

50kW 마이크로 가스터빈 개발

김수용 · 박무룡 · 최범석 · 안국영 · 최상규*

Development of a 50kW Micro Gas Turbine Engine

Kim, SooYong · Park, MooRyong · Choi, BumSeok ·
Ahn, KookYoung · Choi, SangKyu*

Key Words : Micro turbine(마이크로가스터빈), Centrifugal compressor(원심압축기), Radial turbine(구심터빈),
Performance analysis(성능해석), Performance test(성능시험)

ABSTRACT

Performance analysis and test of a 50kW micro gas turbine is carried out. The present study was initiated in 1996 by KIMM researchers to develop a 50kW class turbogenerator gas turbine engine for hybrid vehicle propulsion system. but with its low emission and compactness, it seemed that it can also be applied as a source of distributed power generation. In this study, general description of the KIMM's efforts to acquire performance test skills of the self-made 50kW micro gas turbine engine. At present, non-load performance test up to 615000 rpm was accomplished and is expected to make through 80,000 rpm by the end of year. Several revisions in design and manufacture were made during the course of experiments. The resulting outputs is thought to be valuable for the further refinement of the system for eventual commercialization of the product.

1. 서론

최근 지나친 화석 연료 사용으로 인하여 발생되는 지구 온난화 현상 및 오존층 파괴 문제를 해결하기 위하여 세계 각국은 다양한 방식의 에너지 활용방안을 모색하고 있는 중이며 이를 위하여 미활용에너지 회수, 고효율 에너지 발생시스템, 연료의 다변화 등 연구를 진행하고 있다. 현재 국내에서도 수송 및 발전부문에서 전체 대기 오염물질 배출량의 약 65%를 배출하고 있는 실정인으로서 대기오염으로 말미암는 직접적인 사회적 손실비용도 상당하여 이에 대한 대책 수립이

시급한 실정이다. 특히 디젤 엔진이 탑재된 버스 와 가솔린 엔진 승용차의 배출물질을 비교할 때 버스가 승용차에 비하여 CO의 경우 4.5배 많으며, HC의 경우는 5배, NOx의 경우는 36배, PM의 경우는 217배 인 것으로 조사되고 있다. 본 연구에서는 차량 탑재가 가능한 동력 발생시스템으로 사용될 수 있을 뿐 아니라 21세기 발전시장의 핵으로 관심을 끌고 있는 Fuel Cell Hybrid 가스터빈 발전 시스템을 구현할 수 있는 소형 마이크로 가스터빈 엔진에 관한 내용을 담고 있다. 마이크로 가스터빈 시스템은 기타 동력기관에 비하여 소형, 경량, 저소음이며 저진동, 연속 운전에 적합한 시스템이라는 점에서 매우 유리하여 21세기 분산형 발전 시스템으로 적용이 확대될

* 한국기계연구원

** 열유체공정연구부

E-mail : soykim@kimm.re.kr

전망이다.

2. 시스템 해석 및 시험

1996년 9월 이후 특정연구사업으로 3년간 진행된 본 연구는 한국기계연구원에서 초기 사양 결정부터 기본 설계 및 상세 설계에 이르기까지 모든 설계과정을 독자적으로 진행하였으며 제작 및 시험과 관련하여서는 참여기업인 쌍용중공업과 공동으로 실시하였다. 개발 중인 터보제너레이터는 초소형 가스터빈과 직결된 고속 모터제너레이터로 구성된 동력발생 장치로서 소규모 전력의 자가발전이나 열병합발전 그리고 HEV(Hybrid Electric Vehicle)에 장착되어 전기를 공급하는 용도로 사용될 수 있는 장치이다. 가스터빈에 의한 발전은 디젤 기관에 비하여 현저하게 공해 배출량이 낮다(15%이하) 점으로 인하여 21세기 분산형 발전의 중요한 패턴으로 자리 매김하고 있다. 특히 SOFC(Solid Oxide Fuel Cell) 시스템과 결합한 발전 형태는 21세기의 세계발전 시장을 주도할 것으로 미국의 에너지부는 예측하고 있다(1996년 미국 DOE 보고서). 본 연구개발의 핵심 구성품인 고속 모터 제너레이터와 압축기, 연소기, 터빈 등의 설계 및 제작이 시스템 측면에서 고려한 구조적 안정성, 내열소재 확보, 기계 가공에서의 시행착오, 조립과정 중 발생한 수정 설계의 필요성 등으로 당초 일정보다 다소 지연되어 1999년 초에 시스템 제작이 완료되었으며 1999년 하반기 기간 중 구성품 성능시험 및 결합이 수행되었다. 사이클 해석 결과 경제성 측면에서 터빈 입구온도 1100K에서 압축비가 5~6이 적정할 것으로 판단되었으나 압축기 및 터빈 외경의 증가, 구조상의 문제점을 고려하여 압축비를 4.0으로 결정하였다. 터빈 블레이드 냉각은 고려하지 않았다. 탈설계 성능 해석결과 비 연료 소모율은 저 부하에서 크게 나타나고 있지만 서지 마진은 80~110%로 양호한 것으로 나타났다. Fig.1은 마이크로 가스터빈 시스템의 개략적인 구성도를 보여주고 있다.

사이클 해석 결과 결정된 전 압력비 4의 조건에서 압축기 등엔트로피 효율 80%를 만족시키기 위하여 45 Backsweep각을 주어 설계하였다.

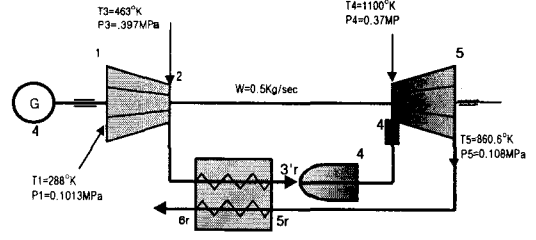


Fig. 1 Schematics of micro gas turbine

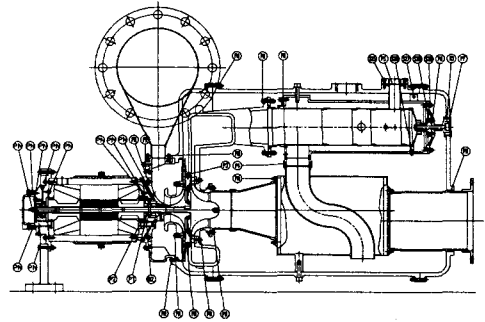


Fig. 2 Detail design of 50KW 마이크로 가스터빈 설계도

베인 디퓨저는 채널 베인 디퓨저 형식을 채택하였으며 유동 해석 결과 설계사양 목표에 비하여 약간의 마진을 갖는 것으로 나타났다. 구성품 시험 중 연소기 점화 후 발생하는 리그상의 불안정성으로 인하여 압축공기만을 사용한 저 회전수 영역에서 시험을 수행하였다. 연소기 부분품 시험 결과 연소기 입구 온도 증가 시 CO감소, NO 증가, 연소기 입구 압력 증가 시 CO증가, NO 감소의 전형적인 배기가스 특성을 얻을 수 있었다. 연소기의 시동 및 부하에 따른 연소 특성을 검토하기 위하여 입구 연소 공기의 당량비에 따른 출구 온도 및 CO, NO 값을 측정하고 결과 당량비 증가에 따라 출구 온도 증가, CO 감소, NO가 증가하는 추세가 확인되었다. 초고속 전동 발전기에 적합한 Ring-wound형 전동 발전기와 BLDC형 전동 발전기에 대한 설계가 이루어졌다. Ring-wound 형 전동 발전기는 축방향 길이 152mm, 직경 120mm였으며 BLDC 형 전동 발전기는 축방향 길이 100mm, 직경 140mm로 나타났다. 그러나 터빈 발전기전체 시스템을 고려하는

경우 축방향 길이가 100mm이하가 바람직한 것으로 나타나 BLDC형이 본 시스템에 보다 적합할 것으로 판단하였다. Fig. 2는 본 마이크로 가스터빈 시스템의 상세설계도를 보여주고 있으며 그림에는 압축기 입구 공기가 터빈 배기가스 통로를 통과하게 하여 열수수가 이루어질 수 있도록 Recuperator 설치를 계획하였으나 본 연구 기간 중 리쿠퍼레이터를 적용한 성능실험은 수행되지 않았다. Fig. 3 에는 50kW 급 터보제너레이터 Pilot 연소 시험 결과를 보여주고 있다. 황축의 Equivalence ratio는 실제 연료유량/공기유량 대비 Stoichiometric 조건하에서의 연료유량/공기유량과의 값으로 정의하였다. 그림에서 0~28% pilot라함은 연소기내 화염의 안정성을 위하여 공급한 공기의 양을 나타낸다. 이 값이 클수록 희박 연소에 가까운 상태를 나타낸다. Table 1은 설계점 사양을 보여주고 있다. Efrfectiveness 80%의 리쿠퍼레이터를 장착하는 경우 시스템 효율은 약 25.6% 이상까지 증가할 수 있는 것으로 계산되었다. 그러나 현재의 부품품들을 둘러싸고 있는 케이스으로 인하여 Recuperator의 Effectiveness는 50%정도가 최고 적용 가능한 값인 것으로 파악되었다. 만일 Recuperator effectiveness를 높이고자하는 경우 케이스에 대한 재설계가 필요할 것이다. Effectiveness 50%인 경우 시스템 효율은 21.2%로 계산되었다. Fig. 4에는 80% effectiveness의 Recuperator 장착 시 50kW 터보제너레이터의 성능변화를 나타내고 있다.

Table 1 50kW 터보제너레이터 설계점

Variables	values	unit
Ambient temperature	288.15	K
Temperature	101.325	KPa
Pressure	0.98	
Intake pressure ratio		
Compressor		
Pressure ratio	4.0	
Efficiency(Isen.)	0.8	
Mass flow rate	0.5	kg/sec
Work	87.88	kW
Bleed air	0.0	
Combustor		
Outlet temp.	1100	K
Outlet pressure	373.36	KPa
Pressure loss	6	
Efficiency	0.99	
Fuel LHV	43.12	MJ/kg
Mf/Ma	0.0171	
Turbine		
Outlet temp.	854.4	K
Outlet presure	106.49	KPa
Efficiency(Isen.)	0.84	
Mass flow rate	0.508	kg/sec
Work	138.3	kW
Rotor speed	80000	rpm
Performance		
Delivered shaft power	50.4	kW
Efficiency	14.6	%

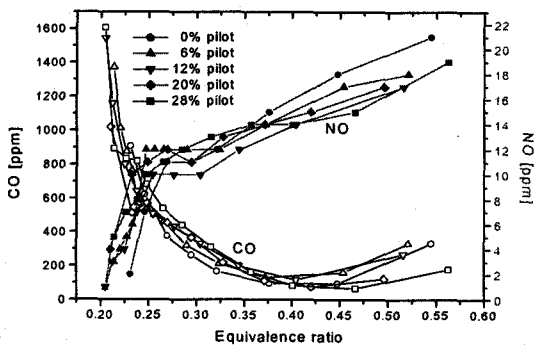


Fig. 3 50kW급 마이크로터빈 Pilot 연소시험 결과

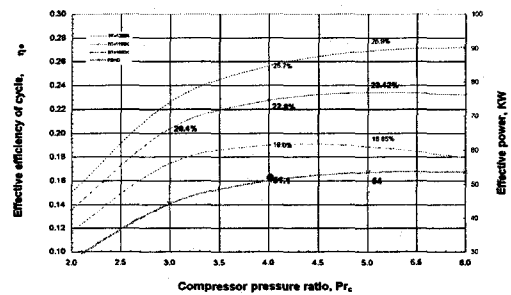


Fig. 4 Recuperator 장착 시 50kW 마이크로터빈 성능변화 (급수 입구온도 = 15°C 조건).

Fig. 5는 50KW 마이크로 가스터빈을 사용하여 열병합 시스템을 구성하는 경우 급수입구온도 15°C에서 요구되는 열전달 면적 및 온수의 온도 및 량, 열효율과의 관계를 보여주고 있다. 그림에서 급수량 증가와 함께 효율도 선형적으로 증가하고 있다. 최종 급수 온도가 70°C인 상태에서

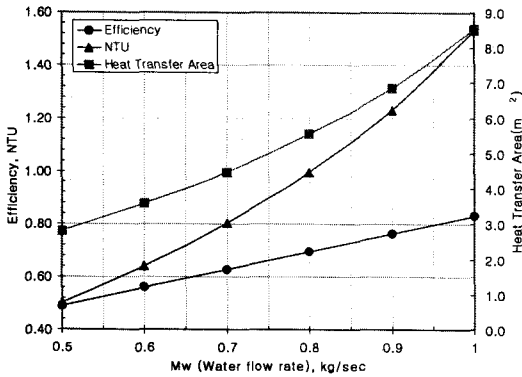


Fig. 5 50KW 열병합발전 시스템의 효율, 열전달 면적과 급수량과의 관계

급수 유량이 공기 유량의 2배가 되면 전체 시스템 효율이 약 83%가 되어 공기와 급수유량이 1:1인 경우 대비 약 70%의 효율 상승이 있음을 볼 수 있다. 그러나 급수유량이 증가함에 따라 열교환 면적은 포물선 형태로 증가하고 있어 효율이 증가하는 만큼 설비증가에 따른 장치비의 증가가 예견되고 있다. Fig. 6은 급수의 입구 온도 변화 시 전체 시스템 효율과 열교환 면적의 변화를 보여주고 있다. 급수 온도가 낮을수록 효율은 그만큼 높게 나타나며 또 열교환면적도 커지고 있어 경제성(효율)과 시스템 가격(장치비의 크기)간 타협이 필요할 것으로 판단된다. 여기서 전체 시스템 효율은 전기출력과 온수 중에 포함된 열에너지 대비 연료비로 계산하였다.

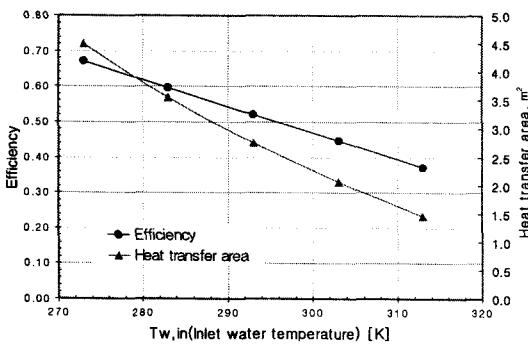


Fig. 6 급수 온도 변화 시 시스템 열효율과 열전달 면적과의 관계

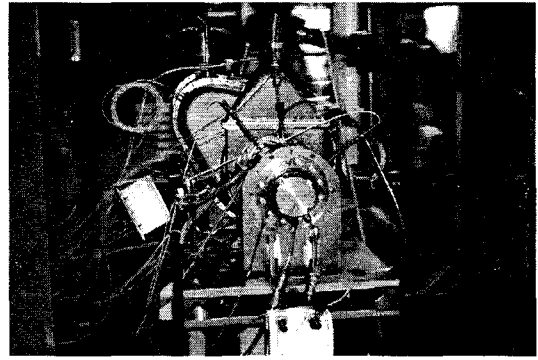


Fig. 7 50KW 터보제너레이터 성능시험 모습

본 계산 결과는 50KW급 열병합발전 가스터빈 시스템을 구현하는 경우 요구되는 열교환기 및 회수 에너지의 양을 검토할 수 있는 자료로서 사용되어질 수 있다. Fig. 7은 50KW 터보제너레이터 성능시험 모습을 보여주고 있다. 실험은 37,500rpm이상까지 모터제너레이터에 의하여 구동한 후 시스템이 자가 구동 속도에 이르면 제어시스템에 의하여 모터제너레이터는 분리되고 이후 가스터빈의 동력에 의해서만 시스템 작동이 이루어지게 된다. 성능시험 중에는 시스템의 진동 크기, 압축기 통과 유량, 연소기 입구 온도 등이 측정되었다. 성능시험이 진행되는 동안,

1. 부품 수정 및 기타 Instrumentation
2. 율환 라인 점검 및 수정(펌프 및 배관 교체)
3. 모터 단독 성능시험 및 로터 회전 안정성 시험
4. 모터에 의한 자가 구동 시험을 위한 반복적인 작업이 진행되었으며 그 결과 50kW급 마이크로 터빈과 관련한 설계 및 제작상의 많은 문제점들을 파악하게 되었으며 이러한 실험을 통한 know-how가 추후 완제품 개발에 많은 도움을 줄 것으로 파악된다. 현재 상기 과정에 따라 무부하 상태에서 정격 회전수까지 도달하기 위한 시험이 수행되고 있으며 약 20회의 반복적인 실험에 의하여 회전수 62500rpm까지 진행되었다. 초기 무부하 성능 시험에 앞서 로터의 안정성 시험을 수행하였으며 20,000rpm까지 가속시킨 결과 예측된 1차 공진점(5,651rpm)을 확인할 수 있었다. 그러나 15,000rpm에서부터 입력되는 전류가 급격하게 증가하여 위험속도인 21,000rpm에서는 과부하상태가 되어 더 이상 속도 증가가 어려웠

으며 이때 약 10kW의 전력을 소모하는 것으로 나타났다. 문제의 해결을 위하여 인가전압의 상승, 재권선을 통한 발전 전압의 저하, 구동 드라이버의 교체와 같은 방법을 통하여 회전 속도를 증가시키는 방법을 모색하였다. 2차 모터링 시험에서는 20,000rpm에서 안정된 결과를 얻었으나 목표치인 40,000 rpm까지는 모터에서 인가전압의 상승으로 도달할 수 없었다. 당초 과도성능 해석에 의한 부분품 간 소요동력을 계산하였을 때 모터제너레이터가 요구하는 동력은 5kW가 적합한 것으로 나타났음을 상기할 때 현재의 과부하 상태는 부분품 간 마찰로 인한 부하 증가가 원인인 것으로 추측되었다. 모터 구동에 의한 터보제너레이터 자가 구동점까지 회전 속도의 상승이 불가능해짐에 따라 일단 자가 구동점까지 도달하기 위한 방책으로 다음과 같은 방법을 모색하였다. 먼저 Central casing에 S형 압축공기 유로 사이에 밸브를 장착하여 외부로부터 가압된 공기를 주입하여 연소기 내부로 흐르게 함으로서 터빈을 구동하면서 일정 회전수에 이르렀을 때 가압된 공기의 유입을 차단하고 압축기로부터 유입된 공기를 이용하여 자가 구동을 시키는 방법을 사용하였는데 그 과정은 다음과 같다.

1. Air Bleeding 자동 밸브를 열어 놓은 상태에서 외부 가압공기 배관의 자동 밸브를 열어 가압공기를 주입하여 엔진의 회전수를 30,000rpm까지 상승시킨다.
2. Pilot Burner를 점화시키고 이어 연소기를 점화시켜서 연료의 주입을 증가시킨 후 엔진 회전수를 45,000rpm까지 가속시킨다.
3. Air Bleeding 밸브와 외부 가압공기 밸브를 동시에 차단하여 연소기로 유입되는 공기를 외부 가압공기에서 터보제너레이터에 의한 압축공기로 전환한다.
4. 연소 상태를 유지하면서 엔진이 감속하는 사이에 연료량을 증가시켜 약 37,000rpm의 회전수에서 가속이 이루어지기 시작하여 50,000rpm까지 가속시켜 일정 속도를 유지토록 한다.
5. 반복적인 시험을 통하여 재현성을 확인한다.

이상과 같은 방식에 의하여 회전수 61,500까지 실험이 가능하였다. 그러나 상기와 같은 방식

에 의한 시험은 다음과 같은 점에서 많은 문제를 내포하고 있다고 판단된다.

첫째, 성능시험 중 측정된 터보제너레이터의 압축 공기량과 가압공기 주입량을 비교한 결과 터보제너레이터 압축공기량이 가압공기량에 비하여 약 30~40% 정도밖에 이르지 않고 있어 이 경우 가압 공기로부터 압축공기로의 전환점에서 현격한 공연비의 증가로 연소기 내부온도의 지나친 증가에 의한 연소기 파괴 및 터빈 블레이드 파손이 우려되는 점,

둘째, 후방베어링 윤활유 공급 압력이 감소하고, 전방 베어링 배출 윤활유 온도가 증가하는 점.

앞선 로터 안정성 시험에서 이러한 현상이 발견되지 않은 점으로 미루어보아 부분품 간 추력 평형이 이루어지지 않음으로서 마찰이 발생하고 양단의 트러스트 베어링과 축사이의 간극이 축소되어 윤활유 온도가 상승하는 것으로 짐작된다. 따라서 추가 시험을 위하여 부분품을 분해하여 상태를 점검할 필요성이 있는 것으로 파악되었다.

따라서 가압공기에 의한 성능시험 결과를 분석한 후 다음과 같은 사항에 대한 조치가 이루어졌다.

1. Motor generator 수정 설계 및 제작
2. 베어링 교체
 - 베어링을 현 5KW에서 10KW에 맞게 변경
3. Seal 수정 설계 및 제작
4. 모터제너레이터 착자

현재 1~4까지 일련의 과정이 완료되고 무부하 상태에서 모터제너레이터의 안정성 실험을 완료하였으며 모터제너레이터 구동에 의한 시동 및 자가 구동시험에 대한 재현성 실험이 순조롭게 진행되었다. 당초 높은 회전 속도에서 원심력에 의한 응력증가로 가스터빈 부분품의 파열 또는 시스템 내부유동의 불안정성에 의한 진동, 국부 열응력에 의한 부분품 균열 또는 변형 등의 결과로 가스터빈이 작동 중 파괴될 가능성을 우려하였으나 반복적인 시험 결과 제작된 마이크로 터빈이 진행된 회전속도 범위(62500 rpm)내에서 안정적으로 작동하고 있음을 확인하였다. 그러나 터빈부내 부분적 열팽창으로 인하여 부분품 간 마찰응력증가로 인한 모터제너레이터의 부하 증가문제는 향후 설계 변경 및 시험으로 극복하여

야 할 과제인 것으로 판단되고 있다.

향후 실험 계획은,

1. 모터제너레이터에 의한 자가 구동 안정성 실험 및 회전 속도 상승 시험
정격회전 속도인 80,000rpm까지 무부하 시험 완료
2. 모터의 구동 안정성이 확인되면 무부하 상태로 정격 회전 속도인 80,000rpm까지 모터 구동에 의하여 성능실험을 수행하고,
3. 부하를 건 상태에서 정격 회전 속도까지 엔진 시험,
4. 리쿠퍼레이터(effectiveness 50%)를 장착한 성능시험을 2003년 4월까지 완료
5. 시스템 실험결과의 DB화.
향후 실험을 통하여 확보되는 자료들은 별도의 기회를 이용하여 발표할 예정이다.

4. 결론

50KW 마이크로 터빈 성능 실험 기술을 확보하기 위한 연구가 진행되었다. 마이크로 터빈은 최근 전 세계적으로 분산형 열병합 발전시스템 개발 추세에 편승하여 선진 각국에서 경쟁적으로 연구개발을 수행하고 있는 분야이며 국내에서도 KIMM, (주)삼성테크윈, (주)뉴로스 등이 개발에 주력하고 있다. 한국기계연구원에서는 이러한 세계적인 마이크로 터빈 개발환경에 주의하여 1996년말 이후 차세대 신기술 개발사업으로 3년 간에 걸쳐 독자적으로 50KW급 터보제너레이터에 대한 기본 설계 및 상세설계를 완료하였다. 2001년 연구기간 중에는 기 제작된 50KW 터보제너레이터의 성능실험을 수행하였으며 2001년 성능시험 결과를 분석한 결과 가압공기에 의한 구동 시

공기유량이 터보제너레이터 자체 압축기에 의한 구동시 유량에 비하여 매우 크게 나타나 2차 성능시험을 위하여 부분품 검사가 요구된다고 판단하여 시스템을 분해한 결과 몇몇 부분품 간 접촉이 발생한 사실을 발견하고 원인 조사를 한 결과 축추력이 발생한 것으로 판정하였다. 이에 대한 수정 조치로 부분품 수정 설계 및 제작, 그리고 제조립이 실시되었으며 실험 재개를 위한 센서 설치 작업이 완료되었다. 현재 모터 제너레이터 안정성 실험 및 자가 구동시험이 완료되었으며 62500rpm까지 무부하 시험이 진행되었다. 2002년 남은 연구기간 중 정격까지 무부하 시험 및 부하 시험을 진행함으로써 마이크로 터빈 성능실험 기술과 관련한 중요 기술들을 확보할 예정이다. 기술개발이 완료되는 시점에서 본 기술은 소형 열병합 발전 기술개발로 연계하여 상품화를 위한 연구로 지속할 예정이다. 본 연구를 통하여 확보되는 기술들은 추후 분산형 열병합 발전 시스템 기술 확보에 매우 중요한 역할을 담당할 것으로 기대된다.

참 고 문 헌

- (1) 김수용, 박무룡, 조수용, 1998, "Performance analysis of a 50kW Turbogenerator gas turbine engine", ASME 98-GT-209,
- (2) 김수용, Soudarev, 2000, "A comparative study of cycle schemes of various gas turbine units", 한국유체공학학술대회, p.p. 655-658
- (3) 김수용, 박무룡, 조수용, 오군섭, 1997, "50kW 급 터보제너레이터 가스터빈 성능해석", 추계 한국 항공우주학회 p.p. 247-253
- (4) H Cohen, GFC Rogers, HHH Saravanamutto, 1996, 4th edition, "Gas Turbine Theory", Ch. 8.