

# 터보 차저와 인터쿨러를 장착한 디젤기관의 시뮬레이션 연구

한영출\*, 백두성\*, 류규현\*\*, 오용석\*\*\*, 박만재\*\*\*

## A Simulation Study of Diesel Engine with Turbocharger and Intercooler

Young-Chool Han\*, Baik Doo Sung\*, Kyu-Hyun Ryu\*\*, Yong-Suk Oh\*\*\*, Man-Jae Park\*\*\*

### Abstract

Studies on the turbocharger itself or various aspects generated from turbocharged engine have been made. However, only a few researches have been made on the performance for the natural aspirated engine equipped with the turbocharger and the intercooler. In this study, the performance prediction program based on turbocharger theory is developed for simulation which may reduce the cost and the trial-and-error time. The program is verified with the experimental results for 11,000cc diesel engine with the turbocharger and the intercooler. Also, various factors which are invisible in experiment are predicted using this program.

**Key Words :** Simulation(시뮬레이션), Turbo-charger(터보과급기), Intercooler(중간냉각기), Natural aspirated engine(자연흡입엔진), BSFC(제동연료소비율)

## 1. 서론

본 연구에서는 기존의 자연흡기식 기관의 예측 시뮬레이션에 과급기의 이론을 적용시켜 예측된 결과값과 기관의 실험 데이터와 비교·분석하였다. 시뮬레이션을 통하여 기관의 출력과 연비, 실린더의 내부압력, 연료소비율, 흡입 공기량의 변화 및 제동평균유효압력 등을 알아보고, 또한 중간 냉각기를 장착하여 흡기 온도를 변화시켰을 때의 출력과 연료소비율에 대한 특성과 터보 과급기 주변의

다양한 인자들이 기관의 성능 특성에 미치는 영향 및 자연흡기식 기관과 동일한 기관에 터보 과급기와 중간 냉각기를 장착했을 때의 성능 특성 등을 살펴보았으며, 또한 이들 요소들 간의 상관관계를 정량적으로 분석한다.

## 2. 모델링에 관한 이론적 해석

### 2.1 기관성능 모델링

기관 성능을 모델링을 하기 위하여 가스교환 과정<sup>1)</sup>과 동

\* 국민대학교 기계·자동차 공학부  
\*\* 시립인천전문대학 기계설계과  
\*\*\* 국민대학교 대학원

력 과정으로 크게 나누었고 가스교환 과정에서는 TC를 통과한 직후의 공기의 압력과 온도, 밸브 주위의 유동 및 질량 유동률 등을 얻고자 교축면에서의 유동속도와 마하수를 구하였다. 동력 과정에서는 화염의 전과정을 크랭크각 변화량에 따라 계산하였으며, 또한 각각의 열발생량, 내부에너지, 실린더의 내부 압력, 그리고 화염온도를 계산하였다.

흡·배기밸브 유동의 질량유동률  $\dot{m}$ 을 구하기 위하여 이음속과 음속의 2가지로 구분하여 실행하였으며,  $\dot{m}$ 은 밀도, 밸브의 유동면적, 유속 그리고 유량계수의 함수이다.

즉,  $\dot{m} = (\rho Av)C_f$  이고, 흡·배기시의 질량 유동률은 베르누이 방정식에 등엔트로피 과정을 적용하면 식 (1), (2)와 같이 된다.

$$\dot{m}_I = A_I C_{fI} \sqrt{\rho_0 P_0} \pi^{-x_I} \cdot \sqrt{\frac{2x_I}{x_I - 1} \left[ 1 - \pi^{\frac{x_I - 1}{x_I}} \right]} \quad (1)$$

$$\dot{m}_E = A_E C_{fE} \sqrt{\rho_0 P_0} \pi^{-x_E} \cdot \sqrt{\frac{2x_E}{x_E - 1} \left[ 1 - \pi^{\frac{x_E - 1}{x_E}} \right]} \quad (2)$$

$$\pi = \frac{P_1}{P_0} \text{ (sub-sonic),}$$

$$\pi = \left\{ \frac{2}{x+1} \right\}^{\frac{x}{x-1}} \text{ (sonic)}$$

유량계수( $C_{fI}$ ,  $C_{fE}$ )는 밸브 직경과 밸브 리프트 길이의 비로써 정의되며 리카르도 실험 데이터<sup>(3)</sup>를 적용시켰다. 가스교환 과정에 적용한 방정식<sup>(4)</sup>을 종합해 보면 식 (3~6)과 같다.

$$\text{연속방정식 : } dm_c = d_{mI} - d_{mE} \quad (3)$$

$$\text{상태방정식 : } P_c V_c = m_c RT_c \quad (4)$$

$$\text{개방계 가스방정식 : } P_c V = m_I RT_I - m_E RT_E \quad (5)$$

$$\text{열역학 제1법칙 : } dQ_w = dE + PdV \quad (6)$$

## 2.2 터보과급기 모델링<sup>(1,5)</sup>

터보과급기를 통과하는 공기에 대하여 식 (7)과 같이 나타낼 수 있다

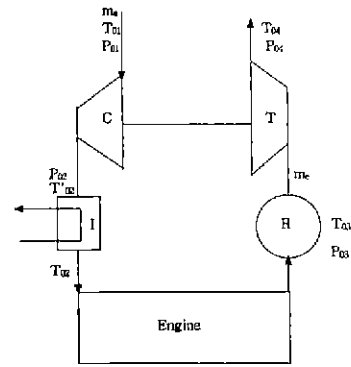


Fig. 1 Schematic of turbo-charger system

$$Q - W = m[\Delta(KE) + \Delta(PE) + \Delta(h)] \\ = m[(h_2 + KE_2 + PE_2) - (h_1 + KE_1 + PE_1)] \quad (7)$$

터보과급기 시스템의 기본적인 개략도를 Fig. 1에 나타낸다.

대기 중의 공기는 압축기(C)에서 압축되어 초기압력  $P_{01}$ 에서  $P_{02}$ , 그리고 초기온도  $T_{01}$ 에서  $T_{02}$ 로 변화한다. 또한 이러한 공기는 중간 냉각기(I)를 통과하면서 열을 방출하고 기관으로 유입된다. 배출가스는 실린더에서 배출되어 매니폴드를 거쳐 압력  $P_{03}$ , 온도  $T_{03}$ 으로 되고 R은 배기매니폴드를 지난 한 지점을 의미한다. 이 배출가스는 터빈에서 배압  $P_{04}$ 로 팽창된다. 이 때, 배출가스로 구동된 터빈이 압축기를 작동시킨다. 열역학적인 분석을 위하여 압축기와 터빈을 포함하는 각각의 제어체적에 대하여 해석하였다. 기계적손실에 터빈일을 곱하면 압축일과 같으므로 식 (8)로 나타낼 수 있다.

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

$$W_T = m_E \eta_T C_{p8} T_{03} \left[ 1 - \left( \frac{P_{04}}{P_{03}} \right)^{\frac{x-1}{x}} \right]$$

$$W_C = \eta_M W_T$$

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

$$= \eta_M \eta_T m_E C_{pg} T_{03} \left[ 1 - \left( \frac{P_{04}}{P_{03}} \right)^{\frac{\lambda_x - 1}{\lambda_x}} \right] \quad (8)$$

과급압력비(boost pressure ratio)와 중간냉각기 효율은 각각 식 (9),(10)으로 정리 할 수 있다.

$$\frac{P_{02}}{P_{01}} = \left[ 1 + \eta_{TC} \cdot \left( \frac{T_{03}}{T_{01}} \right) \left\{ 1 - \left( \frac{P_{04}}{P_{03}} \right)^{\frac{\lambda_x - 1}{\lambda_x}} \right\} \right]^{\frac{x}{x-1}} \quad (9)$$

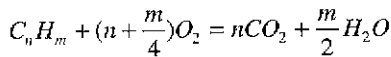
또한 중간냉각기효율은 다음과 같다.

$$T_{02} = T'_{02}(1 - \varepsilon) + \varepsilon T_w$$

$$= T_{01} \cdot \left[ \left\{ 1 + \left( \frac{P_{02}}{P_{01}} \right)^{\frac{\lambda_x - 1}{\lambda_x}} - 1 \right\} \cdot \eta_c^{-1} \right] \cdot (1 - \varepsilon) + \varepsilon T_w \quad (10)$$

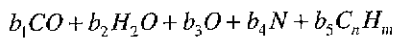
### 2.3 동력 과정<sup>(1)</sup>

본 연구에서는 단일영역 연소 모델을 기초로 시뮬레이션 하였으며, 기관 사이클 계산은 매 크랭크 각도  $d\alpha$  마다 수행하였고 크게 등엔트로피 압축, 정적 및 정압연소 그리고 등엔트로피 팽창으로 나누어 계산하였다. 연소에 관여하는 물질들은  $C_n H_m$  및 산소이며, 완전 연소한다고 가정한다.

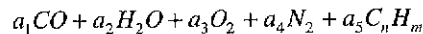


연소과정동안 실린더 내부에는 연료와  $O_2$ ,  $N_2$ ,  $CO_2$ ,  $H_2O$ 가 존재하며 시간단계를 구분할 때 b는 초기단계에서의 몰수를 나타내며 a는 다음 단계에서의 몰수를 나타낸다.

초기단계  $t_1$ 에서의 실린더 내부 조성



$t_2 = t_1 + dt$  이므로  $t_2$ 에서의 조성



연료 중에서  $dM_f$  몰이 연소되었다고 한다면 a와 b는 다음과 같은 관계식이 성립된다.

$$a_1 = b_1 + n dM_f, \quad a_2 = b_2 + \frac{m}{2} dM_f$$

$$a_3 = b_3 - (n + \frac{m}{4})dM_f, \quad a_4 = b_4, \quad a_5 = b_5 - dM_f$$

한편  $t_1$ 과  $t_2$  단계에서의 실린더 내부에너지는

$$E_1 = b_1 e_{CO_2} + b_2 e_{H_2O} + b_3 e_{O_2} + b_4 e_{N_2} + b_5 e_{C_n H_m}$$

$$E_1 = b_1(e_0)_{CO_2} + b_2(e_0)_{H_2O} + b_3(e_0)_{O_2} + b_4(e_0)_{N_2} + b_5(e_0)_{C_n H_m} + b_1 e(T_2)_{CO_2} + b_2 e(T_2)_{H_2O} + b_3 e(T_2)_{O_2} + b_4 e(T_2)_{N_2} + b_5 e(T_2)_{C_n H_m}$$

$$E_2 = a_1(e_0)_{CO_2} + a_2(e_0)_{H_2O} + a_3(e_0)_{O_2} + a_4(e_0)_{N_2} + a_5(e_0)_{C_n H_m} + a_1 e(T_2)_{CO_2} + a_2 e(T_2)_{H_2O} + a_3 e(T_2)_{O_2} + a_4 e(T_2)_{N_2} + a_5 e(T_2)_{C_n H_m}$$

$t_1$ 과  $t_2$  그리고 연소 반응열  $Q_{vs}$ 에 대한 기준온도를 각각  $T_1, T_2, T_3$ 라 하면 시간단계마다 변화량을 나타낼 수 있는 식 (11)로 표현된다.

$$dQ - dW = [E(T_2) - E_2(T_3)] - [E(T_1) - E_1(T_3)] + dM_f \cdot Q_{vs} \quad (11)$$

등엔트로피 압축과정시 가정은 ① 실린더 내부는 단열 준정상상태이다, ② 공기와 연료의 조성은 어떠한 경우에도 불변한다, ③ 각 조성들은 이상기체로 간주한다고 하였다.

온도 변화에 따라 압력은  $P_1$ 에서  $P_2$ 로 변화한다. 체적변화량이 매우 미소하다고 하면 이 때의 미소일과 압력은 각각 식 (12), (13)으로 표현된다.

$$dW = pdV = \left( \frac{P_1 + P_2}{2} \right) (V_2 - V_1) \quad (12)$$

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

$$P_2 = P_1 \left( \frac{V_1}{V_2} \right) \left( \frac{T_2}{T_1} \right) \quad (13)$$

해는 다음과 같이 Newton-Raphson method를 이용하여 구하였으며,  $f(E) = 0$  인 경우에 해를 얻을 수 있다.

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

$$\therefore f'(E) = \frac{df(E)}{dT}$$

$f'(E)$ 를 얻기 위해서 온도와 일은 크게 민감한 관계가 아니므로  $dW/dT=0$  이라고 놓아도 무방하다. 따라서 정적비열과 혼합물의 순간 몰수의 곱이  $f'(E)$ 가 된다. 즉,

$$f'(E) = MC_v(T_2)$$

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

위 식에서  $T_2$ 의 온도를 구하고  $P_2$ 를 구함으로써 기관의 크랭크 각도 변화마다의 출력, 연비 및 토크등의 값을 반복적으로 구해내고, 본 프로그램의 종료는 흡입질량유량이  $10^{-4}$ 정도 보다 작을 때 오차의 범위를 만족하는 것으로 하였다.

### 2.4 알고리즘

Fig. 2는 성능예측 프로그램의 순서도를 나타내었다.

## 3. 실험장치 및 방법

Fig. 3은 실험장치의 개략도를 나타내고 터보과급기 등

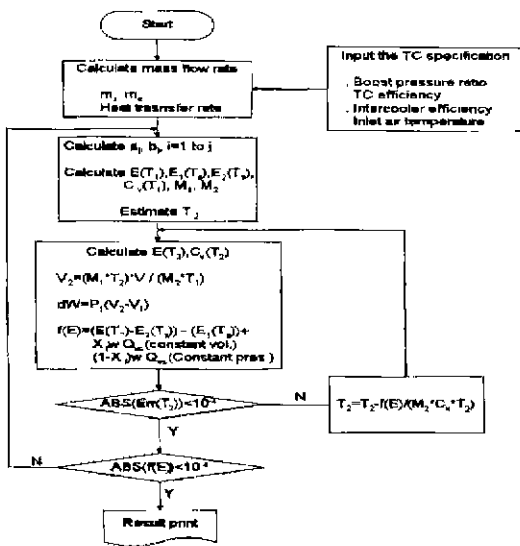
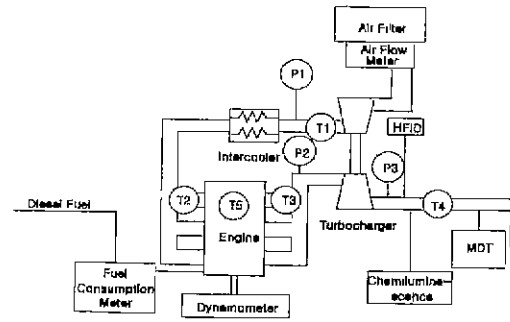


Fig. 2 Flowchart of diesel engine simulation



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

Fig. 3 Schematic of experimental device

Table 1 Specification of test engine

Item	Specification	
	NA	TC/TI
Cylinder number	6	
Bore	123mm	
Stroke	155mm	
Idle speed	500~600rpm	
Total Displacement	11.05lcc	
Maximum power	168kW (2,200rpm)	228kW (2,100rpm)
	784Nm (1,400rpm)	1225Nm (1,260rpm)
Injection	Type	Direct injection
	Timing	BTDC 8° (1,400rpm)
Compression ratio	17.1:1	16.1:1

과 전, 후의 압력을 측정하여 과급압력비를 산정하였고, 중간냉각기 전, 후에 열전대를 장착하여 온도 변화를 측정하였다. 또한 본 시뮬레이션과의 검증은 위하여 실제 사용된 실험기관의 제원을 Table 1에 나타내었다.

## 4. 시뮬레이션 검증

### 4.1 출력 검증

Fig. 4는 기관 회전속도 1000~2400rpm 영역에서 자연 흡기식 기관(NA)에서의 출력의 실제 실험값과 예측값을

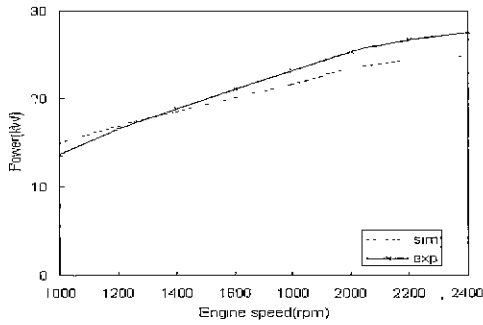


Fig. 4 Power curves according to engine speed(NA)

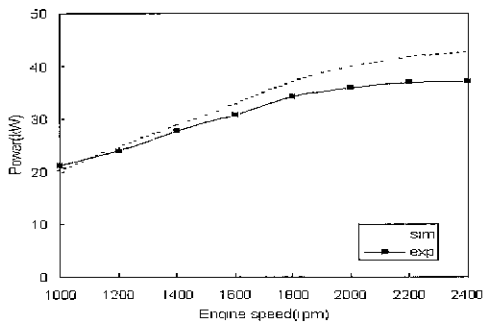


Fig. 5 Power curves according to engine speed(TC/TI)

를 개폐하여 과급 압력비를 조절하지만 시뮬레이션에서는 과급 압력비가 일정하다고 가정하여 계산했기 때문인 것으로 사료된다.

#### 4.2 토크 검증

Fig. 6과 Fig. 7은 각각 자연흡기식 기관(NA)과 터보 과급기관(TC/TI)에서의 토크 실험 결과값과 예측값을 비교한 그림이다. 자연 흡기식 기관의 토크는 실험 결과값과 예측값이 잘 일치하는 것으로 나타났으나, 터보 과급기관은 기관 회전속도가 높아질수록 편차가 발생하는 것으로 나타났다 이러한 원인은 출력 곡선에서 설명한 이유와 동일하다고 사료된다.

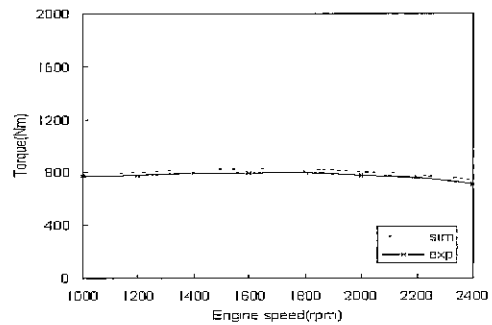


Fig. 6 Torque curves according to engine speed(NA)

비교한 그림이다. 실선으로 나타낸 것은 실험값이며 점선은 실험에서 적용한 조건과 동일한 전부하 상태에서의 시뮬레이션 결과이다. 회전속도가 1300rpm 전후로 측정값과 예측값의 차이가 나타나서 2400rpm에서는 약 2kW 정도 차이가 발생하는 것으로 나타났다. 이는 시뮬레이션 프로그램 상에서는 흡기 매니폴드의 압력이 전체 회전속도에 대해서 일정하다고 가정하였기 때문인 것으로 사료된다.

Fig. 5는 기존의 자연흡기식 기관(NA)과 동일한 기관에 터보 과급기와 중간냉각기를 장착한 터보 과급기관(TC/TI)의 실험값과 시뮬레이션 예측값을 비교한 그림이다. 실제 실험에서 중간 냉각기 효율은 0.6으로 하였으며 이와 동일한 조건을 적용하여 시뮬레이션을 수행하였다. 1500rpm이하인 저·중속 영역에서는 실험값과 시뮬레이션 값이 잘 일치하였으나 고속으로 갈수록 편차가 커져서 2400rpm에서는 최대 약 5kW 정도 편차가 나타났다. 이는 실제 실험시 터빈의 과급압력에 따라 웨이스트게이트

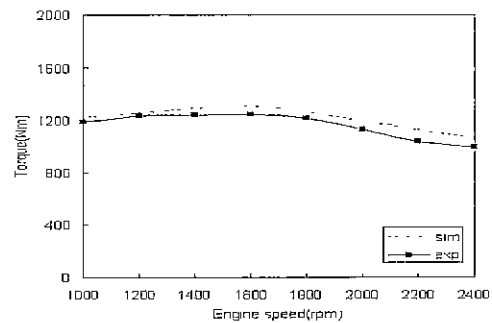


Fig. 7 Torque curves according to engine speed (TC/TI)

#### 4.3 연료 소비율 검증

Fig. 8은 기관 회전속도에 따른 자연흡기식 기관(NA)의 연료소비율(BSFC)을 나타낸 그림이다. 시뮬레이션값과 실제 측정결과값을 비교해 보면 1500rpm 부근 보다 낮은

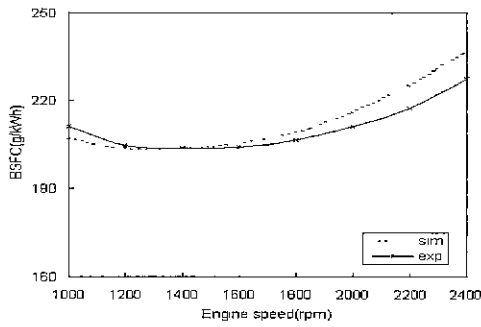


Fig. 8 BSFC curves according to engine speed (NA)

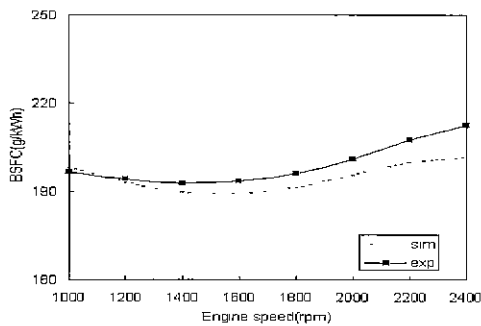


Fig. 9 BSFC curves according to engine speed (TC/TI)

회전속도에서는 실험값이 높게 나타났고 그 이상의 회전속도에서는 시뮬레이션값이 더 크게 나타났으며, 이러한 결과는 출력에서 설명한 요인과 같다고 사료된다.

Fig. 9는 터보 과급기관(TC/TI)에서의 연료소비율을 나타낸 그림이다. 앞의 Fig. 8과 마찬가지로 실험에서 중간 냉각기 효율을 0.6, 전부하상태로 하여 시뮬레이션을 수행한 결과이고, 자연흡기식 기관(NA)에서의 연료소비율 선도와 유사하게 저·중속에서 시뮬레이션 값이 약간 낮게 나타났다. 이는 앞에서 언급한 바와 같이, 기관의 회전속도가 증가하여도 과급 압력비를 일정하다고 가정하였기 때문인 것으로 사료된다.

## 5. 결과 및 고찰

### 5.1 실린더 내부 압력

Fig. 10은 기관 회전속도가 1500rpm이며 전부하 상태에서의 자연흡기식 기관(NA)과 터보 과급기관(TC/TI)의

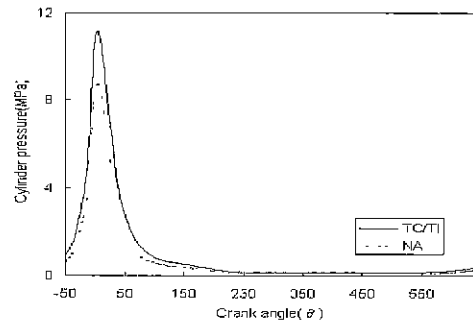


Fig. 10 Cylinder pressure curves according to crank angle (1500rpm, Boost pressure ratio=1.5,  $\epsilon=0.6$ )

실린더 내부 압력 변화를 크랭크 각도 변화에 따라 시뮬레이션 한 결과이다. 터보 과급기의 과급 압력비를 1.5, 중간 냉각기 효율을 0.6 및 연료 분사시기를 BTDC 17°로 하여 시뮬레이션을 수행하였고, 터보 과급기관의 최대압력이 자연 흡기식 기관에 비해 약 2.5MPa 정도 상승되는 것으로 나타났으며, ATDC 약 7° 부근에서 압력이 최대로 되었다.

### 5.2 열발생율

Fig. 11은 기관의 회전속도가 1500rpm이고 전부하 상태에서 크랭크 각도에 따른 실린더 내부 열발생율의 시뮬레이션 결과값을 나타낸 그림이다. 시뮬레이션 조건은 기관 회전속도를 1500rpm, 과급 압력비 1.5 및 중간 냉각기 효율 0.6로 하였다. 최대 실린더 내부 열발생율이 자연 흡기식 기관(NA)에서보다 터보 과급기관(TC/TI)에서 45J/θ 정도 더 높게 나타났으며, 착화지연도 자연흡기식 기관보다 터보 과급기관에서 더 짧아서, 급속한 연소가 이루어

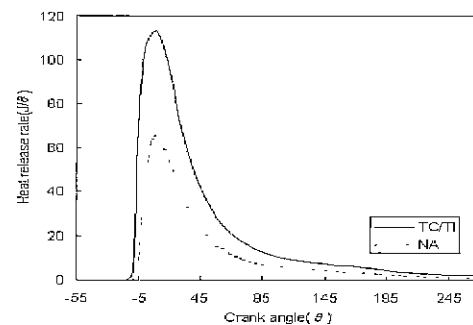


Fig. 11 Heat release rate curves according to crank angle (1500rpm, Boost pressure ratio=1.5,  $\epsilon=0.6$ )

어 진다는 것을 확인 할 수 있다. 또한 실린더 내부 압력과 열발생을 선도에서 알 수 있듯이 기계적 및 열적 부하를 고려한 기관 설계가 필요하다고 사료된다.

### 5.3 흡기 공기 온도

Fig. 12는 과급 압력비를 1.5로 일정하게 한 상태에서 터보 과급기와 중간 냉각기를 통과한 후의 공기 온도 변화를 나타낸 것이다. 터보 과급기만을 통과한 경우인  $\epsilon=0$ 인 경우, 최고온도가 180℃ 정도 되고 중간 냉각기를 통과하면서 공기의 온도 저하폭은 기관의 회전속도가 증가할수록 커지는 것으로 나타났다. 중간 냉각기를 장착함으로써 흡기 매니폴드로 유입되는 공기의 온도변화폭은 1800rpm에서 약 60℃ 정도가 되는 것을 확인할 수 있다. 이러한 온도변화가 공기밀도 향상에 크게 기여하는 것으로 사료된다.

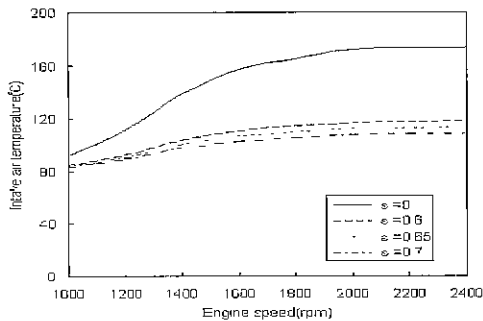


Fig.12 Intake air temperature curve according to engine speed & intercooler efficiency (Boost pressure ratio=1.5)

### 5.4 출력

Fig. 13은 기관 회전속도와 중간 냉각기의 효율에 따른 출력 변화를 나타낸 것이다. 시뮬레이션 조건은 과급 압력비를 1.5, 공연비 17:1로 하였다. 과급된 공기가 기관에 바로 유입될 때인  $\epsilon=0$  보다, 중간 냉각기를 통과하여 밀도가 향상되어 유입될 때 출력이 향상된다는 것을 확인할 수 있으며, 기관의 회전속도가 높아질수록 이러한 경향이 두드러지고 있음을 확인할 수 있으며 1800rpm에서 약 8kW의 출력향상을 나타내고 있다.

### 5.5 연료 소비율

Fig. 14는 기관 회전속도와 중간 냉각기 효율을 변화시켰을 때 기관의 연료소비율에 미치는 영향을 나타낸 것이

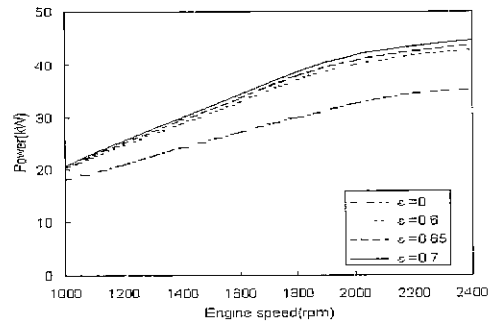


Fig. 13 Power curves according to engine speed & intercooler efficiency (Boost pressure ratio=1.5, A/F=17:1)

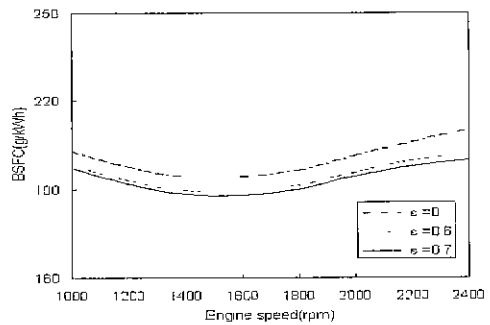


Fig. 14 BSFC curves according to engine speed & intercooler efficiency (Boost pressure ratio=1.5, A/F=17:1)

다. 과급 압력비는 1.5, 공연비는 17:1을 시뮬레이션 조건으로 하였다. 과급기를 통과한 공기가 직접 기관에 유입되는 경우인  $\epsilon=0$  보다 중간 냉각기를 통과했을 때의 연료 소비율을 비교해 보면,  $\epsilon=0.6$ 과  $0.7$ 인 경우에는 큰 차이를 보이지 않았지만 평균 5g/kWh 정도의 차이가 나타났다. 중간 냉각기의 효율이  $\epsilon=0.6$ 과  $0.7$ 인 경우에 연료 소비율 차이가 미소하게 나타난 것은 흡입공기의 온도가 크게 차이가 나지 않았고, 출력 변화도 미소하기 때문인 것으로 사료된다.

### 5.6 공기 질량유량

Fig. 15는 중간 냉각기를 장착하기 전·후의 실린더 내부로 유입되는 공기 질량유량 변화량을 기관 회전속도에 따라 나타낸 그림이다. 시뮬레이션 조건은 과급 압력비를 1.5, 공연비를 17:1로 하였다. 중간 냉각기의 효율이 클수록 증가하는 것으로 나타났으며, 기관의 회전속도가 높을

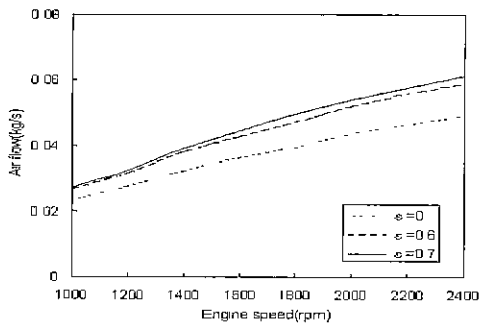


Fig. 15 Air flow curves according to engine speed & inter-cooler efficiency (Boost pressure ratio=1.5, A/F=17:1)

수록 그 차이가 점차 커지는 것을 확인할 수 있다. 평균적으로 중간 냉각기를 장착했을 경우 공기 질량유량은 약 23% 증가하는 것으로 나타났다.

5.7 가스 배출 온도

Fig. 16은 시뮬레이션 조건으로 과급 압력비 1.5, 공연비 17:1로 하였을 때, 기관 회전속도와 중간 냉각기 효율이 기관 가스 배출온도 변화에 미치는 효과를 나타낸 것이다.

중간 냉각기를 장착하지 않았을 때 20℃ 정도 높게 나타났다. 이것은 터보 과급기를 거치게 되면서 공기의 온도가 크게 증가한 상태로 실린더 내부로 유입되기 때문인 것으로 사료된다. 그러나 중간 냉각기 효율, 즉 ε=0.6과 0.7인 경우의 가스 배출온도 차이는 적게 나타났다.

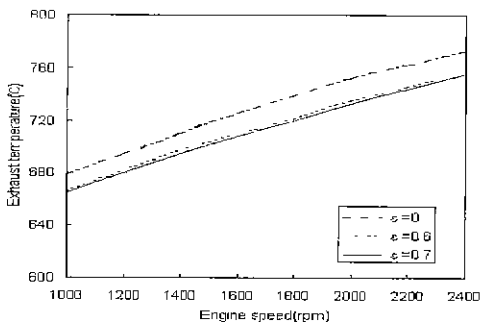


Fig. 16 Exhaust gas temperature curves according to engine speed & inter-cooler efficiency(Boost pressure ratio=1.5, A/F=17:1)

6. 결 론

총 배기량 11,000cc 급의 자연흡기식 대형 디젤기관에 터보 과급기와 중간 냉각기의 장착이 기관의 성능에 미치는 영향을 시뮬레이션을 통하여 다음과 같은 결론을 얻었다.

- (1) 터보 과급기와 중간 냉각기를 장착한 디젤기관의 성능 예측 프로그램을 작성하고 실제 실험 결과인 출력, 토크 및 연비 등을 비교하여 프로그램의 타당성을 검증하였다.
- (2) 시뮬레이션에서 터보 과급기관은 중간 냉각기 효율 0.6, 회전속도 1500rpm의 조건일 때, 최적 분사시기는 BTDC 17°임을 알 수 있었다.
- (3) 중간 냉각기를 통과한 공기 온도는 기관 회전속도가 높을수록 큰 폭으로 낮아지며, 1800rpm에서 약 60℃ 정도 저하하는 것으로 나타났다. 이러한 온도 저하가 공기 밀도를 높여주고 흡입 공기의 유량을 증가시키며, 출력과 연료소비율을 향상시키는 중요한 인자임을 알 수 있었다.

참 고 문 헌

- (1) 한영출, 오용석, 조재명, "2영역 연소모델을 이용한 액화천연가스 기관의 성능에 관한 연구", 한국공학기학회지, 8권 3호, 1999.
- (2) Dennis N. Assanis and Hohn B. Heywood, "Development and Use of a Computer Simulation of the Turbocharged Diesel System for Engine Performance and Component Heat Transfer Studies", SAE860329
- (3) Benson, R. S., "The Thermodynamics and Gas Dynamics of Internal Combustion Engines", Vol.1, Clarendon Press, Oxford
- (4) 한영출, 김동진, "내연기관", 문운당, 1996.
- (5) 최낙정, "터보 과급 디젤기관의 과도응답특성에 관한 연구", 한양대학교 대학원, 1995.
- (6) Jack W. Dennis, "Turbocharged Diesel Engine Performance at Altitude", SAE710822.