工學碩士 學位論文

過給機 特性線圖를 利用한 디젤機關과 過給機의 매칭計算에 關한 研究

A Study on the Simulation of Turbocharger Matching through a Performance Characteristics of Compressor and Turbine

指導敎授 崔 在 星

2001年 2月

韓國海洋大學校 大學院

機關工學科

申 尙 昊

목 차

Abstract

Basic methods to increase power output of internal combustion reciprocating engine is increasing of engine revolutions and engine displacement. But they have limitations because of reduction of volumetric efficiency, increase of mechanical losses, noise, vibration, size and weight of engine.

For this reason, most of engines have been coupled with a turbo charging system in order to increase engine power. Turbocharging can be defined as the introduction of air into an engine cylinder at a density greater than atmosphere. This allows a corresponding increase in the fuel that can be burned hence raises the available power output.

The engine is designed for variable speed and the operation will usually exhibit some deterioration in performance both at extreme low and high speed. However, the useful speed range can be wide, since engine is well suited to cater for a wide range of mass flow rate.

The performance of turbocharger is directly dependent upon the gas angle at entry of the impeller, diffuser of compressor and turbine rotor. The blade angles are set to match these gas angle, but a correct match will only be obtained when the mass flow rate is correct for a specified rotor speed. Therefore turbocharger is not well suited for operation over a wide flow range.

Turbocharger is not ideally suited to operate in conjunction with a engine.

So the combination of diesel engine and turbocharger must be planned with care.

The objective of turbocharger matching is to fit a turbocharger with the most suitable characteristics of an engine in order to obtain the best overall performance. Matching of the correct turbocharger to a diesel engine is very important and is vital for successful operation of a turbocharged diesel engine. It will principally be governed by required performance with engine.

Simulation program used for the optimum calculation of turbocharger matching is very effective method to estimate turbocharged diesel engine performance.

In this paper the author has studied a calculation of turbocharger matching for 4 stroke automotive diesel engine and marine diesel engine through development of simulation program by using performance characteristics of turbocharger, and has estimated effects of efficiency, size of turbine and fuelling on the engine and turbocharger.

It was assured that simulation results agreeed well with experimental results of thermodynamic states at turbocharger and intake, exhaust manifold, and yield correct tendencies of estimation according to efficiency, size of turbine and fuelling.

Nomenclature

AFR	: Air / Fuel Ratio	
b_e	: Brake specific fuel consumption	[g/PS、h]
C_P	: Specific Heat at constant pressure	[kJ/kg、K]
C_V	: Specific Heat at constant volume	[kJ/kg、K]
H_l	: Lower calorific value	[kcal/kg]
N	: Revolutions Per Minute	
$\dot{m}$	: Mass Flow Rate	[kg/s]
P	: Pressure	[mmHg]
ΔP	: Pressure Loss	[mmHg]
P_{me}	: Brake mean effective pressure	[kg/cm^2]
P_e	: Brake Power	[PS]
Q	: Quantity	[kg]
R	: Gas constant	[kJ/kg、K]
T	: Temperature, Torque	[K, kg、m]
V	: Volume	[m^3]
W	: Work done	[kJ]
γ	: C_P / C_V	
ε	: Intercooler Effectiveness	
η	: Efficiency	

μ : Dynamic Viscosity [kg/m・s]

ρ : Density [kg/m^3]

π_C : Compressor Pressure Ratio

π_T : Turbine Expansion Ratio

Subscripts

a : Air

AC : Air Cleaner

ATM : Atmosphere

$1C$: Compressor Inlet

$2C$: Compressor Outlet

3 : Intake Manifold

$4T$: Turbine Inlet

$5T$: Turbine Outlet

C : Compressor

CA : Corrected Air

CEX : Corrected Exhaust Gas

ex : Exhaust Gas

f : Fuel

II : Intercooler

MUF : Muffler

T : Turbine

제 1 장　서 론

기관의 출력을 높이기 위한 기본적인 방법에는 회전속도의 증가와 기관 배기량의 증가를 들 수 있다. 이중 기관 회전속도의 증가는 체적효율의 감소, 기계손실의 증가, 소음 및 진동의 증가로 인한 불이익으로 그 한계가 있으며, 기관 배기량의 증가는 가장 확실한 출력 향상의 수법이지만, 기관 치수와 중량의 증대가 동반된다. 이런 이유로 기관 배기량과 회전속도의 증가없이 기관 출력을 크게 향상시킬 수 있는 터보과급 시스템이 도입되었고, 거의 대부분의 기관에 사용되어지고 있다.

과급은 대기보다 더 큰 밀도의 공기나 혼합기를 기관 실린더 안으로 넣어주는 것으로 정의 할 수 있으며, 이에 따라 연소되어질 수 있는 연료량을 증대시킴으로써 활용 가능한 출력을 증대시키는 방법이다. 대량의 과잉공기를 필요로 하며 회전속도가 낮고, 리터 마력이 작은 디젤 기관의 경우에 과급은 출력증대 방법으로 바람직 할 뿐만아니라, 연소의 개선에 의한 배기 배출물의 개선 효과도 있어 그 이용이 계속해서 증가되는 추세이다.

일반적으로 디젤기관은 저속이나 과부하 영역 양쪽에서 성능의 감소를 나타내고 있지만, 광범위한 속도영역에서의 운전이 가능하다. 그러나 과급기의 경우는 그 성능이 임펠러, 디퓨져 및 터빈로터로 입사되는 가스각에 의해 좌우되어지므로, 질량유량비가 로터속도와 조화되는 설계점에서 멀어지는 가스입사각은 블레이드 각과 매칭되지않아 압력손실을 발생시키므로, 광범위한 유동범위에서의 운전이 어렵다. 이런 이유로 터보기계와 왕복동 기계를 조화롭게 운전하는 것은 매우 어렵지만, 과급디젤 기관의 효율적인 운전을 위해 과급기의 올바른 매칭은

필수적이며, 매우 중요하다.

과급기 매칭의 목적은 기관으로부터 최고의 성능을 획득하기 위해 기관에 가장 적당한 특성을 가진 과급기를 결합시키는 것이다. 자동차기관과 같이 부하변동 및 속도변화가 크다면, 과급기 매칭시 타협이 이루어져야만 하고, 박용기관과 같이 일정속도와 부하에서 운전되어 진다면, 과급기는 이 조건에서 기관의 압력비와 질량유동 요구들과 일치하는 고효율 운전영역을 위해 선택되어 진다.

과급기 매칭계산의 최적화를 도모하기 위해서 시뮬레이션을 통한 과급기관의 성능예측 수법은 매우 유효한 수단이다. 본 논문은 과급기 특성선도를 이용하여 프로그램을 개발하여 웨이스트 게이트 밸브(waste gate valve)를 가진 소형 4행정 기관과 대형 2행정 기관을 대상으로 시뮬레이션을 행하고 그 결과를 실험결과와 비교함으로써 그 타당성과 신뢰성을 확인하였다.

또한 터빈의 유량특성과 효율 및 연료소비량 변화의 경우를 예측 계산하여 과급기의 성능변화가 기관 성능에 어떻게 영향을 미치는 가에 대하여 분석 하였다.

제 2 장 배기가스 터빈과급기

지금까지 사용되어진 과급기를 형식별로 구분하면 왕복펌프, 회전펌프 및 원심펌프로 대별할 수 있고, 이들은 구동방법에 따라 기계구동 과급기(Mechanical Driven Supercharger)와 배기가스 터빈 과급기(Exhaust Gas Turbocharger) 및 비교적 최근에 알려진 콤플렉스 과급기(Comprex Supercharger)와 배기가스 터빈 과급기의 새로운 방식으로 하이퍼바 과급법(Hyperbar Supercharging)이 소개되고 있다.

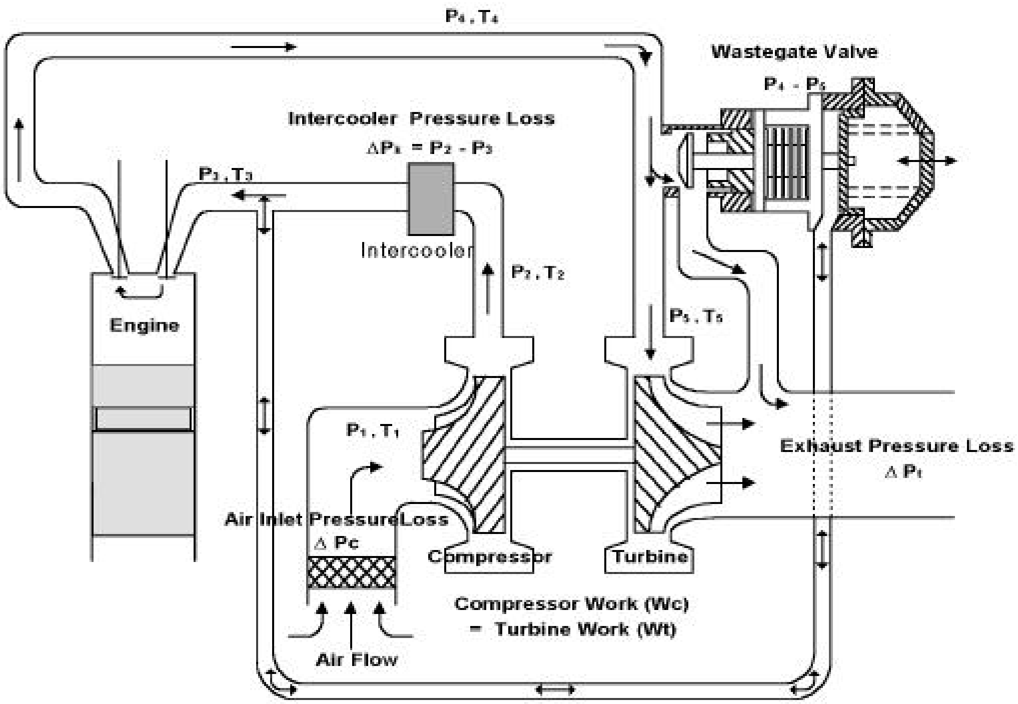
기계구동 과급기나 콤플렉스 과급기는 독립된 동력원을 이용할 수 있기는 하나 대부분이 주기관 출력의 일부를 과급기 구동을 위해 사용하므로 기관의 출력을 감할 뿐만아니라 기계효율이 나쁘고, 연료소비가 많아지므로, 현재는 2행정기관의 부분부하 운전시를 제외하고는 거의 사용되지 않고 있다.

반면 배기가스 터빈 과급기는 기관에서 헛되이 대기중으로 방출하고있는 배기에너지를 회수하여 터빈을 구동하고 이것을 압축기의 동력원으로 하는 것이므로 기관출력의 손실이 없고, 배기에너지는 기관출력에 따라 변하므로 과급기는 기관부하의 특성에 거의 자동적으로 적응하는 송풍량을 얻을 수 있다.

이러한 이유로 인해 현재는 배기가스 터빈 과급기에 대한 연구가 크게 발전하여 특별한 경우를 제외하고 모두 배기가스 터빈 과급기를 사용하게 되었다. 나아가 가스터빈과 로켓의 발전과 더불어 내열재료의 진보 및 제작, 설계기술의 향상등으로 배기터빈의 출력이 증가하여 기관의 과급에 충당하고, 여분의 동력으로 발전기를 구동한다는지 주기로 환원하는 시스템까지도 개발되고 있는 형편이다.

2.1 배기가스 터빈 과급기의 구조

2.1.1 과급디젤 기관의 계통도



$$m_c\ T_1\ C_{pt}\ \left(\frac{R_c^{\frac{\gamma_c-1}{\gamma_c}}-1}{\eta_c}\right)\ =\ m_t\ T_4\ C_{pt}\ \eta_t\ \left(1-\left(\frac{1}{R_t}\right)^{\frac{\gamma_t-1}{\gamma_t}}\right)$$

Basic Turbocharger Energy Balance Equation

Fig. 2-1 Schematic diagram of a turbocharged four-stroke diesel engine with the wastegate valve

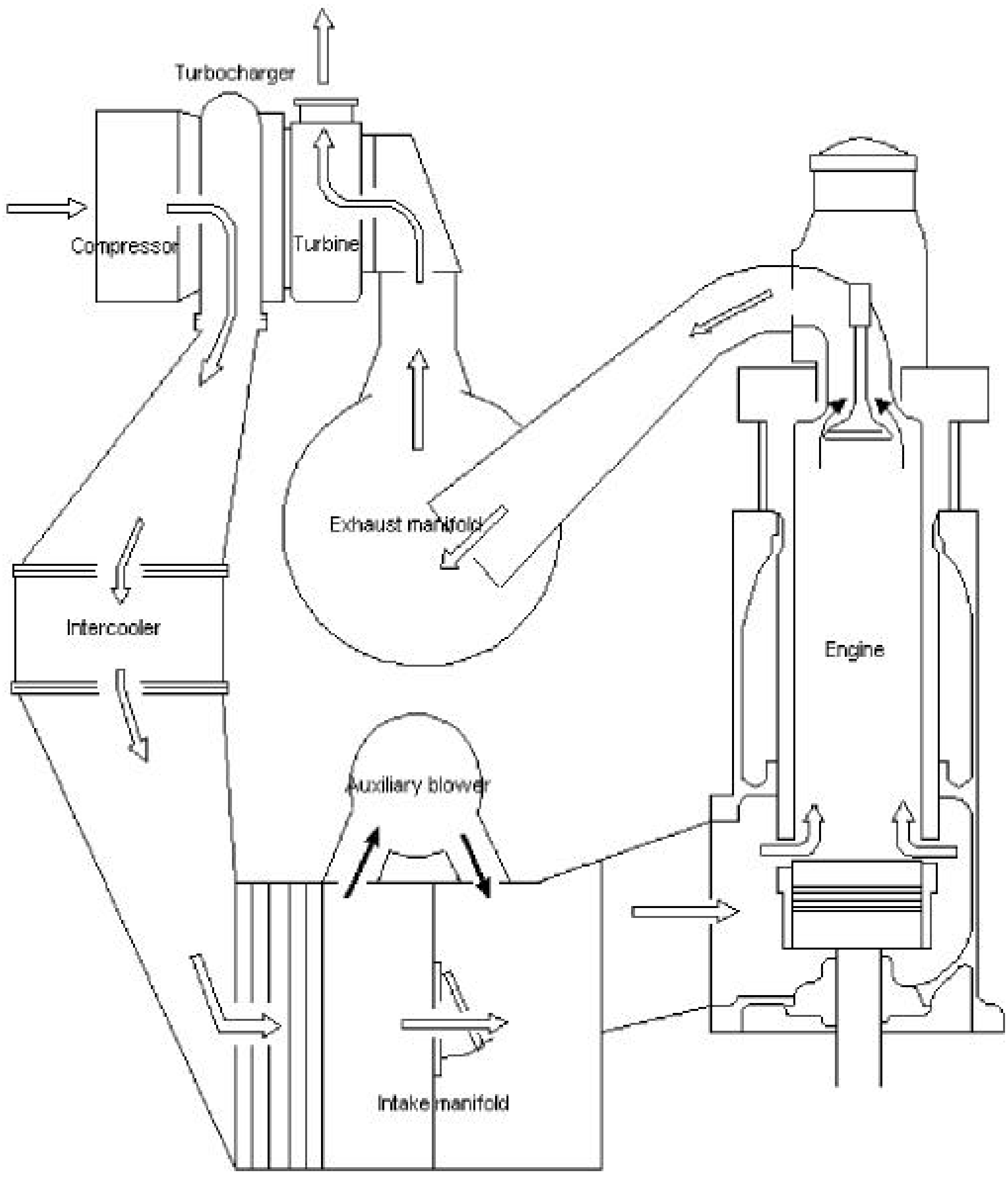


Fig. 2-2 Schematic diagram of a turbocharged two-stroke diesel engine

Fig. 2-1과 2-2는 각각 4행정과 2행정 과급 디젤기관의 계통도로서 그 차이를 보면 4행정 기관의 과급에 대해서는 과급의 목적만을 위해 과급기가 설치되나 2행정기관의 경우는 소기과 과급의 두가지 목적을 동시에 충족시켜야 하므로 저부하시에는 소기펌프를 과급에 직결시키는 경우가 일반적이며, 정압과급을 위한 배기 모음관을 가지고 있다.

2.1.2 압축기

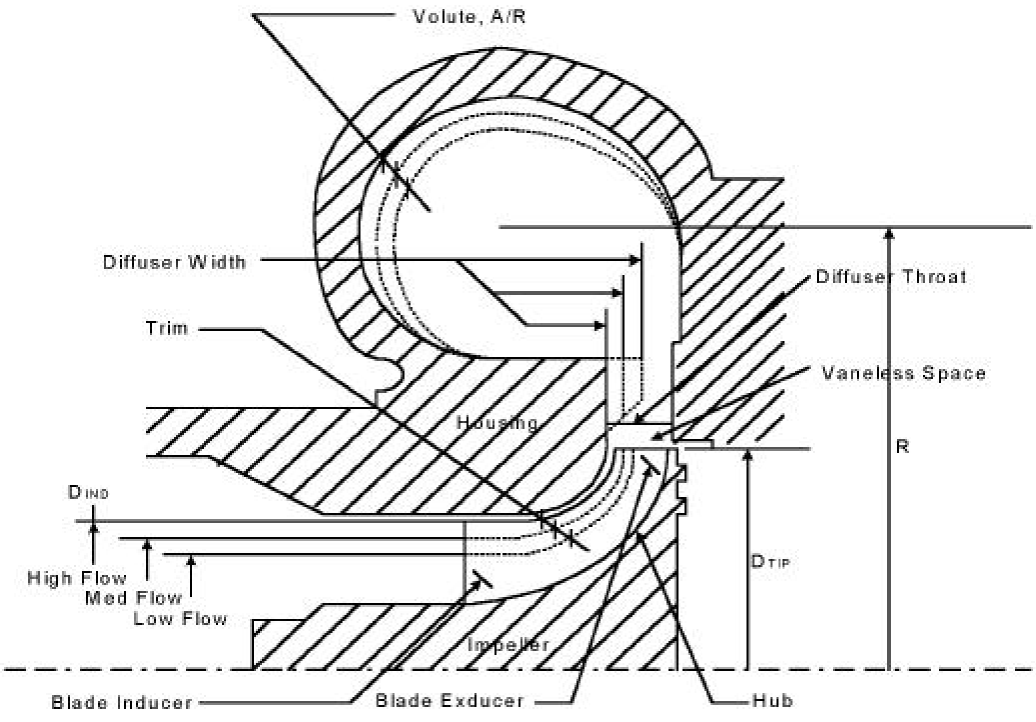


Fig. 2-3 Componets of centrifugal compressor

Fig. 2-3은 과급기용 원심압축기를 보여주고 있다. 터빈에 의해 고속으로 회전하는 임펠러(Impeller)에 의해 압축기 중심부로부터 흡입된 공기는 선회운동을 하므로, 원심력에 의해 임펠러 끝으로 갈수록 속도와 압력이 증가된다. 임펠러의 원주에서 튀어나온 공기는 임펠러 외주의 자유와실(Vaneless Space)과 디퓨져(Diffuser)를 지나면서 속도에너지를 효율 좋게 압력에너지로 변환시켜 압력은 더욱더 증가되고, 이것은 와권실(Volute)로부터 토출관으로 나간다.

Fig. 2-3 에서 알 수 있듯이 공기의 유량을 결정짓는 가장 큰 요인은 임펠러 팁의 직경(D_{TIP})과 인듀사 직경(D_{IND})으로, 이 둘사이의 비를 트림비(Trim Ratio)라 한다. 즉, $Trim = [\frac{D_{IND}}{D_{TIP}}]^2 \times 100$

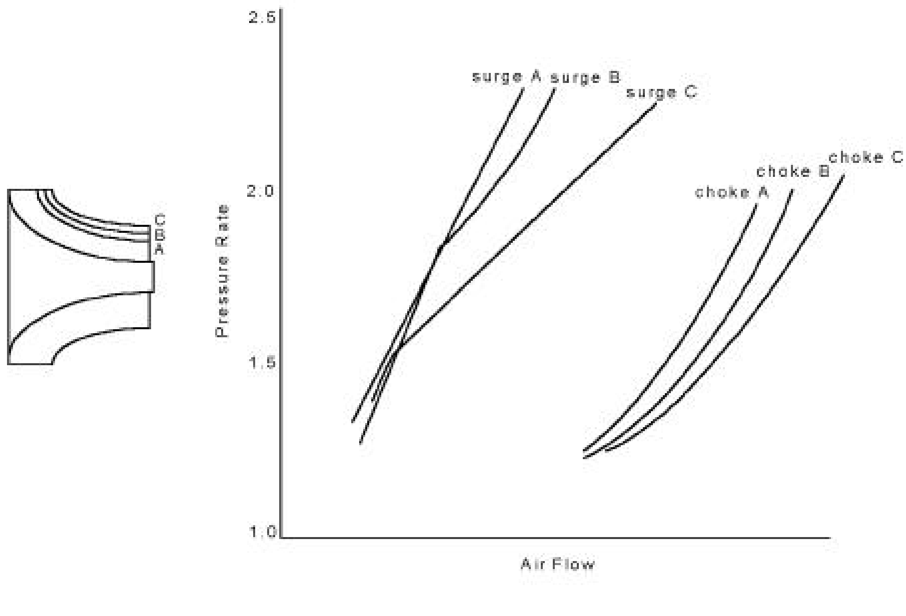


Fig. 2-4 Compressor trims, machined from one casting

트림비(Trim Ratio)에 의해 흡입공기량과 압력비가 Fig 2-4에서 보듯 크게 달라진다. 즉, 트림비(Trim Ratio)가 클수록 공기 유량이 증가하여 압축기 특성선도가 옆으로 눕는 경향을 볼 수 있다. Fig. 2-4의 압축기 특성선도의 좌측편에 있는 서징라인(surge line)은 압축기의 일정 압력비에서 최소공기량을 규정하는 선으로, 공기가 희박한 고지대나 기관의 급감속에 의해 순간적으로 공기량이 감소할 때, 압축기의 압력비가 줄어들지않고, 일정 압력비를 유지하게되면, 이 라인의 좌측으로 이동하게되어 임펠러에 서징(surging)을 발생시켜 진동 및 굉음을 유발시키고, 이 발생진동이 임펠러의 고유진동수와 일치할 경우 심한 파손이 발생된다.

Fig. 2-4의 우측편에 있는 쵸크 라인(chock line)은 압축기의 허용최대 공기유량을 규정하는 선이다. 압축기 특성선도상에서 공기의 유량이 계속 증가되면 압축기 입구의 축방향 유속 성분이 증가되고, 임펠러의 인듀서에 대한 입사각이 부(負)의 값이 된다. 또 임펠러 출구의 반경 방향 유속 성분이 증가하여 디퓨져의 전연끝에서의 충돌각이 커지므로, 어떤점에 도달되면 유량이 더 이상 증가되지 않게 되며 이러한 현상을 쵸크라 한다. 이런 현상은 일반적으로 흡입되는 유체의 MACH 수가 1을 초과하는 경우, 임펠러의 인듀사나 디퓨져 목(Diffuser throat)에서 발생한다.

Fig. 2-3에서 볼류트의 면적과 R의 비를 A/R비라 한다. 이 비에 따라 디퓨져에서 흡기의 압축에너지 변환이 조금씩 틀려지나, 결국 공기는 흡기관에서 압축되어 그 압축비에 의해 기관의 성능에 영향을 받기 때문에 압축기는 A/R비에 의해 크게 영향을 받지않는다.

2.1.3 중간냉각기

압축기에서 가스의 압축은 압축기의 압력비와 효율에 의존해서 온도의 상승을 초래한다. 그러나 흡기관에서는 기관에 흡입되는 공기의 온도를 낮게 유지시켜 밀도를 증가시키는 것이 실린더로 흡입되는 공기의 질량을 증가시킬 수 있으므로, 더 높은 연료의 연소성능 향상과 출력의 증가를 가능하게 한다.

압축기 출구온도는 대기온도 보다 높으므로 Fig. 2-5와 같이 간단한 열교환기를 사용하여 온도를 감소시키는데, 이를 중간냉각기(Intercooler)라 한다. 이것의 성능은 온도 효율로써 결정되어지는데, 이것은 실제 냉각되는 온도강하 대 최대 가능 온도강하의 비로서 정의 되며, 다음 식과 같다.

$$\varepsilon = \frac{Actual\ Temp.\ Drop}{Maximum\ Possible\ Temp.\ Drop} = \frac{T_{2a} - T_{2b}}{T_{2a} - T_w}$$

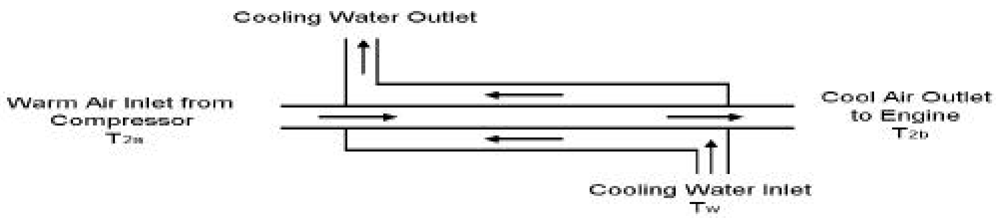


Fig. 2-5 Intercooler effectiveness

중간냉각기를 통과하는 공기의 유동에서는 Fig. 2-6와 같이 약간의 압력손실이 발생하지만, 온도감소를 통한 밀도의 이득이 이 압력손실보다 상당히 많기 때문에, 과급방식을 채용시 일반적으로 중간냉각기를 동반한다.

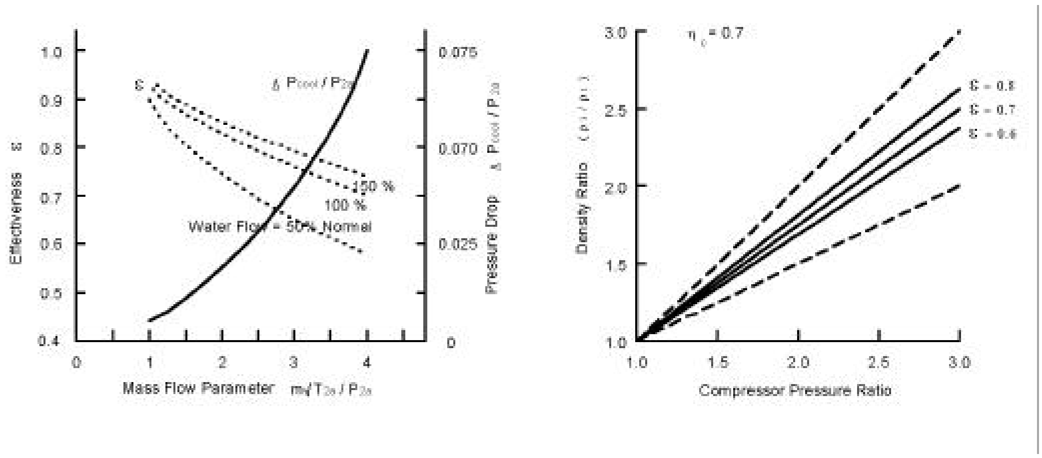


Fig. 2-6 Typical performance of an air-to-water intercooler

2.1.4 터빈

Fig. 2-7은 과급기용 원심 터빈(Radial Turbine)의 구조로, 압축기와 닮았으나 기능은 완전히 압축기와는 반대이다. 케이싱을 통해 기관에서 배출되는 배기가스가 유입되어 단일 접선입구 통로인 노즐을 통과하면서 압축기의 디퓨져와 반대로 압력에너지를 속도에너지로 전환시킨다. 노즐의 형태는 통상적으로 유출각을 70° 로 고정하는 고정날개와 유입되는 배기가스의 유량에 따라 유출각이 변하는 가변날개가 있으며, 이것을 통해 유출된 고온, 고속의 배기가스가 로터를 구동한다. 이로 인해 로터는 고온산화나 부식 때문에 통상 니켈기 합금을 사용하며, 날개의 끝은 반경방향이나 출구측의 Exducer를 구성하기위해 휘어진다.

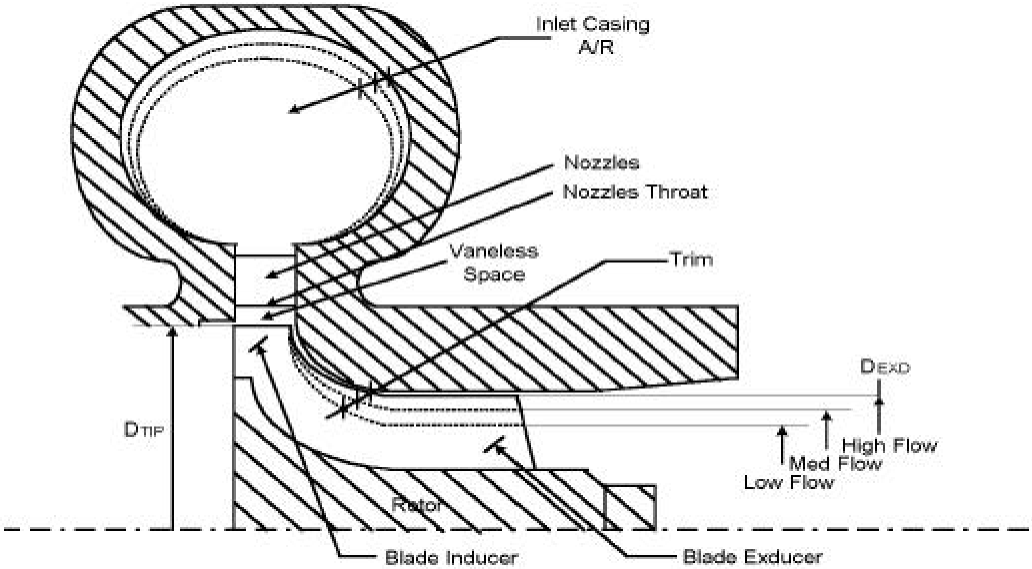


Fig. 2-7 Components of a radial flow turbine

터빈의 경우도 압축기와 마찬가지로 트림비(Trim Ratio)와 A/R비에 의해 성능에 많은 영향을 미친다.

터빈의 트림비는 $Trim = [\frac{D_{EXD}}{D_{TIP}}]^2 \times 100$로 주어진다.

Fig. 2-8는 트림비(Trim Ratio)와 A/R비의 변화에 따른 터빈 성능곡선의 변화를 보여주고 있다.

트림비(Trim Ratio)와 A/R비가 크면, 터빈 입구부의 단면적과 유속이 증가하여 배기가스의 흡입유량은 증가하나, 터빈 입구부의 압력이 감소되어 팽창비를 저하시킨다. 이로인해 로터로 배기가스가 지나가는 면적이 커지므로, 로터의 회전속도가 감소하여 동일축상에 연결된 압축기 임펠러의 회전속도를 저하시킴으로써 기관에 유입되는 급기압력을 저하시킨다.

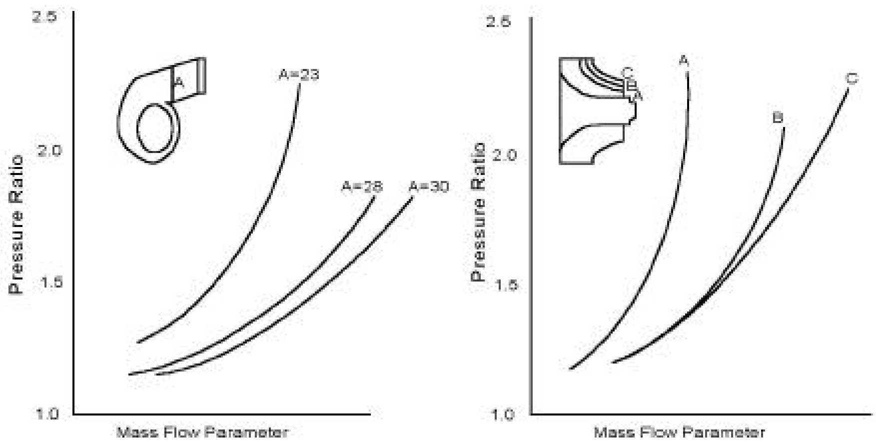


Fig. 2-8 Turbine trims and volutes, machined from one casting

터빈 노즐링과 볼류트는 터빈의 효과적인 면적을 조절할 수 있으며, 효과적인 터빈 면적은 압축기로부터 요구되어지는 급기압력 수준을 성취하기위해 조절되어야한다. 노즐링과 볼류트를 조절하여 A/R비와 트림비(Trim Ratio)의 축소로 터빈 면적이 감소되면, 터빈입구부의 압력이 증가하여 팽창비가 증가한다. 이에 따라 터빈 출력이 증대되어 터빈의 속도 증대를 초래함으로써 압축기의 회전 속도가 증가한다. 이로인해 압축기 급기압력과 질량 유동비는 상승할 것이고, 급기 온도 또한 증가할 것이다.

2.1.5 웨이스트 게이트 밸브 (Waste Gate Valve)

매우 광범위한 속도범위에서 기관이 과급되어지고, 좋은 토오크백업을 위해 매칭되어질 시, 과급기의 과속과 높은 실린더 압력의 문제가 야기된다.

이것을 피하기 위해 Fig 2-1과 같이 터빈 입구측이나 그 주위에 높은 속도와 부하에서 배기가스 일부분을 바이패스(by-pass)시키는 웨이스트 게이트 밸브(Waste gate valve)를 설치한다.

저속도에서 좋은 급기압을 성취하기위해 작은 터빈이 적합되어질 시, 높은 속도에서 터빈의 비 유효에너지의 거대한 증가는 웨이스트 게이트 밸브 (Waste gate valve)를 통한 배기관내의 유효한 유동면적을 증가시킴으로써 완화되어질 수 있다.

이 유동면적의 증가는 배기압력을 감소시켜 터빈일과 급기압력을 감소시키므로, 배기행정동안 펌핑일을 감소시키고, 제동평균유효압력의 손실을 완화시키며, 연료소비를 저하시킨다. 웨이스트 게이트 밸브 (waste gate valve)는 일반적으로 터빈 케이싱내에 설치되며, 조정판에 반응하는 흡기관내 압력에 응답하여 반응하는 스프링 부하식 밸브로 구성된다.

2.2 배기가스 터빈 과급기의 과급방식

실린더내의 피스톤 행정은 에너지 이용 측면에서 실린더내 가스가 대기압까지 팽창할만큼 넉넉한 길이를 갖는 것이 이상적이나 이를 위해서는 대단히 큰 피스톤 행정이 필요하므로, 실제 기관에서는 실린더 지름의 1.0 4.0배를 취해 피

스톤이 하사점에 도달하여도 실린더내의 압력은 대기압까지 팽창할 수 없고, 2 3 kg/cm^2 내외의 압력을 갖는다. 따라서 하사점 부근에서 배기밸브를 열면 고온의 압력가스가 배기관내로 급격히 팽창 배출되는데 이 에너지를 분출 에너지(blow-down energy)라 하며, 이 에너지는 배기관 말단에 있는 터빈노즐로 죄여지고 더욱 속도를 증가하여 터빈 로터에 부딪쳐 이것을 회전 구동시킨다. 기관의 사이클당 각각의 실린더에서 일정기간을 두고 차례로 분출된 에너지를 기관의 용도에 따라 더 효과적으로 터빈에서 이용하기위해 배기계의 구성에 의하여 과급의 방식을 바꾸어주는데 여기에는 크게 동압과급과 정압과급이 있다.

2.2.1 동압과급

동압과급 방식은 Fig. 2-1의 구조로, 각 실린더는 분리된 배기관을 가지며, 배기 밸브 개방 시, 실린더 후의 압력은 정압과급 방식보다 더 낮은 압력과 높은 압력 맥동이 성취되어진다.

이 장치의 목적은 밸브 겹침 기간에 실린더로부터 나온 맥동하는 가스 유동을 그대로 유지하고, 터빈에서는 정상상태의 흐름을 가지게 하는 것이다.

다른 실린더의 배기과정을 간섭하는 압력파의 전파를 방지하기 위해 면적비를 작게하여 압력을 속도에너지로 변환시키고, 다시 입구 면적비가 넓어지면서 터빈 입구에서는 이젝터 효과가 나타내게된다. 오늘날 사용되어지는 펄스 컨버터는 압력파의 간섭과 이젝터 효과를 다소 잃더라도 에너지 손실을 최소화하는데 목적을 둔다.

2.2.2 정압과급

이 방식은 기관에서 분출되는 배기에너지의 불안정한 유동을 안정되게 바꾸어 터빈에 전달하기위한 방식으로, Fig. 2-2에서처럼 각 실린더의 배기가스를 하나의 큰 단면적을 갖는 배기모음관에 모아서 압력을 일정상태로 유지한 후 배기터빈에 공급하는 방식이다.

그러므로 터빈은 온도와 압력이 일정한 상태에서 운전하는 것이 가능하나, 2행정 기관의 경우 저부하 영역에서 배기가스 에너지는 소기압력에 필요한 충분한 에너지를 만들어주지 못하므로, 부족한 에너지는 소기펌프로 보충되어지는 것을 요구한다.

제 3 장 과급기 매칭 계산 방법

기관의 목표출력과 토오크를 만족하기위해 터빈과 압축기 특성선도 및 기관 설계치의 여러 조건을 사용하여 최적의 과급기를 선정, 그때의 기관 흡배기 데이터를 예측하는 것이 과급기 매칭계산의 목적이며, 프로그램의 알고리즘을 요약하면 아래와 같다.

(1) 동급의 기관을 기준으로 하여 정한 기관성능 목표치 및 기관의 기본 특성 데이터, 제원 및 압축기 압력비를 추정하여 입력데이터로 입력한다.

(2) (1)에서 입력한 데이터 및 압축기 특성선도를 이용하여 압축기, 중간냉각기, 흡기관측의 압력, 온도, 밀도, 공기유량 등을 계산한다.

(3) (2)에서 계산한 데이터 및 터빈 특성선도를 이용하여 터빈전의 압력, 온도, 밀도, 배기유량, 팽창비등을 계산한다.

(4) 에너지 평형 방정식에 의거, 과급기 터빈 마력과 압축기 마력이 동일한지 확인 후, 불만족시 초기 설정한 압축기 압력비를 재설정하여 두 개의 마력값이 동일해 질 때까지 반복계산 한다.

(5) 최적의 압축기 및 터빈 선정을 위해 계산된 데이터들을 압축기와 터빈 특성선도상에 플로팅하여 기관과 과급기의 매칭을 판단, 초기 목표치에 만족되지 않을 시 다른 특성선도를 이용하여 만족될 때까지 반복실행 한다.

3.1 매칭 계산 FLOW CHAT

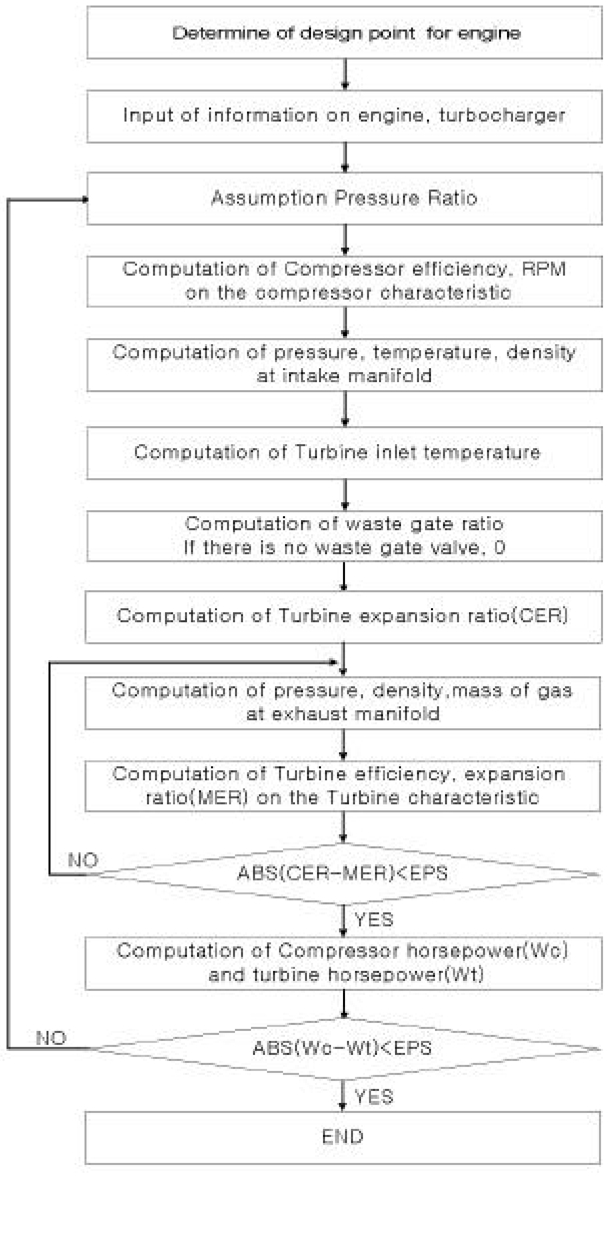


Fig. 3-1 Flow diagram for turbocharger matching

3.2 과급기 매칭 계산 방법

3.2.1 입력데이터

기관성능의 목표치는 동급 기관을 기준으로하여 입력하고, 입력 데이터 값은 기관 및 과급기의 제원을 통해 입력한다. 즉, 토오크는 동급기관의 수치를 플로팅한 배기량 대 토오크 그래프에서 동급기관에 비해 경쟁력있게 설정하고, 연비는 동급기관의 회전수 대 연비 그래프를 참조해서 열효율을 고려하여 설정한다. 일반적으로 4 행정기관의 경우, 최대 토오크점에서 38%, 최대 출력점에서 32%가 되게 설정한다.

$$\text{도시열효율}\ (\eta_i) = \frac{632 \cdot P_i}{Q_f \cdot H_l} \tag{3.1}$$

$$\text{정미열효율}\ (\eta_e) = \frac{632 \cdot P_e}{Q_f \cdot H_l} = \frac{632 \times 1000}{b_e \cdot H_l} \tag{3.2}$$

$b_e = 1000 \times Q_f \ / \ P_e$ (g/PS・h) : 정미연료 소비율(연비)

공연비는 과거의 실험치나 동급기관의 평균치를 계산하여 설정하며, 흡배기측 손실압은 최대 속도점에서 손실압을 기관메이커측으로부터 제공받아, 압력은 속도의 제곱에 비례하므로 아래식을 통해 계산하였다.

$$\text{손실압 추정식} = Rated\ RPM\ \text{에서 손실압} \times \left(\frac{RPM}{Rated\ RPM}\right)^2$$

제동마력은 기관구동측의 토오크와 그의 회전수를 가지고, 3.3식을 사용하여 계산하였다.

$$P_e = \frac{2\pi \cdot T \cdot N}{60 \cdot 75} = \frac{T \cdot N}{716.2} \qquad (3.3)$$

제동평균 유효압력은 제동마력과 회전수 및 배기량을 가지고 아래식을 사용하여 계산하였다.

$$P_{me} = \frac{P_e \cdot 75}{N/60 \cdot V_t \cdot 2} = \frac{P_e \cdot 9000}{N \cdot V_t} \qquad (3.4)$$

연료소비량(Q_f)**은 연비와 제동마력을 이용하여 계산한다.**

즉, $b_e = 1000 \times Q_f \ / \ P_e$ (g/PS・h)**이므로**,

$$Q_f = \frac{b_e \cdot P_e}{1000} \ \text{(kg/h)} \qquad (3.5)$$

계산된 연료소비량으로 공연비를 통해 기관에 흡입되는 목표공기량을 결정할 수 있다.

$$AFR = \frac{Q_a}{Q_f}, \qquad Q_a = AFR \cdot Q_f \qquad (3.6)$$

3.2.2 압축기 계산 방법

압축기측의 계산을 위해 먼저 입력값과 추정한 압력비를 가지고 입출구 압력 및 온도를 계산한다.

$$P_{1C} = P_{ATM} - \Delta P_{AC} \qquad (3.7)$$

$$P_{2C} = \pi_C \cdot P_{1C} \qquad (3.8)$$

$$T_{1C} = T_{ATM} \qquad (3.9)$$

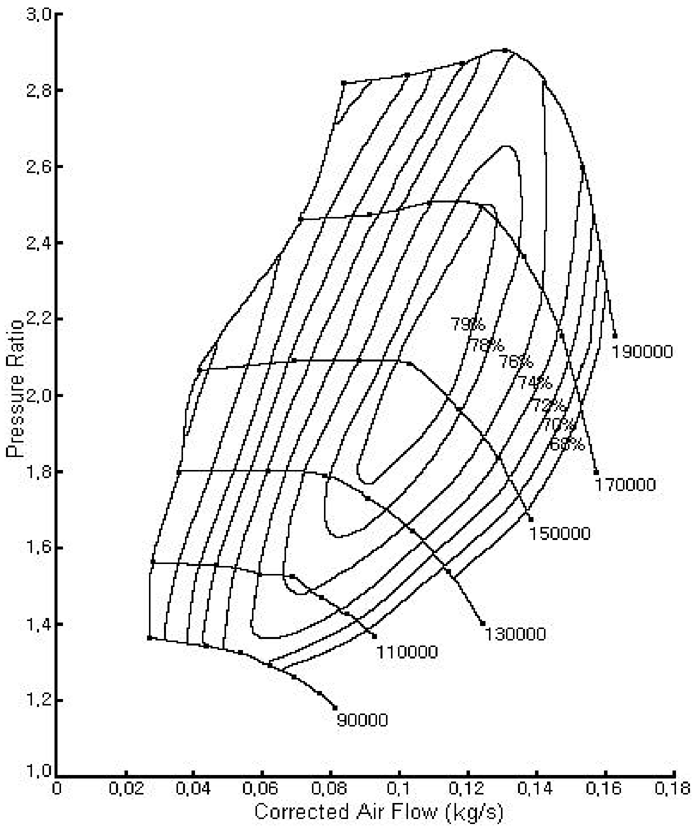


Fig. 3-2 Compressor Characteristic

4행정 기관의 압축기 특성선도인 Fig. 3-2에서 볼 수 있듯이 압축기를 통과하는 질량유동비 ($\dot{m}$), 효율 (η), 온도변화율 ($\Delta T = T_{2C} - T_{1C}$)은 각각 독립된 변수들의 함수로 다음과 같이 무차원화 할 수 있다.

$$\frac{\dot{m}\sqrt{RT_{1C}}}{P_{1C}D^2},\ \eta,\ \frac{\Delta T}{T_{1C}} = f\left(\frac{ND}{\sqrt{RT_{1C}}},\ \frac{P_{2C}}{P_{1C}},\ \frac{\dot{m}}{\mu D},\ \gamma\right) \tag{3.10}$$

여기서, 과급기는 공기와 배기가스로 운전되어지므로 가스상수 R과 비열비 γ 는 정하여지고, Reynolds 수는 압축기의 성능에 아주 적은 영향을 미치므로 일반적으로 무시되어지며, 압축기의 직경 D는 상수이므로 생략 가능하다. 또한 압축기의 효율 (η), 온도 변화율($\Delta T/T_{1C}$), 압력비(P_{2C}/P_{1C})사이에 다음과 같은 관계식이 성립한다.

$$\eta_c = \frac{(P_{2C}/P_{1C})^{(\gamma-1)/\gamma} - 1}{\Delta T/T_{1C}} \tag{3.11}$$

그러므로 3.10식을 정리하여 다시한번 무차원화 하면 다음과 같다.[1]

$$\frac{\dot{m}\sqrt{T_{1C}}}{P_{1C}},\ \eta = f\left(\frac{N}{\sqrt{T_{1C}}}, \frac{P_{2C}}{P_{1C}}\right) \tag{3.12}$$

본 논문에서는 압축기 특성선도의 해석을 위해서 다항식 회귀분석을 이용하였다.

즉, 특성선도상에 임의의 한 점을 추정하였을 시 X축과 Y축의 공기유량과 압력비는 쉽게 알 수 있으나, 압축기의 회전수와 효율은 그 값을 읽기가 매우 어렵다. 이것을 다항식 회귀분석의 수치해석적 내삽법을 이용하여, 추정한 압력비 점을 교차하는 종축과 횡축의 직선상에 있는 효율과 회전수의 측정점 n개에 대해 m(n-1)차의 다항식을 유도하므로써, 압축기 효율과 회전수를 내사하여 계산할 수 있었다. 계산된 압축기 효율을 이용하여 압축기 출구온도를 계산하면 다음과 같다.[15]

$$T_{2C} = \frac{T_{1C} \cdot ((\pi_C^{\frac{\gamma_c - 1}{\gamma_c}} - 1) + \eta_C)}{\eta_C} \tag{3.13}$$

압축기 특성선도에서 나타나듯이 압축기를 통과하는 공기유량은 식 3.12의 무차원 변수를 이용하여 다음 식과 같이 계산하였다.

$$Q_{CA} = \frac{Q_a \cdot \sqrt{(T_{1C} + 273)/298}}{P_{1C}/750} \qquad (3.14)$$

3.2.3 급기상태 계산 방법

흡기관에서의 온도는 중간냉각기 효율에 의존한다.

$$T_3 = T_{2C} - (\varepsilon \cdot (T_{2C} - T_{ATM})) \qquad (3.15)$$

본 연구에서 중간냉각기의 기본적 효율은, 4행정 기관인 경우는 중간냉각기를 통과하는 공기의 출구온도를 60 65℃로 설정하였고, 2행정 기관의 경우는 35 40℃로 설정하여 계산하였으며, 중간냉각기가 압축기에 미치는 영향을 고찰하기 위해 중간냉각기 효율을 여러 개 고정시켜 그 변화에 따른 계산도 수행해 보았다.

흡기관에서의 압력은 Fig. 2-6의 그래프를 참조한 중간냉각기에서 압력손실을 고려하여 계산하였다.

$$P_3 = P_{2C} - \Delta P_I \qquad (3.16)$$

흡기관에서의 공기밀도는 이상기체의 상태방정식을 이용하여 계산된다.

$$\rho_3 = \frac{P_3}{R\,T_3} \tag{3.17}$$

기관에 흡입되는 공기량은 급기밀도, 기관회전수, 배기량 및 체적효율(2행정 기관에서는 급기비(delivery ratio))의 함수이다.

$$Q_C = \rho_3 \cdot V_t \cdot \eta_V \cdot N \cdot i \tag{3.18}$$

3.2.4 배기상태 계산 방법

내연기관은 연료가 가지고 있는 열에너지를 기계적 에너지로 전환시키는 장치로서, 연료로부터 발생된 에너지 중에서 약 40%는 기관 출력으로 변환된다. 이 외에 나머지 부분은 실린더 벽을 통한 열손실의 형태나 기계적 손실 및 배기가스로 방출된다.

이때 기관의 작동사이클에 있어서 도시효율, 기계효율, 냉각수 및 윤활유를 통한 방열손실등이 어떤 일정비율로 유지되고 그 흐름을 정상류라 가정하면, 배기온도 T_{4T}와 기관으로의 입구온도 T_3와의 차는 식 3.19과 같고, Fig 3-3에서 그 관계를 보여주고 있다.[3],[14]

$$T_{4T} - T_3 = \frac{a \cdot H_l \cdot Q_f}{C_{pT} \cdot Q_a} \tag{3.19}$$

a : 배기가스에 포함된 열량비 (0.25 - 0.3)

H_l : 연료의 저발열량(kcal/kg)으로, 4행정 기관은 10,596 kcal/kg이고, 2행정 기관은 10,200 kcal/kg이다.

a의 값을 계산을 위해 아래의 식을 사용하여 계산하였다.

$$a = 1 - (Q_e + Q_f + Q_w) \quad (3.20)$$

Q_e : 정미 열효율비 Q_f : 기관의 기계적 손실비 Q_w : 기관의 냉각손실비

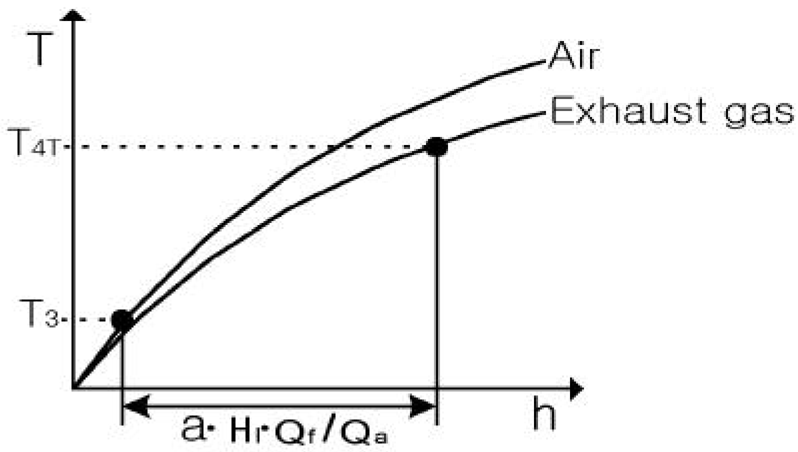


Fig 3-3 Enthalpy-temperature diagram for air and combustion gas for determining the exhaust gas temperature

정미 열효율비는 식 3.2를 통해 계산하였으며, 기계적 손실비는 열정산도를 참조(약 0.08)하였으며, 냉각손실비는 아래식을 통해 계산하였다.[3]

$$Q_w = \frac{q_w}{b_e P_e H_l} = \frac{G_w \Delta t}{b_e P_e H_l} \quad (3.21)$$

G_w : 기관 냉각수량 Δt : 냉각수 입출구 온도차

배기유량은 기관에 흡입된 공기량에 실린더내에서 분사된 연료량의 합이며, 여기에 터빈효율을 추정하여 위에서 계산한 값들을 가지고, 3.23식으로 팽창비를 계산할 수 있다.

$$Q_{ex} = Q_f + Q_a = \frac{Q_a}{\frac{AFR}{(1 + AFR)}} \quad (3.22)$$

$$\pi_T = \left(1 - \frac{AFR \cdot T_{1C} \cdot \left(\pi_C^{\frac{\gamma_c - 1}{\gamma_c}} - 1\right)}{(AFR + 1) \cdot 1.152 \cdot \eta_C \cdot \eta_T \cdot T_{4T}}\right)^{-4.03} \quad (3.23)$$

여기서 1.152는 $\frac{C_{Pex}}{C_{Pa}}$의 비이다.

계산된 팽창비를 통해 과급기 터빈측의 입출구압력을 계산한다.

$$P_{5T} = P_{ATM} + \Delta P_{MUF} \quad (3.24)$$

$$P_{4T} = P_{4T} \cdot \pi_T \quad (3.25)$$

배기관에서의 배기 가스의 밀도는 흡기관과 같이 이상기체의 상태방정식을 이용하여 계산되며, 선도에 나타나는 배기가스의 수정 유량은 다음과 같이 계산되어진다.

$$Q_{CEX} = \frac{Q_{ex} \cdot \sqrt{(T_{4T} + 273)/298}}{P_{4T}/750} \qquad (3.26)$$

3.2.5 터빈 계산 방법

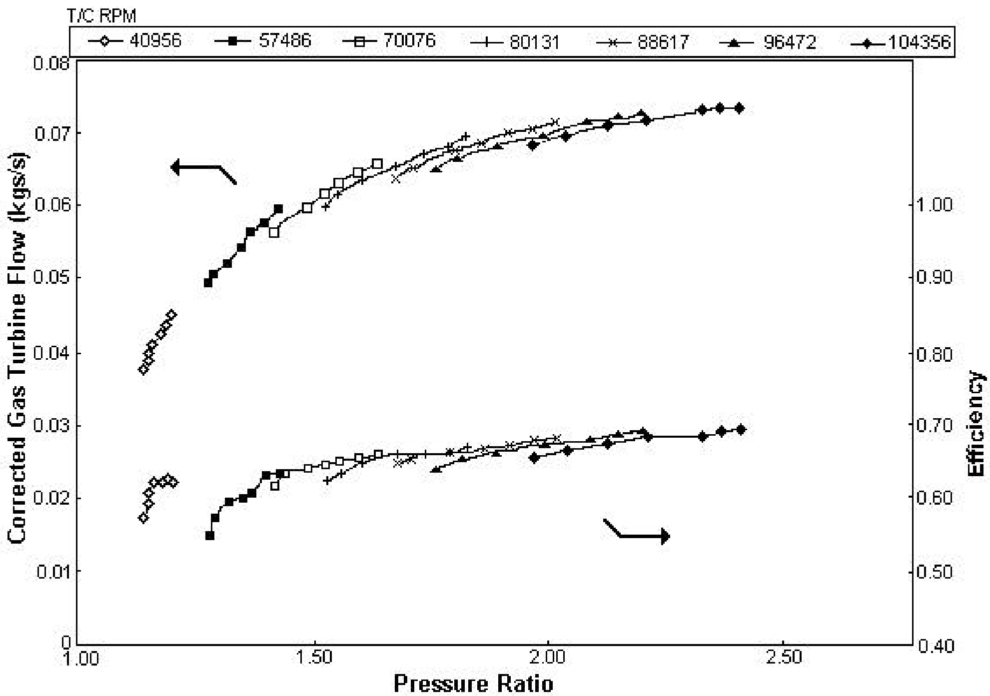


Fig. 3-4 Turbine Characteristic

Fig. 3-4는 4행정 기관에서 사용한 터빈특성선도로 압축기 특성선도와 동일하게 터빈을 통과하는 질량유량 ($\dot{m}$), 효율 (η), 온도차 ($\varDelta T = T_{5T} - T_{4T}$)는 각각 독립된 변수들의 함수로 다음과 같이 무차원화 할 수 있다.[1]

$$\frac{\dot{m}\sqrt{T_{4T}}}{P_{4T}},\ \eta = f\left(\frac{N}{\sqrt{T_{4T}}},\ \frac{P_{5T}}{P_{4T}}\right) \qquad (3.27)$$

터빈 특선선도상에서의 팽창비와 터빈효율의 계산은 특성선도상에 팽창비와 효율곡선, 팽창비와 유량곡선의 관계를 압축기와 동일하게 다항식 회귀분석을 사용하여 임의의 다항식으로 만든 후, 식 3.23에서 계산된 팽창비로 배기가스 유량을 계산하고 이 값으로 팽창비와 유량곡선을 통해 다시 특성선도상의 팽창비를 계산한다. 이 2개의 팽창비가 동일해질 때까지 반복계산 후, 팽창비와 효율의 성능곡선을 이용하여 특성선도상에서 터빈효율을 계산할 수 있다.

마지막 과정으로 에너지 평형방정식에 만족하는지 아닌지의 여부를 검증하기 위한 계산으로 압축기와 터빈에서 한 일의 양을 각각 3.28식과 3.29식으로 계산하였고, 두 값의 차가 허용오차(1/1000)안에 들어올 시 계산을 종료하였다.

두 값의 차의 절대값이 허용오차안에 들어오지 않을 시는 압축기 압력비를 다시 추정하여 처음으로 되돌아가고, 이 두마력이 같아질 때까지 계속해서 계산을 반복한다.

$$W_C = \frac{Q_a \cdot T_{1C} \cdot C_{Pa} \cdot \left(\pi_c^{\frac{\gamma_c - 1}{\gamma_c}} - 1\right)}{\eta_c} \qquad (3.28)$$

$$W_T = Q_{ex} \cdot T_{4T} \cdot C_{Pex} \cdot \eta_t \cdot \left(1 - \left(\frac{1}{\pi_T}\right)^{\frac{\gamma_t - 1}{\gamma_t}}\right) \qquad (3.29)$$

저속에서 좋은 급기압을 확보하기 위해 터빈전에 웨이스트 게이트 밸브 (Waste Gate Valve)가 설치되어질 경우 이 밸브를 통해 고속으로 진행되어갈수록 밸브가 더 많이 개방되어져 기관에서 분출되는 배기유량의 일부가 터빈을 통과하지 않고 배출되어짐으로써 실제 터빈에 전달되는 유량과 압력에 큰 변화를 준다.

이 밸브를 통해 빠져나가는 유량은 급기압력과 터빈전후 압력 및 밸브내 스프링 상수의 조화로 그 양이 결정되며, 본 연구에서는 실측치와 동급기관의 평균치를 기준으로 하여 웨이스트 게이트 밸브 (Waste Gate Valve)가 없을 시, 터빈 입、출구 압력차에 상응하여 변화하도록 하였다. (Fig. 4-7 참조)

제 4 장 예측결과 및 고찰

시뮬레이션 프로그램의 목적은 과급기 특성선도를 이용하여 디젤기관의 설계치에 적합한 최적의 과급기를 선정, 그때의 기관 흡배기 데이터를 예측하기 위한 것이다. 이 시뮬레이션 프로그램의 예측결과의 타당성을 검토하기위해 소형 4행정 디젤기관과 대형 2행정 디젤기관의 실측 데이터와 비교, 분석하였고, 이외에도 다양한 조건에서 변화되어지는 과급기의 성능변화를 분석하였다.

4.1 소형 4행정 디젤기관

4.1.1 실험기관

실험기관은 웨이스트 게이트 밸브(Waste gate valve)를 가지고 있는 자동차용 소형 디젤 기관으로, 실험장치는 Fig. 2-1과 같고, 디젤기관의 제원과 과급기 제원은 각각 Table 4-1과 4-2에서 보여준다.

Table 4.1 Specifications of Four-stroke Automotive Engine

Item	Specification
Engine Type	4 cycle Turbo. Diesel Engine
Maximum Power	117.2 PS / 4000 RPM
Maximum Torque	28.6 kg·m / 2000 RPM
Bore × Stroke	91 mm × 96 mm
Compression Ratio	19.5
Displacement	2497 cc
Firing Order	1 - 3 - 4 - 2

Table 4.2 Specifications of Turbocharger

Item		Specification
T/C maker		ASKL
T/C model		GT 15
압축기	A/R Ratio	0.43
	Trim Ratio	55
터 빈	Housing 재질	Hi+Si+Mo
	A/R Ratio	0.47
	Trim Ratio	72
Cooling Type		수냉식
Limit Speed (RPM)		190,000
Limit Temp. (℃)		760

4.1.2 과급기 성능 해석

과급기 매칭계산을 위한 시뮬레이션 예측치[Calculation Data(W/G Valve)]의 타당성 검토를 위해 실측치(Measurement Data)와 비교하였고, 웨이스트 게이트 밸브(Waste gate valve)가 없을 경우[Calculation Data(No W/G Valve)]를 예측하여 그 결과를 함께 나타내었다. 한편, 과급기의 성능변화 특성을 예측하기 위해 매칭의 목적으로 변경되어지는 터빈 크기와 터빈 효율에 따른 특성 및 중간냉각기 효율변화에 따른 특성을 예측하였다.

한편, 웨이스트 게이트 밸브(Waste gate valve)가 없는 경우는 압축기 압력비가 특성선도상의 최대값인 2.8을 초과하여, 그 예측이 불가능하여 생략하였다.

Fig. 4-1, 4-2는 각각 압축기 압력비와 효율의 실측치와 예측치의 비교이고, Fig. 4-3은 이 비교값들을 압축기 특성선도상에 직접 프로팅한 그림이다.

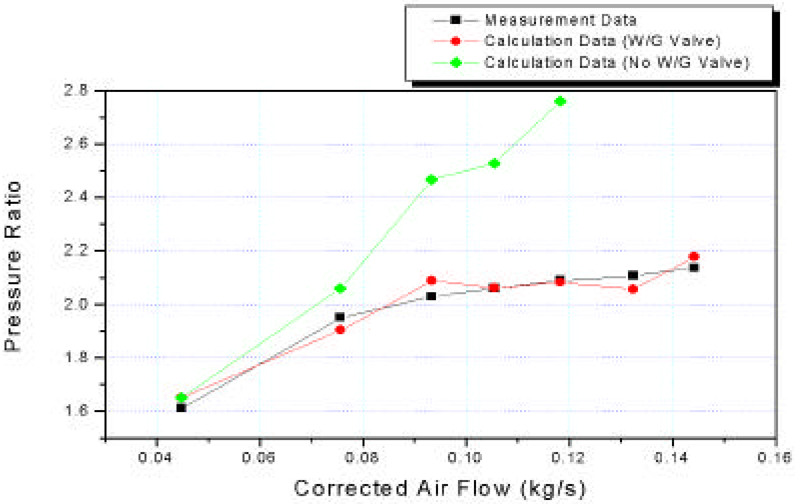


Fig. 4-1 Comparison of Compressor Pressure Ratio

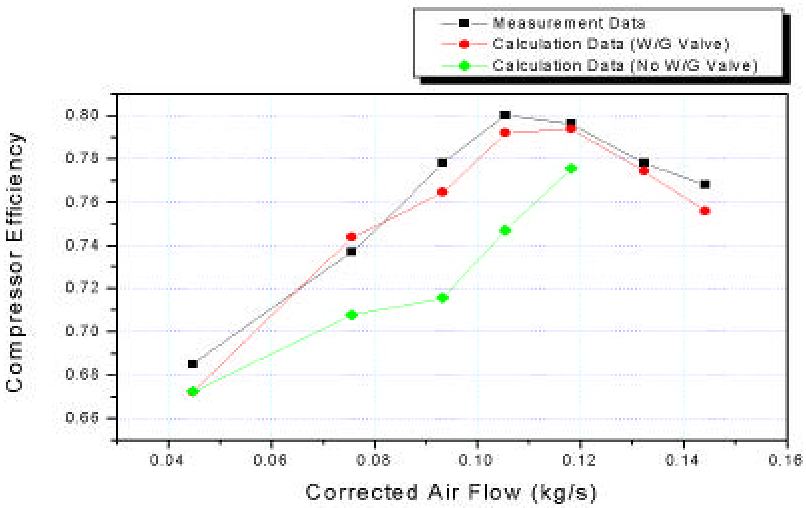


Fig. 4-2 Comparison of Compressor Efficiency

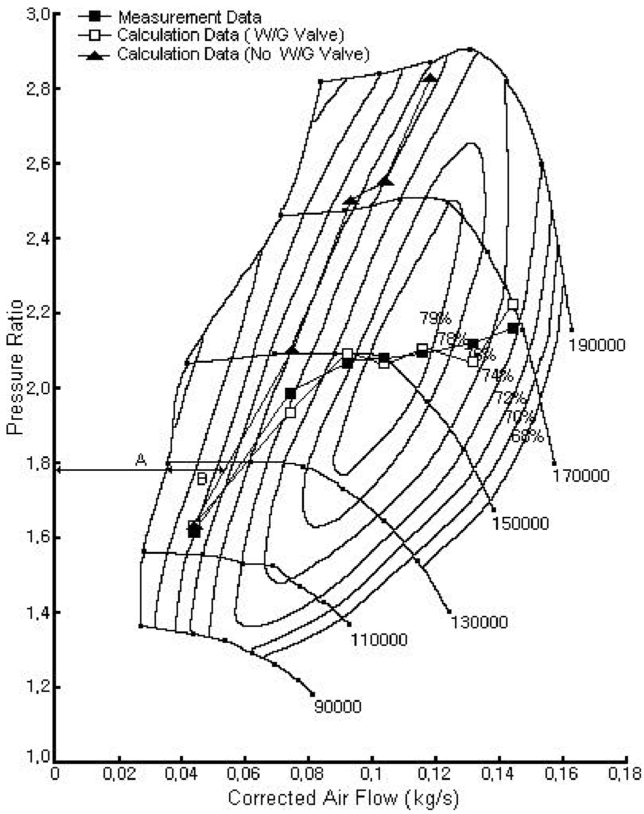


Fig. 4-3 Comparison of Engine Operating Line

이 과급기는 저속도에서 좋은 급기압을 성취하기 위해 작은 터빈이 결합되어 있으므로, Fig. 4-3에서와 같이 웨이스트 게이트 밸브(Waste gate valve)가 없을 시는 상당히 높은 압력비가 형성되어지는 것을 알 수 있고, 그 높은 압력비가 웨이스트 게이트 밸브(Waste gate valve)가 개방되어지므로 인해 변화되는 것을 볼 수 있다.

Fig. 4-4는 압축기에서 압축되어진 공기압력과 온도를 보여주고 있고, Fig. 4-5는 중간냉각기를 지난 흡기관내의 압력을 나타낸다. 이때 중간냉각기 출구온

도는 60℃로 설정되어 있으므로, 흡기관내의 온도 그래프는 생략하였다.

Fig. 4-6과 4-7은 각각 터빈 입구에서의 온도와 압력을 나타내고 있다.

압축기 출구에서 압력은 압력비에 의해 계산되어지므로, Fig. 4-4에서 처럼 압축기 압력비와 그 경향이 거의 일치함을 알 수 있다. 또한 중간냉각기를 지난 흡기관내 에서의 압력은 웨이스트 게이트 밸브(Waste gate valve)에 의해 조절되어 Fig. 4-5와 같이 어느 일정 범위내에서 유지되어지는 것을 볼 수 있다.

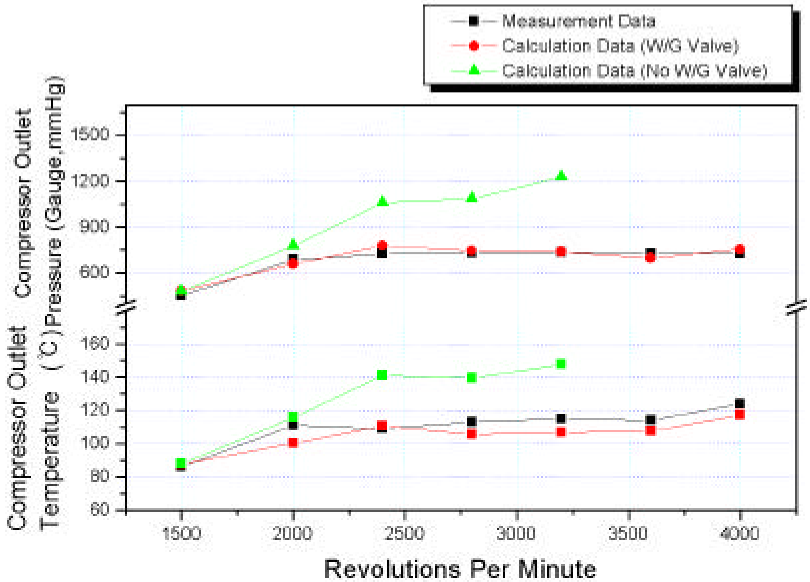


Fig. 4-4 Comparison of a state at Compressor Outlet

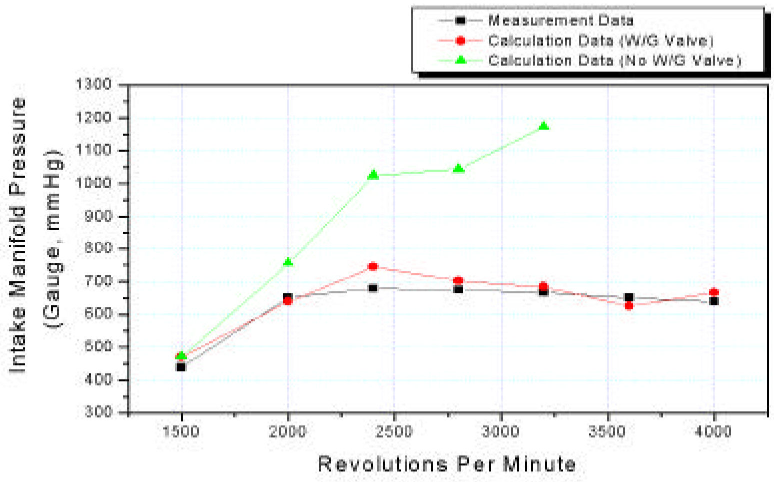


Fig. 4-5 Comparison of Intake Manifold Pressure

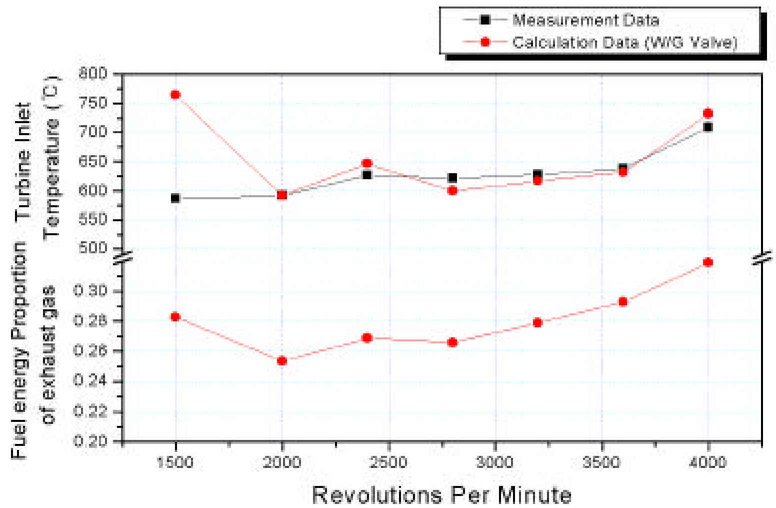


Fig. 4-6 Comparison of Turbine Inlet Temperature

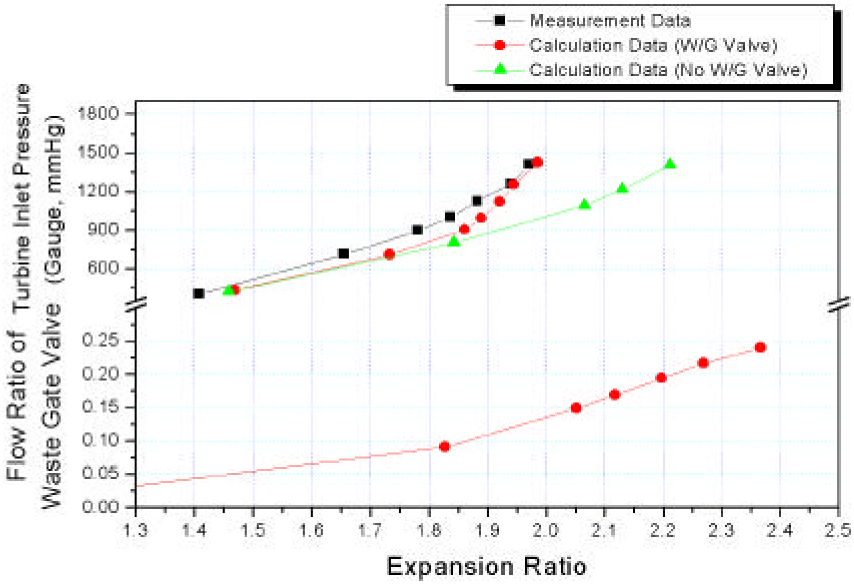


Fig. 4-7 Comparison of Turbine Inlet Pressure

Fig. 4-6은 배기가스에 포함된 연료의 에너지 비와 과급기 입구에서의 온도를 나타내며 저속도에서의 차이는 냉각수손실과 기계적 손실이 가정치인 38% 보다 실제로 더 많은 손실이 발생되어 큰 오차가 나타난다.

Fig. 4-7은 터빈입구에서 압력과 팽창비와의 관계와 웨이스트 게이트 밸브(Waste Gate Valve)를 통해 배출되는 배기가스 유량의 비를 나타내며, 터빈 입구압력의 결과는 터빈 출구압력과 팽창비에 의해 결정되어진다. 오차의 원인은 Fig. 4-8에서 보여주고 있는 터빈특성 선도에서의 팽창비의 계측치와 계산치의 차로 인해 발생되어지며, 팽창비의 오차는 터빈입구온도와 압축기, 터빈 효율 및 압축기 압력비등의 오차에 기인해서 발생되어지는 것으로 판단된다.

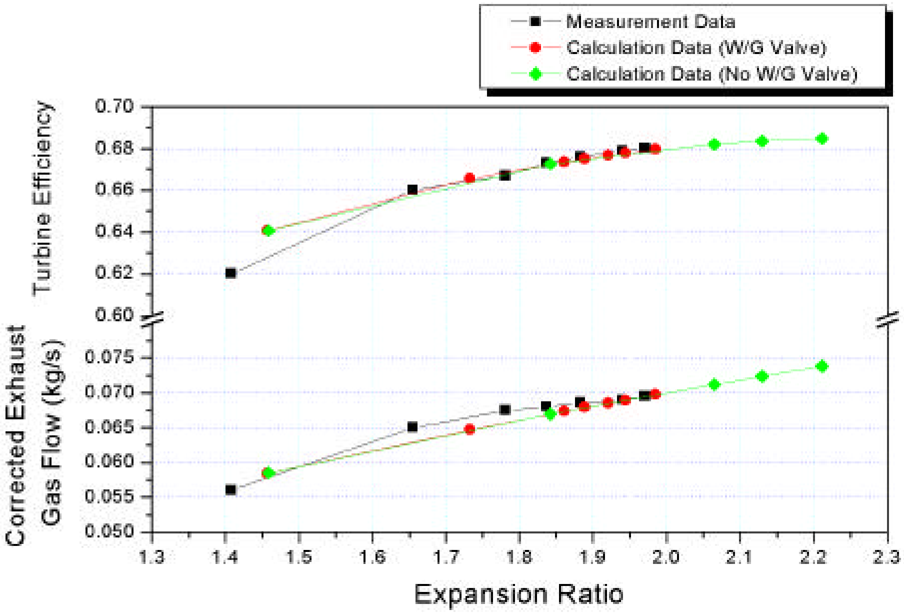


Fig. 4-8 Comparison of Turbine Characteristics

Fig. 4-8은 Fig. 3-3의 터빈 특성선도를 매칭 계산을 위해 간략하게 표현한 형태로, 팽창비에 대한 수정 배기가스 유량과 터빈 효율로 나타내어진다. 이 선도를 이용하여 3. 23식을 이용하여 계산한 팽창비를 통해 수정공기유량을 계산할 수 있고, 이 수정공기유량으로부터 Fig. 4-8의 선도를 이용하여 선도상의 팽창비를 계산하였다. 이 팽창비와 앞에서 계산한 팽창비가 동일해질 때까지 이분법을 통해 반복 계산하여 팽창비를 계산 후, Fig 4-8의 팽창비와 효율의 관계를 통해 터빈 효율을 계산할 수 있고, 이 효율 값은 기계효율을 포함한 값이다.

과급기는 연료의 열에너지가 전환되어 배기가스로 방출되는 에너지로부터 터

빈을 구동시키고, 압축기는 터빈과 동일 축에 연결되어져 터빈의 에너지를 전달받아 임펠러를 회전시켜 통과하는 공기에 이 에너지를 전달시키므로, 터빈이 한 일의 양과 압축기가 한 일의 양이 같다는 에너지 평형법칙이 성립되어질 수 있고, 압축기와 터빈 마력을 통해 이 값을 비교할 수 있다.

Fig. 4-9는 압축기와 터빈 마력을 표현한 그래프로, 본 연구의 과급기 매칭계산에서는 이 두 마력 차의 절대값이 허용오차 1/1000안에 들어올 시 종료되므로, 두 개의 마력값이 거의 같아 터빈측의 마력만 표시하였고, 계산치와 실측치의 최대오차는 7%정도이다. 이것은 계산치와 실측치의 터빈입구온도와 압축기 압력비와 효율, 터빈의 팽창비와 효율의 차에서 기인되어 질 것이다.

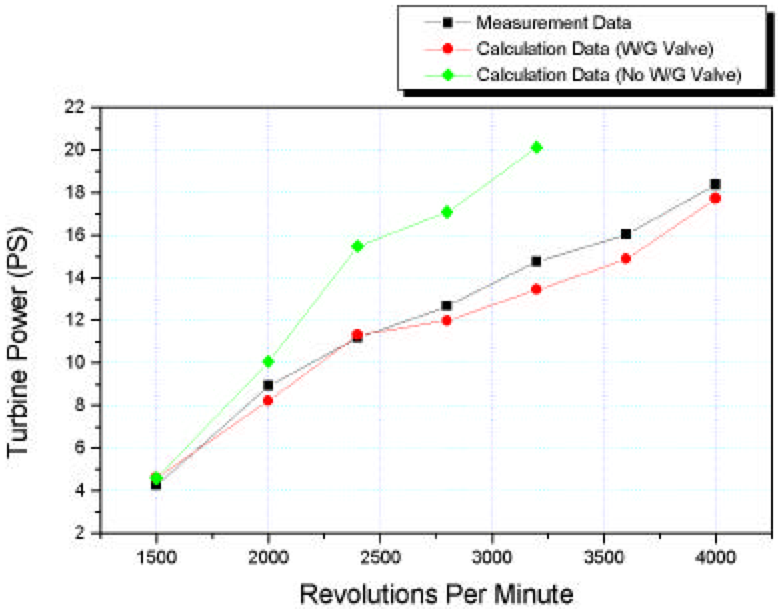


Fig. 4-9 Comparison of Turbine Power

4.1.3 과급기 성능 예측 분석

지금까지 시뮬레이션 결과와 실측치의 비교와 분석을 통해 특성선도를 이용한 과급기 매칭 계산 프로그램의 타당성과 신뢰성이 있음을 알 수 있었다.

그 결과 흡기관의 온도와 압력은 특성선도상에서 압축기의 압력비와 효율에 의해서 결정되어지고, 기관 실린더내에서 연소를 통해 배출된 배기가스의 온도와 압력에 의해서 터빈의 팽창비와 효율이 결정되는 것을 알 수 있었다. 그러므로 압축기와 터빈 선도상에 기관의 운전라인을 통해서 기관의 흡배기 상태를 예측할 수 있다.

2.1.2절의 압축기에 대한 설명에서 압축기의 특성선도는 공기의 최소흐름을 제한하는 서징라인과 최대흐름을 제한하는 쵸크라인으로 구성됨을 설명하였다. 반면 터빈을 통과하는 배기가스는 비교적 어떤 제한없이 유체를 통과시키기 때문에 과급기 매칭 작업시 압축기측보다는 터빈측을 변경시킨다.

이 절에서는 입력한 데이터 값이 동일하다고 가정한 경우에서, 먼저 터빈의 크기 변경이나 노즐링의 조절로, 터빈유량이 현재 적합되어 있는 터빈을 기준 10% 증、감한 경우를 예측하였다. 그리고 터빈 효율이 10% 증、감한 경우, 터빈 효율과 유량이 모두 10% 증、감한 경우 및 과급 디젤기관에 항상 수반되는 중간냉각기의 효율 변화가 압축기의 압력비에 미치는 영향을 압축기와 터빈 특성선도에서 기관 운전라인의 변화를 통해 예측하여 보았다.

Fig. 4-10, 4-11은 각각 터빈을 통과하는 유량변화에 따른 터빈 특성선도의 변화와 그로 인한 압축기 압력비의 변화를 보여준다.

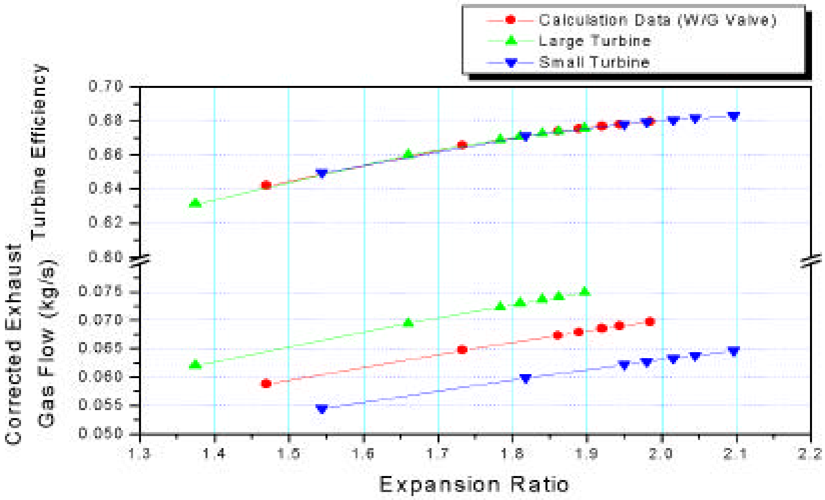


Fig. 4-10 Turbine Characteristics of three sizes(trims)

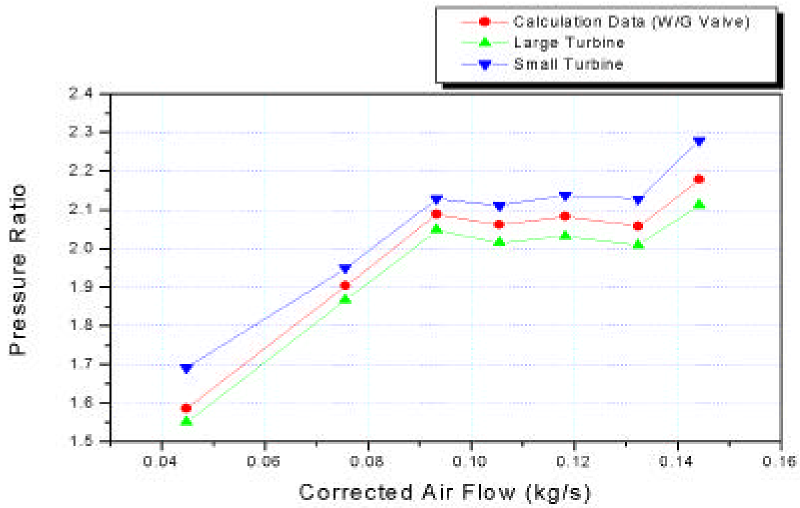


Fig. 4-11 Estimate of Compressor Pressure Ratio

Fig. 4-10의 터빈 특성선도에서 보듯이 동일한 유량을 얻는데 터빈의 크기가 클수록 팽창비가 작아져서 터빈 입구압을 감소시키고, 이는 노즐을 통해 터빈에 전달되는 유효에너지를 감소시킨다. 이에 따라 터빈로터의 속도감소를 초래하여 압축기에 전달되는 에너지를 감소시키므로, 압축기 압력비는 저하된다. 반대로 터빈의 크기가 작아진다면, 압축기의 압력비는 증가하게 된다.

Fig. 4-12, 4-13은 각각 터빈효율의 증감에 대한 터빈 특성선도의 변화와 이로 인한 압축기 성능의 변화를 보여주고 있다.

터빈효율의 증가는 결국 배기가스에 포함된 동일한 연료의 열에너지와 기관의 분출에너지로 구동되는 터빈의 일을 증가시키므로, 압축기로 전달되는 일의 양도 증가하여 압력비를 상승시킨다.

터빈 크기의 감소나 효율의 증가로 인해, 압축기 압력비가 증가한다면, 이것은 흡기관의 압력과 온도를 증가시킬 것이고, 이것은 급기압력을 상승시킬 것이다. 이때 분사되는 연료의 양이 동일하다면, 실린더내 최대폭발 압력의 증가로 연소성능을 향상되어 증가한 터빈효율에 상응하는 만큼 배기 온도와 압력을 증가시킨다. 그러나 기관은 저속이나 고속 영역 양쪽에서 성능의 감소를 나타내어 너무 높은 급기압력의 상승은 오히려 정격속도에서 연료소비율을 저하시키므로, 디젤 기관에 맞는 적절한 과급기의 선택을 위해서는 기관과 과급기사이에 신중한 매칭작업이 필요하며, 이는 과급디젤 기관의 최적화 성능을 위해서 필수적인 작업이다.

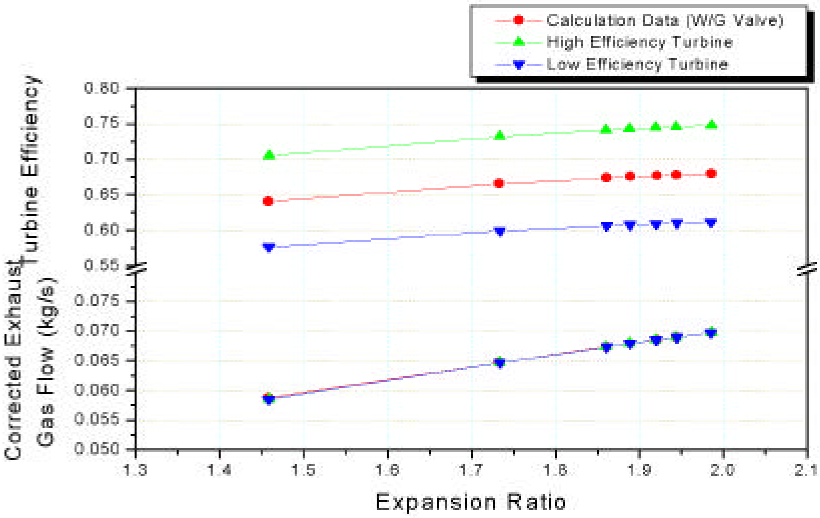


Fig. 4-12 Turbine Characteristics of three Efficiency

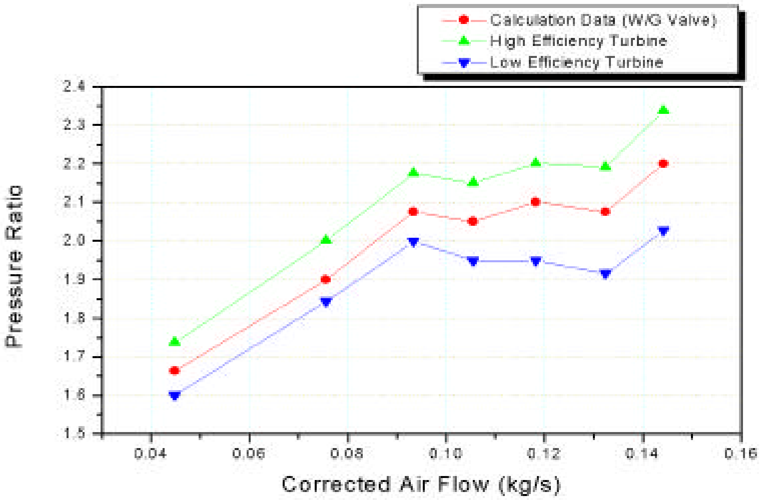


Fig. 4-13 Estimate of Compressor Pressure Ratio

Fig. 4-14, 4-15는 각각 터빈을 통과하는 배기가스 유량과 효율을 10%씩 증･감한 경우의 터빈 특성선도의 변화와 실제로 압축기 특성선도상에 프로팅한 그래프이다.

일반적으로 자동차용 과급기는 자동차의 운전범위가 광범위하므로, Fig. 4-15의 압축기 특성선도에서 보듯이 광범위한 공기유동을 가지고 있다. Fig. 4-15에서 서징마진은 B/A가 되고, 올바른 압축기의 선택은 충분한 서징마진을 가지고 기관의 최대 토오크와 최대 출력의 운전점이 적당한 압축기의 효율과 속도상에 있어야한다. 이런 관점에서 볼 때, 사용되어지고있는 압축기와 디젤기관은 매칭이 잘 되어지고 있음을 알 수 있다.

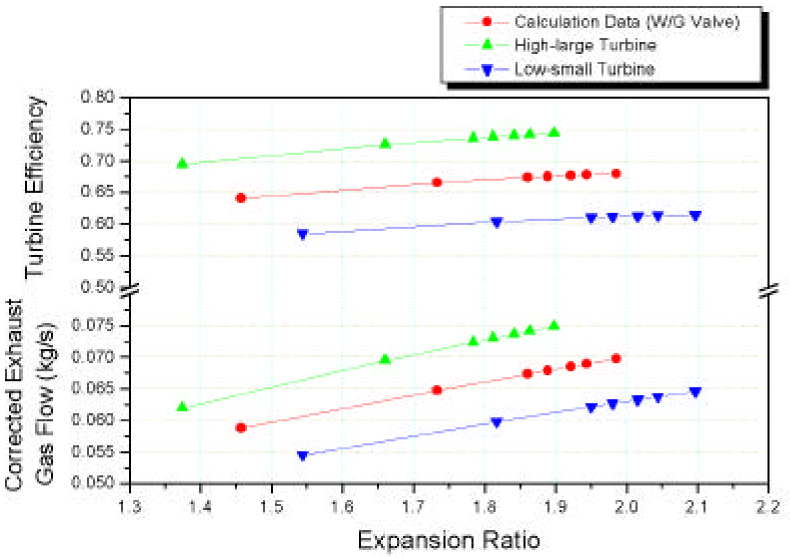


Fig. 4-14 Turbine Characteristics of three sizes (trims) and Efficiency

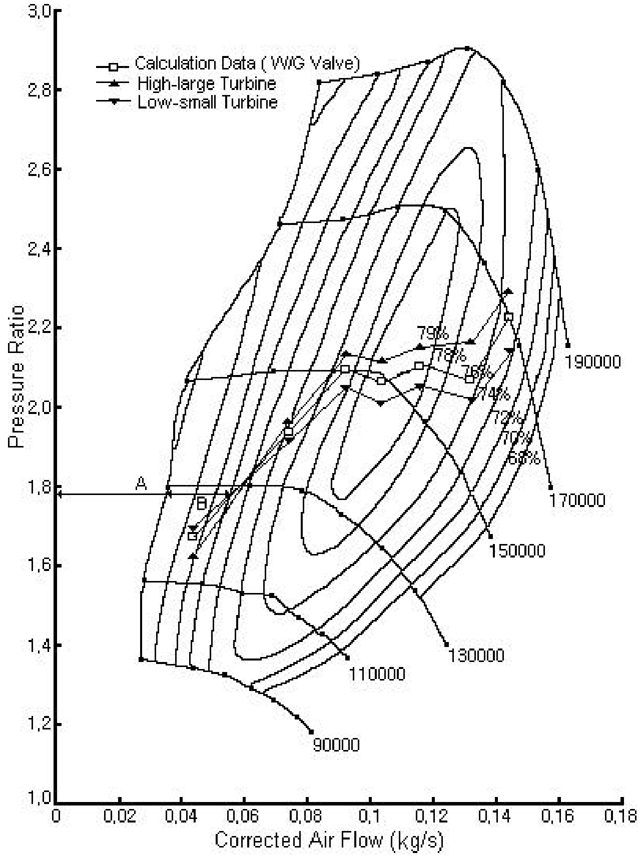


Fig. 4-15 Comparison of Engine Operating Line

Fig. 4-16은 거의 대부분의 과급 디젤기관에 동반되어 운전되는 중간냉각기의 효율이 압축기에 미치는 영향을 보여주고 있다.

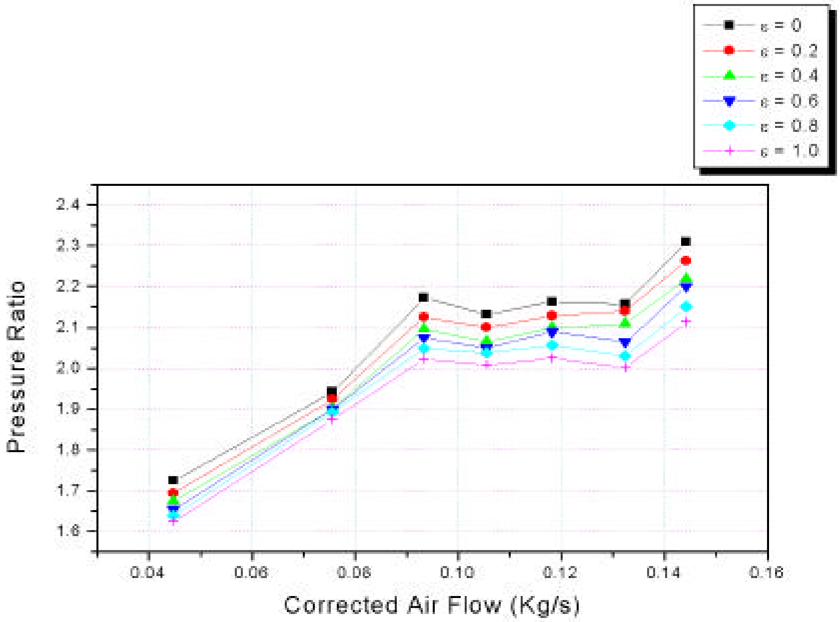


Fig. 4-16 Estimate of Compressor Pressure Ratio according to Intercooler efficiency

중간냉각기의 기능은 압축기로부터 상승된 흡기공기의 온도를 낮춤으로써, 디젤기관에 들어가는 공기의 밀도를 증가시키는 것이므로, 이 기능면에서 생각할 때, 효율이 낮거나 중간냉각기가 장치되어있지 않다면, 동일한 공기량의 획득을 위해서, 그림에서와 같이 압축기의 압력비 증가가 초래되어진다.

Fig. 4-16에서 볼 수 있듯이 중간냉각기는 기관의 전부하에 걸쳐 압축기 압력비에 영향을 주고있으며, 흡기관의 압력과 온도에 매우 밀접한 관계를 가지고 있다.

4.2 대형 2행정 디젤기관

4.2.1 실험기관

대형 2행정 디젤기관에서 기관과 과급기의 매칭계산을 위한 실측치를 파악하기 위해 Fig. 4-17과 같이 구성된 실험장치를 이용하였고, 데이터 수집을 위해서는 각종 온도계와 압력계를 사용하였다.

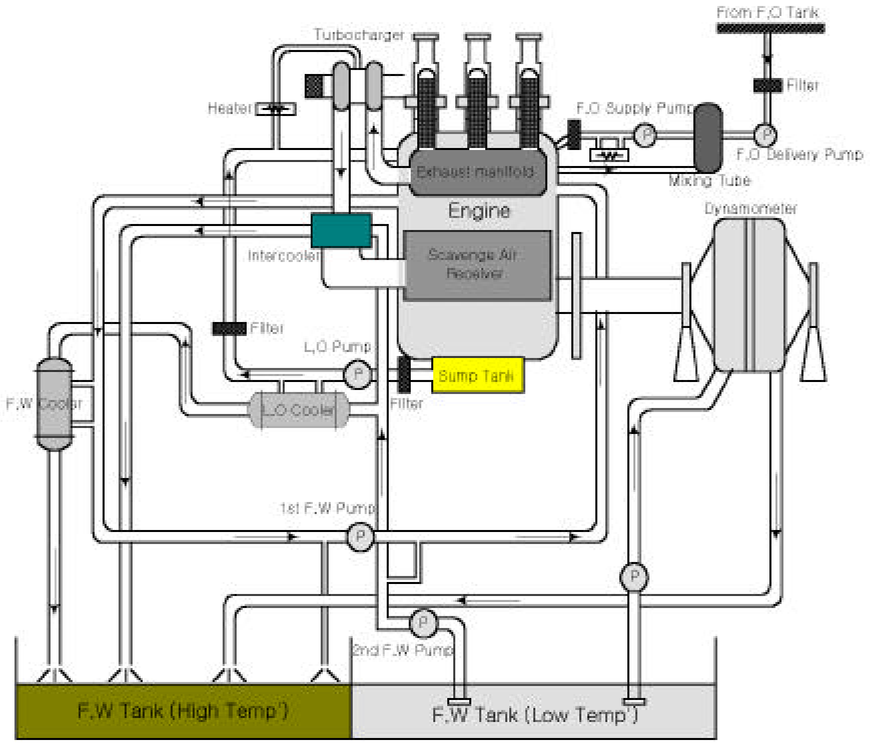


Fig. 4-17 Schematic diagram of a turbocharged two-stroke diesel engine for experimentation

Table 4-3 Specifications of Two-stroke Diesel Engine

항 목	제 원
Engine Type	3 UEC 37LA
Maximum Power	1500 PS / 188 RPM
Maximum Torque	5710 kg·m / 188 RPM
Bore × Stroke	370 mm × 880 mm
Compression Ratio	14.8
BMEP	12.65 kg/cm^2
Mean Piston Speed	5.51 m/s

4.2.2 과급기 성능해석

대형 2행정 기관에서는 과급기 매칭계산을 보다 쉽고 빠르게 수행하기 위해 계산의 결과를 압축기 특성선도상에 바로 플로팅해 주는 프로그램을 이용하였다.

특성선도상에서 교차하는 직선상의 원점이 초기 설정치 값이고, 이 값을 다항식 회귀로 계산하기 위해 동일 직선상에서 선도에 접하는 점을 이용하였다. 이 초기값이 압축기와 터빈의 에너지 방정식을 만족시키지 않는 경우, 다시 이 초기값을 변형시켜 만족할때까지 반복계산하며, 그 과정이 선도상에 굵은선으로 나타내어지고 있고, 큰 원점이 최종적으로 기관의 운전상태를 압축기 특성선도상에 표현한 점이다.

소기펌프나 보조블로워로 운전되는 저속도 영역은 압축기의 특성선도상에 나타나지 않으므로, 과급기 자체만으로 구동되는 부하만을 고려하여 과급기 매칭계산을 수행하였다.

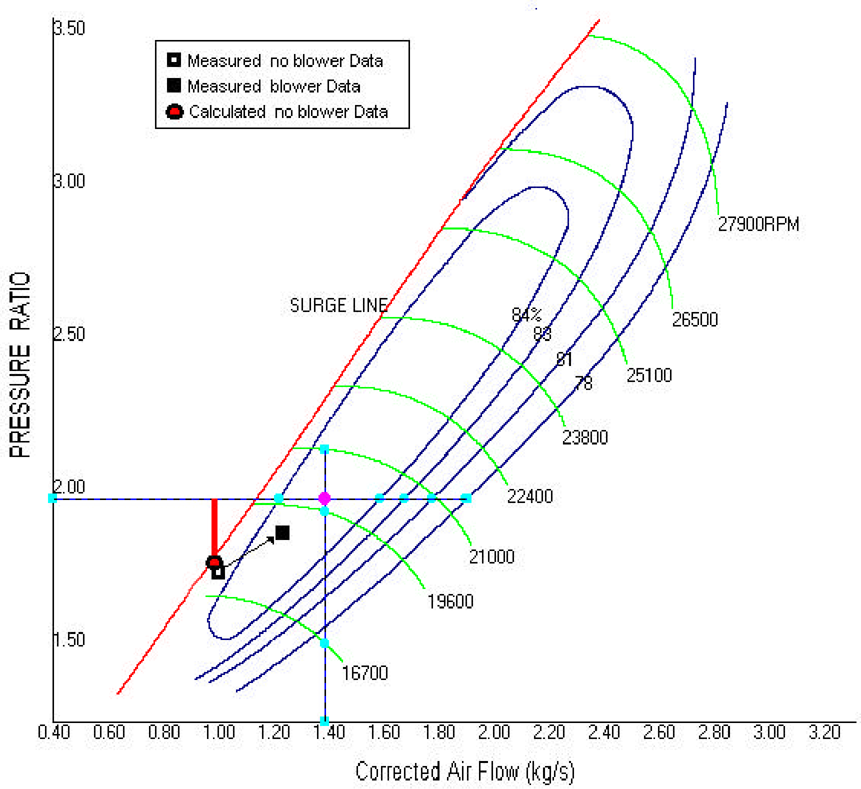


Fig. 4-18 Comparson of Engine Operating Point at Load 70%

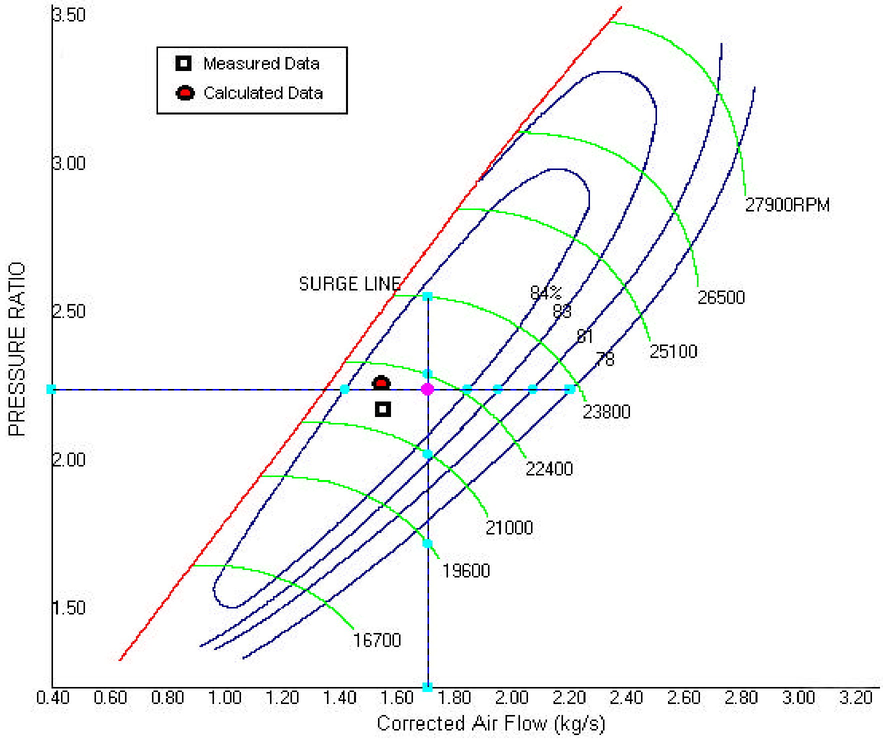


Fig. 4-19 Comparson of Engine Operating Point at Load 85%

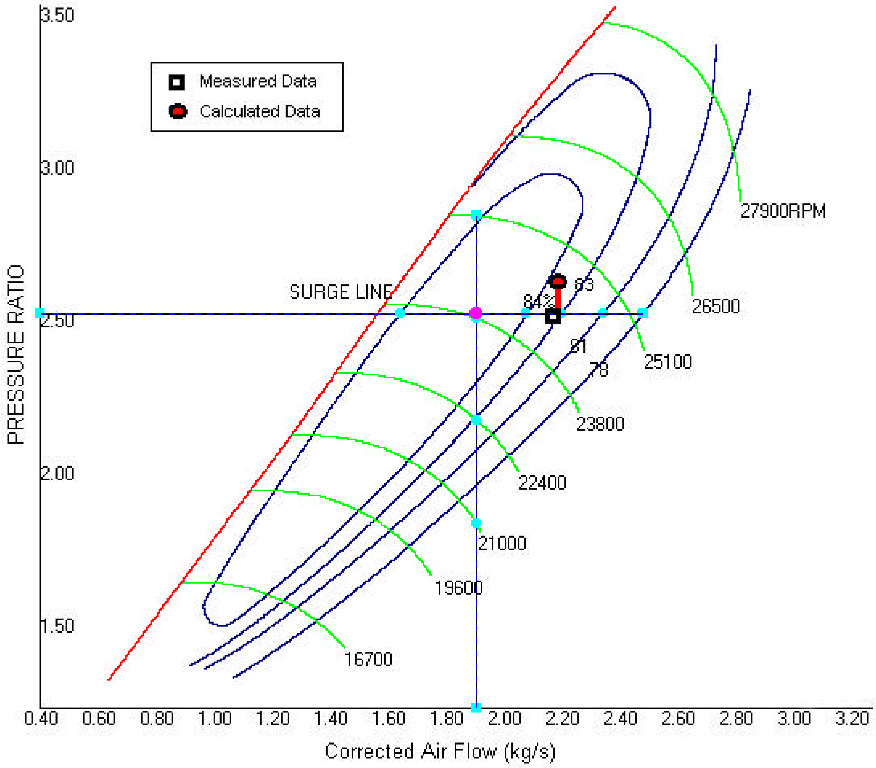


Fig. 4-20 Comparson of Engine Operating Point at Load 100%

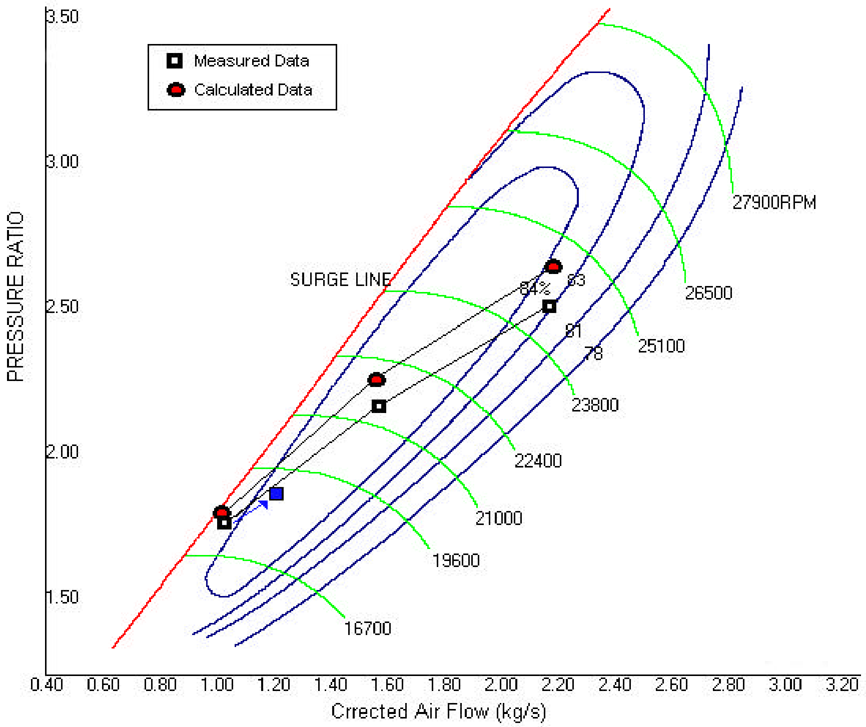


Fig. 4-21 Comparson of Engine Operating Line

우선, 각 부하별 압축기 매칭점을 Fig 4-18, 4-19, 4-20에서 보여주고 있다.

Fig 4-18은 70% 부하에서 기관의 운전점을 비교한 그림으로, 서징마진의 여유가 매우 작음을 알 수 있다. 이 경우 보조블로워로 운전하게 되면, 운전점이 안정한 영역으로 옮겨지므로, 보조블로워의 운전이 바람직하다.

Fig 4-19와 4-20은 각각 85%와 100%부하에서 기관의 운전점을 비교한 것이다.

Fig 4-21은 기관의 운전라인을 실측치와 비교한 것이다.

넓은 오버랩(Overlap) 기간을 가지는 대형 2 행정기관의 공기유동 특성은 소기공 개방시, 배기공이나 배기밸브도 개방되어지고 공기유동은 흡기와 배기관 사이에 압력강하에 의해 발생한다. 이때 기관을 통과하는 유동과정을 계산하는 것은 매우 복잡하므로, 이를 간단히 하기위해 실린더계를 연속으로 설치된 2개의 오리피스를 통과하는 유동으로 치환하여 아래의 오리피스 유동식으로 계산되어질 수 있다.[1]

압축성 유동의 경우,

$$\dot{m} = Cd\ A\sqrt{[2\gamma/(\gamma-1)]P_3\rho_3[(P_{4T}/P_3)^{2/\gamma}-(P_{4T}/P_3)^{(\gamma+1)/\gamma}]} \qquad (4.1)$$

비압축성 유동의 경우,

$$\dot{m} = Cd\ A\sqrt{2\rho_3(P_3-P_{4T})} \qquad (4.2)$$

A는 흡ㆍ배기 밸브나 공의 기하학적인 단면적으로 크랭크각도, 피스톤 변위나 시간에따라 다르게 나타나므로 정의하기가 어렵다. Cd는 배출계수로 흡ㆍ배기 압력차를 이용하여 실험적으로 구할 수 있다. (Fig 4-24 참조)

Fig 4-22는 기관의 흡기상태를 비교한 그림이고, Fig 4-23은 과급기 입구온도의 비교와 배기가스가 가지고 있는 열량의 비를 나타낸다.

Fig 4-24는 과급기 회전수의 비교와 흡ㆍ배기 압력차로 흡기과정중 배기로 빠져나가는 공기유량의 비를 나타내고 있으며, Fig 4-25는 터빈의 특성선도에서의 비교를 나타내고 있다.

Fig 4-26은 터빈입구 압력의 비교를 보이고 있으며, Fig 4-27은 터빈마력의 비교를 나타내고 있다.

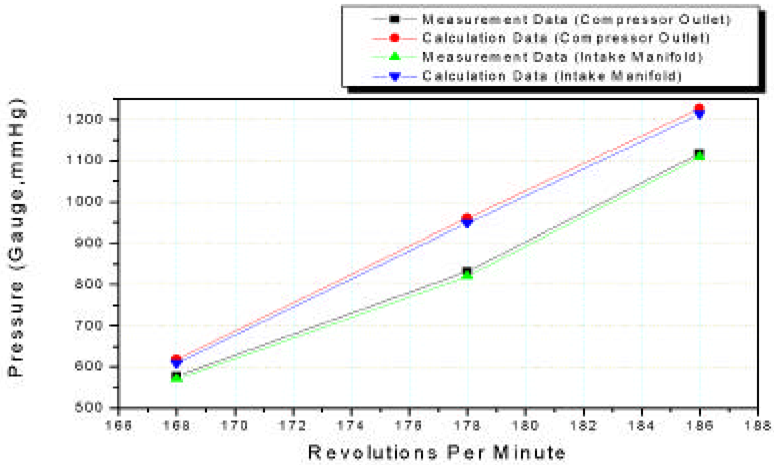


Fig. 4-22 Comparison of a Intake state

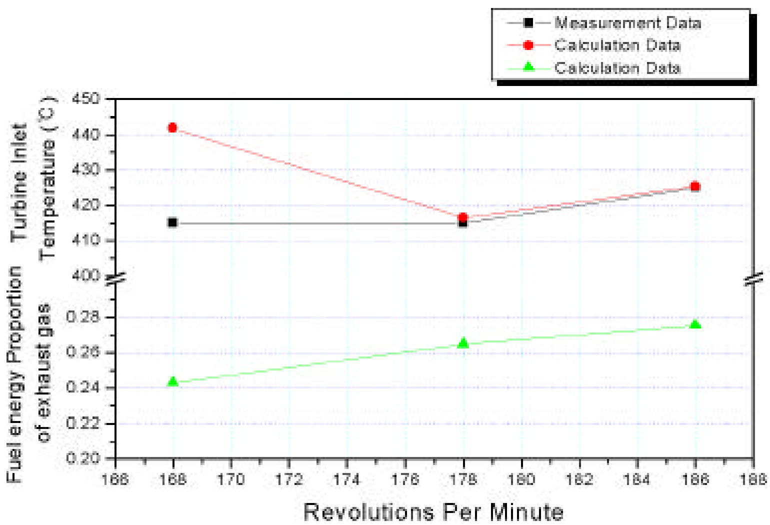


Fig. 4-23 Comparison of Turbine Inlet Temperature

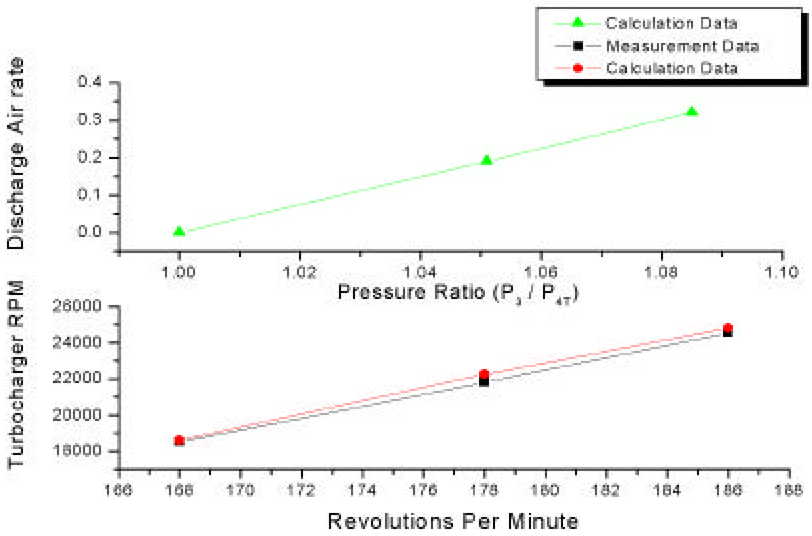


Fig. 4-24 Comparison of Turbocharger RPM

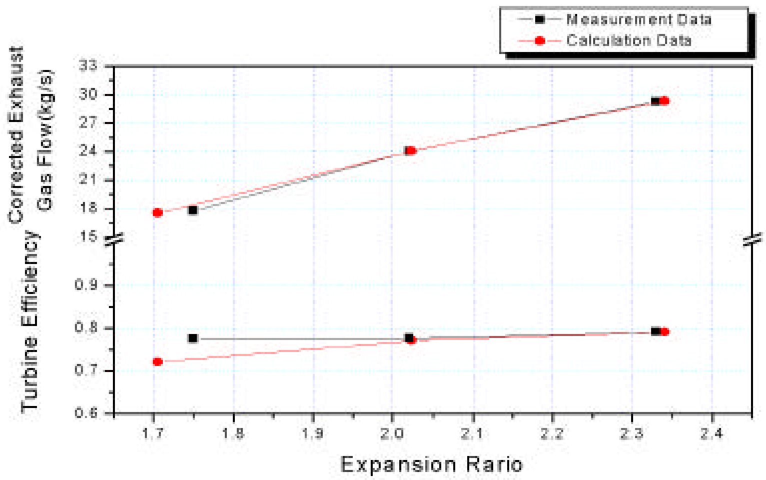


Fig. 4-25 Comparison of Turbine Characteristics

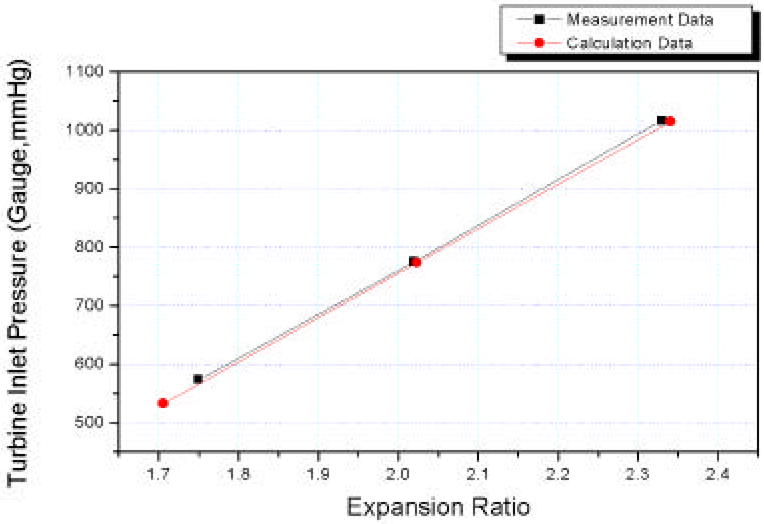


Fig. 4-26 Comparison of Turbine Inlet Pressure

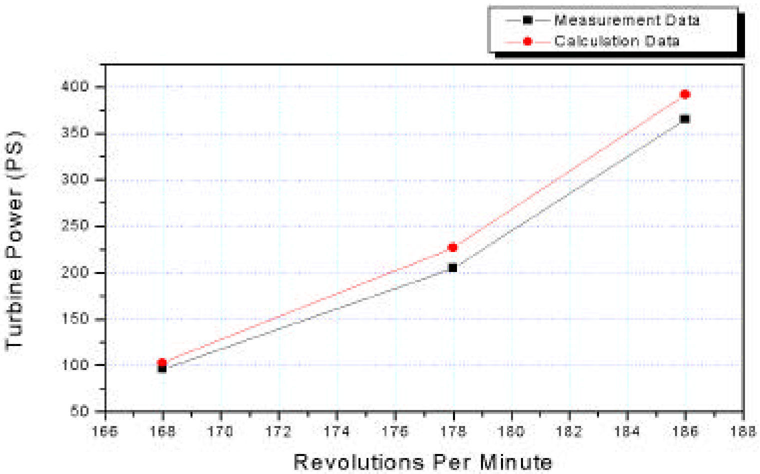


Fig 4-27 Comparison of Turbine Power

4.2.3 과급기 성능 예측 분석

이 절에서는 입력데이터로 입력한 기관의 목표치가 동일하다고 보고, 연료량을 5%씩 증ㆍ감한 경우로 가정해서 그에 따른 변화가 과급기 및 기관의 성능 변화에 미치는 영향에 대해 고찰하여 본다.

Fig. 4-28은 연료량의 변화에 따라 압축기 특성선도에 미치는 영향을 직접 특성선도 상에 나타낸 그림이다.

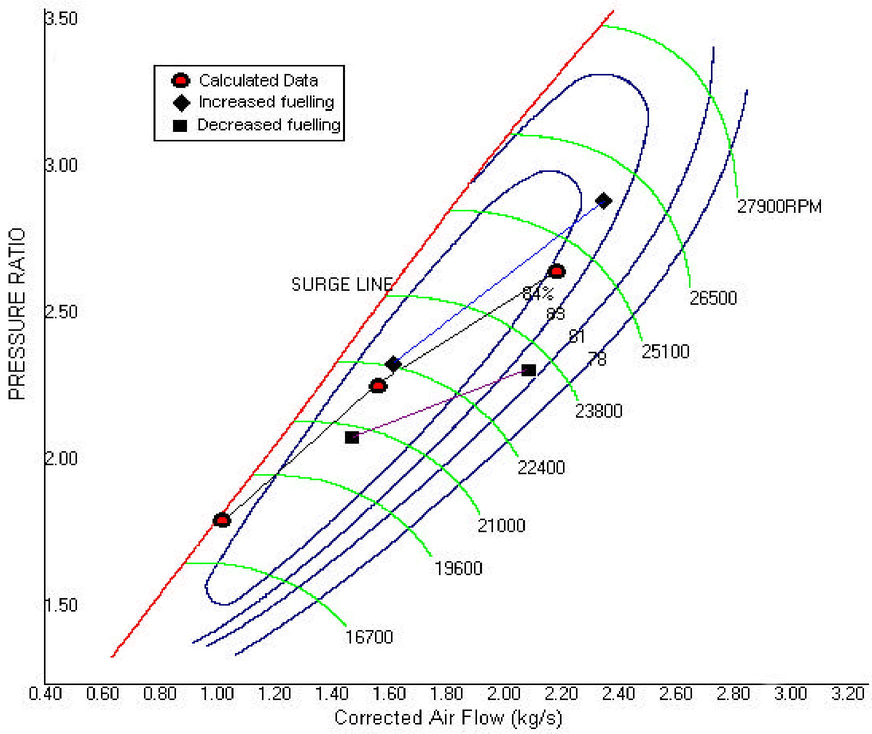


Fig. 4-28 Comparison of Engine Operating Line at 3 fuelling

연료량을 5%씩 증‧감한 경우 70%의 부하에서는 서징라인 영역에 들어가고, 이 영역에서의 압축기 성능특성의 해석이 곤란하여 기관의 운전점을 나타내지 않았다.

Fig 4-29는 연료량 변화에 따른 과급기 입구온도를 나타내고 있다. 연료량의 증가는 결국 터빈입구온도를 상승시키고, 이것은 터빈으로 전달되는 유효에너지를 증가시키므로, 결과적으로 압축기 압력비를 증가시킨다.

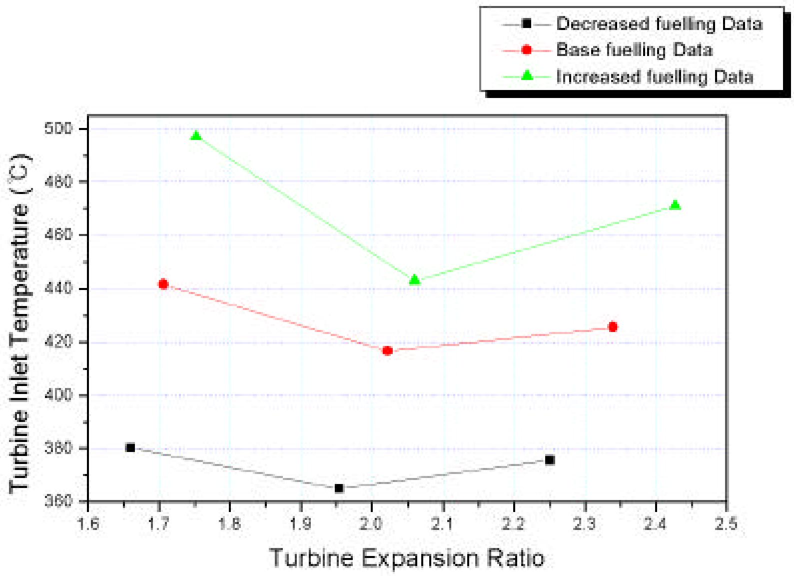


Fig. 4-29 Comparison of Turbine Inlet Temperature at 3 fuelling

Fig. 4-30은 연료량 변화에 따른 터빈 특성선도에서의 유량 변화를 보여주고 있다.

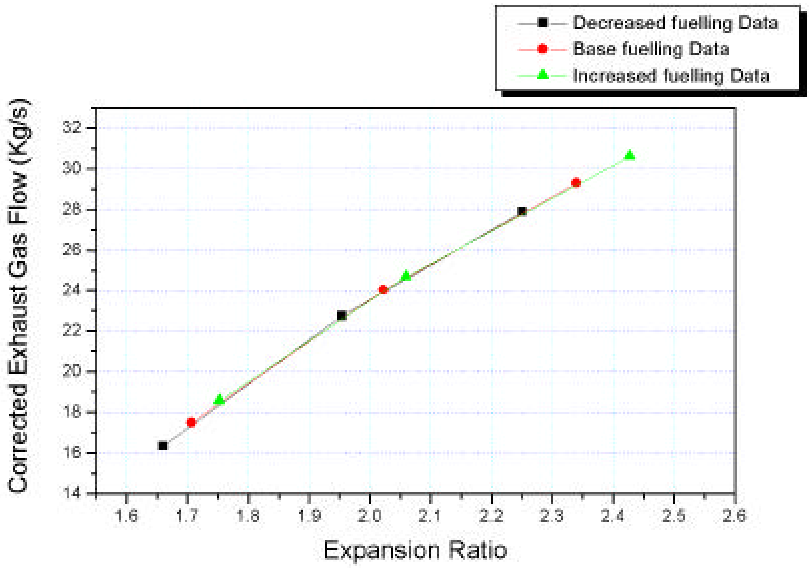


Fig. 4-30 Comparison of Turbine Flow at 3 fuelling

Fig. 4-30과 같이 동일 부하에서 기관의 운전점을 보면 연료량을 증가한 경우가 터빈의 압력비와 유량비가 모두 증가하는 것을 볼 수 있다. 이것은 터빈일을 증가시킬 것이고, 증가된 에너지량은 Fig. 4-28에서 압축기의 압력비를 상승시킨다.

제 5 장 결 론

이상에서와 같이 소형 4행정 디젤 기관과 대형 2행정 디젤 기관의 과급기 매칭계산을 압축기 특성선도와 터빈 특성선도를 직접 이용하여 계산 및 예측하였다.

본 연구의 결과를 요약하면 다음과 같다.

(1) 복잡하고 어려운 압축기와 터빈의 해석없이 압축기와 터빈의 특성선도를 직접 이용함으로써 압축기와 터빈의 압력비 및 효율, 과급기 회전수, 유량을 계산할 수 있다.

(2) 시뮬레이션의 계산결과가 비교적 실측치와 잘 일치함으로, 간단한 과급기 매칭계산 및 기관의 흡ㆍ배기 상태의 예측에 이용할 수 있다.

(3) 시뮬레이션 결과 흡기관의 압력과 온도는 압축기의 압력비와 효율에 의해 좌우되어지고, 기관 실린더내에서 연소를 통해 배출된 배기가스의 온도와 압력에 의해서 터빈의 팽창비와 효율이 결정된다.

(4) 소형 4행정 기관의 경우, 웨이스트 게이트 밸브(Waste Gate Valve)를 통해 터빈의 유효에너지를 방출시킴으로써, 압축기의 압력비를 감소시켜 기관으로 흡입되는 급기압력을 일정하게 유지한다.

(5) 연료분사량의 증가는 터빈에 전달되는 배기 에너지를 증가시켜 압축기 압력비를 증가시킨다.

(6) **동일한 운전상태에서 터빈의 크기가 클수록 압축기 압력비가 감소하고, 반대로 터빈의 크기가 작아진다면, 압축기의 압력비는 증가하게 된다.**

參 考 文 獻

[1] N. Watson, M. S. Janota,「Turbochaging the Internal Combustion Engine」THE MACMILLAN PRESS LTD, 1982.

[2] David Japikse, Nicholas C. Baines,「Introduction to Turbomachinery」Concepts ETI, Inc. 1994.

[3] **전 효중**, **최재성**, **「內燃機關講義」**, **효성출판사**, 1999

[4] A. Whitfield,「Design of radial turbomachines」 Longman Group UK Limited, 1990.

[5] John B. Heywood,「Internal Combustion Engine Fundamentals」McGraw-Hill, Inc. 1988.

[6] **金丸一宏**, **「排氣タ一ビン過給機關の整合手法」日本機械學會論文集**(B**編**) 59 **卷** 559号(1993-3).

[7] F. Stadelmann,「Introduction into Exhaust Gas Turbocharging」BBC Turbo Systems, Ltd.

[8] N. D. Whitehouse, 「Estimating the effects of altitude, ambient temperature and turbocharger match on engine performance」 Proc I MECHE, 1963-64.

[9] P. Hirst, 「A simple 'field proven' engine performance prediction program」Proc I MECH E 1994-6.

[10] T. Campbell, 「Investigation of flow characteristics in the exhaust manifold of a wastegate turbocharged medium-speed diesel engine」 Proc I MECH E 1994-6.

[11] E. Codan,「Optimising the turbocharging of large engines in the future」 CIMAC Congress 1998.

[12] **최 재성**,「**과급디젤기관의 성능 시뮬레이션 프로그램 개발**」 **韓國船用機關學會**, 1994 v.18, n.2, pp.97-103

[13] **한성빈**, 「**터보과급 가솔린 기관의 출력예측을 위한 실험식**」 **大韓機械學會論文集** 19**券** 2 **號**, pp.580-590, 1995.

[14] E. Meier, 「A simple method of calculation for matching turbochargers」Brown Boveri Rev. 5-81.

[15] **홍준표**, 「**컴퓨터 수치해석**」 **문운당**, 1991.

감사의 글

되돌아 보면 유수와같이 지나가 버린 지난 3년간의 시간동안 귀중한 결실이 된 본 논문을 정리하며, 소중하고 잊지못할 고마운 분들에게 감사의 글을 올립니다.

이 논문을 완성하기까지 세심한 지도와 조언을 아끼지 않으시고, 자상하고 사려깊게 끝까지 이끌어 주신 최재성 지도교수님의 은혜와 가르침은 앞으로 인생을 살아가면서 결코 잊지 못할 것이며 충심으로 감사드립니다. 그리고 바쁘신 중에도 논문 심사를 위해 아낌없는 지도와 조언으로 좋은 논문이 되도록 세심하게 지도해 주신 배종욱 교수님과 조권회 교수님께 진심으로 감사의 말씀을 올립니다.

또한, 바쁜 업무와 학업 속에서도 저의 논문완성에 많은 도움을 주신 연구실의 강정석, 안숙헌, 이창식, 이진욱, 정균식, 김종선, 정영훈, 김대현 선배님과 김형수, 성경일 후배님과 학부생인 정진화, 김영동, 김정도, 이동훈, 조원태군에도 감사의 마음을 전합니다.

1년간의 단기유학동안 학문에 많은 도움을 주신 최성환 선배님과 한신, 임동균님에게도 깊은 감사의 마음을 전하며, 논문이 잘 마무리 될수있게 도와주신 ABB의 이태봉 부사장님과 유제휘 부장님, 박재웅 차장님, 박순덕 대리님 및 모든 직원 여러분들께도 진심으로 감사드립니다.

마지막으로, 항상 먼발치에서 성원해주신 두 누님과 매형, 그리고 지난 2년간 인내하며 저를 끝까지 이해해주고 배려해준 지금은 아내가 된 허은영님과 오늘이 있기까지 항상 용기를 북돋아 주시고, 헌신적인 보살핌과 사랑을 주신 부모님께 이 작을 결실을 바칩니다.