

합성가스 스파크점화 과급 엔진에서 희박 연소를 통한 열효율 및 배기 개선

박현욱*[†] · 이준순** · 나랑후 잠스랑* · 오승묵*** · 김창업* · 이용규*** · 강건용*

Improvement of Thermal Efficiency and Emission by Lean Combustion in a Boosted Spark-Ignition Engine Fueled with Syngas

Hyunwook Park, Junsun Lee, Narankhuu Jamsran, Seungmook Oh,
Changup Kim, Yonggyu Lee and Keryong Kang

Key Words: Syngas(합성가스), Spark-ignition(스파크점화), Lean combustion(희박연소), Excess air ratio(공기과잉률), Thermal efficiency(열효율),

Abstract

Lean combustion was applied to improve the thermal efficiency and emission in a single-cylinder, spark-ignition engine fueled with syngas. Under naturally aspirated conditions, the lean combustion significantly improved the thermal efficiency compared to the stoichiometric combustion, mainly due to the reduction in heat transfer loss. Intake air boost was applied to compensate the low power output of the lean combustion. The gross indicated power of 24.8 kW was achieved by increasing the intake pressure up to 1.6 bar at excess air ratio of 2.2. The nitrogen oxides showed near zero level, but the carbon monoxide emission was significant.

1. 서 론

최근 온실가스 증가에 따른 기후 변화가 주요 화두로 떠오르면서 저탄소 및 수소 기반의 연료에 대한 관심이 증가하고 있다. 합성가스는 수소, 일산화탄소, 이산화탄소로 구성된 혼합가스 연료로, 에너지시스템에서 현재 사용되고 있는 기존 탄소 기반의 연료에서 수소 기반의 연료로 넘어가는 중간 단계 역할을 할 것으로 기대되고 있다⁽¹⁾.

합성가스 연료는 천연가스 개질, 석탄 및 바이오매스 가스화 공정 등을 통해 직접적으로 생산이 가능하며, 해당 공정의 부산물로도 얻을 수 있다⁽²⁾. 다양한 에너지시스템이 합성가스 연료의 화학 에너지를 기계적 또는 전기 에너지로 변환하여 활용하기 위해 개발되었다⁽³⁾. 내연기관은 합성가스를 연료로 하여 열과 전기를 동시에 생산할 수 있으며, 최근 소규모 분산발전의 수요가 증가함에 따라 그 관심이 증가하고 있다⁽⁴⁾.

내연기관 중 압축착화 엔진은 다양한 합성가스 조성에 대응 가능한 옵션이다. 합성가스의 높은 자발점화 온도로 인해, 디젤을 점화원으로 하는 이중연료 연소 방식이 채택되었으며, 기존 고압축비의 디젤 엔진을 개조하여 활용하였다⁽⁵⁾. 높은 열효율 및 낮은 발열량의 합성가스 연소 대응 가능성은 이중연료 연소의 장점이지만⁽⁶⁾, 추가적인 디젤 주입 및 저부하 운전에서의 합성가스 대체율 감소는 단점으로 지적되었다⁽⁷⁾.

(Received: 15 Feb 2021, Received in revised form: 9 Mar 2021, Accepted: 10 Mar 2021)

*한국기계연구원 그린동력연구실

**과학기술연합대학원대학교 환경에너지기계공학

[†]책임저자, 정회원, 한국기계연구원 그린동력연구실

E-mail : hwpark@kimm.re.kr

TEL : (042)868-7177 FAX : (042)868-7305

이중연료 연소의 단점을 보완하기 위해, 압축착화 엔진에 합성가스를 단독으로 사용하는 예혼합압축착화 연소를 적용하는 연구가 진행되었다. 높은 자발점화 온도를 갖는 합성가스의 압축착화 연소를 위해, 높은 흡기 온도 및 고압축비를 적용하였다⁽⁸⁾. 그러나 예혼합압축착화 엔진에서 연소 제어가 어렵고, 예혼합 연소 특성상 발생하는 높은 압력상승률로 인해 저부하 운전으로 제한되는 점이 단점으로 지적되었다⁽⁹⁾.

합성가스 소규모 열병합 분산발전기의 동력원으로서 스파크점화 엔진은 앞서 지적된 이중연료 및 예혼합압축착화 연소 방식의 엔진의 문제점을 해결 가능하므로, 기술적으로 상용화에 가장 근접해 있다⁽¹⁰⁾. 스파크점화 엔진의 연료로서 합성가스는 다음의 매력적인 장점들을 지니고 있다. 우선, 합성가스의 높은 옥탄가를 활용하여 스파크점화 엔진의 압축비를 상승시켜 열효율을 증가시킬 수 있다⁽¹¹⁾. Oh 등은 넓은 범위의 압축비를 적용하여 합성가스 엔진의 성능 및 배기를 평가하였다⁽¹²⁾. 압축비를 10:1에서 17:1까지 상승시킴에 따라 희박 연소 조건에서 총 도시 열효율 (gross indicated thermal efficiency, gross ITE)이 46%에서 51%까지 상승하였다. 그러나 이론공연비 연소는 압축비 17:1에서 총 도시 열효율이 38%까지 감소하였다. 이는 이론공연비 연소에서 역화 방지를 위해 낮은 압축비 대비 상대적으로 점화시기를 지각하였기 때문이다. 또한 스파크점화 엔진 연료로서 합성가스는 낮은 최소 점화에너지 덕분에 희박 가연한계 확장이 가능하므로, 희박 연소를 적용하여 열효율 향상 및 질소산화물 감소에 이점을 보인다⁽¹³⁾. Ran 등은 희박 연소 연료로서 합성가스를 에탄올 및 천연가스과 비교하였다⁽¹⁴⁾. 다른 연료 대비 합성가스를 적용하여 희박 가연한계를 확장할 수 있었다. 해당 시험에서 공기과잉률은 1.3에서 4.0까지 운전 가능하였다. 이를 통해, 합성가스 엔진은 공기과잉률 2.0에서 열효율을 35% 기록하여, 가장 높은 열효율을 보였다. 그러나 합성가스 엔진 운전은 다른 연료 대비 가장 낮은 도시평균유효압력을 보였다. 저자들은 합성가스의 낮은 체적효율과 낮은 발열량을 그 원인으로 지적하였다.

본 연구에서는 향후 엔진 발전기에 장착될 합성가스 스파크점화 엔진의 열효율 및 배기 개선을 위해 희박 연소를 구현하였다. 또한 선행연구에서 합성가스 희박 연소의 단점으로 지적된 낮은 도시평균유효압력을 증가시키기 위해 흡기 과급을 적용하였다.

2. 실험 장치 및 분석 방법

동력계 엔진 실험 장치 및 실험 조건

본 연구에 적용된 엔진은 11L 6기통 디젤 엔진을 1.8L 단기통 합성가스 스파크점화 엔진으로 개조한 것으로, 자세한 엔진 제원은 Table 1에 표시하였다. 엔진 압축비는 선행연구를 통해 베이스 엔진의 17.1:1에서 합성가스의 조기점화가 발생한 점을 고려하여, 15:1로 조정하였다⁽¹²⁾. 스파크점화 엔진으로의 개조를 위해 베이스 엔진의 디젤 분사기를 제거하고, 그 위치에 스파크 플러그를 설치하였다.

Table 2는 본 연구에서 활용된 합성가스 연료의 물성치를 나타낸 것이다. 합성가스 조성은 수소 30%, 일산화탄소 25%, 이산화탄소 45%의 부피비로, 석탄 액화공정에서 부산물로 발생하는 Off-gas의 조성을 반영한 것이다.

Figure 1은 합성가스 엔진 실험의 장치 구성도를 나타낸 것이다. 합성가스를 구성하는 수소, 일산화탄소, 이산화탄소는 각각의 연료 유량계를 거쳐 챔버에서 예혼합시켰다. 이때 각각의 연료 유량은 수소 유량계(F-

Table 1 Engine specifications

Number of cylinders [-]	1
Bore×Stroke [mm]	123×155
Displacement [L]	1.8
Compression ratio [-]	15:1
Number of intake valves [-]	1
Number of exhaust valves [-]	1
Intake valve opening [aTDC]	-18
Intake valve closing [aTDC]	214
Exhaust valve opening [aTDC]	-226
Exhaust valve closing [aTDC]	14

Table 2 Syngas fuel properties

Syngas composition	H ₂ 30% CO 25% CO ₂ 45%
Density @ 293 K [kg/m ³]	1.1
Lower heating value [MJ/Nm ³]	6.1
Stoichiometric air-to-fuel ratio [-]	1.4

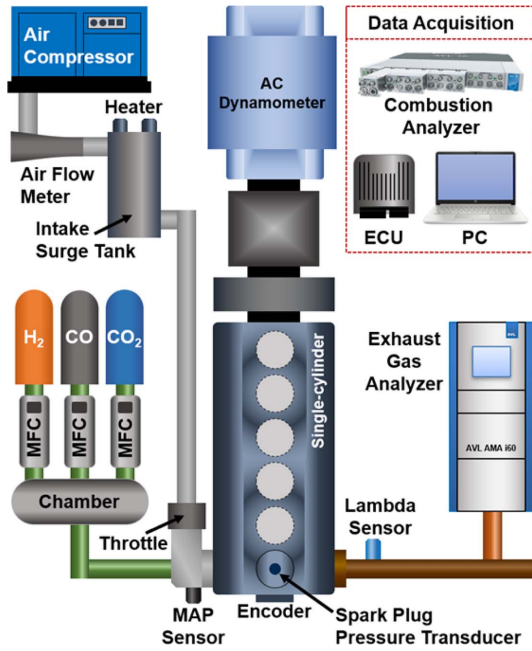


Fig. 1 Schematic diagram of engine test setup

002AV, Bronkhorst), 일산화탄소 유량계(M3500V, Line Tech), 이산화탄소 유량계(M3500V, Line Tech)를 통해 제어하였다. 흡기 과급을 위해 공기는 압축기(EQ37, Nawotec)를 통해 원하는 압력으로 제어되어 흡기 서지 탱크, 흡기 매니폴드를 거쳐 실린더 내로 공급하였다. 공급된 흡기 유량은 공기 유량계(CMFS050M, Emerson)를 통해 측정하였고, 흡기 매니폴드 내의 공기-연료 혼합기의 압력은 절대압력센서를 통해 측정하였다. 합성가스 스파크점화 엔진의 연소상은 자체 제작된 ECU를 활용하여 점화시기 변경을 통해 제어하였다. 합성가스 연소로 인해 발생하는 실린더 내 압력은 압력센서(6043ACP, Kistler)를 통해 측정하였다. 측정된 압력을 연소해석기(X-ion, AVL)에 맞물려 각종 연소 파라미터를 분석하였다. 합성가스 연소 후 발생하는 Total hydrocarbon (THC), nitrogen oxides (NO_x), carbon monoxide (CO), carbon dioxides (CO₂), oxygen (O₂) 등은 배기가스 분석기(AMA i60, AVL)를 통해 측정하였다.

Table 3은 본 연구에서 실시한 합성가스 엔진의 실험 조건을 나타낸 것이다. 발전기 엔진 개발 (60 Hz)을 고려하여, 엔진속도는 1,800 rpm으로 고정하였다. 냉각수 및 오일 온도는 각각 353 ± 2 K과 358 ± 3 K 수준으로 유지하였다. 희박연소 구현을 위해 공기과잉률은 이론 공연비 연소인 1.0에서부터 3.1까지 0.3 간격으로 증가하

Table 3 Syngas engine experimental conditions

Engine speed [rev/min]	1,800
Coolant temperature [K]	353 ± 2
Oil temperature [K]	358 ± 3
Excess air ratio [-]	1.0 ~ 3.1
Intake pressure [bar]	1.0 ~ 1.6
Spark timing [CAD aTDC]	MBT*

*MBT: minimum advance for best torque

였다. 본 연구에서 정의된 공기과잉률 식은 다음과 같다.

$$\text{Excess air ratio} = \frac{(\dot{m}_{\text{air}}/\dot{m}_{\text{fuel}})_{\text{actual}}}{(\dot{m}_{\text{air}}/\dot{m}_{\text{fuel}})_{\text{stoichiometry}}} \quad (1)$$

합성가스 스파크점화 엔진의 단점으로 지적된 낮은 출력 확장하기 위해, 흡기압력을 1.0 ~ 1.6 bar까지 변경하였다. 해당 압력은 터보차저가 장착된 합성가스 6기통 엔진에서 형성되는 흡기압력을 고려한 것이다. 모든 실험 조건에서 점화시기는 minimum advance for best torque(MBT)로 적용하였다.

2.2 에너지 손실 분석

합성가스 스파크점화 엔진에서 희박 연소 적용으로 인한 효율 향상 인자를 분석하기 위해 에너지 손실을 분석하였다.

총 도시 열효율 (gross ITE)은 식 (2)를 통해 계산하였다. $P_{\text{gross indicated}}$ 는 총 도시 출력 [kW], V_{Syngas} 는 실린더로 유입되는 합성가스 유량 [m³/h], LHV_{Syngas} 는 합성가스의 저위발열량 [MJ/Nm³]을 의미한다.

$$\text{gross ITE} = \frac{3.6 \times P_{\text{gross indicated}}}{V_{\text{Syngas}} \times LHV_{\text{Syngas}}} \times 100 \quad (2)$$

연소 손실 비율 ($\eta_{\text{Comb, loss}}$)은 식 (3)을 통해 계산하였다⁽¹⁵⁾. V_{H_2} 는 수소 배출의 유량 [m³/h], LHV_{CO} 는 수소의 저위발열량 [MJ/Nm³]을 의미한다. V_{CO} 는 일산화탄소 배출의 유량 [m³/h], LHV_{CO} 는 일산화탄소의 저위발열량 [MJ/Nm³]을 의미한다.

$$\eta_{\text{Comb, loss}} = \frac{V_{\text{H}_2} \times LHV_{\text{H}_2} + V_{\text{CO}} \times LHV_{\text{CO}}}{V_{\text{Syngas}} \times LHV_{\text{Syngas}}} \times 100 \quad (3)$$

배기 손실 비율 ($\eta_{\text{Exhaust, loss}}$)은 식 (4)를 통해 계산하였다⁽¹⁶⁾. m_{exh} 는 배기가스의 질량 유량 [kg/h], $h(T_{\text{exh}})$ 는 배

기가스 온도에서의 배기가스 엔탈피 [MJ/m³], h(T_{amb})는 분위기 온도에서의 배기가스 엔탈피 [MJ/m³]를 의미한다.

$$\eta_{Exhaust.loss} = \frac{m_{exh} \times [h(T_{exh}) - h(T_{amb})]}{V_{Syngas} \times LHV_{Syngas}} \times 100 \quad (4)$$

열전달 손실량은 실린더 내로 유입된 연료의 총에너지에서 총 도시 출력 (gross indicated power), 연소 손실, 배기 손실의 차를 통해서 계산하였다⁽¹⁷⁾.

3. 결과 및 토론

3.1 자연흡기 조건에서 희박 연소 구현

합성가스 스파크점화 엔진에서 열효율 및 배기 개선을 위해 희박 연소를 구현하였다. 자연흡기 조건에서 달성 가능한 열효율 및 출력을 파악하기 위해 흡기압력 1.0 bar 조건(Wide-open-throttle)에서 공기과잉률을 1.0 ~ 3.1까지 변경하였다.

Figure 2는 공기과잉률 변화에 따른 합성가스 스파크점화 엔진의 총 도시 열효율 및 CA50(총 열방출의 50%가 발생하는 지점)을 나타낸 것이다. 모든 공기과잉률 조건에서 총 도시 열효율이 높게 형성되는 CA50은 4 CAD aTDC 부근으로 유사하였다. 공기과잉률 2.2 지점까지 공기과잉률 증가에 따라 총 도시 열효율은 증가하였으나, 추가적인 공기과잉률 증가에 따라 총 도시 열효율이 다시 감소하였다. 이는 공기과잉률 증가에 따라 비열비 상승에 따른 열역학적 이점에 따라 열효율이 증가하지만, 지나친 공기과잉률 상승은 낮은 연소온도로 인한 연소효율 감소가 열역학적 이점을 상쇄하기 때문에 총 도시

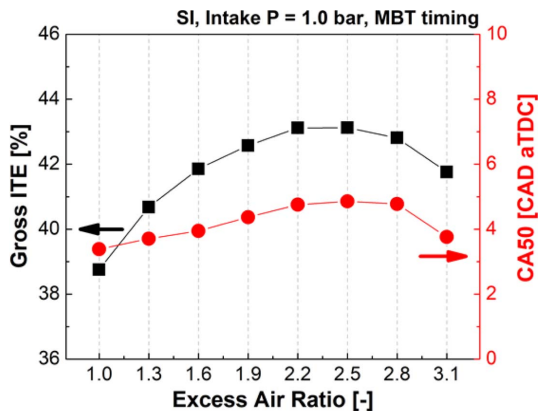


Fig. 2 Gross indicated thermal efficiency and CA50 according to excess air ratio at intake pressure of 1.0 bar

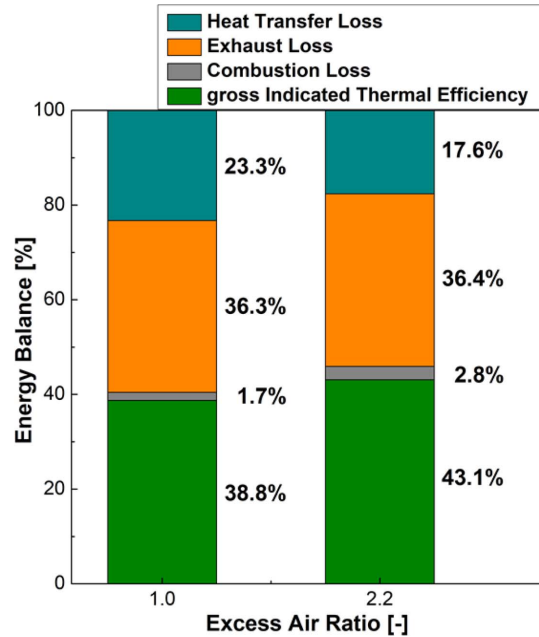


Fig. 3 Energy balance of fuel chemical energy at excess air ratios of 1.0 and 2.2

시 열효율이 다시 감소하였다⁽¹⁸⁾. 희박 연소에 따른 총 도시 열효율 상승 효과를 면밀히 분석하기 위해 에너지 분석을 실시하였다. Fig. 3은 이론공연비 연소(공기과잉률 1.0) 및 희박 연소(공기과잉률 2.2)에서의 에너지 분석을 나타낸 것이다. 희박 연소는 이론공연비 연소 대비 낮은 연소온도로 인해 연소 손실이 높지만, 열전달 손실의 감소 효과가 더 크기 때문에 이론공연비 연소 대비 총 도시 열효율이 증가한 것을 확인할 수 있다. 희박 연소 구현을 통해 이론공연비 연소 대비 총 도시 열효율이 약 11% 향상하였다.

Figure 4는 공기과잉률 변화에 따른 합성가스 스파크점화 엔진의 총 도시 출력 및 합성가스 연료 공급량을 나타낸 것이다. 스파크점화 엔진에서 희박 연소 구현을 통해 총 도시 열효율을 상당히 향상시킬 수 있지만, 공기과잉률 증가에 따라 엔진 총 도시 출력이 감소하였다. 이는 흡기압력이 고정된 상황에서 공기과잉률 증가에 따라 공기 유입량이 증가함에 따라 연소실로 공급되는 연료량이 감소하기 때문이다⁽¹²⁾. Fig. 5는 공기과잉률 변화에 따른 합성가스 스파크점화 엔진의 체적 효율을 나타낸 것이다. 앞서 설명한 바와 같이 공기과잉률 증가에 따라 연소실로 유입되는 공기량이 증가함에 따라 체적 효율이 상승하였다. 그러나 자연흡기 조건에서 합성가

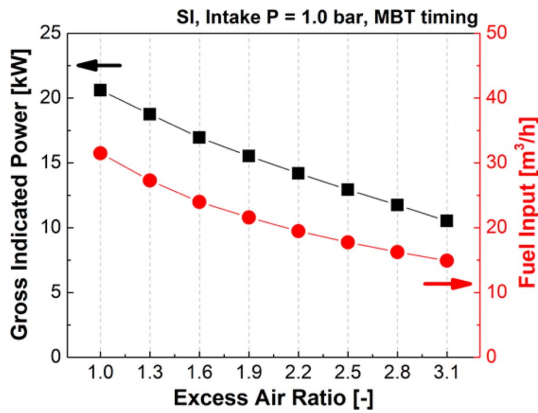


Fig. 4 Gross indicated power and fuel input according to excess air ratio at intake pressure of 1.0 bar

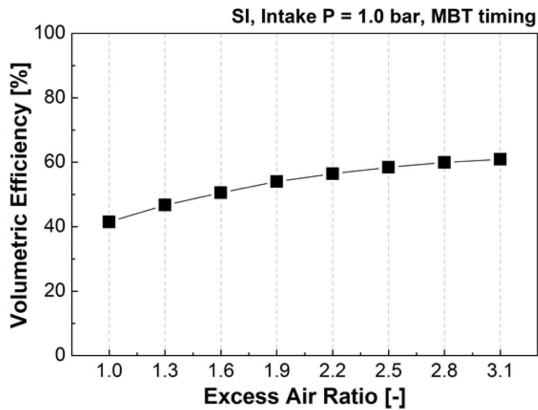


Fig. 5 Volumetric efficiency according to excess air ratio at intake pressure of 1.0 bar

스파크점화 엔진의 체적 효율은 약 40~60% 수준으로, 기존 액체 연료 엔진 대비 상당히 낮은 것을 확인할 수 있다⁽¹⁴⁾. 따라서 합성가스 스파크점화 엔진의 출력을 향상시키기 위해서는 흡기 과급 기술이 요구되는 것을 확인할 수 있다.

Figure 6은 공기과잉률 변화에 따른 합성가스 스파크점화 엔진의 질소산화물 및 일산화탄소 배출 특성을 나타낸 것이다. 공기과잉률 증가에 따라 질소산화물 배출은 감소하는 경향을 보이는데, 이는 공기과잉률 증가에 따라 연소온도가 감소하기 때문이다. 일산화탄소 배출은 공기과잉률 증가에 따라 감소하다가 증가하는 경향을 보인다. 앞서 설명한 바와 같이 공기과잉률 증가에 따라 연소온도가 감소하여 일산화탄소 배출은 증가하게 되나, 공기과잉률 1.3 부근에서 약간의 여분 산소 농도로 인한 일산화탄소 산화가 연소온도 감소 효과를 상쇄

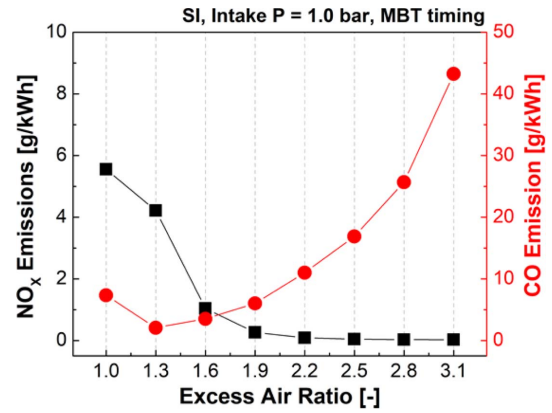


Fig. 6 Nitrogen oxides and carbon monoxide emissions according to excess air ratio at intake pressure of 1.0 bar

하기 때문이 최소 배출을 보이게 된다⁽¹⁹⁾.

3.2 흡기 과급을 통한 희박 연소 부하 확장

합성가스 스파크점화 엔진에서 희박 연소 적용을 통해 총 도시 열효율 향상이 가능하지만, 공기과잉률 증가에 따라 연소실로 유입되는 연료 유량이 감소하여 자연 흡기 조건에서는 엔진의 총 도시 출력 증가에 한계를 보인다. 따라서 희박 연소의 높은 총 도시 열효율을 유지하면서 엔진의 총 도시 출력 향상을 위해 흡기 과급으로 흡기 매니폴드 내 합성가스-공기 혼합기의 압력을 1.0 bar부터 1.6 bar까지 증가시켰다. 본 연구에서는 합성가스 단기통 엔진의 흡기압력 상승을 위해 따로 압축기를 설치하여 구동하였으나, 실제 터보차저 대기통 엔진에서 과급 압력 형성을 위해 버려지는 배기 에너지를

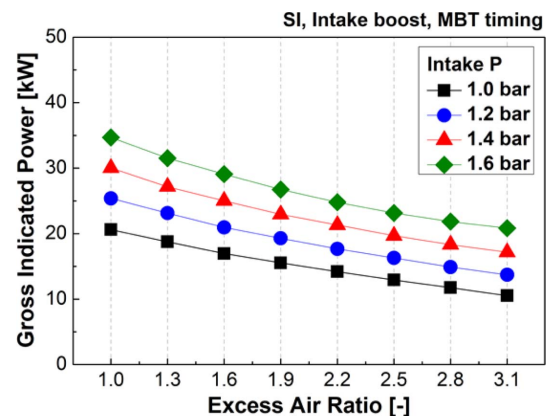


Fig. 7 Gross indicated power according to excess air ratio under intake boost conditions

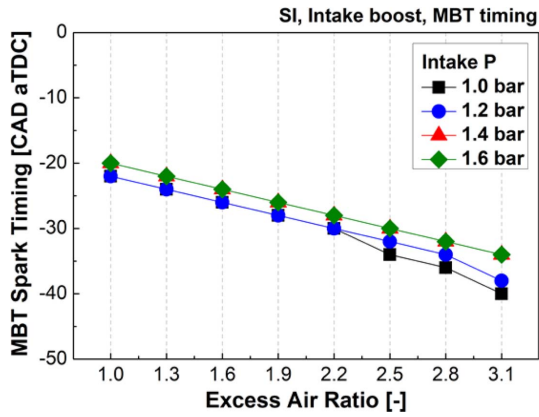


Fig. 8 MBT spark timing according to excess air ratio under intake boost conditions

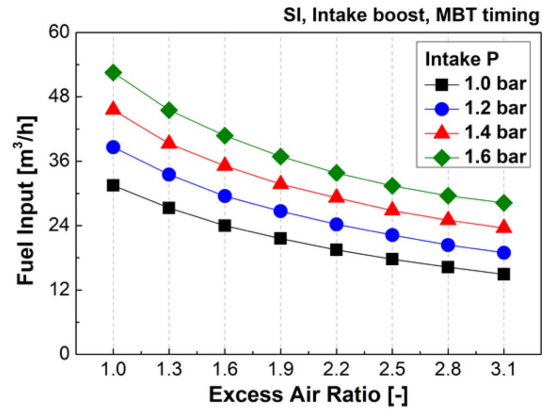


Fig. 9 Fuel input into combustion chamber according to excess air ratio under intake boost conditions

활용하므로, 단기통 엔진에서 해당 압축기 구동을 위해 필요한 에너지원은 따로 고려하지 않았다.

Figure 7과 Fig. 8은 각각 흡기 과급 조건에서 공기과잉률 변화에 따른 스파크점화 엔진의 총 도시 출력 및 MBT 점화시기를 나타낸 것이다. 각 조건에서 최고 총 도시 열효율 달성을 위한 MBT 점화시기는 공기과잉률이 낮을수록, 흡기압력이 증가할수록 지각하였다. 이는 희박 연소 영역에서 이론공연비 연소로 다가갈수록 점화지연이 짧아지고 연소 속도가 증가하므로, 합성가스-공기 혼합기의 연소를 최적 연소상 (CA50이 4 CAD aTDC 부근)에 위치시키기 위해 MBT 점화시기는 지각하였다⁽¹⁴⁾. 흡기압력이 증가할수록 합성가스 연소 이전 분위기 온도가 증가함에 따라 점화지연 감소 및 연소속도 증가로 인해 MBT 점화시기 또한 지각하였다. 모든 공기과잉률 조건에서 흡기 압력을 증가시키기에 따라 엔진의 총 도시 출력이 상승하였다. 이는 Fig. 9에 나타난 것처럼 흡기 압력 증가에 따라 연소실로 유입되는 연료량이 증가했기 때문이다. 따라서 자연흡기 조건에서 희박 연소 (공기과잉률 2.2)의 엔진 총 도시 출력은 14.2 kW로, 이론공연비 연소 (공기과잉률 1.0)의 엔진 총 도시 출력 20.6 kW 대비 상당히 낮은 수준을 보이나, 흡기압력을 1.6 bar로 증가시키면 희박 연소에서 엔진 총 도시 출력은 24.8 kW까지 달성 가능하였다. Fig. 10에 나타난 것처럼 체적효율도 자연흡기 조건에서는 공기과잉률 변화에 따라 약 40~60% 수준을 보였으나, 흡기압력을 1.6 bar로 증가시키면 체적효율이 약 70~110% 수준까지 증가하였다.

Figure 11은 흡기 과급 조건에서 공기과잉률 변화에

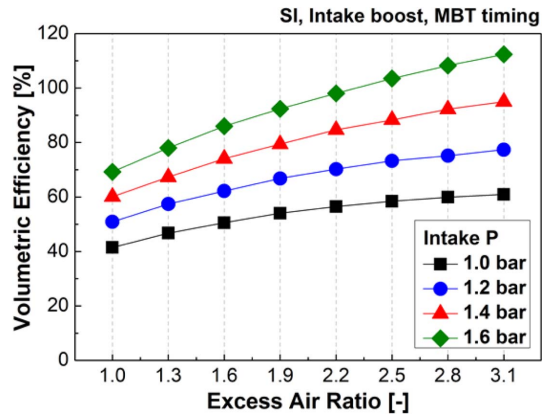


Fig. 10 Volumetric efficiency according to excess air ratio under intake boost conditions

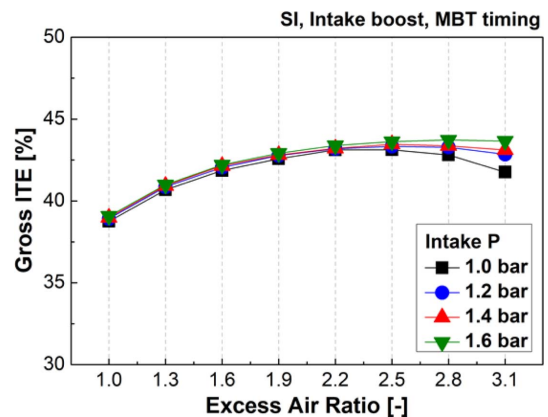


Fig. 11 Gross indicated thermal efficiency according to excess air ratio under intake boost conditions

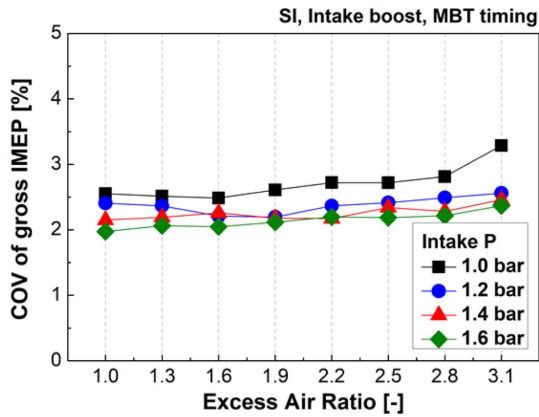


Fig. 12 Coefficient of variation of gross indicated thermal efficiency according to excess air ratio under intake boost conditions

따른 합성가스 스파크점화 엔진의 총 도시 열효율을 나타낸 것이다. 자연흡기 조건과 마찬가지로, 모든 흡기압력 조건에서 공기과잉률 증가에 따라 총 도시 열효율이 증가하다가 최고점에 도달한 뒤, 다시 감소하는 경향을 보였다. 흡기압력 증가에 따른 총 도시 열효율 상승폭은 미미하였다. Fig. 12는 흡기 과급 조건에서 공기과잉률 변화에 따른 합성가스 스파크점화 엔진의 총 도시평균 유효압력(gross indicated mean effective pressure, gross IMEP) 변동계수(coefficient of variation, COV)를 나타낸 것이다. 본 연구에서 실험된 모든 조건에서 해당 변동계수는 5%로 이내로 안정적인 연소를 보였다. 이는 합성가스 연료 내 수소의 낮은 최소점화에너지가 연소 안정성에 기여했기 때문이다⁽¹⁾. 공기과잉률이 증가할수록 총 도시 열효율 변동계수가 증가하는 경향을 보였으나, 그 차이는 크지 않았다. 흡기압력이 증가할수록 연소실로 유입되는 연료 에너지 및 분위기 온도 증가로 인해 해당 변동계수는 감소하였다.

Figure 13은 흡기 과급 조건에서 공기과잉률 변화에 따른 합성가스 스파크점화 엔진의 질소산화물 배출을 나타낸 것이다. 자연흡기 조건과 마찬가지로 모든 흡기압력 조건에서 공기과잉률 증가에 따라 연소온도 감소로 질소산화물 배출이 감소하였다. 흡기압력 증가에 따라 압축온도 및 연소온도 상승으로 질소산화물 배출은 증가하였다. 높은 흡기압력 (1.6 bar) 적용에도 공기과잉률이 2.2보다 높은 조건에서는 0 수준의 질소산화물 배출을 보였다. 공기과잉률이 2.2보다 낮은 조건에서는 높은 흡기압력에서 공기과잉률 감소에 따른 질소산화물

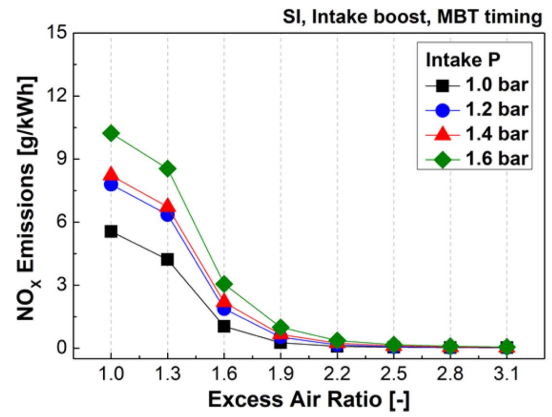


Fig. 13 Nitrogen oxide emissions according to excess air ratio under intake boost conditions

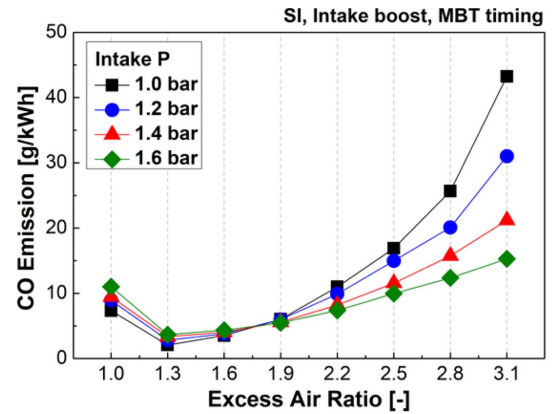


Fig. 14 Carbon monoxide emission according to excess air ratio under intake boost conditions

배출이 급격히 증가하였다. 일반적으로 공기과잉률이 감소하여 이론공연비 연소 영역 부근으로 다가갈수록 연소 온도가 증가함에 따라 일산화질소 생성이 증가한다⁽⁹⁾. 화학반응론(chemical kinetics)에 따라 일산화질소 생성식은 지수함수 내의 온도항에 영향을 받는데, 해당 식은 2000 K 이상에서 특히 활성화된다. 따라서 흡기압력 상승에 따라 연소실로 유입되는 에너지 증가 및 이로 인한 열방출 증가로 연소온도가 상대적으로 증가하면서, 공기과잉률 감소에 따른 질소산화물 배출 증가가 급격히 발생하였다. Fig. 14는 흡기 과급 조건에서 공기과잉률 변화에 따른 합성가스 스파크점화 엔진의 일산화탄소 배출을 나타낸 것이다. 자연흡기 조건과 마찬가지로 모든 흡기압력에서 일산화탄소 배출은 감소하다가 최소 배출을 달성한 후, 다시 증가하는 경향을 보였다. 흡기

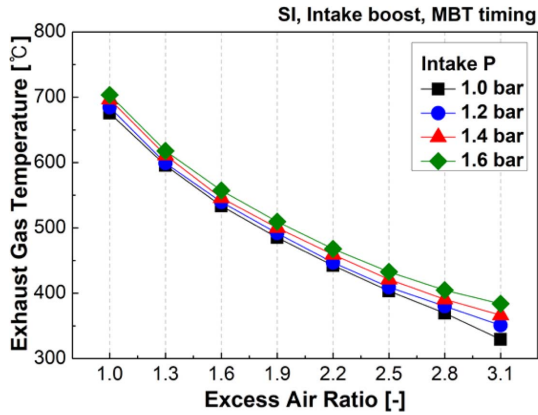


Fig. 15 Exhaust gas temperature according to excess air ratio under intake boost conditions

압력 증가에 따라 이론공연비 연소 부근에서는 일산화탄소 배출이 증가한 반면, 높은 공기과잉률에서는 흡기압력 증가에 따라 일산화탄소 배출이 감소하였다. 이는 흡기압력 증가에 따라 연소실 내 압축온도 및 연소온도 증가로 일산화탄소 산화에 의해 일산화탄소 배출이 감소하지만, 이론공연비 연소는 희박 연소 대비 높은 연소온도를 가지게 되어 흡기압력 증가에 따른 연료 내의 일산화탄소 유입 증가가 높은 압축온도 및 연소온도에 의한 일산화탄소 산화효과를 상쇄하였기 때문이다.

Figure 15는 흡기 과급 조건에서 공기과잉률 변화에 따른 합성가스 스파크점화 엔진의 배기가스 온도를 나타낸 것이다. 모든 흡기압력 조건에서 이론공연비 연소로부터 공기과잉률이 증가할수록 낮은 연소온도로 인해 배기가스 온도가 감소하였다. 흡기압력 증가에 따라 배기가스 온도가 소폭 상승하는데, 이는 흡기압력 상승에 따른 연료 에너지 주입량 증가 및 이에 따른 열방출 증가로 인해 연소온도가 상승하기 때문이다. 배기가스 온도는 향후 장착될 터보차저 하드웨어에 중요한 인자로, 이론공연비 연소의 높은 배기가스 온도 대비 희박 연소 구현을 통해 낮은 배기가스 온도로 터빈 손상 방지에 기여할 것으로 판단된다.

4. 결 론

본 연구에서는 합성가스 스파크점화 엔진의 열효율 및 배기를 개선하기 위해 희박 연소를 구현하였다. 또한 선행연구에서 합성가스 희박 연소의 단점으로 지적된

낮은 엔진 출력을 증가시키기 위해 흡기 과급을 적용하였다.

합성가스 스파크점화 엔진의 자연흡기 조건에서 희박 연소 구현을 통해 이론공연비 연소 대비 총 도시 열효율이 약 11% 정도 향상하였다. 에너지 분석을 통해 희박 연소 적용을 통한 총 도시 열효율 개선의 주된 요소는 낮은 연소온도로 인한 열전달 손실 감소로 판명되었다. 희박 연소가 총 도시 열효율 측면에서 이점을 보이나, 고정된 흡기압력에서 연소실로 유입되는 연료 유량 감소로 인해 엔진 총 도시 출력이 감소하였다.

희박 연소 엔진의 낮은 총 도시 출력을 증가시키기 위해 흡기 과급을 적용하였다. 공기과잉률 2.2에서 흡기압력 1.0 bar의 총 도시 출력 14.2 kW 대비 흡기압력 1.6 bar에서 총 도시 출력은 24.8 kW로 상당히 증가하였다. 해당 조건에서 총 도시 열효율은 43.4%, 질소산화물 배출은 0.36 g/kWh, 일산화탄소 배출은 7.4 g/kWh를 기록하였다.

본 연구를 통해 합성가스 스파크점화 엔진에서 희박 연소 및 흡기 과급을 통해 총 도시 열효율 및 총 도시 출력 개선을 도모할 수 있었다. 희박 연소의 낮은 연소온도로 후처리장치 없이도 0 수준의 질소산화물 배출을 보였으나, 상당한 일산화탄소 배출은 산화촉매가 필요할 것으로 판단된다.

후 기

본 연구는 2020년 과학기술정보통신부의 재원으로 국가과학기술연구회 창의형 융합연구사업(No. CAP-16-06-KIER) 과제의 일환으로 수행되었으며, 이에 깊은 감사를 드립니다.

참고문헌

- (1) M. Fiore, V. Magi, and A. Viggiano. "Internal combustion engines powered by syngas: A review", Applied Energy, Vol. 276, 2020, 115415.
- (2) J. Ren, J. P. Cao, X. Y. Zhao, F. L. Yang, and X. Y. Wei, "Recent advances in syngas production from biomass catalytic gasification: A critical review on reactors, catalysts, catalytic mechanisms and mathematical model", Renewable and Sustainable Energy Reviews, Vol. 116, 2019, 109426.

- (3) S. Martinez, G. Michaux, P. Salagnac, and J. L. Bouvier, "Micro-combined heat and power systems (micro-CHP) based on renewable energy sources", *Energy Conversion and Management*, Vol. 154, 2017, pp. 262~285.
- (4) X. Kan, D. Zhou, W. Yang, X. Zhai, and C. H. Wang, "An investigation on utilization of biogas and syngas produced from biomass waste in premixed spark ignition engine", *Applied energy*, Vol. 212, 2018, pp. 210~222.
- (5) 이준순, 정탄, 이용규, 김창엽, 오승목, "합성가스/디젤 혼소압축착화 엔진의 합성가스 혼합비와 압축비에 따른 연소 및 배출가스 특성", *한국액체미립화학회지*, Vol. 24, No. 1, 2019, pp. 35~42.
- (6) B. B. Sahoo, N. Sahoo, and U. K. Saha, "Effect of H₂:CO ratio in syngas on the performance of a dual fuel diesel engine operation," *Applied Thermal Engineering*, Vol. 49, 2012, pp. 139~146.
- (7) C. A. Rinaldini, G. Allesina, S. Pedrazzi, E. Mattarelli, T. Savioli, N. Morselli, M. Puglia, and P. Tartarini, "Experimental investigation on a Common Rail Diesel engine partially fuelled by syngas," *Energy Conversion and Management*, Vol. 138, 2017, pp. 526~537.
- (8) Y. Yamasaki and S. Kaneko, "Prediction of ignition and combustion development in an HCCI engine fueled by syngas," *SAE Technical Paper*, 2014, No. 2014-32-0002.
- (9) S. Bhaduri, B. Berger, M. Pochet, H. Jeanmart, and F. Contino, "HCCI engine operated with unscrubbed biomass syngas", *Fuel Processing Technology*, Vol. 157, 2017, pp. 52~58.
- (10) H. Enomoto and K. Saito, "Effects of the hydrogen and methane fractions in biosyngas on the stability of a small reciprocated internal combustion engine", *Energy*, Vol. 213, 2020, 118518.
- (11) A. S. Bika, L. Franklin, and D. B. Kittelson, "Engine knock and combustion characteristics of a spark ignition engine operating with varying hydrogen and carbon monoxide proportions. *International journal of hydrogen energy*, Vol. 36, No. 8, 2011, pp. 5143~5152.
- (12) S. Oh, C. Kim, Y. Lee, S. Yoon, J. Lee, and J. Kim, "Experimental investigation of the hydrogen-rich off-gas spark ignition engine under the various compression ratios", *Energy Conversion and Management*, Vol. 201, 2019, 112136.
- (13) J. Arroyo, F. Moreno, M. Muñoz, C. Monné, and N. Bernal, "Combustion behavior of a spark ignition engine fueled with synthetic gases derived from biogas", *Fuel*, Vol. 117, 2014, pp. 50~58.
- (14) Z. Ran, D. Hariharan, B. Lawler, and S. Mamalis, "Exploring the potential of ethanol, CNG, and syngas as fuels for lean spark-ignition combustion-An experimental study", *Energy*, Vol. 191, 2020, 116520.
- (15) H. Park, E. Shim, and C. Bae, "Improvement of combustion and emissions with exhaust gas recirculation in a natural gas-diesel dual-fuel premixed charge compression ignition engine at low load operations," *Fuel*, Vol. 235, 2019, pp. 763~774.
- (16) H. Park, E. Shim, and C. Bae, "Expansion of low-load operating range by mixture stratification in a natural gas-diesel dual-fuel premixed charge compression ignition engine," *Energy Conversion and Management*, Vol. 194, 2019, pp. 186~198.
- (17) 박현욱, 이준순, 오승목, 김창엽, 이용규, 강건용, "천연가스 스파크점화 엔진 발전기에서의 에너지 손실 분석," *한국분무공학회지*, Vol. 25, No. 4, 2020, pp. 1~8.
- (18) F. Ma, S. Ding, Y. Wang, Y. Wang, J. Wang, and S. Zhao, "Study on combustion behaviors and cycle-by-cycle variations in a turbocharged lean burn natural gas SI engine with hydrogen enrichment", *International Journal of Hydrogen Energy*, Vol. 33, No. 23, 2008, pp. 7245~7255.
- (19) J. B. Heywood, "Internal combustion engine fundamentals Second Edition", McGraw-Hill, Chapter 11. Pollutant Formation and Control, 2018.