⊙ 研究論文

과급디젤기관의 성능시뮤레이션 프로그램개발

최 재 성* · 박 태 인**

Development of a Simulation Program for the Performance of Turbo – Charged Diesel Engines

J. S. Choi · T. I. Park

Key words : Diesel engine(디젤기관), Turbocharger(과급기), Engine performance(기관성능), Intake and exhaust systems(흡배기계)

Abstract

This paper describes briefly the simulation program for predicting the performance of a high speed turbocharged four cycle diesel engine. The wave phenomena in the intake and exhaust systems are calculated by the characteristic method. The combustion process in the power cycle is represented by the heat release pattern which is given by the Wiebe's function or the pattern based on measured values. Turbocharger matching for the engine is described by utilizing the characteristic maps of both the compressor and turbine,which are obtained from quasi-steady states. A comparison of experimental and calculated results shows a good agreement. Then the influences of the intake system,the period of valve overlap and the characteristics of the turbine are numerically investigated by the simulation.

1. 머리말

디젤기관에 있어서 과급의 역사는 오래되었으나, 가스터빈의 연구발달과 함께 과급기도 소형으로 제작할 수 있게 되고, 과급기효율도 매우 향상되어 선박기관과 같은 대형기관은 물론 자동차용과 같은 소형디젤기관에 있어서도 과급화가 급속히 확산되고 있다. 또한, 최근 배기가스터빈과급에 의한 고출력화를 꾀하고 있으나, 이와 같은 과급기관은 기관과 과급기 자체의 성능향상은 물론 기관과 과급기와의 적합성, 즉 매칭에 의한 성능향상이 중요한 과제로 대두됨에 따라 기관과 과급기와의 매칭기술은 과급기관의 성능향상에 매우 중요한 요소가 되어 있으며, 이들의 최적화를 도모하기 위하여는 시뮤레이션계산에 의한 성능예측의 수법이 매우 유효한 수단이 된다.

* 正會員, 한국해양대학교
** 正會員, 한국기계연구원

배기터빈 과급기관의 성능시뮤레이션에 관한 연구는 많이 보고 되어 있으나, 급배기관계를 용적 모델로 근사시켜서 취급하거나, 또는 배기터빈을 등가오리피스로 치환하여 취급하는 경우가 많다[1]. 그러나, 고속디젤기관에 있어서 과급방식은 대부분 동압과급방식이 채택되고 있으며, 최근은 여기에 더하여 급배기관의 동적효과도 적극적으로 이용되고 있다[2,3]. 동압과급방식을 채용하면서 또한 급배기의 동적효과를 이용하려고 하면 급배기관계의 영향 및 과급기의 작동특성을 정확하게 고려한 해석이 필요하다[4].

본 연구에서는 흡배기관계내에서 일어나는 가스의 동적거동을 정확하게 예측할 수 있는 이미 필자가 개발한 시뮤레이션 프로그램을[5] 확장 발전시키기 위하여, 과급기에 있어서 배기에너지의 회수과정을 프로그램에 삽입함으로써 급배기계의 영향 및 과급기의 작동특성을 고려한 과급디젤기관의 성능을 예측할 수 있는 프로그램을 개발하였다.

2. 과급기의 성능해석방법

과급기의 성능을 해석하는 방법으로는 다음의 4가지의 방법을 생각할 수 있다

1) 압축기와 터빈을 등가 오리피스로 치환하고, 각각의 출구와 입구상태 및 효율은 1 사이클의 평균치를 이용한다.

2) 압축기와 터빈은 등가 오리피스로 치환하여 고려하나, 압축기출구 및 터빈입구의 상태는 순간순간 변화하는 것으로 취급한다. 단, 압축기와 터빈의 효율은 1 사이클의 평균치를 이용한다.

3) 압축기와 터빈의 상태 및 효율은 정상류시험으로부터 얻어진 작동 특성선도를 이용한다.

4) 압축기와 터빈자체의 내부흐름을 직접 수치해석하여 구한 압축기와 터빈의 특성을 이용한다.

여기에서는 본 연구의 목적과 관련하여 생각할 때 2)와 3)의 방법을 모두 이용할 수 있도록 하여 두 방법중에 어느 방법인가를 선택적으로 이용하도록 하는 것이 바람직하다고 생각된다. 단, 2)의 방법은 압축기의 작동특성선도는 있으나, 터빈의 작동특성선도가 없는 경우, 3)의 방법은 압축기와 터빈 모두의 작동특성선도가 있는 경우를 대상으로 하고있다.

2.1 과급기를 등가 오리피스로 치환하는 방법

배기터빈을 Fig. 1. a에 보이는 바와 같이 유효단면적 μf_T의 등가 오리피스로 치환한다. 배기가스가 단면적 f의 배기관으로부터 등가 오리피스를 통과하여 대기로 방출되는 경우, 터빈에 있어서의 1 사이클당 이론팽창일 W_T는

$$W_T = \frac{\kappa_e}{\kappa_e - 1} R_e \int m_T T_{st} \left\{ 1 - \left(\frac{1}{\pi_T} \right)^{\frac{\kappa_e}{\kappa_e - 1}} \right\} dt \qquad (1)$$

여기에서, π_T ; 터빈의 팽창비(p_{st}/p_e), T_{st}, pst ; 터빈입구에 있어서 가스의 전온 및 전압, m_T ; 배기가스유량, 첨자 e ; 터빈출구상태. 사이클당 터빈의 평균효율을 η_{TM}이라고 하면, 실제일 W_{TA}는

$$W_{TA} = \eta_{TM} W_T \qquad (2)$$

압축기의 경우는 Fig. 1. b와 같이 가상의 용기와 유효단면적 μf_C의 등가 오리피스로 압축기를 치환한다. 압축기입구의 공기는 압축기로부터 가상용기내 압력 P_C까지 압축된 다음 등가 오리피스를 통과하여 급기관내에 유출한다고 가정한다. 단, 가상용기내의 상태는 1 사이클중 변동하지 않는다. 따라서 압축기의 1 사이클당 이론압축일 W_C는

$$W_c = \frac{\kappa_a}{\kappa_a - 1} R_a T_1 \left\{ (\pi_c)^{\frac{\kappa_a}{\kappa_a - 1}} - 1 \right\} \int m_c dt \qquad (3)$$

여기서, π_C ; 압축기의 압력비(p_C/p_1), m_C ; 압축기통과유량, 첨자 a ; 급기관계, 1 ; 압축기입구상태. 압축기의 평균효율 η_{CM} 은 압력비 π_C와 수정유량 $\int m_C dt \sqrt{T_1}/p_1$을 이용하면 압축기의 특성선도

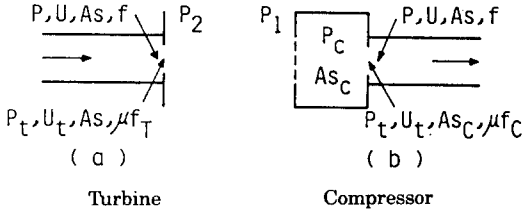

Fig. 1 Calculation Models

로 부터 구할 수 있으므로 압축기의 실제압축일 W_{CA}는

$$W_{CA} = W_C / \eta_{CM} \quad (4)$$

따라서, 터빈과 압축기의 일평형은 과급기의 기계효율을 η_m이라 하면

$$W_{CA} = W_{TA}\eta_m$$

2.2 과급기의 작동특성선도를 이용하는 방법

터빈의 경계조건에 작동특성선도를 이용하는 경우는 터빈에 결합되어 있는 배기관단에서의 압력 P를 가정하면 가상폐지단에서의 압력 P_T를 이미 알고있기 때문에 터빈입구단에 있어서의 속도를 구할 수 있다. 따라서, 터빈의 입구상태를 알면 그 때의 전압, 전온 및 수정유량 $f(m_T)$는 다음의 식으로부터 구할 수 있다.

$$P_{st} = \left\{P^2 + \frac{\kappa_e - 1}{2}(U/As)^2\right\}^{\frac{1}{2}}$$

$$T_{st} = T_{os}(As^2 P_{st}^2)$$

$$f(m_T) = m_T (T_{st})^{\frac{1}{2}} / P_{st}$$

여기서, P, u 및 As는 각각 P, u 및 T를 무차원화하여 나타낸 것이다[5].

한, 터빈의 팽창비와 수정회전수를 이용하여 터빈의 유량특성선도로부터 구해지는 수정유량 g(m)은 앞에서 가정한 관단압력 P가 타당하면

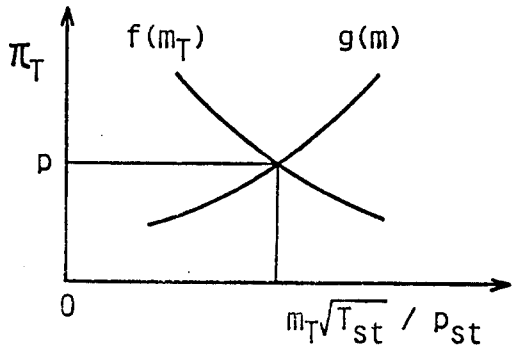

Fig. 2 Boundary Condition of Turbine

$f(m_T)$와 같게 될 것이다. 따라서, 가정한 P의 값을 수정하여 이 조건이 만족될 때까지 이 계산을 되풀이하면 된다. 임의의 순간에 있어서 터빈입구의 상태는 Fig. 2에 나타낸 바와 같이 곡선 g(m)과 곡선 $f(m_T)$ 와의 교점으로서 구해진다.

순간에 있어서 터빈입구의 상태는 Fig. 2에 나타낸 바와 같이 곡선 g(m)과 곡선 $f(m_T)$과의 교점으로서 구해진다.

터빈입구상태가 구해지면 터빈의 순간효율은 수정회전수를 파라메타로 하는 터빈의 주속도비 $u_{B/C}$ 와 터빈효율과의 관계를 나타내는 효율특성선도로 부터 계산된다.

$$u_B = \pi D_B / N$$

$$c = \left[\frac{2\kappa_e}{\kappa_e - 1} R_e T_{st}\left\{1 - \left(\frac{1}{\pi_T}\right)^{\frac{\kappa_e}{\kappa_e - 1}}\right\}\right]^{\frac{1}{2}}$$

여기에서, u_B ; 터빈의 주속도, D_B ; 터빈익의 직경, c ; 터빈입구에 있어서의 가스 이론속도, N ; 터빈회전수. 따라서, 터빈의 유효팽창일 W_{TA}는

$$W_{TA} = \frac{\kappa_e}{\kappa_e - 1} R_e \int m_T T_{st} \eta_T \left\{1 - \left(\frac{1}{\pi_T}\right)^{\frac{\kappa_e}{\kappa_e - 1}}\right\} dt \quad (6)$$

압축기의 경계조건에 작동특성선도를 이용하는 경우도 마찬가지 방법으로 Fig. 3의 압축기 작동특성선도로 부터 압축기출구의 상태 및 순간효율 η_C를 구할 수 있으며 이때 압축기의 실제 압축일 W_{CA}는

$$W_{CA} = \frac{\kappa_a}{\kappa_a - 1} R_e T_1 \int m_c \left\{(\pi_c)^{\frac{\kappa_e}{\kappa_e - 1}} - 1\right\} / \eta_C \, dt \quad (7)$$

단, Fig. 3의 압축기 작동특성선도상에 수정회전수가 일정한 곡선 g(m)의 좌측으로 나타나는 서-징영역에 있어서 압력비 π_C는 서-징선상의 값과 동일한 것으로 가정한다. 또 서-징영역에 있어서의 압축기효율은 서-징선이 교차하는 점에서의 효율과 수정유량을 기준으로하여 이 기준의 효율과 수정유량에 대한 유량비를 곱한 값과 같다고 가정한다. 역류가 발생하는 경우는 압축기출구

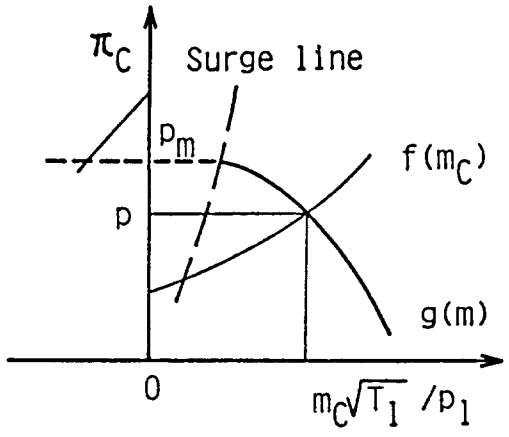

Fig. 3 Boundary Condition of Compressor

의 압력이 서-징선상의 압력과 같은 상태로 유출한다고 가정한다.

2.3 부분송입형 터빈의 계산방법

동압방식을 채용하는 중소형 고속 배기터빈 과급기관에서는 배기간섭을 피하기 위하여 2개의 가스입구를 가진 배기터빈이 많이 사용된다. Fig. 4에 부분송입형 터빈 단면도의 한 예를 보인다. 차압 송입상태 또는 부분 송입상태로 되는 경우 2개의 가스 입구상태가 다르기 때문에 터빈의 작동점은 크게 변한다. 따라서 2개의 입구상태를 동일하게 하는 조건으로 시험한 정상류시험에서 얻어진 터빈의 작동특성선도를 그대로 터빈의 작동특성으로 이용하면 실제와 차이가 큰 계산결과를 얻게

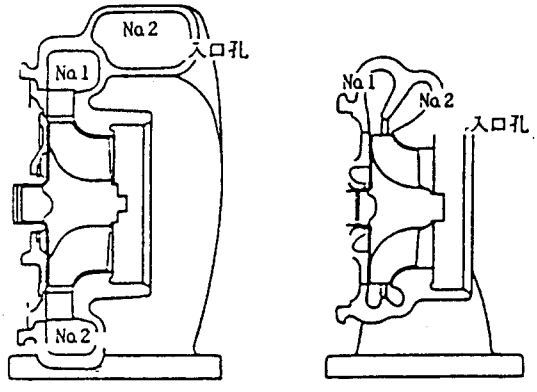

Fig. 4 Sectional Drawing of Partial Inlet Radial Turbine

될 것이다.

따라서, 여기에서는 기본적으로는 정상류시험에서 얻어진 작동특성선도를 준용하지만, 부분송입에 의한 영향을 고려하기 위하여 그 결과에 수정을 가하는 방법을 택하였다. 즉, 입구간의 간섭은 없는 것으로 가정하여, 2개의 터빈입구는 완전 분리된 형태로 모델화하고, 각각의 입구는 독립된 2개의 터빈에 결합되어 있는 것으로 생각한다. 이때, 터빈의 유량특성선도에 있어서의 수정유량은 동일 압력비에 등압송입시의 1/2로 한다. 또, 이와 같이 분리된 2개의 터빈의 회전수는 동일하며, 터빈의 효율을 구할 때 이용되는 가스의 이론속도는 각 입구에 있어서의 이론속도에 질량유량의 비율을 고려한 평균치를 이용한다. 즉,

$$c = \frac{m_1 c_1 + m_2 c_2}{m_1 + m_2}$$

여기에서, c, m ; 입구1,2에 있어서 가스의 이론속도 및 질량유량.

2.4 급기냉각기 및 배기 바이패스 밸브

급기냉각기에는 공냉식과 수냉식이 있지만, 여기에서는 냉각방식에 관계 없이 급기냉각기를 용기로써 모델링하고, 냉각기의 용적, 전열면적 및 전열계수를 이용하여 냉각효과(온도효율)의 영향을 검토할 수 있도록 하였다. 급기냉각기의 온도효율은 다음과 같이 정의한다.

$$\eta_{cool} = \frac{T_{inlet} - T_{out}}{T_{inlet} - T_w}$$

여기에서, T_{inlet}, T_{out} ; 냉각기 입출구에서의 급기온도, T_w ; 냉각기 벽온도.

저회전속도 영역에 있어서 토오크의 특성을 개선하기 위하여 용량이 작은 과급기를 이용하면 고회전속도 영역에 있어서는 시린다내의 최대 폭발압력등의 제한을 받는다. 고회전속도 영역에서의 기관의 제한과 저회전속도 영역에서의 토오크개선을 동시에 해결할 수 있는 하나의 수단으로서 배기 바이패스밸브(waste-gate valve)를 이용하는 방법이 이용된다. 배기 바이패스밸브는 단순히 등가 오리피스로 생각할 수 있기 때문에 본 시뮤레이

션 프로그램에 있어서의 취급은 간단하며, 실제 장착된 상태를 고려하여 적절한 등가 오리피스를 선택하면 그 영향을 고려할 수 있다.

3. 계산방법

계산방법은 실제의 급배기관계를 단면적이 변화하는 관, 용기 및 등가 오리피스로 구성되는 계로 치환하여 모델링하고, 그들의 결합계를 데이타로써 입력한다. 기관과 급배기관계의 치수, 대기상태, 운전조건, 각부의 벽온등을 데이타로써 입력하고, 초기조건으로서 계내의 압력과 온도 및 배기밸브 개시의 시린다내 압력과 온도를 가정하여, 배기밸브 개시부터 계산을 시작한다.

우선 초기치로써 과급기의 회전수를 준다. 압축기의 작동특성선도에 있어서 동일 수정회전수 선상에 있는 적당한 작동점을 가정하면, 그 점에 있어서의 압력비와 압축기효율로부터 압축기출구의 압력과 온도가 구해지므로, 그 값을 급배기관계내의 초기치로써 이용한다. 압축기일과 터빈일이 평형을 이루지 않을 때는 과급기의 회전수를 다음과 같이 수정하여 압축기일과 터빈일이 평형을 이룰 때까지 동일 수순을 되풀이하여 계산한다.

$$N_{new} = \frac{W_{TA}\,\eta_m}{W_{CA}} N_{old}$$

과급기의 작동특성데이타는 작동특성선도를 그대로 기억시키는 방법을 이용하고, 각 곡선간의 값은 내삽법으로 구한다. 따라서 작동특성선도는 상세한 것이 계산오차를 작게 하기 때문에 바람직하다.

4. 계산결과와 실험결과와의 비교

계산결과의 신뢰성을 확인하기 위하여 실험결과와 비교하였다. 계산대상기관은 2 시린다 과급기관(시린다 직경 : 70mm, 행정 : 70mm, 압축비 : 15.35, 출력 : 18ps/3600rpm)이다.

배기에너지에 크게 영향을 미치는 열발생율에 관하여는 3600 RPM, 3/4 부하시에 있어서 실측하여 얻은 시린다내의 압력변화로 부터 열발생율

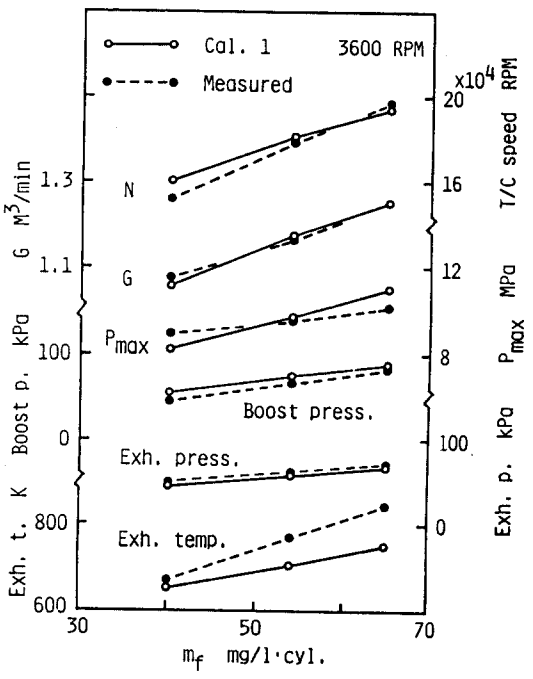

Fig. 5 Comparison between Calculation and Experimental Results

을 구하여 적절한 구간별로 직선으로 근사시킨 것을 열발생율 패턴으로 하여 계산에 사용하였다. 연료공급량이 변하여도 패턴은 동일하고 절대량이 분유량에 비례하여 변화하는 것으로 가정하였다. 과급기의 경계조건에는 압축기와 터빈 모두 작동특성선도를 이용하는 방법을 이용하고, 과급기의 기계효율은 과급기 회전속도에 관계없이 일정한 것으로 가정했다.

계산결과와 실험결과와의 비교를 Fig. 5에 보인다. 입구상태로 환산한 공기량 G, 급기압(Boost press.)등 전체적으로는 좋은 일치를 보인다. 고부하로 됨에 따라 실험결과와 비교하여 계산결과는 시린다내 최대폭발압력 Pmax의 증가가 크고, 터빈입구온도(Exh.temp.)가 낮게 나타나고 있다. 이는 계산에 이용한 열발생율 패턴이 부하에 관계없이 동일하게 하였기 때문인 것으로, 열발생율 패턴을 부하에 따라 수정한다면 더욱 좋은 일치를 얻을 수 있을 것으로 생각된다. 따라서 이 계산의 방법으로 실제 과급디젤기관의 성능을 예측할 수 있다고 판단된다.

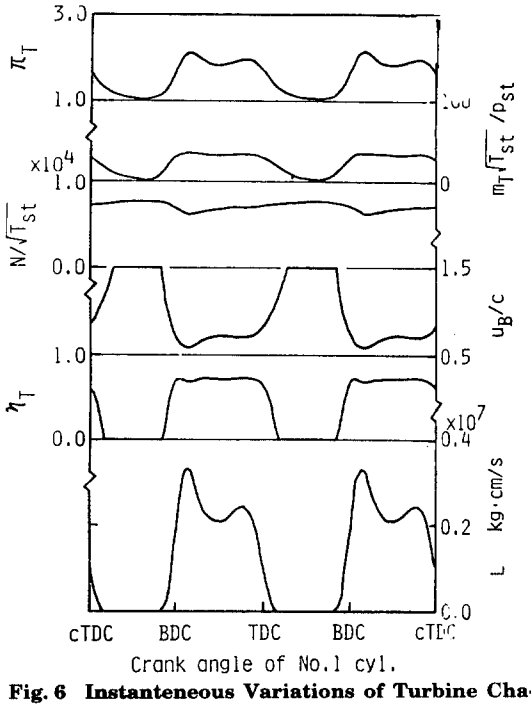

Fig. 6 Instanteneous Variations of Turbine Characteristics(3600rpm)

Fig.6은 터빈의 운전상태를 나타내는 각 특성치 즉, 압력비 π, 수정유량 $m\sqrt{T_{st}}/P_{st}$, 수정회전수 $N/\sqrt{T_{st}}$, 속도비 u_B/c, 터빈효율 η_T 및 터빈의 순간 유효일 L 의 변화의 한 예를 크랑크각도에 대하여 나타낸다. 그림으로 부터 알 수 있는 바와 같이 각 특성치는 사이클중 크게 변동하고 있다. 2 시린다 기관이기 때문에 한 시린다로부터의 배기가 끝나고 다음 시린다로 부터 배기분출이 시작할 때까지의 시간이 길고, 이 기간에 있어서 터빈의 압력비 즉 팽창비는 1.0에 가까운 값까지 저하한다. 따라서, 터빈의 속도비가 크게 되기 때문에 터빈의 효율은 0으로 되어 이 기간에 터빈에 유입하는 가스의 에너지변화율은 0이기 때문에 터빈은 일을 하지않는 상태로 된다. 즉 과급기는 이 기간동안 자체의 관성에 의하여 운전되는 상태로 된다. Fig. 6은 전체적으로 터빈의 순간적인 운전상태의 변화를 합리적으로 나타내고 있고, 또한 정상류시험에서 얻어진 작동특성선도를 비정상상태로 운전되는 실제 기관의 성능예측에 이용할 수 있음을 보여준다.

5. 배기가스터빈 과급기관의 성능예측예

과급기관의 성능은 valve overlap 기간에 크게 영향을 받는다. Fig. 7에 기관회전속도 3600 RPM 일 때 valve overlap 기간이 기관의 성능에 미치는 영향을 조사한 계산결과를 보인다. 급기밸브의 개폐시기만을 앞당기어 이 기간을 크게 한 a의 경우는 과급기회전수 N 과 급기압력 p_a의 변화가 거의 없기 때문에 도시연료소비율 b_i는 펌프손실의 감소에 의하여 개선되지만 체적효율은 저하하고 공기과잉율이 작게 된다.

배기밸브의 개폐시기만을 늦추어 이 기간을 크게한 b의 경우는 팽창과정에 있어서 유효행정이 길게 되기 때문에 연료소비율은 개선된다고 생각되지만, 배기과정에 있어서 시린다내 압력이 증가하고 펌프손실이 크게 되기 때문에 결과적으로 연료소비율은 악화되게 됨을 보인다.

또한, 터빈의 유효일이 증가하기 때문에 과급기의 회전수가 증가하고 급기압과 체적효율이 증가함을 알 수 있다.

급기밸브와 배기밸브의 개폐시기를 동시에 변화시킨 c의 경우는 각각의 밸브를 독립적으로 변화시켰을 때의 양쪽의 영향이 중복되어 나타나서, 체적효율을 증가시키면서 연료소비율을 최소로하는 최적의 valve overlap 기간이 존재하게 된다.

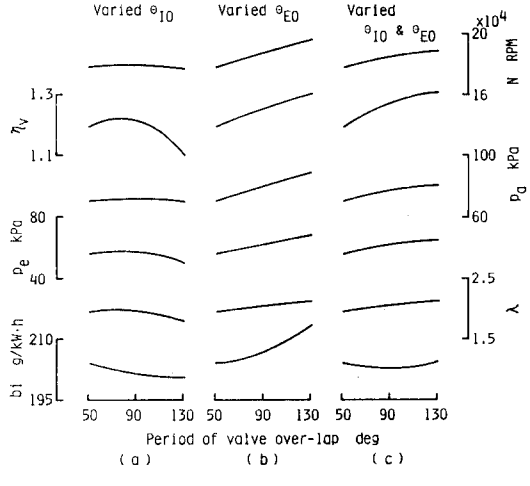

Fig. 7 Calculation Results for Valve Overlap Periods(3600rpm)

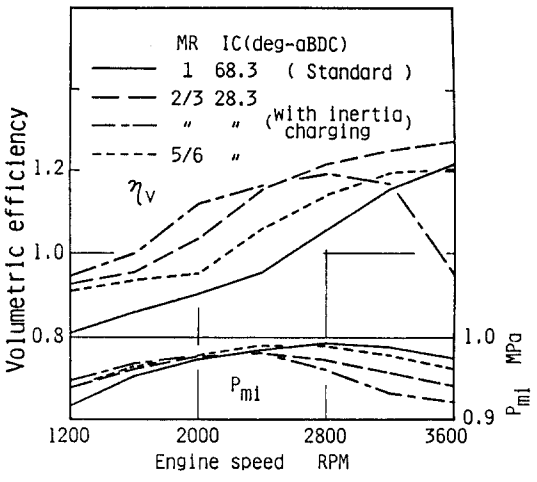

Fig. 8 Calculation Results for Turbocharger Matching

Fig. 8은 터빈의 유량특성과 급기밸브 폐시기의 변화를 동시에 변화시켜 선택한 3 경우에 대하여 체적효율과 도시평균유효압력의 계산결과를 보인다. 기준의 경우와 비교하면, 급기밸브의 폐시기 IC 를 40deg. 앞당기고 동시에 터빈의 유량특성 MR 을 2/3로 한 경우는 전회전속도 영역에 있어서 체적효율이 증가하여 최대 21%(2400 RPM 일 때)의 향상을 보이고 있다.

이상의 검토결과로부터, 급배기관계의 치수, 급배기밸브의 개폐시기 및 과급기의 특성에 의하여 기관의 성능은 크게 변화하기 때문에, 급배기관계의 최적화 및 기관과 과급기와의 최적 매칭에 의한 과급기효율의 향상을 꾀함으로써 과급기관의 성능을 더욱 향상시킬 수 있음을 알았다.

6. 결 론

이미 개발되어 있는 무과급 디젤기관의 성능 예측 프로그램을 확장발전시켜 과급기의 작동특성을 고려한 배기가스터빈 과급디젤기관의 성능을 예측할 수 있는 프로그램을 개발하였다. 또한, 개발된 본 프로그램을 이용한 성능예측계산결과와 실험결과와의 비교를 통하여 본 프로그램의 신뢰성을 확인 하였고, 몇가지 이용예를 통하여 본 프로그램의 유용성을 분명히 하였다.

과급기관의 성능은 과급기의 작동특성은 물론, 급배기밸브의 개폐시기 및 급배기관계의 형상에 의하여도 크게 영향을 받지만, 이들의 최적조건은 대상기관에 따라서 다르게 될 것이다. 따라서, 설계단계에서 시뮤레이션 계산에 의하여 기관의 성능을 예측하는 것은 이들의 최적화를 꾀하는데 있어서 매우 유효한 수단이 될 것이다.

참고문헌

1) ■山 正, 戶田信昭, 大山武彦 "排氣タ-ボ過給デイ-ゼル機關の過給性能計算法について", 日本機械學會論文集, 31券 230號, p. 1539, 1965
2) Cser, G., "Some results of Combined Charging Application", I. Mech. E. C64/78, p. 141, 1978.
3) Brand, M. C., "Helmholtz Tuned Induction System for Turbocharged Diesel Engine",SAE TRANS. Vol. 88, p. 287, 1979. (Paper No. 790069)
4) Benson R. S., "A Comprehensive Digital Computer Program to Simulate a Compression Ignition Engine Including Intake and Exhaust Systems", SAE Paper No. 710173, 1971
5) 최재성, "흡배기계통을 포함한 4행정사이클 디젤기관의 성능시뮤레이션 프로그램의 개발" 한국박용기관학회지, 제13권, 제3호, p. 64, 1989.