

지역냉방 적용을 위한 LNG냉열 장거리 수송용 제 2종 흡수식 시스템

조 영 경, 김 진 경, 오 민 규, 강 용 태[†]
경희대학교 기계공학과, [†] 경희대학교 기계산업시스템공학부

Type 2 Absorption Cycle to Transport Energy in the Long Distance for District Cooling Application

Young Kyong Cho, Jin-Kyeong Kim, Min Kyu Oh, Yong Tae Kang[†]

Department of Mechanical Engineering, Kyung Hee University, Yong In, Gyeong-gi 449-701, Korea

*[†]School of Mechanical and Industrial Systems Engineering, Kyung Hee University, Yong In,
Gyeong-gi 449-701, Korea*

(Received August 9, 2004 ; revision received January 12, 2005)

ABSTRACT: The objective of this paper is to develop a new energy transport system for district cooling application by using type 2 absorption cycle. Cold energy from the LNG storage system is utilized as the cooling source of the condenser and the rectifier. The pressures of the system, UAs of the evaporator and the desorber, and the inlet temperatures of the refrigerant to each component are considered as the key parameters. The results show that UA of the evaporator is more dominant parameter on COP than that of the desorber and the optimum system pressure for the demand side is estimated as 525 kPa. For the present system, it is recommended that the refrigerant inlet temperature of the evaporator be lower than 4.3°C for long-distance transportation. It is concluded that the cold energy from the LNG storage system can be effectively applied to the long-distance transportation system for district cooling application with the type 2 absorption cycle. The optimum operation conditions are also predicted from the parametric analysis.

Key Words: Type 2 absorption system(2종 흡수식 시스템), Solution transportation absorption system(STA, 용액 수송형 흡수식 시스템), District cooling(지역냉방), LNG cold energy(LNG 냉열)

기 호 설 명

A : 전열면적 [m²]
COP : 성적계수

h : 엔탈피 [kJ/kg]
 \dot{m} : 질량유량 [kg/s]
 P : 압력 [kPa]
 Q : 열전달율 [kW]
 T : 온도 [°C]
 T_0 : 기준온도 [°C]
 ΔT_{lm} : 대수 평균 온도차 [°C]

[†] Corresponding author

Tel.: +82-31-201-2990; fax: +82-2-201-8106

E-mail address: ytkang@khu.ac.kr

U : 총괄열전달 계수 [$\text{kW/m}^2\text{K}$]
 x : 농도

하 첨 자

0 : 기준 조건
 abs : 흡수기
 con : 응축기
 c : 냉(각)수
 des : 발생기
 eva : 증발기
 H : 고압부
 in : 입구
 L : 저압부
 out : 출구
 r : 냉매
 rec : 정류기
 shx : 용액열교환기

1. 서 론

화석 에너지의 고갈로 인한 에너지 문제의 해결 방안으로 기존의 에너지를 보다 효율적으로 이용하려는 연구들이 활발히 수행되고 있다. 본 연구도 이와 같은 맥락으로 기존에 미활용되던 막대한 양의 LNG 냉열을 이용하여 지역냉난방 시스템에 적용하고자 한다. LNG는 1986년 국내에 처음 도입된 이후 매년 증가추세에 있으며 평택과 인천에 각각 600톤/시간, 300톤/시간 공급

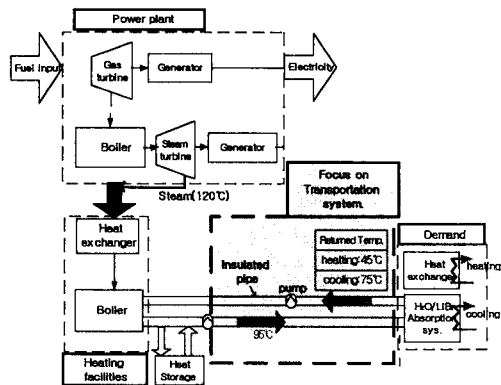


Fig. 1 Schematic diagram of district heating & cooling system (DHCS).

규모의 인수기지를 갖고 있다.⁽¹⁾ LNG는 -162°C 의 액화상태로 저장되어 있다가 공급지에서 사용하기 위해서는 이를 기화하여 가스 상태로 수송하게 된다. 이때 기화하면서 발생하는 냉열은 바다에 폐기되어 왔다. 이 폐기되는 냉열을 열량으로 환산하면 연간 약 3.4 Mcal에 달하며, 이는 우리나라 전체 사용 에너지의 0.21%에 해당하는 양이다. 최근들어 이렇게 폐기되는 LNG 냉열을 효율적으로 이용하기 위한 복합적 시스템에 관한 연구가 활발히 진행되기 시작하였는데, 대표적 연구로는 Rankine 사이클을 Brayton 사이클과 조합하여 구성한 냉열발전 시스템을 들 수 있다. 이러한 시스템은 이미 운전특성에 관한 모사가 진행되어 그 효율이 확인되었다.⁽²⁻⁴⁾ 본 연구에서는 LNG 기화에서 발생하는 냉열을 응축열원으로 이용하는 2종 흡수식 열펌프 시스템 (heat transformer)을 용액 수송형 흡수식 시스템 (Solution Transportation Absorption System, STA)⁽⁵⁾과 접목한 시스템을 제안하고, 이에 대한 사이클 해석을 통하여 지역냉방에 이용하기 위한 조건을 제시하였다.

2. 장거리 수송 시스템

2.1 지역 냉·난방 시스템

Fig. 1은 기존의 현열수송용 지역 냉·난방 시스템(District Heating and Cooling System, DHCS)⁽⁶⁾을 나타내는 개략도이다. Fig. 1과 같이 지역 냉·난방 시스템은 가스터빈을 이용한 1차

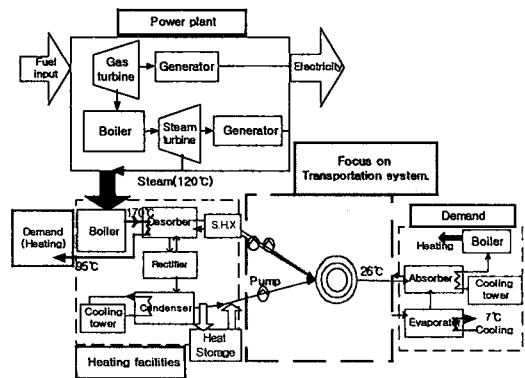


Fig. 2 Type 1 STA system.

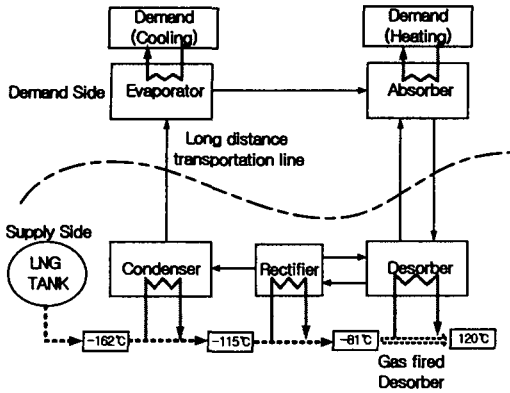


Fig. 3 Type 2 STA system.

발전 후 발생하는 배열 및 보일러에서 생산된 고온, 고압의 증기를 이용하여 2차 발전기에서 전력을 생산하기 증기터빈을 운전하고, 다시 터빈에서 일을 하고 나온 증기의 열에너지를 추출하여 공장의 공업용 증기 등으로 사용한다. 대규모 열병합 시설의 경우 증기 대신 온수를 생산한 후 배관망을 통하여 아파트 단지, 대단위 건물 등에 난방열을 공급하게 되며, 여름철에는 고온수를 열원으로 이용하여 H₂O/LiBr 흡수식 냉동기를 가동함으로써 상업 및 업무용 시설에 냉방을 제공한다.

2.2 제 1종 흡수식 열펌프 적용 STA 시스템

Fig. 2는 잠열 수송용 제 1종 흡수식 열펌프를 적용한 STA 시스템(제 1종 STA)을 나타내는 개략도이다. 이 시스템은 발전설비, 냉·난방설비, 수송설비 그리고 수요지 설비로 나뉘며 발전설비의 경우는 지역 냉·난방 설비와 동일한 조건으로 설계된다. STA 시스템에서는 산업 폐열원을 회수하여 시스템의 동력으로 사용하고 작동 유체를 장거리 수송하여 수요지에 냉·난방을 공급하게 된다. STA 시스템에서는 DHCS와는 달리 작동 유체로 자연 냉매와의 이성분 혼합물인 NH₃/H₂O을 이용하고 공급지에는 발생기와 응축기를, 수요지에는 흡수기와 증발기를 설치한다. 이 시스템은 공급지에 위치한 발생기에 고온의 열원을 공급하고 수요지에 위치한 증발기에서 저온의 열을 획득하여 냉방효과를 얻을 수 있다.

2.3 제 2종 흡수식 열펌프 적용 STA 시스템

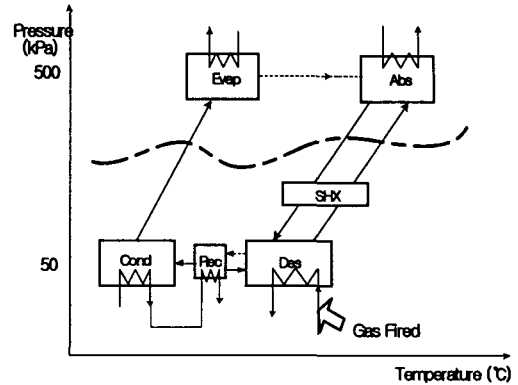


Fig. 4 Dühring diagram of Type 2 cycle.

Fig. 3은 잠열 수송용 제 2종 흡수식 열펌프⁽⁷⁾를 적용한 STA 시스템(제 2종 STA)을 나타내는 개략도이고 이 시스템을 Dühring 선도에 나타낸 그림을 Fig. 4에 나타내었다. 제 2종 STA 시스템은 제 1종 STA 시스템과 동일하게 냉열 공급지에 발생기와 응축기를 설치하고 수요지에 흡수기와 증발기를 분리시켜 위치시킨다. 하지만 제 1종 STA 시스템과 달리 공급지에 위치한 응축기에 저온의 냉열원을 공급하여 수요지에 위치한 증발기에서 저온의 열을 획득하여 냉방목적에 사용된다. 본 연구에서는 제 2종 STA 시스템에 응축기의 냉열원으로 -162°C의 LNG 냉열을 적용하여 시스템을 설계하였다.

3. 사이클 모델링

사이클 해석은 상용 공학 수식 해석 도구인

Table 1 Governing equations

Mass balance	$\sum_{in} \dot{m} = \sum_{out} \dot{m}$
NH ₃ concentration balance	$\sum_{in} (\dot{m} \times x) = \sum_{out} (\dot{m} \times x)$
Energy balance	$\sum_{in} (\dot{m} \times h) = \sum_{out} (\dot{m} \times h)$
Heat transfer equation	$Q = UA \times \Delta T_{lm}$
COP	$COP = \frac{Q_{eva}}{Q_{des}}$

Table 2 Given conditions

Cooling capacity [kW]	Q_{eva}	700
Pressure [kPa]	P_H	500
	P_L	50
Coolant Temperature [°C]	$T_{des,in}$	120
	$T_{rec,in}$	$= T_{con,out}$
	$T_{con,in}$	-162
	$T_{eva,in}$	12
	$T_{eva,out}$	7
	$T_{abs,in}$	10
UA [kW/K]	Absorber	300
	Condenser	30
	Desorber	10
	Evaporator	150
	Rectifier	15
Coolant Mass flow rate [kg/s]	Absorber	40
	Condenser	25
	Desorber	80
	Rectifier	25

EES⁽⁸⁾ (Engineering Equation Solver)를 사용하였다. 또한 작동유체인 NH_3/H_2O 의 물성치는 EES에서 지원하는 내장함수를 이용하여 예측하였다. 사이클 모사에 적용된 지배 방정식은 Table 1에 나타난 질량 보존식, NH_3 농도 보존식, 에너지 보존식, 열전달 방정식 등의 네 가지 식으로 구성되어 있으며, 시스템의 성적 계수를 나타내는 COP는 발생기에 유입되는 열량에 대한 증발기에서의 냉방 열량 비로 정의하였다. 초기 입력으로 주어지는 조건들은 Table 2에 정리되어 있고, 고려된 시스템의 냉방 용량은 700 kW이다.

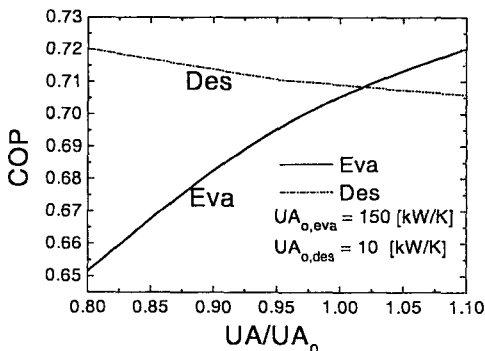


Fig. 5 UA/UA0 vs COP.

흡수기 입구 온도와 발생기 입구 온도는 상온으로 고정시키고 증발기 냉수의 입·출구 온도는 냉방을 얻을 수 있는 12 ~ 7°C로 고정하였다. 응축기의 냉각수로 유입되는 냉열의 온도는 -162°C, 기준 조건으로 고압부의 압력은 500 kPa, 저압부의 압력은 50 kPa를 이용하였다. 이 때 응축기에 응축 냉열을 전달하고 나오는 LNG는 다시 정류기의 냉각수로 사용된다. 정류기에서 열교환을 한 후의 LNG는 직접 가열 방식으로 발생기에 열원을 공급한다.

4. 결과 및 토의

4.1 증발기 및 발생기의 UA 변화에 따른 COP

Table 2에 표현한 기본 운전 조건에서의 증발기 및 발생기의 UA를 UA_0 라 정의할 때 이들의 변화율을 나타내는 UA/UA_0 에 따른 시스템의 COP 변화를 Fig. 5에 나타내었다. 증발기의 경우 기본 조건보다 UA가 증가함에 따라 COP가 증가하고 발생기의 경우 UA가 증가함에 따라 COP는 감소함을 알 수 있다. 또한 UA/UA_0 에 따른 COP의 변화율을 살펴보면, 발생기의 UA가 변함에 따라 COP의 변화가 완만하게 감소하는데 반해 증발기의 UA가 변함에 따라 성능은 급격히 증가함을 볼 수 있다. 즉 증발기의 UA 변화가 시스템의 COP에 더 큰 영향을 미친다고 할 수 있다. 그 이유는 증발기 UA의 변화에 따른 증발기 입출구 냉매의 증발 잠열 변화가 발생기 UA의 변화에 따른 NH_3/H_2O 용액의 잠열의 변화보다 크기 때문이다. 즉, UA 변화에 따른 Q의 변화량이 발생기 측보다 증발기 측에서 더 크기 때문에 증발기의 UA가 COP에 더 큰 영향을 미치게 된다.

4.2 압력 변화에 따른 COP 변화

Fig. 6은 압력 변화에 따른 냉방 성능의 변화를 나타낸다. 고압부의 압력이 증가할수록 냉방 성능은 증가하다 감소하는 경향을 보이고, 저압부의 압력이 증가함에 따라 냉방 성능은 감소하는 경향을 보인다. 고압부 압력이 525 kPa이 될 때 성능은 최대가 되고 그 이상의 압력에서는 냉방 성능이 감소한다. 고압부의 압력이 높아지면 증발기와 흡수기 측의 냉매 온도도 증가하므로 증발기 출구의 냉매 건도가 거의 1의 값을 갖는

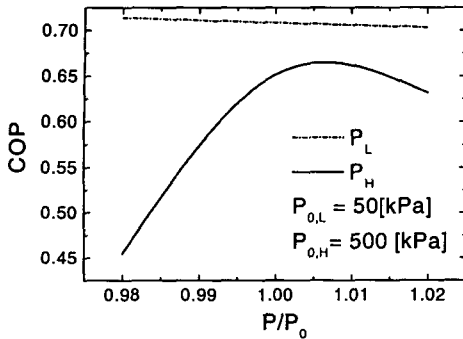


Fig. 6. P/P0 vs COP.

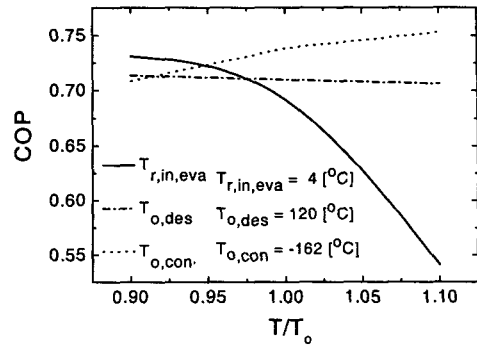


Fig. 7. T/T0 vs COP.

다. 이는 증발기를 통과한 냉매가 모두 증발한다는 의미이므로 증발기의 Q_{eva} 역시 증가한다. 그러므로 압력이 증가함에 따라 성능이 증가하는 것으로 판단할 수 있다. 그러나 525 kPa 이상의 압력에서는 흡수기로의 냉매 유입 온도가 증가하므로 흡수 성능을 감소시켜 흡수 용액의 농도가 떨어지므로 COP의 감소를 초래한다. 따라서 고압부의 최적압력은 증발기 출구의 냉매의 건도가 1이 될 때의 고압부 평형압력이라고 할 수 있다. 저압부의 압력이 증가함에 따라 냉방 성능이 감소하는 이유는 압력이 증가함에 따라 저압에 위치한 응축기와 정류기를 지나가는 냉매의 온도가 증가하므로 건도도 따라서 증가한다. 응축기 출구의 건도가 증가하면 완전 응축이 되지 않은 냉매가 빠져 나가게 되어 Q_{eva} 를 감소시킨다. 따라서 성능도 감소한다.

4.3 유입 온도에 따른 COP 변화

Fig. 7은 증발기로 유입되는 냉매의 온도 $T_{in,eva}$ 및 응축기의 응축열원으로 사용되는 LNG의 유입 온도 $T_{o,con}$, 발생기의 열원 온도 $T_{o,des}$ 의 변화에 따른 냉방 성능의 변화를 나타낸 그림이다. 발생기에 공급되는 열원의 온도는 COP에 영향을 주지 않는다. 한편 증발기의 경우 냉매 유입 온도가 COP에 민감한 영향을 주는 것을 알 수 있다. 특히 장거리 수송된 후 증발기로 유입되는 냉매의 온도가 4.3°C 이상인 경우 시스템의 성능이 급격히 감소함을 알 수 있다. 그 이유는 기준조건으로 고려한 고압부의 압력 500 kPa에서 포화상태의 온도가 약 4.3°C이므로 장거리로 수송되는 냉매가 증발기로 유입되기 전에 4.3°C 이상이

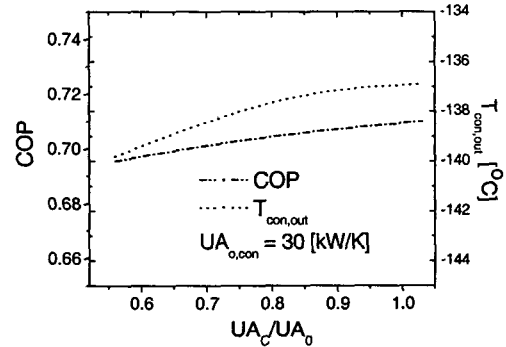


Fig. 8. UAC vs COP and $T_{c,out}$.

되면 수송 중 냉매가 자연증발하기 때문이다. 즉, 4.3°C 이상의 온도에서는 증발기 입구로 냉매 증기가 유입되므로 전체 냉방 성능은 크게 감소한다. 따라서 공급지로 보내지는 냉매의 온도는 4.3°C 이하로 유지하기 위한 단열이 요구된다.

응축기로 유입되는 LNG 냉열의 온도는 그 기준온도가 음수(-162°C)이므로 Fig. 7에서 x축에 나타난 T/T_0 가 증가하는 것은 실제 유입온도가 감소하는 것을 의미한다. 즉, 냉열 유입 온도가 증가할수록 시스템의 COP가 감소함을 알 수 있다. 이러한 경향을 갖는 첫 번째 원인으로서는 냉열의 유입온도가 증가할수록 응축기의 응축열량이 감소하는 것을 들 수 있다. 두 번째로는, 응축기를 통과한 LNG가 정류기의 냉열원으로 공급될 때, 정류기의 냉각수 입구 온도가 증가하여 정류기의 열량이 감소하고 응축기에 유입되는 냉매 NH_3 의 순도가 떨어지므로 시스템의 성능이 감소하는 것을 예상할 수 있다.

4.4 응축기의 UA에 따른 LNG 출구 온도와 COP 분포

Fig. 8은 응축기의 UA 변화에 따른 냉방성능과 LNG의 출구 온도를 나타낸 그래프이다. 이를 살펴보면 응축기의 UA가 증가에 의해 전체 COP가 증가하는 경향을 갖지만 그 증가폭이 매우 작은 것을 알 수 있다. 이는 응축 성능 향상의 효과가 장거리 수송에 의해 일부 손실될 뿐만 아니라, 4.3절에서 설명한 바와 같이 정류기로 유입되는 LNG의 온도 증가로 인하여 냉매의 순도를 감소시키는 영향까지 갖기 때문으로 판단된다.

5. 결론

본 연구에서는 기존에 미활용되던 LNG 냉열을 효율적으로 이용하기 위하여 2종 흡수식 시스템을 도입한 장거리 수송용 지역 냉방 흡수식 시스템을 설계, 해석하였다. 주요 인자들에 대한 해석을 통하여 다음과 같은 결론을 얻을 수 있다.

(1) 지역 냉방 적용을 위한 장거리 수송용 제 2종 흡수식 시스템에서는 공급지로 보내지는 냉매의 온도가 포화상태의 온도 이하로 유지될 수 있도록 냉매 수송 시 단열이 요구된다.

(2) 증발기의 UA의 변화가 발생기의 UA보다 전체 시스템의 성능에 더 큰 영향을 미친다. 따라서 효율적 설계를 위해서는 증발기의 UA를 증가시키는 것이 바람직하다.

(3) 시스템의 운전 조건에 따라서 최적의 성능을 내기 위한 고압부의 압력이 존재한다. 본 연구에서 고려한 조건에서는 고압부의 최적 압력이 525 kPa로 예측되었다.

(4) 응축기의 UA가 증가함에 따라 COP는 증가하는 경향을 갖지만 그 영향이 매우 작은 것을 알 수 있다.

후 기

본 연구는 과학기술부의 21세기 프론티어 연구

개발사업인 이산화탄소 저감 및 처리기술 개발 사업단의 연구비 지원 (M102KP010023-04K1601-02312)으로 수행되었습니다.

참고문헌

1. Yoon, S. G., 1997, Utilization Technology of LNG Cold Energy, Proceedings of the SAREK, pp. 604-609.
2. Kaneko, K., Ohtani, K., Tsujikawa, Y., and Fujii, S., 2004, Utilization of the cryogenic exergy of LNG by a mirror gas-turbine, Applied Energy, in press.
3. Wang, Q., Li, Y., and Wang, J., 2002, Analysis of power cycle based on cold energy of liquefied natural gas and low-grade heat source, Applied Thermal Engineering, Vol. 24, pp. 539-548.
4. Hisazumi, Y., Yamasaki, Y., and Sugiyama, S., 1998, Proposal for a high efficiency LNG power generation system utilizing waste heat from the combined cycle, Applied Energy, Vol. 60, pp. 169-182.
5. Kim, S. S., Oh, M. K., Jeon, S. H., and Kang, Y. T., 2003, Simulation and Cost Estimation of Energy Transportation at Ambient Temperature Using an Absorption System, Korean Journal of SAREK, Vol. 15, No. 12, pp. 1028-1034.
6. Oh, M. K., Lee, B. J., Hong H., and Kang, Y. T., 2003, Life-Cycle Cost Analysis of Solution Transportation Absorption system, Korean Journal of SAREK, in press.
7. Keith E. Herold, 1996, Absorption Chillers and Heat pumps, CRC Press, New York, pp. 10-12.
8. Klein, S. A., 2004, EES Manual, F-Chart Software, Inc.