

하수처리수이용 흡수식냉동사이클의 해석

Analysis of Absorption Refrigeration Cycles to Utilize Treated Sewage

이 용 화*
Y. H. Lee

Key words : Treated sewage (하수처리수), Absorption refrigeration cycle (흡수식냉동 사이클), Parallel or series flow type (병렬 또는 직렬흐름방식), H₂O/LiBr pair (물/리튬브로마이드 계)

Abstract

The gas-fired 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. The working fluid is Lithium Bromide and water solution.

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 efficiency of a couple of cycles has been studied and simulation results show that higher coefficient of performance could be obtained for parallel flow type. 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 flow type.

기 호 설 명

α_H : 고온재생기로의 용액백분율 (%)
 C : 증량농도 (wt %)
 COP : 성능계수 (Coefficient of Performance)
 h : 엔탈피 (J/kg)
 KA : 열통과율 \times 전열면적 (W/K)
 m : 질량유량 (kg/h)
 P : 압력 (Pa)

Q : 열량 (J/h)
 T : 온도 (°C)
 VFR_w : 회용액순환량 (m³/h)
 η : 효율 (%)

하 첨 자

A : 흡수기
 C : 응축기
 CO : 냉각수
 E : 증발기
 HHE : 고온용액열교환기

* 정회원, 유한전문대학 건축설비과

- HG : 고온재생기
- LHE : 저온용액열교환기
- LG : 저온재생기
- L : 용액
- V : 증기

1. 서 론

화석연료의 대량소비에 따른 지구 온난화, 산성비 및 도시의 대기오염, 그리고 특정 프레온 사용에 따른 지구의 오존층 파괴 등 지구규모의 환경문제가 전세계의 중대한 과제가 되고 있다.

또한 현재 생활수준의 향상으로 쾌적한 생활공간을 추구함에 따라 최근 냉방기의 설치비율이 급격히 증가하고 있으며, 이로 인한 여름철 냉방용 전력소비량이 급증하여 전력 예비율이 위험수위에 다달아서 국가적으로 여름철 전력수급에 큰 불균형을 초래하고 있다.

이에 따라 동력원을 전기로부터 가스로의 전환 및 특정 프레온의 사용금지에 따라 흡수식 냉동기 및 열펌프의 사용이 증대되고 있으며, 이들 시스템의 고성능화와 이중효용형 및 각종 고성능 사이클, 어드밴스드 사이클에 관한 연구가 활발히 이루어지고 있다^{(1)~(7)}.

또한 냉난방용 열수요의 급증에 따라 주변에 대량으로 존재하는 태양열, 바닷물, 하천수, 하수처리수, 각종 배열 등의 미이용(未利用)에너지의 활용에 대한 기대도 커지고 있다^{(8)~(10)}. 특히 하수처리수, 하천수 등과 같이 온도레벨이 낮은 미이용에너지를 활용하기 위한 흡수식 열펌프에 대한 연구가 이루어지고 있다^{(11)~(13)}. 이 중에서도 하수처리장으로 부터 방류되는 하수처리수는 년간 수온이 안정되어 있고⁽¹⁴⁾ 1991년도 기준으로 우리나라 가정 및 상업용 에너지 수요량의 약 13%에 해당하는 막대한 양⁽¹⁵⁾으로써 지금까지는 온도가 낮다는 점 때문에 방치되어 왔으나 흡수식 냉동기 및 열펌프를 사용하면 이의 활용이 가능하며, 특히 여름철에는 흡수식 냉동기의 냉각수로 사용하면 냉각탑 및 이를 위한 배관 등이 필요없는 장점이 있다. 또한 겨울철에는 흡수식 열펌프의 저열원(냉수)으로서 사용할 수 있는 장점이 있다⁽¹³⁾.

하수처리수를 이용하는 흡수식 시스템은 井汲 등⁽¹¹⁾에 의한 고온승온형 2단흡수사이클의 해석에 관한 연구, 小島 등⁽¹²⁾은 흡수식열펌프를 사용하는 복합에너지 시스템에 관한 연구, 西山 등⁽¹³⁾은 이중효용형 직렬방식을 채택하여 여름철에는 2중효용 흡수냉동기로서 겨울철에는 이중효용형과 조합된 각종 승온형 사이클을 채택한 연구가 있으며, 또한 이들 시스템을 상용화하여 건물의 냉·난방 및 급탕에 이용하고 있다. 그런데 냉방뿐만이 아니고 난방모드에서의 성능향상을 위해서도 이중효용형 냉동기의 성능향상이 필요하다. 西山의 연구에서는 직렬방식을 채택하고 있지만 일반적인 흡수식 시스템에서는 병렬방식의 효율이 더 좋기때문에 하수처리수 이용시 이 방식의 적용 가능성과 성능비교가 필요하다고 생각된다.

본 연구에서는 현재 상용화되고 있는 이중효용형 흡수식에서 하수처리수를 냉각수로 이용함으로써 LiBr 수용액의 결정화 문제 해결과 미이용에너지를 활용한다는 측면에서 국내 하수처리장의 하수처리수의 수온을 바탕으로 하여 이들 두가지 흐름방식의 이중효용 흡수식 사이클의 시뮬레이션을 통해 이들의 특성 및 성능 비교를 목적으로 하고 있다.

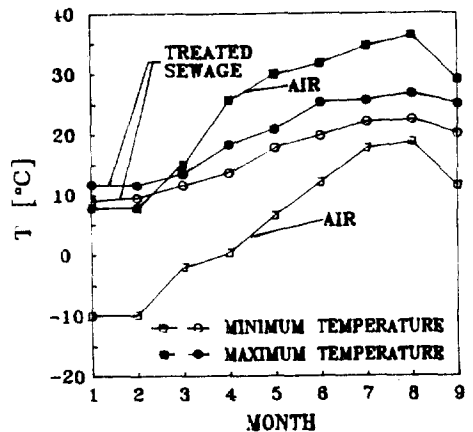


Fig.1 Temperature distributions of treated sewage and air in Seoul

2. 시스템의 개요

2.1 하수처리수의 특성

서울에서의 하수처리수량은 $7,820 \times 10^3 \text{m}^3/\text{day}$ 로서⁽¹⁵⁾ 다량의 하수처리수가 한강으로 유출되고

있으며, 여름철 수온은 Fig.1과 같이 20~26°C 로서⁽¹⁴⁾ 공기보다 이용하기 쉬운 온도레벨하에 있다. 또한 일반적으로는 흡수식 냉동기의 흡수기 및 응축기를 냉각하기 위해 냉각탑이 설치되지만 하수처리수를 이용하면 냉각탑이 필요없는 시스템을 구성할 수 있다.

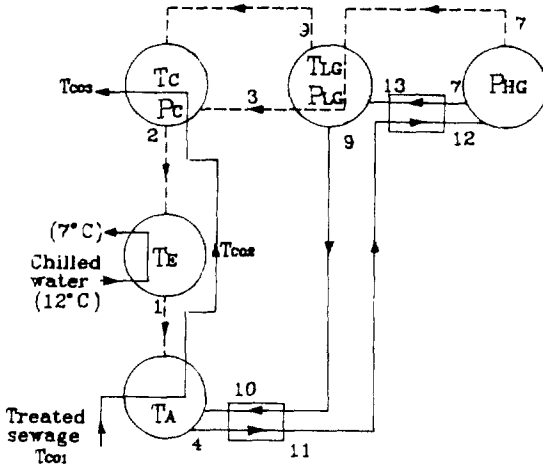


Fig.2 Schematic diagram of double-effect absorption refrigerator with series flow type

2.2 사이클의 개요

Fig.2와 3은 이중효용 직렬방식 사이클(series flow cycle)의 개략도와 듀링선도를 나타낸 것이다. 냉매(물)는 증발기에서 냉수(저온열원)와 열교환하여 증발하며, 흡수기와 압력에 의해 흡수기내의 용액(농도 C_3)에 흡수된다. 냉매를 흡수한 용액(농도 C_1)은 저온열교환기, 고온열교환기를 거쳐 고온재생기에서 구동열원에 의해 가열, 농축(농도 C_2)되어 고온열교환기를 거쳐 저온재생기로 유입되며, 고온 재생기에서 발생한 냉매증기의 응축열에 의해 농도 C_2 의 용액으로 된다. 이 용액은 저온 열교환기를 거쳐 다시 흡수기내로 유입된다. 또한 저온 재생기에서 발생한 냉매증기는 응축기에 들어가고 냉각수에 의해 냉각되어 응축한다. 이때 Fig.2와 같이 흡수기 및 응축기의 냉각수로 하수처리수를 이용한다.

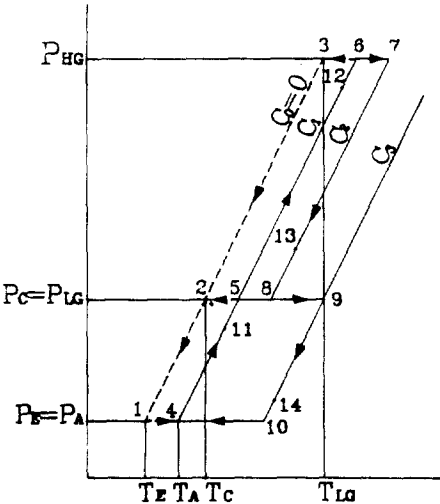


Fig.3 Duhring diagram of double-effect series flow cycle

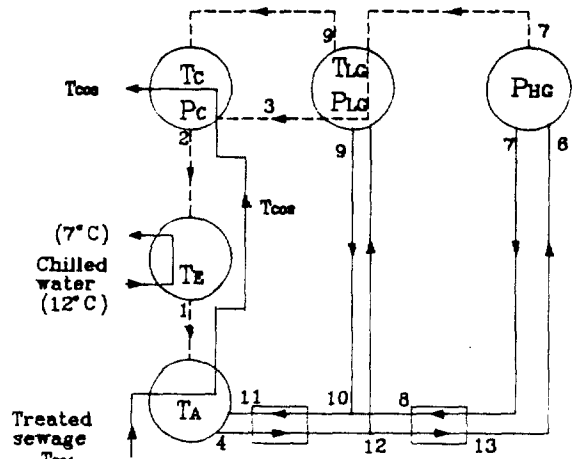


Fig.4 Schematic diagram of double-effect absorption refrigerator with parallel flow type

Fig.4와 5는 병렬방식 사이클(parallel cycle)의 개략도와 듀링선도를 나타낸다. 냉매는 증발기에서 저온열원으로부터 열을 급상하여 증발하며 흡수기와 의 압력차에 의해 농용액에 흡수된다(농도 C_1). 이 흡수용액은 저온열교환기를 거쳐 고온 재생기로 향하는 용액(그 분배율 α_H)와 저온 재생기로 향하는 용액($1-\alpha_H$)으로 구분되고 각각 재생기에서 가열·농축된다. 고온재생기로 향하는 흡수용액은 고온열교환기에 의해 승온·승압되어 구동고온열원에 의해 가열·농축되며 농도 C_4 로 된다. 그리고 이 흡수용액은 고온열교환기를 거쳐 저온재생기에서 재생된 용액과 합류된다. 한편 저온재생기로 유입된 희용액은 고온재생기에서 발생한 냉매증기의 응축열에 의해 가열·농축되어 농도 C_2 가 되며, 이 중간 흡수용액은 고온재생기로 부터의 용액과 합류되어 저온열교환기를 거쳐 다시 흡수기내로 도입된다. 저온재생기에서 발생한 냉매증기는 응축기로 들어가며 냉각수로 냉각되어 응축한다. 또한 고온 재생기에서 발생한 냉매증기는 저온재생기에서 열교환한 냉매액과 응축기에서 응축한 냉매와 함께 증발기내로 유입된다. 이 때 이 사이클에서 흡수기 및 응축기에서의 냉각수로 하수처리수를 이용한다.

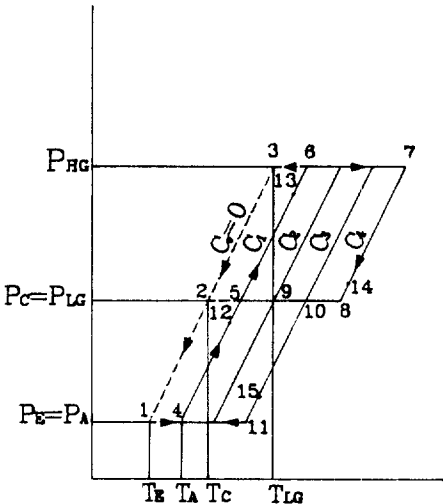


Fig.5 Duhring diagram of double-effect parallel flow cycle

2.3 시뮬레이션에서의 가정

컴퓨터 시뮬레이션에서 다음과 같은 가정을 도입하였다.

- (1) 사이클은 정상상태이며, 각 상태에서 온도, 압력, 용액농도는 평형상태이다.
- (2) 순환하는 냉매는 증발기내에서 완전히 증발한다.
- (3) 증발기내에서 증발한 냉매증기는 흡수기내로 전부 유입된다.
- (4) 흡수기에 유입된 냉매는 강용액에 완전히 흡수된다.
- (5) 펌프동력은 무시한다.
- (6) 고온 재생기에서 발생한 냉매증기의 응축열

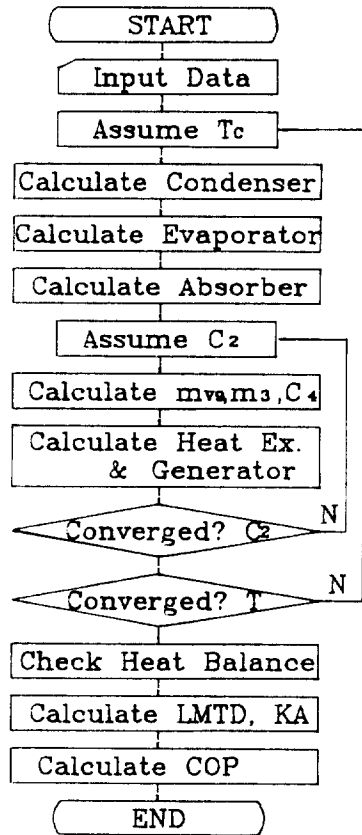


Fig.6 Simulation flow chart of absorption refrigeration system with parallel flow type.

Table 1 Nominal conditions and ranges of simulation parameters

Simulation parameters	Nominal conditions	Ranges
Chilled water inlet temperature	12°C	
Chilled water outlet temperature	7°C	
Treated sewage inlet temperature	26°C	20~28°C
Weak solution flowrate	0.05m ³ /h[100%]	0.025~0.075m ³ /h
CAT at absorber	4°C	1~10°C
CAT at evaporator	2°C	1~4°C
CAT at condenser	2°C	1~10°C
CAT at low-temperature generator	5°C	2~8°C
Absorber loss	2°C	
Effectiveness of solution heat exchanger	0.85	0.7~1
Efficiency of high-temperature generator	0.9	

Table 2 Heat and mass balance equations

Heat Exchanger	Series flow type	Parallel flow type
Evaporator	$m_1 = m_2, Q_E = m_1 h_{V1} - m_2 h_{L2}$	$m_1 = m_2, Q_E = m_1 h_{V1} - m_2 h_{L2}$
Absorber	$m_4 = m_1 + m_{14}, m_4 C_1 = m_{10} C_3$ $Q_A = m_{14} h_{L14} + m_1 h_{V1} - m_4 h_{L4}$	$m_4 = m_1 + m_{15}, m_4 C_4 = m_{11} C_3$ $Q_A = m_{15} h_{L15} + m_1 h_{V1} - m_4 h_{L4}$
Condenser	$m_2 = m_{V9} + m_3$ $Q_C = m_9 h_{V9} + m_3 h_{L3} - m_2 h_{L2}$	$m_2 = m_{V9} + m_3$ $Q_C = m_9 h_{V9} + m_3 h_{L3} - m_2 h_{L2}$
High-temperature generator	$m_{12} = m_{V7} + m_{L7}$ $Q_{HG} = m_{V7} h_{V7} + m_{L7} h_{L7} - m_{12} h_{L12}$	$m_{13} = m_{V7} + m_{L7}, m_{13} = m_{12} \alpha_H$ $Q_{HG} = m_{V7} h_{V7} + m_{L7} h_{L7} - m_{12} h_{L12}$
Low-temperature generator	$m_{13} = m_{L9} + m_{V9}$ $Q_{LG} = m_{V9} h_{V9} + m_{L9} h_{L9} - m_{13} h_{L13}$	$m_{12}(1 - \alpha_H) = m_{L9} + m_{V9}$ $Q_{LG} = m_{V9} h_{V9} + m_{L9} h_{L9} - m_{12}(1 - \alpha_H) h_{L12}$
High-temperature solution heat ex.	$m_{11} = m_{12}, m_7 = m_{13}$ $Q_{HHE} = m_{11}(h_{L12} - h_{L11}) = m_{13}(h_{L7} - h_{L13})$	$m_{L7} = m_8, m_{12} \alpha_H = m_{13}$ $Q_{HHE} = m_{13}(h_{L13} - h_{L12}) = m_8(h_{L7} - h_{L8})$
Low-temperature solution heat ex.	$m_{14} = m_{19}, m_{11} = m_4$ $Q_{LHE} = m_{14}(h_{L9} - h_{L14}) = m_{11}(h_{L11} - h_{L4})$	$m_{11} = m_{10}, m_4 = m_{12}$ $Q_{LHE} = m_{11}(h_{L10} - h_{L11}) = m_4(h_{L12} - h_{L4})$
Heat balance	$Q_A + Q_C = Q_E + Q_{HG}$	$Q_A + Q_C = Q_E + Q_{HG}$
COP	$COP = Q_E \eta_{HG} / Q_{HG}$	$COP = Q_E \eta_{HG} / Q_{HG}$

은 전부 저온재생기내의 용액에 주어진다.

(7) 각 열교환기 및 배관으로부터의 열손실은 무시한다.

2.4 계산조건과 계산식 및 계산방법

2.3의 가정 및 Table 1과 같은 조건하에서 계산을 수행하였다. 증발기에서의 냉동능력은 3.516kW, 증발기에서의 냉수의 입·출구온도는 12°C 및 7°C

로 하였다. 그리고 여름철 하수처리수의 온도분포는 20~26°C로서 하수처리수를 흡수식 냉동기의 냉각수로 이용하는 경우, 수온이 높아지면 저온 및 고온재생기의 압력이 올라가게 되고 높은 가열 온도를 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 기

준으로 하였다. 또한 흡수기에서의 손실 2°C를 고려하였다⁽⁴⁾.

H₂O/LiBr 계의 물성치는 McNeely⁽¹⁷⁾의 식을 참고로 하여 각 물성치는 다음의 함수를 이용하여 구하였다.

$$H_2O/LiBr \text{ 용액} : T=f_{L1}(X,P), \quad P=f_{L2}(T,X), \\ X=f_{L3}(P,T), \quad H=f_{L4}(T,X),$$

$$\text{냉매} : P=f_{R1}(T), \quad H=f_{R2}(T)$$

그리고 시스템의 열 및 물질평형 방정식은 각 열교환기를 모델화하여 Table 2와 같이 구하였다. 이때 각 열교환부의 모델화시에 열전달 특성은 CAT (closest approach temperature)법⁽¹⁶⁾을 사용하였

으며, 각 열교환부의 KA(열통과율×전열면적) 값을 구할 때는 LMTD(logarithmic mean temperature difference)법을 사용하여 구하였다. 프로그램은 Table 2의 열 및 물질평형식을 이용하여 Fig.6의 플로우 차트에 표시한 바와 같이 작성하여 계산을 수행하였다.

3. 결과 및 고찰

3.1 방열방식에서의 최적 용액 분배율

Fig.7은 용액분배율의 변화에 따른 COP를 하수처리수(냉각수)의 수온을 파라미터로 하며 나타낸 것이다. 그림으로부터 하수처리수의 온도가 작을수록 COP는 증가함을 알 수 있다. 이것은 하수처리수의 수온이 높아지면 저·고온 발생기의 압력이 증가하여 높은 가열온도를 필요로 하며(Fig.9와 10참조) 따라서 COP도 저하하기 때문이다. 동일한 하수처리수 수온에 대해 용액분배율이 증가하면 일반적으로 COP도 감소하는데, 이것은 고온 재생기로의 입열량(가열량)중 용액의 현열에 소비되는 부분이 커지기 때문이라고 생각된다. 그리고 COP가 최대로 되는 용액분배율은 20~25%에서 존재하며, 그 현상은 하수처리수의 수온이 낮아짐에 따라 현저하게 나타난다. 또한 $\alpha_H=100\%$ 는 희용액이 전부 고온재생기로 보내지는 단효용의 흡수냉동

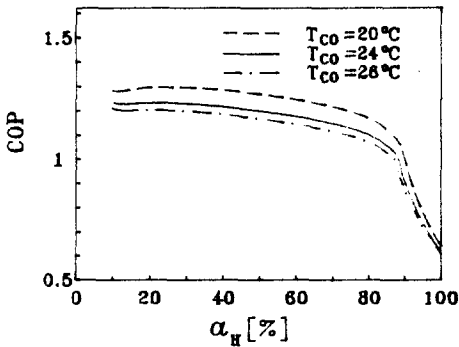


Fig.7 Effects of solution distribution ratio and sewage temperature on the COP in the parallel flow type.(VFR_w=100%)

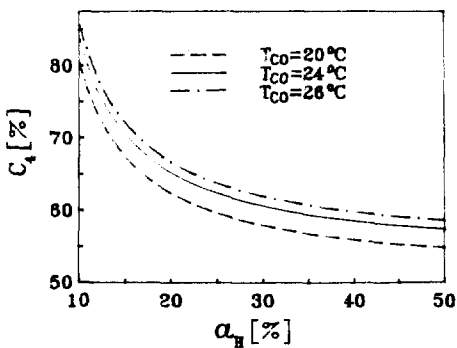


Fig.8 Effects of solution distribution ratio and sewage temperature on the strong solution concentration in the parallel flow type.(VFR_w=100%)

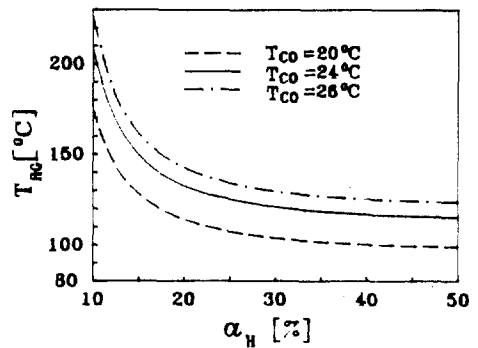


Fig.9 Effects of solution distribution ratio and sewage temperature on the temperature at the high-temp. generator in the parallel flow type.(VFR_w=100%)

사이클이 되는 것이기 때문에 COP도 그것에 대응하는 값이 된다.

Fig.8~10은 용액분배율 변화에 따른 고온재생기의 강용액농도, 압력 및 온도를 하수처리수 수온에 대해 나타낸 것이다. Fig.8에서 동일한 용액분배율에서는 하수처리수의 수온이 높을수록 고온재생기의 농도가 증가하게 된다. 하수처리수의 수온이 26°C인 경우 고온재생기의 용액농도가 결정한계인 70%에 도달하는 용액분배율은 17%일 때 이지만 결정여유를 3%두면 용액분배율은 20%가 된다. 또한 Fig.9에서 용액분배율 변화에 따른 고온재생기의 온도는 하수처리수의 수온이 증가함에 따라 높아지며, 하수처리수의 수온이 26°C일때 고온부식이 급격히 진행되는 재생기의 온도(170°C)⁽¹⁸⁾가 되는 용액분배율은 14%에서, 그리고 용액분배율 25% 이하에서 재생기의 급격한 온도상승이 일어난다. Fig.10에서 고온재생기의 압력도 하수처리수의 수온증가가 함께 증가하지만 전반적으로 대기압 이하로서 용액분배율 변화에 따른 급격한 압력 상승은 나타나지 않고 있다.

Fig.7~10으로부터 하수처리수의 수온이 26°C일 때, 고온재생기 압력을 0.05MPa 이하로 낮게 억제하면서 고온재생기의 온도(고온부식), 용액의 결정석출, 최대 COP를 고려하면 최적 용액분배율은 25%가 적절하다고 생각된다.

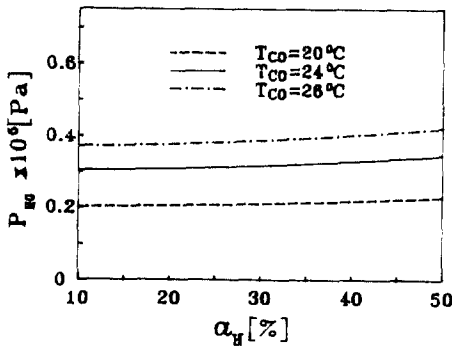


Fig.10 Effects of solution distribution ratio and sewage temperature on the pressure at the high-temp. generator in the parallel flow type.(VFR_w=100%)

3.2 병렬과 직렬방식의 성능 및 특성 비교

Fig.11은 하수처리수 수온변화에 따른 COP 및 고온재생기의 온도를 병렬과 직렬 방식을 비교하여 나타낸 것이다. 하수처리수 수온이 증가함에 따라 병렬 및 직렬방식 모두 COP는 직선적으로 감소하며, 모든 온도조건하에서 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. Fig.12는 하수처리수 수

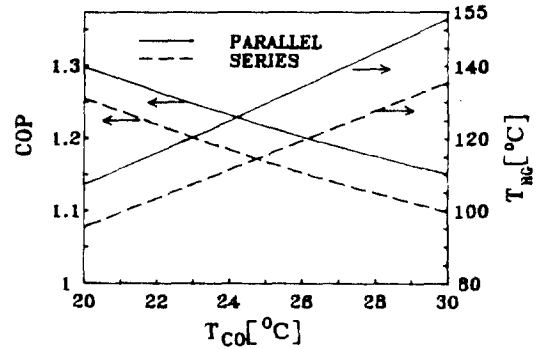


Fig.11 Comparison of the COP and temperature at the high-temp. generator between parallel and series flow type.($\alpha_H = 25\%$, VFR_w=100%)

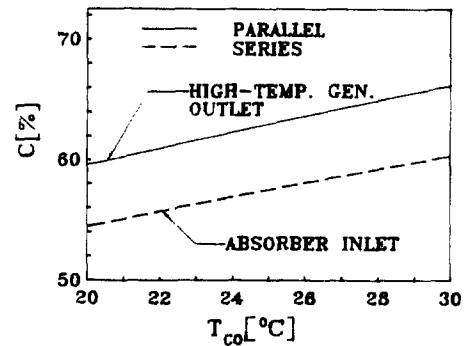


Fig.12 Comparison of the strong solution concentration between parallel and series flow type.($\alpha_H = 25\%$, VFR_w=100%)

온에 따른 강용액농도를 나타낸 것이다. 농도는 용액의 결정성출의 위험성을 알아보기 위하여 병렬방식에서는 고온재생기 출구에서의 농도를, 직렬방식은 흡수기 입구에서의 용액농도를 나타낸 것이다. 병렬방식에서 용액결정의 위험은 여유율을 고려하여 67%로 보면, 본 하수처리수 수온 조건에서는 결정의 위험이 없으며, 또한 직렬방식에서도 결정한계를 63%로 보면⁽¹³⁾ 결정의 위험은 없음을 알 수 있다. Fig.13은 회용액순환량변화에 따른 COP 및 고온재생기의 온도를 병렬방식과 직렬방식에 대해 나타낸 것이다. COP는 병렬 및 직렬 모두 회용액순환량이 증가함에 따라 감소하며, 회용액순환량이 증가할수록 병렬방식과 직렬방식간의 COP차는 커짐을 알 수 있다. 회용액순환량이 증가하면 결국 용액순환비가 커져서 가열량(입열량)중 고온재생기나 저온재생기에서의 용액의 온도상승에 사용되는 비율이 커지므로 냉매의 증발에 유효하게 사용되는 가열량 비율이 적어져서 COP는 저하한다. 그러나 회용액순환량이 증가하면 고온재생기의 온도를 낮게 억제할 수 있음을 알 수 있다. 특히 병렬방식에서는 회용액순환량이 적어지면 고온재생기의 온도는 급격하게 증가됨을 알 수 있다. Fig. 14는 회용액순환량에 따른 용액의 농도를 나타낸 것이다. 회용액순환량이 감소하면 병렬방식에서는 고온재생기의 출구농도가, 직렬방식에서는 흡수기 입구의 농도가 증가하게 된다. 결정여유를 고려하면

병렬방식에서는 회용액의 순환량이 80%, 직렬방식에서는 50% 이상이 되어야 함을 알 수 있다. 따라서 Fig.13, 14로부터 하수처리수의 수온이 26℃일 때, 병렬방식에서의 회용액순환량은 80% 이상이 되어야한다고 생각된다.

3.3 병렬 방식에서 각 열교환기의 영향

Fig.15는 흡수기에서의 온도차, (CAT)_a,가 COP 에 미치는 영향을 나타낸 것이다. 온도차가 증가할

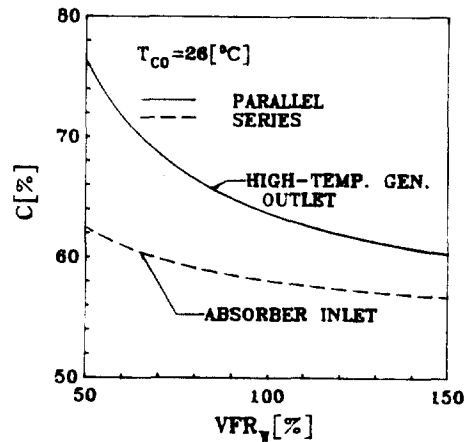


Fig.14 Comparison of the strong solution concentration between parallel and series flow type. ($\alpha_H = 25\%$)

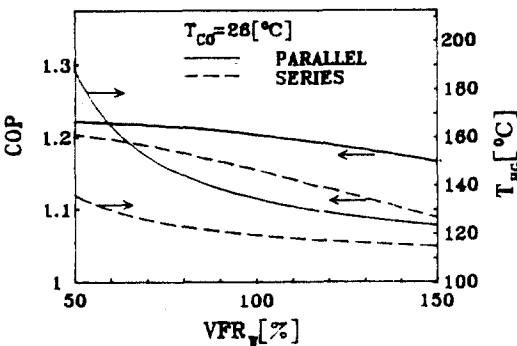


Fig.13 Comparison of the COP and temperature at the high-temp. generator between parallel and series flow type. ($\alpha_H = 25\%$)

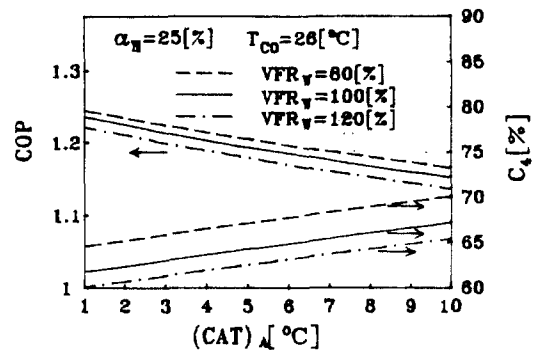


Fig.15 Effects of CAT variation at absorber on the COP and strong solution concentration in the parallel flow type.

수록 COP는 낮아지며, 동일한 열교환기 온도차에서는 희용액순환량이 감소할수록 COP는 크게 나타난다. 또한 그림에서 온도차가 증가할수록 고온재생기 출구의 농도는 커지며 결정 여유를 고려하더라도 희용액순환량 80%에서는 5°C 이상의 흡수기 온도차에서 결정석출의 위험이 있게 된다. Fig. 16은 흡수기에서의 온도차와 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°C 이하에서는 급격한 증가를 나타낸다. 또한 하수처리를 사용하는 것으로 상정하였기 때문에 전열면의 오염을

고려치 않을 수 없다. 즉, 운전상태(전열면적이 고정된 경우)에서 오염계수가 증가하여 온도차가 증가하게 되면 K값이 급격하게 감소하는 것을 볼 수 있다. 그리고 희용액유량을 80%로 하면 5°C 이상에서 결정석출이 있게되므로 흡수기에서의 온도차를 4°C 이하로 해야한다. 또한 희용액유량 80%, 흡수기 온도차 4°C를 설계조건으로 하여 제작한 냉동기를 운전하는 경우에는 전술한 바와 같이 하수처리수에 의한 전열면의 오염⁽¹⁴⁾으로 인하여 K값의 급격한 감소에 의한 COP의 저하 및 용액결정의 위험성이 일어날 수 있기때문에 전열면의 오염을 방지하기 위한 세정장치의 필요성 및 하수처리수에 의한 정확한 오염계수 측정에 관한 연구가

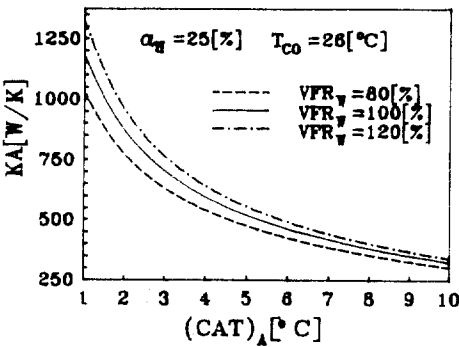


Fig. 16 Effects of CAT variation at absorber on the KA in the parallel flow type.

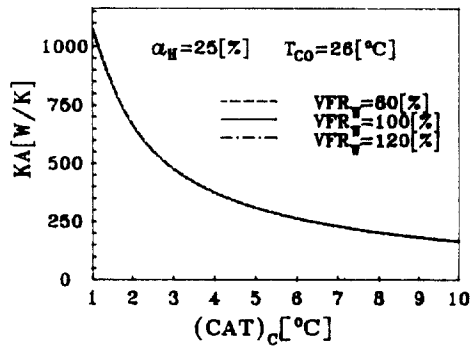


Fig. 18 Effects of CAT variation at condenser on the KA in the parallel flow type.

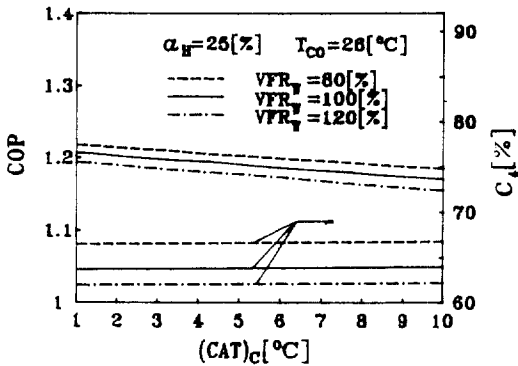


Fig. 17 Effects of CAT variation at condenser on the COP and strong solution concentration in the parallel flow type.

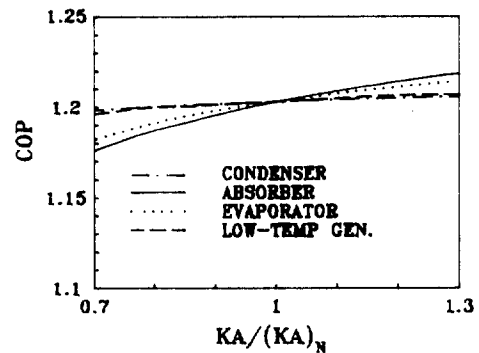


Fig. 19 Effects of heat exchanger performance on the COP in the parallel flow type. ($\alpha_H=25\%$, $T_{Co}=26^\circ\text{C}$, $VFR_W=100\%$)

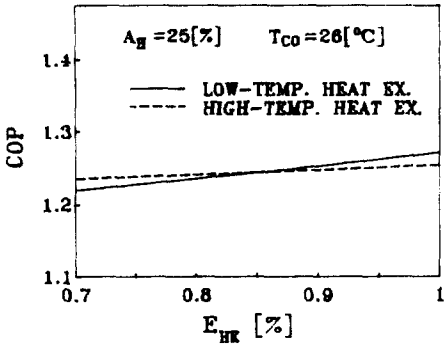


Fig.20 Comparison of COP between low- and high-temp. generator in the parallel flow type.
($\alpha_H=25\%$, $T_{CO}=26^\circ\text{C}$, $VFR_w=100\%$)

필요하다고 생각된다. 그런데 회용액유량을 증가시키면 COP는 낮아지지만 결정석출의 위험성은 보다 적어짐을 알 수 있다.

Fig.17은 응축기에서의 온도차, $(CAT)_c$ 변화에 따른 COP 및 고온재생기 출구의 용액 농도에 대한 관계를 나타낸 것이다. 그림에서 응축기 온도차가 증가하면 COP는 감소하지만 COP감소율은 Fig.15의 흡수기의 경우보다 그 영향은 크지 않음을 알 수 있다. Fig.18은 응축기 온도차가 고온재생기 출구온도 및 KA값에 미치는 영향을 나타낸 것이다. 열교환기 온도차가 증가하면 고온재생기의 출구온도도 증가하는 경향을 나타낸다. 또한 KA값은 온도차가 2°C 이하에서 급격하게 증가하므로 이것을 고려했을 때, 설계시 적절한 온도차는 3°C 라고 생각된다. 또한 흡수기와 달리 본 계산조건에서 온도차가 증가하더라도 용액 결정의 위험도 없고 COP감소율도 작지만, 하수처리수에 의한 전열면의 오염에 따른 K의 감소는 흡수기에서와 같이 크게 감소하고 있다. 따라서 적절한 전열면 세정 장치의 필요성이 있다.

Fig.19는 각 기기의 전열성능이 COP에 미치는 영향을 나타내었다. 여기서 $KA/(KA)_n$ 은 하나의 열교환기부의 KA와 표준치, $(KA)_n$ 로부터의 상대적인 변화를 나타낸 것이다.

냉각탑을 이용하는 일반적인 흡수식에서와 마찬가지로 흡수기의 성능변화의 영향이 가장 현저하게

나타남을 알 수 있다. 하수처리수를 이용하는 흡수식 냉동기의 고성능화와 장기적인 성능유지를 위해서는 결국 흡수기의 고성능화 및 전열면의 오염을 제거하기 위한 전열면 세정장치에 관한 연구가 필요하다라고 생각된다.

Fig.20은 용액열교환기의 온도효율(E_{HE})에 따른 저온 및 고온 용액열교환기가 COP에 미치는 영향을 나타내었다. 그림으로부터 저온 용액열교환기의 효율이 고온용액 열교환기보다 COP에 미치는 영향이 더욱 큰데, 이것은 각 열교환기의 총 엔탈피 차 즉 열교환기의 열량은 저온용액 열교환기측이 더 크기 때문이라고 생각된다.

4. 결 론

이중효용형 흡수식냉동기의 냉각수로서 하수처리수를 사용하는 것으로 상정하여, 병렬 및 직렬방식 사이클의 성능 및 특성을 사이클 시뮬레이션을 수행하여 비교, 검토한 결과 다음과 같은 결론을 얻었다.

- 1) 병렬방식에서 하수처리수 수온은 26°C , 회용액 유량을 $0.05\text{m}^3/\text{h}$ 로 한 경우, 최적용액분배율은 고온재생기로의 분배유량을 25%로 하였을 때였다.
- 2) 하수처리수 수온에 관계없이 병렬방식이 직렬방식보다 높은 COP를 얻을 수 있다.
- 3) 회용액순환량에 따른 COP는 병렬 및 직렬방식 모두 회용액순환량이 증가함에 따라 감소하지만 회용액순환량이 증가할수록 두 방식간의 COP차는 커진다.
- 4) 하수처리수 수온이 26°C 일 때, 병렬방식에서는 $0.04\text{m}^3/\text{h}$ 이상, 직렬방식에서는 $0.025\text{m}^3/\text{h}$ 이상으로 하여야 한다.
- 5) 병렬방식에서 회용액유량 $0.04\text{m}^3/\text{h}$ 일 때 흡수기에서의 온도차(CAT)는 4°C 이하, 응축기에서의 온도차(CAT)는 3°C 가 적합하다.
- 6) 병렬방식에서 각 열교환기중 흡수기에서의 열교환성능이 COP에 미치는 영향이 가장 크며, 하수처리수에 의한 흡수기 전열면의 오염상태의 연구 및 제거에 대한 대책이 필요할 것이다.
- 7) 용액열교환기중에서 저온용액열교환기가 COP에 더 큰 영향을 준다는 것을 알 수 있었다.

후 기

본 연구는 유한학술연구비 지원에 의해 이루어졌으며 이에 감사드립니다.

참 고 문 헌

- 오명도, 김영률, 김선창, 김영인, 1992, "수냉형직렬방식 2중효용 흡수식 냉방기의 열해석과 최적설계", 공기조화 냉동공학 논문집, 제 4권 제 4호, pp. 332~341.
- 오명도, 김선창, 김영률, 김영인, 이홍원, 1993, "공냉형 병렬방식 2중효용 흡수식 냉방시스템의 사이클 해석", 대한기계학회논문집, 제17권 제 8호, pp. 2099~2109.
- G. Grossman, M. Wilk and R. C. Devault, 1994, "Simulation and Performance Analysis of Triple-Effect Absorption Cycles", ASHRAE Trans., Vol. 100, No. 1, pp. 452~462.
- 윤정인, 오후규, 권옥배, 이용화, 1995, "고성능 흡수냉동사이클의 특성시뮬레이션", 대한기계학회논문집, 제19권 제 1호, pp. 231~239.
- N. Inoue, H. Iizuka, Y. Ninomiya and Y. Aoki, 1993, "COP Evaluation for Advanced Ammonia-Based Absorption Cycles", Int. Absorption Heat Pump Conference, AES-Vol. 31, ASME, pp. 1~6.
- 정시영, 1995, "공냉형 암모니아/물 GAX 흡수식 냉동사이클의 해석", 공기조화 냉동공학 논문집, 제 7권 제 3호, pp. 332~341.
- 小嶋滿夫, 李龍和, 菅原政側, 柏木孝夫, 1994, "アンモニア/水系中壓二重効用吸収サイクルの特性", 第28回空調和 冷凍聯合講演會, 東京, pp. 133~136.
- 中原信生, 1992, "これからの未利用エネルギー活用計劃", 空調和衛生工學, 第66卷 第6號, pp. 33~39.
- 齊藤潔 外 5人, 1994, "二熱源驅動吸收冷凍機の特性解析", 日本機械學術論文集, 第60卷 第573號, pp. 33~39.
- 박문수, 김무근, 김효경, 노승탁, 1989, "태양열에 의한 냉방 및 난방시스템의 성능향상(II)", 공기조화 냉동공학 논문집, 제 1권 제 1호, pp. 46~54.
- 井汲米造, 尺田範雄, 田中貴雄, 小林唯人, 1991, "多段吸收ヒートポンプの研究", 日本機械學會 環境工學 総合シンポジウム, pp. 33~39.
- 小島弘, 島津欣一, 柏木孝夫, 1994, "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回空調和 冷凍聯合講演會, 東京, pp. 165~168.
- 西山教之 外 5人, 1994, "新作動媒體を用いた下水處理水利用吸收ヒートポンプの研究開發" 日本冷凍協會論文集, Vol. 11, No. 2, pp. 131~142.
- 신현준, 1995, "하수처리수 폐열의 회수이용", 냉동공조기술, Vol. 12, No. 12, pp. 88~97.
- 신현준, 이세권, 1995, "하수처리수 폐열의 유효이용을 위한 열원특성 분석연구", 공기조화 냉동공학회 학술발표논문집, pp. 410~514.
- G. Grossman, K. Gomme and D. Gadoth, 1991, "a Computer Model for Simulation and of Absorption Systems in Flexible and Modular Form", ORNL/90-89673, Oak Ridge National Laboratory, Oak Ridge, Tenn.
- L. A. McNeely, 1979, "Thermodynamic Properties of Aqueous Solutions of Lithium Bromide", ASHRAE, Trans. Vol. 85, pp. 413~434.
- 高田秋一, 1989, "吸收冷凍機とヒートポンプ", 日本冷凍協會