

<技術論文>

# 터보과급 가솔린기관의 출력예측을 위한 실험식

한성빈\* · 이내현\*\* · 이성열\*\*\*

(1994년 5월 23일 접수)

## The Experimental Equation to Predict the Power in a Turbocharged Gasoline Engine

Sung Bin Han, Nae Hyun Lee and Songyol Lee

**Key-Words :** Turbocharging(터보과급), Abnormal Combustion(이상연소)

### Abstract

To design and develop a turbocharged engine, it needs that many study must be preceded about the characteristics of engine performance. Especially, a basic data about deciding target power is urgently needed for which is practically useful for engine design. The power output of turbocharged engine is dominated by engine speed, displacement, compression ratio, air fuel ratio and charge pressure ratio. Therefore, the independent effect of these factors on power output was clarified from experiment, and the experimental equation to predict the power was founded from these results. The predicted power output from the experimental equation was well coincided with power measured through experiment.

### 1. 서 론

기관을 고출력화하기 위한 기본적인 수법으로는 기관 회전속도의 증대와 흡입공기의 증대를 들 수 있다. 기관회전속도의 증대는 가스교환 문제로 인한 체적효율의 감소, 기계손실의 증가, 소음, 진동의 증가와 같은 불이익이 생긴다. 또한 흡입 공기량의 증대를 위한 배기량의 증대는 가장 확실한 출력 향상의 수법이지만, 기관 치수와 중량의 증대, 연료 경제성 악화 등의 문제가 있게 된다.<sup>(1,2)</sup>

따라서 기관 배기량의 증대와 기관회전속도의 증대 없이 기관 출력을 크게 향상 시킬 수 있고, 나아가서 기관의 고출력, 소형 경량화를 균형있게 향상시킬 수 있는 방법으로 터보과급(turbocharg-

ing) 방식과 DOHC(double over head camshaft) 방식이 있다.<sup>(3)</sup>

터보과급 방식은 배기가스가 가지고 나가는 에너지를 동원력으로 하여 터빈을 구동하여 같은 축에 직결된 압축기를 압축하여 구동함으로써, 혼합기 또는 공기를 압축하여 연소실에 충전하는 것이다. 따라서 과급압력이 증가함에 따라 혼합기 또는 흡입공기의 질량유동율이 증가함으로써 배기량당 출력이 증가하여 같은 용적의 기관보다 고출력을 얻을 수 있다. 가솔린 기관의 터보과급은 고온 고압의 연소가스에 의해 기관구조체의 열적부하 증가와 함께 노크와 같은 이상연소(abnormal combustion)의 발생이 쉬워지므로 기관 운전범위의 제한 및 과급한계가 있게 되어 비출력 증가가 제한을 받게 된다.<sup>(4,5)</sup>

따라서 과급기효율의 향상, 압축비와 과급기 압력비와의 매칭, 중간냉각기에 의한 압축공기의 냉각, 점화시기 제어시스템개발, 연소실형상 선택에

\*정회원, 인덕전문화대학 기계과

\*\*정회원, 기아기술센터

\*\*\*정회원, 성균관대학교 기계공학부

의한 mechanical octane number의 향상 등 노크와 같은 이상연소를 방지하면서 터보과급 가솔린기관의 기관성능을 향상시키기 위한 연구가 지속적으로 행해져 오고 있으며, 이와 함께 고출력, 소형 경량화를 달성하는데 제한조건을 주는 기관 구조체의 열응력에 대한 연구가 주된 연구과제로 행해지고 있다.<sup>(6,7)</sup>

터보과급 가솔린기관에 대한 기초실제 자료 및 경험이 부족한 국내의 경우, 터보과급 가솔린기관의 설계 및 개발을 위해서는 위와 같은 광범위한 기초연구가 필요하며 특히 설계단계에서 기관설계자가 유용하게 활용할 수 있는 실용적인 설계자료가 필요하다.

### 2. 출력예측을 위한 식 전개

터보과급 가솔린기관의 설계를 위해서는 설계기관의 기관회전속도, 배기량, 과급압력비, 압축비, 공기연료비 등 설계단계에서 설정된 조건에서의 기관출력을 추정할 수 있는 출력 예측식이 필요하다. 이러한 출력예측식으로부터 기관출력의 예측이 가능해지면 터보과급 가솔린기관의 출력목표에 대한 배기량의 결정이 가능해진다.

따라서 제동출력식으로부터 과급압력비 및 중간냉각효율의 함수로 제동출력식을 전개하여 이로부터 설정된 운전조건에서의 출력을 기준하여 운전조건 변화에 대한 출력변화율로부터 기관출력을 예측할 수 있는 실험식을 제시한다. 또한 실험식에 있어서 운전조건에 변화에 대한 수정계수  $K_i$ 를 결정하기 위하여 터보과급 기관의 출력을 지배하는 인자들인 기관회전속도, 과급압력비, 배기량, 압축비 및 공기연료비가 각각 기관출력에 미치는 영향을 정량적으로 밝혀 이로부터 수정계수  $K_i$ 를 결정하고 그 관계식을 구한다.

또한 결정된 출력 예측을 위한 실험식의 유용성을 평가하기 위해 실제 기관운전에서 얻어진 출력과 실험조건으로부터 예측한 출력이 근사한 지를 비교하기 위한 검정실험을 수행한다.

터보과급 가솔린기관의 출력 예측을 위한 실험식을 정립하기 위한 관련 식은 다음과 같다.

제동일 ( $W_e$ )는 식(1)과 같고

$$W_e = Q \eta_b$$

$$= m_f H_u \eta_b$$

$$= \frac{m_a H_u \eta_b}{AF}$$

$$= \frac{V_a \rho_i \eta_b H_u \eta_b}{AF} \quad (1)$$

제동출력(P)은 4행정 기관의 경우 (2)와 같으므로 식(1)의 제동일( $W_e$ )을 대입하여 정리하면 식(3)과 같다.

$$P = W_e n / 120 \quad (2)$$

$$= \frac{\rho_i \eta_b H_u \eta_b V_a n}{AF 120} \quad (3)$$

터보과급 기관의 과급압력비( $p_2/p_1$ )를 식(3)의 출력식에 도입하기 위해 식(3)의 흡입공기 밀도( $\rho_i$ )를 중간냉각기가 없는 경우 및 있는 경우 식(4) 및 식(5)와 같이 설정한다.

$$\text{중간냉각기가 없는 경우 ; } \rho_i = \frac{\rho_2}{\rho_1} \rho_{11} \quad (4)$$

$$\text{중간냉각기가 있는 경우 ; } \rho_i = \frac{\rho_3}{\rho_1} \rho$$

$$\rho = p_i / (RT_i) \quad (5)$$

$\rho_1$  : 압축기 입구의 공기 밀도

$\rho_2$  : 압축기 출구의 공기 밀도

$\rho_3$  : 중간냉각기 출구의 공기 밀도

여기서, 터보과급기 압축기 전후의 밀도비( $p_2/p_1$ )는 이상기체 상태 방정식으로부터 식(6)과 같다.

$$\frac{\rho_2}{\rho_1} = \frac{p_2}{p_1} \times \frac{T_1}{T_2} \quad (6)$$

터보과급기의 압축기 등엔트로피 효율은 Fig. 1의 h-s 선도로부터 식(7)과 같고

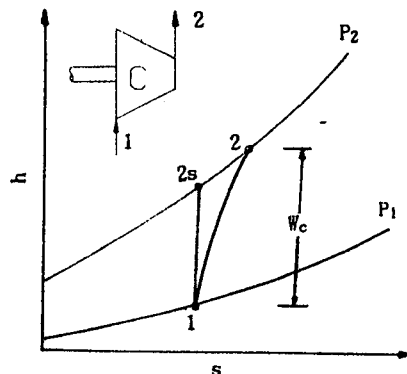


Fig. 1 h-s diagram for compressor of turbocharger

$$\eta_c = \frac{\text{등엔트로피 압축일}}{\text{실제 압축일}} = \frac{h_{2s} - h_1}{h_2 - h_1} = \frac{T_{2s} - T_1}{T_2 - T_1} \quad (7)$$

등엔트로피 압축에서 압력과 온도의 관계는 폴리트로프 변화로부터 식(8)과 같으므로

$$\frac{T_{2s}}{T_1} = \left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{k-1}{k}} \quad (8)$$

따라서 압축기 등엔트로피 효율( $\eta_c$ )은 식(9)와 같다.

$$\eta_c = \frac{T_1 \left( \left( \frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right)}{T_2 - T_1} \quad (9)$$

식(9)를 우변의 압축기 출구 온도( $T_2$ )에 대해 정리하면

$$T_2 = T_1 \left( 1 + \frac{\left( \frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1}{\eta_c} \right) \quad (10)$$

이므로 식(10)을 식(6)에 대입하여 정리하면, 결국 압축기 전후의 밀도비( $\rho_2/\rho_1$ )는 다음과 같이 표시된다.

$$\frac{\rho_2}{\rho_1} = \frac{p_2}{p_1} \left( 1 + \frac{\left( \frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1}{\eta_c} \right)^{-1} \quad (11)$$

또한 중간냉각기가 있는 경우 중간냉각효율( $\epsilon$ )은 다음과 같으므로

$$\epsilon = \frac{\text{실제 열전달량}}{\text{최대가능 열전달량}} = \frac{T_2 - T_3}{T_2 - T_w} \quad (12)$$

중간냉각기 출구 온도( $T_3$ )는 식(12)에 식(10)의 압축기 출구온도( $T_2$ )를 대입하여 정리하면 다음과 같다.

$$T_3 = T_1 \left\{ 1 + (1 - \epsilon) \frac{\left( \frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1}{\eta_c} \right\} \quad (13)$$

또한 중간냉각기에서의 압력손실을 무시하면 압축기 입구에 대한 중간냉각후의 밀도비( $p_3/p_1$ )는 상태 방정식으로부터 다음과 같이 정리된다.

$$\frac{\rho_3}{\rho_1} = \frac{p_2}{p_1} \left\{ 1 + (1 - \epsilon) \frac{\left( \frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1}{\eta_c} \right\}^{-1} \quad (14)$$

결국 중간냉각기효율( $\epsilon$ )이 0일때 즉 중간냉각기가 없는 경우 식(14)의 압축기 전후의 밀도비는 식

(11)과 같게 된다. 식(14)를 식(3)의 제동출력식에 대입하여 정리하면 다음과 같다.

$$P = \frac{\eta_v H_u \eta_b V_d n (p_1 / RT_1) (p_2 / p_1) [1 + (1 - \epsilon) \{ (p_2 / p_1)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \} / \eta_c]^{-1}}{AF120} \quad (15)$$

그러므로 제동출력( $P$ )는 다음과 같이 기관의 운전 성능 인자의 함수 관계에 있으므로

$$P = P(n, V_d, p_2/p_1, AF, \eta_v, \eta_b, p_1, T_1) \quad (16)$$

로 표시된다. 식(16)의 우변의 체적효율( $\eta_v$ ) 및 제동열효율( $\eta_b$ )은 각각 다음과 같은 관계가 있으므로

$$\eta_b = \eta_b(CR, p_2/p_1, n, AF, p_1, T_1) \quad (17)$$

$$\eta_v = \eta_v(CR, p_2/p_1, n, AF, p_1, T_1) \quad (18)$$

따라서 기관의 출력  $P$ 는 식(19)와 같이 나타낼 수 있으며 출력변화량은 전미분형태로 식(20)과 같이 나타낼 수 있다.

$$P = P(n, V_d, p_2/p_1, AF, CR, p_1, T_1) \\ = P(\chi_1, \chi_2, \chi_3, \dots, \chi_N) \quad (19)$$

$$dP = \sum_{i=1}^N \frac{\partial P}{\partial \chi_i} d\chi_i \quad (20)$$

이 때  $\chi_i$  ( $i=1, 2, 3, N$ )는 기관출력을 지배하는 변수들이다.

기관출력을 지배하는 인자들인 기관회전속도, 배기량, 압축비, 공기연료비, 과급압력비에 관하여 설정된 기준운전조건에서의 출력에 대해 각 운전조건의 독립적인 변화에 따른 출력변화량은 식(21)과 같이 나타낼 수 있다.

$$P_{pre} - P_r = \sum_{i=1}^N \left( \frac{\partial P}{\partial \chi_i} \right) \Delta \chi_i \quad (21)$$

식(21)에서  $P_{pre}$ 는 예측하고자 하는 출력이고,  $P_r$ 는 기준운전조건(reference condition,  $\chi_{i,r}$ )의 실기운전에서 얻어진 출력, 즉 기준출력(reference power)이다.

식(21)의 좌변의 기준출력  $P_r$ 을 우변으로 넘기고 양변을  $P_r$ 으로 나누어 정리하면 식(22)와 같다.

$$P_{pre} = P_r + \sum_{i=1}^N \left( \frac{\partial P}{\partial \chi_i} \right) \Delta \chi_i \\ \frac{P_{pre}}{P_r} = 1 + \frac{\partial P}{\partial \chi_1} \Delta \chi_1 \frac{1}{P_r} \dots + \frac{\partial P}{\partial \chi_n} \Delta \chi_n \frac{1}{P_r} \\ = 1 + \sum_{i=1}^N \left[ \frac{1}{P_r} \frac{\partial P}{\partial \chi_i} \right] \Delta \chi_i$$

$$\cong \prod_{i=1}^N \left( 1 + \frac{1}{P_r} \frac{\partial P}{\partial \chi_i} \Delta \chi_i \right) \quad (22)$$

수정계수 (correction factor)  $K_i$  를 다음과 같이 정의하면

$$K_i = 1 + \frac{1}{P_r} \frac{\partial P}{\partial \chi_i} \Delta \chi_i \quad (23)$$

식(22)에 식(23)의 수정계수  $K_i$ 를 대입하여 정리하면 출력 및 비출력 예측을 위한 실험식은 다음과 같다.

$$P_{pre} = P_r \prod_{i=1}^N K_i \quad (24)$$

출력예측식 식(24)를 이용하여 임의의 운전조건 ( $\chi_i$ )에서의 기관출력을 예측하기 위해서는 우선 기준운전조건 (reference condition,  $\chi_{i,r}$ )을 설정하여 기관 실험으로부터 기준 운전조건에서의 기준출력 (reference power,  $P_r$ )을 결정하여야 한다. 다음, 설정된 기준운전조건을 각각 독립적으로 변화시켜 이에 대한 출력을 구하여 이로부터 기준출력에 대한 출력 변화율 즉 수정계수  $K_i$ 를 결정한다. 이렇게 결정된 각 운전조건에 대한 수정계수  $K_i$ 를 최소자승법을 이용하여 운전조건과 수정계수  $K_i$ 와의 관계식을 구하면 기관설계시 임의의 운전조건에서의 수정계수  $K_i$ 를 결정할 수 있으며, 따라서 식(24)의 출력예측을 위한 실험식으로부터 출력을 예측할 수 있다.

### 3. 실험장치 및 실험방법

#### 3.1 실험장치의 개요

출력예측을 위한 실험식에 있어서 수정계수  $K_i$ 를 결정하기 위한 실험과 함께 출력예측을 위한 실험

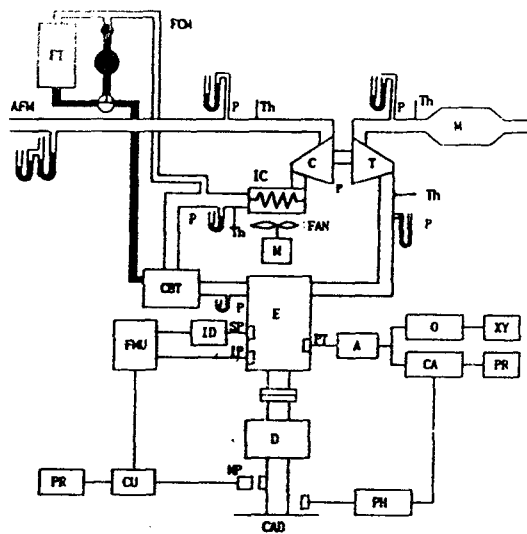
Table 1 Specification of test engine

Engine type	4 stroke cycle, overhead cam shaft type
Number of cylinders	4
Cooling system	water cooling
Fuel supply system	carburetor
Compression ratio	9.7
Bore×stroke	71.0×83.6 mm
Displacement volume	1.323 l

형식으로의 출력예측이 실제 실험값과 근사한지를 비교하여 상사기관의 출력예측에 있어서 그 유용성을 평가를 위한 실험을 수행하여야 한다.

본 실험에 사용한 기관은 배기량 1.328 l의 4기통 기화기식 가솔린기관으로 그 제원은 Table 1과 같으며 본 연구를 위하여 구성된 실험장치의 개략은 Fig. 2와 같다. 기관은 150마력 흡수용량의 동력계에 직결하여 기관을 제동하고, 동력을 측정하였다.

기관의 연료공급은 FBC(feed back carburetor) 방식으로 흡입공기의 온도압력, 냉각수의 온도, O



- A : Charge amplifier
- AFM : Air flow meter
- C : Compressor
- CA : Combustion analyzer
- CAD : Crank angle detector
- CBT : Carburetor
- CU : Control unit
- D : Water brake dynamometer
- DT : Digital tachometer
- E : Test engine
- FCM : Fuel consumption meter
- FMU : Flame arrival time measuring unit
- IP : Ionization probe
- O : Oscilloscope
- PC : Personal computer
- PR : Printer
- PT : Pressure transducer
- SP : Spark plug
- T : Turbine
- V : Three-way valve
- X-Y : X-Y Recorder
- FT : Fuel tank
- IC : Intercooler
- ID : Ignition detector

Fig. 2 Schematic diagram of experimental apparatus

2센서로 채취된 배기성분중의  $O_2$ 의 밀도 등으로부터 전자제어장치(electrically control unit)에서 기화기 안의 솔레노이드 밸브의 개폐를 조절하여 기관 시동시, 정상운전시 및 과부하시의 연료유량을 조절하게 된다.

또한 실험변수인 공기연료비를 제어하기 위하여 피이드 백(feed back) 시스템을 제거하고, 터보과급에 의한 흡입공기 유량의 증가에 맞춰 기화기 노즐로부터 분무되는 연료 유량을 제어하기 위해 기화기의 플로트실 내에 있는 1차측 제트의 직경 0.74 mm 미터링 오리피스를 직경 0.9 mm로 교환하였고, 여기에 니들 밸브를 삽입하여 기관운전중 흡입공기량 변화에 따라 기화기 노즐로부터 분무되는 연료 유량을 조정하도록 하였다. 연료유량은 뷰렛 유량계로 용적유량을 측정하여 연료의 밀도를 고려하여 질량유량으로 나타낸다. 또한 공기유량은 흡입 공기 도관에 설치한 오리피스 유량계(AFM, 오리피스 직경 25 mm, 원형)로 측정하였다.

이와 같이 측정한 공기유량과 연료유량으로부터 공기 연료비를 산출하였다.

또한, 기관운전시 기관의 점화시기를 임의로 조정하기 위해 배전기의 진공진각장치인 다이어프램을 제거하여 여기에 점화진각 조정장치를 설치하여 점화시기를 조정하였다.

### 3.2 터보과급 시스템의 구성

기관을 과급하기 위해 사용한 터보과급기는 배기량 1.0~1.4l/l의 가솔린 기관에 사용 가능한 터보과급기(Garrett사, T15)로서 배기가스를 노즐로 유도하여 팽창시켜 정상류를 터빈에 유입시켜 주는 정압 터빈식으로 그 제원은 Table 2와 같다.

**Table 2** Specification of turbocharger

Available range of engine displacement volume	1.0-1.4 / for SI engine 1.3-1.6 / for diesel
Weight	3.3 kg
Mas. turbocharger speed	230,000 rpm
Max. pressure ratio	2.5
Mas. gas temperature	1010 °C
Compressor diameter	42 mm
Turbine diameter	42 mm
Turbocharger cooling	oil cooling

터보과급기의 압축기쪽은 기화기에 도관으로 연결하였으며 터빈 쪽은 기관의 배기 매니폴드에 어댑터를 이용 직접 연결하였고 압축기로부터 기화기까지의 도관 길이도 최소한 짧게 하였다. 이 때 압축기와 터빈 입출구 쪽의 밀폐에 주의할 기울여 배관하였다.

본 실험에 사용한 터보과급기는 오일 냉각 방식으로서 과급기의 냉각 및 윤활유 공급을 위해 기관의 오일 압력 센서를 삽입하는 곳으로부터 호오스로 과급기에 연결하였으며 윤활유의 회수는 과급기의 하단부 출구로부터 기관 오일팬내로 회수하였다. 이 때 과급기의 윤활유 공급라인 입구에 압력계와 조절밸브를 설치하여 일정 압력범위(0.5~1 bar, gauge) 내에서 공급하도록 하였고 윤활유의 회수는 수직 하향하도록 하여 중력식으로 회수하도록 하였다.

터보과급기의 압축기와 터빈 입출구 쪽에는 각각 마노미터와 열전대 온도계(K type, 외경 1.6 mm)를 설치하여 과급기의 성능을 구하기 위한 압력과 온도를 측정한다.

### 3.3 중간 냉각기

터보과급시 과급 압력증가에 따라 수반되는 흡입 공기 온도를 냉각시키는 방법은 크게 공냉식 중간냉각(air-to-air-inter-cooling)과 수냉식 중간냉각(air-to-water-intercooling)의 두가지 방법이 있다.

공냉식 중간냉각은 냉각매체를 공기를 이용하여 흡입공기온도를 냉각시키는 방법으로 냉각능력이 크고 설치가 간편한 반면 부피가 크다는 단점이 있고 수냉식 중간냉각은 냉각매체를 물을 이용하는 방법으로 중간냉각기 전용의 방열기 및 순환펌프가 필요하는 등 구조가 복잡하고 냉각능력이 적은 단점이 있다.

본 실험에서는 상용의 공냉식 중간냉각기(Garrett사, 491780)를 이용하여 엔진 전면에 설치하여 엔진냉각팬에 의해 냉각시켰다.

### 3.4 실험방법

출력예측을 위한 실험식에 있어서 설정된 기준운전조건( $\chi_{i,r}$ )에서 기관회전속도에 대한 수정계수를 결정하기 위하여 기관회전속도는 드로를 전계상태에서 동력계의 하중조절로 1000 rpm에서 5500 rpm까지 단계적으로 변화시킨다. 또한 공기연료비에 대한 수정계수  $K_i$ 를 결정하기 위해 기화기내의 1

차츰 제트에 삽입한 니들밸브의 조정으로 연료유량을 가감하여 공기연료비 11부터 18까지 공기연료비를 변화시킨다.

기관압축비는 실린더 헤드 가스켓의 두께를 변화시켜 9.7, 9.2, 8.5 및 7.8의 4단계로 변화시킨다. 따라서 기준운전조건에서 압축비 변화에 대한 출력을 측정하여 이로부터 수정계수  $K_i$ 를 결정한다.

이 경우 각 운전조건에 있어서 점화시기는 배진기에 설치한 점화시기 조정장치로 최대토크발생 점화시기를 취한다.

출력예측을 위한 실험식의 검정을 위해서는 수정계수  $K_i$ 를 결정하기 위하여 설정된 기준운전조건이 아닌 다른 운전조건에 실험을 수행하여 기관출력을 측정한다. 이때 각 측정점에 있어서의 기관회전속도, 과급압력비, 공기연료비, 압축비, 배기량을 수정계수  $K_i$ 의 관계식에 대입하여 출력예측을 위한 실험식으로부터 출력을 예측하여 이를 실험으로 측정된 결과와 일치하는지를 평가한다.

#### 4. 수정계수 $K_i$ 의 결정

Fig. 3은 압축비 9.7, 공기연료비 15, 과급압력비 1인 운전조건에서 기관회전속도 변화에 대한 출력선도이다. 기관회전속도가 증가함에 따라 사이클 수의 증가로 기관출력은 증가하며 기관회전속도 5000 rpm 부근에서 최대출력을 나타내고 있다.

Fig. 3의 출력선도로부터 출력 예측식 식(24)에서의 수정계수  $K_i$ 를 결정하기 위해서 기준운전조건( $x_{i,r}$ )은 기관회전속도, 배기량, 압축비, 과급압

Table 3 Reference conditions( $x_{i,r}$ )

$x_{1,r}$	Engine speed (n)	2500 rpm
$x_{2,r}$	Displacement (Vd)	1.3 l
$x_{3,r}$	Compression ratio (CR)	9.7
$x_{4,r}$	Air fuel ratio (AF)	15
$x_{5,r}$	Charge pressure ratio ( $p_2/p_1$ )	1.0

력비, 공기연료비에 대해 Table 3과 같이 설정하였으며 설정된 기준운전조건( $x_{i,r}$ )에서의 실험으로부터 얻어진 기준출력( $P_r$ )은 25.7 kW 이었다.

따라서  $x_1$ (기관회전속도) 변화에 대한 수정계수  $K_1$ 를 결정하기 위하여, 실험으로부터 다른조건은 기준운전조건인 상태 즉  $K_2=K_3=K_4=K_5=1$ 인 경우, 기관회전속도 변화에 대한 출력  $P$ 를 구하고  $P=25.7 \prod_{i=1}^N K_i$ 의 출력예측식으로부터  $K_1$ 를 결정한 후 임의의 기관회전속도에 있어서 수정계수  $K_i$ 를 결정을 위하여 최소자승법을 이용하여  $x_1$ 에 대한  $K_1$ 의 관계식을 구한다.

최소자승법을 이용하여 구한 기관회전속도  $x_1$ 에 대한  $K_1$ 의 관계식은 다음과 같다.

$$K_1 = A_1 + A_2 \times (n/2500) + A_3 \times (n/2500)^2 + A_4 \times (n/2500)^3 \quad (25)$$

$$A_1 = -0.162, A_2 = 1.240$$

$$A_3 = 0.013, A_4 = -0.102$$

Fig. 4는 실험으로 얻어진 출력으로부터 결정된 기관회전속도( $x_1$ ) 변화에 대한 수정계수  $K_1$ 과  $x_1$ 에

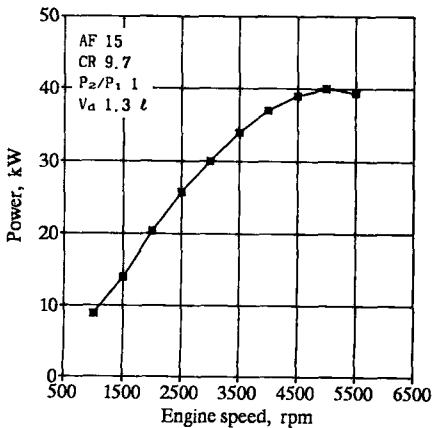


Fig. 3 Power as a function of engine speed at reference conditions

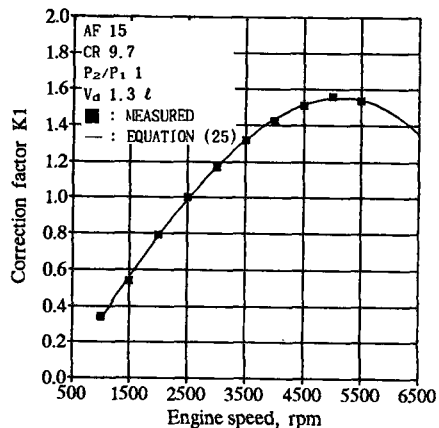


Fig. 4 Correction factor  $K_1$  as a function of engine speed at reference conditions

대한  $K_1$ 의 관계식으로부터구한 수정계수  $K_1$ 과의 비교선도이다.

이때 기관회전속도가 2500 rpm(기준운전조건) 일 때 수정계수

$$K_1 = 1 + \frac{1}{P_r} \frac{\partial P}{\partial \chi_1} \Delta \chi_1$$

에서 운전조건의 변화  $\Delta \chi_1 = 0$ 이므로  $K_1 = 1$ 이 된다.

실험으로부터 결정된 수정계수  $K_1$ 과 관계식으로부터 구한 최소자승 오차가 0.003으로 그림에서 보는 바와 같이 잘 일치함을 알 수 있다. 그러므로 상사기관에 있어서 기관회전속도 변화에 대한 출력을 예측하기 위해서 다른 운전조건은 기준운전 조건인 경우, 기관회전속도( $\chi_1$ )에 대한 수정계수  $K_1$ 의 관계식을 이용할 수 있다.

이와 같이  $\chi_i$ 변화에 대한 기관출력을 각각 구하고 기준출력( $P_r$ )를 기준하여 수정계수  $K_1, K_2, K_3, K_4, K_5$ 를 각각 결정한 후, 최소자승법을 이용하여 운전조건( $\chi_i$ )과 수정계수  $K_i$ 와의 관계식을 구하면 터보과급 가솔린기관 설계시, 임의의 조건( $\chi_i = n, V_d, CR, AF, P_2/P_1$ )을 최소자승법으로 구한  $\chi_i$ 에 대한  $K_i$ 의 관계식에 대입하여 출력예측식 식(24)로부터 임의의 조건에서의 출력( $P$ )을 예측할 수 있다.

Fig. 5에서 Fig. 7은 기준운전조건에서 얻어진 기준출력( $P_r$ )를 기준하여 배기량, 압축비, 공기연료비에 대한 수정계수  $K_i$ 를 결정하기 위한 배기량, 압축비 및 공기연료비 변화에 대한 기관출력을 나

타내는 선도이다.

이 경우 압축비 및 공기연료비 변화에 대한 기관 출력은 기준운전조건에서의 실험으로부터 직접 구하였으며 배기량 변화에 대한 기관출력은 배기량 변화에 따라 제동열효율 및 체적효율이 변하지 않는다는 가정하에 식(13)의 출력식을 이용하여 설정된 기준출력에 대한 출력 변화량으로부터 구하였다. 또한 과급압력비의 증가에 의한 출력증가는 공기연료비가 일정할 때 기관에 흡입되는 혼합기의 밀도 증가에 기인하므로 압축기 전후의 밀도비의 함수로 나타낸 출력식 식(15)로부터 Fig. 8과 같이 과급압력비 변화에 대한 출력을 구하였다. 이 때 중간냉각을 하는 경우에 있어서 과급압력비 변화에 대한 출력을 결정하기 위해서는 중간냉각효율( $\epsilon$ )

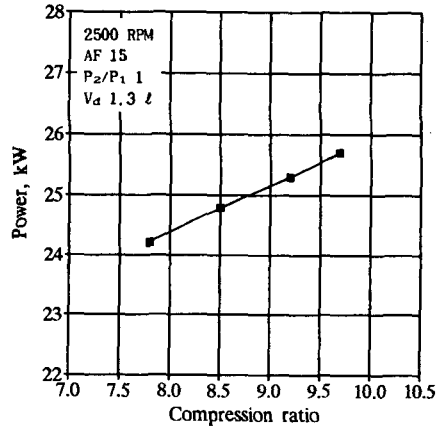


Fig. 6 Power as a function of compression ratio at reference conditions

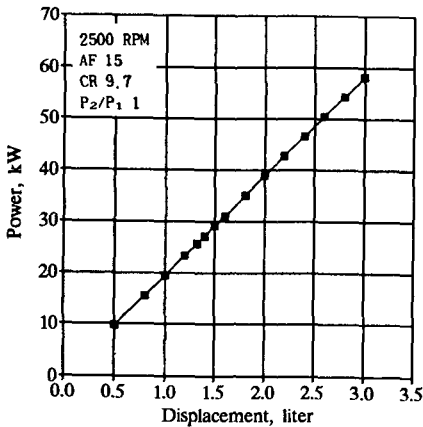


Fig. 5 Power as a function of displacement at reference conditions

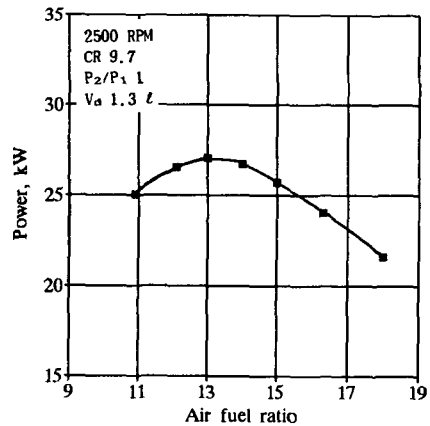


Fig. 7 Power as a function of air fuel ratio at reference conditions

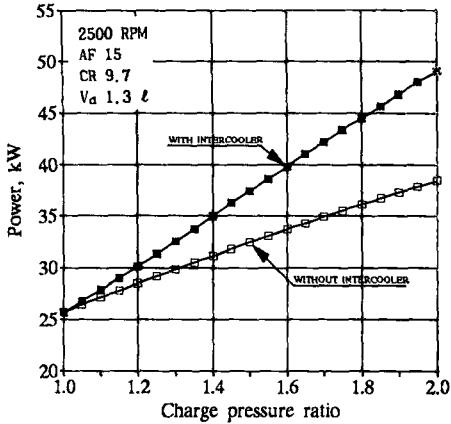


Fig. 8 Power as a function of charge pressure ratio at reference conditions

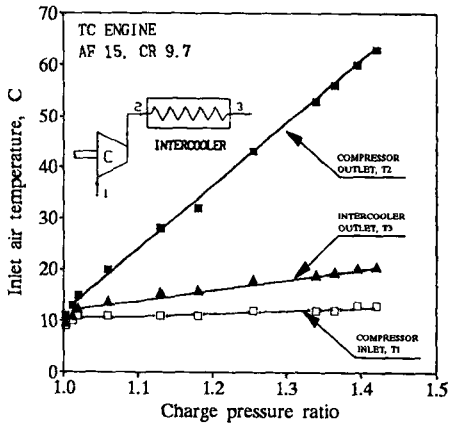


Fig. 9 Intercooler inlet & outlet temperature as a function of charge pressure ratio at compression ratio of 9.7

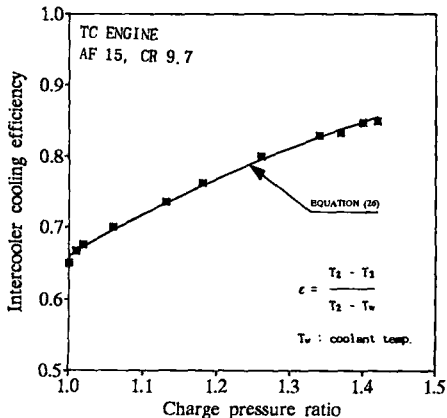


Fig. 10 Intercooler cooling efficiency as a function of charge pressure ratio

이 결정되어야 한다. 따라서 Fig. 9 및 Fig. 10은 과급압력비 변화에 대한 중간냉각기 입출구의 온도 변화 및 중간냉각효율을 나타내는 선도이다.

과급압력비가 증가함에 따라 압축기 출구의 과급 공기온도는 압축효과에 의해 급격히 상승하여 과급 압력비 1.4에서 12°C 정도의 압축기 입구의 공기 온도는 압축 후 63°C 정도로 상승하며 이때 중간냉각기 출구의 과급공기온도는 23°C 정도로서 중간냉각효과에 의해 40°C 정도 온도가 강하됨을 알 수 있다. 또한 중간냉각효율( $\epsilon$ )은 전술한 식(12)와 같이 최대로 전달할 수 있는 전열량에 대한 실제로 전달한 전열량의 비로 기관의 과급압력비가 증가함에 따라 증가함을 알 수 있다. 따라서 통상의 엔진 냉각팬에 의해 냉각되는 공냉식 중간냉각기가 있는

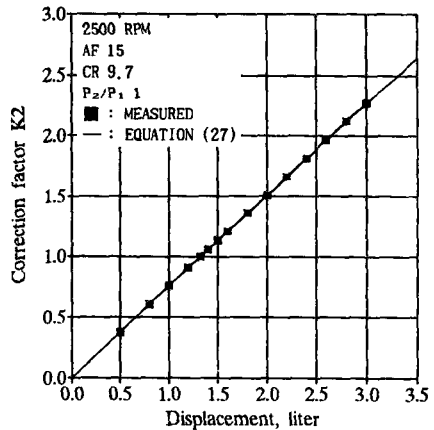


Fig. 11 Correction factor  $K_2$  as a function of displacement at reference conditions

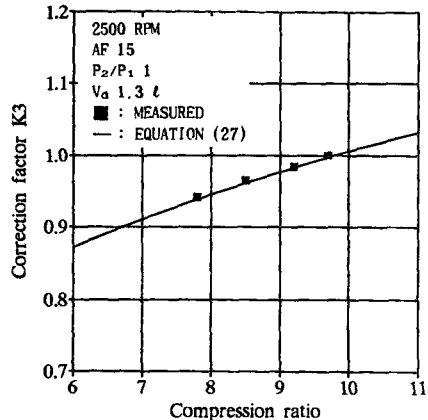


Fig. 12 Correction factor  $K_3$  as a function of compression ratio at reference conditions



Table 4 Constants in polynomial

Variables	$\chi_1$	$\chi_{i,r}$	$A_1$	$A_2$	$A_3$	$A_4$
Engine speed, rpm	$\chi_1$	2500	-0.162	1.24	0.013	-0.102
Displacement, l	$\chi_2$	1.3	0	1.0	0	0
Compression ratio	$\chi_3$	9.7	-0.983	-0.338	0.355	0
Air fuel ratio	$\chi_4$	15	-4.525	16.293	-15.346	4.578
Charge pressure ratio (without intercooler)	$\chi_5$	1.0	0.4	0.654	0.053	0
Charge pressure ratio (with intercooler)			0.021	0.989	-0.022	0

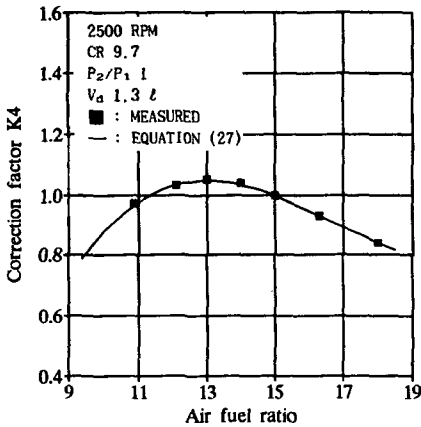


Fig. 13 Correction factor  $K_4$  as a function of air-fuel ratio at reference conditions

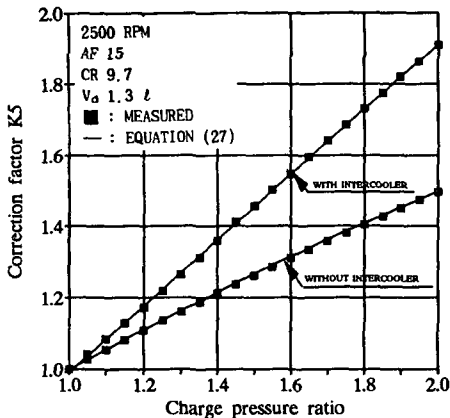


Fig. 14 Correction factor  $K_5$  as a function of charge pressure ratio at reference conditions

경우, 중간냉각효율( $\epsilon$ )을 근사적으로 결정하기 위하여 최소자승법을 이용하여 중간냉각효율( $\epsilon$ )과 과급압력비의 관계를 구하면 식(26)과 같다.

$$\epsilon = 1 - \exp\{-1.079(p_2/p_1)^{1.659}\} \quad (26)$$

그러므로 중간냉각기가 있는 경우, 과급압력비 변화에 대한 출력은 과급압력비에 대한 중간냉각효율을 식(26)으로부터 결정하여 제동출력식 식(15)로부터 구하였다.

Fig. 11에서 Fig. 14는 배기량, 압축비, 공기연료비 및 과급압력비 변화에 대한 출력선도로부터 기준운전조건에서의 기준출력( $P_r$ )를 기준하여 결정된 각각의 수정계수  $K_2, K_3, K_4$  및  $K_5$ 와 임의의 운전조건에서의 수정계수  $K_i$ 를 결정하기 위해 최소자승법으로 그 관계식을 구하여 얻어진 수정계수  $K_2, K_3, K_4, K_5$ 와의 비교 선도이다.

실험으로부터 결정된 수정계수  $K_i$ 와 관계식으로부터 구한 각각의  $K_i$ 는 모두 최소자승오차가 0.005 미만으로 잘 일치함을 알 수 있다.

최소자승법을 이용하여 구한 운전조건( $\chi_i$ )과 수정계수  $K_i$ 와의 관계식은 식(27)과 같으며 식(27)에 있어서의 운전조건( $\chi_i$ )에 대한 상수는 Table 4와 같다.

$$K_i = A_1 + A_2 \times \left(\frac{\chi_i}{\chi_{i,r}}\right) + A_3 \times \left(\frac{\chi_i}{\chi_{i,r}}\right)^2 + A_4 \times \left(\frac{\chi_i}{\chi_{i,r}}\right)^3 \quad (27)$$

### 5. 실험식의 유용성 평가

이와같이 운전조건의 독립적인 변화에 따른 기관 출력으로부터 결정된 운전조건( $\chi_i$ )에 대한 수정계

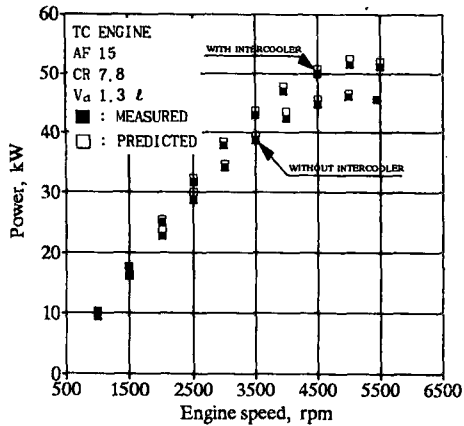


Fig. 15 Comparison between measured power and predicted power on engine speed

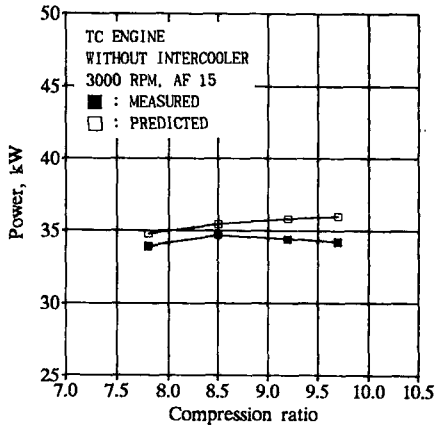


Fig. 16 Comparison between measured power and predicted power on compression ratio in turbocharged engine without intercooler

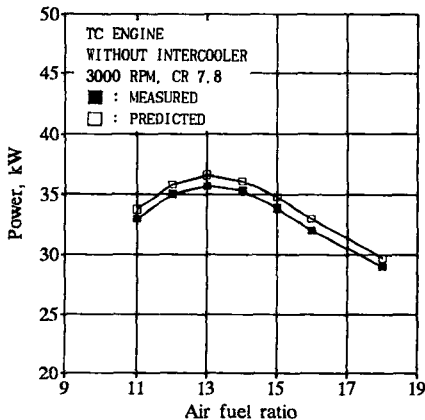


Fig. 17 Comparison between measured power and predicted power air fuel ratio in turbocharged engine without intercooler

수  $K_i$ 의 관계식을 이용하여 식(24)의 출력예측식으로부터의 출력 예측이 운전조건이 동시에 변화하는 기관실험에서의 출력 값과 근사한지를 비교하여, 상사기관의 출력 예측에 있어서 그 유용성을 평가해야 한다. 따라서 실제 기관운전에서 얻어진 출력과 이 때의 운전조건으로부터 수정계수  $K_i$ 를 결정하여 출력예측을 위한 실험식으로부터 예측한 출력이 근사한지를 비교하기 위한 것이 Fig. 15, Fig. 16 및 Fig. 17이다.

Fig. 15는 압축비 7.8, 배기량 1.31, 공기연료비 15의 운전조건에서 실험으로부터 측정된 터보과급 가솔린기관의 기관회전속도 변화에 대한 출력과 이 때 각 측정점에서의 기관회전속도, 기관회전속도 변화에 따른 과급압력비, 배기량, 압축비, 공기연료비를 운전조건( $\chi_i$ )에 대한 수정계수  $K_i$ 와의 관계식에 대입, 각각의 수정계수  $K_i$ 를 구하여 출력예측식 식(24)로부터 예측한 출력 비교선도이다. 실험으로부터 측정된 출력과 실험조건으로부터 예측한 출력은 대체로 잘 일치함을 나타내고 있다.

압축비 및 공기연료비 변화 실험으로부터 측정된 출력 값과 실험조건으로부터 구한 출력예측 값과의 비교선도가 Fig. 16 및 Fig. 17이다. 압축비 변화에 따라 실험으로 얻어진 출력은 압축비 8.5의 경우가 가장 큰 값을 나타내며 예측된 출력 값은 압축비 9.7의 경우가 가장 크게 나타나고 있다. 일반적으로 기관압축비가 높을 수록 출력 및 효율은 증가하나 터보과급 가솔린기관의 경우, 과급압력 증가에 따라 노크발생이 쉬우므로 점화시기의 지각이 요구되며 이때 압축비가 높은 경우 노크발생은 더욱 쉽게 일어나므로 노크발생을 억제하기 위하여 점화시기의 지각의 영향으로 압축비 8.5의 경우가 압축비 9.7 및 9.2보다 기관출력은 크게 나타나고 있다. 따라서 실험값과 운전조건으로부터 예측한 출력 값과의 오차는 압축비가 증가할 수록 증가하나 그 오차범위는 2%~5% 정도로서 큰 차이가 없음을 알 수 있다. 또한 공기연료비 변화 실험을 통해 얻어진 출력 값과 이 때의 운전조건을 적용하여 실험식으로부터 예측한 출력 값에 있어서도 출력예측값이 다소 크게 나타나고 있으나 그 오차는 3% 미만의 값으로 대체로 잘 일치하고 있다.

## 6. 결 론

본 연구에서는 과급압력비 및 중간냉각효율의 함

수로 제동출력식을 전개하여 이로부터 설정된 기준 운전조건에서의 출력을 기준하여 운전조건의 독립적인 변화에 따른 출력변화율로부터 터보과급 기술링기관의 출력을 예측할 수 있는 실험식을 제시하였다.

출력예측을 위한 실험식에 있어서 운전조건에 변화에 대한 수정계수  $K_i$ 를 결정하기 위하여 기관출력을 지배하는 인자들이 과급기관의 출력에 미치는 영향을 정량적으로 밝혀 이로부터 수정계수  $K_i$ 를 결정하고 그 관계식을 구하였다.

또한 결정된 출력예측을 위한 실험식의 유용성을 평가하기 위하여 기준운전조건이 모두 변하는 기준 운전실험을 통해 얻어진 출력 값과 실험시의 운전조건을 출력예측을 위한 실험식에 적용하여 이로부터 예측한 출력 값과 비교한 결과, 그 오차 정도가 2%~5% 정도로 대체로 잘 일치함을 확인 할 수 있었다.

따라서 이러한 출력예측식은 과급엔진의 concept 설계시 엔진의 근사적인 potential 설정에 이용될 수 있으며, 특히 기계개발된 NA엔진을 base로 과급엔진을 개발하는 경우, 기존 base data를 실험식에 적용 좀더 근사적이고 손쉽게 개발엔진의 목표출력 결정에 활용할 수 있을 것이다.

## 참고문헌

- (1) Watson, N and Janota, M. S., 1982, *Turbocharging the Internal Combustion Engine*, Macmillan Education LTD, pp. 380~389.
- (2) Alfano, D. L., 1986, "Turbocharger Application," *SAE Technical Paper*, No. 862051.
- (3) Dertian, H. H., 1984, "Turbocharging the 1983 1/2 - 1984 Ford 2.3 DOHC Engine," *SAE Paper*, No. 840251.
- (4) Sihger, D. A., 1985, "Compression of a Supercharger vs Turbocharger in a small Displacement Gasoline Engine Application," *SAE Paper*, No. 850244.
- (5) Gillbrand, P., 1980, "Knock Detector System Controlling Turbocharger Boost Pressure," *SAE Paper*, No. 800833.
- (6) Kakinuma, A., 1986, "Trends in Engine Cooling Systems," *JSAE Review* Vol. 7, No. 1.
- (7) Richeson, D.A. and Pearce, J.F., 1985, "Application of Air-To-Air Charge Cooling to the Two-Stroke Cycle Diesel Engine," *SAE Paper*, No. 850317.