) Ex_{fuel} + (n_2 - n_x) T^*(s_2 - s^*)_m \\ &\quad + T^* S_{2, mix} + (n_2 - n_x) T^* s_{in} \end{aligned} \quad (11)$$

이 과정에서의 손실일은 다음 식과 같다.

$$\begin{aligned} W_{12, lost} &= T^* S_{gn, 12} \\ &= n_x T^*(s_2 - s_1)_x + (n_2 - n_x) T^*(s_2 - s^*)_m \\ &\quad - Q^{*12} + T^* S_{2, mix} + (n_2 - n_x) T^* s_{in} \end{aligned} \quad (12)$$

여기서 하첨자 1과 2는 흡입 초기와 기 상태를 표시하고, 하첨자 x는 잔류가스의 성질과 하첨자 m은 흡입된 신기의 성질을 표시한다.  $n_x$ 는 잔류가스의 몰수이다.  $S_{2, mix}$ 는 잔류가스와 신기가 혼합하면서 생성되는 혼합 엔트로피이고,  $s_{in}$ 는 대기상태에서 신기가 흡입될 때 유입되는 단위

몰 당 유입 엔트로피를 말한다. 또한, 소문자 s는 단위 몰 당 엔트로피를 표시한다.

#### 4.2.2 압축과정(2-3)

압축과정은 흡기 밸브 및 배기 밸브가 닫혀 있는 밀폐시스템이므로, 압축과정 중의 실린더 내의 작동유체의 몰수는  $n_2$ 로 일정하다. 이때 압축과정 2-3에서의 가용에너지 및 손실일은 다음의 식으로 표시한다.

$$\begin{aligned} W_{23} &= E_{x,2} - E_{x,3} \\ &= n_2(u_2 - u_3) + p^*(V_2 - V_3) \\ &\quad - n_2 T^*(s_2 - s_3) \end{aligned} \quad (13)$$

$$W_{23,lost} = T^* S_{gn,23} = n_2 T^*(s_3 - s_2) - Q^{*23} \quad (14)$$

#### 4.2.3 연소과정(3-4)

연소과정에서는 압축과정에서 압축된 공기-연료 혼합물이 전기점화에 의해 연소가 일어나기 시작하여 급격한 화학반응으로 인해 연소가 일어난다. 이때, 압축과정 말기의 공기-연료 혼합물은 연소가 진행됨에 따라 연소생성물로 변하게 된다. 연소로 인해 생성되는 생성엔트로피를  $\Delta S_{comb}$ 로 표시하여 연소과정 3-4에서의 가용에너지와 손실일은 다음과 같다.

$$\begin{aligned} W_{34} &= E_{x,3} - E_{x,4} \\ &= n_3(u_3 - h^*) + p^*(V_3 - V_4) \\ &\quad + (n_3 - n_x)EX_{fuel} - n_4(u_4 - h^*) \\ &\quad - n_3 T^*(s_3 - s^*) + n_4 T^*(s_4 - s^*) \\ &\quad + T^* \Delta S_{comb} \end{aligned} \quad (15)$$

$$\begin{aligned} W_{34,lost} &= T^* S_{gn,34} \\ &= n_4 T^*(s_4 - s^*) - n_3 T^*(s_3 - s^*) - Q^{*34} \\ &\quad + T^* \Delta S_{comb} \end{aligned} \quad (16)$$

#### 4.2.4 팽창과정(4-5)

팽창과정은 연소과정에서 생성된 연소생성물이 실린더 내에 균일하게 분포하며, 실린더 내의 작동유체의 몰수는  $n_4$ 로 일정하다. 연소로 인해 생성된 생성 엔트로피는 실린더 내에 계속 존재하고 있다. 이를 고려하면 팽창과정에서의 가

용 에너지와 손실일은 다음과 같다.

$$\begin{aligned} W_{45} &= E_{x,4} - E_{x,5} \\ &= n_4(u_4 - u_5) + p^*(V_4 - V_5) \\ &\quad - n_4 T^*(s_4 - s_5) \end{aligned} \quad (17)$$

$$W_{45,lost} = T^* S_{gn,45} = n_4 T^*(s_5 - s_4) - Q^{*45} \quad (18)$$

#### 4.2.5 배기과정(5-6)

배기과정 중의 검사체적은 실린더 내의 작동유체가 배기 밸브를 통하여 외부로 배출되는 개방시스템이 된다. 배기과정 중에 실린더 내의 작동유체는 점차 감소하여 배기과정이 끝나게 되면 실린더 내에는 잔류가스만 남게 된다. 이 과정 중에서 연소로 인해 생성된 생성엔트로피는 작동유체가 외부로 배출되면서 함께 실린더 외부로 빠져나가게 된다. 이를 고려하여 배기과정에서의 가용에너지 및 손실일을 구하면 다음과 같다.

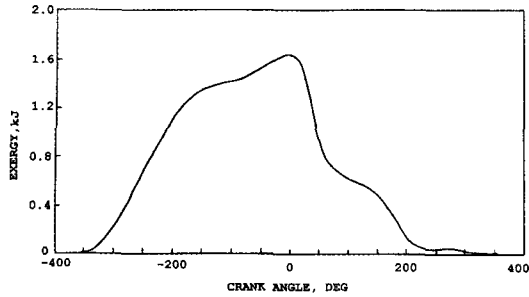
$$\begin{aligned} W_{56} &= E_{x,5} - E_{x,6} \\ &= n_5(u_5 - h^*) - n_6(u_6 - h^*) \\ &\quad + p^*(V_5 - V_6) - n_5 T^*(s_5 - s^*) \\ &\quad + n_x T^*(s_6 - s^*) + (n_5 - n_x) T^* s_6 \\ &\quad - T^* \Delta S_{comb} \end{aligned} \quad (19)$$

$$\begin{aligned} W_{56,lost} &= T^* S_{gn,56} \\ &= n_x T^*(s_6 - s^*) + (n_5 - n_x) T^* s_6 \\ &\quad - n_5 T^*(s_5 - s^*) - Q^*_{12} - T^* \Delta S_{comb} \end{aligned} \quad (20)$$

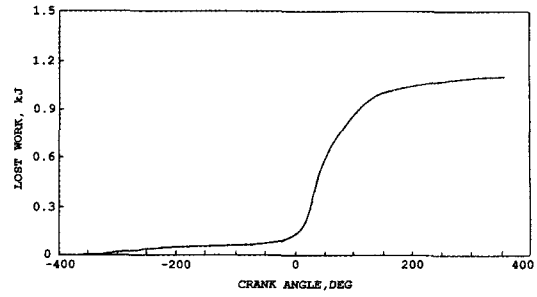
여기서  $(n_5 - n_x)T^*_{sc}$ 는 실린더 내의 작동유체가 실린더 외부로 빠져나갈 때 가지고 나가는 엔트로피를 표시한 것이다. 이는 개방시스템에서 물질교환에 따른 엔트로피 출입을 고려할 때 필요한 항이다.

### 4. 결과 및 고찰

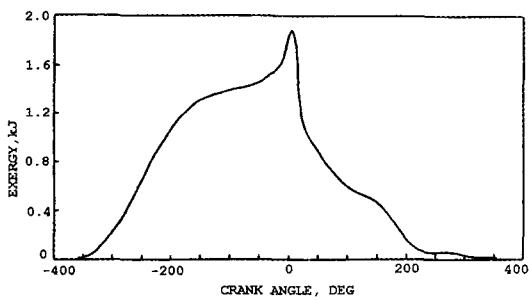
위에서 기술한 해석방법을 기관의 각 과정에 적용하여 해석한 결과를 검토하였다. Fig. 5는 각각의 연료조건에 따라 구한 크랭크 각도에 따른 엑서지를 나타내었다. 이 결과를 살펴보면 흡



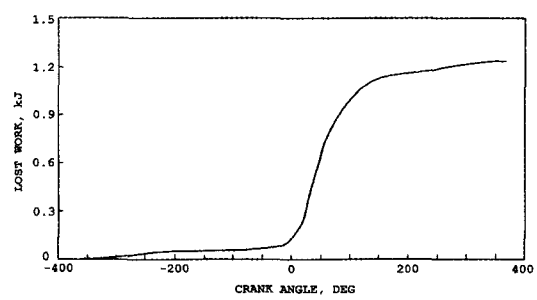
(a) Gasoline



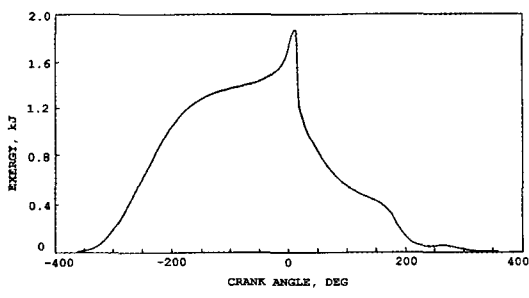
(a) Gasoline



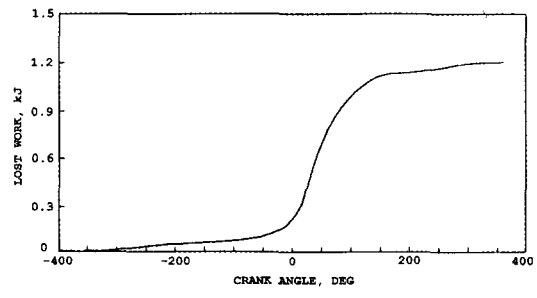
(b) Methanol



(b) Methanol



(c) M90



(c) M90

Fig. 5 Exergy -  $\theta$  diagram at 2500rpm according to 3 fuels

Fig. 6 Lost work -  $\theta$  diagram at 2500rpm according to 3 fuels

기 과정에서는 연료가 유입됨에 따라 실린더 내의 엑서지가 급격히 증가하며, 압축과정에서는 피스톤을 통해 외부에서 대기가 실린더 내의 작동유체에 일을 하기 때문에 실린더 내의 작동유체의 엑서지는 비교적 완만하게 증가한다. 연소 과정이 되면 연소로 인해 실린더 내부의 작동유체의 온도 상승, 연소 자체의 비가역성, 외부로의 열 전달 및 일 등으로 실린더 내의 엑서지가 증가하다 급격히 감소한다. 팽창과정에서는 실린더 내의 작동 유체가 외부로 일을 하고 전열벽을 통한 작동유체의 열 손실이 있기 때문에 실

린더 내의 엑서지는 지속적으로 감소한다. 배기 과정에서는 실린더 내의 작동유체가 배기 밸브를 통하여 외부로 빠져나가기 때문에 엑서지가 감소한다. 손실 일은 Fig. 6에 표시하였다. 흡기 및 압축과정에서는 손실 일이 완만하게 증가하나 연소 및 팽창과정에서는 손실 일이 크게 증가한다. 이는 연 연소과정에서의 연소자체의 비가역성과 팽창과정에서의 외부로의 열 전달 등이 그 주된 요인이라고 보여진다. 계산 결과인 크랭크 각도에 따른 엑서지와 손실 일을 이용하여 열

Table 3 Analysis result by thermodynamic second law

Fuel	Available energy (kJ)	Lost work (kJ)					Power (kJ)
		Intake	Compression	Combustion	Expansion	Exhaust	
Gasoline	1.67	0.05(4.2%)	0.07(5.9%)	0.51(43.3%)	0.40(33.9%)	0.15(12.7%)	0.49
Methanol	1.85	0.06(4.7%)	0.08(6.2%)	0.53(41.1%)	0.43(33.3%)	0.19(14.7%)	0.56
M90	1.82	0.07(5.7%)	0.09(7.3%)	0.5(40.7%)	0.43(34.9%)	0.14(11.4%)	0.59

역학 제 2법칙적 성능 해석결과를 Table 3에 나타내었다. 또한, 열역학 제 2법칙적 해석 방법으로 계산한 기관의 출력과 실린더 내의 압력으로 계산한 출력을 비교하여 Table 4에 표시하였다. 가용에너지에 의한 출력과 압력으로 계산한 출력의 오차는 그 오차가 21.8%에서 31.1% 정도인 것으로 보아, 종래의 유사한 해석 연구 결과와 비교해 볼 때<sup>21)</sup> 비교적 합리적으로 해석된 것으로 판단된다. 그러나, 이러한 오차는 열역학 제 2법칙적 해석 시 모델의 단순화를 위해 적용한 가정들과 경험식 및 연소과정을 완전연소 등으로 고려했던 점 등에서 나온 것으로 판단된다. 특히 연료가 가진 엑서지는 표준상태에서의 Heat of combustion으로 취하였으나 실제 기관에서의 연소과정은 단열상태가 아닐 뿐만 아니라, 최고 온도도 단열 화염 온도보다 낮다. 따라서 연소과정에서의 손실 일은 최고 온도가 단열 화염 온도보다 낮음으로써 생기는 손실 일, 연소자체의 비가역성으로 인한 손실 일 등 복합적인 손실 일의 합으로 이루어져 있다. 향후에는 열역학 제 2법칙적 본래 의미의 손실 일을 이들로부터 분리하여 개선할 수 있는 손실 일을 정량화 할 필요가 있다고 판단한다.

Table 4 Comparison of the analysis results

Fuel	Power by second law	Power by pressure	Difference (%)
Gasoline	0.49 kJ	0.40 kJ	22.5
Methanol	0.56 kJ	0.46 kJ	21.8
M90	0.59 kJ	0.45 kJ	31.1

## 5. 결론

가용에너지에 의한 전기점화 기관의 성능을 해석하기 위하여 내연기관의 전 과정을 적절히 단순화하였으며, 가솔린, 메탄올 및 M90의 3가지 연료를 사용했을 때 크랭크 각도에 따른 엑서지와 손실 일을 계산하여 열역학 제 2법칙적 관점에서 기관 성능을 해석하여 다음과 같은 결과를 얻었다.

1) 적절히 단순화한 기본 모델에 적용한 해석 방법의 타당성은 가용에너지에 의한 기관의 출력과 실제기관의 실린더 압력으로 계산한 출력을 비교함으로써 검증할 수 있었다. 가솔린, 메탄올의 경우 가용에너지에 의한 출력과 압력으로 계산한 출력의 차이가 약 22% 정도이며, M90의 경우에는 그 차이가 약 31% 정도이다.

2) 각 과정에서 손실 일의 분포를 알 수 있었으며 그 손실 일은 연소 과정에서 가장 크게 나타났다. 이는 연소자체의 비가역성의 영향이 크게 작용한 것으로 추정되며 전 손실 일의 41~43%가 되었다.

3) 팽창 과정에서의 손실 일은 외부로의 열 손실로 발생한 것이며 전 손실 일의 33~36%를 차지하였다.

4) 배기 과정에서는 실린더 내부의 작동 유체가 외부로 빠져나감으로써 손실 일이 발생하며, 전 손실 일의 10~15%를 차지하였다.

5) 압축 과정과 흡기 과정에서의 손실 일은 4~7% 정도로 손실 일이 작게 나타났다.

## 참고 문헌

- 1) S. G. Poulos, J. B. Heywood, "The Effect of



- Chamber Geometry on Spark Ignition Engine Combustion," SAE 830334, 1983.
- 2) R. C. Belaire, G. C. Davis, J. C. Kent, R. J. Tabaczynski, "Combustion Chamber Effect on Burn Rates in a High Swirl Spark Ignition Engine," SAE 830335, 1983.
  - 3) P. O. Witze, "The Effect of Spark Location on Combustion in a Variable-Swirl Engine," SAE 820044, 1982.
  - 4) J. H. Tuttle, "Controlling Engine Load by Means of Intake Valve Closing," SAE 800794, 1980.
  - 5) J. H. Tuttle, "Controlling Engine Load by Means of Early Intake Valve Closing," SAE 820040, 1982.
  - 6) K. Kuwahara, H. Ando, "TDC Flow Field Structure of Two-Intake-Valve Engine with Pentroof Combustion Chamber," JSME International Journal, Series B, Vol.36, No.4, 1993.
  - 7) Seong Soo Kim, Sung Soo Kim, "Effects of Swirl and Spark Plug Shape on Combustion Characteristics in a High Speed Single-Shot Visualized SI Engine," SAE 951003, 1995.
  - 8) M. K. Gajendra Babu, B. S. Murthy, "Simulation and Evaluation of a 4-Stroke Single-Cylinder Spark Ignition Engine," SAE 750687, 1975.
  - 9) J. A. Velasquez, L. F. Milanez, "Analysis of the Irreversibilities in Diesel Engine," SAE 940673, 1994.
  - 10) D. Fiaschi, G. Manfrida, "Exergy Analysis of the Semi-Closed Gas Turbine Combined Cycle (SCGT/CC)," Energy Conversion and Management, Vol.39, No.16-18, pp.1643-1652, 1998.
  - 11) Y. M. El-Sayed, "A Second-Law-Based Optimization: Part1-Methodology," Transaction of the ASME, Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, Vol.118, pp.693-697, 1996.
  - 12) Y. M. El-Sayed, "A Second-Law-Based Optimization: Part1-Application," Transaction of the ASME, Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, Vol.118, pp.698-703, 1996.
  - 13) S. D. Oh, H. S. Pang, S. M. Kim, H. Y. Kwak, "Exergy Analysis for a Gas Turbine Cogeneration System," Transaction of the ASME, Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, Vol.118, pp.782-791, 1996.
  - 14) P. F. Flynn, K. L. Hoag, M. M. Kamel, R. J. Primus, "A New Perspective on Diesel Engine Evaluation Based on Second Law Analysis," SAE 840032, 1984.
  - 15) R. J. Primus, P. F. Flynn, M. C. Brans, "An appraisal of Advanced Engine Concepts Using Second Law Analysis Techniques," SAE 841287, 1984.
  - 16) T. L. McKinley, R. J. Primus, "An Assessment of Turbocharging System for Diesel Engines from First and Second Law Perspectives," SAE 880598, pp.6.1061-6.1071, 1988.
  - 17) W. H. Lipkea, A. D. DeJoode, "A Comparison of the Performance of Two Direct Injection Diesel Engines from a Second Law Perspective," SAE 890824, pp.1423-1440, 1989.
  - 18) Rowland S. Benson, N. D. Whiteho-use, Internal Combustion Engines, Volume I, pp.141-155, The Pergamon Press, 1979.
  - 19) G. Woschni, "A Universally Applicable Equation for the Instantaneous Heat Transfer Coefficient in the Internal Combustion Engine," SAE 670931, 1967.
  - 20) 메탄올-LPG 연료를 사용하는 기관의 성능에 관한 기초연구, 서울대학교 부속 생산기술연구소, 1985.
  - 21) F. L. Curzon, B. Ahlborn, "Efficiency of Carnot Engine at Maximum Power Output," American J. of Physics, Volume 43, 1975.