

흡수압축 하이브리드 히트펌프 사이클의 성능특성

윤 정 인 · 권 오 경* · 양 영 명**

부경대학교 냉동공조공학과, *부경대학교 대학원 냉동공조공학과
**한국가스공사 연구개발원

(1999년 1월 14일 접수, 1999년 5월 2일 채택)

Performance Characteristic of the Compression-Absorption Hybrid Heat Pump Cycles

J. I. Yoon, O. K. Kwon* and Y. M. Yang**

Pukyong National University, *Graduate School, Pukyong National University
**R&D Center, Korea Gas Corp.

(Received 14 January 1999 ; Accepted 2 May 1999)

요 약

H₂O/LiBr계 흡수식 사이클에 압축기를 조합한 흡수압축사이클을 도입하여 증기를 단열압축시켜 그 증기의 응축열을 재생열로 이용하는 사이클에 대해서 시뮬레이션을 통하여 흡수압축사이클의 특성을 밝힌 연구이다. 기존의 흡수사이클에 압축기를 도입함에 따라 고효율 사이클을 실현할 수 있음을 제시하였으며, 흡수·압축사이클의 구체적인 가능성을 제시하였다. 재생기에서 발생한 냉매증기를 단열압축시킨 TYPE 2는 단열압축 증기의 응축열만으로는 재생이 어려우므로 외부로부터 별도의 열량을 투입해야 하며 투입하는 외부열량에 폐열이나 2차에너지를 이용할 수 있다면 높은 COP를 얻을 수 있어 실현가능성이 높다.

Abstract - This study describes the results of Coefficient of Performance(COP) analysis by cycle simulation for two types of absorption-compression hybrid cycle using the Water/Lithium Bromide solution pair. These types are basic hybrid systems introducing a mechanical compression process into the refrigerant vapor phase of the single effect absorption cycle. In absorption-compression hybrid cycles, coefficient of performance is improved compared with absorption cycle. Hybrid cycle Type 2 is considered as a key technology to support energy utilization system, given its capability of utilizing waste heat to drive system with a high level of efficiency.

Key words : Absorption-compression hybrid cycles, Water-LiBr solution, Absorption heat pump, Single effect cycle

1. 서 론

최근 들어 국내 생활수준의 향상으로 쾌적한 주거공간 및 환경을 추구함에 따라 냉난방 설치가 날로 증가하고 있으며 특히 냉방기의 설치가 매년 급격히 증가하게 되어 에너지 수요가 증가하고 있는 실정이다. 한편 에너지소비의

급격한 증대로 날로 심각하여지는 환경 오염문제는 국제적인 규제로 나타나고 있으며 특히 지구 오존층 파괴를 유발하는 CFC계 냉매에 의한 냉방설비의 운전은 크게 제한되고 있다. 에너지 자원의 대부분을 수입에 의존하고 있는 우리나라에서는 에너지 효율향상을 위한 연구가 많이 진행되어 오고 있으나 현재 산업계에서 소비되

고 있는 총에너지의 상당부분이 중·저온 폐열로 버려지고 있다. 이와 같은 저온, 저질의 폐열을 유효하게 이용할 수 있는 기술의 개발이 절실하다.

흡수식 히트펌프는 이와 같은 열원기기의 전환필요성에 따라 최근 활발히 연구되고 있으나 열교환기의 고성능화, 운전의 안정성, COP의 향상, 초기 설치비의 증가 등 많은 문제점이 남아 있다. 이들 문제점을 해결하기 위해서 국외에서는 기존의 흡수식 사이클에 압축기를 도입한 새로운 흡수압축사이클의 개발을 위해 NH₃/H₂O계에 대해서 비교적 많은 연구가 행해졌으며^[1-3], Herold 등^[4]은 H₂O/LiBr계에 대해서 단효용 및 이중효용 흡수압축사이클의 성능해석을 수행하였다.

국내에서는 기기 등에서 배출되는 폐열을 회수하여 흡수식 사이클에 적용하기 위한 연구가 주로 수행되었다. 윤 등^[5]은 흡수식 사이클에서 가열열원으로 이용되지 않은 열을 회수하기 위하여 저온재생기 출구의 응축냉매 잠열을 응축냉매 열교환기로 회수하여 흡수기 출구의 회용액을 가열하는 혼합흐름방식을 제안하였다. 또한尹 등^[6]은 연료전지에서 발생하는 저온폐열을 저온재생기의 보조가열원으로 이용한 이중효용 흡수사이클에 대하여 연구하였다. 그러나 흡수압축식 히트펌프시스템의 개발에 대한 가능성이 높아짐에 따라 이 시스템에 대해 국내에서도 관심을 가지기 시작하였다^[7]. 이 시스템의 최적설계 조건을 예측하기 위하여 사이클의 기본 성능 및 특성을 파악하기 위한 시스템 시뮬레이션 연구가 필요하나 국내에서는 현재까지 거의 연구가 이루어지지 못하고 있는 실정이다.

따라서 본 연구에서는 H₂O/LiBr계 흡수식 사이클에 압축기를 조합한 흡수압축사이클을 도입하여 정상상태에 있어서의 사이클 시뮬레이션을 통하여 흡수압축사이클의 특성을 파악하고 새로운 흡수사이클의 개발지침을 제공하고자 한다.

2. 흡수·압축 히트펌프사이클 시뮬레이션

2.1 사이클의 개요

본 연구에서는 냉매로 물, 흡수용액에 리튬브로마이드 수용액을 사용했다. Fig. 1과 2는 단효용 흡수사이클의 구조도와 듀링(Dühring)선도를 나타낸 것이다. 증발기에서 발생한 냉매증기는 흡수기내에서 흡수용액에 흡수된다. 이 때 발생하는 열은 흡수기를 흐르는 냉각수에 의해 제거된다. 냉매증기를 흡수해서 묽게 된 흡수용액은 재생기에서 흡수기로 흐르는 진한 용액과 열교환

한 후 재생기에 들어간다. 재생기에서는 외부로부터의 열원에 의해 흡수용액은 진하게 되며, 이 용액은 흡수기로부터 회용액과 열교환하여 흡수기로 들어가 흡수작용을 반복한다. 한편, 재생기에서 발생한 냉매증기는 응축기에 들어가 응축기를 흐르는 냉각수에 의해 응축된다. 응축된 증기는 다시 증발기에 들어가 증발작용을 반복한다.

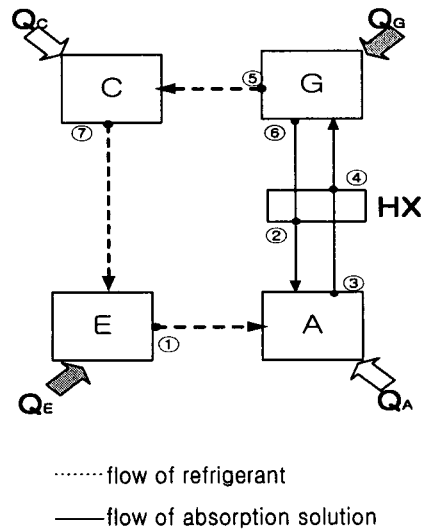


Fig. 1. Basic absorption cycle composition.

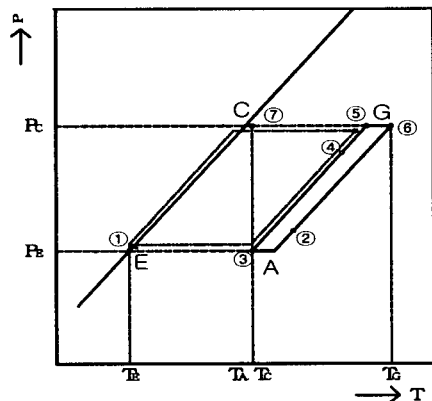


Fig. 2. Dühring diagram of basic absorption Cycle.

단효용 흡수사이클에서는 재생기에 외부에서 열을 투입하지만 흡수·압축사이클은 사이클내에서 존재하는 냉매증기를 흡수용액의 재생온도와 동일온도에서 응축하는 압력까지 승압하여, 이 냉매증기의 응축열을 재생열에 사용하는 것

이다. 본 연구에서는 두 개의 사이클 즉, 증발기에서 발생한 냉매증기를 압축하는 사이클 (TYPE 1), 재생기에서 발생한 냉매증기를 압축하는 사이클 (TYPE 2)로 나누어 시뮬레이션하였다.

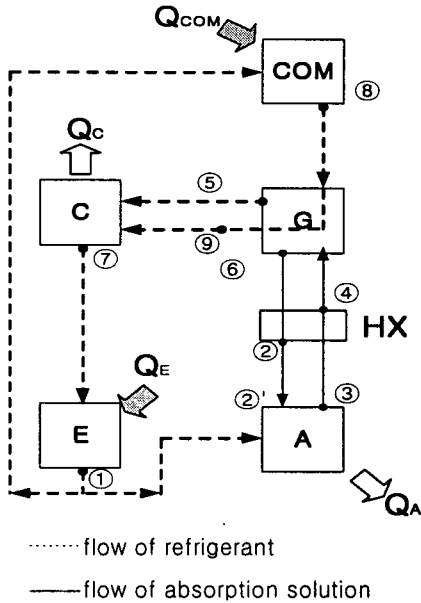


Fig. 3. Cycle composition on TYPE 1.

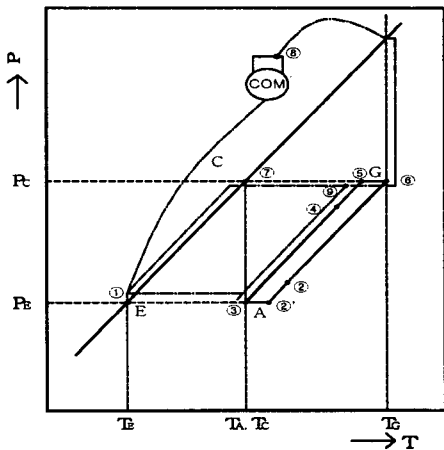


Fig. 4. Dühring diagram on TYPE 1.

Fig. 3과 4는 각각 TYPE 1의 구성도와 듀링 선도를 나타낸 것이다. 증발기에서 발생한 냉매 증기 중 일부는 흡수기로, 일부는 압축기로 들어간다. 흡수기에 들어간 냉매증기는 흡수되어 재생기를 거쳐 응축기에서 응축하여 증발기로 되돌아온다. 즉, 흡수기에 들어간 냉매증기는 단효용 흡수사이클과 같은 작용을 한다. 한편, 압

축기에 들어간 수증기는 압축기에 의해 그 응축열이 재생열에 사용할 수 있는 압력까지 단열압축된다. 고압이 된 냉매증기는 재생기에서 응축하며, 이 응축열에 의해 흡수용액은 재생된다.

Fig. 5와 6은 각각 TYPE 2의 구성도와 듀링 선도를 나타낸 것이다. 증발기에서 발생한 냉매 증기는 단효용 사이클과 같이 흡수기에 흡수되어 재생기에서 재생된다. 재생기에서 발생한 냉매 증기는 그 응축열이 재생열로 사용될 수 있는 압력까지 압축기에서 단열압축시킨다. 압축된 냉매증기는 재생기에서 응축되고 그 때 응축열에 의해 흡수용액은 재생을 한다.

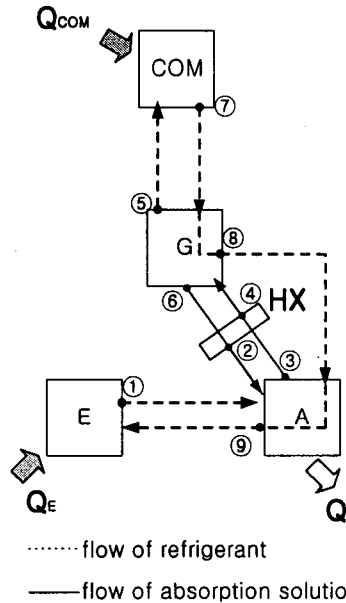


Fig. 5. Cycle composition on TYPE 2.

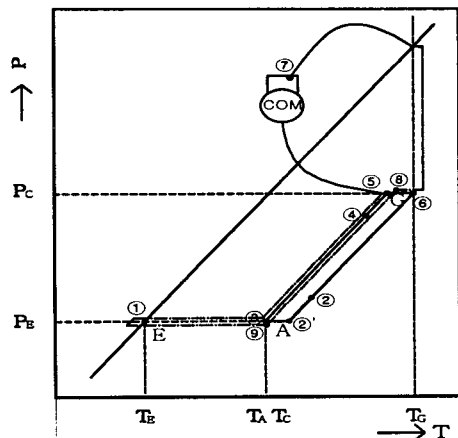


Fig. 6. Dühring diagram on TYPE 2.

Table 1. Heat and mass balance equations.

Heat exchanger	TYPE 1	TYPE 2
Evaporator	$Q_E = (D_1 + D_2)(h_1' - h_5)$	$Q_E = D(h_1' - h_6)$
Absorber	$Q_A = D_1\{(a-1)h_4 + h_1' - ah_1\}$	$Q_A = D\{(a-1)h_4 + h_1' - ah_1\}$
Generator	$Q_G = D_1\{(a-1)h_3 + h_2' - ah_2\}$	$Q_G = D\{(a-1)h_3 + h_2' - ah_2\}$
Condenser	$Q_C = D_1h_2' + D_2h_6 - (D_1 + D_2)h_5$	$Q_C = G(h_8 - h_7)$
Compressor	$Q_{COM} = D_2(h_3' - h_1')$	$Q_{COM} = D_2(h_3' - h_2')$
Weak solution distribution ratio	$a = \frac{X_2}{X_2 - X_1}$	$a = \frac{X_2}{X_2 - X_1}$
Solution heat exchanger	$Q_{HX} = (h_3 - h_4)(a-1)D_1$ $= (h_2 - h_1)a \cdot D_1$	$Q_{HX} = (h_3 - h_4)(a-1)D_1$ $= (h_2 - h_1)a \cdot D_1$
condensation heat of refrigerant vapor	$Q_C = D_2(h_3' - h_6)$ $Q_G = Q_C$	$Q_{G1} = D(h_3' - h_5)$ $Q_G = Q_{G1}$ $Q_{G2} = Q_G - Q_{G1}$
Heat balance	$Q_E + Q_{COM} = Q_A + Q_C$	TYPE 2-1 : $Q_E + Q_{COM} + Q_{G2} = Q_A$ TYPE 2-2 : $Q_E + Q_{COM} = Q_A$
COP	$COP = \frac{Q_E}{Q_{COM}/0.8}$ $= \frac{(D_1 + D_2)(h_1' - h_5)}{D_2(h_3' - h_1)} \times 0.8$	TYPE 2-1 : $COP_1 = \frac{Q_E}{Q_{COM}/0.8 + Q_{G2}}$ TYPE 2-2 : $COP_2 = \frac{Q_E}{Q_{COM}/0.8}$

2.2 시뮬레이션의 가정

정상상태에서의 시뮬레이션을 용이하게 하기 위해 다음과 같이 가정하였으며, H₂O/LiBr에 관한 물성치는 McNeely^[8]의 값을 이용하였다.

- ① 사이클은 정상 상태로 각 점에서 온도, 압력, 용액농도는 평형상태이다.
- ② 증발기와 흡수기, 재생기와 응축기는 각각 등압평형이 성립한다.
- ③ 순환하는 냉매는 증발기내에서 완전히 증발한다.
- ④ 증발기에서 증발한 냉매증기는 완전히 흡수 용액에 흡수된다.
- ⑤ 증기의 응축은 완전히 행해진다.
- ⑥ 압축기 및 용액열교환기의 효율은 80%, 그 외의 열손실은 무시한다.

계산에 사용된 열 및 물질평형식은 Table 1에 나타내었다.

3. 결과 및 고찰

3.1 TYPE 1의 시뮬레이션 결과

TYPE 1은 증발기에서 발생한 냉매증기를 단열압축하는 사이클이다. Fig. 7과 8은 응축온도의 변화에 따른 COP와 압축기의 압축비를 나타낸 것으로 증발온도를 5, 6, 7°C로 변화시켰을 때의 결과이다. 그림에서 보면 응축온도가 높고 증발온도가 낮을수록 COP는 감소하고 있음을 알 수 있다. 현재 상용화되어 있는 이중효용 흡수식 사이클이 응축온도 40°C, 증발온도 5°C에서 COP가 1.2전후라고 보았을 때 TYPE 1의

COP는 3.59정도로 상당히 높은 COP가 얻어짐을 알 수 있다. 그러나 Fig. 8에서 보면 압축비도 상당히 높게 된다. 현재 실용화되어 있는 압축식 히트펌프의 압축비에 비하면 너무 높다. 따라서, TYPE 1은 이론상으로는 높은 COP가 얻어지지만 압축기의 고압축비로 실용화에는 무리가 따른다. 그러나, 새로운 압축기가 개발되면 실용화될 가능성이 있으며 높은 압축비를 얻을 수 있는 압축기의 개발을 기대한다.

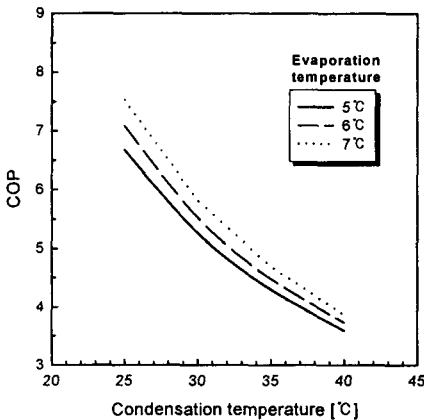


Fig. 7. Variation of COP on condensing temperature (TYPE 1)

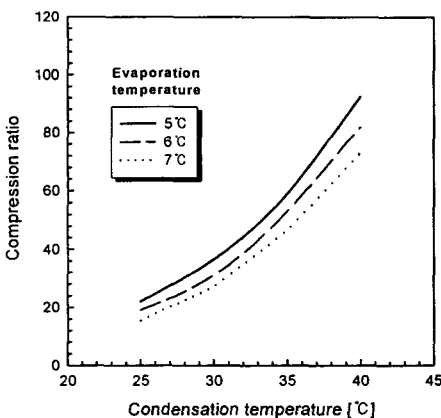


Fig. 8. Variation of compression ratio on condensing temperature (TYPE 1).

3.2 TYPE 2의 시뮬레이션 결과

TYPE 2는 재생기에서 발생한 냉매증기를 단열압축 하는 사이클로써 외부열원투입을 고려한

경우를 TYPE 2-1이라 하고 외부열원투입을 고려하지 않은 즉, 외부열원에 폐열이나 2차에너지를 이용하는 것으로 간주하여 계산하는 것이 TYPE 2-2이다. Fig. 9와 10은 응축온도의 변화에 따른 COP, 압축비의 변화를 나타낸 것으로 역시 증발온도를 5, 6, 7°C로 변화시킨 결과이다. TYPE 2는 TYPE 1에 비해서는 COP가 낮으나 그림에서 알 수 있듯이 압축비는 현재 사용되고 있는 압축기의 성능을 만족하고 있어 실용가능성이 충분히 있다. 그러나 현재 사용되고 있는 압축식 히트펌프의 COP가 6전후라고 보면 사이클 TYPE 2의 외부열원을 고려한 경우는 COP가 낮으나 외부열원을 고려하지 않은 TYPE 2-2의 경우는 높은 COP를 나타내고 있다. 이것으로 보아 외부열원으로 폐열이나 2차 에너지를 이용할 수 있다면 높은 COP를 얻을 수 있기 때문에 실용가능성은 충분히 있다고 생각된다.

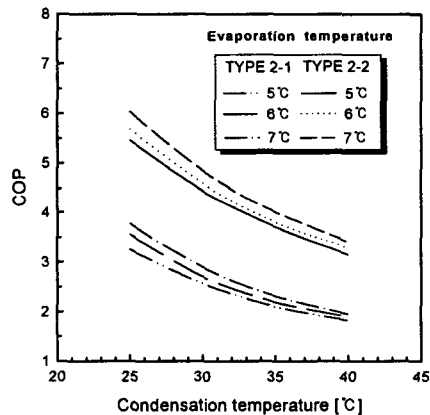


Fig. 9. Variation of COP on condensing temperature (TYPE 2).

Fig. 11은 냉매의 재생에 필요한 재생열량과 재생기에 투입해야 하는 외부에서의 열량의 비를 나타내는 결과이다. 그림에서 알 수 있는 바와 같이 응축온도 30°C에서 약 70%정도의 열량을 외부에서 투입해야 하고, 압축기에 의한 재생기 투입열량은 약 30%정도이므로 Fig.9에서 TYPE2-1은 TYPE2-2의 경우에 비해 COP가 그다지 높지 않다는 것을 알 수 있다.

Fig. 12는 응축온도의 변화에 따른 COP의 변화를 나타낸 것으로 증발온도 5°C인 경우의 결과이다. 현 시뮬레이션에서 대상으로 삼은 TYPE 1, TYPE 2-1, TYPE 2-2를 단효용, 이중효용, 삼중효용 흡수식사이클과 COP의 비교

를 행하여 보았다. 응축온도 40℃, 증발온도 5℃의 경우에 있어서 COP는 단효용의 경우 0.75, 이중효용의 경우 1.25, 삼중효용의 경우 1.50, TYPE 1은 3.59, TYPE 2-1은 1.82, TYPE 2-2은 3.15정도로 현재 삼중효용 흡수식사이클이 고온재생기에서의 흡수용액의 결정화 및 부식성의 문제로 인하여 실용화되지 못하고 연구 중인 것을 고려하면 흡수압축사이클에 보다 많은 연구검토가 요망된다.

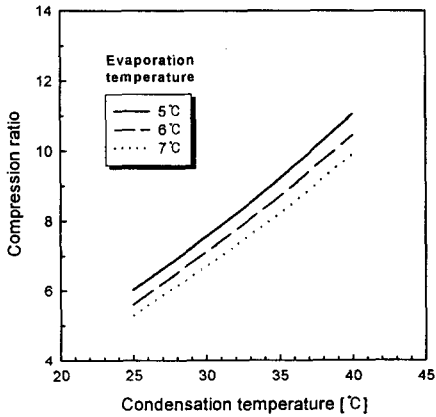


Fig. 10. Variation of compression ratio on condensing temperature(TYPE 2).

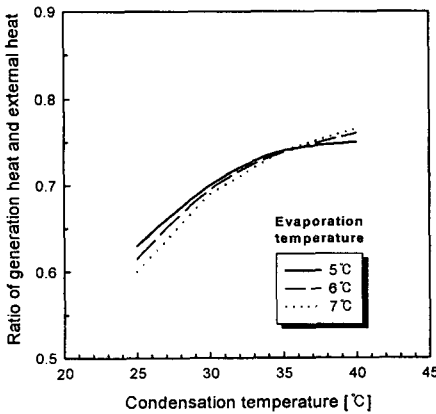


Fig. 11. Ratio of generating heat and external heat on condensing temperature(TYPE 2).

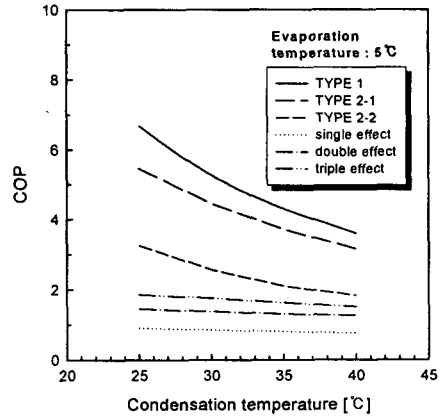


Fig. 12. COP comparison on condensing temperature.

4. 결 론

본 연구에서는 흡수식사이클에 압축기를 조합한 흡수압축 히트펌프사이클의 특성을 시뮬레이션을 통하여 그 특성을 파악하였으며 다음과 같은 결과를 얻을 수 있었다.

- (1) 기존의 흡수사이클에 압축기를 도입함에 따라 고효율 사이클을 실현할 수 있음을 제시하였으며, 흡수·압축사이클의 구체적인 가능성을 제시하였다.
- (2) 증발기에서 발생한 냉매증기를 단열압축하는 TYPE 1은 COP는 상당히 높지만 압축비가 상당히 커서 이론적으로 가능하지만 실제로는 적용하기가 어렵다. 하지만, 압축기의 개발에 따라 이 사이클이 실현 가능하게 되므로 압축비가 10정도에서도 효율이 떨어지지 않는 고성능 압축기의 개발이 요망된다.
- (3) 재생기에서 발생한 냉매증기를 단열압축시킨 TYPE 2는 압축비는 허용범위내에 들어가지만 단열압축 증기의 응축열만으로는 재생이 어려우므로 외부로부터 별도의 열량을 투입해야 한다. 따라서 COP는 낮아지지만 투입하는 외부열량에 폐열이나 2차에너지를 이용할 수 있다면 높은 COP를 얻을 수 있어 실현 가능하다.

Nomenclature

a	: 질량유량비 [%]
COP	: 성능계수
D	: 증기량 [kg/h]
h	: 엔탈피 [kJ/kg]
G	: 질량유량 [kg/h]
P	: 압력 [kPa]
T	: 온도 [°C]
Q	: 열량 [W]
X	: 농도 [wt%]

Subscripts

A	: 흡수기
C	: 응축기
COM	: 압축기
E	: 증발기
HX	: 열교환기
G	: 재생기
1~9	: 상태점

참 고 문 헌

1. Groll, E.A. : "Current Status of Absorption/Compression Cycle Technology" : ASHRAE Transactions Part I, 361(1997).
2. Boer, D., Huor, M.H., Prevost, M., and Coronas, A. : "Combined Vapor Compression-Double Effect Absorption Cycle for Air Conditioning" : International Absorption Heat Pump Conference, ASME, 31, 483(1993).
3. Ahlby, L., Hodgett, D., and Berntsson, T. : "Optimization study of the compression/absorption cycle" : Int J. Refrig., 14, 16(1991).
4. Herold, K.E, Howe, L.A and Radermacher, R. : "Analysis of a hybrid compression-absorption cycle using lithium bromide and water as the working fluid" : Int J. Refrig., 14, 264(1991).
5. 윤정인, 신기부, 박석호 : "혼합흐름 사이클용 흡수식 냉온수기의 성능특성" : 공기조화·냉동공학논문집, 8, 351(1996).
6. 尹政仁, 吳厚圭, 柏木孝夫 : "排熱利用吸收サイクルの特性シミュレーション" : 日本冷凍協會論文集, 12, 43(1995).
7. 김재만, 권오경, 문춘근, 설원실, 윤정인 : "흡수압축 하이브리드 사이클의 성능특성" : 한국가스학회 '98추계학술발표회논문집, 255(1998).
8. McNeely, L.A. : "Thermodynamic Properties of Aqueous Lithium Bromide Water Solution" : ASHRAE Transactions, 85, 413(1979).