

〈논문〉 SAE NO. 2000-03-0110

경승용차용 가솔린 기관의 성능향상에 관한 이론 및 실험적 연구 (제 1 보) - 성능 실험을 중심으로 -

An Analytical and Experimental Study on the Improvement of Performances of a Gasoline Engine of the Light Passenger Car (First Paper)

윤 건 식*, 서 문 진**, 우 석 근***
Keon-Sik Yoon, Mun Jin Seo, Seok Keun Woo

ABSTRACT

In this study, as a means of increasing engine power, turbocharging was applied to the gasoline engine of a light passenger car which was originally naturally aspirated. Also the catalytic convertor was applied to improve the exhaust emission characteristics.

The comparison of the performance characteristics between the turbocharged engine with catalytic convertor and the naturally aspirated engine was made over the wide range of operating conditions. The results showed considerable increase of the output performances at full load condition by turbocharging while slight losses were observed at part load conditions.

주요기술용어 : Light passenger car(경승용차), Performance(성능), Turbocharging(터보과급), Catalytic convertor(촉매변환기)

1. 서 론

최근 전반적인 국민 생활 수준의 향상으로 자동차의 수요는 폭발적으로 증가하고 있으나, 자동차세의 인상, 유가 상승 등으로 자동차의 구입, 유지에 소요되는 비용 또한 증대되고 있는 실정이다. 이와 같은 요인과 함께 특히 국내의 열악한 도로조건 및 주차환경 등을 고려할 때 국내에서의 장기적인 자동차의 수요는 소형, 고효율화

된 경승용차로 집중될 것으로 전망된다.

이와 같은 추세에 부응하여 국내 일부 자동차 제조업체에서 소형 가솔린 기관을 탑재한 경승용 및 승합차를 생산한 결과 매출과 시장점유율에 있어 급속한 성장을 보여주었으나 중형승용차에의 선호와 경승용차의 저출력으로 인한 불편함이 보급 확대에 장애가 되고 있는 것이 사실이다. 경승용차의 보급 확대를 위하여는 안전에 대한 우려의 불식 이외에도 기관의 성능개선 등을 통하여 적은 배기량에 기인하는 낮은 출력에 대한 수요자의 개선 요구를 충족시키는 방안이 적극 강구되어야 할 것으로 생각된다. 이 연구를 시작할 당시 국내에서 시판되는 경승용차는 소극적인

* 회원, 창원대학교 기계공학과

** 회원, 창원대학교 대학원

*** 회원, 쌍용중공업

배기정화 방법을 사용하고 있어 대형차에서 보다 오히려 높은 농도의 유해 배출물이 나오고 있어 배출가스 규제가 보다 강화될 것으로 예상되었던 바 이들에 관한 업계의 기술 개발과 함께 학계에서의 기본 연구가 병행될 것이 요구되었다.

배기량과 기관의 회전수를 높이지 않고 기관출력을 향상시키는 적극적인 방법으로서 다밸브화 방안과 터보과급에 의한 방법을 우선적으로 들 수 있으며 이미 외국에서는 중대형 기관 뿐만 아니라 경승용차용 소형 기관에도 이를 적용하고 있다. 우리나라에서도 경승용차용 기관의 배기량을 그대로 유지하면서 3 또는 4 밸브화 시키는 방안과, 터보과급기를 채택하는 두가지 방향에서 경승용차용 기관의 고출력화를 검토하고 있다. 또한 유해배출물의 저감을 위한 촉매변환기의 채택이 최근 경승용차용 기관에도 도입된 바 이의 효과가 적극적으로 검토되어야 할 것이다.

경승용차용 기관의 출력 향상을 위한 적극적인 방법으로는 전술한 바와 같이 터보과급화와 다밸브화를 통한 유동 면적의 증대 등을 들 수 있다. 이들의 효과를 검증하기 위하여는 터보과급의 장착 또는 실린더 헤드의 재설계 및 제작 등이 선행되어야 한다. 이를 위하여는 많은 시간과 경비가 투입되어야 한다. 특히 실린더 헤드의 제작과 같은 후자의 경우는 학교 차원에서는 시도하기가 어려운 작업임에 틀림이 없다. 그러므로 설계사양의 변경에 따른 성능 평가 작업을 전적으로 실험에 의존하기보다는 적절한 시뮬레이션 모델에 의한 수치계산을 통하여, 최적의 성능을 나타내는 설계치의 범위를 미리 예측할 수 있다면 요구되는 실험의 범위와 양을 크게 줄일 수 있을 것이다.

그러므로 본 연구에서는 경승용차용 기관의 성능 향상 방안의 검토를 목적으로 실험과 이론적인 방법을 병행하고자 하였다. 우선 학교 차원에서 실험이 가능한 터보과급 및 촉매변환기 장착에 따른 효과를 실험적으로 검토하여 성능 개선의 가능성을 검토하고, 실험이 곤란한 설계사양

의 변경에 대하여는 시뮬레이션 모델의 사용을 통하여 검토하고자 한다. 이 시뮬레이션 모델의 타당성은 실험이 가능한 부분, 즉 기존의 기관의 경우와 촉매변환기를 가진 터보과급 기관에 대하여 검증한다. 먼저 본 논문 즉 제 1보에서는 기존의 기관에 터보과급기와 촉매변환기를 장착한 경우의 성능변화를 실험적으로 검토하여 제 2보에서 다루게 될 시뮬레이션 프로그램을 통한 연구를 위한 자료를 확보함과 아울러 경승용차용 기관의 성능 개선의 가능성을 검토하고자 한다.

2. 시험기관

실험에 사용된 터보과급 기관은 국내에서 시판되는 배기량 796cc의 경승용차용 자연흡기식 소형 가솔린 기관에 Garrett사제의 T-15 터보과급기를 장착하여 구성하였다. 실험용기관과 터보과급기의 제원은 Table 1 및 Table 2와 같다. T-15 터보과급기는 가솔린 기관의 경우 최소 적용 기관 배기량이 1200cc이다. 그러므로 실험용 기관의 배기량 796cc로서는 저속 회전수 구간에서는 실린더에서 배출되는 배기가스의 양이 불충분할 것이라 예측되나 현재 국내에서 운용중인 가장 작은 용량의 터보과급기임을 감안하여 실험에 적용하였다.

기존의 기화기를 사용하는 가솔린 기관에 터보과급기를 장착시키는 데에는 과급기를 기화기의

Table 1 Specifications of the Test Engine

Item	Specification
Type	3-Cyl-In Line-OHC, Water Cooled
Bore × Stroke(mm)	68.5 × 72.0
Displacement Volume(cc)	796
Max. Power(PS/rpm)	41 / 5500
Max. Torque(kgf·m/rpm)	6.0 / 3000
Compression Ratio	9.3
Carburettor	2 Barrel Down Draft

Table 2 Specifications of Turbocharger

Item	Specification
Manufacturer	Garrett
Model	T-15, Air Cooled, Waste Gated
Weight	3.3 kg
Compressor Diameter	43 mm
Turbine Diameter	42 mm
Oil Flow (SAE 30, 90°C, 2.75bar)	1.1 ℓ/min

상류 또는 하류에 설치하는 두가지 방안이 있다. 과급기를 기화기의 상류에 장착할 경우의 가장 큰 장점은 기화기를 가장 적게 변화시켜 운용할 수 있는 점으로 연료 계통을 크게 개조하지 않고 과급을 시킬 수 있다.^{1,2)} 그러므로 본 연구에서는 기존의 자연 흡기식 기관을 터보과급화하기 위하여 이 방식을 채택하였다. 이 경우 발생하는 문제점과 이의 해결을 위한 부품 개조 사항은 다음과 같다.

(1) 기화기 누설개소 부품개조

터보과급에 의하여 기화기 상류에 대기압력 보다 큰 압력이 작용할 경우 자연흡기식 기관용으로 설계된 기화기에서의 누설이 문제가 된다. 본 연구에서는 기화기를 따로 분리하여 누설검사를 실시한 결과 대기압 이상의 압력이 가해질 경우 기화기 스로틀 밸브 2개의 축 양끝에서 공기가 누설되는 것이 확인되었다. 이를 해결하기 위하여 스로틀 밸브 축 양끝에 부착되어 있는 기존의 링을 교체하고 스로틀 축에 완전히 밀착시킴으로써 누설을 방지하였다.

(2) 연료펌프의 압력보상

과급기를 기화기의 상류에 장착할 경우 터보과급기가 작동하여 연료펌프에서의 배출 압력보다 과급압력이 어느 정도 이상 높아지게 되면 연료가 역류하게 된다. 이를 방지하기 위하여 터보과급기의 압축기 출구와 연료펌프 다이어프램 아래면을 관으로 연결하여 과급 공기압력이 연료 펌

프의 스프링 압력과 함께 다이어프램에 작용하도록 하여 연료의 공급 압력이 보상되도록 하였다.

(3) 터보과급기의 윤활 및 냉각

기관의 배기 매니폴드에서 배출되는 배기가스는 통상 400°C~800°C 정도가 되며 실험에 사용한 터보과급기의 터빈 회전속도는 최대 190,000 rpm에 달하므로 윤활 및 냉각의 문제는 매우 중요하다. 터보과급기를 윤활하기 위하여는 0.8~2.3bar 범위 압력의 강제식 윤활방식을 채택하여야 한다. 본 실험에서는 실험용 기관의 오일압력 스위치를 탈거하고 여기에서 기관의 윤활유의 일부를 추출하여 이를 터보과급기의 윤활유 공급구로 유도하였다. 터보과급기에서 배출되는 윤활유는 관을 통하여 기관 하부의 오일팬으로 순환하도록 하였다. 과급기로 공급되는 윤활유의 압력을 조정하기 위하여 별도의 압력계와 조절밸브를 설치하여 운전 중 과급기로 공급되는 윤활유 압력이 1~1.5bar가 유지되도록 하였다. 기관에 공급되는 윤활유의 양은 터보과급기로 흐르는 윤활유의 양을 고려하여 적정량보다 약간 많이 주입하였다.

또한 고온 고압의 배기가스에 의하여 과급기 몸체가 과열되는 것을 방지하기 위하여 별도의 송풍기를 설치 운용하였다.

실험에 사용한 촉매변환기는 촉매로서 팔라듐과 로듐을 5:1의 비율로 사용하고 있는 세라믹 일체형의 3원 촉매변환기로서 1.32ℓ의 체적과 1.584g의 담지량을 가지고 있다.

촉매변환기에서는 작동온도가 중요한 역할을 한다. 시판되는 촉매변환기는 약 250°C 이상으로 가열되어야만 촉매작용을 시작한다. 촉매작용률을 높게 유지하면서도 촉매변환기의 수명을 연장시킬 수 있는 작동온도는 약 400~800°C 범위로 알려지고 있다. 한편 1,000°C 이상에서는 열화현상이 극심하여 촉매변환기로서의 기능을 상실하게 된다.³⁾ 이런 이유에서 촉매변환기의 설치위치가 제한을 받게 된다. 따라서 설치위치는 촉매변환기가 임계온도(약 950°C)이상으로 가열되지 않는 곳이어야 한다. 촉매변환기의 위치는 배기

가스의 온도가 촉매변환기의 최적 작동온도 이상, 임계온도 이하가 되는 위치에 설치되도록 배기 매니폴드로 부터 1m 되는 지점에 설치하였다.

3. 실험

3.1 실험장치

Fig. 1은 본 연구를 위하여 구성된 실험장치의 개략도를 나타내고 있다.

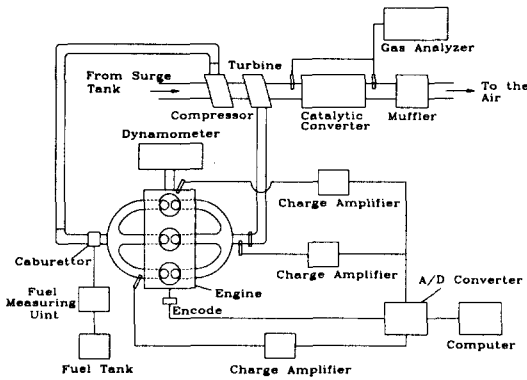


Fig. 1 Experimental Apparatus

제동성능의 측정은 130kW의 최대 흡수용량을 가진 수냉식 와전류식 전기동력계를 사용하였다. 기관으로 공급되는 연료소모량의 측정을 위하여 전자저울을 컴퓨터와 연결하여 소정의 시간동안 소모되는 연료의 양을 계측하였으며, 기관으로 공급되는 공기의 양은 서지탱크의 입구에 장착된 오리피스 전후의 압력차를 측정하여 계산하였다. 이들의 계측을 통하여 연료소비율, 공연비 및 총전효율을 산정하였다.

실린더 내에서의 순간적인 압력 변화는 압전형 압력변환기(Piezo-electric Pressure Transducer, Kistler 6051B)를 실린더 헤드에 장착하여 측정하였다. 아울러 흡·배기관내의 순간적인 압력 변화를 정확히 검출하기 위하여 저압(0~2bar)에서의 절대압력의 변화를 정확히 검출할 수 있는 압저항형 압력변환기(Piezo-resistive Pressure Transducer, Kistler 4045A2)를 이용하였다.

촉매변환기 내에서 HC, CO 및 NOx 모두를 효과적으로 정화시키기 위하여는 이론혼합비 부근의 좁은 혼합비 범위 내에서 기관을 운전하여야 한다. 본 연구에서는 기존 기관에 장착되어 있는 기계식 기화기의 외부에서 직접 혼합비를 조절하여 이론혼합비에 근접시킬 수 있도록 기존의 하향 흡기식 2배럴 복식기화기를 개조하였다. 즉 기존의 기화기로는 전 운전조건에 걸쳐 목적하고자 하는 이론혼합비를 얻을 수 없으므로 1차 측 메인제트의 구경을 기존의 0.988mm에서 1.70mm으로 확장하고 Fig. 2와 같이 연료 입구면에서 동(銅)으로 된 니들밸브를 삽입하여 1차 측 메인제트의 개도를 외부에서 인위적으로 조절할 수 있도록 함으로써 원하는 혼합비를 얻을 수 있었다.

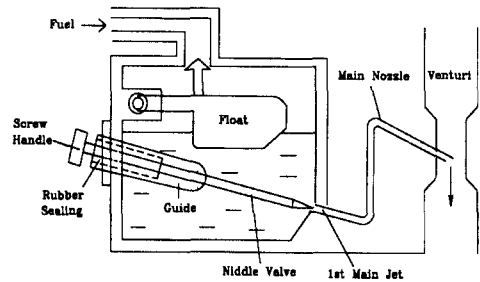


Fig. 2 Modified Carburettor

배기가스 중 HC의 측정은 수소염 이온화 분석 방식(FID)을 사용하였으며, CO₂ 및 CO의 측정에는 비분산 적외선 분석방식(NDIR)이 사용되었다. NOx의 농도는 화학적 발광 분석방식(CLD)을 사용하였다. 본 실험에 사용된 가스분석기는 영국 Rotork사의 Emirak III Model로서 최대측정범위(Full Scale) 대비 1%이내의 분해능을 갖고 있다.

3.2 실험방법

자연흡기식 기관의 실험은 흡기관 압력 -300mmHg(0.61bar), -200mmHg(0.75bar), -100mmHg(0.88bar) 및 스톨 밸브 전개(W.O.T.)의

상태에서 기관회전속도를 상용회전속도 범위인 1500 rpm에서 3500rpm까지 500rpm 간격으로 변화시키면서 각 경우에 대하여 혼합비를 이론혼합비에 근접시킨 상태에서 실린더와 흡·배기관 내의 크랭크 각에 따른 압력의 변화, 평균유효압력, 출력 및 연료소비율 등의 기관성능을 검토하였다. 실험 중 노크가 발생하는 일부 조건(2500rpm, WOT)에서는 점화시기를 후퇴시켜 노크를 회피하였다.

터보과급 기관에 대한 실험도 역시 이론혼합비 부근에서 흡기관 압력을 -300mmHg에서 스토틀 밸브 전개까지 기관회전속도를 1500rpm에서 3500rpm까지 변화시키면서 기관의 각종 성능인자들을 측정하였다. 터보과급 기관의 경우는 기관회전속도가 충분하면 자연흡기식 기관의 경우에서는 나타나지 않는 대기압력 이상의 흡기관 압력을 나타낸다.

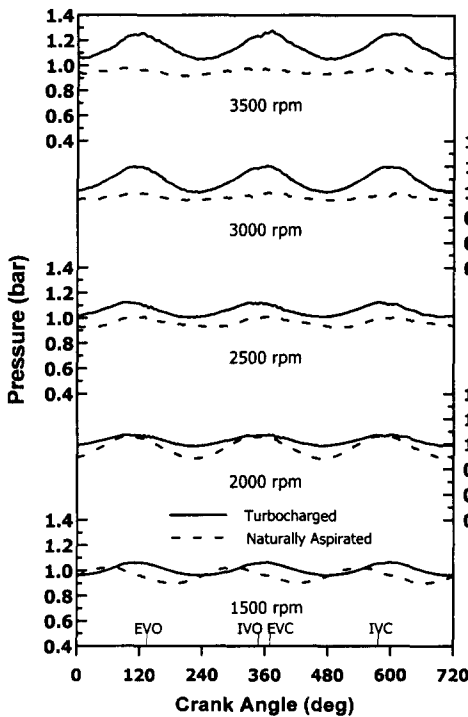


Fig. 3 Pressure Variation at Intake Manifold under Full Load Condition

4. 결과 및 고찰

4.1 터보과급에 의한 전부하 성능의 변화

터보과급의 목적은 흡기관 내를 지나는 급기의 압력을 증가시킴으로써 한 사이클당 실린더내로 유입하는 급기의 중량을 증가시켜 출력향상을 꾀하는 것으로 한 사이클당의 급기 중량의 증대는 충전효율로서 나타난다. Fig. 3은 스토틀 밸브를 완전히 개방한 상태에서 기관회전수를 상용회전수인 1500rpm에서 3500rpm 까지 변화시킨 경우 1번 실린더와 연결된 흡기 매니폴드의 압력 변화를 자연흡기식의 경우와 터보과급을 시행한 경우에 대하여 비교하여 도시한 것이며, Fig. 4는 동일한 운전조건에서 충전효율의 변화를 나타낸 것이다. 과급의 효과가 작은 1500rpm 이하에서는 자연흡기식과 터보과급의 경우의 흡기관 평균 압력이 그리 큰 차이를 보이고 있지 않으나 그보다 큰 회전속도에서는 양자간 흡기관 평균압력의 차이가 기관회전속도가 커질수록 증가하는 것을 보여주고 있다. 자연흡기식 기관의 경우는 기관회전속도가 커질수록 압력과의 진폭이 작아지고 있으나 터보과급 기관의 경우는 그 반대의 양

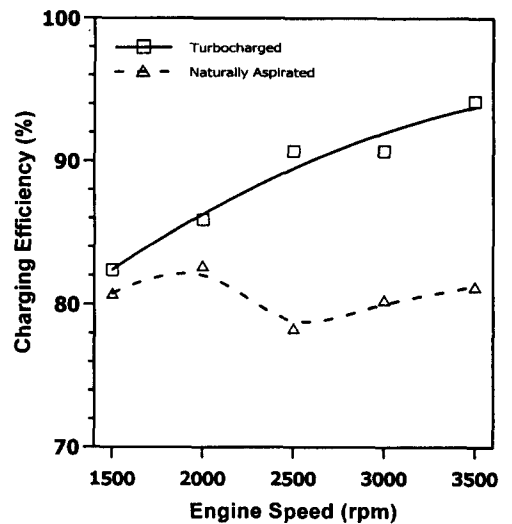


Fig. 4 Variation of the Charging Efficiency under Full Load Condition

상이 나타나고 있다. 이는 터보과급기의 설치로 인하여 흡기 계통의 형태와 길이가 크게 변화되었기 때문에 나타난 압력파의 운동 양상의 변화 때문인 것으로 생각된다.⁴⁾ 자연흡기식 기관의 경우 기관회전속도가 변화하여도 흡기관 압력은 1.0~0.98bar(-10mmHg ~ -22mmHg) 정도로 크게 변화하지 않고 있으나 터보과급을 시행한 경우는 회전수를 높여줌에 따라 터빈의 일이 크게 증대되어 흡기관 압력은 1500 rpm의 경우 1.03bar(+14mmHg)에서, 3500rpm의 경우 1.17bar(+118mmHg)까지 크게 증대하고 있다. 결과적으로 Fig. 4에서 보는 바와 같이 터보과급을 시행한 경우는 기관회전속도의 증가에 따라 과급기의 압력이 커져 충전효율이 계속적으로 증대되는 경향을 보이고 있으며 이 경향은 3500rpm 이상의 회전수에서도 상당 기간 계속될 것으로 예상된다. 기존의 자연흡기식 기관의 경우는 기관회전속도의 변화에 따른 충전효율의 변화가 정량적으로 큰 차이는 아니나 2000rpm에서 극대점을 나타내고 2500rpm 이후에 다시 증가하는 양상을 보이고 있다. 흡기관 압력 변화를 나타내고 있는 Fig. 3의 그림 중 자연흡기식의 경우를 보면 흡기밸브가 닫히는 시점 부근 즉 유효용동면적이 작은 시기에서 1500rpm과 2000rpm, 특히 2000rpm의 경우 높은 압력을 형성하고 결과적으로 저속에서 상대적으로 높은 충전효율을 나타내며 특히 2000rpm에서 극대점을 형성하고 있는 것을 알 수 있다. 과급을 시행한 경우 3500rpm에서 95%의 높은 충전효율을 보이고 있는 바 이는 기존의 자연흡기식 가솔린 기관의 경우에서는 도달할 수 없는 높은 수치이다. 다만 1500rpm의 경우는 터보과급을 통한 충전효율의 향상이 미미하게 나타난다. 이는 이와 같이 낮은 회전속도에서는 기관으로부터 배출되는 배기가스의 양이 충분하지 못해 터빈을 충분히 돌려주지 못하고 있어 과급의 효과를 거의 기대할 수 없기 때문이다.⁵⁾

Fig. 5는 스로틀 밸브 전개인 조건에서 기관회전속도에 따른 압축기 성능특성곡선상의 변화를

표시한 것이다. 기관회전속도가 높을수록 터빈의 구동에 사용되는 유효에너지가 많아지며 따라서 압축기 전·후의 압력비가 증가하게 되고 질량유량도 많아지는 것을 알 수 있다. 선도에서 나타나는 바와 같이 본 연구에서 대상으로 한 작은 배기량을 갖는 기관의 경우 배기 에너지의 절대량이 작아 압축기를 효과적으로 구동시키고 있지는 못한 것으로 나타나고 있다. 이 결과 압축기의 작동점들이 서지선에 접근하며 낮은 효율을 나타내고 있다. 따라서 경승용차용 소형기관의 효과적인 과급을 위하여는 저유량 고압력비를 갖는 압축기를 선정하여 적용하거나 또는 기계식 과급기(mechanical supercharger)를 적용하여야 할 것으로 생각된다.⁶⁾

Fig. 6은 지압선도로부터 가스의 일을 산출하여 얻은 도시성능과 함께 실린더 내 최고압력의 변화를 나타낸 것이다. 도시평균유효압력과 도시마력의 경우 2000rpm 부근 이하에서는 터보과급에 따른 성능의 향상이 뚜렷하지 않으나 그 이상의 회전속도에서는 충분한 배기에너지로 과급이 충분히 이루어져 실린더 안에 더 많은 신기를 공급하게 되므로 자연흡기식 기관에 비하여 도시평균유효압력과 도시마력의 증가를 보이고 있다.

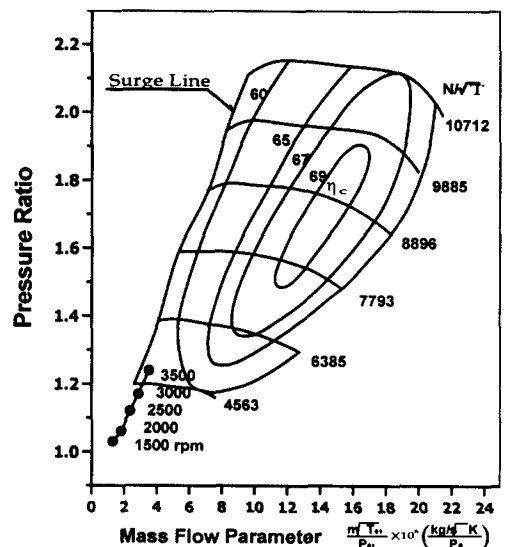


Fig. 5 Compressor Characteristics(W.O.T.)

도시연료소비율은 터보과급 기관이 자연흡기식 기관보다 높게 나타나고 있다. 과급시 연소온도의 증가에 의하여 열효율이 향상될 가능성이 있는 한편, 이론혼합비로 유지되었다 하더라도 과다한 연료-공기 혼합기가 공급됨으로써 열효율에 부정적인 영향을 끼칠 가능성을 동시에 가지고 있다. 이 경우에 있어서는 전자의 긍정적인 효과가 후자의 부정적인 효과를 많이 상쇄함으로써 과급에 의한 연료소비율의 악화는 정량적으로 그리 크지 않게 나타나고 있다. 터보과급에 의한 도시성능의 향상에도 불구하고 그림에 나타난 바와 같이 과급에 의한 실린더 내 최고 압력의 증대에 주목하여야 한다. 자연흡기식의 경우 전부하에서 실린더 최고압력이 46~52bar 정도이나 과급시 고회전속도에서 63bar 이상으로 과대한 압력상승을 보이고 있다. 이것은 기관의 내구성과 안전성을 생각할 때 우려할 만한 현상으로서

이에 대한 대책이 강구되어야 할 것이다.⁷⁾

Fig. 7은 기관회전수의 변화에 따른 제동토크, 제동마력 및 제동연료소비율 등 제동성능의 변화를 터보과급을 시행한 경우와 자연흡기식 기관의 경우를 비교하여 도시한 것이다. 도시성능의 경우에서와 마찬가지로 터보과급의 효과가 충분히 나타나는 2000rpm 이상에서는 기관회전수에 따른 토크와 제동마력의 증대가 뚜렷이 관찰되고 있다. 그러나 전부하 운전조건이라 하더라도 배기에너지가 충분하지 않은 1500 rpm 부근의 저속구간에서는 터보과급의 경우와 자연흡기식 기관의 경우간에 차이가 거의 없다. 제동연료소비율의 경우는 전반적으로 과급을 시행한 경우가 기존의 경우보다 약간 악화되고 있는 것을 나타내고 있다.

이상과 같이 전부하 출력 성능은 터보과급에 의하여 향상되고 있는 것을 알 수 있으나 터보과급에 의한 충전효율의 증대율은 최대 18%, 도시

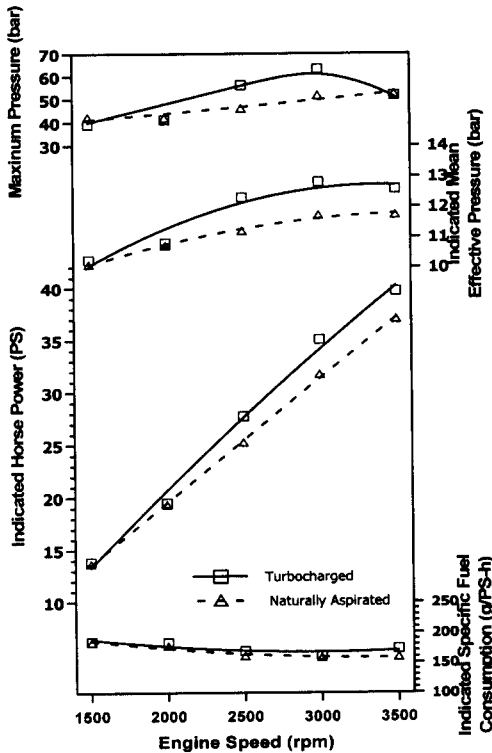


Fig. 6 Characteristics of the Indicated Performances under Full Load Condition

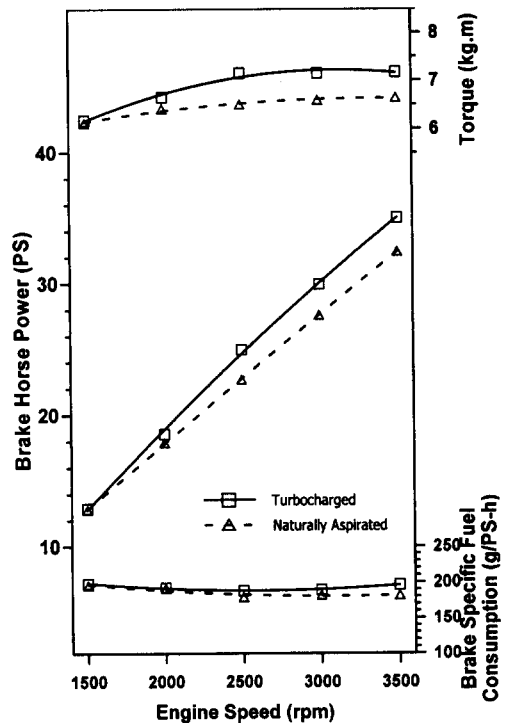


Fig. 7 Characteristics of the Brake Performances under Full Load Condition

평균유효압력, 도시마력, 제동토크 및 제동마력 등의 증대율은 최대 12%로서 그리 현저한 증가라고는 볼 수 없다. 이는 첫째로 본 연구에서 시행한 기관회전속도를 상용회전속도인 3500 rpm 이내로 제한하였기 때문으로 이 보다 높은 회전 속도에서는 출력성능의 증대율이 보다 커질 것으로 예상된다. 다음의 원인은 앞서 밝힌 바와 같이 기관의 배기량에 비하여 터보과급기의 용량이 적합하지 않기 때문으로 판단된다. 그러나 터보과급을 통한 성능 개선의 가능성은 충분히 보여주고 있는 것으로 판단된다.

4.2 터보과급에 의한 부분부하 성능의 변화

Fig. 8은 부분부하의 경우 흡기관 압력과 기관회전수의 변화에 대한 충전효율의 변화를 도시한 것이며 Fig. 9는 제동토크, 제동마력 및 제동연료소비율의 변화를 터보과급을 시행한 경우와 자연흡기식 기관의 경우를 비교하여 도시한 것이다.

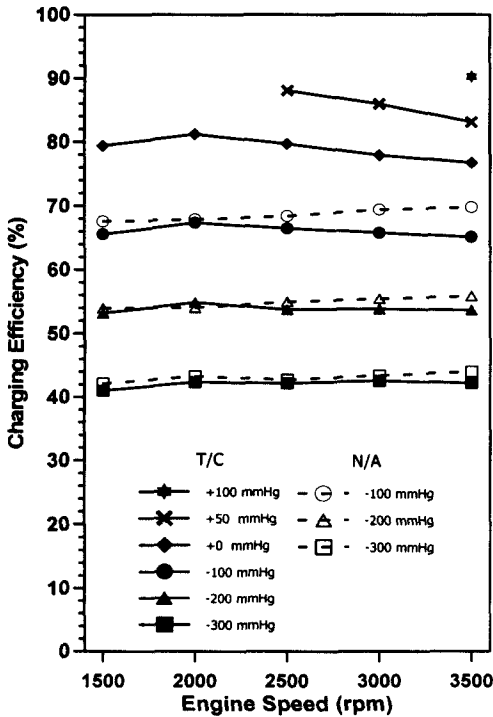


Fig. 8 Variation of the Charging Efficiency under Part Load Conditions

부분부하 운전조건 중 비교가 가능한 -100 mm Hg 이하의 흡기관 압력에 대하여는 기관으로부터 배출되는 배기가스의 양이 충분하지 못해 터빈을 충분히 돌려주지 못하고 있어 과급의 효과를 거의 기대할 수 없는 한편 오히려 과급기 자체가 유동계의 저항이 되므로 Fig. 8에 나타난 것처럼 터보과급의 경우가 과급기가 없는 경우보다 낮은 충전효율을 보이고 있다. 결과적으로 Fig. 9에 나타난 바와 같이 제동토크와 제동마력도 역시 터보과급의 경우가 근소하게 낮게 나타나고 있으며 연료소비율도 약간 악화되는 것으로 나타나고 있다. 그러나 터보과급을 시행함으로써 자연흡기식의 경우에는 도달할 수 없는 운전조건인 대기압력 이상의 흡기관 압력으로 운전범위가 확장되고 있음을 알 수 있다.

4.3 촉매변환기에 의한 배기 성능의 변화

Fig. 10은 각 흡기관 압력에서 기관회전속도의

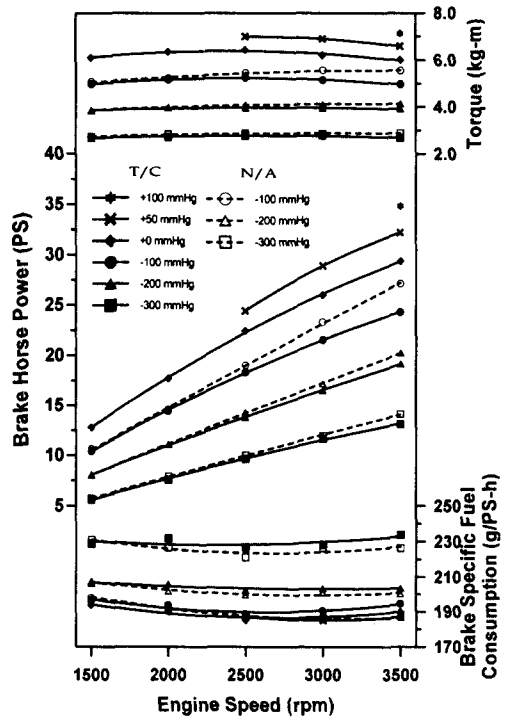


Fig. 9 Characteristics of the Brake Performances under Part Load Conditions

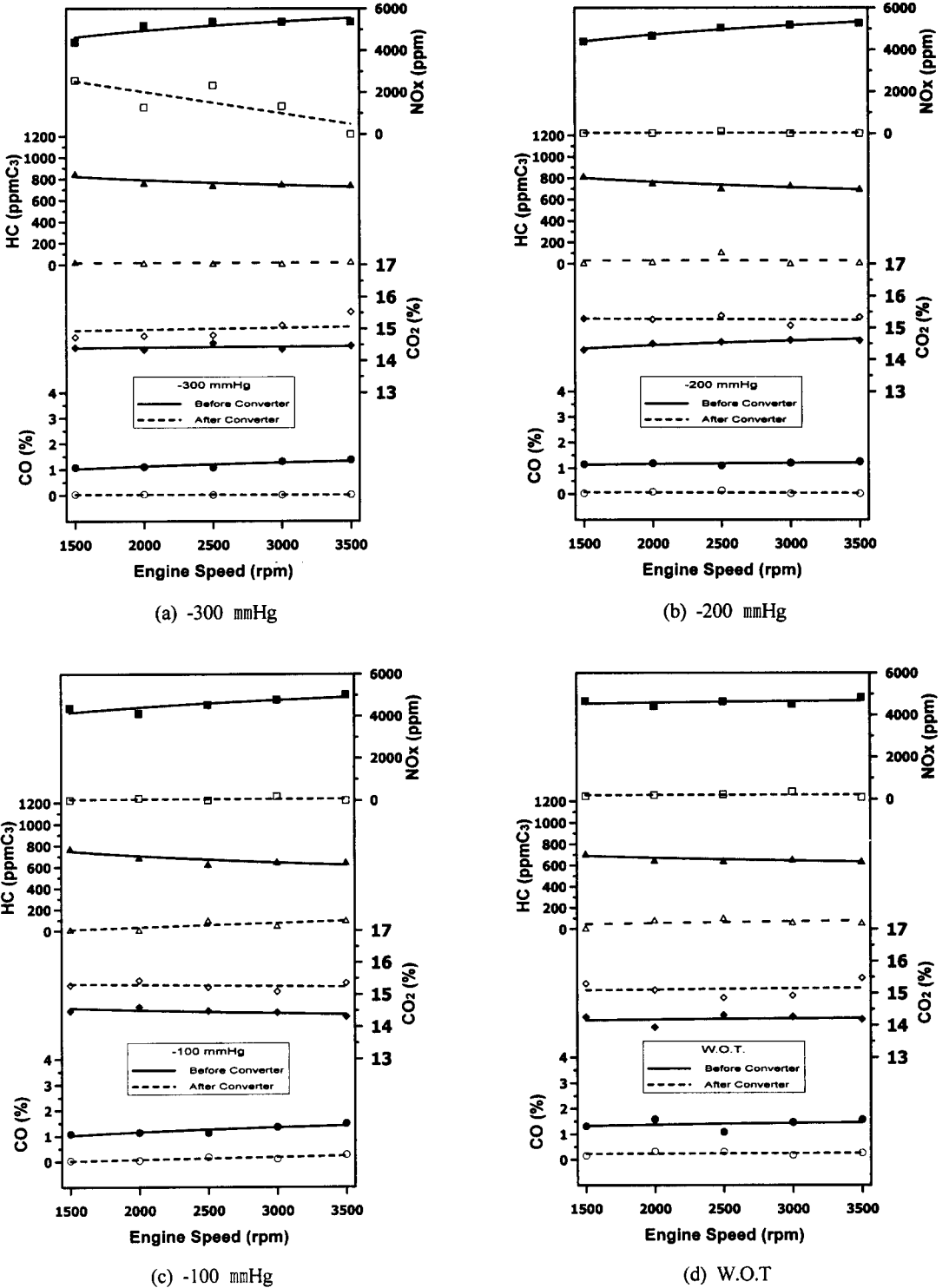


Fig. 10 Exhaust Emission Characteristics

변화에 따른 NO_x, HC, CO₂ 및 CO 농도의 변화를 촉매변환기를 통과하기 전과 통과한 후 각각에 대하여 비교 도시한 것이다. 먼저 실린더로부터 배출되어 촉매변환기를 통과하기 전의 각 화학종의 농도 변화를 검토한다. 전 실험조건을 통하여 이론혼합기 부근에서 운전을 하였기 때문에 혼합기의 영향을 주로 받는 화학종인 CO와 HC의 경우는 기관회전속도에 관계없이 거의 일정한 농도를 보이고 있다. 혼합비와 함께 가스 최고온도의 영향을 주로 받는 것으로 알려진⁸⁾ NO_x의 농도는 각 흡기관 압력에서 기관회전속도의 증가에 따라 완만하게 증가하는 것으로 나타나고 있다. 촉매변환기를 통과한 후의 HC 및 CO의 농도는 촉매변환기를 지나기 전과 비교하여 현저하게 감소하여 거의 영에 접근하고 있으며 이들 농도의 감소에 따라 CO₂의 농도는 증가하고 있음을 알 수 있다. NO_x의 경우 -200mmHg 이상의 흡기관 압력에서는 높은 정화율을 보이고 있으나 -300mmHg에서와 같이 상대적으로 낮은 부하 조건에서는 정화율이 고부하의 경우에 미치지 못하고 있다. 이는 흡기관 압력이 낮은 경우 실린더 내의 가스의 최고온도가 상대적으로 낮고 그 결과 촉매반응에 주요한 영향을 미치는 반응기 내의 온도가 상대적으로 낮게 유지되어 촉매변환기 내에서 정화 분위기 형성이 미흡하기 때문이다.

유해가스의 정화를 위하여 배기계통에 설치된 촉매변환기는 이의 장착에 따라 배기관 내 압력파의 변화를 유발시킬 수 있으며 이는 배기관과 연결된 실린더를 통해 결과적으로 흡기관 내의 압력파의 변화에도 영향을 미칠 가능성이 있다. 이들 압력변화 양상에 큰 차이가 있을 경우에는 결과적으로 기관의 성능에도 영향을 미칠 수 있으므로 본 연구에서는 촉매변환기의 장착이 기관 성능에 미치는 영향을 별도로 검토하였다. 즉 각종 운전조건에 대하여 촉매변환기를 장착한 경우와 그렇지 않은 경우에 대하여 흡·배기관 내 압력 변화와 충전효율, 제동토크, 제동마력 및 제동연료소비율 등 각종 성능의 변화를 검토하였다. 그 결과 배기 매니폴드 직후의 배기관 내에서의

순간압력은 파형의 차이가 발생하였으나 평균압력은 거의 변화가 없었으며, 그 외 흡기관 압력 변화 및 충전효율, 제동토크, 제동마력 및 제동연료소비율 등 각종 성능인자들은 촉매변환기의 유무에 관계없이 정성적으로 거의 같은 양상을 보이고 있으며 정량적인 차이도 실험오차에 포함될 만큼 매우 작게 나타났다. 그러므로 촉매변환기의 장착으로 인한 제동성능의 변화는 무시할 만한 것으로 판단된다. 그러나 배기 조성의 경우에 있어서는 앞서 Fig. 10에 나타난 바와 같이 촉매변환기를 통과함으로써 유해 배기가스의 농도가 현저히 저하됨을 알 수 있었다. 그러므로 본 연구에서 대상으로 삼은 기관의 경우 촉매변환기를 장착함에 따라 각종 성능의 저하 없이 유해 배출물의 농도를 효과적으로 저감시킬 수 있는 것으로 판단할 수 있다.

5. 결 론

경승용차용 가솔린 기관의 성능 개선을 위한 방법의 하나로서 기존의 자연흡기식 기관에 터보과급기와 촉매변환기를 장착하고 성능의 변화를 검토하여 다음과 같은 결과를 얻었다.

- 1) 터보과급을 통하여 전부하 출력 성능의 증대를 확인할 수 있었다. 본 연구에서 시행한 운전조건범위 내에서 충전효율은 최대 18%, 도시 및 제동 출력성능은 최대 12%의 향상이 관찰되었다. 반면에 연료소비율은 약간 높게 나타나고 있으며 이의 개선이 요구된다.
- 2) 부분부하 조건에 있어서는 터보과급기의 효과가 충분히 발휘되지 않아 같은 흡기관 압력 조건에서는 근소하나마 성능의 저하를 가져오는 것이 관찰되었다. 그러나 터보과급을 시행함으로써 기관의 성능범위가 크게 확장되고 있다.
- 3) 대상 기관의 경우 향후 저용량 고압력비를 갖는 터보과급기를 선정함으로써 출력개선의 범위를 더욱 확장시킬 수 있을 것으로 생각되며

이에 관한 연구가 요구된다.

- 4) 본 연구에서 대상으로 삼은 기관의 경우 촉매변환기의 장착으로 HC, CO 및 NO_x의 배출농도를 현저히 낮출 수 있었으나 저속 저부하 운전조건의 경우 NO_x의 정화율은 다소 떨어진다. 아울러 촉매변환기의 장착에 따른 기관 성능의 저하는 나타나지 않았다.

후 기

“이 논문은 1996년도 한국학술진흥재단의 공모과제 연구비에 의하여 연구되었음”

참 고 문 헌

- 1) Hugh MacInnes, "Turbochargers", pp.59~63, HP Books, 1984.
- 2) E.R.R. Fuchs, K.G. Parker, B.T.P. Lovell, "Turbocharging the 3 Litre V6 Ford Essex Engine", Proc. Instn. Mech. Engrs., vol.188, pp.33~47, 1974.
- 3) 김재휘, “자동차기관 I”, 중원사, pp.457~458, 1993.
- 4) C. F. Taylor, "The Internal-Combustion Engine in Theory and Practice", Volume I, MIT Press, pp.200~204, 1985.
- 5) B.C.Yoo, K.S.Yoon, B.H.Lee, "Study on the Prediction of Performance and Emission in a 4-Cylinder 4-Stroke Cycle Turbocharged Gasoline Engine", "Proceedings of the Sixth International Pacific Conference (IPC-6) on Automotive Engineering", pp.171~185, 1991.
- 6) N. Watson, M.S. Janota, "Turbocharging the Internal Combustion Engine", pp.340~377, Macmillan, 1982.
- 7) K. Zinner, "Supercharging of Internal Combustion Engines", pp.182~191, Springer-Verlag, 1978.
- 8) G.A. Lavoie, J.B. Heywood, J.C. Keck, "Experimental and Theoretical Study of Nitric Oxide Formation in Internal Combustion Engine", Combustion Science and Technology, vol.1, pp.313~326, 1970.