

디젤 기관의 터보 과급 특성

Performance Characteristics of Turbocharger of Diesel Engine

이 창 식*
Chang Sik Lee

1. 서 론

디젤 기관의 출력 성능을 향상시키기 위하여 실린더 내로 흡입되는 공기를 적극적인 방법으로 밀도가 높은 공기로 압입시키는 과급기는 디젤 기관의 종합 성능을 결정하는 중요한 인자가 되고 있다.

이와 같은 관점에서 터보 과급기의 성능을 규명하고 과급기의 특성에 관한 사항을 열역학적 해석과 압축기 및 터빈의 성능 특성을 살펴보기로 한다. 여기서는 주로 과급기의 성능 특성을 중심으로 다루기로 한다.

2. 터보 과급기의 구조

터보 과급기의 역사는 1905년 스위스의 A. J. Büchi가 스위스, 독일 및 미국의 특허를 얻은 후 여러 연구자들에 의하여 개량되어 오늘에 이르게 되었다.¹⁾

1952년까지는 거의 모든 터보 과급기는 볼 베어링이나 롤러 베어링을 사용하였으나 오늘날의 터보 과급기는 부유식(浮遊式) 슬리브 베어링을 사용하여 운활하고 있다.

터보 과급기의 기본 구조는 그림 1과 같이 압축기(壓縮機, Compressor)와 터빈(turbine), 흡기 및 배기관으로 구성된다.

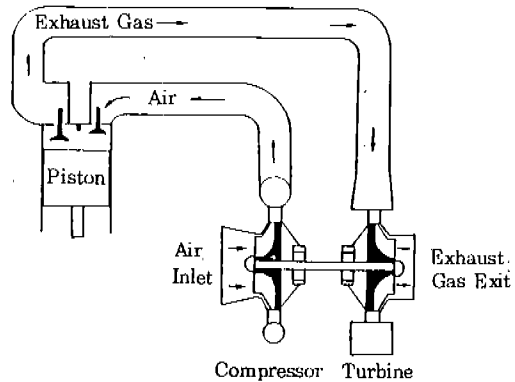


그림 1 터보 과급기의 구조

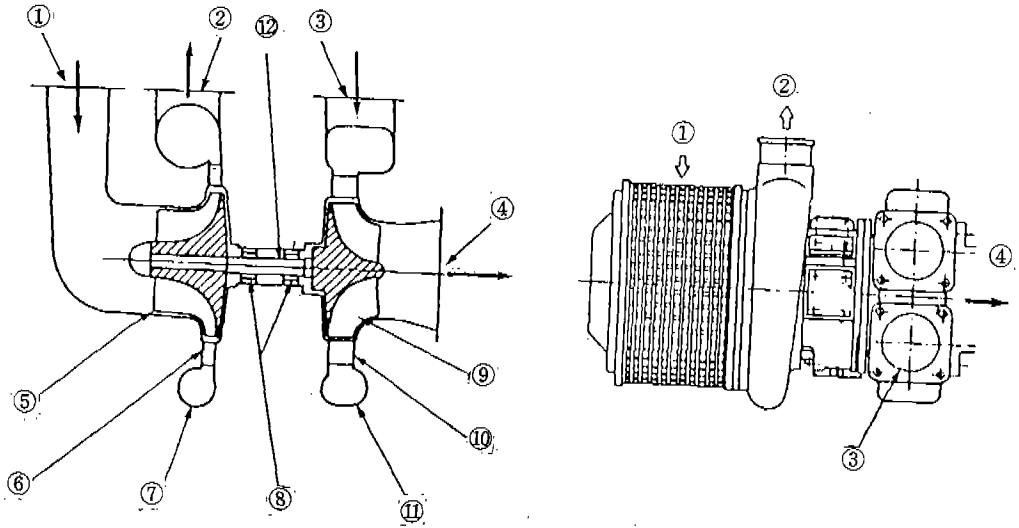
그림 2는 디젤 기관 터보 과급기의 구조를 나타낸 것이다.

베어링과 터빈 사이와 베어링과 압축기 사이에는 실(seal)이 있어서 베어링 홈 부근의 고압 가스의 누설 및 터빈에 대한 오일의 누설을 방지하도록 되어 있다.

압축기는 임펠러(impeller), 디퓨저(diffuser), 하우징(housing)으로 구성된다.

임펠러는 고속 회전하면서 그 사이를 통과하는 공기를 그 원심력을 이용하여 매우 빠른 속도로 가속시킨다. 한편 디퓨저는 노즐의 반대의 작용을 하는 것으로서 공기의 속도를 저하시킴과 아울러 압력을 상승시키는 기능을 한다.

* 정회원, 한양대학교 공과대학 기계공학과



- | | |
|-----------|------------|
| 1. 흡입구 | 7. 압축기 케이싱 |
| 2. 압축기 출구 | 8. 베어링 |
| 3. 터빈 입구 | 9. 터빈 휠 |
| 4. 터빈 출구 | 10. 노즐 |
| 5. 임펠러 | 11. 터빈 케이싱 |
| 6. 디퓨저 | 12. 축 |

그림 2 터보 과급의 단면도

하우징은 디퓨저 둘레에 위치하는 케이스로서 고압 공기를 모아서 기관으로 보내는 기능을 갖는다.

압축기에서는 압력을 높이면 공기의 온도가 단열 변화에 따라 다음과 같이 상승한다.

압축초의 압력을 P_1 , 압축말의 압력을 P_2 라 하면 $T_2 = T_1 (P_2/P_1)^{(\kappa-1)/\kappa}$ 로 되어 압축기 출구 온도는 입구 온도보다 현저하게 높아진다.

압축기의 등엔트로피 효율(isentropic efficiency of turbine) η_c 는

$$\eta_c = \frac{T_{2s} - T_1}{T_2 - T_1} \quad (1)$$

으로 표시된다. 여기서 첨자 s 는 등엔트로피 과정을 의미한다.

표 2는 $T_1 = 293.15\text{K}$ 일 때 압력비에 따른 압축기 출구 온도를 나타낸 것이다.

그림 3은 기관으로 공급되는 공기의 압력비 (P_2/P_1)의 변화와 압축기 출구의 공기 온도 T_2 를 압축기의 등엔트로피 효율에 대하여 나

타낸 것이다.

터빈은 복류 터빈(radial flow turbine)과 축류 터빈(axial turbine)이 있다. 복류 터빈은 주로 소형 자동차 기관 또는 트럭 과급

표 2 압력비와 온도와의 관계($\eta_c = 65\%$)

압력비 (P_2/P_1)	온도 (K)	압력비 (P_2/P_1)	온도 (K)
1.1	305.6	2.1	399.6
1.2	317.3	2.2	407.1
1.3	328.3	2.3	414.3
1.4	338.7	2.4	421.3
1.5	348.5	2.5	428.1
1.6	358.0	2.6	434.7
1.7	367.0	2.7	441.1
1.8	375.6	2.8	447.4
1.9	383.9	2.9	453.9
2.0	391.9	3.0	459.5

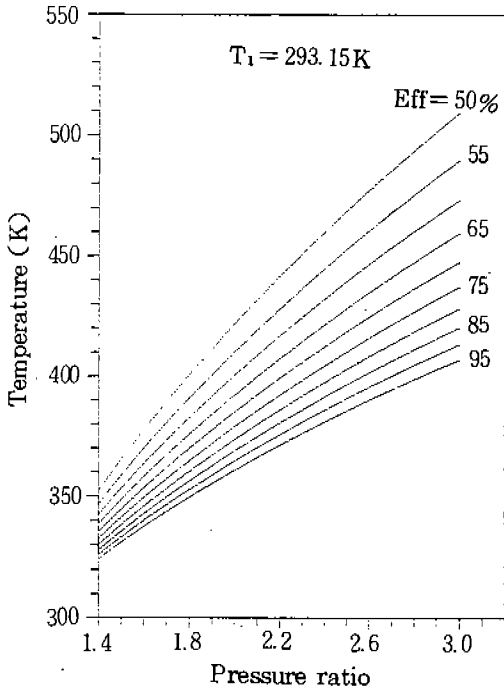


그림 3 압축기 압력비와 출구 온도와의 관계

기에 많이 사용되고, 축류 터빈은 중속 정치식 기관, 철도 차량, 대형 박용 기관 등에 사용된다.

복류 터빈은 흡입 케이싱 (inlet casing), 노즐, 터빈 휠 (turbine wheel) 등으로 구성된다.

축류 터빈은 노즐, 로터 블레이드로 구성된다.

베어링은 그림 4와 같이 베어링이 압축기와 터빈의 바깥쪽을 지지하는 형식과 터빈의 양쪽에 위치하는 경우, 압축기의 안쪽과 터빈 바깥쪽에 설치하는 경우, 압축기의 바깥쪽에 설치되는 경우 등이 있다. 그림에서 C는 압축기, T는 터빈을 나타낸 것이다.

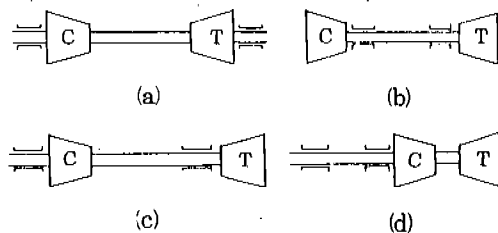


그림 4 베어링의 지지 형식

3. 터보 과급기의 성능

3.1 압축기의 등엔트로피 효율

터보 과급기의 압축기에 열역학 제 1법칙을 적용하면

$$\dot{Q} - \dot{W} = \dot{m} \left[\left(h_2 + \frac{\bar{V}_2^2}{2} + gZ_2 \right) - \left(h_1 + \frac{\bar{V}_1^2}{2} + gZ_1 \right) \right] \quad (2)$$

가 된다.

여기서 \dot{Q} : 압축기에 가해진 열량

\dot{W} : 압축기로부터 외부에 대하여 한 일

\dot{m} : 질량 유량

h : 비엔탈피

$\frac{\bar{V}^2}{2}, gZ$: 운동 에너지, 위치 에너지

첨자 1, 2 : 입구, 출구

정체 엔탈피를 h_0 라 하면

$$h_0 = h + \frac{\bar{V}^2}{2}$$

가 되고, 식 (1)에서 위치 에너지를 무시하면

$$\dot{Q} - \dot{W} = \dot{m} (h_{02} - h_{01}) \quad (3)$$

로 표시된다.

열역학 제 2법칙으로부터 압축기의 등엔트로피 효율 η_c 는 그림 5로부터 다음 식으로 표시된다.

$$\eta_c = \frac{h_{02s} - h_{01}}{h_{02} - h_{01}} \quad (4)$$

따라서 온도로 나타내면

$$\eta_c = \frac{T_{02s} - T_{01}}{T_{02} - T_{01}} \quad (5)$$

가 된다.

과정 01 \rightarrow 02S는 등엔트로피 변화이므로

$$T_{02s} = T_{01} \left(\frac{P_{02}}{P_{01}} \right)^{(\gamma-1)/\gamma} \quad (6)$$

따라서 식 (4)의 압축기의 등엔트로피 효율 η_c

는 다음 식으로 표시된다.

$$\eta_c = \frac{\left(\frac{P_{02s}}{P_{01}}\right)^{(\kappa-1)/\kappa} - 1}{\frac{T_{02s}}{T_{01}} - 1} \quad (7)$$

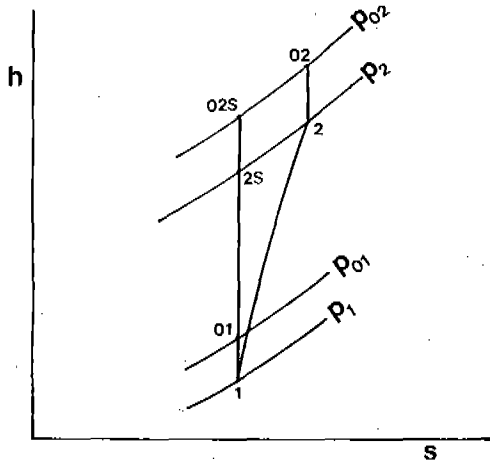


그림 5 압축기의 h-s 선도

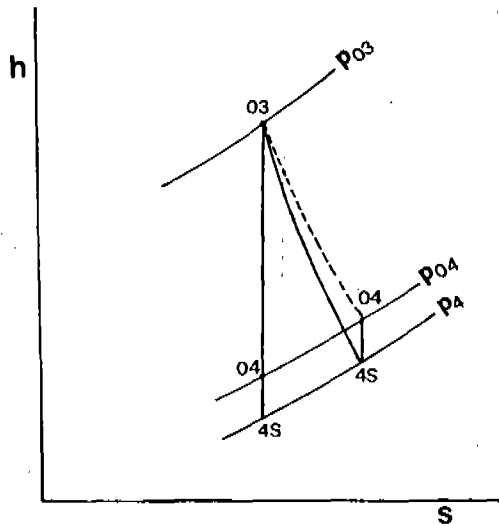


그림 6 터빈의 h-s 선도

3.2 터빈의 등엔트로피 효율

그림 6 과 같은 h-s 선도에서 터빈의 등엔트로피 효율 η_t 는 가역 단열 팽창일과 실제 일과의 비로 표시되므로

$$\eta_t = \frac{h_{03} - h_{04}}{h_{03} - h_{04s}} = \frac{1 - \frac{T_{04s}}{T_{03}}}{1 - \left(\frac{P_{04s}}{P_{03}}\right)^{(\kappa-1)/\kappa}} \quad (8)$$

로 표시된다. 터빈의 정적 출구 온도를 이용하면

$$\eta_{ts} = \frac{1 - \frac{T_4}{T_{03}}}{1 - \left(\frac{P_4}{P_{03}}\right)^{(\kappa-1)/\kappa}} \quad (9)$$

가 된다.

한편 터빈의 출력 \dot{W}_t 는

$$\dot{W}_t = \dot{m}_e c_{pe} \eta_{ts} T_{03} \left[1 - \left(\frac{P_{04}}{P_{03}}\right)^{(\kappa-1)/\kappa} \right] \quad (10)$$

여기서 첨자 \dot{m}_e 는 배기가스 유량이다.

압축기 출력과 터빈 출력 사이에는 다음과 같은 관계가 성립한다.

$$-\dot{W}_c = \eta_m \dot{W}_t \quad (11)$$

3.3 과급기 성능의 무차원 표시

과급기의 성능을 나타내는 중요한 인자로는 질량 유량 \dot{m} , 기기의 등엔트로피 효율 η , 장치의 온도차 ΔT 등을 들 수 있다.

이와 같은 변수들은 각각 압력, 온도, 속도 N , 특성길이 D , 비열비 κ , 가스 상수 R , 점성계수 μ 등의 함수²⁾로 표시할 수 있다.

$$\dot{m}, \eta, \Delta T_0 = f(P_{01}, P_{02}, T_{01}, N, D, R, \kappa, \mu) \quad (12)$$

이를 차원 해석에 의하여 정리하면

$$\frac{\dot{m}\sqrt{T_{01}}}{P_{01}}, \eta, \frac{\Delta T}{T_{02}} = f\left(\frac{N}{\sqrt{T_{01}}}, \frac{P_{02}}{P_{01}}\right) \quad (13)$$

가 된다. 여기서 $m\sqrt{T_{01}}/P_{01}$ 을 보정 유량, $N/\sqrt{T_{01}}$ 을 보정 속도라 한다.

압축기의 특성은 압력비와 보정 유량과의 관계를 보정 속도 변화에 대하여 나타낼 수 있다.

3.4 과급기의 성능 선도

디젤기관 과급기의 성능은 압력비와 유량과의 관계, 터빈 효율과 팽창비 등에 대하여 알아보기로 한다. 여기서는 주로 디젤 기관에 대한 P.M.Came³⁾의 자료를 인용하여 살펴보기로 한다.

그림 7은 디젤 기관 터보 과급기의 부스트 압력비와 과급기 효율과의 관계를 나타낸 것이다.

이 선도에서 보는 바와 같이 2행정 기관은 부스트 압력비 3.0~3.3에서 과급기 효율은 62~66% 정도가 되어야 함을 알 수 있다. 한편 4행정 기관에서는 부스트 압력비가 3.5~4.0에서 효율이 62~63% 정도이다.

표3은 디젤 기관 과급기의 등엔트로피 효율 저하 %를 나타낸 것이다. 이 표에서 보는 바와 같이 압축기의 경우에는 휠(wheel)과 디퓨저(diffuser)의 손실이 가장 많음을 알 수 있다. 따라서 성능 개선의 주안은 휠과 디퓨저의 성능 개선에 두어야 할 것이다.

한편 터빈 주요부의 등엔트로피 성능의 저하를 살펴보면 터빈의 손실은 배기 케이싱

표 3 디젤기관 과급기의 등엔트로피 효율 저하

과 급 기 주 요 부	손실 (%)	
압축기	블류드 케이싱	1.0
	누 설	3.0
	배인 디퓨저	6.0
	휠	8.0
	디퓨저와 임펠러 사이의 공간	2.0
터 빈	로 터	1.5
	로터 선단 틈새	1.0
	배기 케이싱 및 디퓨저	5.5
	냉 각 수	1.0
	노 즐	4.0
	베 어 링	1.5

(exhaust casing)과 디퓨저, 로터, 노즐 등의 손실이 주류를 이루고 있다. 그러므로 터빈의 성능 향상을 위해서는 배기 케이싱, 디퓨저, 노즐 등의 성능 개선이 요망됨을 알 수 있다.

한편 그림 8은 압축기 압력비와 유량과의 관계를 회전 속도와 압축기 효율에 대하여 그린 것이다. 여기서 T_a 는 주위 온도이다.

그림 9는 터빈의 팽창비와 터빈 효율을 회전 속도 변화에 대하여 도시한 것이다.

이상은 주로 과급기의 성능 선도의 일예를 나타낸 것이다. 과급기의 최적 설계 및 성능을 비교하기 위해서는 이밖에도 여러 인자들에 대한 성능 선도를 작성하여 평가할 수 있다.

또한 과급기와 기관의 조합 및 조합 성능의 향상은 과급 특성과 기관 성능을 개선시키기 위하여 매우 중요한 사항이다. 기관의 성능 향상을 위해서는 과급기의 최적 설계와 기관 정특성을 고려한 시뮬레이션과 아울러 많은 실험적 규명이 이루어져야 할 것이다.

특히 과급기의 성능 향상을 위해서는 베어링 및 급유 장치, 터빈 회전익, 압축기 날개차, 케이싱 등의 합리적인 설계와 과급기 오손, 소음 저감 등에 대한 지속적인 노력이 이루어져야 한다.

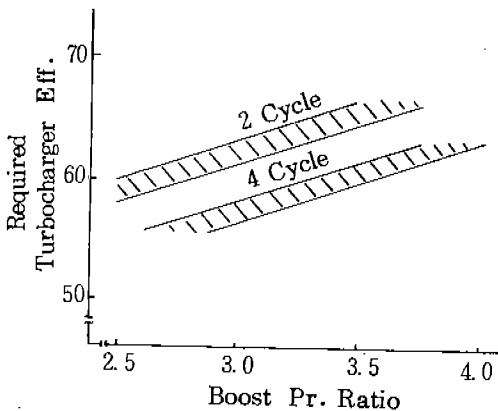


그림 7 디젤기관 터보 과급기 적용 범위

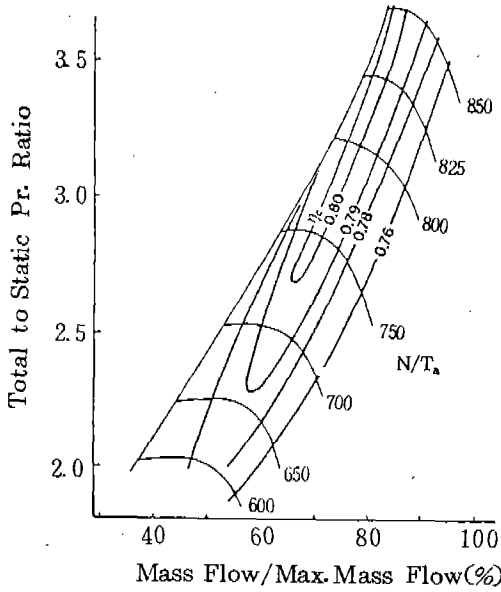


그림 8 압축기 성능 선도

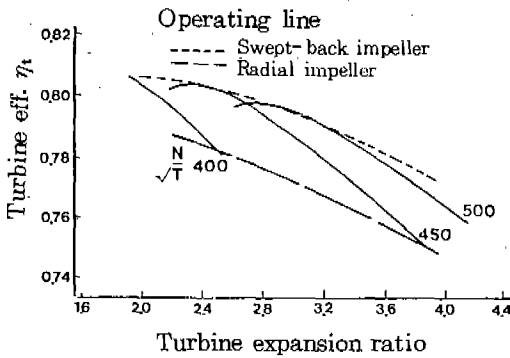


그림 9 터빈 성능 선도

4. 맺 음 말

이상은 주로 과급기의 구조와 그 기능, 과급 성능 등을 중심으로 다루었다.

배기 터보 과급 기관은 과급기의 성능 향상과 아울러 기관의 조합 특성이 우수하여야 한다.

특히 고성능화를 위해서는 기관 성능 향상을 위한 과급기의 성능 향상과 아울러 기관 운전의 합리화, 자동화 등에 의한 최적 운전 성능이 이루어지도록 하여야 하며, 또한 과급기의 신뢰성, 배출 가스, 소음 저감 등에 관한 연구가 이루어져야 할 것이다.

참 고 문 헌

1. T. Kadowaki : "History of Exhaust-Turbo charging in Early Period", Journal of M.E.S.J., Vol.14, No. 1, pp.12-22, 1979.
2. LCR Lilly : "Diesel Engine Reference Book", p. 2/11, 1984.
3. P. M. Came and A. G. Bellamy : "Design and Performance of Advanced Large Turbochargers", Turbocharging and Turbochargers pp. 63-76, 1982.