한국에너지공학회지(1998), 제7권 제2호
Energy Engg. J(1998), Vol. 7, No. 2, pp. 231~240

하수처리수이용 신용액 흡수식 냉동기의 성능해석

권오경 · 유선일* · 윤정인**
부경대학교 대학원, *한국가스공사, **부경대학교 냉동공조공학과

Performance Analysis of New Working Solution for Absorption Refrigeration Machine using Treated Sewage

Oh-Kyung Kwon, Sun-Il Yu* and Jung-InYoon**
*Pukyong National University, Graduate School, *Korea Gas Corporation*
***Department of Refrigeration and Air-conditioning Engineering, Pukyong National University*

요 약

CFC계 냉매에 의한 지구환경문제 야기, 여름철 피크전력의 증가 뿐만 아니라 열회수 시스템에서의 손실로 인하여 고성능 흡수냉동시스템의 개발은 이 문제를 해결할 수 있는 유망한 방법중의 하나이다. 하수처리수를 이용한 흡수식 냉동시스템은 환경보호와 에너지 보존의 측면에서 유용하다. 본 연구에서는 2중효용 병렬 및 직렬방식에 대한 사이클 시뮬레이션 해석을 수행하였다. 신작동매체로 LiBr+LiI+LiCl+$LiNO_3$ 용액을 선택하였다. 이 연구의 주된 목적은 흡수기와 응축기의 냉각수로써 하수처리수를 효과적으로 이용할 수 있는 가능성을 평가하는 것과 2중효용 병렬과 직렬방식에 영향을 미치는 신작동매체의 특성을 파악하고 최적설계조건을 찾고자 하는 것이다. 본 연구에서 사이클 시뮬레이션을 통하여 신작동매체를 사용하는 흡수식 냉동기의 특성을 파악했으며 이를 기존의 LiBr 수용액을 사용하는 흡수식 냉동기와 비교평가하였다. 신작동매체를 이용한 흡수식 냉동기는 LiBr 수용액을 사용하는 경우보다 COP의 향상과 시스템의 소형화가 가능하다는 것을 알 수 있었다.

Abstract — The global environmental problems such as CFC, energy losses in heat recovery systems as well as summer peak time power demands, the development of high efficiency absorption refrigeration systems is one of the most promising method in this problems. The absorption refrigeration system to utilize treated sewage is available for environmental protection and energy conservation. Simulation analysis on the double-effect absorption refrigeration cycles with parallel or series flow type has been performed. LiBr+LiI+LiCl+$LiNO_3$ solution was selected as the new working fluid. The main purpose of this study is evaluating the possibilities of effective utilization of treated sewage as a cooling water for the absorber and condenser. The other purpose of the present study is to determine the optimum designs and operating conditions based on the operating constraints and the coefficient of performance in the parallel or series flow type. In this study, we found out the characteristic of new working solution through the cycle simulation and compared LiBr solution to evaluate. The absorption refrigeration machine using the new working fluid was obtained better results COP rise and compactness of systems by comparison with LiBr solution.

1. 서 론

산업의 발달과 더불어 생활수준이 날로 향상됨에 따라 막대한 양의 에너지를 소비하게 되었고, 이러한 에너지들은 그 양이 한정되어 있는 유한에너지자원이 대부분이다. 따라서 최근에는 이러한 에너지를 절약할 수 있는 새로운 기술의 일환으로 종래에는 재이용이 곤란했던 태양열, 지열, 하천수, 하수처리수, 각종 배열 등과 같은 저온열원을 직접구동열원으로 사용하여 에너지를 효율적으로 이용할 수 있는 흡수식 냉동기가 공조분야

를 중심으로 주목받고 있다[1-3].

특히 프레온계 냉매에 의한 오존층의 파괴, 이산화탄소에 의한 지구온난화 등 지구환경문제가 커짐에 따라 환경보존의 관점에서 특정 프레온계 화합물의 사용을 금지하는 움직임이 고조됨으로써 비프레온계 시스템의 개발에 대한 기대가 커지고 있으며, 에너지 이용 효율화와 에너지수급 불균형의 완화에 대한 관심도 높아지고 있다. 이러한 지구환경문제와 에너지 이용의 효율화에 대응하기 위한 방법 중 하나로서 저온 · 고밀도형 미이용에너지의 적극적인 활용을 들 수 있다.

이 중에서도 하수처리장으로부터 방류되는 하수처리수는 년간 수온이 안정되어 있고 50℃ 이하의 저온배열 중에서 1991년도 기준으로 우리나라 가정 및 상업용 에너지 수요량의 약 13%에 해당하는 막대한 양[4]으로써 지금까지는 온도가 낮다는 점 때문에 방치되어 왔으나 흡수식 냉동기 및 열펌프를 사용하면 이의 활용이 가능하며, 하수열의 온도는 여름철 20~26℃, 겨울철 8~12℃의 범위로써[5] 특히 여름철에는 흡수식 냉동기의 냉각수로 사용하면 냉각탑 및 이를 위한 배관 등이 필요없는 장점이 있다. 또한 겨울철에는 흡수식 열펌프의 열원수(냉수)로서 사용할 수 있는 장점이 있다.

하수처리수를 이용하는 흡수식 시스템은 小島 등[6]이 흡수식 열펌프를 사용하는 복합에너지 시스템에 관한 연구를 통하여 냉방시에는 단효용사이클, 난방시에는 2단 흡수사이클을 적용하는 것이 우수한 성능을 가진다고 밝혔으며 2단 흡수사이클의 COP는 1.3~1.35 정도라는 것을 보고하였고, 西山敎之 등[7]은 신흡수용액을 작동매체로 하는 2중효용형 직렬방식을 채택하여 여름철에는 2중효용 흡수냉동기로서 겨울철에는 2중효용형과 조합된 각종 승온형 사이클을 채택한 연구가 있으며, 이들 시스템을 상용화하여 건물의 냉 · 난방 및 급탕에 이용하려는 연구가 있다. 이들의 연구에서는 직렬방식을 채택하고 있지만 일반적인 흡수식 시스템에서는 병렬방식의 효율이 더 좋기 때문에 하수처리수 이용시 이 방식의 적용 가능성과 성능비교가 필요하다고 생각된다.

본 연구에서는 현재 상용화되고 있는 2중효용형 흡수식 냉동기에서 하수처리수를 냉각수로, LiBr 수용액의 결정화 문제 해결과 저온레벨의 미이용에너지를 효율좋게 이용하기 위한 방안으로서 국내 하수처리장의 하수처리수의 수온을 바탕으로 하여 신흡수용액(몰비 LiBr:LiI:LiCl:$LiNO_3$=0.414:0.31:0.17:0.10)을 작동매체로 하는 흡수식냉동기 성능특성을 사이클 시뮬레이션을 통해 기존의 LiBr 수용액을 사용하는 흡수식 냉동기의 성능과 비교하여 신흡수용액의 하수처리수 이용에 대한 타당성을 검토하고자 한다.

2. 시스템의 개요

2-1. 하수처리수의 특성

1993년말 전국의 하수처리량은 $7,820\times10^3$ m^3/day로서[4] 다량의 하수처리수가 유출되고 있으며, 1996년도의 여름철 수온은 Fig. 1과 같이 20~26℃로서[5] 공기에 비해 여름에는 온도가 낮고, 겨울에는 훨씬 높기 때문에 성능계수가 높은 열공급 시스템을 구성할 수가 있고, 하수는 일상적인 생활과정에서 비교적 많은 양이 일정하게 배출되므로 이를 효과적으로 이용하면 시스템의 성능을 안정되게 유지할 수 있다. 또한 일반적으로는 흡수식 냉동기의 흡수기 및 응축기를 냉각하기 위해 냉각탑이 설치되지만 하수처리수를 이용하면 냉각탑이 필요없는 시스템을 구성할 수 있다.

2-2. 신흡수용액의 특성

대부분의 흡수식 사이클에 이용되는 LiBr 수용액은 고농도에서 흡수용액이 결정되기 때문에 COP나 작동범위의 측면에서 제약을 많이 받았다. 현재 작동매체는 물, 알콜, 프레온, 암모니아 등 다양한 종류가 제안되고 있다. 그중에서도 물(H_2O)계 작동매체는 냉매인 물의 증발잠열이 커서 효율이 높다는 점, 고온에서 열 · 화학적 안정성이 우수하다는 점, 우수한 전열성능을 가지고 있다는 점, 실용화하기 쉬운 장점이 있다.

냉매로써 물(H_2O)을 사용하는 새로운 흡수용액으로 검토되는 용액들로서는 LiI, LiSCN, LiCl, NaOH 등의 단성분계, LiBr+LiI, LiBr+LiCl, LiBr+$CaCl_2$, LiBr+$ZnCl_2$,

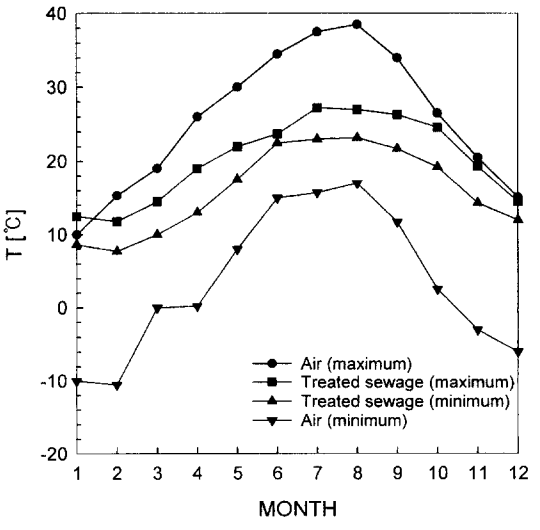

Fig. 1. Temperature distributions of treated sewage and air in Seoul on 1996.

$LiBr+ZnBr_2$, $LiBr+LiNO_3$, $LiBr+(CH_2OH)_2$, $LiBr+C_2H_6O_2$ 등의 2성분계, $LiBr+LiI+LiCl$, $LiBr+LiI+LiNO_3$, $LiBr+LiI+C_2H_6O_2$, $LiBr+LiCl+LiSCN$, $LiBr+CH_3OH+ZnCl_2$, $LiCl+CaCl_2+ZnCl_2$ 등의 3성분계, $LiBr+LiI+LiNO_3$, $LiBr+LiI+LiCl+LiNO_3$의 4성분계 등이 있으며, 이들 중 몇 가지는 이미 특허를 획득하였다. 새로운 흡수용액의 개발에 관한 최근의 연구동향은 LiBr 계통의 공냉형 흡수식 냉난방기를 위한 신흡수용액의 개발에 관한 것이나 3중효용이나 Dual Cycle과 같은 보다 진보된 고성능 사이클의 동작조건을 충족시키기 위한 새로운 작동유체의 개발 등이 활발하게 진행되고 있다.

본 연구에서는 결정라인의 완화효과, 점도 등의 열역학적 성질, 금속에 대한 부식성을 고려하여 일본의 Tokyo Gas가 개발하여 용해도 상승효과가 있다고 발표된 LiI와 증기흡수능력이 우수한 LiCl, 그리고 부식억제물질이면서 용해도 상승효과가 발표된 바 있는 $LiNO_3$를 이용한 $LiBr+LiI+LiCl+LiNO_3$의 4성분계 혼합수용액을 본 연구에서의 신흡수용액으로 결정하였다.

신작동매체의 특성을 몇가지 들어보면 Fig. 2에 나타낸 듀링(Dühring)선도에서 보는 것처럼 증기압력 0.8 kPa에서 결정온도를 비교하면 신작동매체는 LiBr 수용액보다도 결정라인이 10°C정도 완화되어 시스템의 고효율화, 소형화, 공냉화가 가능하고, 둘째로 점도 · 밀도가 낮으며, 엔탈피가 높고, 셋째로 흡수용액의 전열 · 유동특성이 좋다는 것과, 넷째로 철이나 동에 대한 부식성이 적다는 점이 있다[7].

2-3. 사이클의 작동원리

2중효용 흡수식 냉동사이클은 용액의 순환방식에 따라 직렬방식과 병렬방식으로 나눌 수 있는 데, 이들은 단효용 흡수식 냉동사이클을 기본구조로 하면서 고온재생기와 고온용액 열교환기가 첨가 설치된 구조로 되어 있다. 따라서 2중효용 흡수식 냉동사이클의 각 열교환기는 기본적으로 단효용 흡수식 냉동사이클과 같은 형식으로 작용한다.

Fig. 3은 사이클의 각 상태점을 듀링(Dühring) 선도상에 나타내었다. 듀링선도에서 점선은 증발 응축하는 냉매의 사이클을 나타내고, 실선은 흡수용액의 사이클을 나타낸다. 사이클의 작동원리를 냉매와 흡수용액의 흐름에 따라 살펴보면 다음과 같다. 우선 흡수용액의 흐름은, 증발기로부터 냉매증기를 흡수하여 농도가 X_1으로 된 용액이 흡수기에서 나와 용액펌프에 의해 고 · 저온용액열교환기를 거쳐 고온재생기와 저온재생기로 직렬로 들어가서 비등 · 농축한 후, 흡수기로 돌아와 증발기로부터의 냉매증기를 흡수한다. 또 냉매의 흐름은, 흡수기로부터의 농도 X_1인 용액이 고온재생기내에 들어와 가열원에 의해 가열되어 냉매증기를 분리하여 농축한 후, 냉매증기는 저온재생기의 전열관내로 들어가 고온재생기에서 농축한 농도 X_4의 용액을 가열 · 농축하여 응축한다. 이 때 흡수기 및 응축기의 냉각수로서 하수처리수를 이용한다. 즉, 이 농축잠열에 해당하는 만큼 고온재생기에서 외부로부터의 공급열을 절감시킬 수 있는 2중효용 사이클을 구성한다. 한편 저온재생기내에서 발생한 냉매증기는 응축기로 들어가 냉각수에 의해 응축된 후 저온재생기에서의 냉매액과 응축기에서 모여 중

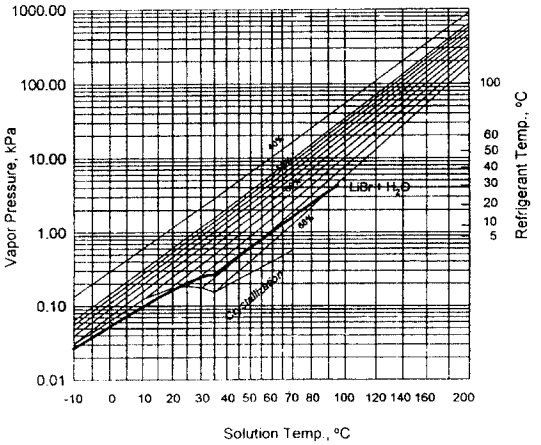

Fig. 2. Comparison of crystalization between new working fluid and LiBr solution.

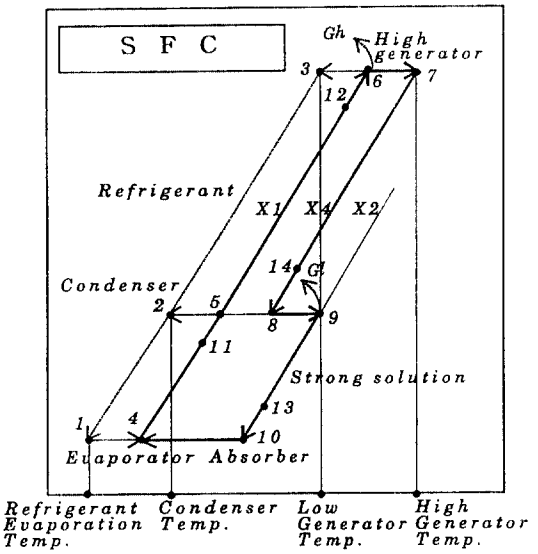

Fig. 3. Dühring diagram of double effect absorption refrigeration for series type.

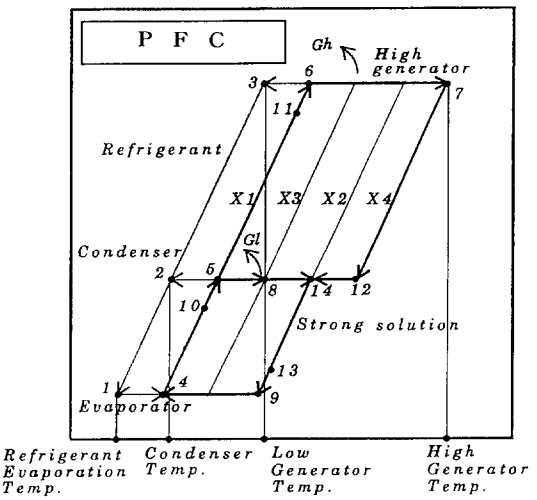

Fig. 4. Dühring diagram of double effect absorption refrigeration for parallel type.

Table 1. Nominal Conditions of simulation parameters.

Investigated Condition	Nominal Condition
Refrigeration capacity	3516 W
Treated sewage inlet temperature	26°C
Chilled water inlet temperature	12°C
Chilled water outlet temperature	7°C
Weak solution flowrate	0.05 m^3/h [100%]
Absorber approach temperature	4°C
Temperature loss of absorber	2°C
Evaporator approach temperature	2°C
Condenser approach temperature	2°C
Low-temperature generator approach temperature	5°C

력과 압력차에 의해 증발기로 들어가 증발기 관내를 흐르는 냉수와 열교환하여 증발한다. 증발한 냉매증기는 흡수기로 들어가 흡수기 전열관을 흘러내리는 농도 X_2인 용액에 흡수된다.

Fig. 4는 병렬방식 2중효용 흡수식 냉동사이클의 듀링선도이다. 흡수용액의 흐름은 흡수기로부터 나온 농도 X_1인 용액이 저온용액 열교환기를 나오는 곳에서 고 · 저온재생기로 분리되어 들어가 각각 재생 농축한 후 혼합하여 흡수기로 돌아오며, 냉매의 흐름은 직렬방식의 경우와 같다.

3. 사이클의 모델화와 기본방정식

3-1. 가정

사이클 시뮬레이션의 대상은 냉매로는 물(H_2O), 흡수용액으로는 신흡수용액(몰비 LiBr:LiI:LiCl:$LiNO_3$= 0.414:0.31:0.17:0.10)과 LiBr 수용액을 사용하는 2중효용 직렬사이클과 병렬사이클로 하였으며, 정상상태에서의 시뮬레이션을 용이하게 하기 위해 다음과 같이 가정하였다.

① 사이클상의 각 점에서 온도, 압력, 용액농도는 평형상태이다.

② 증발기와 흡수기, 저온재생기와 응축기는 각각 등압평형상태에 있다.

③ 각 열교환기는 향류형으로 하며, 온도차는 대수평균온도차를 이용한다.

④ 순환냉매는 증발기내에서 완전히 증발하여 흡수기의 흡수용액에 흡수된다.

⑤ 냉매순환량은 일정하다.

⑥ 기기로부터의 열손실과 관내에서의 압력강하는 무시한다.

⑦ 고온재생기로부터의 냉매증기 응축열은 모두 저온재생기내의 중간농도용액의 농축을 위해 사용된다.

⑧ 각 열교환기의 열통과율은 일정하다.

3-2. 계산조건과 계산방법

증발기에서의 냉동능력은 3516 W(1USRT), 증발기에서의 냉수의 입 · 출구온도는 12°C 및 7°C로 하였다. 그리고 여름철 하수처리수의 온도분포는 20~26°C로서 하수처리수를 흡수식 냉동기의 냉각수로 이용하는 경우, 수온이 높아지면 저온 및 고온재생기의 압력이 올라가게 되고 높은 가열온도를 필요로 하게 되며, COP는 저하하게 되기 때문에 흡수식 냉동기를 설계할 때는 냉각수의 수온이 높은 때를 기준으로 하여 가열온도, 전열면적을 설정해야 하므로 하수처리수의 수온은 26°C를 기준으로 하였다. LiBr 수용액의 열물성치는 McNeely[12]의 식을 이용하였고, 신흡수용액의 열물성치는 西山敎之[7]의 식을 참고하였다.

3-3. 기본방정식

사이클 해석을 위해 주어진 조건에서의 각 상태점들은 질량 평형방정식, 에너지 평형방정식과 상태방정식으로부터 구하였다. 또한 흡수기의 열 및 물질평형의 관계식은 아래와 같으며, 첨자의 번호는 Fig. 3과 Fig. 4의 듀링선도에 나타낸 번호와 일치한다.

3-3-1. 직렬사이클(Series Flow Cycle; SFC)

직렬사이클(SFC)의 물질평형은 고온재생기 용액출구 농도 X_4[wt%]를 가정하면, 고온재생기에서의 발생냉매 질량은 아래식으로 구할 수 있다.

$$G_R = G_h + G_l \tag{1}$$

$$G_h = (1 - X_1/X_4) \cdot G_W \tag{2}$$

$$G_l = (1 - X_1/X_2) \cdot G_W - G_h \tag{3}$$

증발기의 열평형은 냉수의 입구, 출구온도를 각각 T_{CH1}, T_{CH2}라 하면

$$Q_E = G_R \cdot (i_1 - i_2) = C_{PCH} \cdot G_{CH} \cdot (T_{CH1} - T_{CH2}) \tag{4}$$

흡수기의 열평형은 냉각수 입구, 출구온도를 T_{CO1}, T_{CO2}라 하면

$$\begin{aligned} G_A &= G_R \cdot (i_1 - i_4) + G_S \cdot (h_{13} - h_4) \\ &= C_{PCO} \cdot G_{CO} \cdot (T_{CO2} - T_{CO1}) \end{aligned} \tag{5}$$

응축기의 열평형은 냉각수의 응축기 입구, 출구온도를 T_{CO3}, T_{CO4}로 하면 다음과 같다.

$$\begin{aligned} Q_C &= G_h \cdot j_3 + G_l \cdot i_l - G_R \cdot j_2 \\ &= C_{PCO} \cdot G_{CO} \cdot (T_{CO4} - T_{CO3}) \end{aligned} \tag{6}$$

저온 · 고온 용액열교환기는 흡수기에서 희석된 용액과 저온 · 고온재생기에서 농축된 용액이 대향으로 열교환하는 요소로서, 저온 용액열교환기의 열평형은

$$Q_{LEX1} = G_W \cdot (h_{11} - h_4) \tag{7}$$

$$Q_{LEX2} = (G_W - G_h - G_l) \cdot (h_9 - h_{13}) \tag{8}$$

고온 용액열교환기의 열평형은 다음식과 같다.

$$Q_{HEX1} = G_W \cdot (h_{11} - h_{12}) \tag{9}$$

$$Q_{HEX2} = (G_W - G_h) \cdot (h_7 - h_{14}) \tag{10}$$

고온재생기의 열평형은

$$Q_h = G_h \cdot i_h + (G_W - G_h) \cdot h_7 - G_W \cdot h_{12} \tag{11}$$

저온재생기의 열평형은

$$G_l = G_l \cdot i_l + (G_W - G_h - G_l) \cdot h_9 - (G_W - G_h) \cdot h_{14} \tag{12}$$

3-3-2. 병렬사이클(Parallel Flow Cycle; PFC)

병렬사이클(PFC)의 냉매 및 흡수용액에 관한 물질평형은 아래식과 같다.

$$G_R = G_W - G_S \tag{13}$$

저온재생기 용액출구 농도 X_3[wt%]를 가정하므로써 고온 · 저온재생기에서의 발생냉매증기의 질량유량은 다음의 식에서 구해진다.

$$G_l = (1 - X_1/X_3) \cdot G_W \cdot (1 - \alpha) \tag{14}$$

$$G_h = G_R - G_l \tag{15}$$

이 물질수지에 의해 고온재생기 용액출구 농도 X_4[wt%]를 구할 수 있다.

$$X_4 = (X_2 \cdot G_S - X_3 \cdot (1 - \alpha) \cdot G_W - G_l)) / (\alpha \cdot G_W - (G_R - G_l)) \tag{16}$$

증발기, 흡수기, 응축기, 고온 · 저온 용액열교환기의 열평형은 직렬흐름 사이클과 같다. 고온재생기의 열평형은

$$Q_h = G_h \cdot (i_h + i_7) + \alpha \cdot G_W \cdot (h_7 - h_{11}) \tag{17}$$

저온재생기의 열평형은 아래와 같다.

$$Q_l = G_l \cdot i_l + ((1 + \alpha) \cdot G_W - G_l) \cdot h_8 - (1 - \alpha) \cdot G_W \cdot h_{10} \tag{18}$$

3-3. 계산순서

열, 물질평형과 가정에 기초해서 아래의 순서대로 계산을 행하였다.

(1) 냉수, 냉각수온도, 유량, 흡수용액유량, 각열교환기의 성능 등을 초기입력 파라메타(parameter)로 설정한다.

(2) 용액열교환기 입구, 출구온도차, 흡수기출구 온도차, 증발기-흡수기 압력차 등 각 어프로치(approach)값을 설정한다.

(3) 응축온도의 가정하에서 증발기와 흡수기의 열량을 계산한다.

(4) 농도 X_3를 가정하고 저, 고온재생기의 각 열량을 계산한다.

(5) 고온재생기에서 발생한 냉매증기의 응축열량과 저온재생기내 교환열량의 비교를 행하여 그 오차가 0.1% 이하가 될 때 까지 X_3의 가정을 반복한다.

(6) 응축기의 계산에서 구한 응축온도와 가정한 응축온도와의 오차가 0.1% 이하에 수렴할 때까지 응축온도를 변화시켜 계산을 반복한다.

(7) 결정화의 판정 및 열평형의 계산을 행한다.

위에서 설명한 병렬사이클의 시뮬레이션에 관한 순서도를 Fig. 5에 나타내었다.

4. 결과 및 고찰

4-1. 병렬방식에서의 최적 용액분배율의 영향

Fig. 6은 병렬방식에 있어서 흡수용액 분배율(α)을 변수로 해서 COP 및 고온재생기농도(X_h)에 미치는 영향

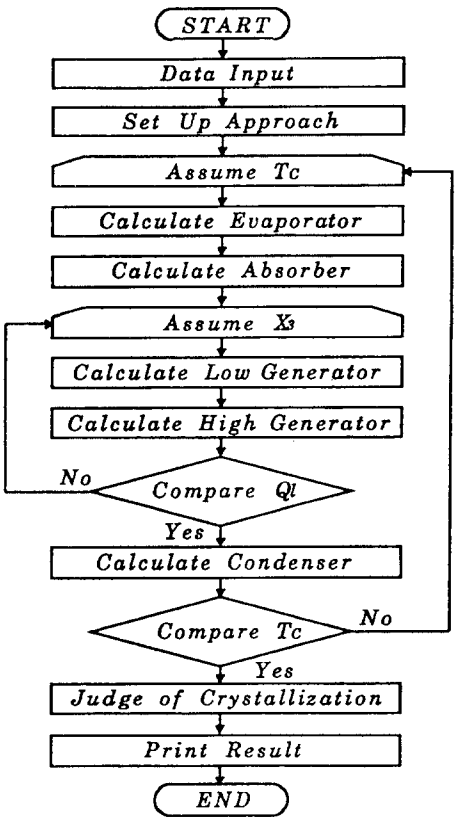

Fig. 5. Flow chart of the simulation on double-effect absorption cycle.

에 대한 결과를 나타낸 것이다. LiBr 수용액은 고온재생기에서의 가열에 의해서 농도가 진해지므로 65%까지를 이용한계로, 신흡수용액은 70%까지를 이용한계선으로 취하였다. 그림에 의하면 α가 100%에 가까워지면 고온재생기에 유입하는 용액이 증대하고 COP가 낮아지고 있다. 이것은 고온재생기의 가열열량중에 용액의 현열에 소비되는 부분이 증대되기 때문이다. 또한 α=100%에서는 희용액은 전부 고온재생기로 흘러가므로 단효용의 COP와 같아지게 된다. 용액분배율 α가 10%에 가까워지면 COP가 향상하지만 고온재생기에서의 농도폭이 확대하고 농용액이 결정한계에 가까워지므로 결정한계에서 약 3~5%의 결정여유를 두면 하수처리수 수온이 26°C일 때 최대 COP를 고려하면 LiBr, 신흡수용액의 최적분배율은 25%가 된다. 따라서 이후의 병렬방식에서의 용액분배율은 25%로 계산한 값이다.

4-2. 냉각수 입구온도의 영향

Fig. 7은 냉각수 입구온도(T_{co1}), 즉 하수처리수 수온

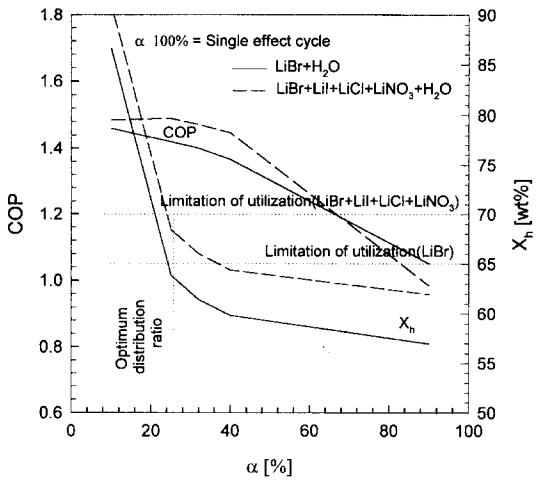

Fig. 6. Influence of weak solution distribution ratio into high generator on the COP and concentration of the high generator.

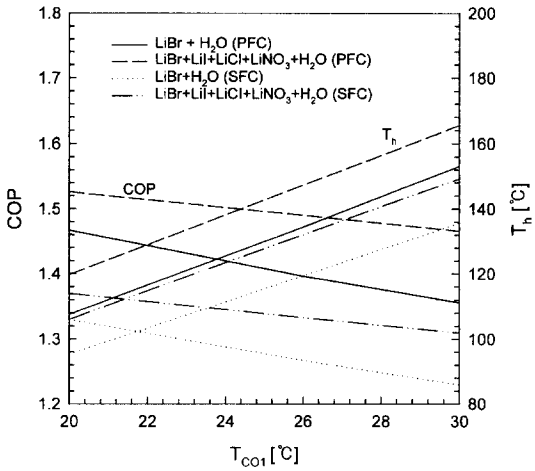

Fig. 7. Comparison of the COP and temperature at the high generator temperature between parallel and series flow type (α_h=25%, V_{LSW}=100%).

변화에 따른 COP 및 고온재생기의 온도를 병렬과 직렬방식을 비교하여 나타낸 것이다. 하수처리수 수온이 증가함에 따라 병렬 및 직렬방식 모두 COP는 다소 감소하며, 모든 운전조건하에서 COP는 병렬방식이 직렬방식보다 높은 값을 나타내고 있다. 그리고 동일한 하수처리수 온도에서 고온재생기의 온도는 병렬방식이 직렬방식보다 15°C 정도 더 높게 유지할 필요가 있음을 알 수 있다. 신흡수용액의 경우가 LiBr 수용액보다 COP 및 고온재생기 출구의 온도가 높게 나타나고 있음을 알 수 있다.

Fig. 8은 냉각수 입구온도에 대한 고온재생기 압력(P_h) 및 총전열면적(A_T)의 변화를 나타낸다. 이것은 냉수 입구온도 12°C, 냉수출구온도 7°C, 희용액순환량 100%로 할 때의 결과이다. 여기에서 총전열면적(A_T)은 흡수기, 증발기, 응축기, 고·저온재생기와 고·저온열교환기의 각 전열면적의 합이다. 그림에서 냉각수 입구온도가 증가하면 고온재생기의 압력이 높아져서 시스템에 악영향을 미치며 냉각수 입구온도가 상승한 만큼 열교환에 필요한 총전열면적은 다소 증가하게 된다는 것을 알 수 있다. 신흡수용액의 경우가 직렬 및 병렬방식에서 총전열면적이 LiBr 수용액의 경우보다 병렬에서는 차이가 없고, 직렬의 경우 약 10%정도 적은 값을 나타내어 시스템을 소형화 하는데 유리하다는 것을 알 수 있다.

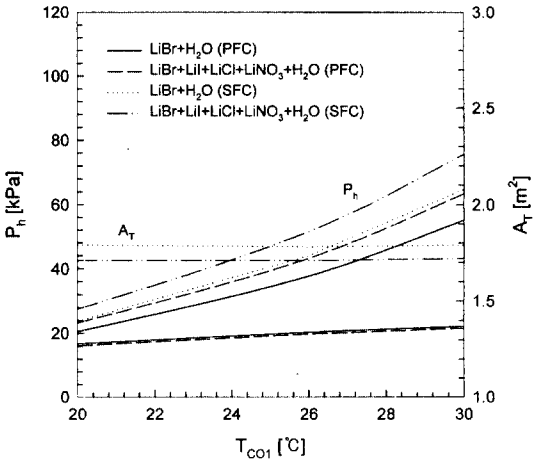

Fig. 8. Influence of cooling water temperature on the high generator pressure and total heat transfer area.

Fig. 9는 하수처리수 수온에 따른 농용액농도를 나타낸 것이다. 농도는 용액의 결정석출을 알아보기 위하여 병렬방식에서는 고온재생기 출구에서의 농도를, 직렬방식에서는 흡수기 입구에서의 용액농도를 나타낸 것이다. 병렬방식에서 용액결정의 위험은 LiBr 수용액의 경우 3% 여유율을 고려하여 67%로 보면, 본 하수처리수 수온인 26°C에서는 결정의 위험이 없으며, 직렬방식에서도 결정한계를 63%로 보면[1] 결정의 위험은 없음을 알 수 있다. 또한 신흡수용액의 경우에는 결정한계를 병렬방식에서는 72%, 직렬방식에서는 68%까지로 보면[7] 마찬가지로 결정의 위험이 없음을 알 수 있다.

4-3. 냉수 출구온도의 영향

Fig. 10은 냉수 출구온도(T_{CH2})에 대한 COP 및 고온재생기의 온도변화를 나타낸 것이다. 그림에 의하면 신흡수용액과 LiBr 수용액 모두 증발기 출구온도의 상승에 의해서 고온재생기 온도의 저하 및 COP에 효과가 있다는 것을 알 수 있다. 이것은 냉수 출구온도의 상승, 즉 증발온도의 상승이 계전체의 흡수용액농도를 저하시켜서 저온재생기에서의 냉매 응축온도의 저하에 의해 고온재생기의 온도, 작동압력이 저하하기 때문이라 생각된다.

4-4. 희용액 순환량변화의 영향

Fig. 11은 희용액 순환량(V_{LSW}) 변화에 따른 COP 및 고온재생기의 온도를 병렬방식과 직렬방식에 대해 나타낸 것이다. 희용액 순환량의 기준값은 0.05 m³/h이

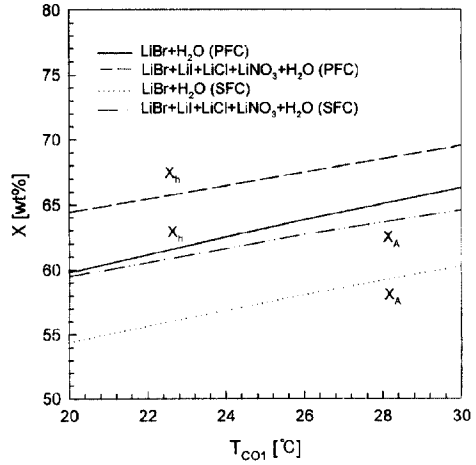

Fig. 9. Comparison of the strong concentration between parallel and series flow type (α_h=25%, V_{LSW}=100%).

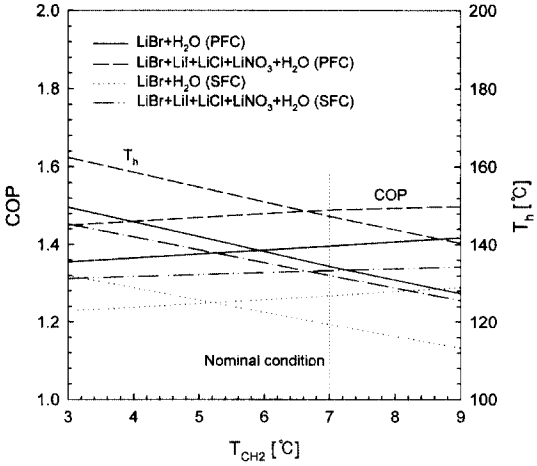

Fig. 10. Influence of chilled water outlet temperature on the rate of change of cycle efficiency and high generator temperature.

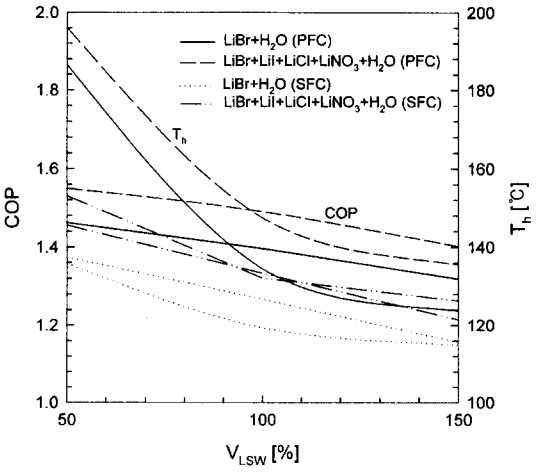

Fig. 11. Comparison of the COP and temperature at the high generator temperature between parallel and series flow type.

다. COP는 병렬 및 직렬방식 모두 희용액순환량이 증가할수록 감소하며, 병렬방식과 직렬방식간의 COP차는 커짐을 알 수 있다. 희용액순환량이 증가하면 결국 용액순환비가 커져서 가열량중 고온재생기나 저온재생기에서의 용액의 온도상승에 사용되는 비율이 커지므로 냉매의 증발에 유효하게 사용되는 용액의 비율이 적어져서 COP는 저하한다. 그러나 희용액 순환량이 증가하면 고온재생기의 온도를 낮게 억제할 수 있음을 알 수 있다. 특히 병렬방식에서는 희용액 순환량이 적어지면 고온재생기의 온도는 급격하게 증가됨을 알 수 있다. 신흡수용액의 경우가 LiBr 수용액보다 COP가 높게 나타나 용액유량을 줄이는데 적절하다는 것을 알 수 있다.

Fig. 12는 희용액순환량에 따른 용액의 농도변화를 나타낸 것이다. 희용액순환량이 감소하면 병렬방식에서는 고온재생기의 출구농도가, 직렬방식에서는 흡수기 입구의 농도가 증가하게 된다. 신흡수용액과 LiBr 수용액의 결정여유를 고려하면 병렬방식에서는 희용액의 순환량이 80%, 직렬방식에서는 50% 이상이 되어야 함을 알 수 있다. 따라서 Figs. 11, 12로부터 하수처리수의 수온이 26℃일 때, 병렬방식에서의 희용액순환량은 80% 이상이 되어야 한다고 생각한다.

4-5. 열교환기 온도차의 영향

Fig. 13은 흡수기에서의 접근온도차(ΔT_A)가 COP 및 고온재생기의 농도에 미치는 영향을 나타낸 것이다. 온도차가 증가할수록 COP는 낮아지고, 고온재생기의 농도는 커지며 결정여유를 고려하면 5℃ 이상의 흡수기 온도차에서 결정석출의 위험이 있게 된다. 신흡수용액의 경우가 LiBr 수용액보다 COP 및 고온재생기 출구의 농도가 높게 나타나고 있음을 알 수 있다.

Fig. 14는 흡수기에서의 온도차에 따른 고온재생기 출구온도 및 KA(열통과율×전열면적)의 관계를 나타낸 것이다. 온도차를 작게 하면 고온재생기의 온도를 낮게 억제할 수 있는 장점이 있다. 또한 그림에서 온도차 증가와 함께 KA는 감소하지만, 3℃ 이하에서는 급격한 증가를 나타낸다. 또한 하수처리수를 사용하는 것으로 상정하였기 때문에 전열면의 오염을 고려해야 한다. 즉, 운전상태(전열면적이 고정된 경우)에서 오염계수가 증

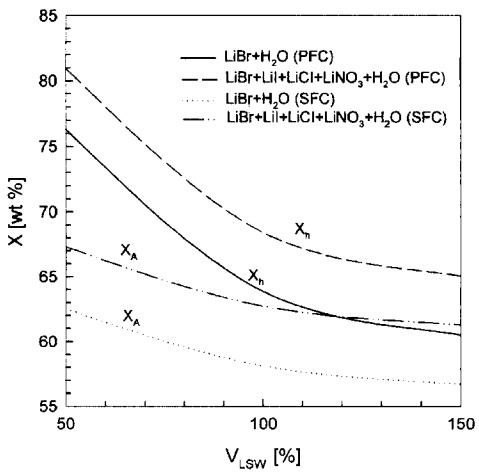

Fig. 12. Comparison of the strong solution concentration between parallel and series flow type.

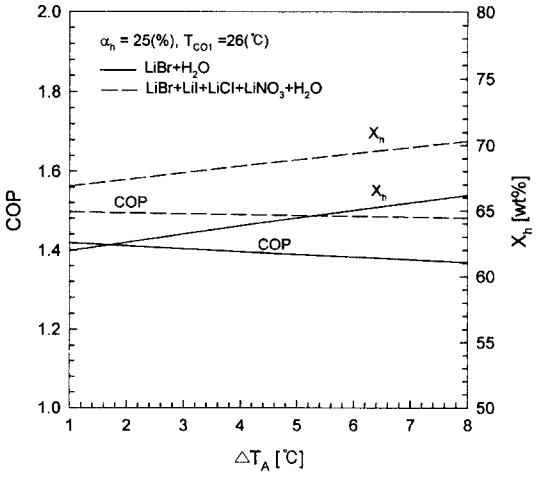

Fig. 13. Effects of approach temperature at absorber on the COP and high generation temperature solution concentration in the parallel flow type.

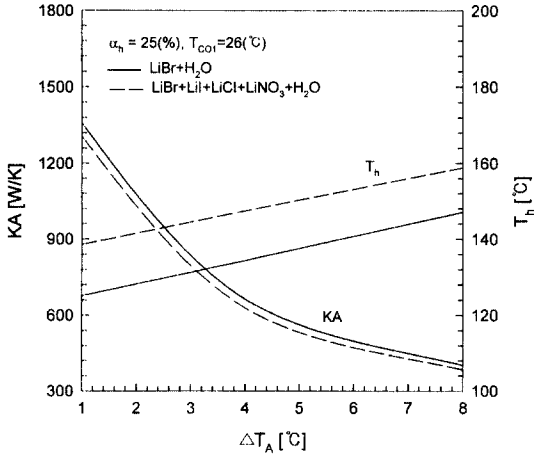

Fig. 14. Effects of approach temperature variation at absorber on the COP and the high generator temperature.

가하여 온도차가 증가하게 되면 K값이 급격하게 감소하는 것을 볼 수 있다. 따라서 신흡수용액과 LiBr 수용액으로 흡수식 냉동기를 운전하는 경우에는 전열면의 오염[7]으로 인하여 K값의 급격한 감소에 의한 COP의 저하 및 용액결정의 위험성이 일어날 수 있기 때문에 전열면의 오염을 방지하기 위한 세정장치의 필요성 및 하수처리수에 의한 정확한 오염계수 측정에 관한 연구가 필요하다고 생각된다.

Fig. 15는 흡수기 손실온도 변화가 COP 및 가열원의 온도에 미치는 영향을 나타낸 것이다. 여기서 흡수기 손실은 용액에 흡수될 때에 발생하는 흡수저항에 의한 흡수기의 온도, 압력의 저하를 나타낸다. 그림으로부터 각 사이클 모두 흡수기 손실에 의한 COP의 영향은 그다지 크지 않다는 것을 알 수 있다. 그러나 흡수기 손실이 크게 되면 흡수기 출구의 압력이 저하하므로 농도가 높아지며 가열원 온도(T_{hg})가 상승하여 성능이 저하함을 알 수 있다. 신흡수용액의 경우가 LiBr 수용액보다 COP 및 가열원온도가 높게 나타나고 있음을 알 수 있다.

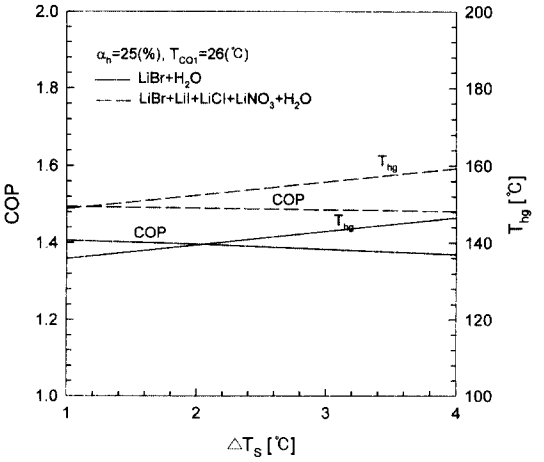

Fig. 15. Influence of temperature of absorber loss on the COP and high generation temperature.

5. 결 론

2중효용형 흡수식 냉동기의 냉각수로서 하수처리수를 사용하는 것으로 상정하고, 신흡수용액을 이용한 병렬 및 직렬방식 사이클의 성능 특성을 사이클 시뮬레이션을 수행하여 LiBr 수용액과 비교, 검토한 결과 다음과 같은 결론을 얻었다.

1) 병렬방식에서 하수처리수 수온 26℃, 희용액유량을 RT당 0.05 m^3/h로 할 경우, 최적용액분배율은 고온재생기로의 분배유량은 신흡수용액과 LiBr 수용액 모두 25%로 하였을 때였다.

2) 신흡수용액의 경우 LiBr 수용액보다도 10℃ 정도 결정라인을 완화시켜 고농도에서 용액의 결정을 방지할 수 있으며, 총전열면적이 10%정도 적은 값을 나타내어 시스템의 고효율화 및 소형화가 가능하다.

3) 하수처리수 수온에 관계없이 병렬방식이 직렬방식보다 높은 COP를 얻을 수 있었고 신흡수용액의 경우 기존의 LiBr 수용액 보다도 약 5~10% 정도 COP의 향상을 가져왔다.

4) 희용액순환량에 따른 COP는 병렬 및 직렬방식 모두 희용액순환량이 증가함에 따라 감소하지만 희용액순환량이 증가할수록 두 방식간의 COP차는 커진다.

5) 하수처리수 수온이 26℃일 때, 병렬방식에서는 희용액유량을 RT당 0.04 m^3/h 이상, 직렬방식에서는 0.025 m^3/h 이상으로 하여야 한다.

6) 열교환기 온도차가 증가할수록 신흡수용액과 LiBr 수용액의 경우 COP는 감소하고, 고온재생기의 온도 및 농도가 증가하게 되므로 적절한 열교환기 온도차를 선정하여야 한다.

7) 병렬방식에서 각 열교환기중 흡수기에서의 열교환 성능이 COP에 미치는 영향이 가장 크며, 하수처리수에 의한 흡수기 전열면의 오염상태의 연구 및 제거에 대한 대책이 필요하다.

감사의 글

본 연구는 산업자원부 에너지절약기술개발사업의 지원으로 수행되었으며 관계자 여러분께 감사드립니다.

사용기호

A : 전열면적(m^2)
COP : 성능계수
C_p : 비열(kJ/kg·K)
K : 열통과율($W/m^2 \cdot K$)
KA : 열통과율×전열면적(W/K)
G : 질량유량(kg/s)
i : 냉매증기의 비엔탈피(kJ/kg)
j : 냉매액의 비엔탈피(kJ/kg)
h : 흡수용액의 비엔탈피(kJ/kg)
P : 압력(kPa)
Q : 열량(W)
T : 온도(℃)
V_{LSW} : 희용액유량(m^3/h)
X : 농도(wt%)
α : 흡수용액의 분배율(%)

하첨자

A : 흡수기
C : 응축기
CH : 냉수
CO : 냉각수
E : 증발기
h : 고온재생기
HEX : 고온용액 열교환기
hg : 가열원
l : 저온재생기
LEX : 저온용액 열교환기
R : 냉매증기
S : 농용액
T : 총
W : 희용액

참고문헌

1. J.I. Yoon: "Performance evaluation of advanced absorption cycles", Dissertation, Tokyo Univ. of agriculture and technology, 39-100 (1995).
2. 윤정인, 오후규, 권옥배, 이용화: "고성능 흡수냉동사이클의 특성시뮬레이션", 대한기계학회논문집, **19**(1), 231-239 (1995).
3. 권오경, 이재승, 최인수, 유선일, 윤정인: "흡수식 냉동기의 신흡수용액 특성 시뮬레이션", 공기조화 냉동공학회 '97동계학술발표회 논문집, 255-260 (1997).
4. 신현준: "하수처리수폐열의 회수이용", 냉동공조기술, **12**(12), 88-97 (1995).
5. 신현준, 정광순: "지역냉난방 열원으로서 하수열의 이용방안", 에너지 · 자원 기술정보 16호, 24-41 (1998).
6. 小島弘 外 2人: "未利用エネルギーを活用した複合エネルギーシステムの研究", 第28回空氣調和 冷凍聯合講演會, 東京, 165-168 (1994).
7. 西山敎之 外 5人: "新作動媒體を用いた下水處理水利用吸收ヒトポンプの研究開發", 日本冷凍協會論文集, **11**(2), 131-142 (1994).
8. G. Grossman: "Modular simulation of absorption systems user's guide and reference (ABSIM)", Oak Ridge National Laboratory, Oak Ridge Tenn (1995).
9. 伊 木茂樹, 植村正: "吸收冷凍機及び吸收ヒートポンプ用作動媒體-吸收劑系について", 冷凍, **62**(711), 38-47.
10. 柏木孝夫: "吸收冷凍サイクルとその作動媒體", 冷凍, **68**(789), 1-4.
11. 植村正: "各作動媒體の研究動向", 冷凍, **68**(789), 21-31.
12. McNeely, L.A.: "Thermodynamic Properties of Aqueous Solution of Litium Bromide", ASHRAE Transactions, **85**, Pt.1, 413-434 (1979).
13. 日本機械學會: "技術資料: 流體の熱物性値集" (1983).
14. ASHRAE, ASHRAE Handbook Fundamentals, 17. 69~70 (1989).
15. 高田秋一: 吸收冷凍機とヒ-トポンプ, 日本冷凍協會 (1989).