

발전용 10 kW급 천연가스엔진의 성능특성

이 영 제[†], 표 영 덕, 김 강 출, 권 용 호^{*}, 오 시 덕^{*}

한국에너지기술연구원, ^{*}효성중공업

Performance Characteristics of a 10 kW Gas Engine for Generation Package

Young-Jae Lee[†], Young-Dug Pyo, Gang-Chul Kim, Yong-Ho Kwon^{*}, Si-Deok Oh^{*}

Korea Institute of Energy Research, Taejon 305-343, Korea

^{*}Hyosung Corporation, Seoul 137-060, Korea

(Received April 23, 2002; revision received July 16, 2003)

ABSTRACT: Cogeneration is the simultaneous generation of heat and electricity in a single unit, and is a highly energy-efficient technology compared to the independent generation of both products. Therefore, cogeneration has been widely introduced in many countries for use in industrial, commercial and residential applications. However, there have been few models with an output of less than 100 kilowatt. In the present study, a spark ignited gas engine with electric generation output of 10 kilowatts was developed for micro cogeneration package. The gas engine shows 26.7% of electric generation efficiency, NOx emission less than 10 ppm at 13% oxygen, 82 dB of Noise level, and about 3 seconds of switching time from idling to nominal power.

Key words: Cogeneration(열병합발전), Gas engine(가스엔진), Heat(열), Electricity(전기), Distributed generation(분산형 전원)

1. 서 론

열병합발전시스템(cogeneration system, CGS)은 전력과 열을 적절히 조화시켜 동시에 생산함으로써 높은 종합에너지효율(60~80%)을 실현할 수 있기 때문에, 에너지 절약이라는 관점에서 뿐만 아니라 이산화탄소의 저감이라는 지구환경적 측면에서도 보급을 활성화해야 할 대표적인 에너지 기술 중의 하나이다.⁽¹⁻⁴⁾

또한, 변동하는 전력 및 열 수요의 피크시에 가동시킴으로써 전력 또는 가스의 부하평준화와 유효활용에 기여할 수 있으며, 대형 발전소의 신설에 요구되는 막대한 예산을 줄일 수 있기 때문

에, 향후 분산형 전원시스템으로서도 보급 확대가 유망되고 있다.

그동안, 국내외를 막론하고 200 kW 이상을 중심으로 보급이 이루어져 왔으나, 분산형 전원에 대한 관심이 점차 높아짐에 따라 초소형화가 진행되고 있어서 최근에 일본에서는 1 kW급의 가정용 초소형 CGS가 개발되어 있기도 하다.⁽⁵⁾

주지하는 바와 같이, CGS는 내연기관, 가스터빈 등 여러 동력원을 사용하나, 마이크로급인 경우에는 아직까지 내연기관을 사용하는 것이 경제성 측면에서 가장 유리하며, 연료로서는 효율이 좋고 배기가스가 청정한 도시가스(천연가스)를 사용하는 것이 가장 바람직한 것으로 보인다.

이에 본 연구에서는 발전출력 10 kW급 초소형 열병합발전시스템에 적용하기 위한 도시가스(천연가스)를 사용하는 스파크점화 전소방식의 가스엔진을 개발하였다. 본 가스엔진은, 모텔, 음식점,

[†] Corresponding author

Tel.: +82-42-860-3334; fax: +82-42-860-3102

E-mail address: yjl@kier.re.kr

병원, 대중목욕탕 등 전력과 열을 동시에 사용하는 단위건물용 초소형 열병합발전시스템의 원동기로서 활용 가능할 것으로 생각되며, 향후 GHP (gas engine heat pump)의 구동원으로서도 활용 가능할 것으로 전망된다.

2. 천연가스전소엔진 및 시험시스템

2.1 개조대상 엔진 및 목표출력

개조대상 엔진은 산업용이고 가격이 저렴한 기아자동차의 모델 B5C 엔진을 선정하였다. 본 엔진은 배기량 1,498 cc의 기화기방식 가솔린엔진으로서 디스트리뷰터에 의한 점화방식을 채택하고 있다.

개발대상 열병합발전시스템의 정격 발전출력이 10 kW이었기 때문에, 천연가스엔진의 정격출력은 발전효율을 감안하여 11 kW/1,800 rpm을 목표로 하였다.

2.2 엔진의 주요 개조부위

2.2.1 연료공급계

기존 엔진에서 기화기와 가솔린 연료펌프를 제거하고, 가스믹서(미국 Impco), 압력 레귤레이터(1단 : 독일 Karl Dungs GmbH, 2단 : 미국 Impco), Shut-off valve(일본 CKD) 등으로 구성되는 천연가스엔진용 연료공급계를 장착하였다.

2.2.2 점화계

엔진의 점화계는 기존 엔진의 디스트리뷰터 방식 점화시스템을 그대로 사용하였다.

2.2.3 흡기계

기존 엔진의 흡기다기관은 드로틀바디를 장착하기에 적합하지 않았기 때문에 드로틀바디의 장착 용이성과 아울러, 연료·공기의 원활한 혼합을 위하여 동일제원 MPI 엔진의 서지탱크 장착 흡기다기관으로 교체하였다.

2.2.4. 배기계

기존 엔진은, Open Loop 방식의 산업용 엔진으로서 배기가스정화를 위한 촉매장치가 장착되어 있지 않다. 따라서, 엔진에서 배출되는 NOx를 저감하기 위하여, 동일제원의 MPI 엔진에서 사용하는 삼원촉매컨버터를 추가로 장착하였다.

2.2.5 속도거버너

엔진 드로틀밸브의 개도를 조정하여 회전속도를 제어하는 거버너로서, 제어특성이 우수한 전자식 속도거버너(독일 Heinzmann)를 사용하였다. 엔진 회전속도는 엔진 플라이휠의 기어 부근에 설치한 마그네틱센서에 의해 측정 제어하였다.

2.3 엔진 시험시스템

엔진 시험시스템의 개략도는 Fig. 1에서와 같

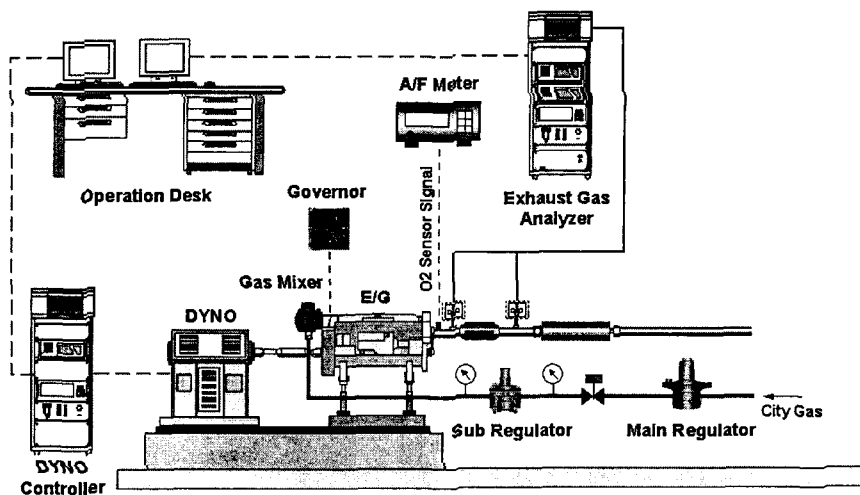


Fig. 1 Schematic diagram of engine test system.

Table 1 Specifications of test equipment

	Specifications
Engine dynamometer	<ul style="list-style-type: none"> • ED30 • Eddy current type • Max. speed : 8,000 rpm • Max. torque : 85 kg·m/3,000 rpm
Exhaust gas analyzer	<ul style="list-style-type: none"> • Mexa 9100D • THC/O₂ analyzer : FMA-125 • NO/NO_x analyzer : CLA-150M • CO(H/L) analyzer : AIA-120
A/F meter	<ul style="list-style-type: none"> • AFRecorder 2400 • Air-fuel ratio : 9 to 30 AFR
Differential pressure meter	<ul style="list-style-type: none"> • FCO332-3W • Scale : 100 mbar / 100 mmH₂O
Gas meter	<ul style="list-style-type: none"> • Mass flow meter 5860E • 0~18 m³/hr under 0.3 kg/cm²

다. 시험시스템은 크게 나누어, 엔진 동력계 및 주변기기, 배기가스분석기로 구성되며, 각 기기류에서 출력되는 신호는 데이터 에퀴저션 시스템에 의해 매초 간격으로 샘플링된 후에 분석되었다.

측정변수는, 엔진 회전속도, 토크, 배기가스농도, 흡입공기량, 온도(윤활유, 엔진 냉각수, 흡입 공기 등), 압력(흡기관 부압, 윤활유, 천연가스 공급압력 등), 냉각수 유량, 공연비, 천연가스 소비량 등으로서, 주요 시험장치의 제원은 Table 1에 서와 같다. 표의 엔진동력계, 배기가스분석기, 공연비계, 미차압계 및 가스미터는 각각 일본 Ono

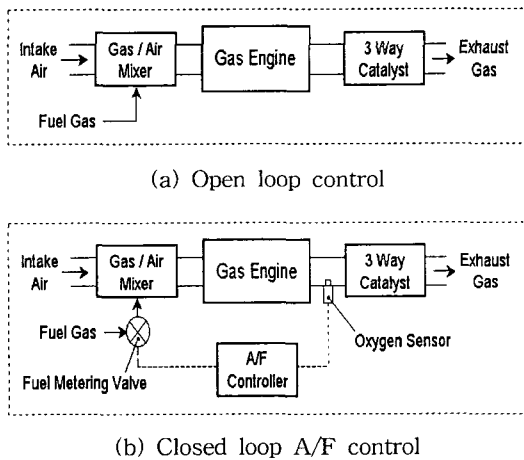


Fig. 2 Comparison of A/F control method.

Sokki, 일본 Horiba, 미국 ECM, 미국 Furness Controls 및 미국 Brooks사의 제품을 사용하였다.

3. 시제작 천연가스엔진의 성능특성

3.1 엔진동력계상에서의 Open Loop 연료제어

삼원촉매를 사용하는 이론공연비 제어엔진에서는 Closed Loop 제어에 의해 엔진의 공기연료비를 이론공연비 부근으로 유지함으로써 NO_x, CO, HC의 3성분을 정화하나, Fig. 2에서와 같이 공연비 피드백제어를 위한 배기산소센서, 전자제어 연료미터링밸브, 공연비제어기 등이 추가되므로 엔진의 가격이 크게 상승한다. 따라서 본 연구에서는 삼원촉매를 사용하되 공연비 피드백제어를 실시하지 않는 Open Loop 방식의 타당성을 우선 검토하였다.

삼원촉매의 정화효율을 살펴보면, Fig. 3에서와 같이 엔진의 실제 공연비가 이론공연비보다 희박한 경우에는 CO의 정화효율에는 큰 변화가 없으나 NO_x의 정화효율이 급격히 저하하며, 반대로 실제 공연비가 이론공연비보다 농후한 경우에는 NO_x에 대한 정화효율은 큰 변화가 없으나 CO의 정화효율이 크게 저하하는 특성을 가지고 있다.

가스엔진 열병합발전시스템에서 규제대상인 배기 유해물질은 NO_x이므로, Open Loop 방식으로 엔진의 운전하는 경우에, 엔진의 모든 운전영역에서 이론공연비보다 약간 농후한 공기연료혼합기를 유지하면, 삼원촉매의 NO_x에 대한 정화효

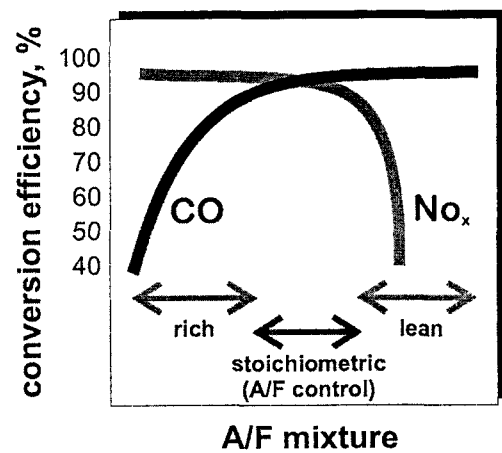


Fig. 3 Conversion efficiency of 3 way catalyst.

을을 항상 높은 값으로 유지할 수 있을 것으로 생각되어 시험엔진의 공연비 변화에 따른 촉매컨버터 전후의 NOx 배출특성을 살펴보았다.

Fig. 4에 11 kW/1,800 rpm의 엔진 운전조건에서 공기과잉률을 변화시켜 가면서 측정한 삼원촉매 전후단의 NOx 및 O₂ 농도를 나타낸다.

그림에 의하면 삼원촉매 전단, 즉 엔진에서 배출되는 NOx는 500~2,000 ppm의 높은 값을 보여 주고 있어서, 촉매컨버터를 장착하지 않으면 NOx의 현행 배출규제치 500 ppm(13% O₂ 기준)을 만족하기 어려움을 나타낸다.

촉매 후단에서의 NOx 배출농도를 살펴보면, 공기과잉률 1.0 이상의 희박 혼합기 영역에서는 삼원촉매의 NOx 정화효율이 급격이 저하하여 촉매 전단과 거의 비슷한 값을 나타내고 있으나, 공기과잉률 0.99 이하의 농후 혼합기 영역에서는 10 ppm 전후의 낮은 농도를 나타내고 있고, 희박 혼합기 측으로 갈수록 약간이기는 하나 배출농도가 보다 저하하고 있다.

따라서, 엔진의 실 운전영역에서 공기과잉률을

1.0 미만으로 유지할 수 있으면, Open Loop 방식의 엔진인 경우에도 배출가스규제치를 하회하는 NOx 농도를 유지할 수 있을 것으로 생각되어, 시험엔진의 가스믹서의 미터링밸브를 조정하여 목표 출력인 11 kW/1,800 rpm에서의 공기과잉률을 0.99 부근으로 설정한 후, 엔진회전속도를 1,800 rpm으로 유지한 상태에서, 토크를 변화시켜 부하를 변경하였을 때의 엔진 열효율, 촉매컨버터 전후의 NOx 배출농도, 배기가스온도 등을 조사하였다.

그 결과, Fig. 5에서와 같이 엔진의 열효율이 목표출력 11 kW/1,800 rpm에서 28.2%를 나타내어, 일본 오사카가스와 안마디젤이 공동개발한 동급 희박 연소엔진에서와 유사한 값을 나타내었다.⁽⁶⁾

NOx 배출농도는 Fig. 6에서와 같이 목표출력 11 kW/1,800 rpm에서 촉매컨버터 후단에서 7 ppm (O₂ 13% 환산)의 양호한 값을 나타내었으며, 엔진의 부하가 감소하면 보다 감소하는 경향을 나타내었다.

배기가스온도는 Fig. 7에서와 같이 목표출력 11 kW/1,800 rpm에서 약 590°C를 나타내었으며, 엔

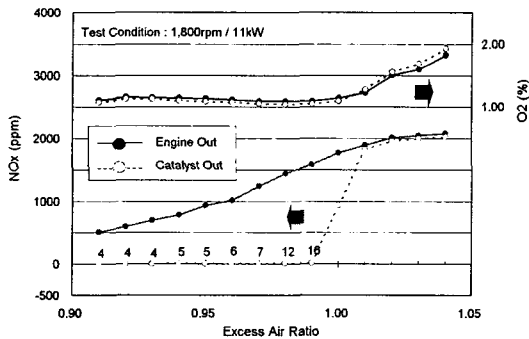


Fig. 4 NOx and O₂ emissions from gas engine.

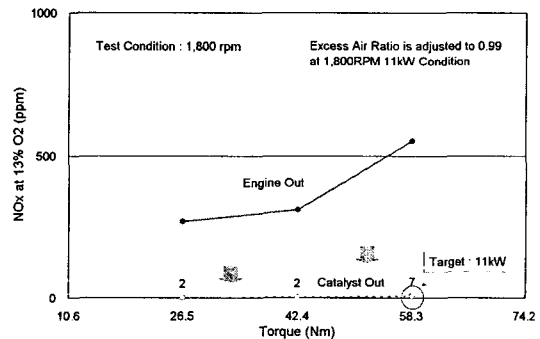


Fig. 6 NOx emission from gas engine.

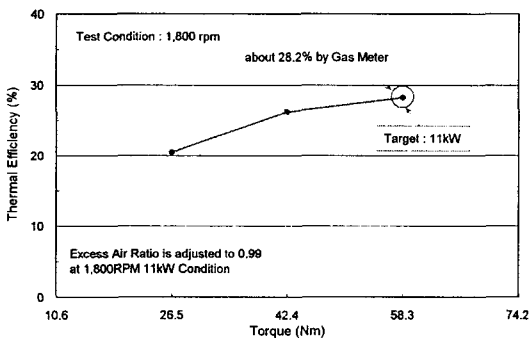


Fig. 5 Thermal efficiency of gas engine.

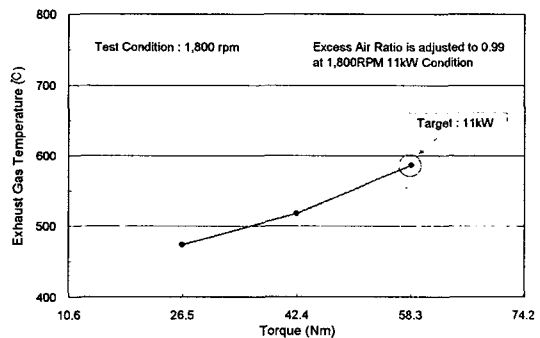


Fig. 7 Exhaust gas temperature of gas engine.

진부하의 감소에 따라 낮아지는 일반적인 경향을 나타내었다.

이어서, 엔진시동키 ON에서 공회전속도에 도달하는 시간, 엔진시동키 ON에서 목표출력인 11 kW/1,800 rpm에 도달하는 시간을 측정하였다.

그 결과, 엔진시동키 ON에서 안정적인 공회전속도를 유지하는 데까지 소요되는 시간은 3초 이내이고, 엔진시동키 ON에서 안정적인 11 kW/1,800 rpm을 유지하는 데에 소요되는 시간은 7초 이내를 나타내었다.

참고로, 엔진동력계 시험인 경우에는 회전속도 및 부하설정에 각각 PID 제어를 실시하기 때문에 발전기와 연결한 상태와는 다소 다른 기동특성을 나타낼 것으로 생각된다.

3.2 엔진동력계상에서의 Closed Loop 연료제어 모사

앞서와 같이, 본 연구에서는 삼원촉매를 사용하되 공연비 제어는 실시하지 않는 Open Loop 방식의 타당성을 중점적으로 검토하기로 하였으나, Close Loop 연료제어의 효과를 파악하기 위하여 동 방식을 모사하여 실험하였다. 여기에서 모사란, 여러 엔진 회전속도와 부하에서 수동으로 가스믹서의 미터링밸브를 조작하여 공기과잉율을 0.99 부근으로 유지한 것을 말한다.

그 결과, 엔진회전속도가 1,800 rpm으로 일정한 경우에는, 엔진부하변화에 따른 공연비 변화폭이 그리 크지 않아서, 열효율이나 NOx 배출농도가 Open Loop 방식과 거의 차이가 없었기 때문에 열병합발전용으로는 Open Loop 방식을 사용하는 것이 바람직한 것으로 보인다.

그러나, Open Loop 방식의 경우에, 엔진회전속

도가 변화하면 공연비가 농후 측에서 희박 측까지 변화하여, 촉매컨버터 후의 NOx 배출농도가 크게 변화하였음에 대하여, Closed Loop 방식의 경우에는 모든 엔진회전속도 및 부하조건에서 10 ppm(O₂ 13% 환산) 이하의 아주 낮은 값을 나타내었다. 따라서, 향후에 본 엔진을 회전속도의 변화가 큰 GHP(Gas engine heat pump)용으로 전용하기 위해서는 Closed Loop 방식이 필수적일 것으로 생각된다.

3.3 속도거버너에 의한 엔진성능시험

이상과 같이, 엔진동력계에 부착된 드로틀 액츄에이터와 컨트롤러를 사용한 가스엔진 성능 매칭시험을 통하여, 기대하는 성능, 배출가스, 기동 특성 등을 얻을 수 있었다. 따라서, 이들을 제거하고, 전자식 속도거버너를 장착하여, 과도운전시를 포함한 엔진성능실험을 실시하였다(엔진부하는 동력계 제어, 회전속도는 속도거버너 제어).

시험은 1,800 rpm의 엔진회전속도에서, 무부하에서 11 kW까지 부하를 급격히 증가시킨 경우와, 반대로 11 kW에서 무부하까지 부하를 급격히 감소시킨 두 가지의 경우에 대하여 실시하였다.

Figs. 8~10에 1,800 rpm의 엔진회전속도에서 무부하에서 11 kW까지 부하를 급격히 증가시킨 경우에 있어서의 엔진회전속도, 토크, 소음의 순시 변화값을 나타낸다.

그림에 의하면, 무부하에서 11 kW로 전환하는데 대략 3초를 나타내어 양호한 기동특성을 나타내었으며, 소음 역시 무부하에서 78 dB, 11 kW에서 82 dB을 나타내어 우수한 소음특성을 나타내었다.

삼원촉매를 사용하는 이론공연비 제어엔진에서

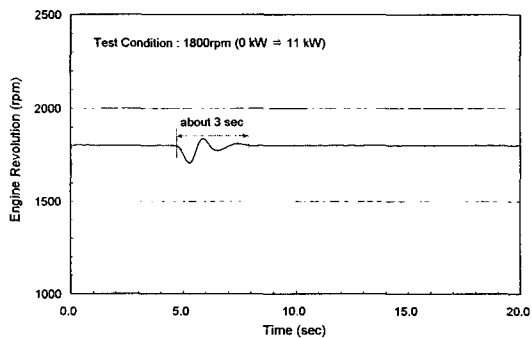


Fig. 8 Engine rpm variation from 0 to 11 kW.

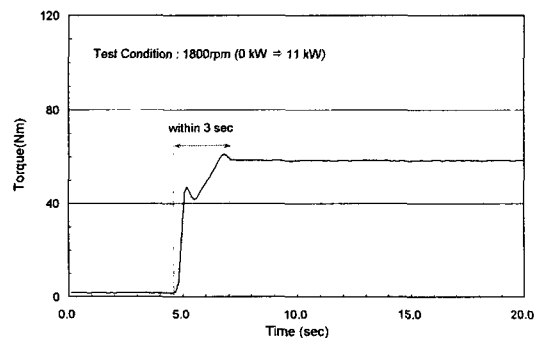


Fig. 9 Engine torque variation from 0 to 11 kW.

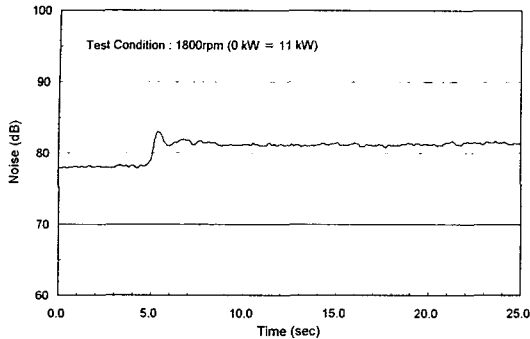


Fig. 10 Engine noise variation from 0 to 11 kW.

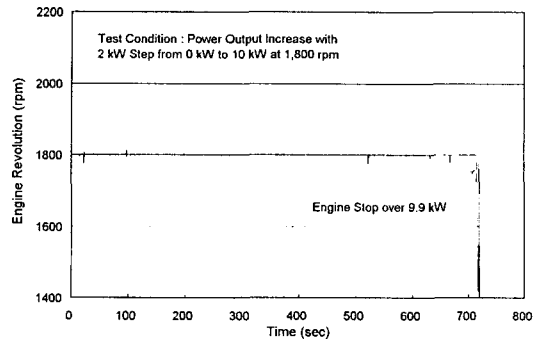


Fig. 11 Engine rpm variation with load change.

는 Closed Loop 제어에 의해 엔진의 공기연료비를 이론공연비 부근으로 유지함으로써 NO_x, CO, HC의 3성분을 정화하나 공연비 피드백제어를 위한 배기산소센서, 전자제어 연료미터링밸브, 공연비제어기(A/F controller) 등이 추가되므로(Fig.2 참조) 엔진의 가격이 크게 상승한다. 따라서 본 연구에서는 삼원촉매를 사용하되 공연비 피드백제어를 실시하지 않는 Open Loop 방식의 타당성을 우선 검토하였다.

NO_x의 경우에는 무부하에서 약 30 ppm을 나타내었으며, 11 kW까지 부하가 급속히 변화하는 동안에는 일시적으로 500 ppm까지 상승하다가 목표출력인 11 kW로 부하가 안정되면 10 ppm 이하의 낮은 값을 나타내었다(표준산소농도 13% 환산).

한편, 1,800 rpm의 엔진회전속도에서, 11 kW에서 무부하까지 부하를 급격히 감소시킨 경우에도 위와 유사한 기동특성, 소음 및 NO_x 배출농도를 나타내었으며, 단지 부하가 급변하는 동안의 NO_x가 오히려 감소하는 점만이 상이하였다.

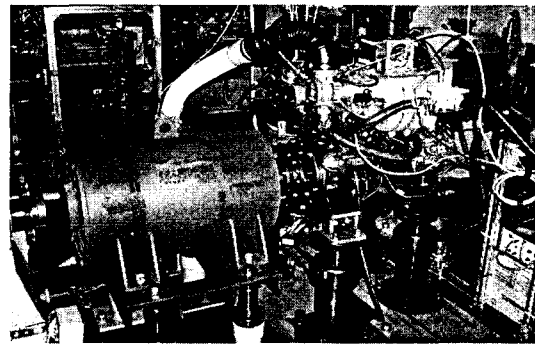


Fig. 12 Prototype gas engine with generator.

3.4 발전기와 연결한 부하시험

최종적으로 시험엔진을 엔진 동력계에서 탈거하고, 10 kW급 동기발전기에 연결하여, 2 kW 간격으로 부하를 변화시켰을 때의 엔진 성능특성, 발전특성 등을 측정하였다.

그 결과, 정격 발전출력 9.8 kW/1,800 rpm에서

Table 2 Specification and performance of test gas engine

Type of engine	Spark ignited natural gas engine
Number of cylinder	4 cylinder
Displacement	1,498 cc
Bore×Stroke	78×78.4 mm
Compression ratio	9.4
Fuel	City gas (natural gas)
Type of combustion	Stoichiometric combustion
Norminal electric generation	9.8 kW/1,800 rpm
Stability of engine revolution	1,800±2 rpm @ 9.8 kW
Electric generation efficiency	26.7%
Noise	82 dB @ 9.8 kW/1,800 rpm
NO _x with 3 way catalyst	Under 10 ppm @ 9.8 kW/1,800 rpm

발전효율 26.7%, NO_x 배출농도 10 ppm 이하 (13% O₂), 소음 82 dB 이하, 회전수 제어 정도 1,800 rpm \pm 2 rpm의 엔진성능과, 약 3초(무부하 \rightarrow 11 kW)의 양호한 기동특성을 얻을 수 있었으며, Fig. 11에서와 같이 부하가 변화하는 경우에도 회전속도의 변화가 거의 없음을 확인하였다.

Fig. 12에 발전기와 연결한 가스엔진의 전경을, Table 2에 프로토타입 가스엔진의 제원과 주요 성능을 정리하여 나타낸다.

4. 결 론

(1) 배기량 1,500 cc의 산업용 가솔린엔진을 개조하여 발전출력 9.8 kW(엔진출력 11 kW)의 스파크점화방식 도시가스(천연가스) 엔진을 개발하였다. 엔진의 연소방식은 이론공연비 연소이며, 질소산화물의 저감을 위하여 삼원촉매를 장착하였다.

(2) 시제작 천연가스전소엔진의 최적화를 통하여 발전출력 9.8 kW/1,800 rpm에서 발전효율 26.7%, NO_x 10 ppm 이하(산소농도 13% 기준), 회전수 제어 정도 1,800 \pm 2 rpm 이내, 소음 82 dB 이하이고, 무부하에서 정격출력까지의 기동시간이 약 3초인 우수한 성능을 갖는 도시가스(천연가스)엔진의 프로토타입을 개발하였다.

(3) 향후 열병합발전시스템과 연계한 제반 성능실험과 아울러 상용화를 위한 엔진 내구성 향상을 추진할 계획이다.

참고문헌

1. Eurocogen, 2001, A Guide to Cogeneration, Contract No. XVII/4.1301/p/99-195, p. 49.
2. Eurocogen, 2001, The Future of CHP in the European Market-The European Cogeneration Study, Project No. XVII/4.1301/p/99-169, p. 88.
3. Broomquist, R. G., Nimmons, J. and Spurr, M., 2001, Combined Heat & Power, WSUCEEP-01-013, Washington State University, p. 117.
4. U.S. DOE and EPA, 2001, National CHP Roadmap, p. 42.
5. www.honda.co.jp/tech/power/cogeneration/index.html
6. Yoshimoto, T., 2000, Application of Micro Gas Engine, Energy Conservation, Vol. 52, No. 11, pp. 31-34.
7. Heywood, J. B., 1989, Internal Combustion Engine Fundamentals, McGraw-Hill International Editions.