

<論 文>

압축기출구에 공기분사가 터보과급 디젤기관의 성능에 미치는 영향에 관한 연구

최낙정* · 이창식**

(1994년 9월 12일 접수)

A Study on the Effects of Injected Air into the Compressor Exit for the Performances of a Turbocharged Diesel Engine

N. J. Choi and C. S. Lee

Key Words : Turbocharged Diesel Engine(터보과급 디젤기관), Full Load Operating Condition(부하상태), No Load Operating Condition(무부하상태)

Abstract

For the purpose of improving performances of a turbocharged diesel engine at low speed, this study investigates the effects of the injected air for the performances and flow characteristics in the intake and exhaust pipes by using the computer simulation with test bed. In the theoretical analysis, the whole flow system, including engine cylinders and intake and exhaust pipes, is calculated numerically by the method of filling and emptying. From the results of this study, the following conclusions may be summarized. Increasing injected air pressure into the pipe of compressor exit brings about the improvement in a performance and flow characteristics of intake and exhaust pipes under full load operating conditions at 1000 rpm of the engine speed, but shows trends of the inferior performances under no load operating conditions at 2000 rpm of the engine speed.

1. 서 론

터보과급 기관은 연소후 대기중으로 방출되는 에너지를 회수하여 과급기를 구동하므로 기계식 과급기에 비하여 동력손실과 소음이 적으며, 기관을 대형화하지 않고 큰 출력을 얻을 수 있을 뿐만 아니라 연료 소비율과 배기성능 등을 향상시킬 수 있는 장점이 있어 과급 압력증가에 따른 노킹발생이 적은 디젤기관에 널리 사용되고 있다.

이와 같은 차량용 내연기관은 사용 회전속도와 부

하의 범위가 넓고 급가속이나 급감속 등이 반복되기 때문에 이 기관에 부착되는 터보과급기는 넓은 유량 범위와 빠른 응답성이 요구되고 있다.

그러나, 본질적으로 터보과급 기관은 용적형의 기관과 속도형의 터빈을 조합시킨 복합기관이기 때문에 충분한 과급효과가 얻어지는 회전속도는 한정되어 있으며 저속과 고속 영역에서 모두 높은 효율을 얻는데는 한계가 있다. 따라서, 이러한 결점을 보완하고 흡기성능을 개선하기 위한 방법으로 Yoshiki⁽¹⁾의 복합과급방식을 채택한 박용 디젤기관에서의 체적 효율향상에 관한 연구를 비롯하여 Shimamoto⁽²⁾의 관성 과급효과에 관한 연구와 과도운전시 응답성능 규명을 위한 Miki,⁽³⁾ White-

*정회원, 이리농공전문대학 자동차과

**정회원, 한양대학교 기계공학과

house,⁽⁴⁾ Watson⁽⁵⁻¹⁰⁾ 등의 동특성에 관한 연구는 활발히 진행되고 있으나 차량용 디젤기관에서의 저속 성능개선 등에 주안을 둔 연구는 미흡한 실정이다. 특히 터보과급 기관의 경우 자연흡입 기관에 비해 저속에서의 토크가 크게 떨어지고 있으며 차량대수 증가에 따른 교통량의 증가로 도심에서의 운전이 저속 상태임을 고려할때 이 분야에 관한 많은 연구가 요구되고 있다. 또한, 차량에 이용되고 있는 터보과급 기관은 다기통이고 기통간의 배기간섭은 피할 수 없기 때문에 터빈입구에는 매동류가 함유하게 되고 이 부분의 압력은 기관성능에 크게 영향을 미치고 있다.

따라서 본 연구는 압축기 입·출구, 실린더, 터빈 입·출구를 통한 유동 시스템에서 연소 및 유동 상태에 관한 이론해석과 실험을 수행하였으며 이론적 해석을 위한 기관 연소모델은 Annand의 열전달방정식과 Watson의 연소율 모델을 사용하였고, 밸브를 통한 흐름에는 filling and emptying method를 이용하여 계산하였다.⁽¹¹⁾

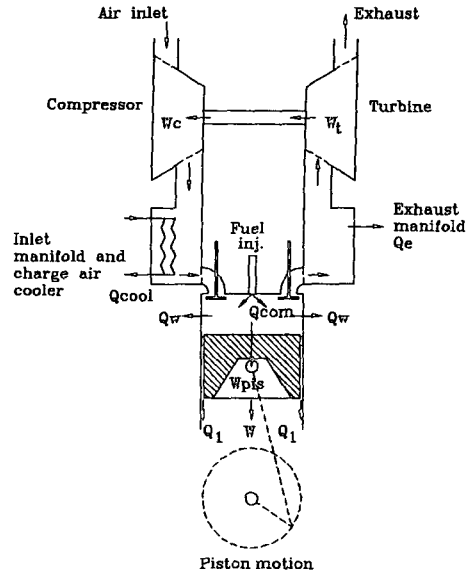
실험은 본 실험기관인 4행정 4실린더 터보과급 디젤기관의 압축기출구에 일정한 압력의 공기를 강제적으로 추가 분사 공급하였을 경우, 이 분사 압력이 기관 출력성능과 압축기출구, 터빈입구 압력 등의 과급 특성에 미치는 영향을 규명하기 위하여 수행되었다.

2. 이론해석 및 시뮬레이션 모델

2.1 열역학적 시스템

본 시뮬레이션 기관의 열역학적 해석을 위해 적용된 시뮬레이션 모델은 Fig.1과 같은 흡·배기 시스템을 가진 4행정 4실린더 배기과급 디젤기관이며 압축기, 실린더, 터빈의 유동과정에서 다음과 같은 가정을 두고 계산하였다.

- (1) 압축기, 실린더, 터빈을 흐르는 작동 유체의 가스 상태는 각각 균질하며 이상기체의 상태방정식을 만족한다.
- (2) 연소실내의 압력은 균일하다.
- (3) 연소는 균일하게 분포된 열발생 과정으로 생각한다.
- (4) 밸브 오버랩시 실린더 내로 유입되는 질량과 유출되는 질량은 같다.
- (5) 흡·배기기간 중 실린더 및 배기관내의 가스는 유입된 가스와 순간적으로 완전 혼합한다.



- Wc : Compressor work
- Wt : Turbine work
- Qcool : Heat rejected to charge air cooler
- Qw : Heat rejected to cylinder walls
- Qcom : Heat released by combustion
- Wpis : Piston work
- Qe : Heat rejected from exhaust manifold
- Q1 : Heat loss by blowby gas

Fig. 1 Schematic of thermodynamic system for the simulation engine

위와 같은 가정과 함께 각 검사체적의 열역학적 계산을 위한 에너지 보존방정식은 열역학 제1법칙과 상태방정식으로부터 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$\frac{dT}{dt} = \left\{ \left[\sum_{sf} \frac{dQ_{sf}}{dt} + \sum \left(h_o \frac{dm}{dt} \right)_{in} - \sum \left(h_o \frac{dm}{dt} \right)_{out} + \frac{dm_f}{dt} h_{ror} - u \frac{dm}{dt} \right] \frac{1}{m} - \frac{RT}{V} \frac{dV}{dt} - \frac{\partial u}{\partial \phi} \frac{d\phi}{d\phi} \right\} / \frac{\partial u}{\partial T} \quad (1)$$

여기서, Q_{sf} 는 열전달률, m_f 는 연료의 질량, h_o 는 정체 비엔탈피, ϕ 는 당량비, T 는 온도, V 는 체적, u 는 비내부 에너지이다.

위의 식에서 흡·배기밸브를 통한 질량유량(dm/dt)은 실린더 피스톤링 사이에서 가스의 누설이 없다고 가정하면 질량보존방정식에 의해 다음과 같이 된다.

$$\frac{dm}{dt} = \sum \left(\frac{dm}{dt} \right)_{in} + \sum \left(\frac{dm}{dt} \right)_{out} + \sum \left(\frac{dm_f}{dt} \right) \quad (2)$$

여기서, 질량(m)을 공기질량(m_a)과 연료질량(m_f)의 합, $m = m_a + m_f$ 로 놓으면, 당량비(ϕ)는 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$\begin{aligned}\phi &= \frac{m_f/m_a}{(m_f/m_a)_{sto}} = \frac{f}{f_{sto}} = \frac{m_f}{m_a f_{sto}} \\ &= \frac{m_f}{(m - m_f) f_{sto}}\end{aligned}\quad (3)$$

여기서, f 는 연료-공기비, 하첨자 sto 는 양론상태를 표시한다. 위 식을 다시 시간에 대한 미분형으로 나타내면 다음과 같이 된다.

$$\frac{d\phi}{dt} = \frac{1 + \phi f_{sto}}{m f_{sto}} \left[(1 + \phi f_{sto}) \frac{dm}{dt} - \phi f_{sto} \frac{dm_f}{dt} \right] \quad (4)$$

실린더내의 체적변화율 (dV/dt)는 크랭크각도에 따라 주어지는 함수로서 다음과 같다.

$$\frac{dV(\theta)}{dt} = \frac{\pi d^2}{4} \left[r \sin \theta \frac{d\theta}{dt} + \frac{r^2 \sin \theta \cos \theta}{\sqrt{l^2 - r^2 \sin^2 \theta}} \frac{d\theta}{dt} \right] \quad (5)$$

여기서, r 는 크랭크축의 회전반경, l 는 커넥팅로드의 길이, θ 는 상사점으로부터 움직인 크랭크각도이다.

위 식(1), (2), (4)와 (5)는 실린더, 흡기 및 배기 매니폴드의 각 검사체적에 공통적으로 적용되며 계산값은 스텝끝에서 온도, 질량, 당량비의 계산시 새로운 값으로 추가되고 이때 압력은 상태방정식으로부터 계산된다.

2.2 기관해석

본 연구에서는 1사이클 동안의 열역학적 상태량을 동력 사이클과정, 배기과정, 밸브 오버랩과정 및 흡기과정의 4과정으로 구분하여 계산하였다.

2.2.1 동력 사이클과정

이 기간은 흡기밸브의 닫힘으로부터 배기밸브가 열릴 때까지의 연소가 일어나는 과정으로 실린더내 연소율은 예혼합연소와 확산연소를 고려하여 다음과 같이 계산하였다.⁽⁶⁾

$$\frac{dm_f}{dt} = \beta \left[\frac{dm_f}{dt} \right]_p + (1 - \beta) \left[\frac{dm_f}{dt} \right]_d \quad (6)$$

$$(m_f)_p = 1 - (1 - \tau^{C_{p1}})^{C_{p2}} \quad (7)$$

$$(m_f)_d = 1 - \exp(-C_{d1} \tau^{C_{d2}}) \quad (8)$$

여기서, m_f 는 연소된 연료의 질량분율, 하첨자 p , d 는 예혼합연소와 확산연소, β 는 전체 연소에 대한 예혼합연소의 비율을 나타낸다.

C_{p1} , C_{p2} , C_{d1} , C_{d2} 는 점화지연기간, 기관회전 속도 및 당량비에 따라 주어지는 실험상수이며, τ 는 무차원 시간으로 연소 끝에서 1이 된다.

실린더 내에서 열전달은 실린더 라이너와 피스톤 헤드 표면에 의한 대류 열전달과 화염에 의한 복사 열전달을 고려하여 다음과 같이 계산하였다.

$$\begin{aligned}\frac{dQ_{sf}}{dt} &= A_w h (T_g - T_w) + A_{ph} h (T_g - T_p) \\ &\quad + \zeta A \sigma (T_g^4 - T_w^4)\end{aligned}\quad (9)$$

여기서, A_w 는 실린더 라이너 면적, A_{ph} 는 피스톤헤드부 면적, T_w 는 실린더벽 온도, T_p 는 피스톤헤드 온도, T_g 는 실린더내 가스온도, σ 는 스테판 볼츠만 상수를 나타낸다. 열전달계수 h 는 Nu 및 Re 수 관계로부터 다음과 같이 구하였다.

$$h = C_1 k_f (Re)^{C_2} / L_c \quad (10)$$

여기서, C_1 , C_2 는 실험결과⁽¹²⁾로부터 얻어지는 상수이며 L_c 는 특성길이로서, 본 연구에서는 실린더 내경을 취하였다.

2.2.2 배기과정

이 과정은 배기밸브의 열림으로부터 흡기밸브의 열림까지의 기간으로 완전 연소가 이루어진 것으로 가정하고 정상배출과 순간적인 역류를 고려하여 실린더내 상태량을 계산하였다.

정상흐름($p_{cvi} > p_e$)의 경우 $d\phi/dt = 0$, $(dm/dt)_{in} = 0$, $(h_o(dm/dt))_{in} = 0$, $dm_f/dt = 0$ 이 되며 배기밸브를 지나가는 가스 유량은 음속 유동은 식(11), 아음속유동은 식(12)와 같이 계산하였다.

$$\frac{dm}{dt} = C_{de} A_e \frac{P_c}{RT_c} a_c^{1/2} \left(\frac{2}{k_e + 1} \right)^{(k_e + 1)/2(k_e - 1)} \quad (11)$$

$$\frac{dm}{dt} = C_{de} A_e \frac{P_c}{RT_c} a_c^{1/2} \sqrt{\frac{2}{k_e - 1}} \left[(r)^{2/k_e} - (r)^{(k_e + 1)/k_e} \right] \quad (12)$$

여기서, C_{de} 는 밸브 흐름계수, A_e 는 밸브 면적, a_c 는 음속, k 는 비열비, 하첨자 c , e 는 실린더와 배기관의 상태를 나타낸다. 배기밸브의 압력비($r = p_e/p_c$)는 스텝초기에 실린더와 배기 매니폴드 압력값으로부터 얻어지며 아음속 역류유동일 때는 $r = p_c/p_e$ 가 된다.

2.2.3 밸브 오버랩과정

이 기간은 흡·배기밸브가 모두 열려있는 구간으

로 흡기 매니폴드에서 실린더로, 실린더에서 배기 매니폴드로 정상소기의 경우($p_i > p_{cyl} > p_e$), 완전 혼합 소기모델을 사용하여 실린더내에 흐르는 흡기 매니폴드의 당량비로 실린더를 떠난 흐름은 실린더에 당량비로 가정하여 계산하였다. 배기 매니폴드에서 실린더내로 역류($p_i > p_{cyl} < p_e$)하는 경우에는 $dm_f/dt=0$, $(dm/dt)_{out}=0$ 이 되고, $(dm/dt)_{in}$ 은 흡기와 배기 매니폴드로부터의 합이 되며 기타 항은 정상 소기의 경우와 같다.

흡기 매니폴드로 역류하는 경우($p_i < p_{cyl} < p_e$)에는 실린더내에 당량비는 배기 매니폴드의 당량비를 흡기 매니폴드의 당량비는 실린더내에 당량비를 적용하였다.

2.2.4 흡기과점

이 기간은 배기밸브가 닫힌 후 흡기밸브가 닫힐 때까지의 구간으로 정상 유동($p_i > p_{cyl}$)시는 $dm_f/dt=0$, $(dm/dt)_{out}=0$ 역류 ($p_{cyl} > p_i$)시는 $d\phi/dt=0$, $dm_f/dt=0$, $(dm/dt)_{in}=0$ 이 되며 흡기밸브를 흐르는 유량은 위 식(11)과 (12)를 적용하여 계산하였다.

2.3 흡기관 유동

정상유동의 경우 압축기로부터의 공기가 공급되기 때문에 역류가 발생하지 않으므로 흡기관 내에 당량비의 변화는 고려하지 않았다. 따라서 $d\phi/dt=0$, $dm_f/dt=0$, $dQ_{sf}/dt \approx 0$, $dV/dt=0$ 이 되고, 흡기유량($dm/dt)_{in}$ 은 과급기 회전속도와 압력비의 함수인 압축기 특성곡선⁽¹³⁾을 이용하여 계산하였다.

역류의 경우는 실린더로부터 흡기관에 혼합기가 유입되므로 흡기관의 당량비는 영향을 받으며 $dm_f/dt=0$, $dQ_{sf}/dt \approx 0$, $dV/dt=0$ 이 된다.

2.4 배기관 유동

배기관의 경우 정상유동, 역류 및 가스로부터 배기관 표면에 대한 대류 열전달을 고려하여 계산하였다. 배기 매니폴드내에 당량비는 배기 또는 밸브 오버랩과정 동안 실린더로부터 가스가 들어오면 일정할 수 없으며, $dm_f/dt=0$, $dV/dt=0$ 이 된다.

배기관에서 나가는 질량유량은 터빈 압력비 (P_e/P_{exit})로부터 터빈유량 특성 선도⁽¹³⁾를 이용하여 계산하였다.

2.5 터보 과급기의 해석

2.5.1 과급기 에너지평형식

과급기를 흐르는 유체에 대하여 과급기로부터의 열전달을 무시하고 열역학 제1법칙과 에너지방정식을 적용하면 제로부터 한 일은 다음과 같다.

$$-\dot{W} = \dot{m}C_p(T_2 - T_1) \quad (13)$$

또한, 압축기와 터빈의 흐름을 단열 압축과 단열 팽창으로 가정하면

$$\frac{P_2}{P_1} = \left(\frac{T_2}{T_1}\right)^{k_i/(k_i-1)} \quad (14)$$

$$\frac{P_3}{P_4} = \left(\frac{T_3}{T_4}\right)^{k_e/(k_e-1)} \quad (15)$$

가 된다. 따라서, 압축기 및 터빈 일은 위 식으로부터 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$\dot{W}_c = \dot{m}_i C_{pi} T_1 \left[\left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{(k_i-1)/k_i} - 1 \right] / \eta_c \quad (16)$$

$$\dot{W}_t = \dot{m}_e C_{pe} T_3 \left[1 - \left(\frac{P_4}{P_3}\right)^{(k_e-1)/k_e} \right] \eta_t \quad (17)$$

여기서, \dot{m}_i 는 흡입유량으로 압축기입구의 유량(\dot{m}_a)과 압축기출구 외부에서 분사되는 유량(\dot{m}_{inj})의 합이 되며 \dot{m}_e 는 배기유량으로 흡입유량(\dot{m}_i)과 연료유량(\dot{m}_f)의 합이 된다. 위 식에서 하첨자 1, 2는 압축기 입·출구, 3, 4는 터빈 입·출구를 뜻하며, i 는 흡입, e 는 배기상태를 나타낸다.

압축기효율(η_c)과 터빈효율(η_t)은 위 식으로부터 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$\eta_c = \frac{(P_2/P_1)^{(k_i-1)/k_i} - 1}{(T_2/T_1) - 1} \quad (18)$$

$$\eta_t = \frac{1 - (T_4/T_3)}{1 - (P_4/P_3)^{(k_e-1)/k_e}} \quad (19)$$

한편, 압축기와 터빈은 동일축 상에 있으므로 다음 식이 성립된다.

$$\dot{W}_c = \dot{W}_t \cdot \eta_m \quad (20)$$

가 된다. 여기서, η_m 은 기계효율이다.

위 식(16)과 (17)을 식(20)에 대입하고 $\dot{m}_e/\dot{m}_i = 1 + 1/AFR$ 을 적용하면 과급기 에너지 평형식은 다음과 같이 된다.

$$\begin{aligned} & \left[(P_2/P_1)^{(k_i-1)/k_i} - 1 \right] \\ & = \eta \left[1 - (P_4/P_3)^{(k_e-1)/k_e} \right] \cdot \left[(1 + 1/AFR) \right. \\ & \quad \left. \cdot (C_{pe}/C_{pi}) (T_3/T_1) \right] \end{aligned} \quad (21)$$

여기서, AFR 은 공기연료비, η 은 과급기 토탈 효

을로서 $\eta = \eta_c \cdot \eta_m \cdot \eta_t$ 가 된다.

2.5.2 냉각기 효율 및 온도

본 연구에서는 완전 가스로 간주하여 냉각기효율 (ϵ)을 다음과 같이 계산하였다.

$$\epsilon = \frac{T_2 - T_{2i}}{T_2 - T_w} \quad (22)$$

여기서, T_2 는 냉각기입구 온도, T_w 는 냉각수 온도, T_{2i} 는 냉각기를 통과한 흡입공기의 온도로 다음과 같이 놓을 수 있다.

$$T_{2i} = T_2(1 - \epsilon) + \epsilon T_w \quad (23)$$

위 식(23)에 식(18)의 T_2 값을 대입하여 정리하면 중간 냉각기를 통과한 흡입 공기의 온도는 다음과 같이 된다.

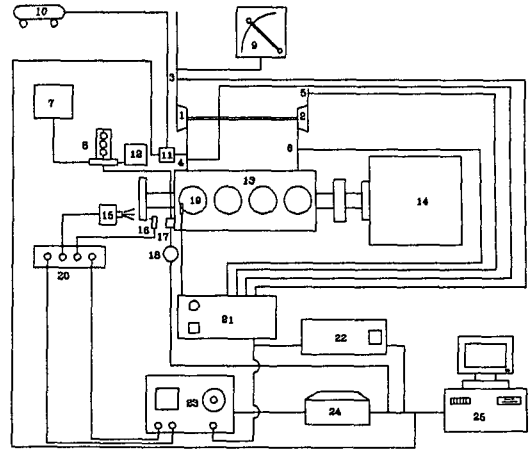
$$T_{2i} = T_1 \left\{ 1 + \left[\left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{(k_t-1)/k_t} - 1 \right] / \eta_c \right\} (1 - \epsilon) + \epsilon T_w \quad (24)$$

2.6 계산방법

프로그램의 계산은 각 검사체적에서의 압력, 온도, 당량비의 초기 상태값과 기관 및 과급기 제원의 입력데이터를 읽어들이어 이를 기초로 하여 1번 실린더의 배기밸브가 열렸을 때부터 계산이 시작되며 현재의 크랭크각이 각각의 실린더에서 흡기, 동력, 배기, 밸브 오버랩과정 중 어느 단계에 있는지 판단하여 계산하고 다음 단계의 실린더 내부 상태량을 계산한다. 실린더내 가스압력은 각 계산 스텝 동안 체적, 가스질량, 열전달 등을 고려한 열역학 제1법칙으로부터 구했으며, 과급기 전체 효율, 과급압력 및 배기압력 등의 프로그램에 입력되는 초기값은 각각의 기관회전속도에서 실험적으로 구한 값을 적용하였다. 사이클 계산은 초기 설정된 배기압력에 의해 과급기 에너지평형식을 사용하여 평가되고 수렴조건에 만족할 때까지 변화된 배기압력으로 반복한다.

3. 실험장치 및 실험방법

실험장치는 기관과 동력계를 기본으로 하여 측정장치, 압축기출구에 외부 공기분사장치, 연료 랙 구동장치 및 데이터 처리장치로 구성하였으며 Fig. 2는 실험장치의 개략도를 나타낸 것이다. 압축기출구 흡기관에서의 외부 공기분사장치는 공기 압축기



1. Compressor
 2. Turbine
 3. P.T sensor (comp. inlet)
 4. P.T sensor (comp. exit)
 5. P.T sensor (turb. exit)
 6. P.T sensor (turb. inlet)
 7. Fuel tank
 8. Burette
 9. Manometer
 10. Air compressor
 11. Air pressure regulator
 12. Fuel consumption meter
 13. Diesel engine
 14. Eddy current dynamometer
 15. Light source
 16. Optical sensor
 17. Fuel rack
 18. Stepping motor
 19. Pressure transducer
 20. Signal controller
 21. Charge amplifier
 22. A/D converter
 23. Combustion analyzer
 24. Printer
 25. IBM-PC/AT
- *P: Pressure transducer
T: Thermometer

Fig. 2 Schematic diagram of experimental apparatus

에서 발생된 공기를 압력 조절기와 타이머 스위치를 통해 내경 6mm의 파이프에서 일정한 압력으로 압축기출구를 향해 분사되도록 하였으며 연료 랙은 스텝핑 모터에 연결하여 컴퓨터에서 제어할 수 있도록 하였다.

본 연구에 사용된 기관은 레이디얼 터빈과 원심식 압축기를 부착한 4행정 4실린더 터보과급 디젤 기관이며 기관 및 과급기의 제원은 Table 1과 같다.

Table 1 Specifications of experimental engine and turbocharger

Item			Specification
Engine type			4 Stroke, Turbocharged diesel engine
Number of cylinder			4
Combustion chamber			Indirect injection
Bore×stroke(mm)			91.1×95.0
Piston displacement(cc)			2476
Compression ratio			21.1
Injection timing			ATDC 7°
Valve timing	Intake	Open	BTDC 20°
		Close	ABDC 48°
	Exhaust	Open	BBDC 54°
		Close	ATDC 22°
Max. power(PS)			85 PS/4200 rpm
Diameter of turb. blade(mm)			47
Diameter of comp. vane(mm)			49
Number of turb. blade			12
Number of comp. vane			12

실험은 압축기와 터빈 입·출구에서 각 회전속도 별로 압력, 온도가 측정되었으며 또한 실린더 압력, 기관회전속도, 흡입유량, 연료소비율이 각 운전조건에 따라 측정되었다. 공기분사 압력은 게이지 압력으로 100, 200, 300 kPa까지 변화시켰고, 공기공급 압력파이프는 압축기에 배압이 작용되지 않도록 압축기출구로부터 60 mm 떨어진 지점에 흡기관 표면에서 30°의 기울기를 두어 설치하였다.

압축기출구와 터빈입구의 압력과 온도는 흡·배기관이 합류하는 부분으로부터 각각 90 mm 전·후에서 측정하였으며, 흡입유량은 압축기입구에 설치된 오리피스를 이용하여 수은주로 측정 계산하였다. 각 측정은 기관회전속도를 500 rpm 단위로 변동시켜 가면서 전부하상태와 무부하상태에서 수행하였다. 각 실험조건에 대하여 실린더 압력은 크랭크 각도 1°간격으로 연소 해석기로부터 300사이클 평균값을 취하여 구했으며, 기타 압력과 온도는 운전이 안정된 상태에서 100 kHz 용량의 데이터 취득 장치로부터 10초 동안 데이터를 채취한 후 각 사이클의 평균값을 취하였다.

4. 결과 및 고찰

Fig. 3은 2000 rpm의 전부하 운전상태에서 이론 해석과 실험값의 비교를 나타낸 것으로 그림에서 보는 바와 같이 이론값이 실험값보다 약간 높게 나

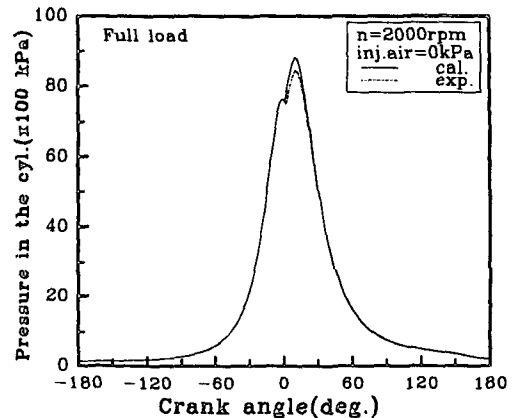


Fig. 3 Comparisons of experiment with calculation for the cylinder pressure

타내고 있으나 비교적 잘 일치하고 있다. Fig. 4는 공기압력과 부하상태가 실린더 최대 압력에 미치는 영향을 나타낸 것으로 전부하 1000 rpm에서는 공기분사 압력이 증가할수록 실린더내 압력도 증가하는 경향을 보이고 있으나, 무부하 2000 rpm에서는 거의 영향을 미치지 못하고 있다. 이것은 무부하 2000 rpm에서는 충분한 과급효과가 이루어지고 있기 때문인 것으로 보여진다. Fig. 5는 압축기 출구의 흡기관내 공기온도가 실린더 최대 압력에 미치는 영향을 나타낸 것이다. 이 선도에서 보는 바와 같이 흡기관의 온도는 낮을수록 분사되는 압력에 비례하여 최대 압력이 증가하고 있으며 압축기 출구의 공기온도를 냉각하여 대기 온도 수준으로 낮추어 공급할 경우 약 2 MPa 정도 압력이 상승되고 있다.

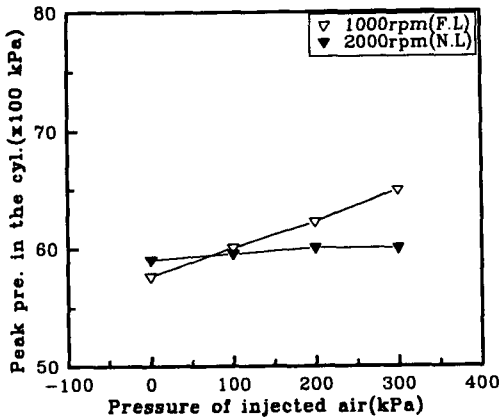


Fig. 4 Effect of injected air and load for the peak pressure in the cylinder

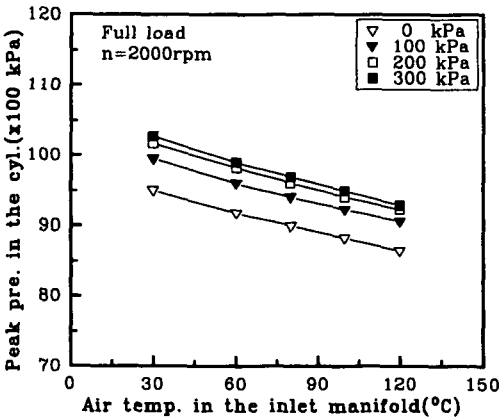
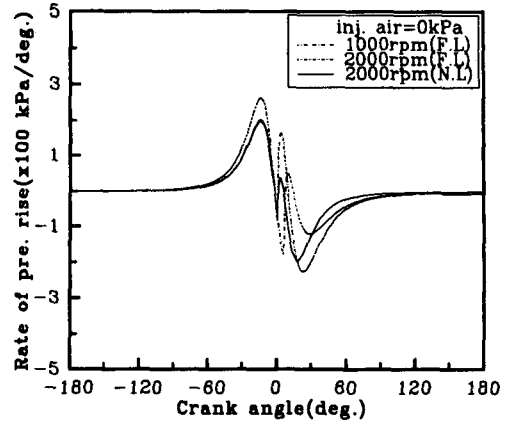
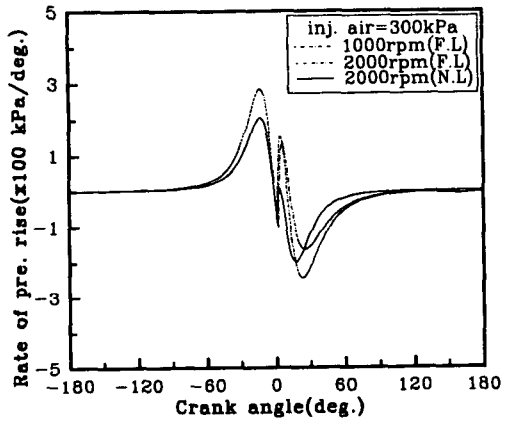


Fig. 5 Effect of air temperature in the inlet manifold for the peak pressure in the cylinder



(a)



(b)

Fig. 6 Effect of injected air and load for the rate of pressure rise

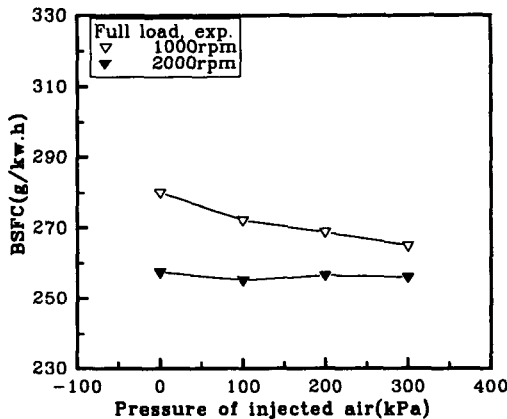


Fig. 7 Effect of air temperature for the BSFC

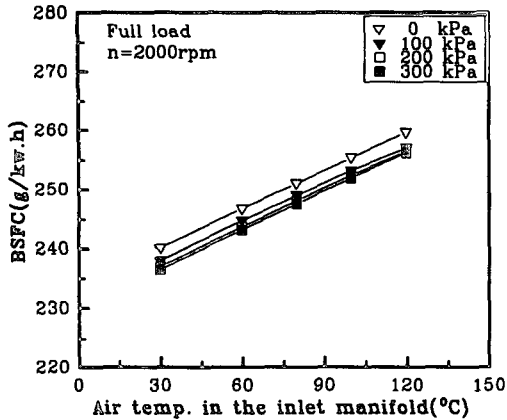


Fig. 8 Effect of air temperature in the inlet manifold for the BSFC

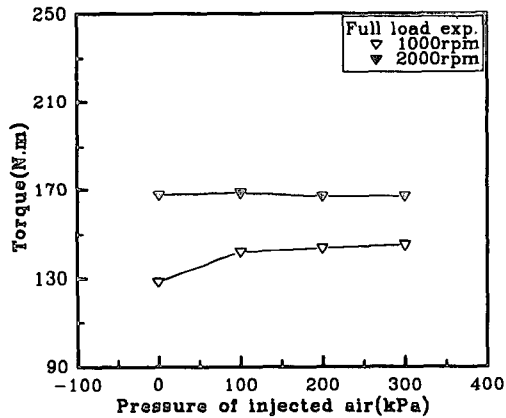
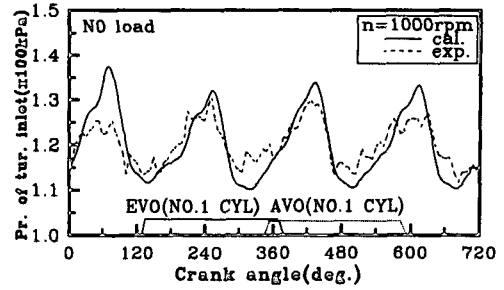


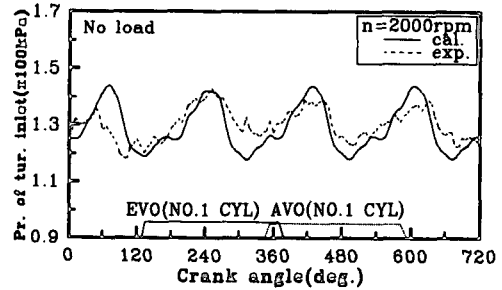
Fig. 9 Effect of injected air for the brake torque of the engine

Fig. 6은 크랭크각도에 대한 압력 상승률의 실험 값을 공기분사 압력과 부하상태에 따라 나타낸 것이다. 이 선도에서 보는 바와 같이 전부하(F. L) 2000 rpm일 경우가 전부하 1000 rpm과 무부하(N. L) 2000 rpm 경우보다 초기 압력 상승폭과 하강폭이 모두 높게 나타나고 있는데 이러한 경향은 기관의 회전속도가 증가할수록 실린더내의 공기와 연료분무의 혼합이 촉진되어 압력상승이 증가하기 때문인 것으로 볼 수 있다.

Fig. 7은 전부하 1000 rpm과 2000 rpm에서 공기분사 압력이 제동 연료소비율에 미치는 영향을 나타낸 것으로 이 그림에서 보는 바와 같이 2000 rpm의 경우는 거의 효과가 나타나지 않고 있으나, 1000 rpm의 저속에서는 공기분사 압력이 증가할수



(a)



(b)

Fig. 10 Comparisons of experiment with calculation for the pressure of turbine inlet

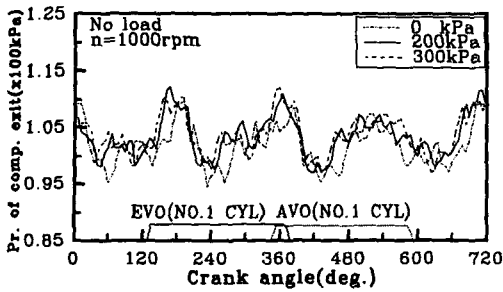
록 연료소비율이 큰 폭으로 향상되고 있다.

이것은 전부하 저속운전의 경우 과급기의 작동이 원활하지 못해 분사된 연료량에 비해 충분한 과급이 되지 않기 때문인 것으로 생각된다.

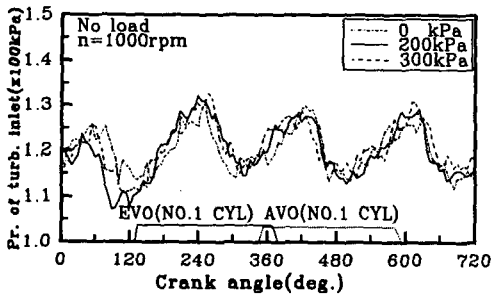
Fig. 8은 공기분사 압력과 흡기관의 공기온도가 연료소비율에 미치는 영향을 나타낸 것으로 연료소비율은 흡기관의 공기온도에 비례하여 큰 폭으로 증가하는 경향을 보이고 있으며 중간 냉각기에 의한 영향을 크게 받고 있음을 알 수 있다.

Fig. 9는 전부하 1000 rpm과 2000 rpm에서 공기분사 압력이 기관 제동 출력토크에 미치는 영향을 나타낸 것이다. 이 그림에서 보는 바와 같이 1000 rpm에서는 공기분사 압력에 비례하여 제동 토크도 증가하고 있으나, 2000 rpm에서는 공기분사 압력이 100 kPa일 때만 약간 증가하고 그 이상에서는 오히려 감소하는 경향을 보이고 있다. 이것은 2000 rpm에서는 충분한 과급효과가 이루어지고 있기 때문인 것으로 생각된다.

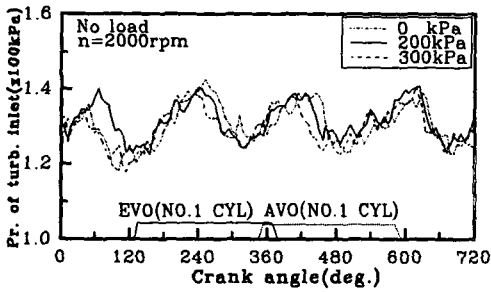
Fig. 10은 무부하 1000 rpm과 2000 rpm에서 1사이클 동안의 터빈입구의 압력변동에 대한 이론 및 실험값을 나타낸 것이다. 이 그림에서 보는 바와 같이 전체적인 경향은 같지만 최대 압력에서 이론



(a)



(b)



(c)

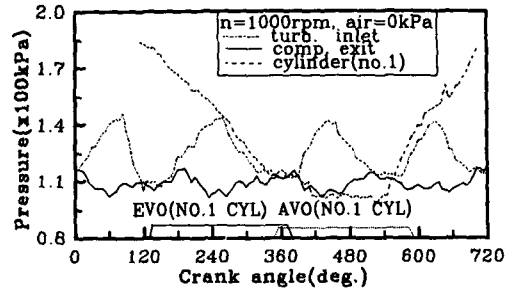
Fig. 11 Effect of injected air for the pressure of compressor exit and turbine inlet

값이 실험값보다 다소 높게 나타나고 있는데 이것은 배기시 곡관에 의한 배기 저항 손실때문인 것으로 생각된다.

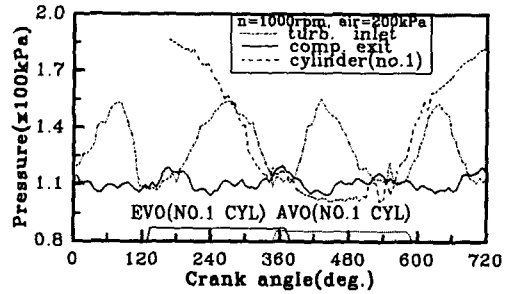
Fig. 11은 무부하 1000 rpm과 2000 rpm에서 공기 분사 압력이 압축기출구와 터빈입구 압력에 미치는 영향에 대한 실험값을 나타낸 것이다.

이 선도에서 보는 바와 같이 압축기출구 압력은 공기분사 압력이 증가할수록 약간 증가하는 경향을 보이고 있으나, 터빈입구 압력은 1000 rpm의 경우는 거의 변동이 없으며 2000 rpm의 경우는 오히려 약간 감소하는 경향을 보이고 있다.

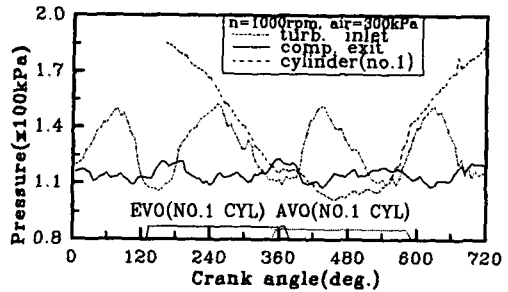
Fig. 12는 전부하상태의 1000 rpm에서 외부 공기 분사 압력이 밸브 오버랩의 과정동안 압축기출구,



(a)



(b)



(c)

Fig. 12 Effect of injected air for the pressure of intake and exhaust pipes under full load, 1000 rpm

1번 실린더, 터빈입구의 압력에 미치는 영향에 대한 실험값을 나타낸 것이다. 이 선도에서 보는 바와 같이 외부 공기분사가 없는 경우에는 밸브 오버랩과정동안 흡기관, 실린더 및 배기관의 압력차가 거의 없어 원활한 흡·배기가 이루어지 않고 있으나, 공기분사 압력이 200 kPa, 300 kPa로 주어져 있을 경우에는 압력차가 나타나고 있음을 알 수 있다.

5. 결 론

터보과급 디젤기관의 압축기출구에 공기분사 압력이 실린더 연소 압력, 압력 상승률, 열발생률, 제동 평균 유효압력, 연료소비율, 압축기출구 및

터빈입구 압력 등의 저속성능에 미치는 영향을 규명한 본 연구의 결과로부터 다음과 같은 결론을 얻었다.

(1) 실린더내 연소압력은 전부하 1000 rpm의 저속 영역에서는 공기분사 압력이 증가할수록 증가하는 경향을 보였으나 2000 rpm에서는 거의 영향을 미치지 못하였다.

(2) 전부하 1000 rpm에서 제동 출력토크는 공기분사 압력이 300 kPa일 경우가 공기분사가 없는 경우보다 약 20% 정도 증가되었다.

(3) 흡기관의 공기온도는 실린더 연소압력, 연료소비율에 크게 영향을 미쳤으며 온도가 낮을수록 성능에 향상을 가져왔다.

(4) 무부하 1000 rpm에서 압축기출구 및 터빈입구 압력은 공기분사 압력에 비례하여 증가하는 경향을 보였으나, 2000 rpm에서는 오히려 감소하는 경향을 보였다.

(5) 전부하 1000 rpm에서 밸브 오버랩과정동안 실린더 및 흡·배기관의 압력은 공기분사 압력이 증가할수록 흡·배기에 향상을 가져왔다.

참고문헌

- (1) Sekita, D., Yoshiki, H., Endoh, T. and Takama, N., 1987, "Performance of Radial Exhaust Turbine Driven by Pulsating Flow," *Tokyo International Gas Turbine Congress(87-TOKYO-IGTC-24)*, pp. 38~43.
- (2) Shimamoto, Y., Oka, M. and Tanaka, Y., 1977 "Research on Inertia Charging Effect of Multi-Cylinder Engine," *Trans. of JSME*, Vol. 43, No. 371, pp. 2726~2737.
- (3) Miki, T., Nakatsuka, T., Nito, S., Watanabe, M., Asada, T. and Tsujita, K., 1978, "Computer Simulation of a Turbocharged Four-Stroke Diesel Engine for Electric Power Unit under Transient Load Conditions," *Journal of MESJ*, Vol. 13, No. 11, pp. 827~836.
- (4) Whitehouse, N. D., Stotter, A. and Prentice. B., 1982, "Methods of Predicting Some Aspects of Performance of a Diesel Engine Using Digital Computer," *Proc. I. Mech. E.*, Vol. 176, pp. 195~211.
- (5) Watson, N. D. and Marzouk, M., 1977, "A Non-Linear Digital Simulation of Turbocharged Diesel Engine Under Transient Conditions," *SAE Paper No. 770123*, pp. 491~508.
- (6) Watson, N., 1984, "Dynamic Turbocharged Diesel Engine Simulator for Electronic Control System Development," *Journal of Dynamic Systems, Measurement and Control*, Vol. 106, pp. 31~46.
- (7) Watson, N., 1979, "Turbochargers for the 1980s-Current Trends and Future Prospects," *SAE Paper No. 790063*, pp. 255~270.
- (8) Benson, R. S., Leader, J. D., Whitehouse, N. D. and Walmsley, S., 1973, "Comparison of Experimental and Simulated Transient Response of a Turbocharged Diesel Engine," *SAE Paper No. 730666*, pp. 2424~2446.
- (9) 최낙정, 이창식, 1992, "터보과급 디젤기관의 과도운전시 응답성능에 관한연구," 대한기계학회 논문집, 제16권, 제8호, pp. 1575~1582.
- (10) Yoshiki, H., Endoh, T., Mizukoshi, U. and Takama, N., 1986, "Unsteady Flow in Intake and Exhaust Manifolds of Turbocharged Diesel Engine," *Proceedings of 14th GTSJ Annual Conference*, pp. 113~120.
- (11) Benson, R. S., 1982, "The Thermodynamics and Gas Dynamics of Internal Combustion Engine," *Clarendon Press*. Vol. 1, pp. 583~615.
- (12) Ramos, J. I., 1989, *Internal Combustion Engine Modeling*, Publishing Corporation, pp. 97~214.
- (13) Watson, N. and Janota, M. S., 1982, *Turbocharging the Internal Combustion Engine*, A Wiley-Interscience Publication, pp. 517~592.