

300 kW급 소형 열병합발전기용 배열회수 시스템의 실증운전 성능분석에 관한 연구

김민성, 백영진[†], 박성룡, 나호상
한국에너지기술연구원 신재생에너지연구본부

Observation Studies on Field Operation of a Exhausted Heat Recovery System for a 300 kW Class Small Gas Engine Cogeneration System

Minsung Kim, Young-Jin Baik[†], Seong-Ryong Park, Ho-Sang Ra
New and Renewable Energy Department, Korea Institute of Energy Research, Daejeon 305-343, Korea

(Received November 9, 2009; revision received February 2, 2010)

ABSTRACT: An exhausted heat recovery system for a small gas engine cogeneration plant was investigated. The system was designed and built in a 300 kW class cogeneration demonstrative system. The basic performance was tested depending on load variation, and installed to a field site as a bottoming heat and power supply system. The exhaust gas heat exchangers (EGHXs) in shell-and-tube type and shell-and-plate type were tested. The entire efficiency of the cogeneration system was estimated between 85 to 90% under the 100% load condition, of which trend appears higher in summer due to the less thermal loss than in winter. Power generation efficiency and thermal efficiency was measured in a range of 31~33% and 54~57%, respectively.

Key words: Gas engine(가스엔진), Cogeneration(코제너레이션), Combined heat and power(열병합발전, CHP), Exhaust gas heat exchanger(배가스열교환기), Exhaust heat recovery(배열회수)

기 호 설 명

a, b, c, d : LNG 연료 주 성분의 몰분율
 h : 엔탈피 [kJ/kg · K]
 k : 무빙윈도우 내의 표본데이터 수
 M_{ex} : 배가스 질량 [kg]
 n : 시간 인덱스
 P : 차압 [mmH₂O]
 T_{in} : 배가스 열교환기 입구온도 [°C]
 \bar{V}_i : 배가스 성분별 체적 [m³]
 x : 측정값
 \bar{x} : 무빙윈도우 평균

그리스 문자

γ : 공기중 산소에 대한 질소의 부피비
 ρ_{STP} : 표준상태밀도 [kg/m³ at 0°C, 1 atm]

약 어

EGHX : 배가스 열교환기(Exhaust gas heat exchanger)
LHV : 저위발열량(Lower heating value)
LMTD : 대수평균온도차(Logarithmic mean temperature difference)

[†] Corresponding author

Tel.: +82-42-860-3226 fax : +82-42-367-5067
E-mail address: twinjin@kier.re.kr

1. 서 론

열병합발전이란 하나의 에너지원으로 전력과 열

을 동시에 생산하고 이용하는 종합에너지 시스템으로, 연속적으로 열을 포함한 2종류 이상의 2차 에너지를 발생하는 것을 말한다. 특히 소형 가스열병합발전 시스템은 청정원료인 천연가스를 이용하여 전력과 열을 생산하는 시스템으로 통상 10 MW 이하의 가스엔진이나 터빈을 이용한 것을 의미한다.

소형 가스열병합발전의 형식에는 가스엔진 방식과 가스터빈 방식이 있다. Table 1에 가스엔진 및 가스터빈 시스템을 비교하여 나타내었다. 열효율과 발전효율을 포함한 전체 효율은 두 방식 모두 74~93%의 범위로 유사한 수준이다. 가스터빈 방식은 배열회수 시 고온의 스팀을 생산할 수 있어 다량의 스팀수요가 존재하는 건물에서는 가스터빈 방식이 유리하다. 그러나 가스터빈 시스템의 경우 중소형에서는 발전효율이 저하되는 문제로 가스엔진을 이용한 시스템이 선호된다.

소형 가스열병합발전 시스템은 환경친화적이고 폐열 회수이용이 용이하여 산업체 뿐만 아니라 주거용 건축물 등의 전력 및 열 에너지원으로 주목받고 있다. 또한, 자체 발전시설을 이용하여 일차적으로 전력을 생산한 후 배출되는 폐열을 이용하므로 기존의 에너지 공급방식보다 30~40%의 에너지 절약효과를 거둘 수 있는 고효율 에너지 이용기술이다. 최근 이러한 소형 가스열병합발전 시스템은 선진국을 중심으로 공동주택을 비롯한 건물 등에 적용, 확산되는 추세이며, 국내에서도 최근 생활 수준의 향상으로 인한 전력소비 증가와 에너지소비 패턴 변화에 따른 하절기 및 동절기 전력 수요 피크 문제, 그리고 기후변화 등에 의한 환경 문제로 인하여 그 수요가 증가할 것으로 기대되고 있다.

Fig. 1에는 가스엔진 열병합발전 시스템에 대한 열정산을 나타내었다. 축출력을 통한 전기생산과 엔진자켓, 매니폴드, 배가스 열교환기, 오일쿨러, 인

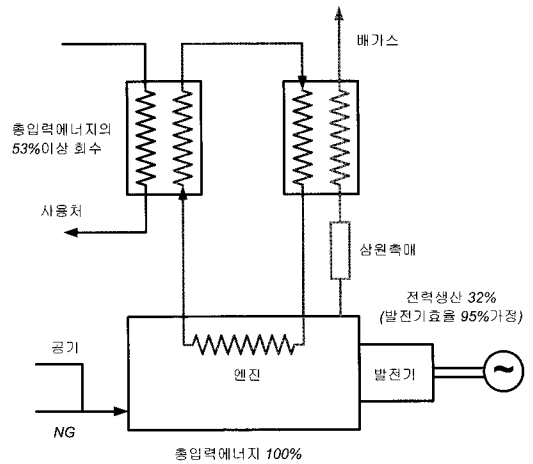


Fig. 1 Energy balance for a small size gas engine cogeneration system.

터쿨러 등을 통한 열생산, 그리고 손실분으로 나뉜다. 열병합발전시스템의 전체 효율을 향상시키기 위해서는 발전효율과 열효율을 함께 향상하는 것이 중요하다. 특히 시스템의 구성 요소 중 열효율에 영향을 미치는 요소는 매니폴드 및 배가스 열교환기이다. 또한, 배열회수 열교환기에서의 열회수율 역시 전체 시스템의 열회수 성능을 좌우할 수 있다.

본 연구에서는 300 kW급의 발전용량을 갖는 소형 가스엔진 열병합발전 시스템에 대한 성능평가를 수행하고자 한다. 이를 위하여 배열회수 시스템의 설계 및 성능실험을 수행하고, 파이롯트 플랜트에 설치하여 실증운전을 수행하였다. 기존 방법론에서는 장시간이 걸렸던 성능평가법을 자동화하기 위하여 정상상태진단 및 데이터필터링 기술을 적용하였다.

2. 소형 가스엔진 열병합발전기 배열회수 시스템 성능평가

2.1 배열회수 시스템 구성

배열회수 시스템의 성능을 파악하기 위해서는 사용된 연료를 기준으로 열해석을 수행하고 이를 기준으로 한 열평형(energy balance)를 확인하여야 한다. 상용 LNG의 일반적인 혼합가스 조성, 혼합분율 및 발열량은 Table 2에 나타낸 바와 같다. 이 조성은 지역별, 시간대별 약간의 차이가 발생할 수 있다. Table 2의 조성에 의해 LNG는 표준상태 체적 기준으로 39,915 kJ/Nm³ (9,534 kcal/Nm³)의 저위발

Table 1 Comparison of small size cogeneration plants using LNG gas combustion

Cogeneration plant		Gas engine	Gas turbine
Efficiency ¹ (%)	Power	30~38	24~33
	Heat	45~55	50~60
Heat recovery		hot water ²	steam
Capacity(kw)		8~5,000	30~100,000

¹ LHV(lower heating value) base.

² Some large systems(> 1,000 kW) produce both hot water and steam.

Table 2 Sample composition of LNG gas¹

Component	Mole fraction	² LHV (kJ/kg)	³ ρ_{STP} (kg/m ³)
CH ₄	0.905	50,009	0.717
C ₂ H ₆	0.06	47,794	1.36
C ₃ H ₈	0.025	46,357	2.01
C ₄ H ₁₀	0.01	45,752	2.70
Others ⁴	< 0.002	-	-
Total	1	49,419	0.808

¹ Daegu City Gas Co.(2008.10)

² 25 °C, 101.3 kPa base⁽¹⁾

³ 0°C, 101.3 kPa base⁽²⁾

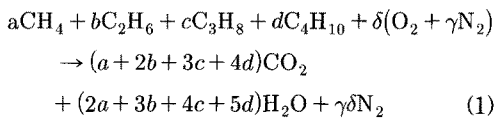
⁴ Pentane(C₅H₁₂), Octane (C₈H₁₈), N₂, etc.

열량을 가진다.

상기의 에너지 투입량을 기초로 열정산을 수행하며, 화학반응식에 의한 LNG 및 공기 입력 및 연소가스 출력에 대한 성분균형을 고려한다. 이를 기초로 배열회수 시스템 구성요소의 입출구 온도를 결정하였다.

2.1.1 배열회수 시스템 설계

기본 설계과정에서 Table 2의 LNG 주 성분인 CH₄, C₂H₆, C₃H₈, C₄H₁₀가 완전연소된다고 가정하였다. 또한 당량비 1 근처에서 연소가 이루어지는 연소과정으로 간주하여 화학평형식은 다음과 같이 간략화된다.



$$\delta = 2a + 3.5b + 5c + 6.5d \quad (2)$$

식(1)에서 γ 는 공기 중 산소에 대한 질소의 부피비이며, 계수 a, b, c, d 는 각 성분의 몰분율을 나타낸다.

연소가스를 구성하는 각 성분의 부피를 표준상태에서의 밀도로 곱하면 연료 1Nm³을 완전연소시켰을 때 발생하는 배가스 중 각 성분의 질량을 알 수 있다. 이를 이용하여 총 질량은 식(3)과 같이 계산되는데, 하첨자 i 와 \tilde{V}_i 는 연소 후 가스 각 성분 및 상당부피를 나타낸다.

$$M_{ex} = \sum_i M_{i,ex} = \sum_i (\rho_{i,STP} \tilde{V}_i)_{ex} \quad (3)$$

배가스 열교환기 입구 엔탈피 h_i 는 입구온도 T_{in} 의 함수로 나타낼 수 있으며, 질량비와 단일성분에 대한 단위질량당 엔탈피의 합으로 구할 수 있다. 이의 결과는 식(4)와 같이 정리된다.

$$h_{in} = \frac{1}{M_{ex}} \sum_i M_{i,ex} h_i(T_{in}) \quad (4)$$

불축의 경우 전열량은 질량유량, 비열 및 온도차의 곱으로 나타낼 수 있으며, 물의 유량은 입출구 평균온도를 기준으로 한 밀도, 비열을 통하여 계산하였다. 또한, 배가스 열교환기 출구온도가 수증기의 포화온도보다 낮아지게 되면, 응축수가 생성되는데, 이 때 H₂O에 대한 열량은 현열과 잠열로 분리하여 계산하였다.

상기의 내용을 기반으로 EES 프로그래밍을 하였으며, 해석 결과에 의해 각 사이클의 유량 및 입출구 온도 등 기본 값을 확정하고 이에 의해 배열회수 시스템 구성요소를 설계하였다. 자세한 사항은 참고문헌 3에 제시되어 있다.⁽³⁾

Fig. 2는 가스엔진 열병합시스템의 개략도를 나타낸다. 굵은 실선으로 연결된 부분이 열회수용 냉각수 순환부(heat recovery water cycle)를 나타내며, 현장조건과 부분부하 운전시의 특성 등을 고려하여 배관을 결정하였다.

해석된 설계값들을 이용하여 1차로 열교환기를 설계, 제작, 성능실험을 수행하였다. 본 연구에서는 1차 성능실험을 통하여 수정, 보완된 시스템을 대상으로 하며, 다음 소절에서 해당 열교환기설계 및 제작에 대해 제시되었다.

2.1.2 배가스 열교환기 설계 및 제작

배가스 열교환기 형태로서 가장 전통적인 형태는 쉘-튜브형이다. 배가스 열교환기로서의 일반적인 설계 방법을 살펴보면, 우선 쉘측으로 물이 흐르며, 튜브측으로 가스가 흐르도록 한다. 또한, 튜브측 가스는 열교환기 내에서 병렬로 흐르게 하여 압력손실을 줄이는 것이 일반적이며, 이는 세척 작업을 고려한 설계이기도 하다.

배가스 열교환기 설계에서 중요하게 고려하여야 할 사항은 후단의 배가스 응축에 의해 발생할 수 있는 저온 부식이다. NO_x나 HCl 가스는 순수 가스 상태에서는 여러 재료의 부식에 거의 영향을 미치지 않으나, 저온에서는 연소가스와 수증기의 혼합

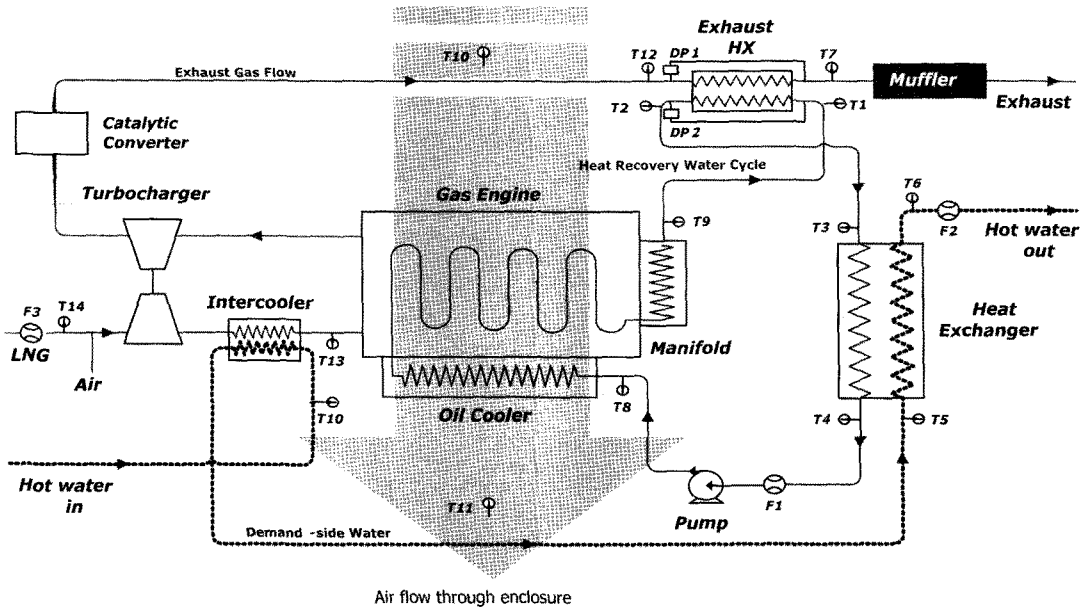


Fig. 2 Schematic diagram of gas engine cogeneration system with exhaust heat recovery circuit.

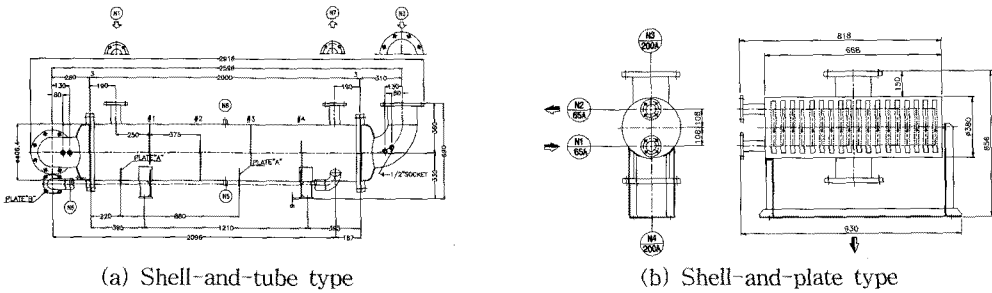


Fig. 3 External dimension of EGHXs of the gas engine cogeneration system.

Table 3 Design parameter of the shell-tube type EGHX

Parameters		Unit	Values
Inlet/exit temp.	Exhaust gas	°C	515/120
	Coolant	°C	83/87
Capacity		kW	178
Pressure drop	Exhaust gas ¹	kPa	0.49
	Coolant ²	kPa	1.18
Total length		mm	2,916
Total diameter		mm	391

¹ Design condition requires $\Delta P < 2.45$ kPa. For shell-plate type, $\Delta P = 0.98$ kPa.

² Design condition requires $\Delta P < 49$ kPa. For shell-plate type, $\Delta P = 19.6$ kPa.

기체가 쉽게 응축되어 국소적으로 강산을 야기하여 여러 재료에 심각한 부식을 초래하게 된다. 즉 저온 부식의 방지를 위하여 전체 냉각수의 순환량과 열교환기 크기를 과대설계하지 않도록 하였다.

성능평가를 위하여 셸-튜브형과 셸-플레이트형 배가스 열교환기를 적용하여 보았다. 셸-튜브형 열교환기는 가스측 압력강하가 낮은 이점이 있는 반면에, 셸-플레이트 방식의 열교환기는 부피가 작아 소형화에 유리하고, 생산단가가 낮으며, 현장적용시 관리가 용이하다는 장점이 있다. Fig. 3은 본 연구에서 적용한 배가스 열교환기이다.

Table 3은 배가스 열교환기의 설계 파라미터를 나타내었다. 열교환기 크기는 실제 케이싱의 크기에 맞도록 3m 이하로 설계되었으며, 각 유체의 입

Table 4 Design parameter of the HRHX

Parameters		Unit	Values
Inlet/exit temp.	Demand side	°C	71.3/90
	Coolant	°C	94/83.5
Capacity		kW	540
Pressure drop	Demand side	Pa	9.8
	Coolant	Pa	37.3
Total size		mm ³	346 × 1000 × 760

출구 온도조건과 전체 용량은 기본 설계안과 성능 실험을 통하여 수정된 값을 기준으로 결정되었다. 주의할 점은 배가스의 배출 및 순환펌프의 부하를 고려하여 압력강하를 설계값(배가스측 최대 2.45 kPa (250 mmAq), 물측 최대 49 kPa(5,000 mmAq)) 이하를 유지하도록 하였다. 특히 배가스 측의 압력강하는 시스템의 안전성과 연결된 변수이므로 중요한 설계의 인자이다.

2.1.3 배열회수 열교환기 설계 및 제작

냉각수는 펌프를 출발하여 엔진재킷(engine jacket)을 돌아 배가스 열교환기에서 고온배가스의 열을 흡수한 뒤 배열회수 열교환기 혹은 방열기(heat recovery heat exchanger, HRHX)를 통하여 수요측에 열을 공급하게 된다. 이 때 배열회수 열교환기는 전체 발전량을 고려하여 540 kW급 판형 열교환기로 설계하여 설치되었다. 실제 배열회수 열교환기는 충분한 용량을 부하측에 전달하기 위하여 약간 오버사이징(oversizing) 설계를 하는 것이 일반적이다.

Table 4는 배열회수 열교환기의 설계 파라미터를 나타내었다. 개스킷형 판형열교환기를 사용하였으며, 부하 측의 압력강하를 최소로 하도록 설계되었다.

2.2 실험조건 및 방법

성능실험을 위하여 온도, 압력 등을 측정하였는데, 각 측정부는 Fig. 2에 표시하였다. 온도측정에 있어 측정범위와 정밀도 등을 고려하여 물 순환부(T1~T9)는 4선식 백금저항온도계를 사용하였으며 인클로저 공기온도(T10, T11) 및 연료흡입부(T13, T14)는 T형 열전대를, 고온부의 배가스 온도(T12) 측정에는 K형 열전대를 사용하였다. 유량은 냉각수 유량(F1), 부하공급수 유량(F2), LNG 유량(F3)를 체적유량계로 측정한 후 보정하여 사용하였다. 배가스 쪽의 차압은

전자식 차압계의 맥동현상으로 측정값을 병행 설치된 U관형 마노미터의 값에 보정하도록 하였다.⁽³⁾

배열회수 시스템의 성능을 평가하기 위하여 0, 50, 75, 100%의 전기부하를 기준으로 하여 실험을 수행하였다. 열정산은 배가스 열교환기와 엔진 재킷에서 발생하는 열량을 기준으로 고려하였다. 냉각수는 정속펌프로 운전되며 순환량은 $27.6 \pm 1.0 \text{ m}^3/\text{h}$ 로 일정하게 유지되었다. 부하측의 유량은 75, 100%에서는 $30.0 \pm 1.0 \text{ m}^3/\text{h}$, 50% 부하에서는 $19.8 \pm 0.5 \text{ m}^3/\text{h}$ 로 운전하였다. 부하측 유량은 바이패스 밸브로 조정하였다. 저부하 조건에서 부하측 유량이 지나치게 높을 경우에는 배열회수 라인이 과냉각되어 시스템이 정지될 수 있어 성능실험 과정에서 변화시킨 것이다. 각 실험은 30분 정도의 예비운전 시간이 흐른 후 정상상태를 확인하고 측정하였다.

본 실험은 1차와 2차의 실험으로 진행되었는데, 1차 실험은 셀-튜브형 배가스 열교환기를 적용하였으며, 2차 실험은 셀-플레이트형 배가스 열교환기를 설치하여 수행하였다. 실험시의 대기온도는 28~29 °C 분포를 나타내었으며, 운전중인 실험동 내부는 이보다 약간 높은 수준인 33~34 °C 수준을 유지하였다.

2.3 실험결과 및 비교

Fig. 4는 열병합발전기에서 부하에 따른 연료소비량과 발전량을 나타낸 것이다. 발전량과 연료소비량은 선형적으로 유사한 경향이 나타나고 있음을 알 수 있다. 부하는 발전량 기준으로 설정된 값이다.

Fig. 5는 배가스 열교환기 입구에서의 가스 온도를 측정한 것이다. 연소실에서 빠져나간 450 °C 이상의 고온상태이다. 부하가 클수록 엔진실 내의 연소되는 천연가스의 양이 증가하므로 배출온도가 높게 된다. 배가스는 삼원촉매변환 후의 측정된 값으로 촉매변환전의 단열연소온도(약 516 °C)에 비하여는 낮은 값을 보임을 알 수 있다. 또한 셀-튜브 열교환기의 경우 출구온도가 셀-플레이트 열교환기에 비해서 낮게 나온 것을 알 수 있는데, 이는 셀-플레이트 열교환기의 용량이 셀-튜브 열교환기 보다 작음에서 비롯된다. 즉 배가스 열교환기의 열회수량이 감소하면서 전체적인 순환수의 온도가 감소하게 되는데, 이는 곧 연소실 온도의 감소를 유발하여 배가스 온도를 낮추기 때문이다.

Fig. 6는 부하에 따른 배가스 열교환기에서의 압력강하를 나타낸 것이다. Fig. 6(a)에서는 순환수측의 압력강하를 나타내었는데, 토출량이 일정하므로

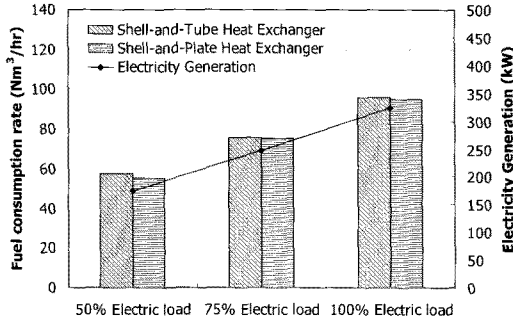


Fig. 4 Fuel consumption rate and electricity generation with respect to the electric load.

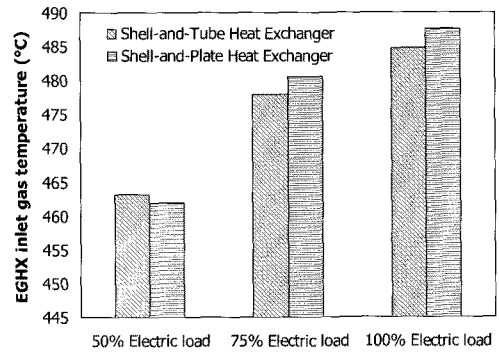
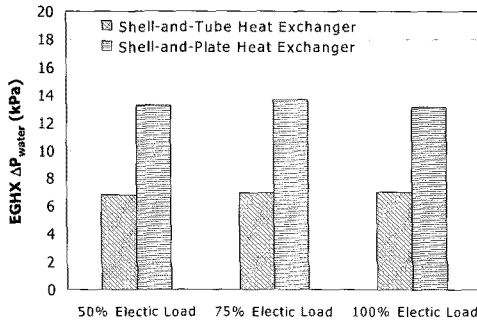
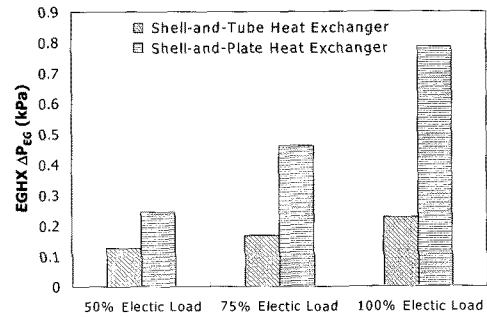


Fig. 5 Gas temperature at the inlet of EGHXs.



(a) Water side



(b) Exhaust gas side

Fig. 6 Pressure drop at the shell-and-tube EGHX and the shell-and-plate EGHX.

부하에 따른 변화는 크지 않은 것을 알 수 있다. 그러나 셸-플레이트 열교환기의 경우는 압력강하가 셸-튜브 열교환기의 두 배에 가깝게 많이 나타남을 알 수 있다. 이는 열교환기를 콤팩트화 하기 위해 유로를 축소하고 유속을 증가하여 전체 열량을 보상하기 때문이다. Fig. 6(b)에는 배가스 측의 압력강하를 나타낸다. 그림에서 확인되었듯이 부하에 따른 압력강하 증가현상은 부하가 증가하면서 연료공급량이 증가하고 공연비를 당량비로 유지하기 위하여 공기량도 늘어나기 때문이다. 셸-플레이트 열교환기에서 100% 부하일 때 80 mmH₂O 까지 압력강하가 증가하지만, 이는 적용이 가능한 수준이다.

Fig. 7는 부하에 따른 각 열교환기의 대수평균온도차(LMTD, logarithmic mean temperature difference)를 나타낸 것이다. 셸-플레이트의 용량이 셸-튜브 열교환기보다 작으므로 100%의 부하에서 셸-플레이트 열교환기의 LMTD 값이 크게 나타난 것을 알 수 있다. 하지만 부하가 줄어들면 LMTD가 감소하며 50%의 부하조건에서는 두 열교환기 LMTD 값이 비슷한 정도를 나타낸다. 이는 부하가 감소하면

서 열교환기에서 요구되는 전열량이 감소하여 요구되는 용량이 감소하기 때문이다. 즉 용량이 감소하므로 열교환기의 용량이 크게 영향을 받지 않기 때문으로 판단된다.

Fig. 8은 부하조건에 따른 에너지 발생량과 효율을 나타내었다. Fig. 8(a)에서 엔진에서 발생하는 전기에너지를 제외하면 열에너지는 엔진 재킷과 배가스 열교환기에서 주로 발생하는 것을 알 수 있다. Fig. 8(b)에서는 천연가스 공급열량 기준으로 에너지 효율을 나타낸 것이다. 부하가 감소함에 따라 엔진의 설계조건을 기준으로 부분부하 운전해 해당 발전효율이 감소하지만 상대적으로 열효율은 증가하여 전체효율은 유사한 수준임을 알 수 있다.

성능실험을 통하여 셸-플레이트 열교환기는 소형임에도 불구하고 배가스 열교환기의 설계조건을 만족시킴을 알 수 있었다. 셸-플레이트형 열교환기에서는 압력강하를 고려하면 배가스가 셸측으로 흐르도록 설계하는 것이 일반적이는데, 배가스 열교환기가 열병합발전기에서 비교적 큰 부피를 차지함을 고려하면 인클로저 온도가 지나치게 상승하게 되어 안전

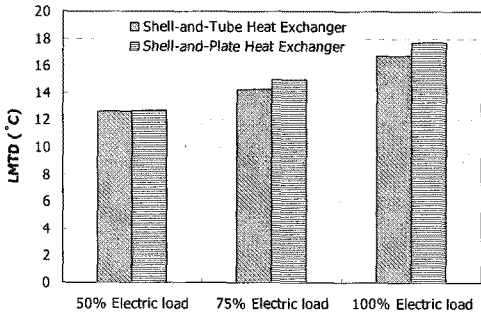
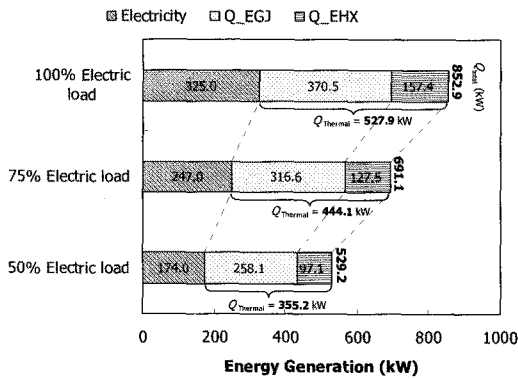
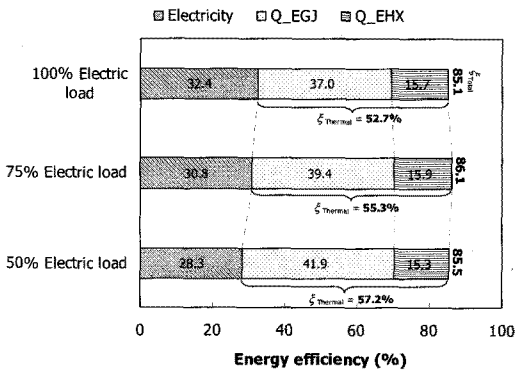


Fig. 7 Comparison of LMTD at the EGHXs.



(a) Energy capacity



(b) Efficiency

Fig. 8 Energy capacity and efficiency with regard to the electric load.

성에 어려움이 있을 가능성이 높다. 아울러 플레이트 집합 등 제작 기술도 국내에서 개발되어야 할 것으로 보인다. 이런 기술적 난점에도 불구하고 셸-플레이트 열교환기는 경제성과 상품성에서 유리한 점을 많이 보유하고 있어 추후 관련 기술의 개발이 필

요할 것으로 사료된다. 이러한 점들을 고려하여 본 연구에서 실증플랜트에 적용하기 위한 배가스 열교환기는 셸-튜브형으로 적용하였다.

3. 배열회수 시스템 실증운전 성능

3.1 현장 일일데이터 분석

2008년 하반기부터 2009년 상반기까지 6개월 여의 실증운전 테스트를 통하여 열병합발전기의 성능을 분석하였다. 실험동에서 이루어진 실험과는 달리 실증 현장 운전이므로 운전 조건에 대한 파악이 중요하다. Fig. 9와 Fig. 10은 2008년 12월 1일의 운전데이터이다. Fig. 9는 일일 조건의 변화를 나타내며, Fig. 10은 오전 9시에 기동 후 100% 부하(발전량은 325 kW)로 운전될 때의 열 및 발전용량이다. 열용량은 매우 불규칙한 흐름을 나타내는데, 실증 현장에서 부하측에서 공급되는 온수의 유량을 공정에 매칭시키기 위하여 유량을 조절하기 때문이다.

Fig. 10에서와 같이 실제 부하측 온수 유량변화에 의한 열량변화가 크다면 엔진이 안정적으로 전기를 발생시키는 것은 대단히 어려운 일이다. 그러나 엔진의 발전용량은 매우 안정적인 것을 확인할 수 있다. 이는 열교환기의 열량이 입출구 온도의 변화에 의해 순간적으로 변화하더라도 열교환기 내부의 열관성은 이의 변화를 흡수할 수 있다는 것을 의미한다. 이러한 사항은 배가스 열교환기 전후의

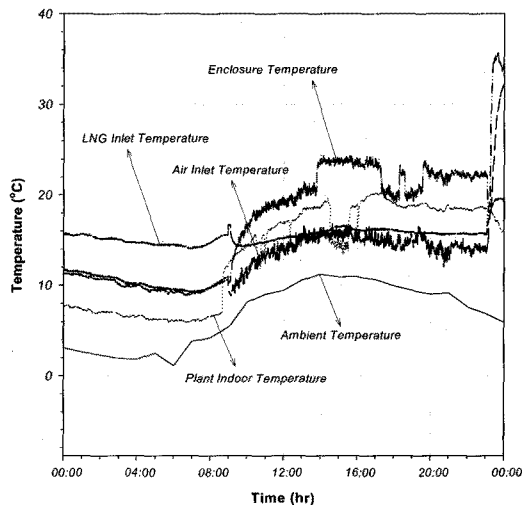


Fig. 9 An example of daily variation of field temperatures on Dec. 1, 2009.

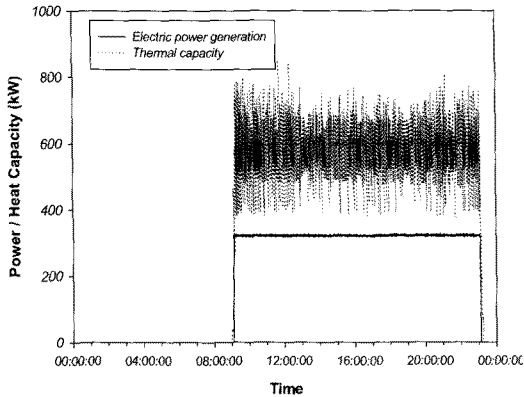


Fig. 10 Variation of power and heat capacity on Dec. 1, 2009.

온도 변화가 크지 않다는 점에서도 확인할 수 있다.

3.2 실증운전 데이터 분석

장기간의 실증운전을 통한 성능을 분석하기 위하여는 운전데이터 중 정상상태 조건을 정리하여 비교할 필요성이 있다.

Fig. 10과 같이 변화가 큰 변수를 필터링 하고 정상상태 진단을 위하여 무빙윈도우 데이터 분석을 하였다. 무빙윈도우의 개념은 Fig. 11에 표시하였다. 시스템이 외란이 주도적이거나 메타스테이블(meta-stable) 상태에 있을 경우, 측정값들은 외란의 영향이나 변화과정에 있으므로 불안정하게 된다. 이러한 불안정한 정도가 전체 시스템 분석결과에 무관할 때 이를 정해진 최근 시간 구간내에서 평균값을 구하는 방법으로 필터링할 수 있는 데 이것을 무빙윈도우평균(moving window average)법이라고 한다. 무빙윈도우는 윈도우 내부의 데이터 중 가장 오래된 값을 다음 시간에 새 값으로 대체하게 되는데, 이는 노이즈 필터 중 로우패스필터(low-pass filter)의 개념과 동일하다.

특히 무빙윈도우 내의 특성변수의 분산을 관찰하고 분산값이 한계값 이하로 떨어질 때 정상상태를 판단할 수 있는 정상상태 진단기(steady-state detector)로서의 기능을 활용할 수 있다.⁽⁴⁾ 이러한 진단과정을 거쳐 방대한 실증데이터를 실시간으로 분석하게 되면 시스템의 정상상태 여부를 자가적으로 판단할 수 있다.

운전 데이터 중 정상상태로 판단되며 부하율이 99% 이상일 경우를 정상상태로 간주하고 데이터를

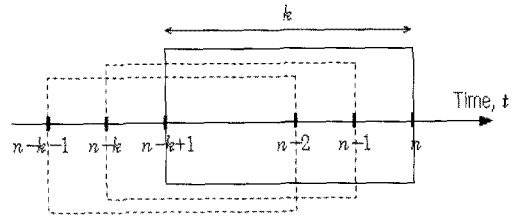


Fig. 11 Moving windows of n sequential data points at k th time.

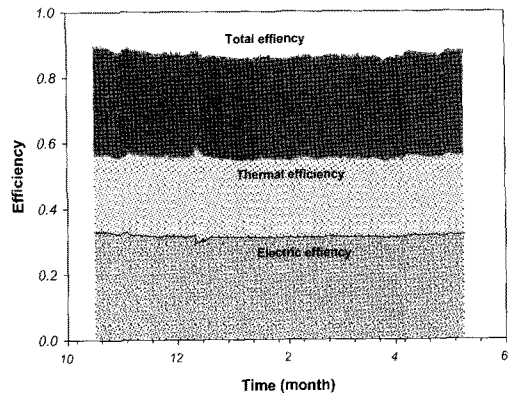
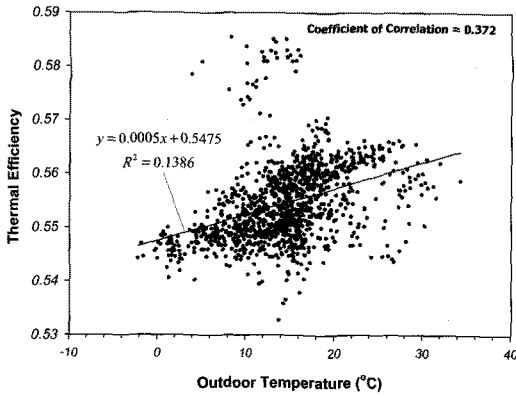


Fig. 12 Overall efficiencies at field operation at 100% load condition.

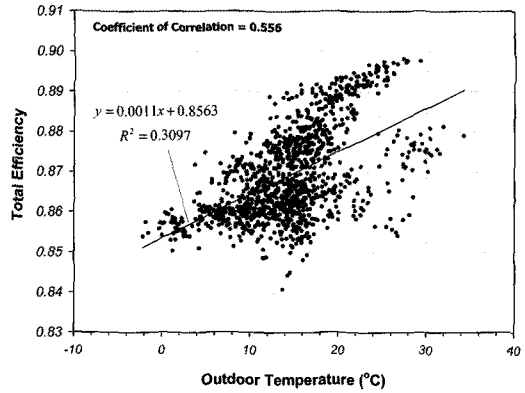
추출하였다. 실증 데이터는 매 10초마다 기록되었는데, 전후 2분간의 데이터를 인접평균법(adjacent averaging method)을 이용하여 필터링 하였다. 정상상태 파악을 위하여 무빙윈도우의 크기는 30분으로 설정하고 무빙윈도우 내의 필터링된 데이터의 분산성을 이용하여 일별 데이터를 분석하였다. 부하율이 낮은 것은 정격출력을 낼 수 없는 기동중이거나 정비기간 중의 간헐 운전에 해당하므로 분석과정에서 제외하는 것이 바람직하다.

Fig. 12에는 전체 실증운전기간의 100% 부하조건에서 정상상태 결과의 성능지표를 연결하여 나타낸 것이다. 그래프에서 수평축은 월을 나타내는데, 전체 효율은 열손실이 가장 큰 겨울철에 낮음을 알 수 있다.

Fig. 13은 외기온도 변화에 따른 열효율과 총합 효율에 대한 상관도를 나타내었다. Fig. 13의 값은 전체 정리된 정상상태 데이터를 1시간 단위의 샘플링을 통하여 추출된 그래프로 나타낸 상관 그래프이다. Fig. 13(a)에서 열효율과 외기온도 변화에 상관관계수가 0.372 정도의 양의 상관관계를 나타내는 것을 알 수 있다. 즉 냉각수 및 공급수 부분은 대체



(a) Thermal efficiency



(b) Total efficiency

Fig. 13 Intercorrelation chart of efficiencies vs. outdoor temperature at field operation.

로 60°C 이상의 높은 온도에서 순환되므로 외기 온도가 낮을 때 온도 손실이 크게 나타나게 되는 것이다. 발전효율 또한 흡입 공기의 온도가 낮아지면서 효율이 저하되게 되는데 유사한 수준의 양의 상관관계를 갖는다. 이에 Fig. 13(b)의 총합효율은 더욱 강한 양의 상관관계를 나타냄을 알 수 있으며 상관계수는 0.556로 올라간 것을 알 수 있다.

Fig. 13을 통하여 혹한기 운전을 포함하여 전체 운전조건에서 열효율은 54% 이상이 나타나고 있으며, 전체효율은 85% 이상의 효율을 나타냄을 알 수 있다.

4. 결 론

본 연구에서는 가스엔진을 이용한 300 kW급 소형 열병합발전용 설비의 배열을 회수하여 온수를 수요측으로 공급하는 설비를 개발하여, 그 성능을 측정하였다. 배가스 열교환기로 셸-튜브형 열교환기 및 셸-플레이트형 열교환기를 설계하였다. 열병합발전기와 통합 시운전을 통한 성능평가 및 모니터링을 수행하고, 실증사이트에서의 운전을 통하여 전체적인 성능을 확인하였다.

- (1) 셸-플레이트형 열교환기는 소형제작이 가능하고 경제적인 면에서 우수하나 셸측에 고온의 배가스가 유동이 흐를 경우 인클로저 온도가 지나치게 상승하게 되어 안전성에 어려움이 있다.
- (2) 50% 이하의 저부하 운전시 시스템 운전온도가 낮아져 정지하거나, 배가스 응축으로 저온부식 등이 발생할 우려가 있다. 저부하시 배

열회수 열교환기의 부하측 라인에 바이패스등을 설치하여 저부하시 열부하를 적절히 제어하는 것이 바람직하다.

- (3) 부하측의 유량변화가 ON/OFF 제어되어 열부하의 오차가 매우 크게 나타났는데, 이는 펌프 개폐에 따른 배열회수 열교환기의 압력변화가 냉각수측의 유동에 영향을 미치기 때문으로 판단할 수 있었으나, 시스템의 안전성 및 효율에는 큰 영향이 없음을 알 수 있었다.
- (4) 전체 시스템의 효율은 외기온도와 뚜렷한 양의 상관관계를 가지는 것을 알 수 있었다. 즉 동절기보다 하절기에 효율이 높게 나타났으며, 전체효율의 상관성이 열효율보다 높게 나타났다.
- (5) 100% 부하조건에서 발전효율 31~33%, 열효율은 54~57% 이상을 보였으며 총효율은 85~90%의 총합효율을 나타내었다.

후 기

본 연구는 지식경제부의 에너지자원기술개발사업(2006-E-BD11-P-08-0-000)의 지원으로 수행되었으며 이의 지원에 감사를 드립니다.

참고문헌

1. ASHRAE, 2005, ASHRAE Handbook-Fundamentals, ASHRAE.
2. Wikipedia, 2007, Heat of Combustion, http://en.wikipedia.org/wiki/Heat_of_combustion.

3. Park, S.-R., et al., 2009, Development of commercialization technology of exhausted heat recovery cycle for small gas engine cogeneration system, Final Report : Ministry of Knowledge Economy, Korea Institute of Energy Research
4. Kim, M., Payne, W. V., Domanski, P. A. and Yoon, S. H., 2008, Design of a steady-state detector for fault detection and diagnosis of a residential air conditioner, Int J Refrigeration, Vol. 31, No. 5, pp. 790-799.