

스파크 점화 기관의 노크 모델에 관한 연구

A Study on Knock Model in Spark Ignition Engine

장 종 관*, 이 종 태**, 이 성 열**
 J.K. Jang, J.T. Lee, S. Lee

Key words : Spark Knock, Ignition Delay Period, Knock Model

ABSTRACT

Spark knock obstructs any improvement in the efficiency and performance of an engine. As the knock mechanism of spark ignition engine, the detonation and the autoignition theory have been offered.

In this paper, the knock model was established, which was able to predict the onset of knock and knock timing of spark ignition engine by the basis of autoignition theory. This model was a function of engine speed and equivalent air-fuel ratio. When this established knock model was tested from 1000rpm to 3000rpm of engine speed data, maximum error was crank angle 2 degrees between measured and predicted knock time.

And the main results were as follows by the experimental analysis of spark knock in spark ignition engine.

- 1) Knock frequency was increased as engine speed increased.
- 2) Knock amplitude was increased as mass of end gas increased.
- 3) Knock frequency was occurred above minimum 18% mass fraction of end gas.

1. 서 론

SI 기관의 이상 연소 현상인 노크는 기관의 구조물에 치명적인 손상을 초래할 뿐만 아니라 출력 성능의 저하로 인하여 기관의 고효율, 고효율화에 장애 요인이 되고 있다.¹⁾

SI 기관의 스파크 노크에 관한 연구는 19C 말부터 시작되어 체계적인 연구는 Livengood 와 Wu (1954)²⁾, Gluckstein 와 Walcutt(1961)³⁾ 그리고 Kirsch 와 Quinn (1976)⁴⁾, Douaud 와 Eyzat (1978)⁵⁾ 등에 의하여 계속 되었으며 최근에는 Westbrook 와 Pitz (1984-현재)^{6,7)}

* KATRI (자동차 성능 시험 연구소), 정회원

** 성균관대 기계공학과, 정회원

등에 의하여 계승되어 왔다. 이들은 SI 기관의 노크 이론으로 제기된 자발화 이론과 폭발 이론 중에서 자발화 이론을 근거로 하고 있으며 연료의 종류와 옥탄가가 노크 발생에 미치는 영향을 제시하고 있다.

자발화 이론에 기초한 SI 기관의 노크 모델은 연료의 점화 지연 시간과 화염 전파 기간이 중요한 인자가 되며 혼합기의 농도 및 유동 속도가 이들 노크 발생 원인 인자에 영향을 준다.⁹⁾ 그러나 대부분의 선행 연구자들은 혼합기의 농도 및 유동 속도의 영향을 분석하지 않았다.

따라서 본 연구는 기관에서 혼합기의 유동 속도를 주로 지배하는 기관 속도와 혼합기의 농도인 공기 연료비를 기관 운전 변수로 택하여 이들 변수가 SI 기관의 스파크 노크 발생에 미치는 효과를 나타내는 노크 모델식을 확립하고자 한다.

2. 노크 모델식의 정립

2.1 노크 모델의 기본식

자발화 이론을 근거로 한 SI 기관의 노크 발생은 말단 가스 지역에서 예반응에 의한 Chain carrier 농도(X)가 임계 농도(X_c)에 도달할 때이다. 그렇다면 미연 가스가 자발화 되기까지의 필요한 시간(τ^*)은 식(1)과 같이 미연 혼합기의 점화 지연 시간(τ)에서 이미 그 순간까지 화염이 전파되는 동안 미연 가스 지역에서 진행된 Chain carrier의 농도 비 만큼의 시간을 감한 시간이라고 볼 수 있다.

$$\tau^* = \tau - \tau(X/X_c) \quad (1)$$

그러나 미연 혼합기 내부에 있어서 Chain carrier의 농도 증가량(dX)은 반응 시간(t)의 함수임으로 미소 시간(dt) 동안에 미연 가스 지역의 Chain carrier 농도의 증가량(dX)은 식(2)와 같이 표현될 수 있다.

$$dX/X_c = dt/\tau(t) \quad (2)$$

그러므로 미연 가스의 자발화에 필요한 시간은 식(3)와 같이 표현된다.

$$\tau^*(t) = \tau(t)(1 - \int_0^t dt/\tau(t)) \quad (3)$$

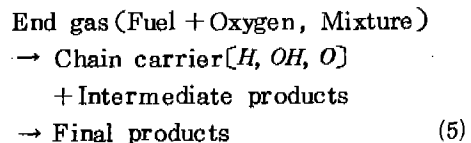
식(3)에서 적분 구간 t 는 미연 가스에서 진행되는 예반응 동안에 Chain carrier의 생성 반응 시간임으로 스파크 시점으로부터 화염 전파 시간과 같다. 식(3)에서 자발화에 필요한 시간(τ^*)이 0(영)이 되면 이 순간의 미연 혼합기를 말단 가스라 하며, 이때 전량의 말단 가스가 순간적으로 자연 발화되어 SI 기관의 스파크 노크를 유발한다고 볼 수 있다. 따라서 노크 발생에 대한 모델의 기본식은 다음과 같이 된다.

$$1 = \int_0^{t_k} dt/\tau(t) \quad (4)$$

따라서 SI 기관의 스파크 노크 시기는 혼합기가 스파크 점화된 후 t_k 시각에서 발생되며, 노크 발생 시기까지의 화염 전파 시간과 동일하다. 그러므로 식(4)는 기관의 노크 발생 시기(t_k)와 미연 혼합기의 점화 지연 시간(τ)에 대한 상관 관계를 보여주며, 노크 발생과 그 시기를 예측하는데 유용하게 사용할 수 있다. 그러나 노크 모델 식(4)가 확립되기 위해서는 혼합기의 점화 지연 기간식이 정립되어야 한다.

2.2 점화 지연 기간식

말단 가스가 화염이 도달하기 전에 점화 지연 기간을 지나 자발화되는 과정을 식(5)와 같이 간략히 표현할 수 있다.



식(5)에서 Chain carrier 생성은 흡열 및 발열 반응이 중복되어 열발생은 거의 없지만 온

도에 대단히 민감하며, 이때 온도를 지배하는 열 발생은 연료의 분해에 의한 중간 생성물의 생성열에 거의 의존한다. 따라서 말단 가스의 온도 상승율은 Arrhenius 반응 속도 식(6)과 상태 방정 식(7), 에너지 보존 식(8)로부터 식(9)를 얻을 수 있다.

$$R_a = K P^2 m_f m_o T^{(-3/2)} \exp(-E/RT) \quad (6)$$

$$P = \rho (R/M) T \quad (7)$$

$$\rho c dT/dt = R_o H \quad (8)$$

$$\begin{aligned} dT/dt = & K(H/\rho c) P^2 T^{(-3/2)} (m_{fi} - c \\ & (T - T_i)/H) (m_{oi} - s c(T - T_i)/H) \\ & \exp(-E/RT) \end{aligned} \quad (9)$$

따라서 식(9)를 수치 적분하여 혼합기의 자발화 온도에 도달하는 시간을 계산하여 점화 지연 시간을 구할 수 있다. 이 때 온도 상승이 급격히 일어나는 구간까지를 점화 지연 기간이라고 할 수 있다. 그러나 복잡한 수치 해석을 피하고 간단한 근사해를 구하면 식(10)과 같다.

$$\tau = (R T_i^{(5/2)} / A' E) P_i^{-1} \exp(E/R T_i) \quad (10)$$

$$A' = (K H R / c M) m_{fu} m_{ou}$$

점화 지연 기간 식(10)은 식(11)과 같이 변형하면 SI 기관의 말단 가스에 대한 점화 지연 기간의 실험식으로 활용하기가 편리하다.

$$\tau(t) = C \{P_u(t)\}^{-a} \exp \{B/T_u(t)\} \quad (11)$$

그러나 혼합기의 점화 지연 기간은 연소실의 상황 조건(연소실의 형상, 혼합기의 유동 속도, 혼합기의 농도)에 따라 조금씩 다른 결과를 보여 주고 있다. 그러므로 점화 지연 기

간 식(11)을 기관의 운전변수(기관 속도, 공기 연료비)로 표현할 수 있도록 발전시킬 필요가 있다.

식(11)에서 상수 C 는 식(12)와 같이 연료의 활성화 에너지(E), 연료(m_{fu})와 공기(m_{ou})의 농도 및 온도(T_u) 그리고 평균 분자량(M) 등 복잡한 수식으로 표현된다.

$$C = c M T_u^{5/2} / (K H E m_{fu} m_{ou}) \quad (12)$$

그러나 식(12)에 통계 열역학적 온도 정의를 활용하여 정리하면 상수 C 는 혼합기의 유동 속도 그리고 연료와 산소의 농도 함수로 요약된다.

$$C = F_1(m_{fu}, m_{ou}, u) \quad (13)$$

식(13)에서 연료(m_{fu})와 산소(m_{ou})의 농도 비는 간단히 당량비 ϕ 로 치환될 수 있으며, 혼합기의 유동 속도(u)는 기관의 속도 N 에 가장 크게 의존하므로 유동 속도는 기관의 운전 속도로 치환이 가능하다. 따라서 상수 C 는 당량비 ϕ 와 기관 속도 N 의 함수로 간단히 표현될 수 있다.

$$C = F_2(\phi, N) \quad (14)$$

그리고 점화 지연 기간 식(11)의 양변에 자연 대수를 취하여 나타내면 다음과 같다.

$$\ln(\tau) = C^* - a \ln(P_u) + B/T_u \quad (15)$$

$$C^* = \ln(C)$$

여기서 상수 C 는 당량비(ϕ)와 기관 속도(N)의 함수이므로 C^* 도 당량비와 기관속도 함수가 된다. 그러므로 상수 C^* 를 미분하여 표시하면 식(16)과 같이 된다.

$$dC^* = (\partial C^* / \partial \phi) d\phi + (\partial C^* / \partial N) dN \quad (16)$$

따라서 당량비에 대한 변화율 $(\partial C^* / \partial \phi)$ 을 k_1

으로, 그리고 기관 속도에 대한 변화율 ($\partial C^*/\partial N$)을 k_2 로 치환하여 적분하면 식(17)과 같다.

$$C = \exp(k_3) \exp(k_1 \phi) \exp(k_2 N) \quad (17)$$

그러므로 점화 지연 기간식은 다음 식(18)과 같이 수정이 가능하다. 여기서 k_3 는 적분상수이다.

$$\tau = \exp(k_3) \exp(k_1 \phi) \exp(k_2 N) \{P_u(t)\} \exp\{B/T_u(t)\} \quad (18)$$

따라서 노크 모델식을 당량비와 기관 속도를 포함하는 함수로 다음과 같이 정립할 수 있다.

$$1 = \int_0^t k dt / \{C P_u^{-a} \exp(B/T_u)\} \quad (19)$$

$$[C = \exp(k_3) \exp(k_1 \phi) \exp(k_2 N)]$$

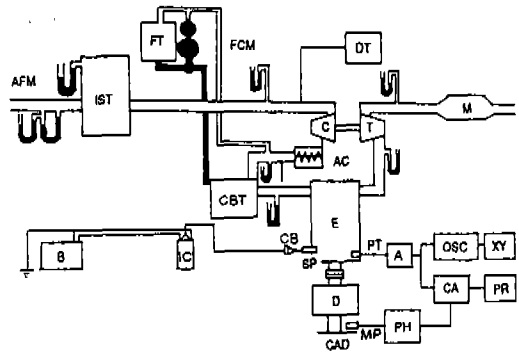
3. 실험장치 및 실험방법

본 실험에 사용된 기관은 가능한 노크의 유발이 용이하도록 배기량 1598cc의 기화기식 기관을 터보 과급화 하였다. 실험 기관의 주요 재원은 Table 1과 같다.

Fig.1은 본 실험에 사용된 실험 장치의 개략도로서 실험 기관과 터보 과급부 그리고 각종 측정부 등 크게 3부분으로 나누어진다.

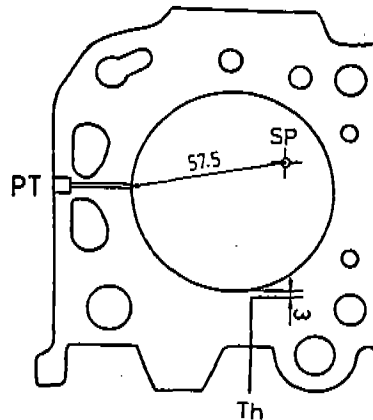
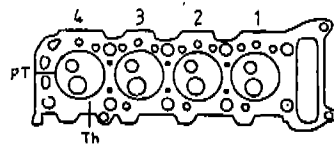
Table1 Specification of test engine used

Item	Engine
Type	4 Stroke cycle, overhead cam
No. of cylinder	4 cylinder
Cooling system	Water cooled
Fuel supply system	Carburetor
Compression ratio	8.5
Bore × Stroke	76.9 × 86(mm)
Displacement volume	1598cc
Length of con. rod	153.7 (mm)



- A: Charge amplifier
- AC: Aftercooler
- AFM: Air flow meter
- B: Battery
- C: Compressor
- CA: Combustion analyzer
- CAD: Crank angle detector
- CB: Contact breaker
- CBT: Carburetor
- D: Water brake dynamometer
- DT: Digital tachometer
- E: Test engine
- FT: Fuel tank
- IC: Ignition coil
- IST: Inlet surge tank
- M: Muffler
- MP: Magnetic pick-up
- OSC: Oscilloscope
- PH: Photo coupler
- PT: Pressure transducer
- SP: Spark plug
- T: Turbine
- X-Y: X-Y plotter
- FCM: Fuel consumption meter

Fig.1 Schematic diagram of experimental apparatus.



- PT: Pressure Transducer
- Th: CA Thermocouple
- SP: Spark Plug

Fig.2 Location of pressure transducer and thermocouple in combustion chamber.

실험 기관은 최대 흡수 용량 150 마력(PS)의 수동력계에 직결되어 있으며 이 수동력계에 의하여 동력의 측정 및 기관의 부하를 조절할 수 있도록 되어 있다. 말단 가스의 압력을 측정하기 위하여 삽입된 압력 센서의 위치는 Fig.2에 나타낸다. 이 그림의 좌측으로부터 4-3-2-1 번 순으로 연소실이 배열된 수냉식 4기통 기관으로서, 압력과 온도의 측정 센서가 위치하여 있는 4번 실린더에 대한 연소실을 나타낸 그림이다. 연소실 내의 화염 전파시 말단 가스 압력을 측정하기 위하여 말단 가스 지역에 piezo type 압력 변환기(KI-STER사, Model 601A)를 설치하고 그 압력 신호가 연소 해석 장치(ONO SOKKI 사 MODEL, CB 366)에 입력된다. 그리고 실린더 내벽으로부터 3mm 위치에 CA 열전대(직경, ϕ 1.6 mm)를 설치하였다. 노크의 검출을 위하여 연소 해석 장치에 입력되는 압력 신호를 오실로스코프로 동시 입력시켜 노크 파형을 관찰하였다. 본 실험에 사용된 압력 변환기는 최대 150 kHz 노크 진동 주파수의 측정이 가능하다.

실험 방법은 일정 운전 조건에서 점화시기를 점차 진각시키면서 오실로스코프로 부터 노크 압력 파형이 관찰될 때까지 점화 진각시켰다. 실험 조건의 선정은 기관의 운전 변수로서 공기 연료비와 운전 속도 및 부하를 택하였다. 기관 속도 1000 rpm에서 3000 rpm 까지 5 단계로 하였으며 공기 연료비는 11 부터 15 까지 3 단계, 기관의 부하 실험은 1/4 ~ 4/4 Load 까지 1/4 씩 증가시키면서 4 단계로 수행하였다.

노크 시기 판단은 노크 발생시의 압력 진동이 일어나는 시점인 압력 상승을 곡선으로부터 최대 상승율이 일어나는 시점으로 결정하였다.

4. 노크 모델의 확립 및 노크 해석

4.1 노크 모델의 확립

1) 점화 지연 기간식의 상수 B와 α 결정.

Fig.3은 여러 운전조건에서 스파크 점화시 혼합기의 압력에 대하여 스파크 점화 지연 기간을 나타낸다. 스파크 점화 지연 기간은 스파크 시점부터 질량 연소율이 0%를 이탈하는 순간까지로 하였다. 압력의 증가에 따라 스파크 점화 지연 기간은 급격히 감소하는데 점화 지연 식(11)에 대하여 통계적으로 처리하여 실험 상수 B와 α 그리고 C를 결정하면 실험 상수 α 는 1.03이고 실험 상수 B는 3113 K, 상수 C는 3.43×10^{-3} 이었다. 따라서 이들 상수를 이용한 스파크 점화 지연 기간 식과 선행 연구자들에 의하여 제시된 말단 가스의 점화 지연 기간 식을 함께 비교하여 보면, Fig.4와 같이 정성적으로 거의 일치하나 정량적인 차는 매우 크게 나타났다. Glucks-

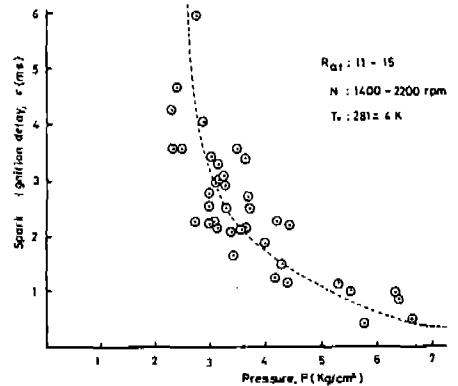


Fig.3 Spark ignition delay period vs. pressure of mixture.

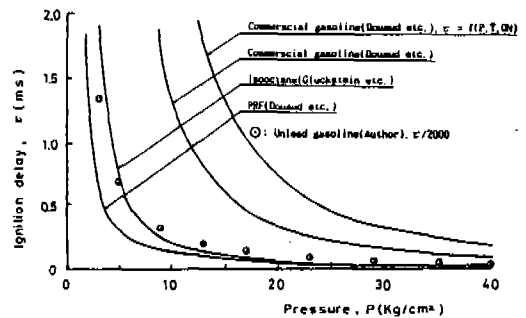


Fig.4 Comparison of end gas ignition delay with spark ignition delay.

tein 이 Isooctane 을 연료로 사용한 경우와 비교하여 보면, 말단 가스의 점화 지연 기간이 혼합기의 스파크 점화 지연 기간에 대하여 약 1/2000 정도로 작게 나타났다. 본 실험에 사용된 연료는 사용 무연 연료이다. 이와 같이 스파크 점화 지연 기간과 말단 가스의 점화 지연기간에 대한 정량적인 차이는 혼합기의 스파크 점화시의 스파크 점화 방식과 말단 가스의 기연 가스에 의한 압축 착화 방식에 따른 차이에 기인한 것으로 판단된다. 그러나 스파크 점화 지연 기간과 말단 가스의 점화 지연 기간의 정성적 경향이 일치함을 보여줌으로, 말단 가스 점화 지연 기간식의 상수 B 와 α 는 스파크 점화 지연 기간식의 것을 그대로 사용하여 각각 3113K과 1.03으로 결정할 수 있다.

2) 점화 지연 기간식의 상수 C 결정.

앞에서 말단 가스의 점화 지연식 중의 실험 상수 B 와 α 가 결정되므로, 상수 C 만 결정되면 말단 가스의 점화 지연 식이 확립된다. 2절에서 정립된 노크 모델 식(19)을 다시 정리하면 다음 식(20)과 같다.

$$1 = \int_0^{t_k} k dt / (C P_u^{-1.03} \exp(3113/T_u)) \quad (20)$$

식(20)에서 미연 가스의 압력 P_u 와 온도 T_u 는 크랭크 각 즉 시간의 함수이다. 여기서 압력은 측정하였으며 미연 가스의 온도는 단열 압축되는 것으로 가정하여 계산하였다. 그리고 노크 발생 시기 (t_k) 는 스파크 점화 후 노크가 발생될 때까지를 노크 시기로 측정한다. 본 실험에서 노크 시기는 연소변동을 고려하여 노크 연소 사이클을 100 사이클 채취한 후 평균 노크 시기로 하였다.

그러므로 식(20)에서 노크 발생시기 t_k 와 말단 가스의 압력 및 온도를 대입하여 말단 가스의 점화 지연 기간 식의 상수 C 를 구할 수 있다.

당량비의 영향

Fig.5는 상수 C 의 자연 대수 값을 당량비에 대하여 기관 속도를 변수로 하여 나타냈다. 당량비가 상수 C 에 미치는 영향은 1.20 (공

기 연료비 12.5) 부근에서 최소이고 이보다 희박하거나 농후하여도 증가한다. 이것은 식(17)에서와 같이 상수 C 가 당량비의 함수로 표현됨을 입증한다. 따라서 당량비에 대한 상수 C^* 의 변화율인 k_1 은 당량비 1.2를 전후하여 최소 자승법으로 선형화 처리하면, 당량비 1.20 보다 희박한 경우 -1.4, 농후한 경우 0.65 이었다.

기관 속도의 영향

Fig.6은 기관 속도에 대한 상수 C 의 자연 대수 값을 기관 속도에 대하여 당량비를 변수로 하여 나타낸 그림이다. 기관속도의 증가에 따라 계속 선형적으로 증가하는 경향을 나타낸다. 이는 역시 상수 C 가 기관 속도의 함수로 표현됨을 나타낸다. 따라서 기관 속도에 대한 상수 C^* 의 변화율 k_2 는 기관 속도 1000rpm당 0.61이 증가함을 알았다. 따

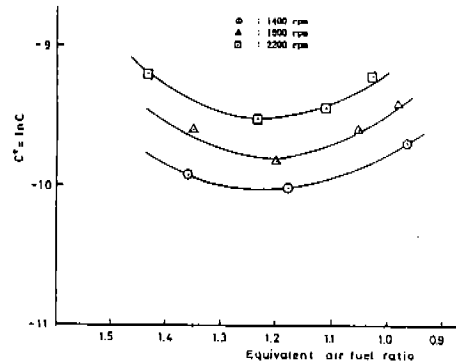


Fig.5 Variation of C^* term of eq. (15) vs. equivalent air fuel ratio.

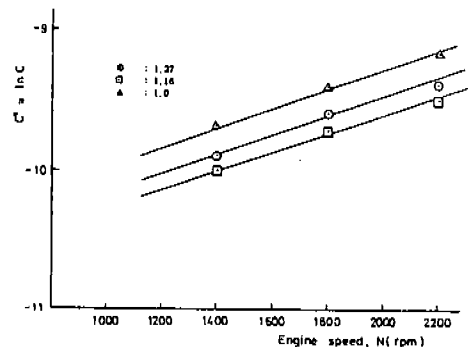


Fig.6 Variation of C^* term of eq. (15) vs. engine speed.

라서 식 (16, 17)에 의하여 점화 지연 기간식의 상수 C 는 수정식 (21)과 같이 된다.

$$C = \begin{cases} \exp(-9.19) \exp(-1.4\phi) \\ \exp(0.61n), [\phi \leq 1.20(\text{Lean})] \\ \exp(-11.62) \exp(0.65\phi) \\ \exp(0.61n), [\phi > 1.20(\text{Rich})] \end{cases} \quad (21)$$

$(n = N/1000)$

식(21)에서 당량비가 1.2보다 희박한 경우의 -9.19와 농후한 경우의 -11.62는 적분 상수 k_3 이다.

3) 노크 모델의 확립

앞에서 점화 지연 기간의 각 상수 B 와 a 는 각각 3113과 1.03이었으며, 상수 C 는 식(21)과 같이 수정됨에 따라 수정 점화 지연 기간식은 다음 식과 같이 확립된다.

$$\tau = \exp(-9.19) \exp(-1.4\phi) \exp(0.61n) P_u^{-1.03} \exp(3113/T_u) \quad [\phi \leq 1.20(\text{Lean})] \quad (22.a)$$

$$\tau = \exp(-11.62) \exp(0.65\phi) \exp(0.61n) P_u^{-1.03} \exp(3113/T_u) \quad [\phi > 1.20(\text{Rich})] \quad (22.b)$$

따라서 일반 상업용 무연 가솔린 연료를 사용한 경우 본 실험 대상 기관에 대한 기관의 노크 모델식은 아래 식과 같이 확립되었다.

$$I = \int_0^t k dt \{ \exp(-9.19) \exp(-1.4\phi) \exp(0.61n) P_u^{-1.03} \exp(3113/T_u) \} \quad [\phi \leq 1.20(\text{Lean})] \quad (23.a)$$

$$I = \int_0^t k dt / \{ \exp(-11.62) \exp(0.65\phi) \exp(0.61n) P_u^{-1.03} \exp(3113/T_u) \} \quad [\phi > 1.20(\text{Rich})] \quad (23.b)$$

4.2 모델의 평가

노크 모델에 의하여 스파크 점화 기관의 노크 발생을 판단하기 위해서는 노크 모델식에

서 연소실 내의 말단 가스에 대한 압력과 온도의 경과가 필요하다. 그러므로 연소 과정 중 말단 가스에 대한 압력을 측정하고, 이때 온도는 단열 압축되는 것으로 가정하여 계산하였다.

Fig.7과 Fig.8은 노크 모델식을 이용하여 스파크 노크의 발생 유무 및 노크 시기를 예측한 그림과 지압 선도로부터 해석된 질량 연소율을 비교하여 나타낸 것이다. 먼저 Fig.7은 1000 rpm, 전개 스토틀의 기관 운전 조건에서 실험에 의하여 노크가 발생하지 않은 정상 연소시의 그림으로서, 노크 예측 모델에 의한 계산 결과를 보면 Chain carrier의 농도가 임계 농도에 도달하기 전에 질량 연소가 끝났음을 보여 준다. 따라서 노크 발생이 일어나지 않았음을 보여 주고 있다. 그러나 동일 운전 조건에서 점화 진각에 의하여 노크를 강제 유발시킨 경우인 Fig.8을 보면 크랭크 각 1도 BTC 부근에서 질량 연소율이 급격히 증가하였으며, Chain carrier의 농도가 노크 발생에 필요한 임계 농도에 도달하여 노크의 발생이 예측되었다. 노크 발생까지 질량 연소율은 약 75%임으로 노크 발생에 의하여 순간적으로 약 25%의 다량의 말단 가스가 순간적으로 연소됨을 알 수 있다. 노크 모델에 의한 예측 시기와 노크 측정 시기와와의 차는 크랭크 각 0.5도였다.

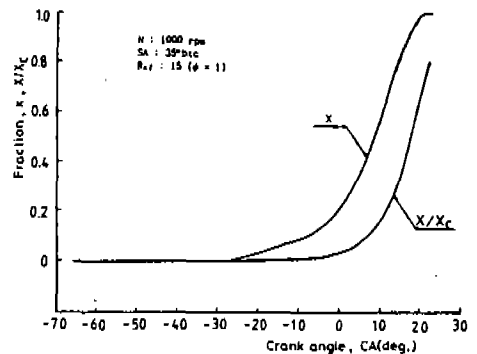


Fig.7 Mass burned fraction and concentration fraction of chain carrier vs. crank angle at 1000 rpm (Nonknock).

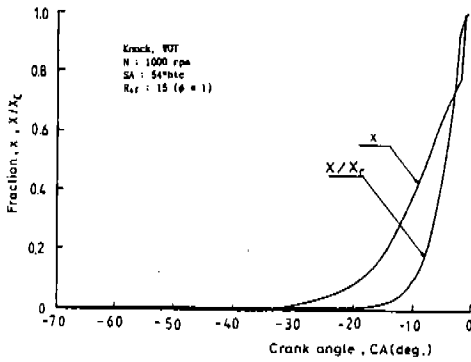


Fig. 8 Mass burned fraction and concentration fraction of chain carrier vs. crank angle at 1000rpm (Knock)

Table 2는 본 노크 모델에 의하여 기관의 각 운전 조건에 따라 계산된 노크 발생 예측 시기와 노크가 실험적으로 측정된 시기를 나타낸 표이다. 표에서 θ_k 는 실험에 의하여 측정된 노크 시기를 나타내며 θ_{pr} 는 본 노크 모델에 의하여 예측된 노크 시기를 나타낸다. 그리고 $\Delta\theta$ 는 예측된 스파크 노크 시기와 실험에서 측정된 스파크 노크 시기의 차를 나타낸 것이며, (-) 부호는 실험적으로 측정된 노크 시기가 본 노크 모델에 의한 노크 발생 시기보다 늦게 발생함을 나타낸다. 본 노크 모델에 의한 노크 예측 시기의 오차는 실험 기관의 운전 범위인 3000rpm까지 크랭크 각도 최대 2도 이상을 벗어나지 않았다. 따라서 본 노크 모델과 SI 기관의 말단 가스에 대한 점화 지연 시간의 수정식은 SI 기관의 스파크 노크를 판단하기 위하여 사용함에 있어서 타당성이 입증된다고 본다.

4.3 노크 해석

Fig.9와 Fig.10은 크랭크 각에 따른 지압 선도를 나타낸 그림이다. 기관 속도 1000rpm, 당량비 1.0의 경우 전개 스토틀 상태에서 노크가 발생하지 않은 지압 선도와 노크 사이클의 지압 선도를 각각 나타내며, 이들 그림으로부터 노크가 발생하면 최고 압력점 이후 압력진동이 발생함을 알 수 있다.

Table 2 Comparison of spark knock timing between measured and predicted crank angle

N(rpm)	ϕ	SA (BTC)	θ_k (CA deg.)	θ_{pr} (CA deg.)	$\Delta\theta$ (deg.)
1000	1.00	54	0(TDC)	1도BTC	-1
1400 (+-20)	1.38	47	8도BTC	8 "	0
	1.19	43	6 "	7 "	-1
	0.96	50	6 "	4 "	2
1800 (+-20)	1.39	40	5 "	6 "	1
	1.10	33	3도ATC	1도ATC	-2
	0.95	38	1 "	3 "	2
2200 (+-20)	1.43	33	0(TDC)	2도BTC	-2
	1.11	30	0 "	1 "	-1
	1.04	33	1도ATC	3도ATC	2
3000	1.00	18	4 "	4 "	0

주) $\Delta\theta$ 는 노크 모델을 이용한 노크 발생의 예측 시기와 측정 시기의 차를 나타내며 (-)부호는 노크 측정이 예측 시기보다 늦음을 나타냄.

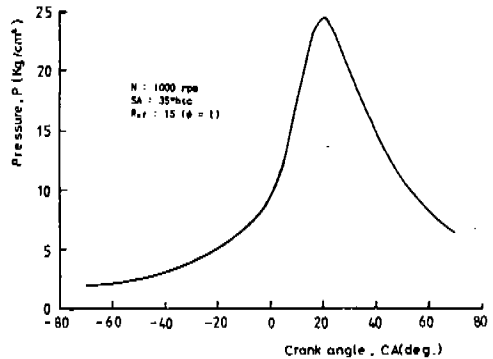


Fig.9 The history of end gas pressure vs. crank angle at 1000 rpm(Nonknock).

Fig.10에 보면 크랭크 각 0도(상사점, TDC) 부근에서 노크가 발생되었음을 판단할 수 있다. 노크가 지속되는 기간은 압력진동이 발생하고 있는 상사점 후 크랭크 각 20도정도이다. Fig.11은 노크 압력 진동 주파수를 나타낸 그림으로서, 기관의 속도에 따라 2.6 kHz (1000rpm)에서 7.8 kHz (3000 rpm)까지 증가하는 경향을 보이고 있는데, 이는 기관 속

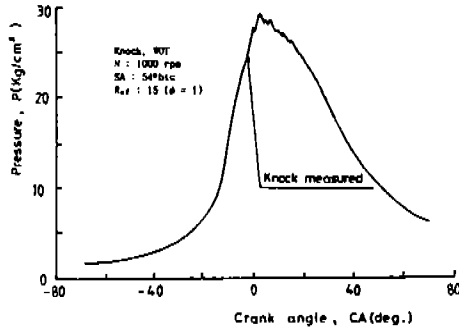


Fig.10 The history of end gas pressure vs. crank angle at 1000 rpm(Knock)

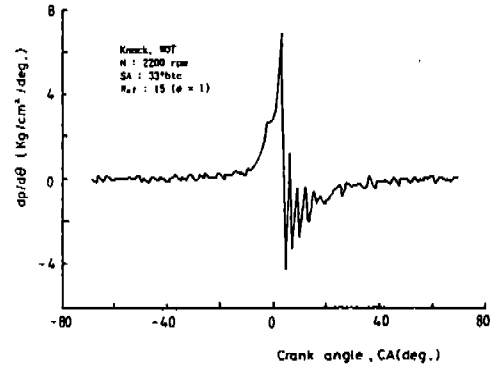


Fig.13 Pressure increase rate of end gas vs. crank angle at 2200 rpm.

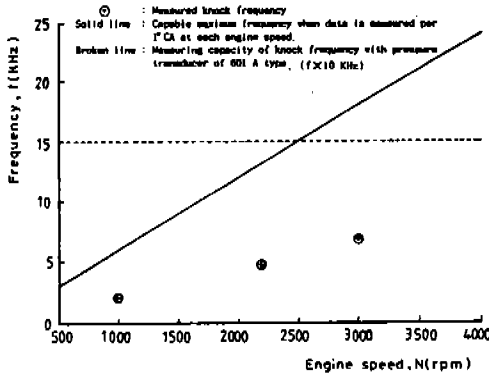


Fig.11 Measured knock frequency and capable maximum frequency when pressure data was measured per 1° CA at each engine speed.

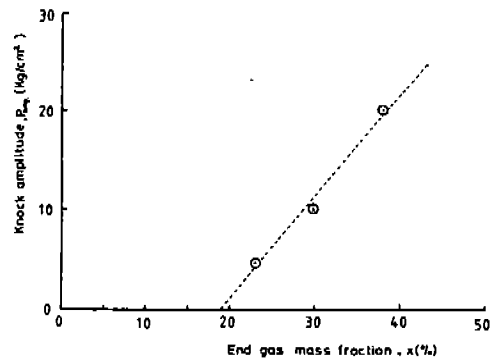


Fig.14 Knock amplitude vs. end gas mass fraction in SI engine.

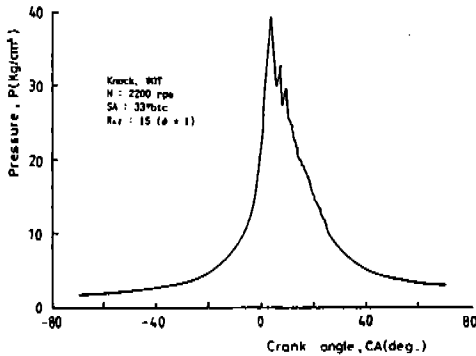


Fig.12 The history of end gas pressure vs. crank angle at 2200 rpm

도 증가로 인하여 연소실 내의 연소 온도가 증가함에 따라 압력 진동의 연소실 내 왕복 시간이 짧아지기 때문으로 추측된다.

그리고 Fig.12와 Fig.13은 2200 rpm에서의 지압 선도와 압력 상승율을 나타낸 그림이며 약 1도 ATC 부근에서 급격한 압력 상승이 일어남을 관찰할 수 있다. 이 경우 지압 선도로부터 노크 발생시기를 판단하기 곤란하나 압력 상승을 곡선으로는 명확히 판단할 수 있다. 이와 같이 지압 선도로부터 노크 발생시기의 판단이 어려운 경우 압력 상승을 선도로부터 쉽게 판단된다.

노크 발생시 말단 가스의 양과 노크 진폭을 비교하여 보면, Fig.14에서 보는 바와같이 말단 가스의 양에 따라 노크 진폭은 선형

적으로 증가함을 알 수 있다. 이 그림으로부터 판단되는 것은 노크 압력 진동이 발생할 수 있을 정도의 센 노크가 발생하기 위해서는 최소한 말단 가스의 양이 약 18% 이상 되어야 함을 알 수 있다. 따라서 경미한 노크는 압력 진동없이 급속 연소(fast burn)가 되므로 오히려 기관 출력 증가의 요인으로 작용할 수 있을 것으로 판단된다.

5. 결 론

자발화 이론을 중심으로 한 노크에 관한 연구는 급속 압축기를 이용한 혼합기의 점화 지연을 구하는 것이 기초 연구였다. 그러나 본 연구에서는 상용 SI 기관으로부터 점화 지연 시간을 구할 수 있는 방법을 제시하고 노크 모델을 확립하였다. SI 기관의 스파크 노크 발생은 화염전파 시간과 연료-공기 혼합기의 점화 지연 특성이 매우 중요한 인자이다. 따라서 본 노크 모델은 화염 전파시간과 연료-공기 혼합기의 점화지연 시간에 영향을 주는 당량비와 기관 속도를 포함하는 함수로 확립하였다. 주요한 결과들을 열거하면 아래와 같다.

1) 혼합기의 온도와 압력만의 함수로 된 점화 지연 기간식은 기관 운전 조건에 따라 연소 상황의 변화가 심한 SI 기관의 말단 가스의 점화 지연 기간식으로 사용하기에는 적합하지 못하다. 따라서 노크 모델에 사용될 점화 지연 기간식은 SI 기관의 운전 변수인 기관 속도와 당량비를 변수로 포함하는 다음 식을 수정 제안한다.

$$\tau = \exp(k_0) \exp(k_1 \phi) \exp(k_2 N) P_u^{-a} \exp(B/T_u)$$

2) 일반 상업용 무연 기술린 연료를 사용한 경우 본 실험 대상 기관에 대한 기관의 노크 모델은 다음과 같이 확립되었다.

$$1 = \int_0^k dt / \{ \exp(-9.19) \exp(-1.4\phi) \exp(0.61n) P_u^{-1.03} \exp(3113/T_u) \} [\phi \leq 1.20 \text{ (Lean)}]$$

$$1 = \int_0^k dt / \{ \exp(-11.62) \exp(0.65\phi) \exp(0.61n) P_u^{-1.03} \exp(3113/T_u) \} [\phi > 1.20 \text{ (Rich)}]$$

3) 수정 점화 지연 기간식을 이용하여 확립된 본 노크 모델의 스파크 노크 시기 예측은 전 실험 운전영역(1000~3000 rpm)에서 잘 일치하였으며, 오차는 크랭크 각 2도 범위 내였다.

4) 노크 발생 시기의 실험적 판단은 압력 선도에 의하기 보다는 압력 상승율 곡선으로 판단하는 것이 유리하며 압력 상승율이 최대가 되는 시점을 노크 발생 시기로 결정할 수 있다.

5) 노크 발생시 말단 가스의 양과 노크 진폭을 비교하여 보면, 말단 가스의 양에 따라 노크 강도는 선형적으로 증가함을 알 수 있다. 그러나 노크 압력 진동이 발생할 수 있을 정도의 강한 노크가 발생하기 위해서는 최소한 말단 가스의 양이 약 18% 이상 되어야 한다. 따라서 말단 가스가 약 18% 이하인 경미한 노크는 압력 진동없이 질량 연소율의 급속 연소가 되므로 오히려 기관 출력 증가의 요인으로 작용할 수 있을 것으로 판단된다.

6) 실험 운전 영역인 1000~3000 rpm에서 약 2~8 kHz의 노크 주파수가 발생하였으며, 기관 속도의 증가에 따라 노크 주파수도 증가하였다.

참 고 문 헌

1. N. MacCough, "Power Loss Accompanying Detonation," SAE Trans. Vol. 44, pp.154-160, 1939.
2. J.C. Livengood and P.C. Wu, "Correlation of Autoignition Phenomena in Internal Combustion Engines and Rapid Compression Machi-

- nes," Fifth Symposium (International) on Combustion, pp.347-356, 1954.
3. M.E. Gluckstein and C. Walcutt, "End-Gas Temperature-Pressure Histories and Their Relation To Knock", SAE Trans. Vol. 69, p.529, 1961.
 4. L.J. Kirsch and C.P. Quinn, "A Fundamental Based Model of Knock in the Gasoline Engine," Sixteen Symposium (International) on Combustion, pp.233-244, 1976.
 5. A.M. Douaud and P. Eyzat, "Four-Octane-Number Method for Predicting the Anti-Knock Behavior of Fuels and Engines," SAE 780080, pp.294-307, 1978.
 6. J. R. Smith, R. M. Green, C. K. Westbrook and W. J. Pitz, "An Experimental and Modeling Study of Engine Knock," Twentieth Symposium (International) on Combustion, pp.91-100, 1984.
 7. Westbrook, C. K. and Pitz, W. I., etc., "Comparison of Engine Knock Predictions Using a Fully Detailed and a Reduced Chemical Kinetic Mechanism," Paper Presented at the Western States Section of Combustion Institute, 1989.
 8. 水谷幸夫, "燃焼工学," 森北出版株式會社, pp. 76-129, 1989.
 9. D. B. Spalding, "Combustion and Mass Transfer," Pergamon Press, pp.272-285, 1978.
 10. Hu, H. and Keck, J.C., "Autoignition of Adiabatically Compressed Combustible Gas Mixture," SAE Paper No. 872110, 1987.
 11. S. L. Hirst and L. J. Kirsch, "The Application of Hydrocarbon Autoignition Model in Simulating Knock and other Engine Combustion Phenomena," GM Co. 1980.
 12. 이성열, 오영일, "Spark Knock에 관한 연구 방향," 한국자동차공학회지 13권 1호, pp.3-8, 1991.