

마이크로 가스터빈 설계 및 운전 성능 분석 : 제1부 - 성능해석 프로그램

김정호* · 강도원* · 김동섭**†

Analysis of Design and Operation Performance of Micro Gas Turbine : Part 1 - Performance Analysis Program

Jeong Ho Kim*, Do Won Kang*, Tong Seop Kim**†

Key Words : Micro Gas Turbine(마이크로 가스터빈), Performance Analysis Program(성능해석 프로그램), Performance Simulation(성능 모사), Off-design(탈설계)

ABSTRACT

In this study, an in-house program to predict steady state operation of micro gas turbines is constructed using MATLAB. The program consists of two parts: design and off-design simulations. The program is fully modular in its structure, and performance of each component (compressor, combustor, turbine, recuperative heat exchanger and pipe elements) is calculated in a separate calculation module using mass and energy balances as well as models for off-design characteristics. The off-design modules of compressor and turbine use performance maps, which are program inputs. The off-design operation of a micro gas turbine under development was predicted by the program. The prediction results were compared with those by commercial software, and the validity of the in-house program was confirmed.

1. 서론

최근, 세계적으로 중앙 집중식 발전에서 분산발전으로 관심이 증가되고 있다. 그 이유는 분산 발전을 통해 전력 손실을 줄이고, 중앙 집중식 발전의 단점인 블랙아웃의 위험성을 줄일 수 있기 때문이다. 풍력, 태양열, 연료전지 등 다양한 분산 발전 시스템 중에서 빠른 응답성과 운전 신뢰성, 유지보수성이 좋은 마이크로 가스터빈이 주목을 받고 있다⁽¹⁾.

마이크로 가스터빈은 약 300 kW 이하의 소형 가스터빈으로서 대형 가스터빈에서 사용하는 고온부 냉각기술을 사용하기에 어려움이 있어 1000°C 보다 낮은 터빈입구온도로 설계된다. 가스터빈 효율을 높이기 위해 재생사이클로 설계되며, 재생기의 효과를 충분히 발휘하기 위하여 약 3~5 정도의 낮은 압력비로 설계된다⁽²⁾.

대형 가스터빈의 경우 주로 기저부하용으로 많이 사용되는

반면에 빠른 응답성으로 분산 발전에 적합한 마이크로 가스터빈은 많은 시간 동안 설계 조건이 아닌 부분부하 상태로 운전된다. 따라서 대형 가스터빈과 달리 마이크로 가스터빈은 낮은 부하 변동으로 인하여 부분부하 운전 성능 해석이 중요하다. 가스터빈 부분부하 운전 상태에서의 성능 해석을 하기 위해서는 설계점 해석뿐만 아니라 탈설계 해석도 필요하다. 가스터빈 탈설계 해석이 가능한 다양한 상용 프로그램이 있지만 사용자의 편의에 맞추어 내부 소스나, 원하는 모든 구성부의 성능 매개변수, 특성 매개변수 등을 확인하지 못한다. 이러한 단점을 해결하고자 가스터빈 설계점 및 탈설계 해석이 가능한 가스터빈 성능해석 프로그램을 설계 및 개발하였다. 추후, 성능 해석 프로그램은 과도상태 해석 프로그램 개발에 활용될 것이다. 그렇기 때문에 과도상태(Transient state) 해석을 하는 중간단계로서 탈설계 해석이 가능한 가스터빈 성능해석 프로그램 개발이 의미가 있다. 현재 200 kW급 마이크

* 인하대학교 대학원(Graduate school, Inha university)

** 인하대학교 기계공학과(Dept. of Mechanical Engineering, Inha university)

† 교신저자, E-mail : kts@inha.ac.kr

로 가스터빈의 개발을 목표로 연구가 진행되고 있다^(3,4,5).

이 논문의 목적은 마이크로 가스터빈의 동특성 해석 프로그램(Dynamic analysis tool)을 개발하기에 앞서 그 중간단계로 정상상태 운전을 예측하는 프로그램을 개발하는 것이다. 개발된 프로그램(In-house code)은 넓은 운전 조건 해석과 다양한 연료사용이 가능하도록 모델링 되었다. 압축기와 터빈 성능선도를 적용 할 수 있고 터빈 및 노즐의 냉각 해석이 가능하다. 개발된 프로그램을 상용프로그램으로 검증하였으며, 마이크로 가스터빈의 탈설계 해석 시 열교환기 탈설계 해석의 유무에 따라 시스템 성능변화를 분석하였다.

2. 마이크로 가스터빈 모델링

2.1 마이크로 가스터빈

본 연구에서 사용된 마이크로 가스터빈의 개요도는 Fig. 1 과 같다. 마이크로 가스터빈은 1단 원심 압축기, 연소기, 1단 원심 터빈, 재생기, 발전기로 구성된다. 압축기로 유입된 공

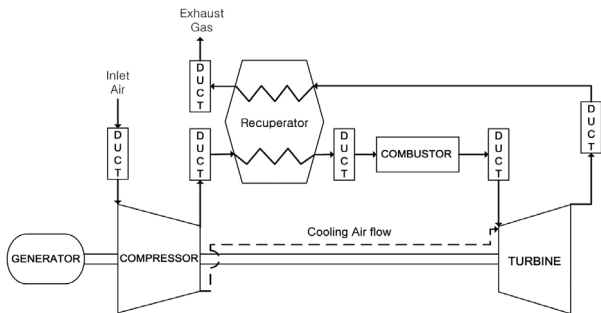


Fig. 1 Micro gas turbine system configuration

기는 압축기에서 압축된 후 재생기에서 터빈 출구 gas와 열 교환하여 터빈 출구 gas보다 조금 낮은 온도까지 승온되어 연소기에 공급된다. 베어링 냉각에 사용된 냉각공기와 고온의 연소가스가 터빈 입구에서 혼합된다. 혼합된 고온의 gas는 터빈을 구동하여 출력을 발생시킨다. 그 후 재생기로 유입되어 압축된 공기를 데운 후 출구를 통해 버려진다.

2.2 프로그램 개요

본 연구의 마이크로 가스터빈 성능해석 프로그램은 매스웍스(MathWorks)사의 매트랩(MATLAB)을 이용하여 개발되었다⁽⁶⁾. 마이크로 가스터빈뿐만 아니라 다양한 형태의 가스터빈 성능 해석이 가능하도록 객체지향 프로그래밍을 적용하여 각 구성부(Component)를 모듈화 하였다. 객체지향 프로그래밍 적용을 통해 프로그램의 확장성과 재사용성을 높였으며, 설계점 해석과 탈설계 해석이 가능하도록 제작되었다.

개발된 마이크로 가스터빈 성능 해석 프로그램의 구조는 Fig. 2와 같다. 마이크로 가스터빈 성능 해석을 위해 먼저 설계점 해석을 수행한 후 탈설계 해석을 수행하도록 구성되었다.

설계점 해석에서는 ISO 외기조건(15°C, 1atm, RH 60%)이 적용되며, Table 1에 마이크로 가스터빈의 주요 구성부 기준 설계 파라미터들을 요약하였다. 설계해석을 통해 얻어진 마이크로 가스터빈의 성능과 파라미터 값들이 나오도록 설계점을 모델링을 구축한다. 탈설계 해석을 하기 위해, 설계점 해석의 결과와 압축기 및 터빈의 성능선도를 사용하는 작동점을 계산한다. 이러한 과정을 매칭(Matching)이라고

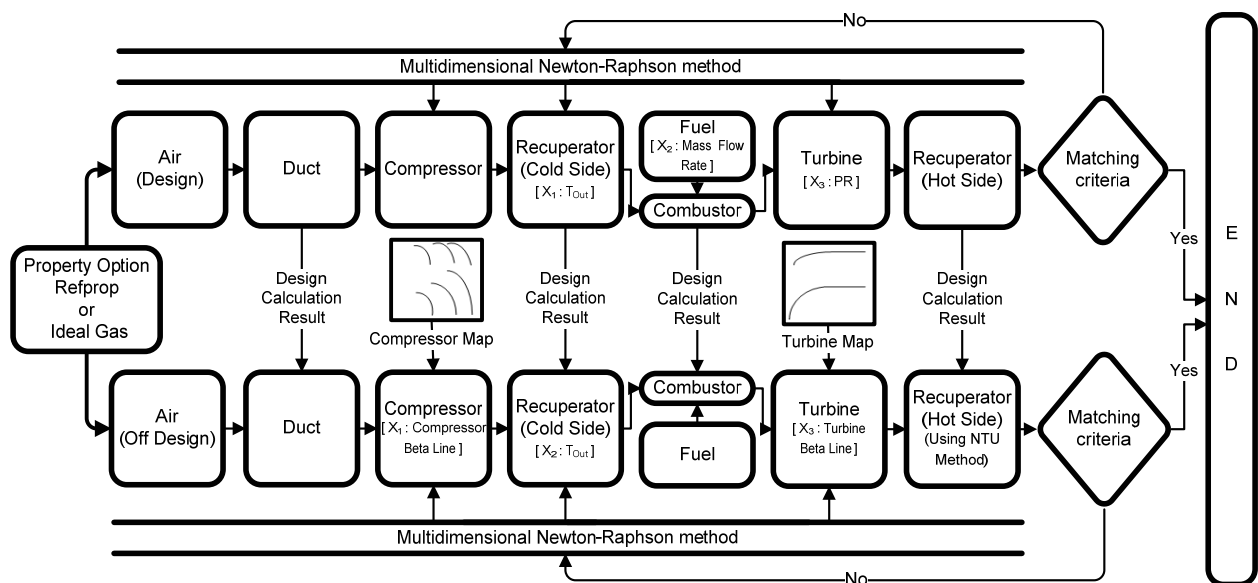


Fig. 2 Structure of the simulation program

Table 1 Design specification of MGT

Input Parameters	Unit	Value
Inlet air flow	kg/s	1.4544
Relative humidity	%	60.0
Ambient pressure	kPa	101.3
Ambient temperature	℃	15.0
Pressure ratio	-	4.2
Turbine inlet temperature	℃	980.0
Compressor isentropic efficiency	%	83.0
Turbine isentropic efficiency	%	87.8
Recuperator effectiveness	%	90.0
Recuperator pressure loss(cold side)	%	1.5
Recuperator pressure loss(hot side)	%	3.5
Duct pressure loss	%	1.5~2.5
Mechanical(bearing) loss	kW	4.2
Generator loss	%	5.5
Shaft speed	RPM	40,000
Outputs	Unit	Value
Turbine exhaust temperature	℃	684.5
System power	kW	220.2
Thermal efficiency	%	35.12

한다⁽⁷⁾. 작동점 계산을 위하여 다변수 뉴튼랩슨 기법(Multi-dimensional Newton-Raphson method)이 사용되었다.

2.3. 마이크로 가스터빈 모델

프로그램은 마이크로 가스터빈 전체를 검사체적(Control volume)으로 설정하여 아래와 같은 식을 만족한다.

$$\sum \dot{m}_{in} - \sum \dot{m}_{out} = 0 \quad (1)$$

$$\sum (\dot{m}_{in} h_{in} - \dot{m}_{out} h_{out}) + \dot{Q} + \dot{W} = 0 \quad (2)$$

2.3.1 물성치

프로그램에서 작동유체의 물성치를 계산하는 방법은 2가지 옵션이 있다. 이상기체로 가정하여 사용하거나 NIST에서 제공하는 물성치 계산 프로그램인 REFPROP 9.1⁽⁸⁾을 선택하여 사용할 수 있도록 프로그래밍 하였다. 작동유체를 이상기체로 가정하였을 경우 각 구성부의 유체 성분별 엔탈피, 엔트로피, 정압비열 등을 몰 기준으로 계산하였다. 정압비열은 문헌⁽⁹⁾을 참고하여 온도에 관한 식을 적용하였고 엔탈피, 엔트로피는 정압비열을 이용하여 각각 열역학적인 정의에 따라 적분하여 적용하였다⁽⁹⁾. 정압비열은 켈빈(Kelvin) 단위를 기준으로 한다. 입력된 상대습도를 고려하기 위해, 건 공기 조건과 문헌⁽¹⁰⁾을 통해 얻은 온도에 따른 수증기압의 상관관계식을 사용하였다.

2.3.2 압력손실

설계점 해석에서 압력손실은 설계조건을 적용한다. 탈설계

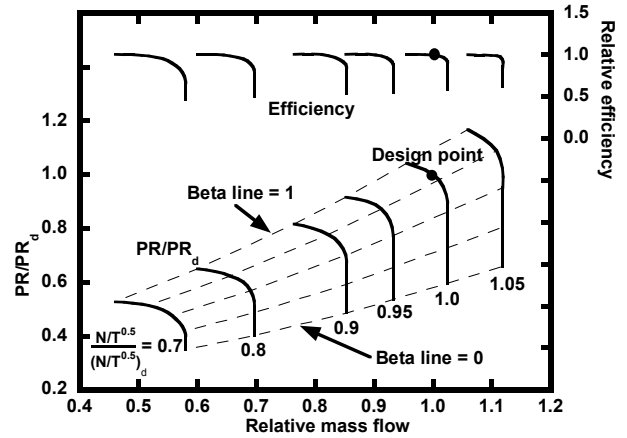


Fig. 3 Compressor performance map

해석에서 압력손실은 설계점에서의 압력강하 기준값을 이용하여 유량, 온도, 압력, 기체상수(R) 변화에 따라 탈설계 해석 조건에서의 압력손실 값이 결정되도록 모사하였다⁽¹¹⁾.

$$\frac{(\Delta P/P_{in})}{(\Delta P/P_{in})_d} = \frac{(\dot{m} \sqrt{T}/P_{in})^2_{in}}{(\dot{m} \sqrt{T}/P_{in})^2_{in,d}} \times \frac{R}{R_d} \quad (3)$$

2.3.3 압축기

설계점 해석에서 압축기의 압력비와 등엔트로피 효율은 설계조건을 적용하여 압축기 출구의 엔탈피를 결정한다. 출구 엔탈피를 이용하여 압축기 소모동력을 구할 수 있다.

$$\eta_{Comp} = \frac{h_{out,s} - h_{in}}{h_{out} - h_{in}} \quad (4)$$

$$\dot{W}_{Comp} = \dot{m}_{air} \times (h_{out} - h_{in}) \quad (5)$$

탈설계 해석의 경우 압축기 성능선도를 이용하여 터빈과의 매칭(Matching) 과정을 통해 작동점이 결정된다. 압축기 성능선도는 무차원화 하여 Fig. 3에 나타내었으며 성능선도상의 작동점을 찾기 위하여 임의의 축인 Beta line을 적용하였다.

특정 무차원 회전수 라인에서 압력비가 낮은 구간은 압력비가 낮아져도 유량이 변하지 않는다. 이러한 구간은 무차원 회전수가 높아질수록 넓어진다. 또한 이러한 구간에서는 무차원 회전수가 수직이므로 압력비를 찾을 수 없다. 따라서 Beta line이라는 임의의 선을 적용하여 각 작동점을 표현하였다⁽¹²⁾. Beta line은 회전수 선과 한 점에서 교차하기 때문에 성능선도를 읽을 때 모호성 문제가 해결된다. 성능 선도에서 작동점이 결정되면 압력비와 유량, 효율이 결정된다. 사용된 압축기와 터빈의 성능선도는 엔진의 개발이 완료되지 않아 성능이 유사한 마이크로 가스터빈의 성능선도를 스케일링(Scaling)하여 사용하였다.

2.3.4 연소기

연소 반응은 기본적으로는 완전 연소 반응(Complete reaction)으로 상정하고 모델링을 수행하였다. 연소기에 공급되는 연료는 사용자가 원하는 임의의 연료 성분을 사용할 수 있다. 임의의 연료에 대한 연소 반응은 행렬형태로 모사하였다^(13,14).

설계점의 연료량을 계산하기 위하여 설계조건의 터빈입구 온도(TIT)를 만족시키는 연료량을 계산하도록 모델링 하였다. 탈설계 해석에는 부분부하 운전방식에 따라 터빈입구 온도(TIT) 또는 터빈 출구온도(TET)가 일정하게 되는 연료량을 계산하도록 모델링 하였다.

2.3.5 터빈

설계점 해석에서 터빈 출구 덕트 및 열교환기 고온부의 압력손실을 고려하여 배기가스의 압력이 대기압과 동일하도록 팽창비를 계산한다. 계산된 터빈 출구 압력을 이용하여 가스가 등엔트로피 팽창할 때의 최대 출력을 계산한다. 그 다음 주어진 터빈의 등엔트로피 효율에 의해 터빈 출구 엔탈피와 실제 터빈의 출력이 결정된다. 이 과정의 관계식은 다음과 같다.

$$\eta_{Turb} = \frac{h_{in} - h_{out}}{h_{in} - h_{out,s}} \quad (6)$$

$$\dot{W}_{Turb} = \dot{m}_{gas} \times (h_{out} - h_{in}) \quad (7)$$

터빈의 탈설계 해석은 압축기의 탈설계 해석과 동일하게 터빈 성능선도와 임의의 축인 Beta line를 이용하여 매칭 과정을 통해 작동점을 결정하는 방법으로 진행된다. 터빈의 성능선도는 무차원화 하여 Fig. 4에 나타내었으며 성능선도에서 작동점이 결정되면 팽창비와 터빈효율이 결정된다.

성능해석이 완료된 후, 기계적 손실(Mechanical loss), 발전기 손실(Generator loss) 등을 고려하여 가스터빈 출력(System power), 열 효율(Thermal efficiency)을 다음과 같은 식으로 정의한다.

$$\dot{W}_{Net} = (\dot{W}_T - \dot{W}_C - \dot{W}_{ml}) \times \eta_{Gen} \quad (8)$$

$$\eta_{Net} = \frac{\dot{W}_{Net}}{(\dot{m} \times LHV)_{Fuel}} \quad (9)$$

하첨자 ml은 기계적인 손실을 의미하고 발전기(Gen)효율을 고려하였다.

2.3.6 열교환기

열교환기는 압축기 출구에서 연소기로 유입되는 압축공기를 예열 해주는 역할을 한다. 열교환기의 성능은 유용도(Effectiveness)로 정의 된다. 유용도는 온도뿐만 아니라

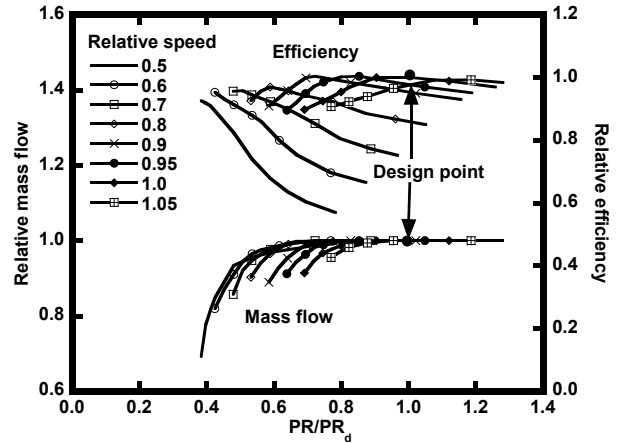


Fig. 4 Turbine performance map

양하게 정의된다⁽¹⁵⁾. 하지만 일반적으로 온도로 정의하기 때문에 본 연구에서는 온도로 정의한 유용도를 사용하였다.

$$\epsilon = \frac{T_{c,out} - T_{c,in}}{T_{h,in} - T_{c,in}} \quad (10)$$

설계점 계산에서 유용도는 설계조건을 적용한다. 탈설계 해석은 유용도-NTU법(Effectiveness-NTU method)을 이용하였고 다음과 같은 식으로 모사하였다^(16,17). 식 (11)에서의 지수(x)는 선행연구의 결과를 참고하였다⁽¹⁸⁾.

$$\frac{U}{U_d} = \left(\frac{\dot{m}}{m_d} \right)^x \quad (11)$$

$$\epsilon = f(NTU) \quad \text{where } NTU = \frac{A \times U}{(\dot{m} \times C_p)_{min}} \quad (12)$$

U는 총열전달계수를 의미하고 A는 열교환기의 면적을 의미한다.

3. 결과 및 논의

3.1. 프로그램 검증

프로그램 검증을 위하여 마이크로 가스터빈의 설계점 및 탈설계 해석 검증작업을 수행하였다. 탈설계 해석 시 필요한 압축기와 터빈의 성능선도는 Fig. 3과 Fig. 4를 사용하였다.

설계점 해석의 검증작업은 가스터빈 및 복합화력 발전 성능해석에 많이 사용되는 상용 프로그램인 GasTurb 9.0⁽¹⁹⁾, GateCycle 6.0⁽²⁰⁾과 HYSYS 7.2⁽²¹⁾로 수행하였다. Table 2에 연료의 조성비에 따른 각 프로그램에서의 저위발열량(LHV)을 나타내었다. GateCycle 6.0과 HYSYS 7.2의 경우 연료의 조성비를 사용자가 설정 할 수 있지만 GasTurb 9.0

Table 2 Natural gas properties

Component	Mole fraction(%)				
	In house code		GasTurb 9.0	GateCycle 6.0	HYSYS 7.2
	Ideal gas	REFPROP 9.1			
CH ₄	0.91332	0.91332	0.94030	0.91332	0.91332
C ₂ H ₆	0.05363	0.05363	0.05970	0.05363	0.05363
C ₃ H ₈	0.02143	0.02143	0	0.02143	0.02143
C ₄ H ₁₀	0.00942	0.00942	0	0.00942	0.00942
N ₂	0.00220	0.00220	0	0.00220	0.00220
Low heating value(kJ/kg)	49319.7	49305.8	49720.6	49303.0	49310.0

Table 3 Comparison of fuel flow rate and system performance without cooling air flow

Parameter	In house code		GasTurb 9.0	GateCycle 6.0	HYSYS 7.2
	Ideal gas	REFPROP 9.1			
Effectiveness	0.9	0.9	0.9035	0.9046	0.9
Fuel flow rate(kg/s)	0.01258	0.01225	0.01250	0.01249	0.01252
System power(kW)	227.1	228.8	227.7	228.6	228.0
Thermal efficiency(%)	36.6	37.0	36.9	37.1	36.9

의 경우 연료의 조성비가 고정되어 있다⁽¹⁹⁾. 연료의 조성비는 한국가스공사에서 공급하는 가스의 조성비를 사용하였다⁽²²⁾. 이상기체로 가정한 LHV값 보다 REFPROP 9.1을 사용한 LHV값이 GateCycle 6.0과 HYSYS 7.2의 LHV값과 0.01% 미만의 오차로 일치함을 확인하였다.

상용프로그램들과 개발된 프로그램의 성능 분석 결과와 식 (15)를 이용하여 유용도를 계산한 결과를 Table 3에 나타내었다. GasTurb 9.0과 GateCycle 6.0의 경우 유용도를 설계조건인 0.9로 설정하였으나 해석 결과는 0.9보다 증가하였다. 출력은 1% 미만, 효율은 최대 0.53% p 차이가 발생하였다.

Table 2와 Table 3의 결과로 이상기체로 가정하였을 때보다 REFPROP 9.1을 사용하는 경우가 상용프로그램의 결과와 유사하다. GasTurb 9.0의 경우 개발된 프로그램보다 LHV값이 높기 때문에 연료량이 적고, 유용도 정의 차이로 유용도 증가하였기 때문에 효율이 높다. GateCycle 6.0도 LHV값은 REFPROP 9.1을 사용한 프로그램의 결과와 거의 일치하지만 높은 유용도 때문에 효율이 높다.

부분부하 운전을 하기 위한 방법으로 공기유량을 최대로 유지하고 연료만으로 부하를 조절하는 방법인 최대 공기유량(Maximum air flow control)운전과 공기와 연료를 동시에 제어하는 공기유량 제어(Variable air flow)운전이 있다. 공기유량 제어운전에는 부하에 따라서 압축기의 입구 안내

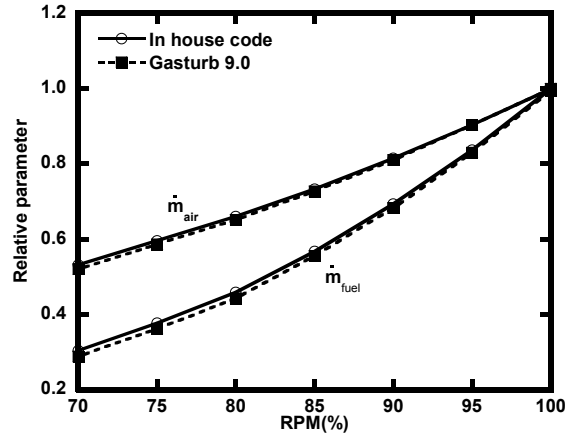


Fig. 5 Variation in air flow rate and fuel flow rate with speed (T_{amb}=15°C)

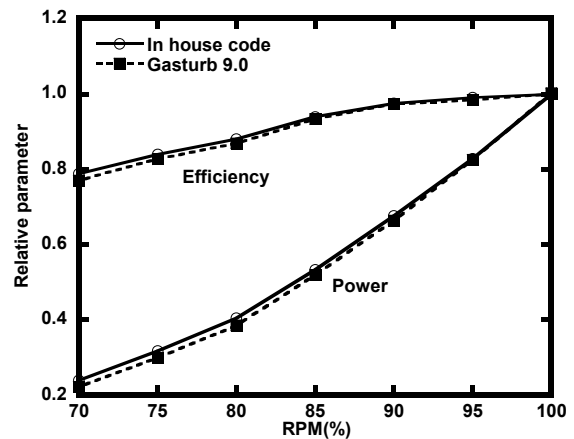


Fig. 6 Variation in power and efficiency with speed(T_{amb}=15°C)

깃(Inlet guide vane, IGV)의 개도를 조절하여 압축기로 유입되는 공기유량을 조절하는 방법과 회전수를 조절하는 방법인 가변회전수 운전방법이 있다^(4,23). 선행연구에 의하면 열회수 사이클의 경우에 최대 공기유량 운전보다 공기유량 제어운전이 터빈 출구온도가 높게 유지되어 부분부하 효율이 높다⁽²³⁾. 본 연구에 대상인 마이크로 가스터빈의 경우 입구 안내깃이 설치되어 있지 않고 터빈출구에서 열회수를 하기 때문에 터빈 출구온도를 높게 유지할 수 있는 가변회전수 운전방법을 사용하여 출력을 조절한다.

물성치의 경우 이상기체로 가정했을 경우보다 REFPROP 9.1을 사용한 경우가 상용프로그램의 결과와 더 비슷하다. 하지만 탈설계 해석이나 동특성 해석을 하게 되면 계산의 소요시간이 오래 걸리는 단점이 있다. 따라서 이후 수행하는 탈설계 해석은 물성치를 이상기체로 가정하고 해석을 수행하였다.

상용프로그램 중 GasTurb 9.0만이 압축기와 터빈의 성능선도를 이용하여 탈설계를 수행할 수 있기 때문에 탈설계 해석 검증작업은 GasTurb 9.0으로 수행하였다. GasTurb 9.0의 경우 열교환기의 탈설계 해석이 되지 않아 유용도가 설계

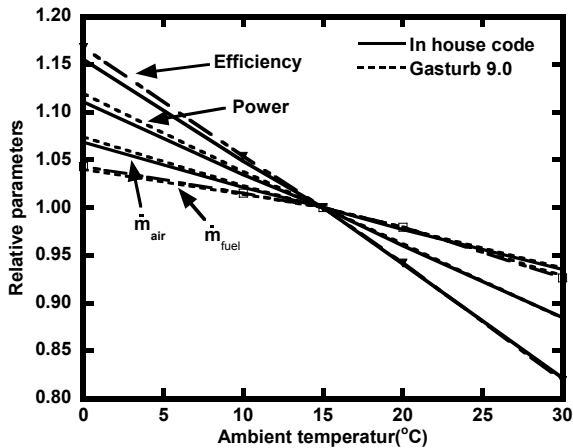


Fig. 7 Variation in full load performance with ambient temperature

조건인 0.9로 고정되어 계산된다. 따라서 개발된 프로그램의 열교환기의 유용도를 0.9로 고정 후 GasTurb 9.0의 성능 해석 결과와 검증하였다. Fig. 5는 대기조건이 15°C, 1기압상태에서 개발된 프로그램과 GasTurb 9.0의 회전수 변화에 따른 공기유량과 연료유량을 나타내었고 Fig. 6는 출력과 효율을 비교한 그래프이다. 모든 파라미터는 1% 오차범위로 일치함을 보였다.

외기온도의 변화는 압축기 입구로 유입되는 공기유량을 변화시켜 출력, 효율 및 TET에 영향을 준다. 설계조건인 40000RPM에서 대기온도 변화에 따른 탈설계 해석을 수행하였다. Fig. 7은 외기 온도에 변화에 따른 공기유량, 연료유량, 출력 및 효율을 나타내었다. 외기온도가 15°C보다 낮을 경우 압축기의 상대 무차원회전수가 1.0보다 증가하게 된다. 하지만 제공된 압축기 성능선도의 최대 무차원 회전수가 1.0인 관계로 외삽법을 이용하여 작동선(Operating line)을 생성하여 사용하였다. 15°C 이상의 온도에서는 개발된 프로그램과 상용프로그램이 0.2% 이내의 오차로 정확하지만 외삽법의 수치적인 오류로 인하여 15°C 이하의 온도에서는 상용프로그램과 오차가 발생한다. 넓은 운전범위의 압축기 및 터빈의 성능선도가 있다면 정확한 성능해석이 가능할 것으로 예상된다.

3.2. 터빈 냉각을 고려한 성능해석 검증

개발된 프로그램은 터빈의 냉각을 고려한 성능해석이 가능하다. 따라서 터빈 냉각을 고려한 설계점 해석을 수행하였다. 성능 해석 후 각 위치에서의 온도와 시스템 성능을 Table 4에 나타내었다. 다른 상용 프로그램에 비하여 GasTurb 9.0에서 연소가스와 냉각공기가 혼합된 기체의 온도(터빈입구 온도)가 약 10°C 정도 높다. 터빈입구온도의 차이가 발생하는 이유를 확인해본 결과, GateCycle 6.0과 HYSYS 7.2의 경우 터빈입구의 엔탈피를 계산할 때 압축기의 추기 유량과

Table 4 Comparison of fuel flow rate and system performance without cooling air flow

Parameter	In house code		GasTurb 9.0	GateCycle 6.0	HYSYS 7.2
	Ideal gas	REFPROP 9.1			
Compressor Inlet(°C)	15.0	15.0	15.0	15.0	15.0
Compressor Outlet(°C)	190.7	189.4	189.5	189.3	187.8
Recuperator Cold Inlet(°C)	627.9	628.9	636.7	631.2	627.7
Combustor Outlet(°C)	980.0	980.8	980.0	980.0	980.0
Turbine Inlet(°C)	962.1	962.0	971.7	962.1	961.9
Turbine Outlet(°C)	676.4	677.8	684.5	677.8	676.5
Recuperator Hot Inlet(°C)	676.4	677.8	684.5	677.8	676.5
Recuperator Hot Outlet(°C)	268.1	266.5	254.5	264.4	263.8
System power(kW)	220.2	221.9	224.4	221.7	221.1
Thermal efficiency(%)	35.1	35.5	36.8	35.6	35.5

연소기의 연소가스 엔탈피를 이용한다. 하지만 GasTurb 9.0의 경우 연소기의 연소가스와 열교환기 저온부의 출구 엔탈피를 이용하여 터빈입구의 엔탈피를 계산한다⁽¹⁸⁾. 상용 프로그램에서 터빈 입구의 엔탈피를 구하는 방식이 달라 터빈입구온도의 차이가 발생함을 확인하였다. 탈설계 해석의 경우 혼합과정에서 발생하는 온도차이가 시스템 성능의 영향을 미치는 것으로 확인되었다.

3.3. 재생사이클 열교환기 탈설계 해석

부분부하 운전 시 열교환기의 성능 변화로 인하여 시스템 효율이 달라지므로 정확한 시스템 성능해석을 위해서는 열교환기 탈설계 해석이 반드시 필요하다. 따라서 본 절에서 열교환기 탈설계 해석의 유무에 따른 결과를 비교하였다. Fig. 8과 Fig. 9는 열교환기 탈설계 유무에 따른 결과이다. 열교환기 탈설계가 고려되지 않은 계산을 Case 1, 탈설계가 고려된 계산을 Case 2로 정의 한다. Fig. 8은 회전수에 따른 열교환기의 저온부 및 고온부의 출구 온도와 유용도를 나타낸 그래프이다. Case 2의 경우 회전수가 감소함에 따라 유용도가 증가함을 알 수 있다. 유용도가 증가하는 이유는 식(12)에서 회전수가 감소함에 따라 압축기 입구 유량이 감소하여 총열전달 계수(Overall heat transfer coefficient)가 감소하게 되고 이에 따라 NTU도 감소한다. NTU가 감소하면 결

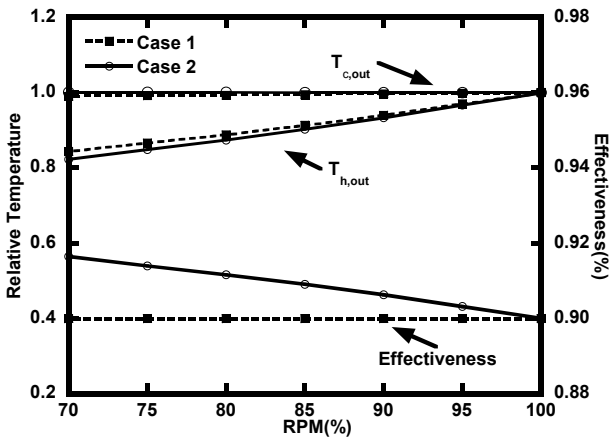


Fig. 8 Variation in effectiveness and recuperator exit temperature with speed($T_{amb}=15^{\circ}C$)

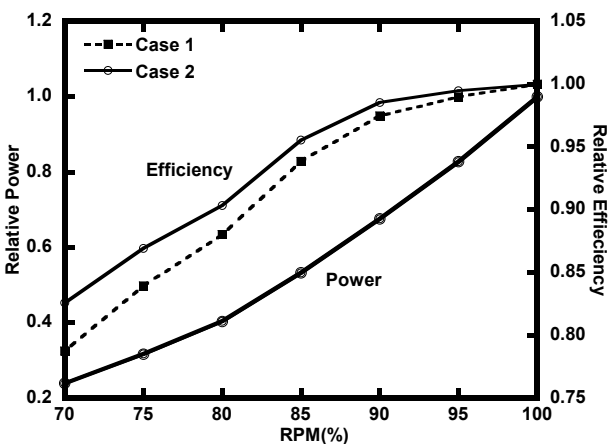


Fig. 9 Variation in effectiveness and recuperator exit temperature with speed($T_{amb}=15^{\circ}C$)

과적으로 유용도는 증가하게 된다. 유용도의 증가로 저온부를 통과하는 압축공기의 온도가 Case 1보다 증가하고 고온부를 통과하는 배기가스의 온도는 감소한 것을 알 수 있다.

Fig. 9는 출력과 효율을 나타내었다. 출력의 경우 탈설계 유무와 관계없이 거의 일치하지만 효율의 경우 회전수가 감소할수록 Case 2의 효율이 더 높은 것을 알 수 있다. 열교환기 탈설계 시 저온부를 통과하는 공기의 온도가 증가하여 연소기에 공급되는 연료량이 감소하기 때문이다. 출력은 오차 범위 0.1% 범위에서 거의 일치함을 확인 하였고 효율은 회전수가 감소할수록 오차가 증가하였다. 회전수가 감소할수록 효율의 차이가 증가하므로 재생사이클의 정확한 성능해석을 하기 위하여 열교환기의 탈설계 해석을 고려해야 한다.

4. 결론

마이크로 가스터빈의 정상상태 성능해석 프로그램을 개발하였다. 이미 가스터빈 정상상태 성능해석이 가능한 다양한

프로그램이 존재한다. 하지만 사용자가 내부 소스코드를 볼 수 없을 뿐만 아니라 수정도 불가능하다. 또한 상용 프로그램에서 제공되는 기능만 사용이 가능하기 때문에 다양한 가스터빈 시스템 해석에 어려움이 있다. 본 연구에서는 이러한 어려움을 해결하고자 가스터빈 정상상태 해석이 가능한 In-house code를 개발하였다. 한편 가스터빈의 시간변화에 따른 과도 운전 해석을 지원하는 상용소프트웨어는 정상상태 해석 소프트웨어에 비하여 월등히 적다. 본 연구를 통하여 얻은 정상상태 프로그램은 향후 마이크로 가스터빈, 나아가 일반 가스터빈의 동특성 해석 프로그램 개발의 기반이 되어 엔진 개발업무를 지원할 수 있을 것으로 예상된다.

본 연구에서 개발된 프로그램은 넓은 운전범위와 외기 온도 조건에서 수치적인 문제없이 해석이 가능하다. 개발된 프로그램으로 설계점 해석 및 탈설계 해석을 수행한 결과를 상용프로그램과 비교하였을 때 정확도가 높다. 비록 GasTurb 9.0에서 연소가스와 2차 공기의 혼합과정 모델링이 달라 효율의 차이가 발생하지만 오차범위 1% 미만의 정확도로 일치하여 유용하게 사용될 수 있을 것으로 판단된다.

재생사이클에서 열교환기 탈설계 해석을 수행한 결과 회전수가 감소함에 따라 유용도가 증가한다. 유용도의 증가로 인하여 시스템 효율이 증가하게 되기 때문에 재생사이클 탈설계 해석 시 열교환기의 탈설계 해석이 고려되어야 한다.

후 기

본 논문은 2014년도 산업통상자원부의 재원으로 한국에너지기술평가원(KETEP)의 지원을 받아 수행한 연구과제입니다(NO. 20142010102780).

References

- (1) Borbely, A. M. and Kreider, J. F., 2001, Distributed Generation : The Power Paradigm for the New Millennium, CRC Press, pp. 119~150.
- (2) Shin, H. D., Kang, D. W., Kim, T. S., Choi, M. K. and Park, P. J., 2012, "Design parameter sensitivity analysis of a 200 kW class micro gas turbine system," Journal of Fluid Machinery, Vol. 15, No. 6.
- (3) 박진형, 2011, "200 kW급 마이크로 가스터빈 열병합발전 시스템 상용화," 2011 유체기계학회 연구개발 발표회 논문집, pp. 491~494.
- (4) Kim, J. H., Kang, D. W. and Kim, T. S., 2013, "Analysis of Operating Characteristics of 200kW Class Micro Gas Turbine," Trans. Korean Soc. Mech. Eng. B, Vol. 37, No. 11, pp. 1015~1022.
- (5) 김민재 · 김동섭, 2014, "마이크로 가스터빈 내부누설에 의한 성능 민감도," 2014 한국유체기계학회 학술대회 초록집, pp. 265~266.

- (6) MathWorks, MATLAB ver R2010b; 2010.
- (7) NATO RESEARCH AND TECHNOLOGY ORGANIZATION, 2002, "Performance Prediction and Simulation of Gas Turbine Engine Operation."
- (8) NIST, REFPROP ver. 9.1, 2013.
- (9) Sonntag, R. E. and Van Wylen, G. J., 1991, Introduction to thermodynamics. 3rd ed., John Wiley & Sons, pp. 729~730.
- (10) Moran, M. J., Shapiro, H. N., Boettner, D. D. and Bailey, M. B., 2012, Principles of engineering Thermodynamics, 7th ed., New York: John Wiley & Sons.
- (11) Saravanamuttoo, H. I. H., Rogers, G. F. C. and Cohen, H., 2001, Gas turbine theory, 5th ed., Prentice Hall, pp. 275~276.
- (12) Philip, P. W. and Paul, F., 1998, Gas Turbine Performance, Blackwell Science, pp. 168~169.
- (13) Turns, S. R., 2000, An introduction to combustion : concept and applications, 2nd ed., U.S.A: MaGraw- Hill international editions.
- (14) Lee, J. J., Kang, D. W. and Kim, T. S., 2011, "Development of a gas turbine performance analysis program and its application," Energy, Vol. 36, pp. 5274~5285.
- (15) Narayan, G. P., Mistry, K. H., Sharqawy, M. H., Zubair, S. M. and Lienhard, J. H., 2010, "Energy Effectiveness of Simultaneous Heat and Mass Exchange Devices," Frontiers in Heat and Mass Transfer.
- (16) Kays, W. M. and London, A. L., 1998, Compact heat exchangers, 3rd ed., Krieger Publishing Company, pp. 19~24.
- (17) Erbes, M. R. and Gay, R. R., 1989, "Gate/Cycle Predictions of the off-design performance of combined-cycle power plants," ASME Winter Annual Meeting, Vol. 124, pp. 43~51.
- (18) Kim, T. S. and Hwang, S. H., 2006, "Part load performance analysis of recuperated gas turbine considering engine configuration and operation strategy," Energy, Vol. 31, pp. 260~277.
- (19) GasTurb GmbH, GasTurb ver. 9.0, 2001.
- (20) GE-Energy, GateCycle ver. 6.0, 2006.
- (21) aspentech, Aspen HYSYS ver. 7.2, 2010.
- (22) <http://www.kogas.or.kr/>
- (23) Hwang, S. H. and Kim, T. S., 2004, "Performance Characteristics for Off-design Operation of Micro Gas Turbines," Journal of Fluid Machinery, Vol. 7, No. 3.