

## 중형 엔진 터보차저의 원심압축기에 관한 공력학적 3차원 형상 및 구동용 연소기 설계

김홍원\* · 류승협\* · 갈상학\* · 하지수\* · 김승국\*\*

Aerodynamic Three Dimensional Geometry and Combustor Design  
for the Compressor of the Medium Speed Diesel Engine Turbocharger

Hong-Won Kim\*, Seung-Hyup Ryu\*, Sang-Hak Ghal\*, Ji-Soo Ha\*, Seung-Kuk Kim\*\*

*Key Words: Diesel Engine Turbocharger (디젤 엔진 터보 차저), Matching (매칭), Centrifugal Compressor (원심압축기), Meanline Prediction (평균유선법), Geometry Design (형상설계), Combustor (연소기), Fuel Nozzle (연료노즐)*

### ABSTRACT

An aerodynamic design for centrifugal compressor which was applied to medium speed diesel engine has been done. First of all, exact compressor specifications must be defined by accurate engine system matching. This matching program has been developed. Using the meanline prediction method, geometric design and performance curves for compressor were established and verified by comparing three dimensional viscous CFD results. The deviation at the design point was about 2.3%.

Combustor has been designed and manufactured for the performance test of medium speed diesel engine turbocharger. Fuel nozzle of combustor was designed and its characteristics was analyzed by PIV and PDPA test equipment. Through these results, spray characteristics were studied and flow coefficient equation was deduced.

### 1. 서론

터보차저는 엔진에 장착시 엔진의 30~40% 출력 증가, 성능 향상, 연료소비율 절감, 오염물질 감소 등의 다양한 효과 때문에 디젤엔진에서 엔진을 제외한 구성요소 중 가장 핵심적인 기자재이다. 당사에서도 1992년부터 현재까지 대형엔진용 터보차저를 기술 제휴하여 주요 구성품의 생산, 가공, 조립 및 시운전을 하고 있다. 육상 차량용 터보차저를 제외하더라도 박용

터보차저의 시장규모는 연간 수 조원대의 큰 시장이다.

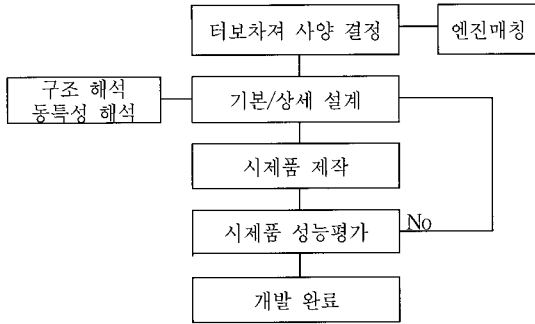
이러한 막대한 규모의 시장진입과 소수업체의 독점을 막기 위해서는 터보차저 설계 및 생산에 관련된 핵심기술과 가격경쟁력 확보가 선결 과제이나 아직까지 국내에서의 연구와 지원은 미비한 실정이다. 최근 해외에서 발표된 연구 및 제품동향은 다음과 같다. 터보차저 전체 효율은 약 68% (압축기 효율과 터빈 효율의 곱), 1단 원심 압축기의 압축비는 최대 5.0, 서지마진 및 운전 범위 확대, 저가격과 쉬운 유지보수, 운전시 저소음화 등이다. 본 연구에서는 위와 같이 소수 선진업체의 전유물로 여겨졌던 터보차저의 핵심 설계 기술을 확보하고자 중형 터보차저의 원심압축기, 구심

\* (주)현대중공업 산업기술연구소

\*\* (주)현대중공업 대형엔진조립3부

책임저자 E-mail : khw007@hhi.co.kr

Table 1 Design procedures for turbocharger



터빈 및 터보차저 구동용 연소기와 연료노즐을 자체적으로 설계하고 일부는 제작하였다. 본 논문에서는 중심터빈을 제외하고 원심압축기와 연소기 및 연료노즐 설계에 대해 중점적으로 언급하고자 한다.

## 2. 박용 터보차저의 설계 과정

엔진과의 매칭을 통해 터보차저의 사양이 결정되면 압축기, 터빈의 기본 설계와 3차원 형상설계가 진행되며 이의 자료를 바탕으로 구조 및 동특성 해석에서 설계의 타당성을 검증한다. 시제품 제작 후 시운전에서 부하변동에 따른 정밀 계측을 통해 얻어진 성능값과 설계 및 성능예측 프로그램을 통해 예측된 압축기와 터빈의 성능맵과 비교하고 터보차저의 필요사양을 만족할 때까지 필요한 형상을 수정함으로써 비로소 터보차저를 개발하게 된다.(Table 1 참조)

## 3. 터보차저의 시스템 매칭

엔진에 어떤 사양의 터보차저를 적용할 것인가 하는 문제는 엔진의 출력 및 연료소비율 저감 등의 관점에서 아주 중요하다. 주의점은 4행정 엔진 매칭시 2행정 엔진보다 수식 계산이 좀 더 복잡하고 터빈의 특성을 결정할 때 실험적인 변수와 경험식에 많이 의존하는 베가스의 펄스 함수를 정의해야 하는 것이다. 터보차저 매칭시 필요한 데이터는 다음과 같다.(A, B, C, D 4가지)

### A. 터보차저 정보

- 압축기 성능 맵
- 터빈 성능 맵
- 체적효율( $\eta_{vol}$ ), 기계효율( $\eta_{mech}$ )

- 터빈 입구와 출구에서의 열손실
- 압축기 입구에서의 입구유로형상에 따른 압력 손실 ( $\Delta P_{silencer}$ ,  $\Delta P_{duct}$ )
- 압축기 출구의 쿨러 및 배관형상에 따른 압력손실 ( $\Delta P_{cooler}$ ,  $\Delta P_{dynamic}$ )
- B. 엔진사양과 주위 시스템 특성
- C. 운전조건에 따른 엔진 데이터
- D. 운전시 대기 조건

위의 자료를 가지고 먼저 터보차저 설계점을 가정한 뒤 이 운전조건에서 엔진이 필요로 하는 성능만족 여부를 파악하고 압축기와 터빈의 구체적인 사양을 결정하게 된다. 이 과정을 압축기의 서어징 여부 및 터빈과 압축기의 한계 운전영역 여부를 만족할 때까지 여러 번의 반복과정을 거쳐 최종적으로 압축기와 터빈의 사양을 결정하게 되는 것이다. 다음은 당사가 개발한 힘센 중형엔진의 터보차저 매칭에 필요한 주요 자료이다.

Table 2의 엔진자료를 바탕으로 매칭한 수식은 아래와 같다. 먼저 출력 ( $P_e$ )과 엔진의 체적 ( $V_h$ ) 및 회전수 ( $n$ )로부터 엔진내부의 평균유효압력 ( $P_{me}$ )을 구하고 소기 밀도를 정의하면 specific air flow ( $I_e$ )와 공기량 계수 ( $\lambda_a$ )로부터 해당 엔진출력을 내기 위한 필요 공기량 ( $m_{air}$ )이 산정된다. 연료량 ( $m_{fuel}$ )은 연료소비율 ( $b_e$ )과 출력으로부터 결정되며 터빈유량 ( $m_{total}$ )은 필요 공기량과 연료량을 더하면 된다. 압축기에서 요구되는 압축비 ( $\Pi_{comp}$ )와 공기량을 근거로 압축기사양을 결정하게 되고 터빈의 팽창비 ( $\Pi_{turbine}$ )와 터빈의 노즐과 로터의 목 (throat) 면적을 하나의 노즐면적으로 판단하는 함수인 등가노즐면적 ( $S_{area}$ )을 통해서 터빈의 사양이 결정된다. 여기서 유량계수인  $\alpha_T$ 는 터빈 팽창비의 함수이다. 위와 같이 매칭 후의 최종 결과는 Table 3과 같다.

위에서 간단히 살펴본 바와 같이 대상 엔진에 정확

Table 2 Primary required matching data from target engine

엔진	출력( $P_e$ )	720 kW
	연료소비율( $b_e$ )	187 g/kW/hr
	회전수( $n$ )	1000 RPM
	소기 압력( $P_s$ )	3.8 bar
	소기 온도( $T_s$ )	45°C
	터보차저 대수(TL)	1

히 매칭되는 터보차저를 선정하는 것이 터보차저를 설계하는 단계에서 가장 중요한 핵심기술임을 알 수 있다.

$$P_e = P_{me} \times V_h \times n \times \frac{1}{2} \quad (1)$$

$$\lambda_a = \frac{m_{air} \times T_L}{V_h \times \rho_S} \quad (2)$$

$$l_e = 3.6E6 \times \frac{\lambda_a \times \rho_S}{P_{me}} \quad (3)$$

$$m_{fuel} = \frac{b_e \times \eta_b \times P_e}{3600 \times T_L} \quad (4)$$

$$\Pi_{comp.} = \frac{P_s + \Delta P_{cooler} + \Delta P_{dynamic}}{P_{amb} - \Delta P_{silencer} - \Delta P_{duct}} \quad (5)$$

$$K_{factor} = \frac{1}{\left(1 + \frac{b_e}{l_e}\right)} \times \frac{\Pi_{comp.}^{(k_a-1)/k_a-1}}{\eta_{comp} \times \eta_{turbine} \times \eta_{hol} \times \eta_{mech}} \quad (6)$$

$$\Pi_{turb.} = \left(1 - \frac{\frac{K_a}{K_a - 1} R_a}{\frac{K_g}{K_g - 1} R_g} \times \frac{T_{comp}}{T_{turbine}} \times K_{factor}\right)^{\frac{k_a}{1 - k_a}} \quad (7)$$

$$\alpha_T \times S_{area} = \frac{m_{total} \times \sqrt{RT_{turb.in}}}{P_{turb.in} \times \sqrt{\frac{2\kappa(\Pi_{turb.}^{\frac{-2}{k}} - \Pi_{turb.}^{\frac{-1-k}{k}})}{\kappa - 1}}} \quad (8)$$

식 (6), (7), (8)은 Watson<sup>(8)</sup>의 자료를 참고하였다.

식 (8)에서 turb.는 turbine의 약자이며 turb.in은 turbine inlet을 대신한 표현이다.

Table 3 Turbocharger specification from matching results

압축기	압축비	3.85
	질량유량	1.50 kg/s
	단열효율	76.5%
터빈	팽창비	3.2
	단열효율	85%
총 효율		64%

#### 4. 원심압축기의 공력설계

원심압축기의 기본 설계는 엔진과의 매칭을 통해 얻어진 압축기 사양을 만족시키는 기본적인 형상 설계이며 크게 4가지로 나뉘어 질 수 있다. 첫 번째는 기하학적 형상과 설계변수를 이미 알고 있는 경우에 사용되는 simple scaling method이며 두 번째는 박리와 웨이크 영역이 무시되는 single zone method이며 이는 유동의 흐름을 하나의 stream-tube로 가정한다. 세 번째는 유동을 하나로 보지 않고 제트와 웨이크 영역으로 구분하여 계산하는 two zone method이며 네 번째는 인듀서 입구에서 목까지의 구간에서의 압력 상승 및 목에서 임펠러 출구까지의 구간에서의 압력상승으로 나누어 해석을 하는 TEIS(Two Elements In Series) method가 있다. Two zone method에서는 유동의 주 영역 및 보조 영역에 대한 질량비와 면적비의 예측이 매우 중요하며 TEIS에서도 두 영역에 대한 압력계수는 반드시 검증된 자료를 바탕으로 해야 하는 어려움이 있다.

본 설계에서는 다양한 엔진별 터보차저 제품으로부터 신뢰성이 확보된 설계변수 (임펠러 효율, 비속도 등)를 추출하여 single zone method와 응용하여 적용하였다.

탈설계점에 대한 성능예측에서는 압축기 내에서 발생하는 여러 손실성분을 계산하여 성능 맵을 도출하였다. 내부손실로서는 다음 3가지의 손실모델이 적용되었다. 공기의 비틀림 (turning), 마찰, 난류, 박리 등으로 구성되는 1)유체손실, 인듀서와 디퓨저에서 발생하는 2)충격손실 (incidence loss), 인듀서에서 반경방향으로 굽어지면서 생기는 손실과 임펠러 출구에서의 형상과 마찰에 의한 손실 및 디퓨저에서의 확산 손실을 합한 3)임펠러와 디퓨저의 손실로 구성되었다.

설계 및 탈설계점에 대한 성능예측에서는 미끄럼 계수 (slip factor)의 정의를 기존의 출구각과 날개에 기인하는 단순한 식 (20) (Wiesner's equation<sup>(3)</sup>) 대신 회전수와 유량변동에 따라 연계되는 식 (21) (Oh's equation<sup>(2)</sup>)을 적용함으로써 보다 신뢰도 높은 결과를 도출하고자 하였다.

#### 초기 입력 데이터

- 입구압력 (P<sub>00</sub>), 입구온도 (T<sub>00</sub>), 압축비 (Π<sub>stage</sub>), 질량유량 (m<sub>air</sub>) 또는 체적유량 (Q)
- 전체효율 (η<sub>stage</sub>), 임펠러효율 (η<sub>rotor</sub>), 회전수 (N), 임펠러 출구각 (β<sub>2b</sub>), 미끄럼 계수 (σ) 및 디퓨저 압력계수 (K, C<sub>p</sub>) (설계자의 경험 기반)

인두서 설계

입구 팁반경 ( $R_{tip}$ )은 상대속도를 최소로 하는 최적의 값으로 다음과 같은 식으로 결정된다.

$$R_{tip} = \sqrt{R_{hub}^2 + \left(\frac{1800Q^2}{\pi^4 N^2}\right)^{\frac{1}{3}}} \quad (9)$$

임펠러 출구직경 및 폭

$$\Delta h_{os} = C_p T_{00} (\Pi_{stage}^{(k-1)/k} - 1) : \text{단위질량당이론일} \quad (10)$$

$$W_x = \Delta h_{os} / \eta_{stage} : \text{단위질량당 실제 일} \quad (11)$$

$$U_2 = \sqrt{\frac{(U_1 C_{01} + W_x)}{\mu}} : \text{임펠러 출구 회전속도} \quad (12)$$

$$D_2 = \frac{60U_2}{\pi N} : \text{임펠러 출구직경} \quad (13)$$

$$\frac{P_{02}}{P_{00}} = \left(\frac{W_x \eta_{rotor}}{C_p T_{00}} + 1\right)^{\frac{k}{k-1}} : \text{압축비} \quad (14)$$

$$\frac{P_{02}}{P_2} = \left(\frac{T_{02}}{T_2}\right)^{\frac{k}{k-1}} : \text{임펠러 출구의 등엔트로피 식} \quad (15)$$

$$A_{2m} = \frac{m_{air}}{\rho_2 C_{2m}} : \text{임펠러 출구면적} \quad (16)$$

$$b_2 = \frac{A_{2m}}{\pi D_2} : \text{임펠러 출구 폭} \quad (17)$$

$$\lambda = \frac{C_{2\theta}}{C_{2m}} : \text{임펠러 출구의 속도비} \quad (18)$$

$$\mu = \frac{\sigma \lambda}{(\lambda - \tan \beta_{2b})} : \text{일 계수} \quad (19)$$

$$\sigma_1 = 1 - \frac{\sqrt{\cos(\beta_2)}}{Z_r^{0.7}} : \text{slip factor} \quad (20)$$

$$\sigma_2 = 1 - (1 + \phi_2 \cot \beta_2) \left(1 - \left(1 + \frac{B_2^{0.35} D B \sin \beta_2}{2Z_r \left(1 - \frac{r_{1m}}{r_2}\right)}\right)^{-1}\right) \quad (21)$$

주요 압력손실 모델은 다음과 같다.

$$Head_{ideal} = \sigma U_2^2 \left(1 - \frac{Q}{Q_{design}} \frac{\tan \alpha_2}{\tan \alpha_2 + \tan \beta_2}\right) \quad (22)$$

$$(1 - \eta_{stage}) \times Head_{ideal} : \text{유체손실} \quad (23)$$

$$(U_1^2 + U_2^2 \times \left(\frac{D_2}{D_3}\right)^2) \times (1 - \frac{Q}{Q_{design}})^2 \times \zeta : \text{충격손실} \quad (24)$$

$$0.4C_1^2 + 0.25U_1^2 + 0.25(C_3^2 - C_4^2) : \text{임펠러/디퓨저손실} \quad (25)$$

위 식에서 언급된 기호설명은 다음과 같다. 하첨자 1, 2, 3 및 4는 임펠러 입구, 출구, 디퓨저 입구 및 출구를 의미한다. B는 blockage계수,  $D_R$ 은 확산비, Zr은 날개수,  $\phi$ 는 유량계수이다. 본 논문에서 식 (9)~(31)는 Japikse<sup>(6)</sup>의 자료를 참고하였으며 식 (24), (25)는 Johnsen<sup>(10)</sup>과 Eckardt<sup>(9)</sup>에서 각각 활용하였다.

위에서 나열한 바와 같이 임펠러 출구직경은 실제 압축기에 준 일과 미끄럼 계수간의 반복적인 계산을 통하여 최종 결정되며 출구 폭은 질량보존 방정식으로 부터 계산된다.

임펠러의 입구와 출구 직경이 결정된 후 쉬라우드와 허브면의 캠버선을 결정하기 위한 3차원 임펠러 블레이드 설계 (각도 포함)가 6점의 Bezier polynomial 수식을 이용하여 아래 Fig. 1의 비주얼 베이직 화면을 통해서 결정되어지며 형상은 경험에 주로 의존적이다. 그림에서 점 1은 임펠러 출구이고 점 6은 임펠러 허브의 leading edge를 가리키며 점 2, 3, 4, 5를 적절하게 움직여서 형상을 결정한다. 캠버선에 두께를 더하여 아래 Fig. 2와 같은 최종형상이 결정된다. 유동해석 결과를 구조해석과 연계하여 응력 및 변형정도를 정확히 파악하고자 임펠러 형상과 허브면과의 필릿을 적용하였으며 본 연구에서는 곡률반지름을 1.5mm로 두었다.

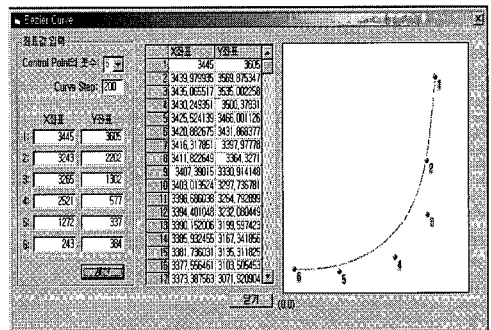


Fig. 1 Window to generate camber lines

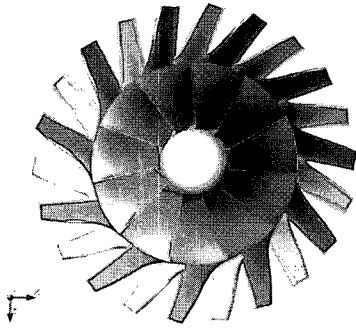


Fig. 2 Front view of the designed impeller

### 디퓨저 설계

다음의 압력손실계수와 압력회복계수를 만족하는 썰기형의 디퓨저를 선택하였다.

$$K_{2m-4} = 0.15 = \frac{P_{02} - P_{04}}{P_{02} - P_2} \quad (26)$$

$$C_{P,4-5} = 0.52 = \frac{P_5 - P_4}{P_{04} - P_4} \quad (27)$$

$$C_{P,2m-4} = 0.1 \quad (28)$$

하첨자인 4, 5는 디퓨저의 목과 디퓨저 출구를 의미한다. 디퓨저에서의  $B_4$  (blockage)는  $C_{p,2m-4}$ 의 함수로 본 논문에서는 0.05로 설정하였다. 위의 설계 변수를 만족하는 디퓨저 형상은 목과 출구의 면적비인  $A_R$ 은 2.5이며  $2\theta$ 는 약  $21^\circ$ 이고  $L/W$  (높이/폭)은 4.1인 썰기형의 디퓨저로 선정되었다.

### 베인 없는 디퓨저 설계

임펠러 출구와 디퓨저 입구 사이 및 디퓨저 출구와 볼류트 사이의 공간에는 베인 없는 디퓨저가 적절하게 설계된다. 여기에는 질량보존, 각운동량 및 상태방정식이 아래와 같이 적용되며 4단계의 Runge-Kutta 적분법으로 계산된다.

$$C_m \frac{dC_m}{dr} - \frac{C_\theta^2}{r} + C_f \frac{C^2 \cos \beta}{b \sin \phi} + \frac{1}{\rho} \frac{dp}{dr} = 0 \quad (29)$$

$$C_m \frac{dC_\theta}{dr} + \frac{C_m C_\theta}{r} + C_f \frac{C^2 \sin \beta}{b \sin \phi} = 0 \quad (30)$$

Table 4 Primary design data

구 분	상세 항목	값	단 위
임펠러	허브 직경	37.8	mm
	팁 직경	112.4	mm
	출구 직경	178	mm
	입구 각	51.7	°
	출구 각	69.1	°
	블레이드 수	22	ea
	출구 폭	8.8	mm
디퓨저	입구 직경	202.4	mm
	출구 직경	252.9	mm
	입구 각	20.7	°
	출구 각	31.5	°
	블레이드 수	17	ea
볼류트	출구 직경	120	mm

$$\frac{1}{\rho} \frac{dp}{dr} + \frac{1}{C_m} \frac{dC_m}{dr} + \frac{1}{b} \frac{db}{dr} + \frac{1}{r} = 0 \quad (31)$$

### 볼류트 설계

단면의 형상은 압력손실이 적은 overhung 형식을 적용하며 본 연구에서는 볼류트 출구단면적을 설계하는 기준을 다음과 같이 설정하였다. 출구 마하수는 0.12에 가깝게 하고 디퓨저 출구와 볼류트 출구의 단면적 비를 1.6으로 두었다.

위와 같이 평균유선법으로 공력학적 설계를 수행한 결과 Table 4와 같은 설계 데이터를 도출하였다.

### 5. 원심압축기의 유동해석

유동해석은 상용프로그램인 FLUENT를 사용하였으며 임펠러와 디퓨저의 격자 셀의 수는 각각 116,000과 45,290이며 회전하지 않는 케이싱과 임펠러의 팁 간극은 1mm로 두었다. 지배방정식 및 경계조건은 Table 5와 같으며 압력분포의 해석결과를 Fig. 3에 나타내었다. Fig. 4에서는 메인 블레이드 내에서 허브와 쉬라우드 및 흡입면과 압력면으로 정압력분포를 살펴봄으로써 압력의 안정적인 상승여부 및 2차유동 발생여부를 확인하고자 하였다. 임펠러의 앞전 (leading edge) 쉬라우드의 흡입면에서 유속이 가장 빠르며 압력은 약 0.54 bar까지 낮아진다. 이후에 점차 상승하여 임펠러 출구에서는 약

Table 5 Governing equations & boundary conditions

지배방정식		연속방정식
		운동량방정식
		에너지방정식
		standard $\kappa$ - $\epsilon$ 모델
경계조건	입구 조건	100000 Pa (total) 25 °C (total)
	출구조건	340000 Pa (static)
	회전수	54000 rpm
	Interface	Mixing plane method
	벽면조건	단열 가정

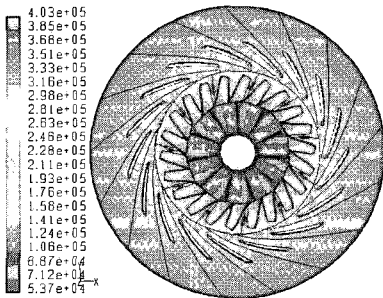


Fig. 3 Pressure distribution for the impeller and diffuser (boundary condition : "Table 5")

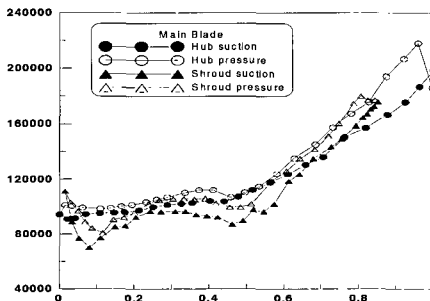


Fig. 4 Pressure distribution for the impeller main blade (pressure unit : Pa)

Table 6 Comparison between design and analysis results

	설계	유동해석	차이
압축비(t-t)	3.85	3.94	+2.3 %
질량유량(kg/s)	1.50	1.52	+1.3 %
단열효율(%)	76.5	76.8	+0.3 %

Table 7 Production technologies for each part

주요 구성 요소	생산 기술
압축기 임펠러	알루미늄 합금(단조/가공)
터빈 로터	정밀 주조 / 축에 마찰 용접
베어링 방식	분리형/일체형 3-Lobe Plain
Casing 냉각	No Cooling Water
윤활 방식	External Forced
효율	62 % min.

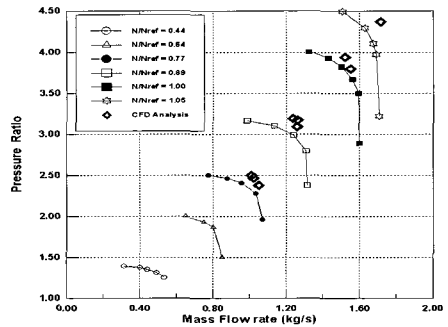


Fig. 5 Performance map for meanline predictions and CFD analyses

2 bar로 나타났다. Fig. 3에서 디퓨저의 목 (throat)부분을 보면 1.5 bar까지 낮아졌다가 이후에 다시 3.4 bar 까지 상승함을 볼 수 있다. Table 6에서 설계와 유동해석 결과를 비교하였으며 유량과 압축비에서 각각 1.3%, 2.3%의 오차가 발생하였다. 설계치의 값이 예측값이긴 하지만 기준으로 보면 압축비의 오차가 다소 크다. 그 이유는 유동해석에서는 볼류트를 고려하지 않았기 때문이며 따라서 효율도 약간 높다.

Fig. 5에서는 single zone method를 이용하여 설계된 압축기의 탈설계점에 대한 성능곡선 예측과 3차원 유동해석 결과를 비교하여 보여준다. 전반적으로 유동해석값이 조금 높긴 하지만 신뢰성있는 결과를 보여주고 있다. 탈설계점의 성능예측은 유량과 회전수에 변화에 따른 압력손실모형을 적용하였으며 초킹점은 해당 회전수에서의 최대유량으로 설정하였고 서어징점은 임펠러와 디퓨저에서 목 (throat)과 유입구의 속도비가 2.0 이상인 경우로 한정하였다. 성능 맵은 최종적으로 시제품 제작 후 시운전을 통해 정밀 계측되어지고 손실모형 및 설계 프로그램에 반영될 예정이다.

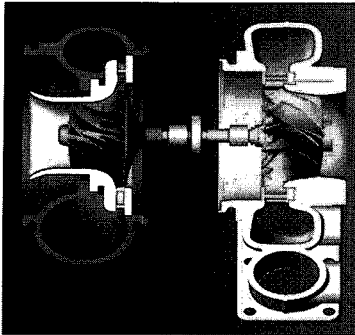


Fig. 6 Isometric view for designed turbocharger

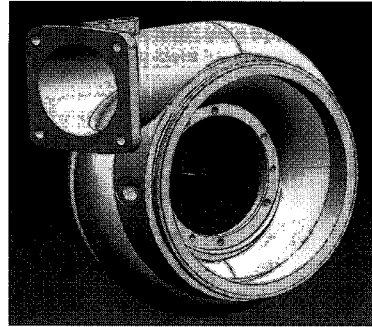


Fig. 7 Compressor Volute

## 6. 터보차저의 설계형상 및 생산기술

Figs. 6, 7은 본 연구에서 설계한 터보차저의 3차원 단면도 및 압축기의 케이싱 형상이다. 주요 구성요소의 제작방법은 Table 7과 같다.

## 7. 연소기와 연료노즐의 설계 및 제작

중형 터보차저의 성능을 자세하게 파악하기 위해서는 엔진없이 단독으로 구동시켜야 하는데 이 때에 반드시 연소기가 필요하다. Table 8에서는 연료노즐을 포함한 연소기 전체에 대한 설계 및 제작공정을 간단히 보여준다.

당사가 필요로 하는 연소기의 운전조건은 공기유량은 최대 12 kg/s이고 터빈 입구온도의 한계를 750℃까지 높이기 위해서는 연료량은 최대 762 liter/hr가 필요하다. 본 연구에서는 대형 터보차저 시운전용 연소기

(최대 운전가능 공기유량 : 77 kg/s)의 직접 설계·제작 경험을 바탕으로 상용으로 제품화된 가스터빈 연소실 라이너 (W501D 연소기, Westing House사)를 저렴하게 구입하여 케이싱과 연료노즐에 대한 설계수정만으로 당사의 용도에 부합할 수 있도록 하였다.

### 케이싱 설계

터보차저 시운전용 연소기는 일반적으로 정격에서 연속적인 운전을 하는 것이 아니라 터보차저의 구동 조건에 따라 넓은 운전 영역을 가지게 되므로, 부하 (load)의 변화에 대해서 안정적인 연소가 이루어 질 수 있도록 연소실의 각 영역별로 유입되는 공기의 분배가 적절히 이루어져야 한다. 본 연구에서 설계 및 제작한 연소기는 reverse can 형식이며 W501D 연소기와 당사의 운전조건에서 유량분배비가 비슷하게 되고 주 연소 구간에서 당량비가 1.15가 되도록 유동해석 결과를 바탕으로 케이싱을 최종 설계하였다.(Table 9, Fig. 8, Fig. 9, Fig. 10 참조)

Table 8 Design procedures for combustor & fuel nozzle



Table 9 Flow distribution rates at each position for the combustor liner (unit : kg/s)

구 분	W501D 26.5(100%)	HHI 2.0(100%)
주 연소구간	8.27 (31.2%)	0.61 (30.5%)
벽면 냉각구간	11.71 (44.2%)	0.88 (44.0%)
혼합 및 냉각구간	6.52 (24.6%)	0.51 (25.5%)





$$C_d = 0.42 \left( \frac{A_{in}}{D_{in} D_{out}} \right)^{0.563} \left( \frac{D_{in}}{D_{out}} \right)^{0.23} \quad (33)$$

## 7. 결론

당사에서 개발한 중형 엔진용 터보차저의 원심압축기에 대한 공력학적 설계를 수행하였으며 터보차저 구동용 연소기의 설계 및 제작을 완료하였다. 가장 중요한 것은 엔진과의 시스템 매칭이며 기존에 선진 엔진 업체에게 의존했던 핵심내용을 프로그램으로 개발하였다. 터보차저의 사양을 기준으로 평균유선법을 이용하여 압축기의 공력학적 설계와 성능곡선을 도출하였으며 2% 이내의 신뢰도를 확인하였다. 하지만 추후에 제작과정을 거쳐서 실험을 통한 검증이 반드시 필요하다.

또한 터보차저 구동용 연소기와 연료노즐을 자체적으로 개발함으로써 고가인 외자도입을 대체하였다. PIV와 PDPA 실험장치를 통하여 연료노즐의 분무가시화를 수행함으로써 분무특성을 파악하였으며 설계된 노즐에 대한 유출계수 수식을 도출하였다. 따라서 본 연구를 통해서 터보차저 선정 및 설계에 관한 핵심기술을 자립화 할 수 있었으며 향후 터보차저 시장에서의 신규 이익창출에 기여할 수 있게 되었다.

## 참고문헌

(1) Kim, H. W., Ryu, S. H., Ghal, S. H., Ha, J. S. and Rhee, S. K., 2005, "A Numerical Approach for the Design of the Compressor Impeller Exit Diameter in a marine Engine Turbocharger,"

Proceedings of the ASME Turbo Expo 2005, GT2005-68653.

- (2) 오종식, 2000, "원심압축기 임펠러의 Blockage와 Slip 특성에 관한 수치연구," 2000 유체기계연구개발발표회 논문집, pp. 236~244.
- (3) Wiesner, 1967, "A Review of Slip factor for Centrifugal Impellers," Journal of Engineering for Power, Trans. ASME, Vol. 89.
- (4) Valentin Tiede and Ulrich Kramer, 2001, "New compressor design for compact turbocharger range HPR from KBB", CIMAC, Hamburg.
- (5) Lothar Czerny and Joachim Ruck, 2001, "Advanced turbochargers for high performance turbocharging systems", CIMAC, Hamburg.
- (6) David Japikse, Centrifugal Compressor Design and Performance, Concepts ETI, Inc.
- (7) Rizk, N. K. and Lefebvre, A. H., 1985c, "Internal Flow Characteristics of Simple Swirl Atomizers" AIAA J. Propul. Power, Vol. 1, No.3, pp. 143~199.
- (8) Watson, N. and Janota, M. S., 1982, Turbocharging the Internal Combustion Engine, THE MACMILLAN PRESS LTD.
- (9) Eckardt, D., 1976, "Detailed flow investigations within a high speed centrifugal compressor impeller", Trans ASME Journal of Fluids Engineering, Vol. 98, pp. 390~402.
- (10) Johnsen, I. A. and Ginsburg A., 1953, "Some NACA research on centrifugal compressors", Trans ASME Vol. 75, pp. 805~817.