

터보 과급기와 중간 냉각기를 장착한 디젤기관의 성능 및 배출가스에 관한 연구

A Study on Performance and Exhaust Gas Characteristics of the Diesel Engine with Turbocharger and Intercooler

류 규 현*, 정 태 용**
Kyuhyun Ryu, Taeyong Chung

ABSTRACT

Turbocharger has been used to increase the performance of diesel engine, especially ship engine, for years. Recently, the turbocharger is being adopted not only for an agricultural engine but also for an automobile engine. To improve the performance of diesel engine, the problem of the reduction of A/F ratio in high speed should be solved. Turbocharger is well known for its cost effectiveness, reliability and duration. In this study, an experiment was conducted to verify simulation program. The results for natural aspiration engine and turbocharged engine were compared. In order to estimate the characteristics of exhaust gas, D-13 mode was selected. Power, torque and BSFC of turbocharged engine were increased than those of natural aspiration engine by about 48%, 46% and 5%, respectively. The components in exhaust gas except NOx from turbocharger engine were less than the amount set up for '2000-year regulation'.

주요기술용어 : Turbocharger(터보과급기), Intercooler(중간냉각기), Boost pressure ratio(과급압력비), BMEP(제동평균유효압력), BSFC(제동연료소비율)

Nomenclature

A_e	: Exhaust valve area [m ²]
A_i	: Intake valve area [m ²]
a	: Annand constant ($=1.6 \times 10^{-2}$)
C_f	: Discharge coefficient []
C_{fe}	: Exhaust flow coefficient []
C_{fi}	: Intake flow coefficient []
C_p	: Specific heat at constant pressure [kJ/kgK]
C_v	: Specific heat at constant volume [kJ/kgK]

D	: Cylinder bore diameter [m]
E_i	: Internal energy of mixture [kJ]
K_q	: Heat conductivity [W/mK]
h	: Heat transfer coefficient [W/m ² K]
l	: Connecting rod length [m]
M	: Mach number []
M_i	: Mole fraction of mixture
m	: Mass flowrate []
P_0	: Inlet pressure [kg/m ²]
T	: Temperature [K]

1. 서 론

* 정회원, 시립인천전문대학 기계설계과

** 정회원, 국민대학교 기계자동차공학부

기관의 출력을 향상시키기 위한 과급은 중·
대형 선박용 기관을 중심으로 발달하였으나,

최근에는 차량용 기관을 비롯하여 산업용, 건설기계용 기관에 이르기까지 폭넓게 적용되고 있다. 기존의 자연 흡기식 기관은 출력과 유해 배출가스 측면에서, 기관 자체의 연구 개발이 어느 정도 그 한계점에 이르게 되었고, 터보 과급기는 기관 출력당 연구비(cost/kWh) 측면에서 비교해 볼 때, 다른 어떠한 기술보다 저렴한 가격으로 개발할 수 있는 장점이 있다¹⁾. 이러한 세계적 추세에 맞추어 기존의 자연 흡기식 성능 예측 프로그램에 과급기 이론을 적용시킨 터보 과급기 성능 예측 프로그램을 작성하였고 한편 실험에서는 11,000cc급 대형 자연 흡기식기관과 동일 배기량의 기관에 터보 과급기와 중간 냉각기를 장착하여 전부하 상태의 성능과 연비를 측정하였고, 그 N/A와 T/C의 성능실험 결과 비교와 더불어 작성프로그램의 결과도 비교하였다. 유해 배출가스는 실험상에서 현재 대형 디젤 차량의 배출가스 규제 모드인 D-13 모드를 선정하여 유해 배출가스 성분 중에서 CO, HC, NO_x 그리고 PM의 배출량을 비교 검토했다.

2. 이론적 해석

이론적 해석은 크게 흡·배기모델과정 및 동력모델과정으로 구분하여 해석하였으며, 그 알고리듬을 Fig. 1에 나타낸다.

2.1 흡·배기 모델

기관 내부에서 흡·배기과정 동안 유입되는 공기와 분사된 연료는 균질하며 실린더 내부의 혼합기는 이상기체이고 밸브 주위의 유동은 단열, 준정상상태라 가정하였다. 또한 실린더체적은 크랭크 각도에 따른 가변체적으로 취급하며, 실린더 내부 압력변화 또한 상태방정식이 성립한다고 가정하였다.

실린더 내부로 유출입되는 질량유동률은 다음과 같다.

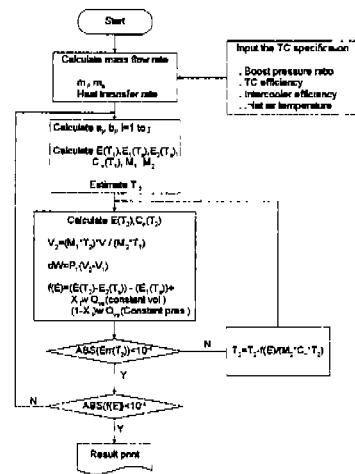


Fig. 1 Flow chart of engine simulation

$$\dot{m}_i = A_i C_{f,i} \sqrt{\rho_0 P_0} \pi^{-x_i} \cdot \sqrt{\frac{2x_i}{x_i - 1}} \left\{ 1 - \pi^{\frac{x_i - 1}{x_i}} \right\}$$

$$\dot{m}_e = A_e C_{f,e} \sqrt{\rho_0 P_0} \pi^{-x_e} \cdot \sqrt{\frac{2x_e}{x_e - 1}} \left\{ 1 - \pi^{\frac{x_e - 1}{x_e}} \right\}$$

여기서 유량계수는 밸브 직경과 밸브 개도길이의 비로써 정의되며 리카르도 실험식²⁾으로부터 적용하였다. 또한 흡배기 밸브가 동시에 개방되는 오버랩(overlap) 기간에는 역류된 연소 가스가 실린더 내부로 유입되고, 그 이후에 새로운 신기가 유입되는 것으로 생각하였다. 흡·배기 과정 중에 적용한 방정식을 종합해 보면 아래와 같다.

$$\text{연속방정식 : } dm_c = dm_i - dm_e$$

$$\text{상태방정식 : } P_c V_c = m_c R T_c$$

$$\text{개방계 가스방정식 : } P_c V = \nu_i R T_i - m_e R T_c$$

$$\text{열역학 제1법칙 : } dQ_w = dU + P dV$$

개방계 가스 방정식을 미분한 후 열역학 제1법칙에 대입하여, 비열관계식을 적용하면 압력변화률을 계산할 수 있다.

$$\begin{aligned} & \frac{C_p m_c T_c}{P_c x_e} dP_c \\ &= - C_p \frac{P_c}{R} dV - C_v (T_c dm_e - T_i dm_i) \end{aligned}$$

$$dP_c = P_{c,x_e} \left\{ -\frac{dV}{V} - \frac{dm_e}{x_e m_e} + \frac{dm_i}{x_e m_c} + \frac{dQ_w}{C_p m_c T} \right\}$$

압력변화량은 전 단계의 압력증가량의 합을 의미하며 상태방정식을 적용시키면 온도변화량을 구할 수 있다.

$$P_{c(n+1)} = P_{c(n)} + dP_c ,$$

$$T_{c(n+1)} = \frac{P_{c(n+1)} V_{(n+1)}}{m_{c(n+1)} R}$$

2.2 터보 과급기 모델링³⁾

터보 과급기를 통과하는 공기에 대한 열역학 제1법칙은 다음과 같다.

$$Q - W = m[\Delta(KE) + \Delta(PE) + \Delta(h)]$$

$$= m[(h_2 + KE_2 + PE_2) - (h_1 + KE_1 + PE_1)]$$

또한 터빈일(W_T)과 압축기일(W_C)은 기계적 손실을 포함시켜서 같다고 하고 터빈의 등엔트로피 식을 적용하면 다음과 같다.

$$\frac{m_a C_p T}{\eta_C} \left[\left(\frac{P_{02}}{P_{01}} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right]$$

$$= \eta_M \eta_T m_e C_{pg} T_{03} \left[1 - \left(\frac{P_{04}}{P_{03}} \right)^{\frac{k_e-1}{k_e}} \right]$$

과급 압력비(P_{02}/P_{01})는 다음과 같다.

$$\frac{P_{02}}{P_{01}} = \left[1 + \eta_{TC} \cdot \left(\frac{T_{03}}{T_{01}} \right) \left\{ 1 - \left(\frac{P_{04}}{P_{03}} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right\} \right]^{\frac{1}{k-1}}$$

또한 중간 냉각기 효율은 아래와 같다.

$$\varepsilon = \frac{T_{02'} - T_{02}}{T_{02'} - T_w}$$

$$\begin{aligned} T_{02'} &= T_{02} (1 - \varepsilon) + \varepsilon T_w \\ &= T_{01} \cdot \left[\left\{ 1 + \left(\frac{P_{02}}{P_{01}} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right\} \cdot \eta_c^{-1} \right] \\ &\quad \times (1 - \varepsilon) + \varepsilon T_w \end{aligned}$$

2.3 동력 과정

동력 과정에서는 흡·배기 과정 말기의 압력과 온도, 실린더 내부조성을 구하고, 이것을 초기값으로 하여 미소 크랭크 각도 $d\theta$ 마다 계산하였다며, 등엔트로피 압축, 정적 및 정압연소, 등엔트로피 팽창으로 구분하였고⁴⁾ 실린더벽과 헤드와의 열전달량은 다음과 같이 Annand⁴⁾식을 사용하여 평균 대류 열전달계수 h 를 구한 후 계산하였다.

$$dQ_w = \sum_i h A_i \cdot (T_c - T_{wi}) dt,$$

$$h = \frac{a Re^b}{D} K_q$$

또한 열발생률은 Wiebe함수를 사용하여 계산하였다.

$$HR = m_f \times \left[1 - \exp(-6.9) \left(\frac{Q}{HQ} \right)^{1.5} \right]$$

2.3.1 등엔트로피 압축

등엔트로피 압축과정동안 실린더 내부는 단열 준정상상태, 공기와 연료의 조성은 불변, 그리고 각 조성기체는 이상기체로 취급하여 상태방정식을 만족한다고 가정하였다. 이러한 가정을 열역학 제1법칙에 적용하고 상태방정식에 대입하면 다음과 같다.

$$\begin{aligned} f(E) &= E(T_2) - E(T_1) \\ &\quad + \left(\frac{P_1 + P_2}{2} \right) (V_2 - V_1) = 0 \end{aligned}$$

2.3.2 정적 및 정압단열연소과정

정적단열연소과정시에는 분사된 연료량 $x_f w$ 는 체적이 일정한 상태하에서 연소가 이루어지기 때문에 $dW=0$ 이고, 열손실이 없으므로 $dQ=0$ 이기 때문에 열역학 제1법칙은 다음과 같이 된다.

$$0 = E(T_2) - E_2(T_s) - E(T_1) + E_2(T_s) + x_f w Q_{vs}$$

여기서 Newton-Raphson방법을 적용하면 상변화 후의 온도 T_2 는 다음과 같다.

$$(T_2)_n = (T_2)_{n-1} - \frac{f(E)}{M_2 C_v (T_2)_{n-1}} ,$$

$$f(E) = x_f w Q_{VS}$$

정적단열연소에 관여하고 남은 잔류연료 물수인 $(1-x_f)$ 는 정압단열연소 과정동안에 완전연소 된다고 가정하였다.

$$\begin{aligned} -P_1(V_2 - V_1) &= [(E(T_2) - E_2(T_s))] \\ &\quad - [E(T_1) - E_1(T_s)] + (1-x_f)w Q_{VS} \\ \therefore T_2 &= T_1 - \frac{(1-x_f)w Q_{VS}}{M_2 C_v(T_1)} \end{aligned}$$

2.3.3 등엔트로피 팽창

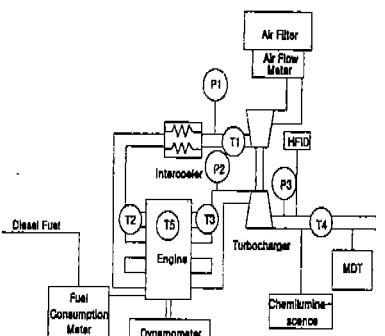
매 사이클을 마다 행하는 일은 P-V선도상에서 면적을 의미하며 여기에 평균유효압력을 대입하여 정리하면 다음과 같다.

$$P_m = \frac{W}{V_A - V_B}, \quad W = \int_V^{V''} P dV$$

3. 실험장치 및 방법

3.1 실험 장치

Fig. 2은 기존의 자연 흡기식 기관과 터보 과급기관의 성능과 배출가스 특성을 파악하고 시뮬레이션 검증을 하기 위한 실험장치의 개략도를 나타낸 것이다. 기관 동력계의 제원을 Table 1에 나타낸다.



Thermocouple - 1,2 : Intake 3,4 : Exhaust 5 : Cylinder Head
Pressure Gauge - 1 : Compressor Outlet 2 : Turbine Inlet 3 : Turbine Outlet

Fig. 2 Schematic diagram of experimental device

Table 1 Specification of the dynamometer

Item	Specification
Maker	Nishishiba Co.
Model	NEDD-146
Speed control range	300 ~ 7,000 rpm
Max. baking power	220 kW
Rate brake torque	842 Nm
Supplied volume of cooling water	110 L/min
Accuracy	± 0.5%

3.2 실험 기관

이번 연구에서 사용한 기관은 11,000cc급 대형 디젤기관이며 터보 과급기와 중간 냉각기를 동일 배기량의 기관에 장착하여 성능 비교를 하였다. Table 2는 기관의 세부 제원을 나타낸 것이다.

Table 2 Specification of engine

Item	Specification	
	NA	TC/TI
Cylinder number	6	
Bore	123mm	
Stroke	155mm	
Idle speed	500 ~ 600 rpm	
Swept volume	11,051cc	
Maximum power	168kW (2,200rpm)	228kW (2,100rpm)
Maximum torque	784Nm (1,400rpm)	1225Nm (1,260rpm)
Type	Direct injection	
Injection Timing	BTDC 8° (1,400rpm)	BTDC 12° (1,260rpm)
Compression ratio	17.1:1	16.1:1

3.3 실험 방법

3.3.1 기관 성능 실험방법

자연 흡기식 기관을 전부하 상태에서 기관 회전속도를 1000rpm에서 2400rpm까지 200rpm 폭으로 증가시켜 가면서 출력, 연비, 연료 유량 등을 측정하였고 동일한 조건하에서 과급기와

중간 냉각기를 장착한 기관으로 자연흡기식 기관에 대하여 실험한 것과 동일한 실험을 하여 성능을 상호 비교하였다.

3.3.2 유배 배출가스 측정방법

현재 디젤기관의 배출규제 모드인 D-13모드를 선정하여 유해배출가스를 측정하였다. 각 모드마다 포집시간을 일정하게 샘플링하여 측정하였고 모드마다 측정된 값으로 전체 평균을 취하여 정량화 하였다.

4. 실험결과 및 고찰

4.1 시뮬레이션 검증

Fig. 3과 Fig. 4는 기관 회전속도 1000~2400rpm 영역에서 각각 자연 흡기식 기관과 터보 과급기관의 출력에 대하여 실제 실험값과 예측값을 비교한 그림이다. 자연흡기식 기관에서 1300rpm정도를 전후로 측정값과 예측값의 차이가 나타나서 2400rpm에서는 약 2kW 정도 차이가 발생했으며, 이는 시뮬레이션 프로그램 상에서는 흡기 매니폴드 압력이 전체 회전속도에 대해서 일정하다고 가정하였기 때문인 것으로 생각한다. 냉각기 효율이 0.6인 중간냉각기를 장착한 터보 과급기관에서는 고속영역으로 갈수록 편차가 심해졌는데 이는 실제 실험에서 는 과급압력에 따라 웨이스트게이트를 개폐하여 과급압력비를 조절하였지만, 시뮬레이션에서는 과급 압력비가 일정하다고 가정하여 계산했기 때문인 것으로 생각한다.

4.2 자연 흡기식 기관과 터보 과급기관의 성능 비교

Fig. 5, Fig. 6 및 Fig. 7은 각각 전부하 상태에서 실험한 자연 흡기식 기관과 터보 과급기관의 출력, 토크 및 연료소비율 선도를 비교한 것이다. 실험이 이루어진 범위내에서 터보과급기관이 동일 배기량의 자연 흡기식 기관에 비해 출력, 토크 및 연비가 평균적으로 각각 48%,

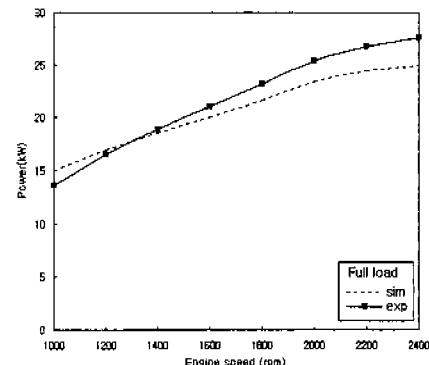


Fig. 3 Power curves according to engine speed(NA)

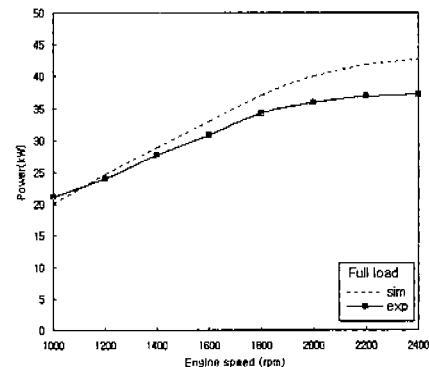


Fig. 4 Power curves according to engine speed (TC/TI)

46% 및 5% 정도의 향상을 나타내었다. 이러한 효과는 터보 과급기에 의해 흡입 공기량이 증가하게 되고, 또한 중간 냉각기 장착으로 흡기 온도를 낮추어 공기밀도를 높여줌으로써 충전 효율과 연소효율이 향상되었기 때문인 것으로 생각한다.

Fig. 8은 회전속도에 대한 대 사이클 당 분사되는 연료 분사량에 대한 그림이다. 분사시기는 두 기관 모두 BTDC12°로 하였으나 압축비는 자연 흡기식 기관이 17.1:1, 터보 과급기관은 16.1:1로 하였다. 평균적으로 터보 과급기를 장착한 기관이 대 사이클 당 21.3mg 정도 더 분

사되는 것으로 나타났으며 이는 과급으로 인한 공기량 증가와 더불어 이론 공연비에 근사하도록 연료분사량을 증가시키기 때문이다.

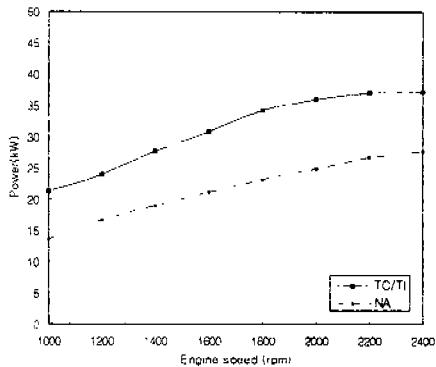


Fig. 5 Power curves according to engine speed

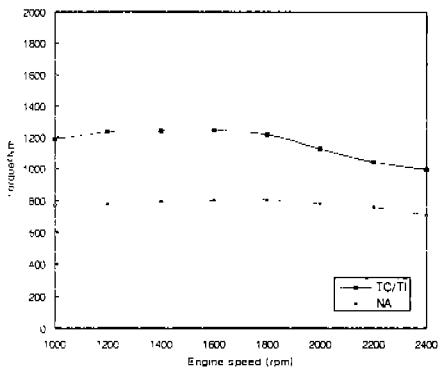


Fig. 6 Torque curves according to engine speed

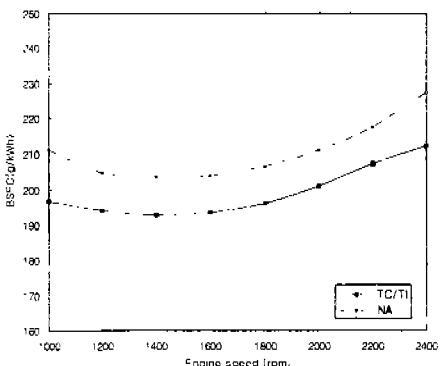


Fig. 7 BSFC curves according to engine speed

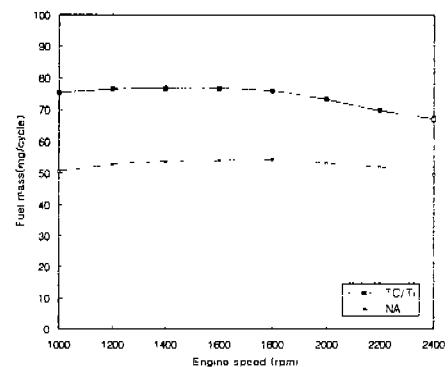


Fig. 8 Injected fuel mass according to engine speed

4.3 과급압력비에 의한 영향

과급압력비(Boost pressure ratio)부스터의 압력을 말하며, Fig. 9는 과급 압력비와 분사시기에 따른 제동평균유효압력을 전부하 상태에서 회전속도를 1500rpm, 중간냉각기 효율을 0.6으로 했을 때의 시뮬레이션 결과로 나타낸 그림이다. 과급 압력비를 높일수록 최대 제동평균유효압력이 나타나는 분사시기가 다소 진각되는 것으로 나타났다.

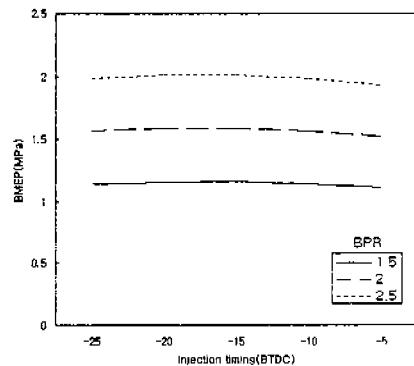


Fig. 9 BMEP curves according to injection timing and boost pressure ratio

Fig. 10은 기관 회전속도를 1500rpm, 연료분사시기를 BTDC20°로 하고 중간 냉각기 효율을 0.6으로 했을 때의 과급 압력비에 따른 실린더 내부 압력을 시뮬레이션한 결과로써 과급

압력비가 2.5인 경우에 실린더 내부 압력이 200MPa에 이르고 있다. 따라서 터보과급기관 설계시 내구성을 반드시 고려해야 할 것이다.

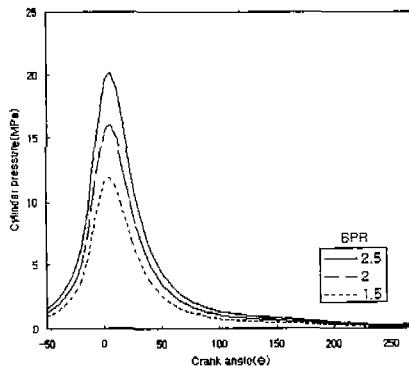


Fig. 10 Cylinder pressure curves according to crank angle and boot pressure ratio

4.4 중간 냉각기에 의한 영향

Fig. 11은 중간 냉각기 효율에 따른 출력 변화를 과급 압력비를 1.5, 공연비를 17:1로 하였을 때의 시뮬레이션 결과로 나타낸 것이다. 중간 냉각기의 효율을 0.6에서 0.7로 증가시킴에 따른 출력향상은 크게 변화하지 않으나 중간 냉각기를 장착하지 않았을 때에 비해 기관 회전속도가 증가할수록 출력향상이 증가되었으며, 1800rpm에서 약 8kw의 출력이 향상되었다.

Fig. 12는 중간냉각기를 장착하기 전·후의 실린더 내부로 유입되는 공기질량유량 변화를 기관회전속도와 중간냉각기의 효율에 따라 과급 압력비를 1.5, 공연비를 17:1로 하였을 때의 시뮬레이션의 결과로 나타낸 것이다.

중간냉각기 효율이 클수록, 회전속도가 높을 수록 공기 질량유량이 증가하였으며, 시뮬레이션이 이루어진 범위에서 중간냉각기를 설치하였을 경우 공기 질량유량은 평균적으로 약 23% 증가하는 것으로 나타났다.

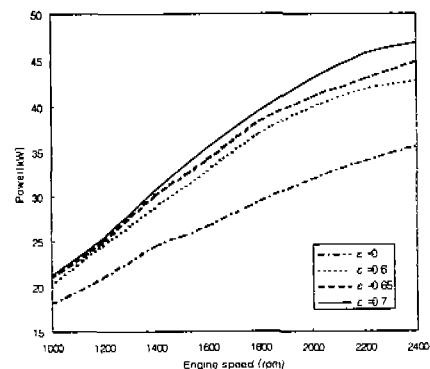


Fig. 11 Power curves according to engine speed and intercooler efficiency

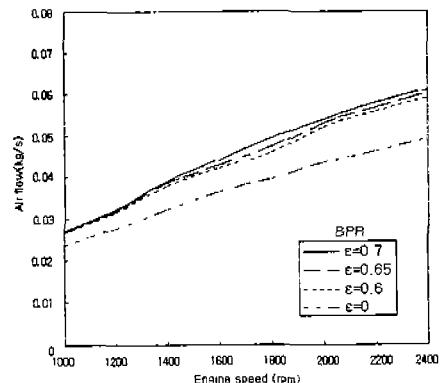


Fig. 12 Air flow curves according to engine speed and intercooler efficiency

4.5 유해 배출가스 특성

Fig. 13, Fig. 14, Fig. 15 및 Fig. 16은 각각 자연흡기식 기관과 터보과급기 및 중간 냉각기를 장착한 기관에서 배출되는 유해 배출가스 중에서 CO, HC, NOx 및 PM 배출량을 측정한 결과이다. 이 실험결과는 두 기관 모두 분사시기를 BTDC12°로 하여 실험하였고 NOx를 제외한 모든 유해 배출가스량은 터보과급기관이 우수한 것으로 나타났다. CO, HC 및 PM 감소량은 각각 1.37g/kWh, 0.18g/kWh 및 0.13g/kWh이며 NOx는 약 0.03g/kWh 증가하는 것으로 나타났다.

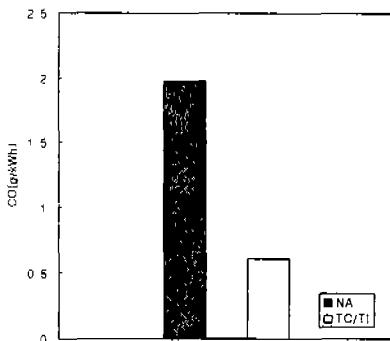


Fig. 13 CO emission result (D-13 mode)

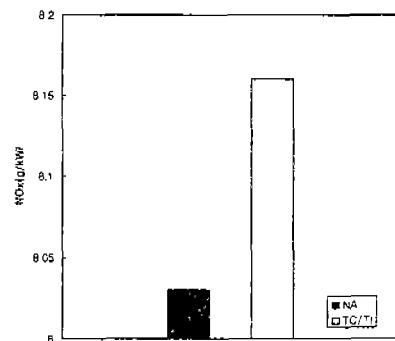


Fig. 15 NOx emission result (D-13 mode)

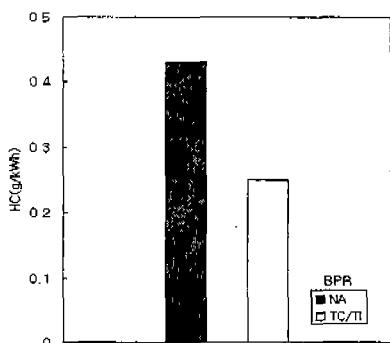


Fig. 14 HC emission result (D-13 mode)

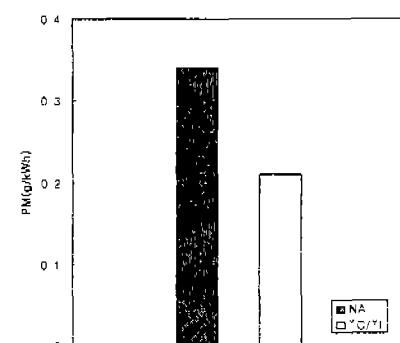


Fig. 16 PM emission result (D-13 mode)

5. 결 론

자연 흡기식 디젤기관에 과급기와 중간 냉각기의 장착이 기관의 성능과 유해 배출가스에 미치는 영향을 컴퓨터 시뮬레이션과 실제 실험을 통하여 다음과 같은 결론을 얻었다.

(1) 실제 실험을 통하여 기존 자연 흡기식 기관보다 동일 배기량의 기관에 과급기와 중간 냉각기를 장착한 기관에서 출력은 48%, 토크는 46% 그리고 연비는 5% 정도 향상하는 것을 확인할 수 있었다.

(2) 과급 압력비가 높을수록 실린더 내부압력이 상승되었고 최대 제동평균압력이 나타나는 분사시기가 다소 진각되었다. 또한 중간냉각기의 효율이 증가할수록 회전속도가 높을수록 공기 질량유량이 증가하였다.

(3) 유해 배출가스 실험에서 기존 자연 흡기식 기관에 비해 NOx를 제외한 CO, HC 등의 가스 상 물질 뿐만아니라, PM도 터보 과급기와 중간 냉각기의 장착에 따른 연소효율의 향상으로 그 배출량이 감소하였다.

참 고 문 헌

1. Hugo Vajk, "Trends and Forecasts for Turbocharging", SAE871147.
2. G.B.Wood, J.U.Hunter, "Air Flow Through Intake Valves", Vol.50, No.6.
3. Watson N., Janota, "Turbocharging the Internal Combustion Engine", Wiley, 1982
4. Rowland S.Benson, "Internal combustion engines", Pergamon press, 1979.