흡수식 칠러를 장착한 마이크로터빈 구동 열병합시스템의 성능 해석

윤 린†, 한 승 동
한밭대학교 기계공학과

Performance Analysis of Microturbine CHP System with Absorption Chiller

Rin Yun†, Seungdong Han
Department of Mechanical Engineering, Hanbat National University, Daejeon 305-719, Korea

(Received February 1, 2008; revision received June 16, 2008)

ABSTRACT: The performance of a microturbine CHP system equipped with an absorption chiller was analyzed by modeling it. The microturbine with recuperator was simulated with the Brayton cycle model. The mass flow rate and available heat energy of the exhaust gas from the microturbine were simulated. These results were utilized as input values for the generator of the absorption chiller. The absorption chiller is a single-effect air cooled type with a solution heat exchanger. The heat input into the generator was proportional to the heat transfer rate and the UA values of the heat exchangers of the absorption chiller. Furthermore, the COP of the absorption chiller increased with respect to an increase of the heat input into the generator, under the sufficient evaporator capacity condition. When the capacity of the CHP system increased from 30 to 60 kW, the mass flow rate of the LiBr for the absorption chiller doubled, and the UA values for evaporator and condenser increased by factors of x3.9 and x3.4, respectively, under the same COP condition.

Key words: CHP(열병합발전), Microturbine(마이크로터빈), Absorption chiller(흡수식 냉동기), Trigeneration(트라이제너레이션)

기 호 설 명

h	: 엔탈피, [kJ/kg]
m	: 질량유량, [kg/s]
Q	: 열전달량, [kJ]
T	: 온도, [℃]
UA	: 총괄열전달계수, [kJ/℃]
x	: 농도, [%]

하첨자

a	: 흡수기
e	: 증발기
c	: 응축기
gen	: 발생기
hx	: 열교환기

1. 서 론

International Energy Agency(IEA, 2002)[1]에 따르면 2030년까지 CHP 형태의 발전시스템이 완만

† Corresponding author
Tel.: +82-42-821-1732; fax: +82-42-821-1587
E-mail address: yunrin@hanbat.ac.kr

하게 상승할 것으로 예측하였다. CHP 시스템은 기존 발전효율을 30% 정도 향상시키고, CO_2 배출량을 45% 이상 감소시키며 전체 시스템 효율을 80%까지 얻을 수 있다고 알려져 있다.[2] 이와 같은 열병합 시스템은 과거 동력원을 원거리 발전소에 의존하던 시스템과는 달리 최종 수요자와 동일한 부지에 건설되어 보다 에너지효율적인 시스템을 구축할 것으로 예상된다. 이 같은 에너지의 활용을 에너지 사용의 통합화 혹은 집적화라고 하는데, 보다 적은 에너지원을 사용할 뿐 아니라 이에 따른 CO_2의 발생도 적어서 앞으로 에너지 사용에 있어서 추구해야 할 방향이다. 에너지 활용의 통합화는 수백 MW이상의 동력을 필요로 하는 산업플랜트에서 백 kW이하의 소·중대형건물, 대형 수퍼마켓, 병원 등까지 적용할 수 있는데, 이 같은 백 kW이하 목적으로 CHP 기술이 마이크로터빈 기술의 발달과 더불어 활발히 연구되고 있다. 특히, 미국 대형 수퍼마켓의 경우 마이크로터빈을 통해 전력을 생산하고 발전 시 발생하는 배열을 이용하여 흡수식 냉동기를 가동시키는 Trigeneration을 구축하여 식품의 가공 및 보관에 본 시스템의 활용을 적극 검토하고 있고 일부 대형할인매장에서는 이미 Trigeneration을 사용하고 있다.[3] 특히, 소형 CHP시스템은 천연가스를 사용하기 때문에 앞으로의 고유가에 대비할 수 있는 장점도 가지고 있다. 우리나라의 경우에는 몇몇 회사에서 소형 CHP 시스템을 연구개발하고 있는데 아직 에너지 통합화 단계라고는 말 할 수 없고 배열과 보일러를 이용한 난방에 적용을 시도하고 있다. 또한, 미국이나 유럽에 비해 우리나라의 전기료와 천연가스의 요금이 비교적 저렴해서 초기 투자비와 비교할 때 마이크로터빈-CHP 시스템의 설치가 활성화되지 않고 있다.[4] 그러나 국내 여름철의 급격한 전력부하 상승은 냉방부하증가에 따른 냉방기 사용에 기인하기 때문에 전력생산과 냉방부하를 동시에 충당하는 본 Trigeneration은 국내 전력수급 안정에 큰 기여를 할 것이다.

Choi et al.[5]은 30 kW급 마이크로가스터빈과 13 USRT급 배가스흡수식 냉온수기를 이용하여 마이크로가스터빈의 부하변동에 따른 가스터빈의 성능변화와 냉온수기의 냉·난방능력의 변화를 고찰하였다. Hwang[3]은 마이크로터빈의 배열을 이용해 흡수식 냉동기를 작동하고 이 때 얻어지는 냉동 능력으로 냉동시스템의 과냉도를 높이고 응축기 입구공기의 온도를 낮추어 냉동시스템의 효율을 향상시키는 연구를 진행하였다. 본 연구에서는 현재 Capston사에서 개발한 30 kW와 60 kW급 마이크로터빈을[6] 적용할 때 흡수식 시스템의 발생기로 공급되는 열량이 크게 달라지는데, 이 열량의 변화에 따른 흡수식 시스템의 변화와, 각 발전용량에 따른 흡수식 칠러의 운전조건과 열교환기의 설계값을 제시하고자 한다. 특히 본 연구에서는 응축기와 흡수기의 열교환기로서 공랭식을 적용하였는데, 일반적으로 사용되는 수냉식과 비교할 때 냉각탑에 관련된 유지 및 보수 그리고 세균관련 문제를 해결할 수 있는 방면에 외기온도가 높을 때 흡수기의 온도상승으로 결정화가 발생할 가능성이 높다는 문제가 있다. 현재 공랭식 사용과 관련하여 고효율 열교환기의 적용, 화학적 첨가물 투입(2-Ethyl Hexanol), 그리고 배가스 온도조절 등 다양한 능동적인 결정화 방지 기술이 마이크로터빈 배가스이용 흡수식 시스템과 관련하여 개발되고 있다.[7]

2. CHP시스템 모델링

2.1 마이크로터빈의 모델링

마이크로터빈의 모델링은 EES(Engineering Equation Solver)[8]를 이용하여 수행하였고, 브레이튼(Brayton)사이클을 따랐다.[9] Fig. 1은 마이크로터빈의 구성을 나타낸다. 마이크로터빈은 크게 압축기, 연소기, 터빈, 그리고 재생기(recuperator)로 구성된다. Table 1은 Capston사의 60 kW급 마이크로터빈의 기본 사양을 나타낸다. 여기서 연소기로의 열공급량과 재생기에서의 열교환량은 60 kW급 마이크로터빈의 작동조건 중 대표적인 값을 나타냈다. Fig. 2는 60 kW급 마이크로터빈의 운전과정을 T-s선도에 나타낸다. 연소기로 유입되는 공

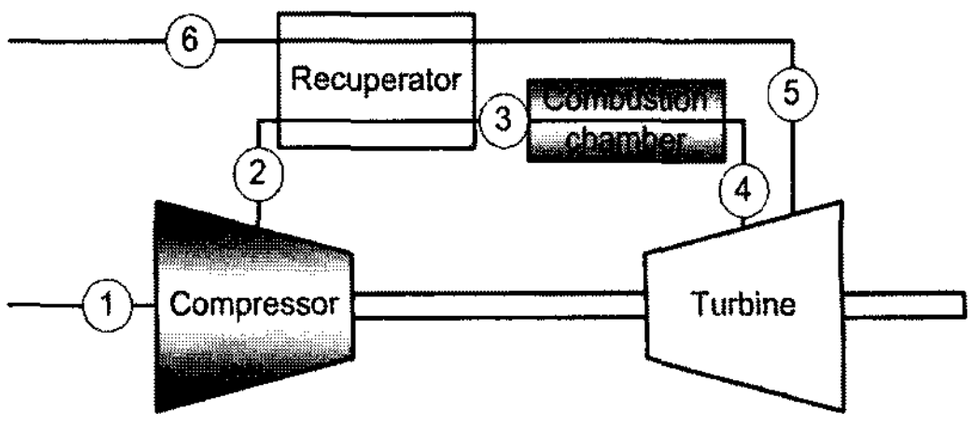

Fig. 1 Schematic of microturbine.

Table 1 Specifications of the 60 kW microturbine

Descriptions	Values
Compressor pressure ratio	4.1
Exhaust flow rate	0.5 kg/s
Compressor efficiency	0.95
Turbine efficiency	0.95
Generator efficiency	0.94
Heat input to combustion chamber	310 kW
Heat exchange rate of recuperator	134 kW

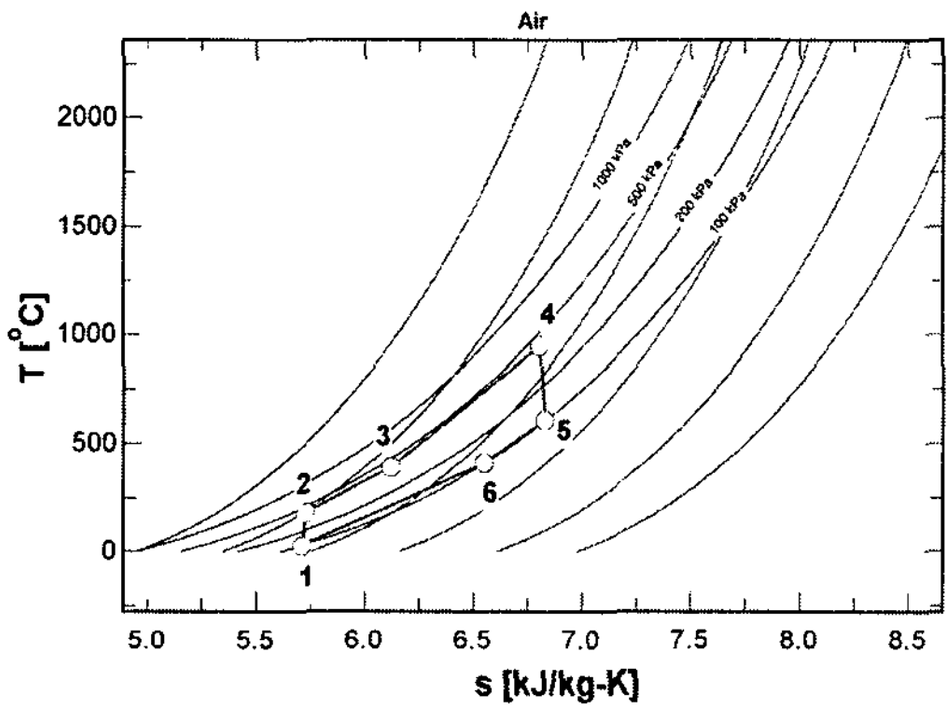

Fig. 2 T-s diagram for the 60 kW microturbine.

기를 예열하기 위해 재생기를 사용하였는데, 위의 T-s선도에서는 2-3과정 그리고 5-6과정에서 서로 열교환하게 된다. 해석에 있어 3점과 4점은 변수로 설정하였고 이를 구하기 위해 압축기 입구 공기 온도, 재생기의 열량, 그리고 연소기에 공급되는 열량은 입력값으로 처리하였다. 전체 CHP 시스템의 모델링에서 흡수식 칠러의 발생기로 유입되는 열량은 6-1과정의 엔탈피 변화와 흡수식 냉동기의 발생기 내 열교환기 효율을 고려하여 열량(Q_{gen})을 계산하였다. 한편, 연소가스의 재생기 입구온도, 연소가스의 질량유량도 함께 계산하였다.

2.2 흡수식 냉동기의 모델링

Fig. 3은 CHP 시스템의 흡수식 냉동기를 나타낸다. 흡수식 냉동기의 모델링 순서는 고압측인 발생기와 응축기를 계산한 후 증발기, 중간 열교환기(solution heat exchanger), 그리고 흡수기 순

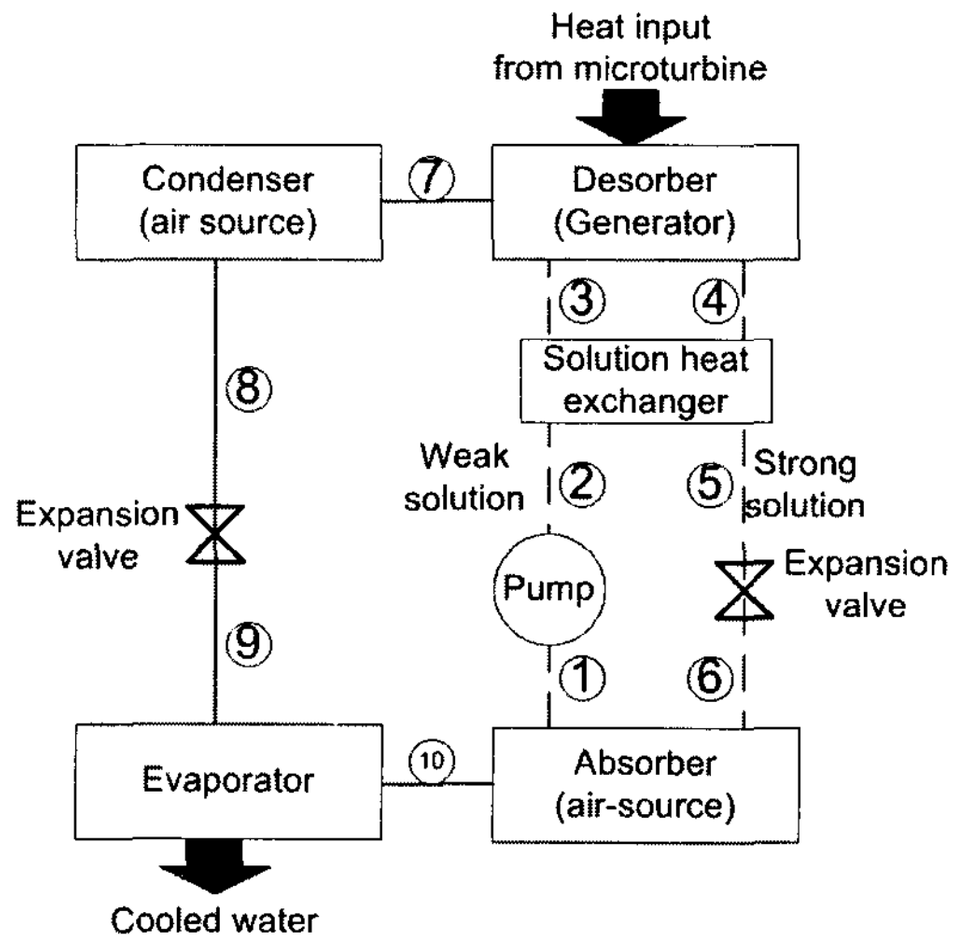

Fig. 3 Schematic of absorption chiller.

Table 2 Input and output values of the absorption chiller simulation

Components	Inputs	Results
Generator & Condenser	◦ UA_g, P_2, T_3, x_3, m_1 ◦ Mass flow rate and inlet and outlet temperature of the exhaust gas at generator ◦ Mass flow rate and temperature of inlet air at condenser	T_4, x_4 h_4 T_7 h_7 Q_c UA_c
Evaporator	◦ P_9 ◦ Mass flow rate and temperature of inlet water at evaporator	Q_e UA_e
Solution HX	◦ Q_{hx}	h_2, h_5 UA_{hx}
Absorber	◦ Mass flow rate and temperature of inlet air at absorber	Q_a UA_a

으로 진행하였다. Table 2는 흡수식 냉동기의 각 요소를 모델링할 때 필요한 가정값들과 각 요소에서의 결과값을 나타낸다. 발생기와 응축기의 경우에는 고압측의 압력과, 발생기로 들어가는 LiBr 수용액의 온도와 농도, 질량유량, 그리고 발생기의 UA값을 가정하였다. 또한 마이크로터빈에서 나오는 배열의 유량과 발생기 입·출구 온도, 응축기의 공기 입구온도도 가정하였다. 증발기의 경우에는 저압측 압력과 냉각되는 물의 유량과 입구온도를 가정하였다. 흡수기는 공기의 유량과 입

Table 3 Assumptions for the thermodynamic states and processes of the working fluid across the absorption chiller

Components	Assumptions
Generator & Condenser	Saturated liquid water at point 8 under P2
Expansion valve	Constant enthalpy process from point 8 to 9
Pump	Constant enthalpy process from point 5 to 6

구온도를, 중간 열교환기의 경우는 열교환 열량을 가정하였다. Table 3은 LiBr 수용액과 냉매의 상태, 펌프 및 팽창장치에서의 등엔탈피에 대한 가정을 나타낸다. LiBr 수용액의 물성은 ASHRAE fundamentals[10]에 따라 계산을 수행하였다.

3. 결과 및 고찰

흡수식 냉동기를 장착한 마이크로터빈 CHP 시스템에 있어서 중요한 설계변수는 마이크로터빈으로부터 나오는 배열을 이용하여 구동하는 흡수식 냉동기의 설계변수를 결정하는 일이다. 마이크로터빈의 경우 정격운전뿐 아니라 부분부하상태에서도 운전되며, 이에 따른 배열 또한 다양한 목적으로 쓰이기 때문에, 실제 흡수식 냉동기의 발생기로 들어가는 열량에 따른 시스템의 성능변화와 열교환기의 UA값을 고찰해 보는 것은 매우 중요하다고 할 수 있다. 다음은 흡수식 냉동기의 발생기에서 연소가스(공기)의 입구온도 변화에 따른 다양한 운전변수의 변화를 나타낸다. 연소가스의 입구온도변화는 Q_{gen}의 변화를 의미하며, 마이크로터빈에서 배출되는 배열의 변화에 따른 흡수식 시스템의 운전변화를 살펴본 것과 동일하다. Fig. 4는 발생기로 들어오는 마이크로터빈 배기가스의 온도변화에 따른 흡수식 냉동기의 작동유체의 농도 x_3과 x_4의 변화를 나타낸다. Table 2에 나타낸 바와 같이 발생기 내의 온도, 압력, 농도, 유량 및 UA_{gen}을 고정한 상태에서 계산을 수행하였기 때문에 x_3의 농도는 변하지 않는다. 발생기에 들어오는 열량이 증가할수록 LiBr 수용액의 냉매증발량이 증가하여 x_4의 농도가 진해지는 과정이 잘 나타나고 있다. x_4의 농도가 진해질 수록 LiBr 수용액의 결정화가 발생할 수 있는 확률이 높아지나 본 해석은 결정화가 발생하지 않는 조건에서 수행하였고 결정화 발생 확률이 가장 높은 흡수식 입구의 결정여유는 3.5%다. Fig. 5는 배기가스의 온도 증가에 따른 발생기 내 작동유체의 질량유량의 변화를 나타낸다. 질량유량 m_6는 발생기로의 열량증가로 인한 냉매유량 m_7의 증가로 인해 감소하게 된다. Fig. 6은 발생기의 열량증가에 따른 각 열교환기의 열교환량의 변화를 나타낸다. 배기가스 온도증가에 따른 발생기에서의 열량증가로 인해 냉매유량 m_7이 증가하게 되고, 따라서 응축기와 증발기, 그리고 흡수기의 열교환량도 각각 이에 비례하여 증가하였다. 실제 실험결과를 살펴볼 때 배열부하의 증가에 따라 난방능력도 선형적으로 증가함을 볼 수 있다.[5] Fig.

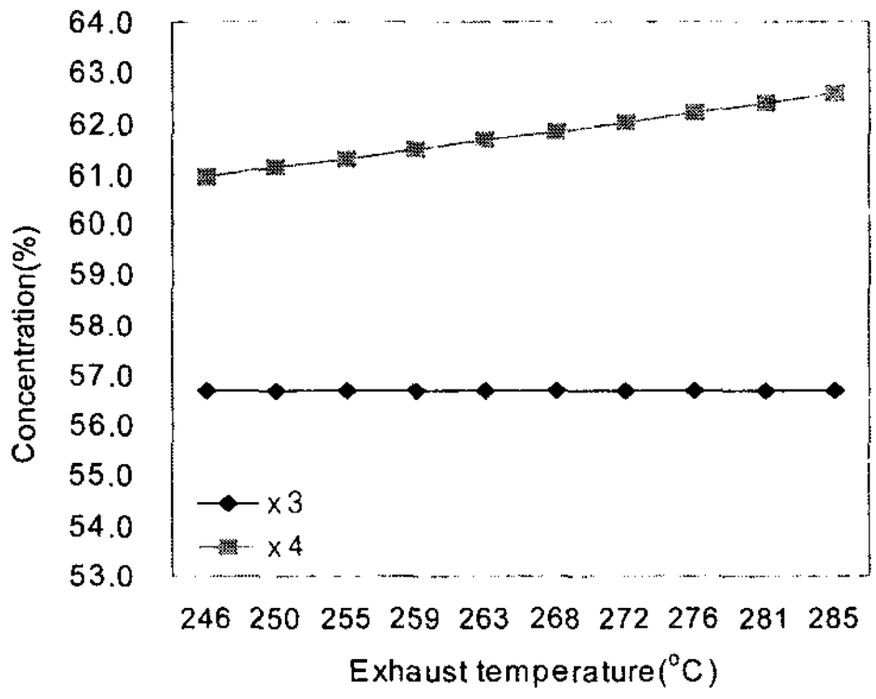

Fig. 4 Effects of exhaust temperature on the concentration of LiBr solution of the absorption chiller.

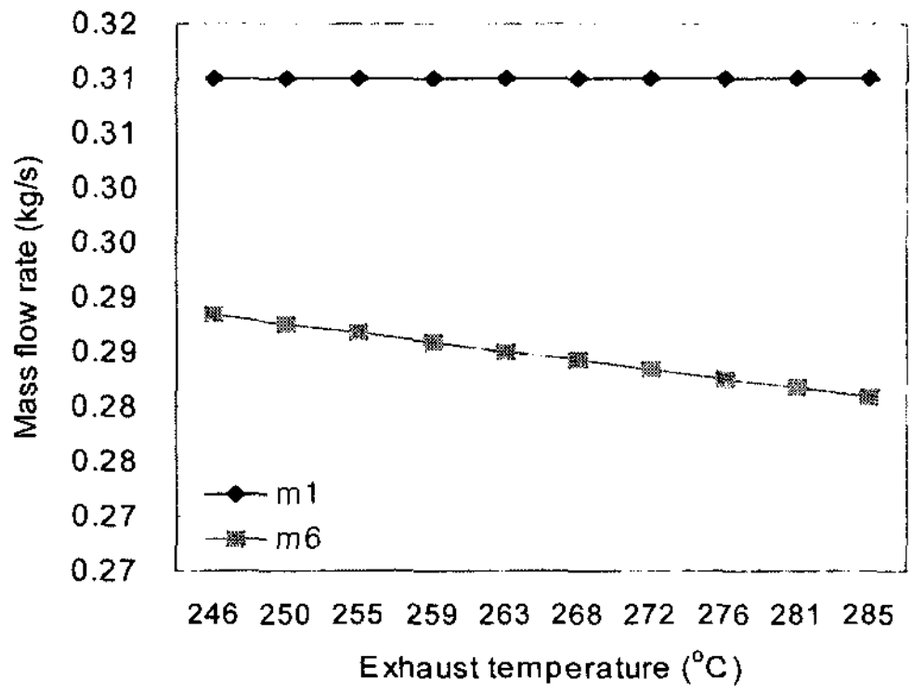

Fig. 5 Effects of exhaust temperature on the mass flow rate of the LiBr solution of the absorption chiller.

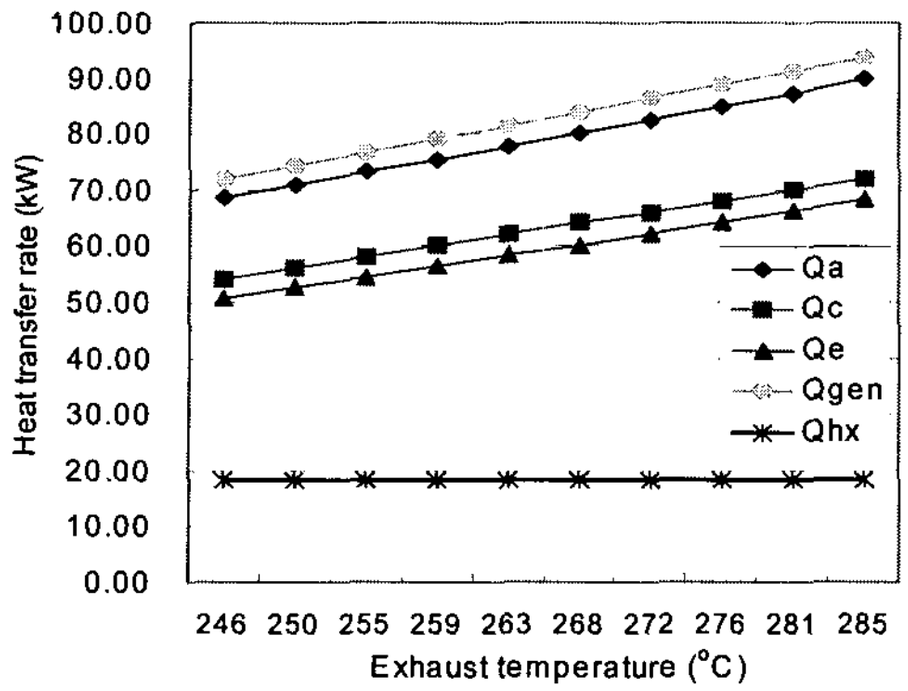

Fig. 6 Effects of exhaust temperature on the heat transfer rate of the heat exchangers of the absorption chiller.

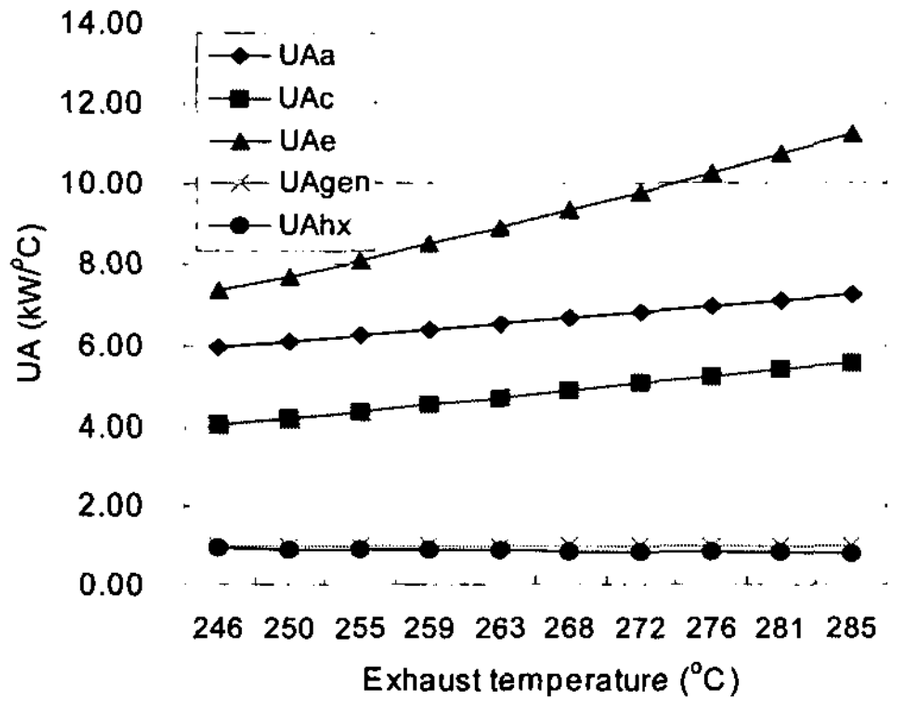

Fig. 7 Effects of exhaust temperature on the overall heat transfer coefficient of the heat exchangers of the absorption chiller.

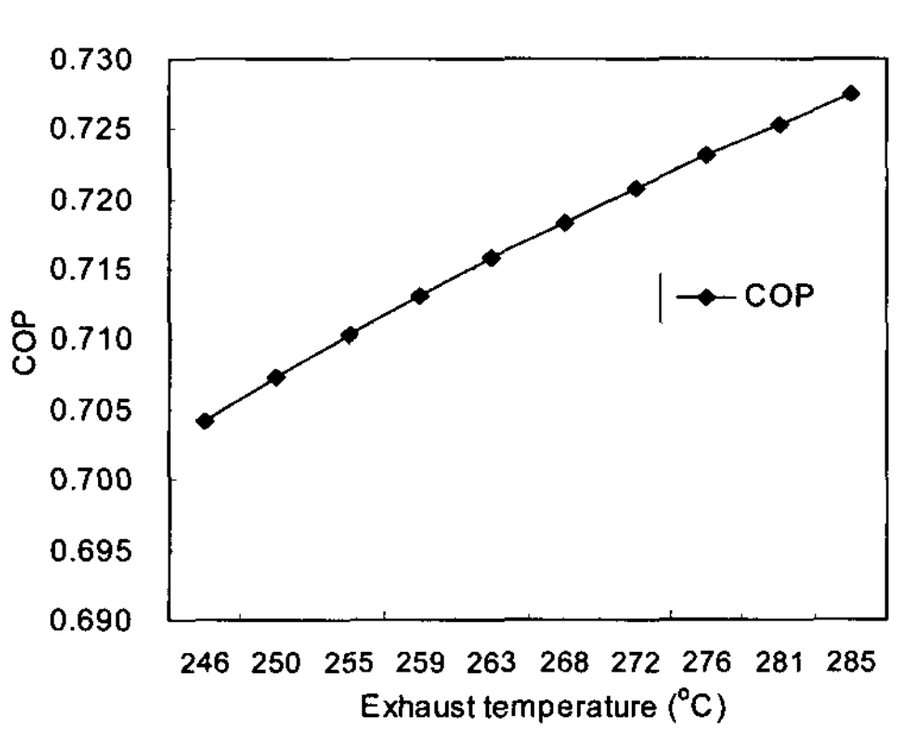

Fig. 8 Effects of exhaust temperature on the COP of the absorption chiller.

7은 열교환기의 UA값을 나타낸다. UA_{gen}는 고정된 값을 사용하였고, 흡수기, 증발기, 그리고 응축기의 UA값은 열교환량의 증가와 함께 같이 증가하고 있는데 이는 LiBr 수용액 또는 냉매와 열교환하는 공기 혹은 물의 LMTD가 흡수식 냉동기의 운전 조건에 의해 어느 정도 고정되기 때문이다. 이 결과는 실제 마이크로터빈의 용량에 따른 열교환기의 크기를 결정하는데 기본 자료를 제공할 것이다.

위 흡수식 시스템의 COP는 Q_e/Q_{gen}로 정의하는데 Q_{gen}의 증가에 따라 Fig. 8과 같이 COP가 증가하는 경향이 나타났다. 이는 증발부에서 Q_{gen}의 증가에 따른 냉매유량의 증가를 모두 포화액상에서 포화기체로 바꿀 수 있는 충분한 크기의 열교환기의 조건에서 가능하다. Table 4는 마이크로터빈의 용량이 30 kW에서 60 kW로 증가하였을 때 동일한 COP조건에서 흡수식 냉동기의 설계조건을 나타낸다. LiBr 수용액의 총 질량유량은 0.5에서 1로 증가하였는데, 이는 흡수식 시스템의 용량증가를 가져올 뿐 아니라, 유량이 작을 경우 Q_{gen}의 증가로 인해 LiBr의 농도가 증가하게 되고 이는 결정화를 가져오기 때문에 이를 방지할 수 있다. Q_{gen}은 60 kW의 경우 30 kW급 마이크로터빈에 비해 2배 정도 증가하였고, 이에 따라 응축기, 증발기, 그리고 흡수기의 열량도 2배 정도 비례하여 증가하였다. 흡수식 열교환기 설계를 위해

Table 4 Comparison of the capacities of absorption chillers utilized for the 30 kW and the 60 kW microturbine

Design parameters	CHP system of 30 kW	CHP system of 60 kW
m_1 (kg/s)	0.5	1
Qa (kW)	77.64	152.1
Qc (kW)	56.55	112.5
Qg (kW)	79.8	156.3
Qhx (kW)	18.3	18.3
Qe (kW)	54.4	108.3
UAa (kW/K)	5.25	17.59
UAc (kW/K)	4.23	9.53
UAe (kW/K)	8.07	31.6
UAg (kW/K)	0.96	0.96
UAhx (kW/K)	1.01	1.05
COP	0.68	0.69

각 열교환기의 UA값도 함께 나타냈다. 증발기의 경우 60 kW의 경우 30 kW에 비해 3.9배 정도 증가하였고, 응축기는 2.3배, 그리고 흡수기의 경우는 3.4배 증가하였다.

4. 결 론

본 연구를 통해 흡수식 냉동기를 장착한 마이크로터빈 구동 CHP 시스템의 용량변화에 따른 흡수식 냉동기의 운전변화와 이에 따른 열교환기의 설계조건을 30 kW와 60 kW급의 마이크로터빈에 대해 제시하였다. 이에 대한 구체적인 내용은 다음과 같다.

(1) Q_{gen}의 증가에 따라 흡수식 냉동기의 각 열교환기의 열전달량은 비례하여 증가하였고, 이에 따라 열교환기의 UA값도 함께 증가하였다.
(2) Q_{gen}의 증가에 따라 증발기의 용량이 충분한 경우 시스템의 COP도 함께 증가하였다.
(3) 마이크로터빈에 장착한 흡수식 칠러의 질량유량은 동일한 COP 조건에서 터빈의 용량이 30 kW에서 60 kW로 증가할 때 2배가 되었으며, 이에 따라 UA값은 증발기의 경우는 3.9배, 응축기는 2.3배, 그리고 흡수기의 경우는 3.4배 증가하였다.

참고문헌

1. IES, World energy outlook, 2002.
2. Cho, K., 2002, Absorption and CHP Systems, Proceedings of SAREK 2002 Summer Annual Conference, pp. 1561-1566.
3. Hwang, Y., 2004, Potential energy benefits of integrated refrigeration system with micro-turbine and absorption chiller, International Journal of Refrigeration, Vol. 27, pp. 816-829.
4. Yun R., 2008, Economic Analysis of CHP System for Building by CHP Capacity Optimizer, Korean Journal of Air-Conditioning and Refrigeration Engineering, Vol. 20, No. 5, pp. 321-326.
5. Choi, K, Sohn, W., Kim, H., Rhim, S, Hur, K., 2006, Effect of the exhaust heat from micro gas turbine on the performance characteristics of the absorption chiller, Korean Journal of Air-Conditioning and Refrigeration Engineering, Vol. 18, No. 2, pp. 158-162.
6. www.capstoneturbine.com
7. Liao, X, 2004, The development of an air-cooled absorption chiller concept and ITs integration in CHP systems, Ph.D thesis, University of Maryland, College park, USA.
8. Klein, S.A., 2006, Engineering Equation Solver user manual.
9. Marantan, A., 2002, Optimization of integrated microturbine and absorption chiller systems in CHP for buildings applications, Ph.D thesis, University of Maryland, College park, USA.
10. ASHRAE Fundamentals 2001, 20.66, 20.67