



1.4L 급 터보 CNG 엔진에서 흡기압력 상승에 따른 출력 증대 효과에 관한 연구

이정우 · †박철웅 · *배종원 · 김창기 · 이선엽 · 김용래

한국기계연구원 그린동력연구실, *숭실대학교 기계공학과
(2019년 9월 30일 접수, 2019년 12월 18일 수정, 2019년 12월 19일 채택)

Experimental Research on the Power Improvement by Increasing Intake pressure in a 1.4 L Turbocharged CNG Port Injection Spark Ignition Engine

Jeong-Woo Lee · †Cheol-Woong Park · *Jong-Won Bae
Chang-Gi Kim · Sun-Youp Lee · Yong-Rae Kim

Dept. of Engine Research, Korea Institute of Machinery and Materials, Daejeon 34103, Korea

*Dept. of Mechanical Engineering, Soongsil University, Seoul 06978, Korea

(Received September 30, 2019; Revised December 18, 2019; Accepted December 19, 2019)

요 약

셰일가스의 채굴량 확장과 러시아를 통한 PNG (Pipeline Natural Gas)의 도입은 천연가스가 유력한 대체 연료임을 시사해주고 있다. 따라서 향후 증대될 천연가스의 공급에 맞추어 해당 연료의 수요처 증대가 필수적인 상황이다. 이와 같은 상황에서 수송분야는 저탄소 기체 연료인 천연가스를 적용하기 적합한 분야이며, 이를 통해 이산화탄소와 입자상 물질 등의 유해 배기물질을 저감하는 데 큰 역할을 할 것으로 기대된다.

천연가스는 자발화 특성이 낮고, 내노킹(Anti-knocking)성이 우수하기 때문에 전기점화 방식에 적합하다. 최근 가솔린 엔진은 연비 개선을 위해 연소실에 직접 분사하는 방식을 주로 채택하고 있으나, 연소실 내로 액상 직분사를 하는 반면 천연가스의 경우 액상분사 혹은 고압 분사가 어렵다. 따라서 포트에 분사하는 방식을 사용하므로 동등 흡기압력에서 연료의 분율이 흡입공기의 체적을 대체하여 가솔린 직분 방식에 비해 출력이 저하되는 현상을 피할 수 없게 된다.

이에 본 연구에서는 터보차저를 천연가스 포트 분사 엔진에 적용하여 흡기 압력 상향을 통한 출력 보상을 도모하고자 하였다. 그 결과 천연가스 적용 시 흡기압력을 기존 가솔린 대비 5-27% 상향 시 가솔린 직분사 엔진과 동등 출력을 확보함과 동시에 향상된 제동 열효율을 확인 할 수 있었다.

Abstract - Natural gas has been regarded as one of major alternative fuels, because of the increment of mining shale gas and supplying PNG(Pipeline Natural Gas) from Russia. Thus, it needs to broaden the usage of natural gas as the increasing its supplement. In this situation, application of natural gas on the transport area is a good suggestion to reduce exhaust emissions such as CO₂(carbon dioxides) and soot from vehicles.

For this reason, natural gas can be applied to SI(spark ignition) engines due to its anti-knocking and low auto-ignitibility characteristics. Recently, since turbocharged SI engine has been widely used, it needs to apply natural gas on the turbocharged SI engine. However, there is a major challenge for using natural gas on turbocharged SI engine, because it is hard to make natural gas direct injection in the cylinder, while gasoline is possible. As a result, there is a loss of fresh air when natural gas is injected by MPI (multi-point injection) method under the same intake pressure with gasoline-fueled condition. It brings the power reduction.

†Corresponding author: cwpark@kimm.re.kr

Copyright © 2019 by The Korean Institute of Gas

Therefore, in this research, intake pressure was increased by controlling the turbocharger system under natural gas-fueled condition to improve power output. The goal of improved power is the same level with that of gasoline-fueled condition under the maximum torque condition of each engine speed. As a result, the maximum power levels, which are the same with those of gasoline-fueled conditions, with improved brake thermal efficiency could be achieved for each engine speed (from 2,000 to 6,000 rpm) by increasing intake pressure 5-27 % compared to those of gasoline-fueled conditions.

Key words : CNG (Compressed Natural Gas), Intake pressure, MPI (Multi-point Injection), Power, SI (Spark Ignition), Turbocharger

I. 서론

가솔린 연료를 기반으로 하는 전기점화(SI, Spark Ignition) 방식 엔진은 연소 제어와 삼원촉매를 이용한 배기 배출물 저감의 용이함을 장점으로 다수의 승용차량에 적용되어왔다. 디젤 연료를 기반으로 하는 압축착화(CI, Compression Ignition) 방식 엔진에 비해 열효율과 최고 출력의 경우 노킹(Knocking) 문제로 인해 상대적으로 낮은 편이지만, 최근 가솔린 SI 엔진에 터보차저를 장착함으로써 최고 출력이 낮았던 문제 역시 해결되고 있다.

그러나 터보차저 장착과 더불어 함께 사용되고 있는 가솔린 직분사 방식(GDI, Gasoline Direct Injection)으로 인해 예혼합이 상대적으로 잘 이루어지지 않고, 벽면 등지에 연료가 묻어 이상 연소(pool fire)가 발생하는 이유 등으로 입자상 물질(PM, Particulate Matters)의 다량 발생이 문제가 되고 있다 [1]. 또한 2015년 파리 협약 이후 이산화탄소 배출을 저감해야 하는 때에, 디젤 CI 엔진에 비해 낮은 압축비와 이론 공연비 연소로 인해, 열효율이 낮은 가솔린 SI엔진은 불리할 수 밖에 없다.

따라서 이와 같은 상황에서 저탄소 가스연료인 천연가스를 승용차량의 SI엔진 방식에 적용하는 것은 입자상 물질 및 이산화탄소 배출을 저감하는 데 큰 장점을 가지고 있다 [2-4]. 이에 1980년대부터 토요타(Toyota)社は 압축 천연가스(CNG, Compressed Natural Gas)를 이용하는 SI엔진 개발을 진행해 왔으며, Kichiro 등은 기존의 가솔린 SI엔진을 개조하여 CNG SI엔진으로 만드는 연구를 진행해왔다 [5,6]. 이에 따라 기존 가솔린 SI엔진에 비해 동일한 운전조건에서 20 % 가량의 이산화탄소를 저감하는 결과를 소개한 바 있다. 그러나 최고 출력의 경우 CNG SI엔진이 가솔린 SI엔진에 비해 10 % 가량 낮은 결과를 확인하였다.

이는 동일한 흡기압력의 이론공연비 운전조건에서 가솔린에 비해 CNG가 차지하는 연료의 체적 분율

이 더 크기 때문에, 흡입공기가 부족하기 때문인 것으로 파악된다. 가솔린의 이론공연비가 14.5인데 비해 CNG의 경우 약 17.2에 달하기 때문에, 기본적으로도 이론공연비 운전 시 CNG가 더 많은 양의 공기를 필요로 하기 때문이다. 또한 이론공연비 운전조건에서 동등 흡기압력 시 가솔린 연료가 차지하는 체적 분율이 약 5 % 내외임에 반해 메탄(CH₄)이 주 성분인 CNG의 경우 10 % 수준이므로, 흡입공기량을 확보하는 측면에서 확실히 불리한 면이 있다.

이에 Movahed 등은 가솔린 SI엔진에 비해 출력이 부족한 CNG SI엔진의 특성을 고려하여 터보차저가 장착된 엔진에 평가를 진행하였다 [7]. 두 연료 모두 흡기포트에 분사하는 방법을 택하였으며, 두 연료의 엔진 속도 별 최고 출력을 비교하였다. 그 결과 2,500에서 4,500 rpm 구간에서는 두 연료간 최고 출력이 동등 수준을 확보할 수 있는 것으로 나왔으나, 2,500 rpm 이하에서는 CNG의 최고출력이 현저하게 낮은 것을 확인할 수 있다. 그러나 터보차저 적용 환경하에서 가솔린 연료를 포트 분사하였기 때문에, Scavenging 현상 등 연료가 정상적으로 연소에 참여하지 못하고 배출되는 문제가 발생할 수 있으므로 정상적인 출력을 확보하기 어려운 점이 분명히 존재한다. 특히 최근의 터보차저를 장착한 가솔린 SI엔진들이 상기 문제를 해결하고 내노킹성(Anti-knocking)을 향상시키기 위해 GDI 시스템을 적용한다는 것을 고려한다면, 현실성이 부족하다 할 수 있다.

따라서 본 연구에서는 양산형 터보차저를 장착한 1.4L급 GDI-SI엔진을 개조하여, 흡기포트에 CNG 연료분사가 가능하게 만든 후 CNG 엔진의 출력 향상에 관한 연구를 진행하였다. CNG 연료는 그 특성상 액상 분사가 어려우며, 연소실 내에 직접 분사를 할 수 있을 만큼 고압화 분사 역시 어려운 실정이므로 포트 분사 방식이 적합한 상황이다. 뿐만 아니라 CNG는 가솔린과 달리 그 자체로 기체 연료이기 때문에, 액상이 기화되는 과정이 생략될 수 있으므로 포트 분사 방식을 적용하는 데 무리가 없다. (다만 윗 문단에서 언급한 연

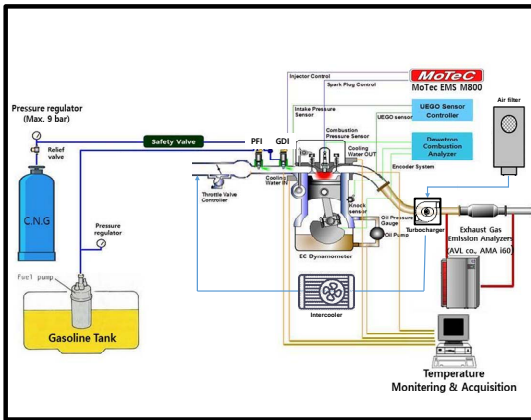


Fig. 1. Schematic diagram of experimental setup.

료 슬림 현상은 존재한다.)

그러나 선행 연구결과들에서 확인할 수 있듯이, 동일 흡기압력에서는 CNG가 가솔린에 비해 최고 출력이 필연적으로 낮을 수밖에 없다. 따라서 본 실험에서는 터보차저를 제어하여, CNG 연료 적용 시 흡기압력을 가솔린 적용 시에 비해 상향하여, CNG SI엔진의 엔진 속도 별 최고 출력을 가솔린 GDI-SI엔진과 동등하게 확보할 수 있는지 여부에 대해 평가를 진행하였다.

II. 실험 장치 구성 및 방법

본 실험에는 1.4 L급 직렬형 4기통 터보차저 장착 GDI-SI 엔진(현대, λ -engine)을 220 kW EC(Eddy-current) 동력계에 연결하여 사용하였다. GDI 시스템의 인젝터는 솔레노이드 타입이며 연료 분사압력은 최고 200 bar에 달한다. GDI 인젝터를 이용하여 분사한 가솔린 연료와 달리, CNG의 경우 흡기포트에 장착된 MPI 인젝터를 통해 분사되었으며 분사 압력은 8 bar로 고정하였다. 가솔린과 CNG 유량은 각각 전용 유량계(Emerson, Micro Motion Mass Flow Sensor)로 측정하였다. 실험 중 흡기온도는 인터쿨러를 사용하여 40 °C, 냉각수 온도는 70 °C로 유지하였다. 흡입 공기 유량은 층류 유량계(Laminar flow meter)를 사용하였으며, 공연비(air-to-fuel ration) 측정에는 ETAS 社의 광대역 lambda 센서(LA4)를 사용하였다. 연소실 내의 압력은 스파크 플러그 일체형 센서(Kistler, 6117BFD17)를 장착하여 측정하였으며, 센서로부터 신호는 연소해석기(Dewetron)를 통해 200 사이클 평균값으로 분석하였다.

추가적으로 자세한 엔진 제원과 연료 물성은 Table 1과 Table 2에 소개되어 있다.

Table 1. Engine specifications

Parameters	Specification
Engine type [-]	In-line 4 cylinders
Charge system [-]	Turbocharged
Displacement [cc]	1,353
Bore x stroke [mm]	71.6 x 84.0
Compression ratio [-]	10
The maximum power [PS]	140 @ 6,000 rpm w/ gasoline
Turbocharger system [-]	WGT (Waste Gate Turbo)

Table 2. Fuel specifications

Parameters	Gasoline	CNG(methane)
Octane number	91	120
Chemical formula	CxH2x	CH4
Theoretical air-to-fuel ratio	14.5	17.2
Low heating value [MJ/kg]	44.0	49.3

III. 실험 조건

실험 조건은 엔진속도 2,000에서 6,000 rpm 사이에 500 rpm 간격으로 진행하였으며, 해당 엔진속도에서 최고 토크 지점에서 측정하여 실험을 수행하였다. 2,000 rpm 미만에서는 CNG의 분사량이 가솔린에 비해 작고, CNG 연소로 인한 배기온도가 충분하지 않아 배기에너지가 상대적으로 낮았기 때문에 터보차저의 성능이 충분히 발휘되지 않았기에 비교 대상에서 제외하였다 [8].

각 엔진속도에서 최고 출력의 비교는 엔진속도가 동일한 상황에서 연료 간 비교이므로 토크 값을 통해 이루어졌다. 각 엔진속도에서 최고 토크로 운전 시 제한 조건은 연소실의 내구성을 고려하여 최고 연소실 압력 100 bar와 촉매의 손상을 방지하기 위해 최고 배기온도 890 °C로 하였다. 가솔린을 이용한 GDI-SI 엔진의 출력 결과는 양산형 제어 로직을 따라 측정하였다. CNG 적용 엔진의 경우, 흡기압력은 터보차저의 개

Table 3. Experimental conditions

Parameters	Gasoline	CNG
Engine speed [rpm]	2,000-6,000 (interval: 500)	
Lambda [-]	Rich-1 (Various)	1
Fuel injection pressure [bar]	Max. 200 (Various)	8
Spark advance timing	Adjusted to limitations	
Limitation of the maximum in-cylinder pressure [bar]	100	
Limitation of the maximum exhaust gas temperature [°C]	890	

도량을 조절하여 제어하였으며, 점화시기는 최고 연소실 압력과 배기온도 제한 조건을 넘지 않는 범위 내에서 확보할 수 있는 최고 토크로 결정하였다.

가솔린 GDI-SI 엔진 구동 시에는 최고 출력 조건에서 배기 온도 제한과 촉매 보호를 위해 이론공연비 운전이 아닌 농후한 연소를 이루는 경우가 존재하며, CNG SI 엔진 구동 시에는 모든 조건에서 해당 연료의 이론 공연비로 운전하였다.

자세한 실험 조건은 Table 3에 소개되어 있다.

IV. 실험 결과 및 논의

Fig.2는 가솔린과 CNG 연료 적용 시 엔진속도에 따른 토크곡선을 보여주고 있다. 'base'로 표기된 경우는 양산형 가솔린 엔진의 흡기압력 조건을 적용한 결과이며, 'high boost'로 표기한 경우는 양산형 가솔린 엔진의 흡기조건 보다 상향한 결과이다.

동등한 흡기압력에서는 CNG를 이용할 때 최고 토크가 전 영역에 걸쳐서 가솔린을 적용할 때보다 낮은 것을 확인할 수 있다. 이는 연료 분사 방식이 직분사인 가솔린에 비해, 흡기포트에 분사하는 CNG의 경우 흡입공기의 분율을 연료가 대체한다는 단점으로 기인하는 것으로 파악된다 [7]. 또한 Table 2에서 볼 수 있듯이 CNG의 이론 공연비가 가솔린에 비해 높아 필요한 공기량이 더 많기 때문인 것도 원인이 될 수 있다. 특히 유동 손실이 증가

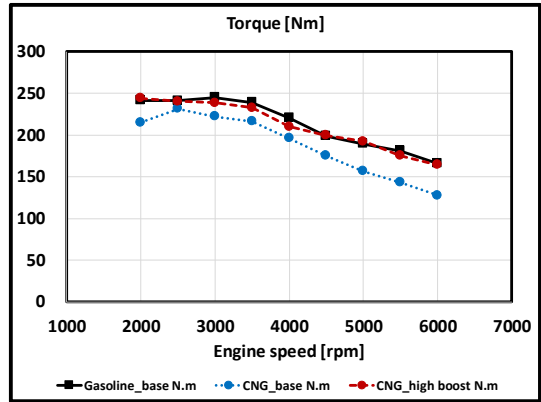
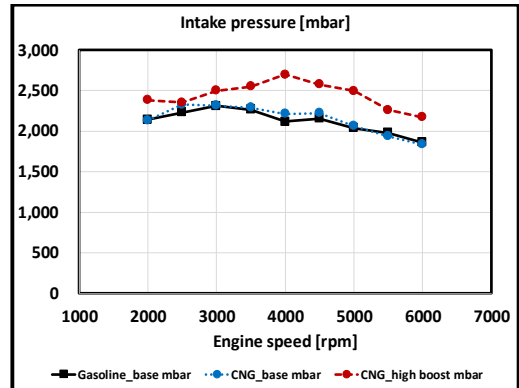
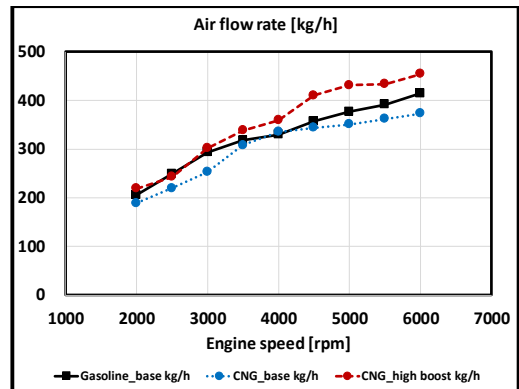


Fig. 2. Torque results of gasoline and CNG as various engine speeds.

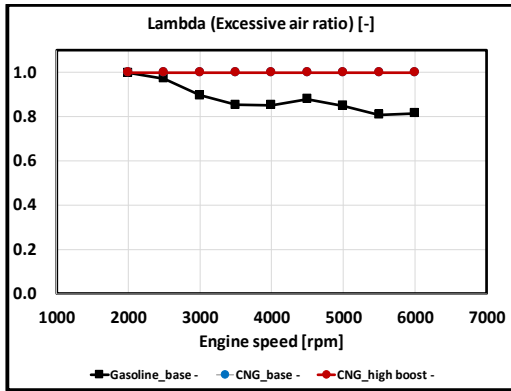


(a)

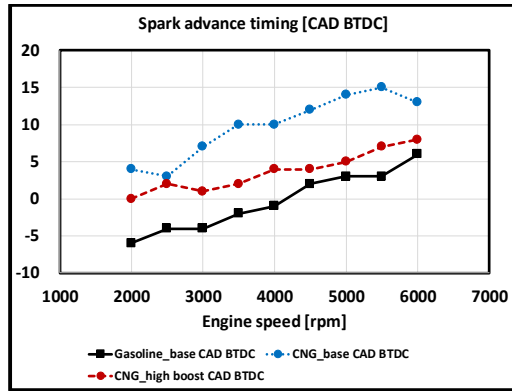


(b)

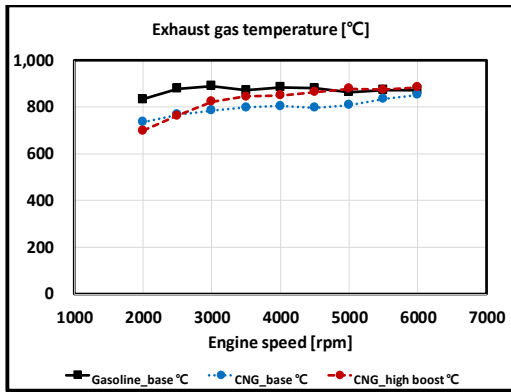
Fig. 3. (a) Intake pressure and (b) air flow rate results of gasoline and CNG as various engine speeds.



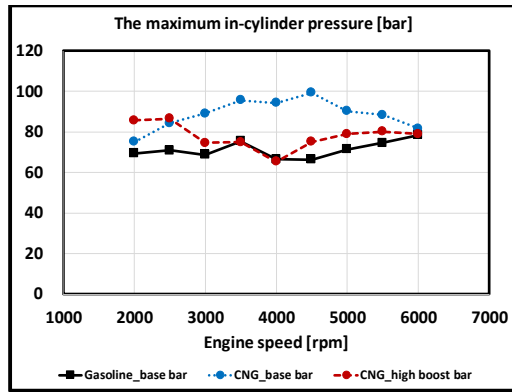
(a)



(a)



(b)



(b)

Fig. 4. (a) Lambda(Excessive air ratio) and (b) the exhaust gas temperature results of gasoline and CNG as various engine speeds. (※All lambda values=1.0 w/ CNG)

Fig. 5. (a) Spark advance timing and (b) the maximum in-cylinder pressure results of gasoline and CNG as various engine speeds.

하는 고속 영역으로 갈수록 둘의 차이가 커지는 것을 확인 할 수 있다 [9]. [9].

그러나 흡기압력 상향 조건에서는 CNG 연소 시 토크 결과들이 가솔린 연소 시와 동등한 수준을 만족한다는 것을 확인할 수 있었다.

Fig.3.-(a)와 (b)는 각각 실험 조건 별 흡기압력과 흡입공기유량을 나타내고 있다. Fig.3.-(a)에서 볼 수 있듯이, CNG 연소 시 가솔린 연소 시와 동등한 토크수준을 확보하기 위해서는 최소 5 %에서 최대 27 % 가량 흡기압력을 상향해주어야 했다. 2,500 rpm에서 그 차이가 최소였으며, 4,000 rpm에서 차이가 최대로 발생하였다. 이는 엔진에 따라 다르나 이는 2,000 rpm에서 4,000 rpm 사이에 최대 토크를 유지하는 터보 엔진의 특성에 따라 4,000 rpm 조건의 최대 토크 지점에 이를수록 이론 공연비가 가솔

린보다 높은 CNG 연료가 더 많은 공기량이 필요 했을 것으로 예상된다[9, 10].

특히 Fig.3.-(b)의 흡입공기유량 결과를 보면, 3,000 rpm까지는 흡기압력 상향으로 인해 CNG와 가솔린 연소 시 동등한 유량을 보였으나, 고속조건으로 갈수록 CNG 분율이 빼앗은 공기의 체적만큼 혹은 그 이상 더 많은 공기량을 공급해주어야 했다.

Fig.4.-(a)의 공기과잉률 결과를 보면 3,500 rpm 이상의 고속 조건으로 갈수록 동등 토크에서 두 연료 간 흡입공기유량의 차이가 더 커졌던 이유를 추가적으로 추정해 볼 수 있다. Fig.4.-(b)의 배기온도에서 볼 수 있듯이 CNG 연료 적용 시 연소 온도가 높은 편인 이론 공연비 운전을 하여도 배기온도가 제한 조건 890 °C 이내를 만족하는 한편, 가솔린 연소 시에는 이를 만족하기 위해 공기과잉률을 0.8 수준까지 낮추어야만 했다 [11]. 따라서 고속조건

1.4L 급 터보 CNG 엔진에서 흡기압력 상승에 따른 출력 증대 효과에 관한 연구

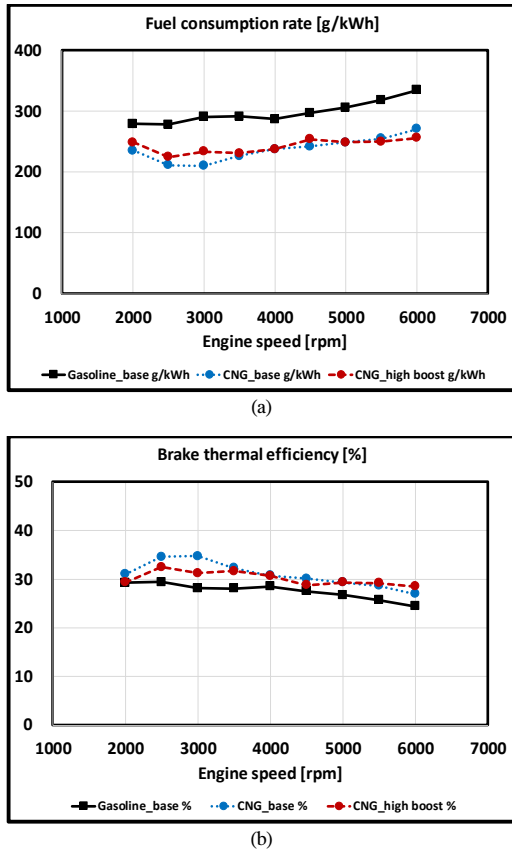


Fig. 6. (a) Brake fuel consumption rate and (b) brake thermal efficiency results of gasoline and CNG as various engine speeds.

에서 시간당 연료가 더 필요한 상황임에도 불구하고, 농후하게 운전을 하였기 때문에 공기량은 이론 공연비로 운전 시보다 적게 필요했을 것이다.

그러나 Fig.5의 결과로부터 추정하면, 단순히 분사방식의 차이와 연료 특성에 의한 체적 분율 차이에 의해 최고 토크의 손해만 있었던 것은 아닐 것으로 예상된다. Fig.5-(a)의 점화시기 결과를 보면, CNG 적용 시 가솔린 연소 시에 비해 확연히 점화시기가 진각된 것을 확인할 수 있다. (값이 클수록 진각을 의미함.) 이는 Table 2에서 알 수 있듯이 CNG의 높은 옥탄가(Octane number)로 인해 내노킹성이 강하여, 가솔린 연소 시에 비해 점화시기를 진각하여도 노킹을 방지할 수 있었기 때문이다. 이로 인해 Fig.5-(b)의 연소실 내 최고압력 결과에서 볼 수 있듯이, 특히 동등 흡기압력 수준에서 CNG 연소 시에 가솔린 연소보다 높은 최고압력 결과를

보여주었다. 즉, CNG 적용 시 강한 내노킹성에 기반하여 점화시기를 진각할 수 있기 때문에, 토크의 어느 정도 회복이 가능하였던 것이다.

다만 CNG 연소 시 흡기압력을 증가함에 따라 점화시기가 지각되며, 연소실 최고압력도 낮아짐을 알 수 있다. 이는 이론 공연비 연소 시 흡기압력의 증가, 즉, 흡입공기량의 증가에 따라 연소에 참여하는 연료량도 증가하기 때문에 아무리 내노킹성이 강한 CNG를 적용하였다 하더라도 급격한 압력상승을 방지하고, 최고 연소실 압력을 낮추기 위한 운전 전략에 기인한다.

일반적으로 터보차저의 성능은 배기온도가 증가(즉, 배기에너지가 많을수록)할수록 향상되므로, CNG 연소 시 점화시기를 진각하게 되면 배기온도가 낮아져 흡기압력이 감소하게 된다. 즉, 점화시기 진각으로 인한 토크 회복보다는 배기온도 감소로 인한 터보차저 성능 저하와 흡기 압력 감소의 상반관계(Trade-off relation)가 존재하기 때문에 위와 같은 지각된 점화시기 결과가 나타나게 되었다.

따라서 CNG 연소 시 점화시기 진각에 의한 토크 회복 효과는 연료소모율 및 열효율에 반영되게 된다. 연료소모율은 제동 출력(kW) 당 연료의 질량 대비 소모율(g/h)로 계산하였으며, 제동 열효율은 공급된 연료의 발열량 당 제동 출력으로 계산되었다. Fig.6-(a)와 (b)에서 볼 수 있듯이 CNG 연소 시 가솔린 연소에 비해 제동연료소모율 및 열효율이 우수한 것을 확인할 수 있다. Fig.6-(a)의 결과를 보면 메탄을 기반으로 한 CNG의 경우 질량 당 저위발열량(LHV, Low Heating Value)이 가솔린에 비해 약 10 % 가량 높아 연료소모율에서 확연하게 유리한 결과를 보인다. Fig.6-(b)를 통해 공급 에너지 기반으로 계산한 열효율에서도 그 차이는 연료소모율에 비해 작으나, 가솔린 연소에 비해 CNG 연소의 열효율이 더 유리함을 확인할 수 있었다.

특히 CNG 연소 시 흡기압력을 상향한 경우에도 상대적으로 낮은 흡기압력 조건보다는 연료 소모율과 열효율이 다소 낮아졌으나, 여전히 가솔린 연소에 비해서는 향상된 것을 볼 수 있다. 이는 연소실 최고 압력과 배기 최고 온도에 따른 흡기압력 상승 시 점화시기 조절로 인한 열효율의 저하가 존재할 수 있으며, 흡기압력 상승을 위한 배기압력 상승으로 펌핑 손실의 증대도 일부 포함되었을 것으로 예상된다. 본 결과를 통해 CNG 연소 시 흡기압력 상향을 통해 가솔린 GDI-SI 엔진과 동등수준의 출력을 확보하는 한편, 열효율 및 연료소모율은 향상할 수 있다는 결론을 도출 할 수 있다.

V. 결론

본 연구에서는 1.4 L급 터보 가솔린 GDI-SI엔진을 기반으로 개조한 CNG 포트분사 SI엔진의 흡기상향을 통한 최고 출력 향상 결과를 확인하였다. 본 실험을 통해 얻은 결론은 아래와 같다.

1) 동등 흡기압력 수준에서 CNG 연소 시 연료를 포트분사하는 방식과 더불어 가솔린 보다 높은 이론공연비로 인해 흡입공기의 체적 분율의 손실이 존재하여 출력이 낮을 수 밖에 없었다. 그러나 흡기압력을 5-27 % 상향하여 가솔린 직분사 시와 동등 수준의 출력(토크)을 확보 할 수 있었다.

2) CNG 연료의 옥탄가가 가솔린에 비해 높기 때문에 점화시기 진각에 의한 최고 연소압 상승 및 제동 열효율 증대를 확인 할 수 있었다. 특히 CNG의 높은 옥탄가로 인해 내노킹성이 강하여 가솔린 연소 시와 달리 최고 토크 전지점에서 이론 공연비 운전이 가능하였으며, 이에 따른 요구 공기량은 엔진속도가 증가할수록 가솔린 연소 시에 비해 높아졌다.

3) 질량당 저위발열량이 CNG가 가솔린에 비해 높기 때문에 제동 연료소모율은 훨씬 우수한 특성을 보였으며, 흡기압력을 상향한 경우에도 동등 출력(토크)에서 가솔린에 비해 높은 열효율을 확인 할 수 있었다.

감사의 글

본 연구는 한국산업기술평가관리원에서 지원을 받아 수행하는 자동차 핵심 기술 개발 사업(승용 Turbo CNG 엔진의 핵심제어 알고리즘 및 ECU 개발)의 일환으로 진행되었으며, 이에 감사를 드립니다.

REFERENCES

- [1] An, Y.Z., Teng, S.P., Pei, Y.Q., Qin, Z., Li, X. and Zhao, H., "An experimental study of polycyclic aromatic hydrocarbons and soot emissions from a GDI engine fueled with commercial gasoline", *Fuel* **164**(15), 160-171, (2016)
- [2] Aslam, M., Masjuki, H., Kalam, M., Abdesse- lam, H., Mahlia, T. and Amalina, M., "An experimental investigation of CNG as an alternative fuel for a retrofitted gasoline vehicle", *Fuel* **85**, 717-724, (2006)
- [3] Yanuandri, P., Achmad, P., Arifin, N., Bambang, W. and Widodo, B., "Evaluation of performance and emission of SI engine fueled with CNG at low and high load condition", *Energy Procedia* **68**, 147-156, (2015)
- [4] Jahirul, M., Masjuki, H., Saidur, R., Kalam, M., Jayed, M. and Wazed, M., "Comparative engine performance and emission analysis of CNG and gasoline in a retrofitted car engine", *Applied thermal engineering* **30**, 2219-2226, (2010)
- [5] Yoshiro, K., Touru, I., Masatake, K., Shouji, K. and Shunichi, K., "Development of Toyota Electronically Controlled CNG Vehicles", *Gaseous Fuel for Transportation, Canada*, (1986)
- [6] Kichiro, K., Kohei, I., Michihiko, M., Katsuji, O., Akio, Y. and Keiso, T., "Development of Engine for Natural Gas Vehicle", *SAE Technical paper* 1999-01-0574, (1999)
- [7] Movahed, M., Tabrizi, H. and Mirsalim, M., "Experimental investigation of the concomitant injection of gasoline and CNG in a turbocharged spark ignition engine", *Energy Conversion and Management* **80**, 126-136, (2014)
- [8] Bae, J., Park, C., Lee, J., Kim, Y., Kim, C., Lee, S., Lee, J., "Study on Full Load Operation Characteristics and Thermal Efficiency of 1.4L Turbo CNG SI Engine", *KIGAS* **22**(6), 34-39, (2018)
- [9] Heywood, J.B., *Internal Combustion Engine Fundamentals*, McGraw-Hill, New York, (1988)
- [10] Chala, G., Aziz, A., Hagos, F., "Combined effect of boost pressure and injection timing on the performance and combustion of CNG in a DI spark ignition engine", *International Journal of Automotive Technology* **18**(1), 85-96, (2017)
- [11] Ronald, M. H. and Robert, J.F., "Automobile exhasut catalyst", *Applied Catalyst A; General* **221**, 443-457, (2001)