

천연가스 스파크점화 엔진 발전기에서의 에너지 손실 분석

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

Analysis of Energy Losses in a Natural Gas Spark Ignition Engine for Power Generation

Hyunwook Park, Junsun Lee, Seungmook Oh, Changup Kim, Yongkyu Lee and Kernyong Kang

Key Words: Natural gas(천연가스), Spark ignition(스파크점화), Energy loss(에너지 손실), Brake thermal efficiency(제동 열효율), Generating efficiency(발전 효율)

Abstract

Stoichiometric combustion in spark ignition (SI) engines has an advantage of meeting future stringent emission regulations. However, the drawback of the combustion is a lower thermal efficiency than that of lean burn. In this study, energy losses in a natural gas stoichiometric SI engine generator were analyzed to establish a strategy for improving the generating efficiency (GE). The energy losses were investigated based on dynamometer and load bank experiments. As the intake manifold pressure increased in the dynamometer experiment, the brake thermal efficiency (BTE) increased mainly due to the reduction in the pumping and mechanical losses. In the load bank experiment, the generating power and GE increased with the increased intake manifold pressure. The generating power and GE were lower than the brake power and BTE due to the cooling fan power and the losses in the generator.

1. 서 론

전 지구적인 기후변화에 대응하기 위한 파리기후협약이 체결 및 발효됨에 따라 전 세계적으로 온실가스 배출 저감에 대한 노력이 진행되고 있다. 현재 에너지 사용으로 인한 온실가스 배출의 비중이 증가하고 있으므로, 세계 기후변화 대응 목표 달성을 위해서는 에너지 사용으로 인한 온실가스 감축이 필수적이고, 이를 위해 저탄소 에너지로의 전환이 요구되는 시점이다⁽¹⁾.

천연가스는 저탄소 연료로 화석연료 중 온실가스 배출이 가장 적고, 셰일가스 등 공급으로 인해 석유에 비

해 지정학적 리스크가 상대적으로 낮은 에너지원이다. 세계 천연가스 에너지원의 수요는 2040년까지 연평균 1.6% 증가하여, 2030년 이후에는 1차 에너지 수요 중에 석유 다음으로 높은 비중을 기록할 것으로 예측하고 있다⁽²⁾. 우리나라는 탈원전 정책으로 천연가스 가스터빈 발전의 역할이 증대되고 있으며, 최근 송전선로 건설 최소화를 위한 분산형 전원 발전량 비중을 늘리는 정책으로 인해 소규모 엔진 발전기의 수요 또한 증가될 것으로 예상된다. 천연가스 엔진 발전기는 열병합 발전 방식으로 열, 가스 등 비전력 에너지 활용을 극대화하여 에너지의 효율적 활용을 도모할 수 있는 장점을 지니고 있다⁽³⁾.

엔진 연료로서 천연가스는 높은 옥탄가로 인해 스파크점화 방식에 적합하며, 압축착화 방식에 적용 가능하나 이를 위해서는 추가적으로 디젤을 주입해야 하는 단점이 있다⁽⁴⁾. 스파크점화 방식 내에서 연소 방식에 따라 이론공연비 연소와 희박 연소로 구분할 수 있다⁽⁵⁾. 천연가스 희박 연소는 높은 열효율과 낮은 질소산화물 배출을 보이지만, 부하에 따라 배기규제 만족을 위한 선택적

(Received: 15 Aug 2020, Received in revised form: 4 Sep 2020, Accepted: 15 Sep 2020)

*한국기계연구원 그린동력연구실

**과학기술연합대학원대학교 환경에너지기계공학

[†]책임저자, 정회원, 한국기계연구원 그린동력연구실

E-mail : hwpark@kimm.re.kr

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

환원촉매 장치가 필요하다⁽⁶⁾. 또한 높은 탄화수소 및 일산화탄소 배출로 인해 산화촉매의 장착이 요구된다⁽⁷⁾. 이론공연비 연소는 희박 연소 대비 낮은 열효율을 보이거나, 값싼 삼원촉매를 활용하여 질소산화물, 탄화수소, 일산화탄소 배출을 동시에 저감 가능하여, 강화되는 배기규제에 대응 가능한 장점을 지니고 있다⁽⁸⁾. Einewall 등은 6기통 디젤 엔진을 천연가스 스파크점화 엔진으로 개조하고 삼원촉매를 적용한 이론공연비 및 희박 연소에 대한 비교를 실시하였다⁽⁹⁾. 두 방식의 연소에서 엔진 부하가 증가할수록 제동 열효율이 상승하는 경향을 보였다. 이론공연비 연소는 희박 연소 대비 소폭 열효율이 감소하였으나, 삼원촉매 적용을 통해 질소산화물 배출을 99% 이상, 탄화수소 배출을 90% 이상 저감 가능하였다. Ulfvik 등은 단기통 디젤 엔진을 스파크점화 엔진으로 개조하여 천연가스 및 producer gas를 적용한 엔진의 성능을 비교하였다⁽¹⁰⁾. 자연흡기 천연가스 엔진에서 이론공연비 연소를 통해 엔진부하를 최대 10.7 bar gross indicated mean effective pressure(IMEP)까지 달성 가능하였으며, 흡기압력 1.5 bar 과급을 통해 16 bar gross IMEP 이상의 엔진부하를 달성하였다. 희박 연소 적용으로 이론공연비 연소 대비 열효율이 상승하였으나, 달성 가능한 엔진부하가 감소하여 발전기 엔진 출력의 감소를 보였다.

선행연구를 통해서 스파크점화 엔진에서 이론공연비 연소 및 삼원촉매 적용으로 규제에 대응 가능한 배기 성능을 달성할 수 있는 반면, 열효율은 희박 연소 대비 낮은 것으로 확인되었다. 선행연구는 천연가스 이론공연비 연소 엔진에서 단순히 성능(엔진부하, 효율) 및 배기배출 특성을 분석하였지만, 이론공연비 엔진의 열효율과 각종 에너지 손실 분석에 대한 논의가 부족하다. 따라서 본 논문은 발전용 천연가스 스파크점화 엔진에서 이론공연비 연소의 단점으로 지적된 낮은 열효율을 높이기 위한 기초연구로 동력계 상 천연가스 이론공연비 엔진의 에너지 손실에 대한 분석을 실시하였다. 또한 동력계 상에서 주로 실시된 선행연구들과는 달리 실제 발전기에 적용했을 때의 에너지 손실 분석을 위해 로드뱅크를 활용한 발전기 엔진 시험을 실시하였다.

2. 실험 장치 및 실험 조건

2.1 동력계 엔진 실험 장치 및 실험 조건

본 연구에 적용된 엔진은 8L급 6기통 산업용 디젤 엔진을 천연가스 스파크점화 엔진으로 개조한 것으로, 자

Table 1 Engine specifications

Engine type	Inline six-cylinder, Spark-ignition,
Intake type	Naturally aspirated
Displacement [L]	8.071
Bore×Stroke [mm]	111×139
Compression ratio [-]	13:1

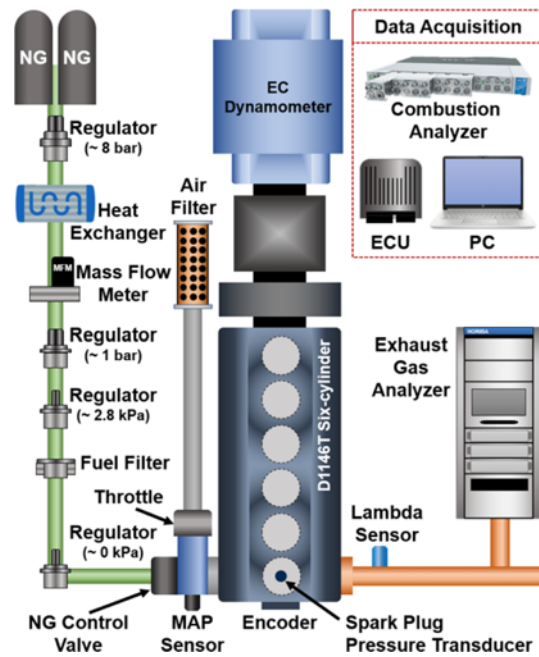


Fig. 1 Schematic diagram of engine test setup

세한 제원은 Table 1에 나타내었다. 엔진의 보어와 스트로크는 각각 111 mm와 139 mm이고, 압축비는 13:1이다. 해당 압축비는 선행 연구를 통해 열효율이 높고, 노킹이 발생하지 않는 제한조건에서 선정되었다⁽¹¹⁾. 압축착화 연소방식을 스파크점화 방식으로 변경하기 위해, 기존 디젤 분사기 위치에 스파크플러그를 장착하였다.

Fig. 1은 동력계 상 천연가스 스파크점화 엔진 실험을 위한 장치구성도를 나타낸 것이다. 천연가스는 압축용기에서 다단의 레귤레이터, 열교환기, 질량유량계(M2500VA, Linetech), 연료필터를 거쳐 흡기 매니폴드로 공급되었다. 공기는 자연흡기 방식으로 필터와 쓰로틀을 거쳐 흡기 매니폴드로 유입되었다. 연료량, 공기량, 스파크 점화시기 등은 자체 제작된 engine control unit (ECU)를 통해 제어되었다. 흡기 매니폴드에서의 공기-

Table 2 Natural gas properties

Density @ 273 K [kg/Nm ³]	0.788
Motor octane number [-]	124
Methane number [-]	81.7
Lower heating value [MJ/Nm ³]	38.5
Stoichiometric air-to-fuel ratio	16.9

Table 3 Experimental conditions of engine test

Engine speed [rpm]	1800 ± 1
Coolant temperature [K]	353 ± 2
Oil temperature [K]	358 ± 3
Manifold absolute pressure [bar]	0.5~1.0
Spark timing [CAD aTDC]	MBT*

*MBT: minimum advance for best torque

연료 혼합기의 압력은 절대압력센서를 통해 측정하였고, 연소 결과 발생된 실린더 압력은 1번 실린더에서 스파크 플러그 일체형 압력센서(ZI33, AVL)을 통해 측정하였다. 측정된 압력은 연소해석기(X-ion, AVL)를 통해 연소 파라미터로 분석되었다. 연료의 공연비는 배기에 설치된 산소센서와 이에 맞물린 램다미터(ES 631.1, ETAS)를 통해 측정되었고, 연소 결과 발생된 배출가스(탄화수소, 일산화탄소, 질소산화물, 이산화탄소, 산소)는 배기가스 분석기(7100 DEGR, Horiba)를 통해 측정하였다.

본 연구에서 적용된 천연가스의 물성치는 Table 2에 표시하였고, 본 연구의 실험 조건은 Table 3에 표시하였다. 발전기용 엔진 적용을 위해 엔진 운전속도는 1800 rpm으로 고정하였고, 냉각수 온도와 오일 온도는 각각 353 K, 358 K로 제어하였다. 엔진 부하별로 에너지 손실 분석을 위해 흡기 매니폴드 절대압력은 0.5에서 1.0 bar까지 0.1 bar 간격으로 스위핑하였고, 각각의 경우에 스파크 점화시기는 minimum advance for best torque (MBT)로 적용하였다.

2.2 로드뱅크 실험 장치 및 실험 조건

Fig. 2는 로드뱅크를 통한 천연가스 엔진 발전기 실험을 위한 장치구성을 나타낸 것이다. 발전기 운전속도는 1800 rpm으로 고정하였고, 발전기 출력은 22.3~66.9 kW로 22.3 kW 간격으로 로드뱅크를 통해 제어하였다.

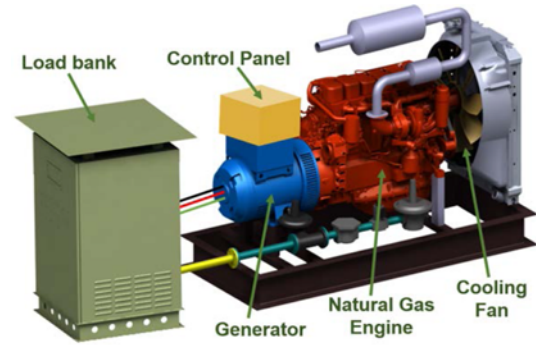


Fig. 2 Schematic diagram of generator test setup

2.3 에너지 손실 분석

천연가스 엔진 발전기의 효율 향상을 위한 전략을 수립하기 위해 동력계 상 엔진 실험과 로드뱅크 엔진 발전기 실험을 통해 에너지 손실을 분석하였다.

동력계 상 엔진의 제동 열효율 (η_{BTE})은 식 (1)을 통해 계산하였다. P_{brake} 는 제동 출력 [kW], m_{NG} 는 실린더로 유입되는 천연가스의 질량 유량 [kg/h], LHV_{NG} 는 천연가스의 저위발열량 [MJ/kg]을 의미한다.

$$\eta_{BTE} = \frac{3.6 \times P_{brake}}{m_{NG} \times LHV_{NG}} \times 100 \quad (1)$$

마찰 손실 비율은 정미 도시 열효율과 제동 열효율의 차이를 통해 구하였고, 펌핑 손실 비율은 총 도시 열효율과 정미 도시 열효율의 차이를 통해 계산하였다.

연소 손실 비율 ($\eta_{Comb.loss}$)은 식 (2)를 통해 계산하였다. m_{THC} 는 탄화수소 배출의 질량 유량 [kg/h], 탄화수소의 발열량은 천연가스의 발열량으로 가정하였다. m_{CO} 는 일산화탄소 배출의 질량 유량 [kg/h], LHV_{CO} 는 일산화탄소의 저위발열량 [MJ/kg]을 의미한다.

$$\eta_{Comb.loss} = \frac{m_{THC} \times LHV_{NG} + m_{CO} \times LHV_{CO}}{m_{NG} \times LHV_{NG}} \times 100 \quad (2)$$

배기 손실 비율 ($\eta_{Exhaust.loss}$)은 식 (3)을 통해 계산하였다. m_{exh} 는 배기가스의 질량 유량 [kg/h], $h(T_{exh})$ 는 배기 온도에서의 배기가스의 엔탈피 [MJ/kg], $h(T_{amb})$ 는 분위기 온도에서의 배기가스의 엔탈피 [MJ/kg]를 의미한다.

$$\eta_{Exhaust.loss} = \frac{m_{exh} \times [h(T_{exh}) - h(T_{amb})]}{m_{NG} \times LHV_{NG}} \times 100 \quad (3)$$

열전달 손실량은 실린더 내로 유입된 연료의 총에너지에서 총 도시 출력 (gross indicated power), 연소 손실,

배기 손실의 차를 통해서 계산하였다⁽¹²⁾.

3. 결과 및 토론

3.1 동력계 상에서 천연가스 엔진 성능 분석

소규모 천연가스 이론공연비 엔진 발전기의 효율 향상을 위한 기초 연구로 동력계 상과 로드뱅크 상에서 엔진 운전부하에 따른 성능 및 에너지 손실 분석을 실시하였다. 본 절에서는 동력계 상에서 실시한 천연가스 엔진 실험에 대한 분석을 나열하였다.

Fig. 3과 Fig. 4는 각각 천연가스-공기 혼합기의 흡기 매니폴드 압력에 따른 실린더 압력 및 열방출률 곡선을 나타낸 것이다. 흡기 매니폴드 압력이 증가할수록 실린더 내에 공급된 천연가스-공기 혼합기의 질량 유량이

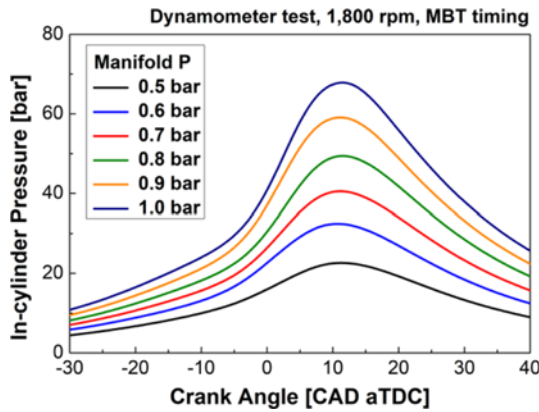


Fig. 3 In-cylinder pressure curves according to manifold absolute pressure in a dynamometer test

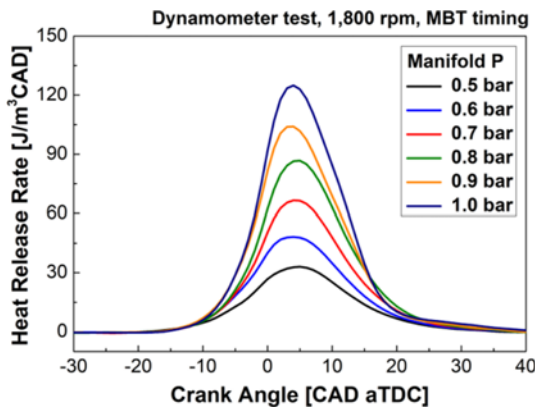


Fig. 4 Heat release rate curves according to manifold absolute pressure in a dynamometer test

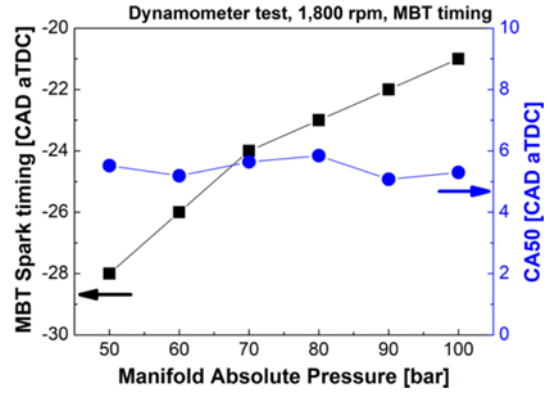


Fig. 5 MBT spark timing and CA50 according to manifold absolute pressure in a dynamometer test

증가함에 따라 압축압력이 상승하였을 뿐만 아니라 연소에 의한 압력 상승도 증가하여, 최고 실린더 압력이 증가하였다.

연소에 의한 압력 상승의 효과는 Fig. 4의 열방출률 곡선을 통해 쉽게 확인할 수 있다. 흡기 매니폴드 압력이 상승할수록 최고 열방출률이 증가하였다. 이는 흡기 매니폴드 압력 상승에 따라 실린더 내로 유입되는 총 연료 에너지가 증가하였기 때문이다. 여기서 주목할 점은 흡기 매니폴드 압력에 관계없이 최고 실린더 압력 및 최고 열방출률이 위치하는 크랭크 각도가 유사하였다는 것이다.

Fig. 5는 흡기 매니폴드 압력에 따른 MBT 스파크 점화시기 및 CA50을 나타낸 것이다. 본 연구에서 CA50은 총 열방출의 50%가 일어나는 크랭크 각도로 정의하였다. MBT 스파크 점화시기는 흡기 매니폴드 압력의 상승에 따라 상사점 방향으로 지각되었으나, CA50의 위치는 5~6 crank angle degree after top dead center (CAD aTDC)로 유사하였다. MBT 스파크 점화시기는 흡기 매니폴드 압력 0.5 bar에서 -28 CAD aTDC, 1.0 bar에서 -21 CAD aTDC로 지각되었다. 따라서 최고 토크가 나타나는 CA50 위치의 유사성으로 인해 최고 실린더 압력 및 최고 열방출률이 위치하는 크랭크 각도가 유사하였다.

Fig. 6은 흡기 매니폴드 압력에 따른 제동 출력 및 제동 열효율을 나타낸 것이다. 흡기 매니폴드 압력 증가에 따라 제동 출력은 선형으로 증가하였고, 제동 열효율은 비선형으로 증가하였다. 자연흡기 천연가스 엔진의 흡기 매니폴드 1.0 bar에서 제동 출력은 최대 97.5 kW를 달성하였다. 제동 열효율의 증가폭은 낮은 흡기 매니폴드 압력 범위 대비 높은 흡기 매니폴드 압력 범위에서

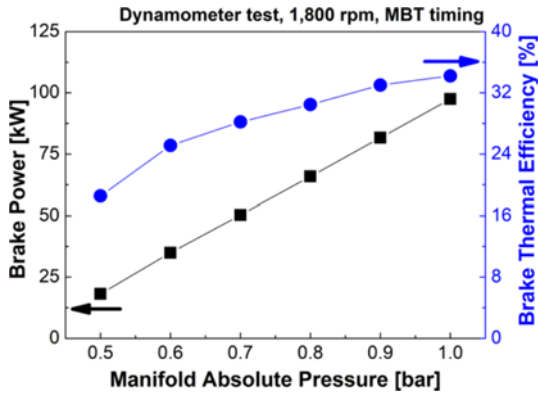


Fig. 6 Brake power and brake thermal efficiency according to manifold absolute pressure in a dynamometer test

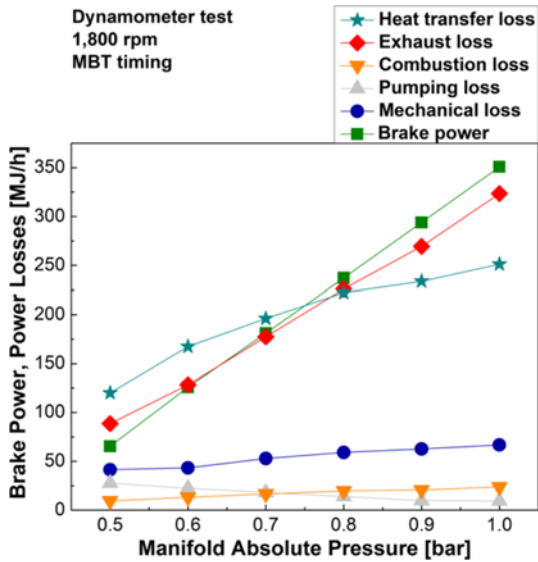


Fig. 7 Brake power and power losses according to manifold absolute pressure in a dynamometer test

감소하는 경향을 보였으며, 흡기 매니폴드 1.0 bar에서 제동 열효율은 최대 34.2%를 기록하였다.

흡기 매니폴드 압력 증가에 따른 제동 열효율 증가 경향을 분석하기 위해 2.3절에서 제시한 방법으로 에너지 손실 분석을 실시하였다.

Fig. 7은 제동 출력과 각종 출력 손실을 나타낸 것이다. 마찰 손실은 정미 도시 출력과 제동 출력의 차를 통해 계산되었고, 엔진 구동의 기계적 손실을 포함한 값이다. 펌핑 손실은 총 도시 출력과 정미 도시 출력의 차를 통해 계산되었다. 연소 손실은 2.3절의 식을 통해 계산

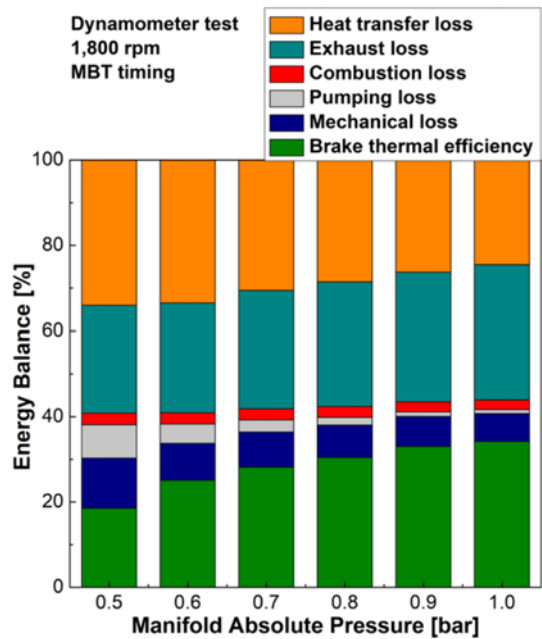


Fig. 8 Energy loss analysis according to manifold absolute pressure in a dynamometer test

되었으며, 불완전 연소로 인한 손실을 의미한다. 배기 손실은 배기라인을 통해 빠져나가는 배기가스에 의한 손실을 나타낸 것이고, 열전달 손실은 연소 가스 및 피스톤 및 벽면으로의 열 손실에 의해 발생된다.

Fig. 8은 Fig. 7에서 구한 제동 출력, 마찰 손실, 펌핑 손실, 연소 손실, 배기 손실 및 열전달 손실이 연료 에너지에서 차지하는 비율을 나타낸 것이다. 흡기 매니폴드 압력 증가에 따라 배기가스 온도의 증가로 인해 배기 손실이 차지하는 비율이 증가하였다. 흡기 매니폴드 압력 증가에 따라 연소 온도 증가로 열전달 손실 또한 증가하였으나, 연료 에너지에서 차지하는 비율은 감소하였다. 흡기 매니폴드 압력 상승에 따른 배기 손실 비율의 증가폭은 열전달 손실 비율의 감소로 상쇄되었다⁽¹³⁾.

흡기 매니폴드 압력 증가에 따른 제동 열효율의 상승은 펌핑 손실 및 마찰 손실 비율의 감소로 설명할 수 있다. 흡기 매니폴드 압력 증가에 따라 흡기 및 배기 행정에서 음의 일이 감소하여, 펌핑 손실의 비율이 크게 감소하는 경향을 보였다. 흡기 매니폴드 압력 증가에 따른 마찰 손실량은 유사하였으며, 이로 인해 마찰 손실의 비율이 감소하는 경향을 보였다. 흡기 매니폴드 압력 증가에 따라 연소 손실 비율 또한 감소하는 경향을 보였으나, 펌핑 손실 및 마찰 손실 비율 대비 그 효과는 미미하였다.

3.2 로드뱅크 상에서 엔진 발전기 성능 분석

실제 발전기 적용시 천연가스 엔진에 발전기를 맞물려 전기를 생산한다. 따라서 제동 열효율에 에너지 손실이 더 발생하여 실제 발전 효율은 더 낮아지게 된다. 따라서 본 연구에서는 동력계 상 천연가스 엔진에 정밀 매핑을 실시하고, 이를 바탕으로 발전기 엔진을 제작하여 Fig. 2에 나타난 것과 같이 로드뱅크를 통해 자연흡기 천연가스 발전기 엔진의 발전 출력에 따른 발전 효율을 분석하였다. 발전 출력은 사용한 로드뱅크의 정해진 출력 간격으로 인해, 22.3 kW부터 66.9 kW까지 22.3 kW 간격으로 실험을 진행하였다. 89.2 kW에서는 자연흡기 방식의 천연가스 엔진 발전기의 출력이 제한되어 1800 rpm에 미치지 못하였다.

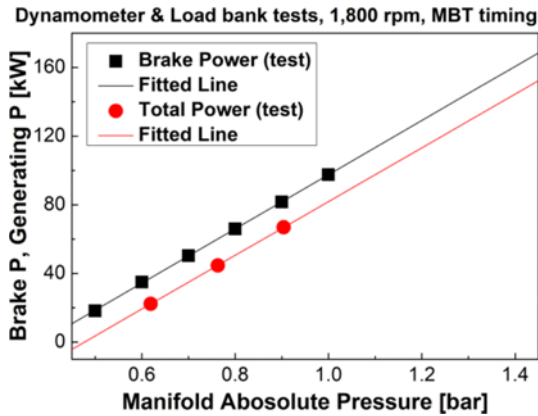


Fig. 9 Brake power and generating power according to manifold absolute pressure in dynamometer and load bank tests

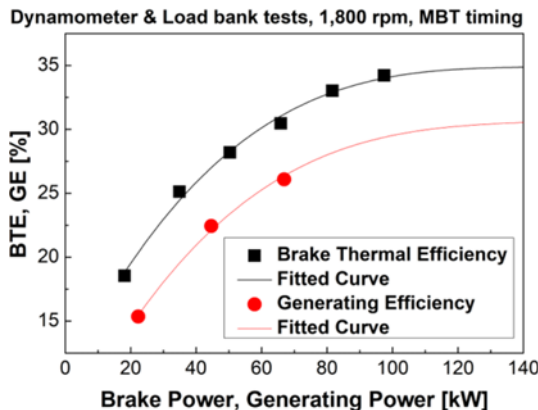


Fig. 10 Brake power-brake thermal efficiency curve and generating power-generating efficiency curve in dynamometer and load bank tests

Fig. 9는 발전기의 천연가스 엔진의 동력계 상과 로드뱅크 상에서 흡기 매니폴드 압력에 따른 제동 출력 및 발전 출력을 나타낸 것이다. 제동 출력과 마찬가지로 발전 출력도 흡기 매니폴드 압력 상승에 따라 선형으로 증가하였다. 발전 출력은 제동 출력 대비 낮은 수준을 보였는데, 이는 발전기 엔진의 냉각수 온도 저감을 위한 팬이 엔진 측에 맞출려 있어 팬 마력만큼 출력이 감소되었고, 발전기 엔진과 발전기 사이에 발전 손실이 발생하였기 때문이다. 이를 바탕으로, 천연가스 엔진 발전기의 발전 출력을 100 kW 이상 달성하기 위해서는 터보차저를 포함한 과급 시스템의 장착이 필요한 것을 알 수 있다. 추세선을 통해 분석한 결과, 흡기 매니폴드 압력이 1.4 bar일 때 140 kW 이상의 발전 출력을 보일 것으로 예상되나, 실제 출력은 과급 압력, 터빈 입구 온도, 노킹 발생 등에 의해 정해질 것으로 판단된다⁹⁾.

Fig. 10은 제동 출력에 따른 제동 열효율 곡선과 발전 출력에 따른 발전 효율 곡선을 나타낸 것이다. 동력계 상과 로드뱅크 상에서 출력에 따른 열효율 곡선은 유사한 경향을 보였으며, 앞에서 언급한 팬 마력 및 발전 손실로 인해 발전 효율이 제동 열효율 대비 감소하였다. 따라서 천연가스 엔진 발전기의 출력 및 효율을 동시에 향상시키기 위해서는 과급 시스템을 장착하여 흡기 매니폴드 압력을 높이는 것이 중요하다. 추세선을 바탕으로 분석한 결과, 흡기 매니폴드 압력이 1.4 bar에서 발전 출력은 140 kW 이상, 발전 효율은 30% 이상 달성할 수 있는 것으로 예측되었다.

천연가스 엔진 발전기에 과급 시스템을 장착할 경우 달성할 수 있는 최대 흡기 매니폴드 압력은 최대 실린더 압력, 배기가스 온도, 노킹 등으로 제한될 것으로 판

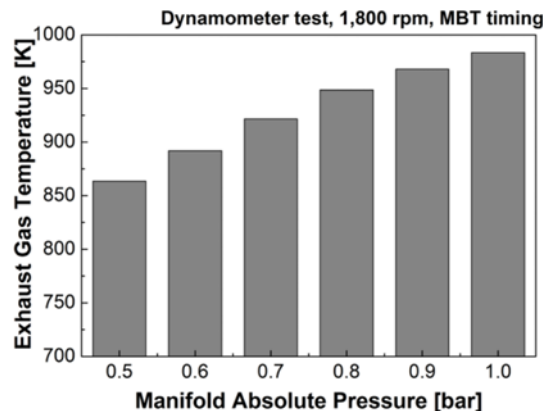


Fig. 11 Exhaust gas temperature according to manifold absolute pressure in a dynamometer test

단된다⁹⁾. 본 연구와 같이 베이스 디젤 엔진의 연소실을 개조하여 천연가스 엔진 발전기를 제작하는 것으로 가정할 때, 디젤 피스톤의 강성, 과급 시스템 등을 고려하여 최대 실린더 압력보다는 배기가스 온도에 의한 터빈 손상으로 인해 최대 흡기 매니폴드 압력이 제한될 것으로 판단된다. Fig. 11은 동력계 상에서 흡기 매니폴드 압력에 따른 천연가스 엔진의 배기가스 온도를 나타낸 것이다. 자연흡기 엔진의 최대 흡기 매니폴드 압력인 1.0 bar에서 배기가스 온도는 983 K를 기록하였다. 실제 본 연구에 적용된 베이스 디젤 엔진의 과급 시스템에서 터빈 날개의 손상을 방지하기 위해 최대 배기가스 온도는 1023 K보다 낮은 수준을 유지할 것을 권고하고 있다. 노킹 또한 최대 흡기 매니폴드 압력을 제한하는 요소로 작용될 수 있다.

4. 결 론

본 연구에서는 이론공연비 방식의 엔진 발전기에서 단점으로 지적되는 낮은 발전 효율을 향상시키기 위한 기초 연구로 자연흡기 천연가스 엔진 발전기에서 발생하는 에너지 손실을 동력계와 로드뱅크 상에서 실험적 연구를 통해 분석하였다.

동력계 상 천연가스 엔진 실험에서 흡기 매니폴드 압력 증가에 따라 최적 스파크 점화시기는 상사점 부근으로 지각된 반면, 최고 열효율을 보이는 CA50의 위치는 5~6 CAD aTDC로 유사하였다. 이로 인해, 최고 실린더 압력 및 최고 열방출률을 기록하는 크랭크 각도 위치 또한 유사하였다. 흡기 매니폴드 압력에 따라 제동 열효율은 증가하였으며, 이는 펌핑 손실과 마찰 손실 비율의 감소로 설명할 수 있다.

로드뱅크 상 천연가스 엔진 발전기 실험에서 발전 출력 증가에 따라 발전 효율이 증가하였다. 동력계와 로드뱅크 상에서 실시한 실험 결과를 통해 발전 출력 및 발전 효율을 동시에 향상시키기 위해서는 과급 시스템 장착을 통한 흡기 매니폴드 압력 증가가 요구될 것으로 판단되며, 천연가스 엔진의 연소 손실 저감을 위해 피스톤 형상 최적화를 향후 진행할 예정이다.

후 기

본 연구는 한국기계연구원 주요사업 ‘건물 에너지를

활용하는 옥상온실형 와이즈팜 기술 개발’ 과제의 일환으로 수행되었으며, 이에 깊은 감사를 드립니다.

참고문헌

- (1) Energy technology perspectives 2017, Paris, International Energy Agency, 2017.
- (2) World energy outlook 2018, Paris, International Energy Agency, 2018.
- (3) Z. G. Sun, “Energy efficiency and economic feasibility analysis of cogeneration system driven by gas engine”, *Energy and Buildings*, Vol. 40, 2008, pp. 126~130.
- (4) 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.
- (5) T. Korakianitis, A. M. Namasivayam and R. J. Crookes, “Natural-gas fueled spark-ignition and compression-ignition engine performance and emissions”, *Progress in Energy and Combustion Science*, Vol. 37, 2011, pp. 89~112.
- (6) B. Yan, M. Yao, B. Mao, Y. Li and Y. Qin, “A comparative study on the fuel economy improvement of a natural gas SI engine at the lean burn and the stoichiometric operation both with EGR under the premise of meeting EU6 emission legislation”, *SAE Technical Paper*, 2015, No. 2015-01-1958.
- (7) G. Karavalakis, M. Hajbabaie, Y. Jiang, J. Yang, K. C. Johnson, D. R. Cocker and T. D. Durbin, “Regulated, greenhouse gas, and particulate emissions from lean-burn and stoichiometric natural gas heavy-duty vehicles on different fuel compositions”, *Fuel*, Vol. 175, 2016, pp. 146~156.
- (8) I. Smith, T. Briggs, C. Sharp and C. Webb, “Achieving 0.02 g/bhp-hr NO_x Emissions from a Heavy-Duty Stoichiometric Natural Gas Engine Equipped with Three-Way Catalyst”, *SAE Technical Paper*, 2017, No. 2017-01-0957.
- (9) P. Einewall, P. Tunestål and B. Johansson, “Lean burn natural gas operation vs. stoichiometric operation with EGR and a three way catalyst”, *SAE Technical Paper*, No. 2005-01-0250.
- (10) J. Ulfvik, M. Achilles, M. Tuner, B. Johansson, J. Ahrenfeldt, F.X. Schauer and U. Henriksen, “SI Gas

- Engine: Evaluation of Engine Performance, Efficiency and Emissions Comparing Producer Gas and Natural Gas”, SAE International Journal of Engines, Vol. 4, No. 1, 2011, pp. 1202~1209.
- (11) 윤성준, 이준순, 박현욱, 이용규, 김창엽, 오승묵, “CNG 대형엔진에서 이중 O₂ 센서를 활용한 피드백 제어를 통한 삼원촉매 정화효율 향상”, 한국액체미립화학회지, Vol. 24, No. 4, 2019, pp. 163~170.
- (12) 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.
- (13) S. L. Kokjohn, R. M. Hanson, D. A. Splitter and R. D. Reitz, “Fuel reactivity controlled compression ignition: a pathway to controlled high-efficiency clean combustion”, International Journal of Engine Research, Vol. 12, No. 3, 2011, pp. 209~226.