

[논문] 태양에너지
Solar Energy
Vol. 15, No. 1, 1995

2 段 2 元 吸收사이클의 特性에 關한 研究

이용화* · 이동호** · 栢木孝夫*** · 서정윤****

*유한전문대학 건축설비과

**인천대학교 산업안전공학과

***일본동경농공대학 기계시스템공학과

****인하대학교 기계공학과

Thermodynamic Characteristics of a Two-Stage Binary Absorption Cycle

Y.H.Lee* · D.H.Rie** · T.Kashiwagi*** · J.Y.Seo****

*Yuhan Jun. College

**Incheon University

***Tokyo Univ. of Agri. & Tech.

****Inha University

Key Words : Two-Stage Binary Absorption Cycle(2 단2 원 흡수사이클), *Coefficient of Performance*(성적계수), *Temperature Lift*(승온폭)

요 약

본 연구는 H₂O/LiBr와 NH₃/H₂O계를 사용하는 2단2원 흡수식 사이클의 특성에 관한 연구이다. 이 사이클은 2개의 단효용 사이클로 이루어져 있으며, 저온단의 흡수기와 응축기에서 얻어진 열을 고온단의 증발기에서 이용하는 사이클로서 저온단의 증발기 및 응축기의 온도, 재생기 온도, 열교환 온도차를 파라미터로 하여 계산한 결과

다음과 같은 결론을 얻었다.

2단2원사이클의 성립범위를 확인하였으며 본 계산조건에서 50~70℃의 승온폭을 얻을 수 있었다. 또한 50℃의 난방온도를 얻기위한 최적재생온도는 105℃, 최대 COP를 얻기위한 저온측사이클의 응축압력은 16℃, 그리고 이 조건에서 저온측 사이클의 응축압력을 단효용 사이클의 경우보다 낮게 억제하는 것이 가능함을 알았다.

ABSTRACT

This paper concerns the study of a two-stage binary absorption cycle employing the refrigerant/absorbent combinations of LiBr/H₂O and NH₃/H₂O.

This cycle consists of coupling two single-effect absorption cycles so that the first stage absorber and condenser produces heating water to evaporate refrigerant in the evaporator of the second stage. The effect of operating variables such as evaporator temperature, condenser and absorber temperature, and generator temperature on the coefficient of performance and temperature lift have been studied for two-stage binary absorption heat pump systems.

It is found that this cycle has a large temperature lift at 105℃ of optimum generator temperature to obtain 50℃ of condenser temperature.

I. 서 론

현재 우리나라에서 상용화 되고있는 물/LiBr계 흡수식 냉온수기는 에너지 절약 및 환경문제에 뛰어나며, 특히 최근 문제가 되고 있는 프레온 문제나 온실효과 등의 지구규모의 환경문제, 태양에너지, 미이용에너지 활용 등의 관점에서 이와 같은 흡수식 냉동기 및 열펌프에 관한 연구가 활발해지고 있다. 이러한 정세하에서 온도조건의 다양화에 따른 각종 사이클의 검토, 성적계수(COP) 및 승온폭의 확대에 관한 많은 사이클이 제안 보고되고 있다.^{1,4)}

그런데 우리나라에서 현재 법적으로 사용이 곤란한 암모니아 냉매에 관해서도 구미제국에

서는 암모니아/물 계 사이클에 대해서 많은 연구 개발이 이루어지고 있는 실정이며, 현재까지 고체흡수제에 매진해온 일본에서도 암모니아/물 계를 소형공냉흡수열펌프로써 극히 유망한 매체로 인식하던중 금년에 암모니아/물 계 흡수식에 대한 규제가 일부 해제되면서 이 계를 이용한 어드반스드 사이클 연구에 더욱 몰두하고 있는 실정이다.^{5,7)}

그러나 이러한 새로운 사이클중에서 승온폭이 크고 한냉지에서도 사용가능한 2단2원 사이클의 특성에 관한 상세한 보고는 아직 없는 상태이다.

본 연구에서는 작동매체로서 저온측 사이클에 NH₃/물 계, 고온측 사이클에 물/LiBr 계

를 사용하는 2단2원 사이클의 시뮬레이션을 통해 이 사이클의 제 특성을 파악하는 것을 목적으로 한다.

II. 열역학적 사이클 해석

2단2원 사이클은 작동매체가 다른 2개의 단효용 사이클을 조합하여 낮은 외기온도로부터 열을 급상하여 높은 승온을 꾀하는 사이클이다.

본 연구에서는 저온측 사이클의 작동매체로서 0°C 이하의 열원에서 열을 급상할 수 있는 NH₃/물 계를, 그리고 고온측사이클의 작동매체로서 높은 COP를 얻을 수 있는 물/LiBr 계를 선택하였다.

Fig 1은 본 사이클의 구성을 나타낸 것이며, 듀링선도상에서의 사이클의 상태점을 Fig 2에 나타내었다.

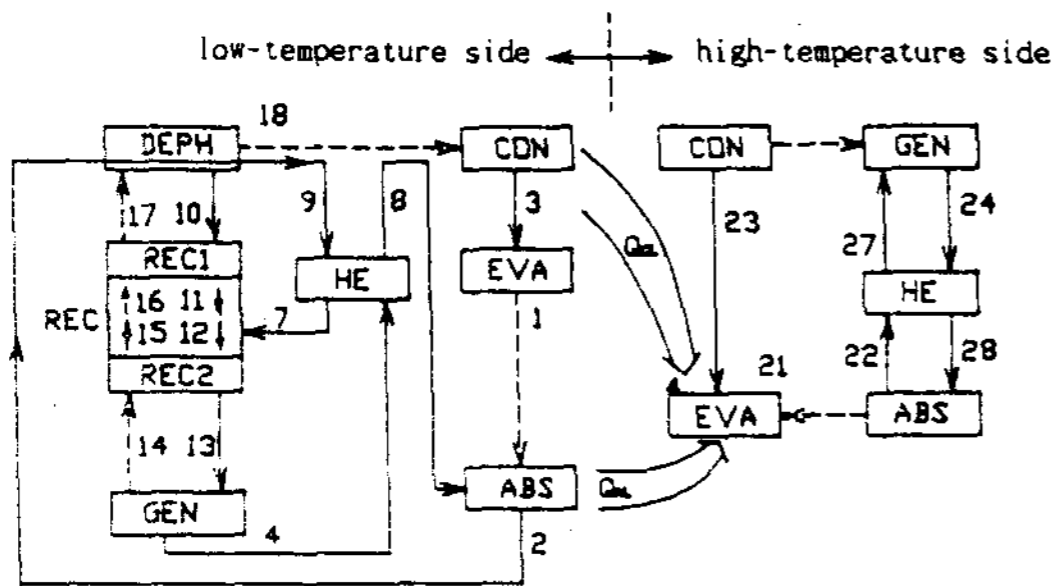


Fig. 1 Schematic diagram of two-stage binary absorption cycle

본 사이클은 저온측 사이클의 증발기에서 흡열하여 저온측의 응축기 및 흡수기로부터의 배열을 고온측 사이클의 증발기에서 흡열하며, 난방에 이용하는 열은 고온측의 응축기 및 흡수기로부터 얻을 수 있다.

또한 가열원은 고온측과 저온측의 2개의 재생기로서 본 연구에서는 동일 열원을 사용하는

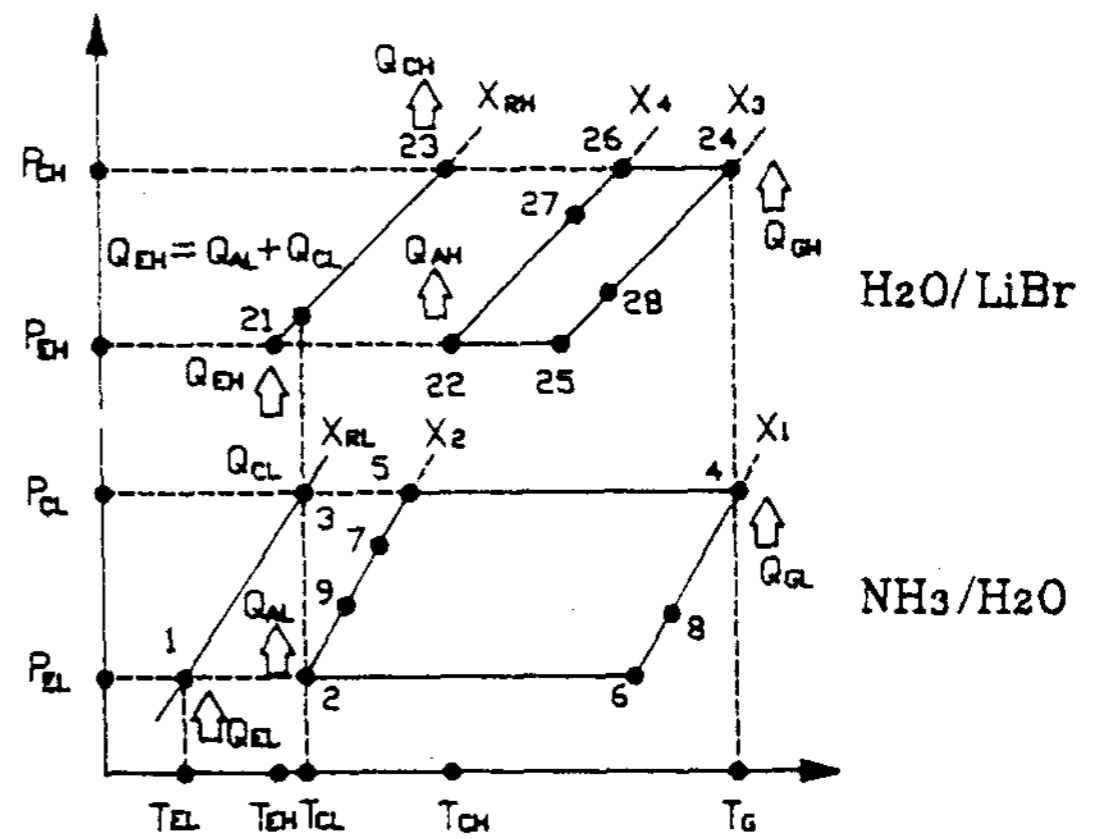


Fig. 2 Duhring diagram of two-stage binary absorption cycle

것으로 상정하였다.

저온측과 고온측의 단효용사이클의 난방 성적계수(COP)를 각각 (COP)_L, (COP)_H, 그리고 2단2원사이클의 COP를 COP라고 하면

$$(COP)_L = (Q_{CL} + Q_{AL}) / Q_{GL} \quad (1)$$

$$(COP)_H = (Q_{CH} + Q_{AH}) / Q_{GH} \quad (2)$$

$$COP = (Q_{CH} + Q_{AH}) / ((Q_{GL} + Q_{GH}) + (COP)_H - 1) \\ = ((COP)_L \cdot (COP)_H) / ((COP)_L + (COP)_H - 1) \quad (3)$$

로 된다.

따라서 2단2원사이클의 이상적인 이론 난방 성적계수(COP)는 4/3이다.

이 사이클은 난방용 사이클이기때문에 냉방시의 특성에 대해서는 고려하지 않았다.

III. 계산식과 계산방법

3.1 가정

본 사이클 시뮬레이션에 있어서의 가정은 다음과 같다.

1. 사이클은 정상상태에 있다.

2. 용액열교환기의 열회수율은 80%로 한다.
3. 저온사이클 및 고온사이클의 재생기온도는 동일하다.
4. 열교환부에서의 열손실은 무시한다.
5. 저온측 사이클(NH₃/물 계)에 있어서의 가정
 - * NH₃의 최저농도는 5 wt%로 한다.
 - * 분축기 및 정류기를 설치하여 분축기에 있어서 발생하는 분축열을 강용액의 가열에 전부 이용한다.
 - * 정류기의 정류단은 무한으로 한다.
 - * 발생냉매증기의 농도는 99.9 wt%로 한다.
6. 고온측 사이클(물/LiBr 계)에 있어서의 가정
 - * 농도폭은 1 wt% 이상으로 한다.
 - * LiBr의 최고농도에는 결정여유를 2 wt% 둔다.

3.2 작동매체의 열물성치

3.2.1 NH₃/물 계

사이클 시뮬레이션시 이용된 NH₃/물 계 사이클의 물성은 Zigler 등⁸⁾에 의한 상태식을 이용하였으며 각 물성치는 다음의 함수를 이용하여 구하였다.

포화압력, 증기농도, 용액엔탈피, 증기엔탈피, $P, X_v, H_s, H_v=FN1(T, X_s)$

포화온도, 증기농도, 용액엔탈피, 증기엔탈피, $T, X_v, H_s, H_v=FN2(P, X_s)$

포화농도, 증기농도, 용액엔탈피, 증기엔탈피, $X_s, X_v, H_s, H_v=FN3(P, T)$

포화압력, 용액농도, 용액엔탈피, 증기엔탈피, $P, X_s, H_s, H_v=FN4(T, X_v)$

포화온도, 포화농도, 용액엔탈피, 증기엔탈피, $T, X_s, H_s, H_v=FN5(P, X_v)$

포화압력, 포화온도, 증기농도, 증기엔탈피, $P, T, X_v, H_v=FN6(X_s, H_s)$

3.2.2 물/LiBr 계

물/LiBr 계의 물성은 ASHRAE⁹⁾ 및 植村¹⁰⁾의 문헌을 참고로 하여 각 물성치는 다음의 함수를 이용하여 구하였다.

온도 $T=FL1(X, P)$

압력 $P=FL2(T, X)$

농도 $X=FL3(P, T)$

엔탈피 $H=FL4(T, X)$

3.2.3 물

물의 열물성치는 기상의 압력, 액상의 엔탈피, 기상의 엔탈피를 구하는 식은 온도만의 함수로서 표시하는 것으로 하여 구체적인 함수는 유체의 열물성티집¹¹⁾을 참고로 하였다.

기상의 압력 $P_v=FR1(T)$

액상의 엔탈피 $H_s=FR2(T)$

기상의 엔탈피 $H_v=FR3(T)$

3.3 계산식과 계산방법

Table 1에 계산조건을 Table 2에 각 열교환기에 있어서의 열 및 물질평형식을 그리고 Table 3에 플로우 차트를 나타내었다.

계산에서는 저온측의 증발온도 T_{EL} , 응축온도 T_{CL} , 재생온도 T_G 를 입력하고 이들과 냉매 증기농도로부터 증발압력 P_{EL} , 응축압력 P_{CL} 을 구한다. 또 P_{EL} 및 T_{AL} 로부터 강용액농도 X_2 를 P_{CL} 과 T_G 로부터 약용액농도 X_1 를 각각 결정한다. 그리고 용액열교환기, 정류기, 분축기에 대해 계산을 하여 각점의 상태를 구하고 각 열교환기의 교환열량을 구한다. 그리고 저온측 사이클로부터 고온측사이클로의 열이동을 위한 온도차 DT 를 고려하여 Q_{CL} 과 Q_A

Table 1 Conditions and ranges of simulation parameters

refrigerant(NH ₃) mass flow rate (G _{RL})	1 kg/s
low evaporator temperature (T _{EL})	-25 ~ -5 °C
low condenser temperature(T _{CL})	10 ~ 45 °C
low and high generator temperature (T _G)	80 ~ 150 °C
high condenser temperature (T _{CH})	50 °C
coupling temperature (DT)	3 ~ 9 °C

Table 2 Heat and mass balance equations

	low temperature side	high temperature side
evaporator	$Q_{EL} = G_{RL} (H_{V1} - H_{S3})$	$Q_{EH} = G_{RH} (H_{V21} - H_{S23}) = Q_{AL} + A_{CL}$
condenser	$Q_{CL} = G_{RL} (H_{V18} - H_{S3})$	$H_{VG} = (H_{V24} + H_{V25}) / 2$ $Q_{CH} = G_{RH} (H_{VG} - H_{S23})$
absorber	$Q_{AL} = G_{RL} (H_{V1} + H_{S8} (\alpha_L - 1) - H_{S2} \alpha_L)$	$Q_{AH} = G_{RH} (H_{V21} + (\alpha_H - 1) H_{S28} - \alpha_H H_{S22})$
rectifier(1)	$G_{V7} X_7 + G_{V15} X_{15} + G_{S10} X_{10} = G_{S11} X_{11} + G_{V17} X_{17}$ $G_{V7} H_{V7} + G_{V15} H_{V15} + G_{S10} H_{S10} = G_{S11} H_{S11} + G_{V17} H_{V17}$	
dephlegmator	$R = (X_{RL} - X_{17}) / (X_{17} - X_{10})$ $Q_R = G_{RL} [(R + 1) H_{V17} - H_{V18} - R H_{S10}]$ $= G_{RL} (H_{L9} - H_{L2})$	
rectifier(2)	$G_{S7} X_7 + G_{S11} X_{11} + G_{V14} X_{14} = G_{S13} X_{13} + G_{V16} X_{16}$ $G_{S7} H_{S7} + G_{S11} H_{S11} + G_{V14} H_{V14} = G_{S13} H_{S13} + G_{V16} H_{V16}$	
generator	$G_{S13} X_{13} = G_{V14} X_{14} + G_{S4} X_4$ $Q_{GL} = G_{RL} (G_{S4} H_{S4} + G_{V14} H_{V14} - G_{S13} H_{S13}) + G_{S7} (H_{S5} - H_{S7})$	$G_{S24} = G_{S27} - G_{RH}$ $Q_{GH} = G_{RH} ((\alpha_H - 1) H_{S24} + H_{VH} - \alpha_H H_{S27})$
circulation ratio	$\alpha_L = (X_{RL} - X_1) / (X_2 - X_1)$	$\alpha_H = X_3 / (X_3 - X_4)$
COP	$COP = (Q_{AH} + Q_{CH}) / (Q_{GL} + Q_{GH})$	

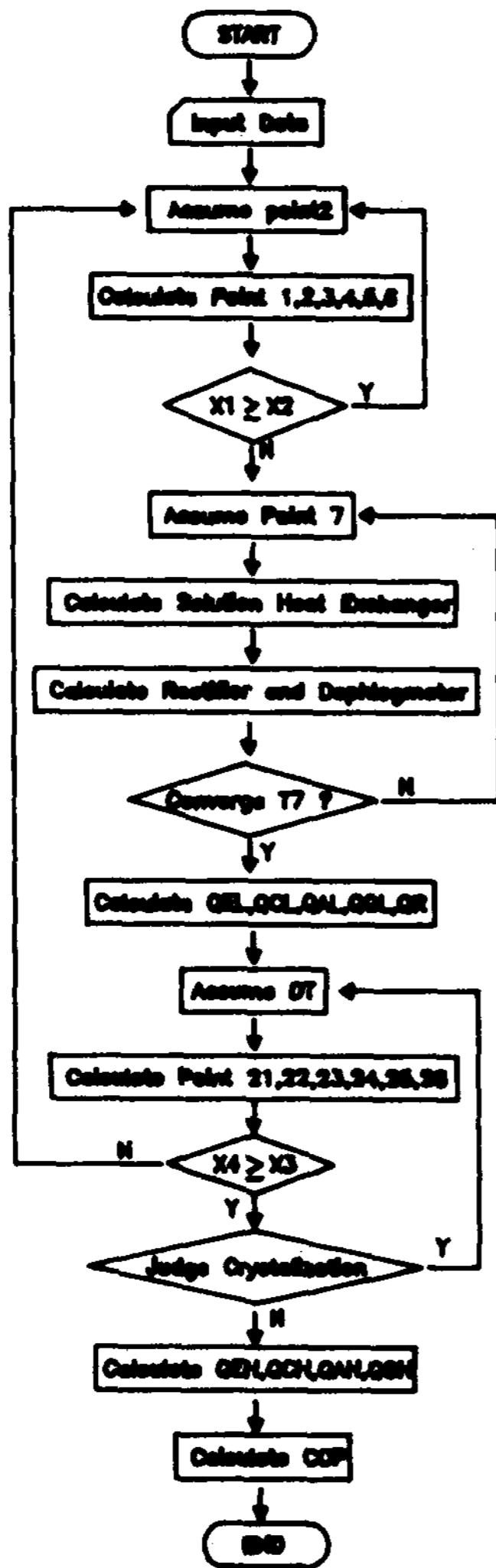


Table 3 Flow chart

로블 고온측 사이클의 냉매 증발량을 구해 저온측사이클과 동일한 계산방법을 반복하여 고온측 사이클의 각 점에 있어서의 상태와 교환열량을 구해 사이클 전체의 성적계수(COP)를 산출하였다.

IV. 계산결과 및 고찰

Fig 3은 저온측 증발온도 T_{EL} 을 -5°C , 고

온측 응축온도 T_{CH} 를 50°C 로 고정하고, 저온측 응축온도 T_{CL} 및 재생온도 T_C 를 파라미터로 하여 계산한 난방 COP의 계산결과를 나타낸 것이다.

그림으로부터 저온측 증발온도를 고정하고 재생온도를 변화시킨 경우, 사이클이 성립하는 범위는 저온측 응축온도에 의해 결정됨을 알 수 있다.

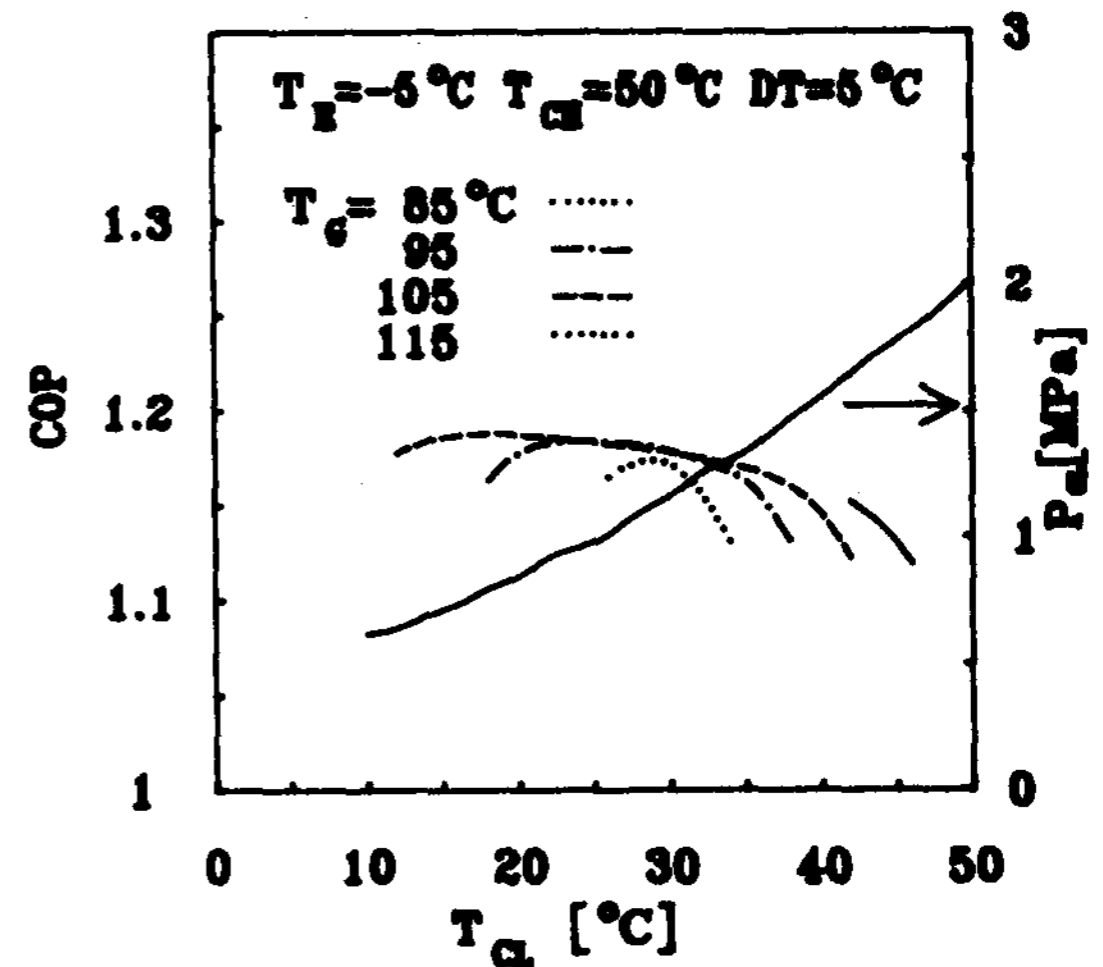


Fig. 3 Effect of generator temperatures on the COP ($T_E = -5^{\circ}\text{C}$, P_{CL} = condenser pressure of low-temperature cycle)

저온측 응축온도에 따른 사이클 성립 범위는 재생온도가 105°C 인 경우에 가장 커지는데 T_c 가 105°C 보다 크면 사이클 성립 조건은 고온측 사이클의 결정석출과 관계되며 따라서 결정석출이 일어나지않기 위해서는 고온측 사이클의 증발온도가 상승해야만 한다. 또한, T_c 가 105°C 이하인 경우에는 저 고온측사이클이 성립하는 T_{EH} 의 온도는 T_c 가 감소할수록 높아지기때문에 결국 105°C 에서 $T_{CL} = 12 \sim 42^{\circ}\text{C}$ 까지의 가장 넓은 범위에서 사이클이 성립하게 도니다.

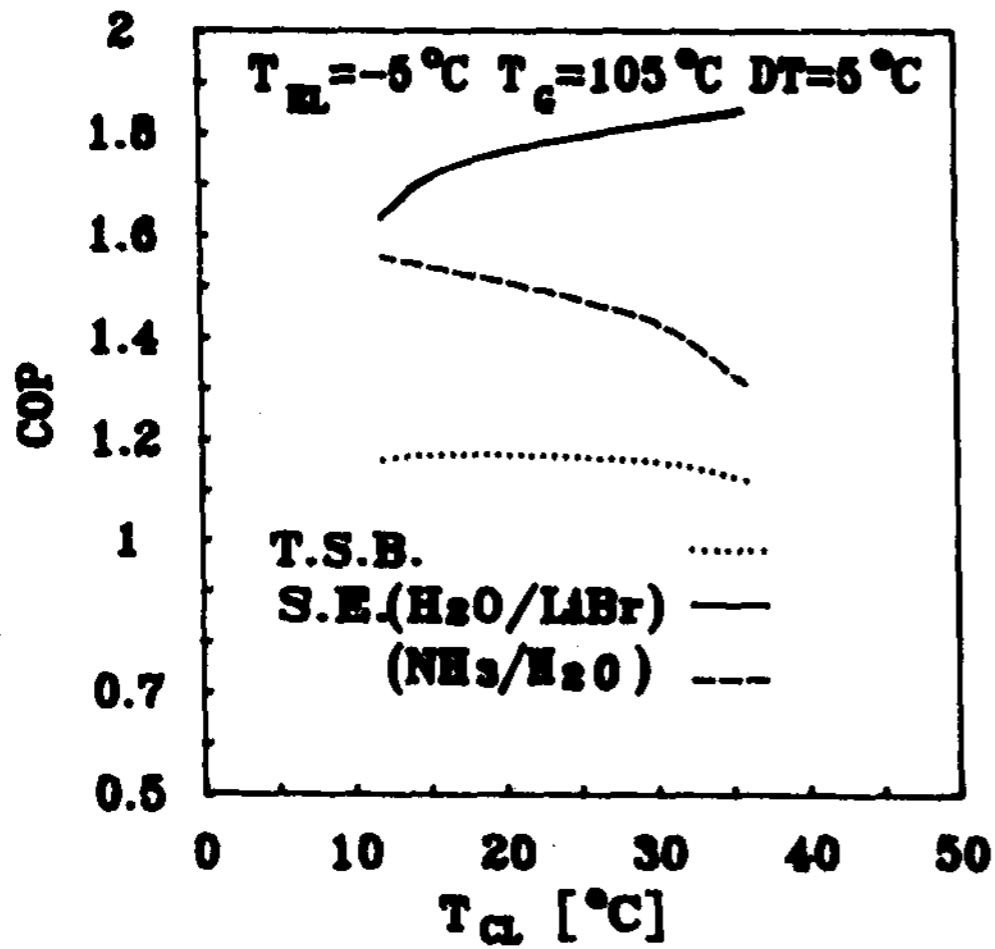


Fig. 4 Comparison of single effect cycles and two-stage binary cycle (T.S.B.: two-stage binary cycle, S.E.:single-effect cycle)

또 단효용 사이클(NH₃/물 계)에서 50°C의 응축온도를 얻기 위해서는 응축압력이 2MPa 이상이 되지만 본 사이클에서는 최대 COP가 얻어지는 T_G=105°C, T_{CL}=16°C의 조건에서 저온측 사이클(NH₃/물 계)의 동작압력을 0.7MPa로 낮게 억제하는 것이 가능하다.

Fig 4는 T_{EL} = -5°C, T_G = 105°C, DT = 5°C인 조건에서 T_{CL}의 변화에 따른 단효용과 2단2원 사이클의 COP를 나타낸 것이다. 2단2원 사이클의 COP는 식 (3)에서와 같이 2개의 단효용사이클의 COP의 함수로 표현이 가능하였는데 그림에서도 알수 있듯이 저온측 사이클은 T_{CL}이 감소할수록 그리고 고온측 사이클은 T_{EH}(=T_{CL}-DT)가 증가할수록 증가하는 경향을 나타내어 2단2원 사이클의 최대 COP를 나타내는 조건이 존재하며 이 온도는 본 조건에서 16°C로서 이때의 COP의 1.188로 나타났다.

Fig 5&6은 저온측 증발온도가 각각 -15,

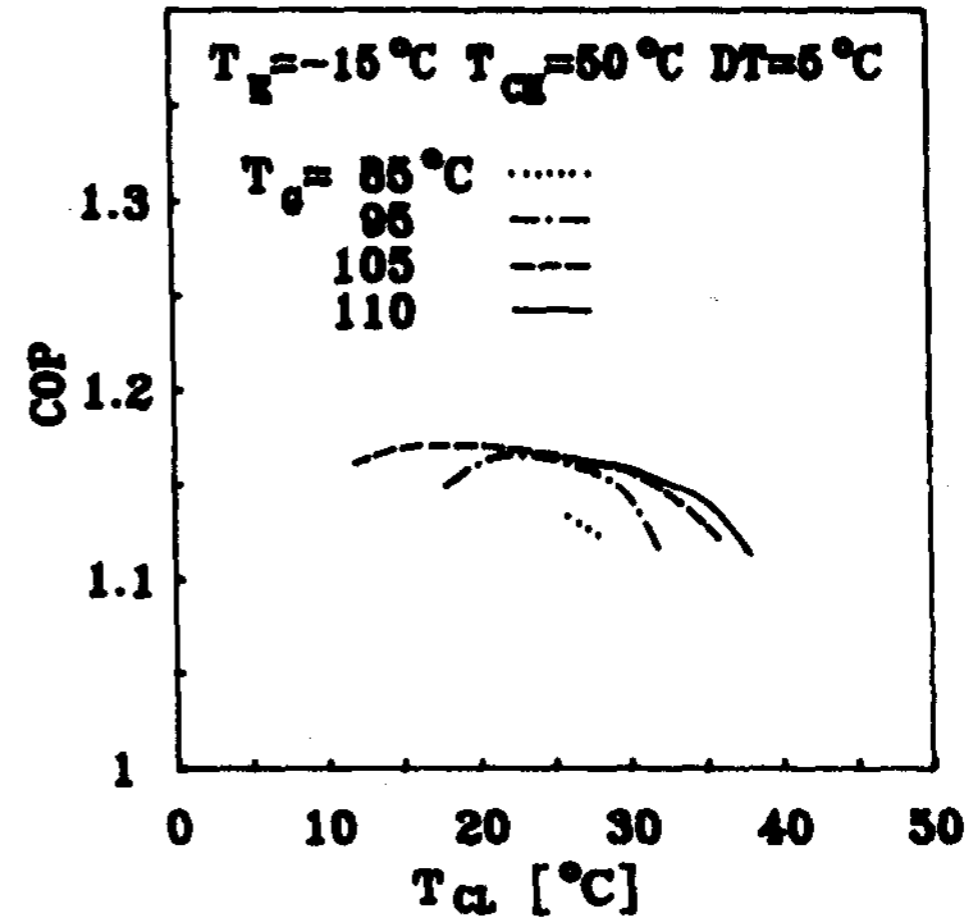


Fig. 5 Effect of generator temperatures on the COP (T_E = -15°C)

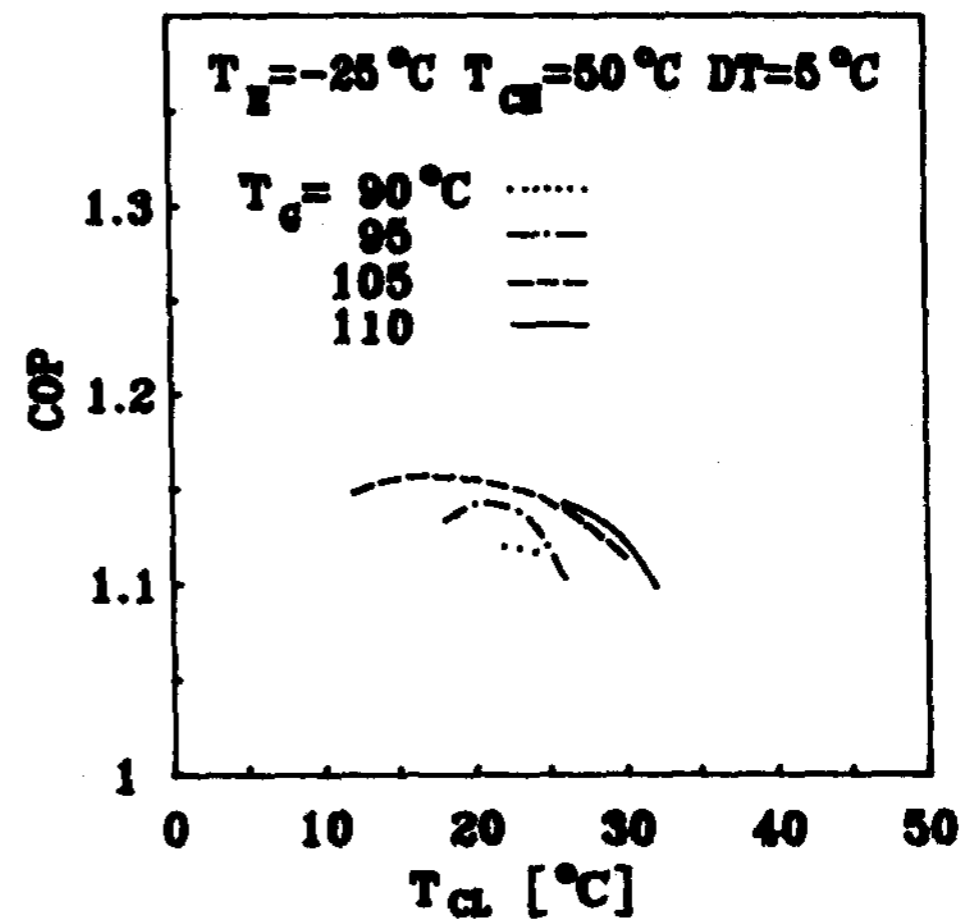


Fig. 6 Effect of generator temperatures on the COP (T_E = -25°C)

-25°C인 경우로서 Fig 3의 -5°C일때와 동일하게 105°C의 재생온도에서 저온측 증발온도에 따른 사이클 성립범위가 가장 넓으며 재생온도 115°C 이상에서는 50°C의 고온측 응축온도를 얻을 수 없다는 것을 알 수 있다. 또한 최대 COP를 나타내는 T_{CL}의 온도도 Fig 3과 동일하게 16°C에서 얻을 수 있다.

Fig 7은 재생온도 105°C, 고온측 응축온도 50°C에 있어서 저온측 응축온도의 난방 COP에 대한 영향을 저온측 증발온도를 파라미터로 하여 나타낸 것이다. 저온측 응축온도가 동일한 경우에는 저온측 증발온도가 저하할수록 COP는 낮게됨을 알 수 있다. 이것은 저온측 응축온도가 동일한 경우(즉, 고온측 사이클이 고정되고 저온측 사이클의 증발온도만이 변화한 경우)에는 증발온도가 저하할수록 강용액의 농도가 증대하기때문에 그림에서 알 수 있듯이 용액순환비 α_L 가 증대하여 COP는 저하한다.

또 증발온도가 낮을수록 응축온도가 낮은 영역에서 저온측사이클의 용액순환비가 급격히 상승하는 것을 알 수 있다.

Fig 8은 저온측의 응축 및 재생온도와 고온측 증발온도와 열교환 온도차(DT)에 대한 난방 COP의 변화를 나타낸 것이다. 저온측 응축온도가 낮을수록 DT의 변화가 난방 COP에 미치는 영향은 크게 된다. 이것은 저온측 응축온도가 동일하고 DT가 감소하는 경우(즉, 저온측 사이클의 고정되고 고온측 사이클의 증발온도만 변화하는 경우)에는 응축온도가 낮은 범위에서는 용액순환비 α_H 의 변화가 현저하지만, 응축온도가 상승하면 용액순환비의 차가 작아지게 되기 때문이다. 또 DT가 증가할수록 최대 COP를 나타내는 T_{cl} 가 높게 된다.

Fig 9는 저온측 응축기온도가 16°C인 경우에 재생기 온도변화에 따른 승온폭과의 관계를 나타낸 것이다.

50°C의 고온측 응축온도는 얻기위해서는 100~105°C의 재생온도가 필요하며 저온측 응축온도 16°C에서는 60°C 이상의 출력을 얻는 것은 불가능함을 나타낸다.

따라서 Fig 9와 5로부터 60°C 이상의 온수 취출을 목적으로 할때는 저온측 응축온도가 상

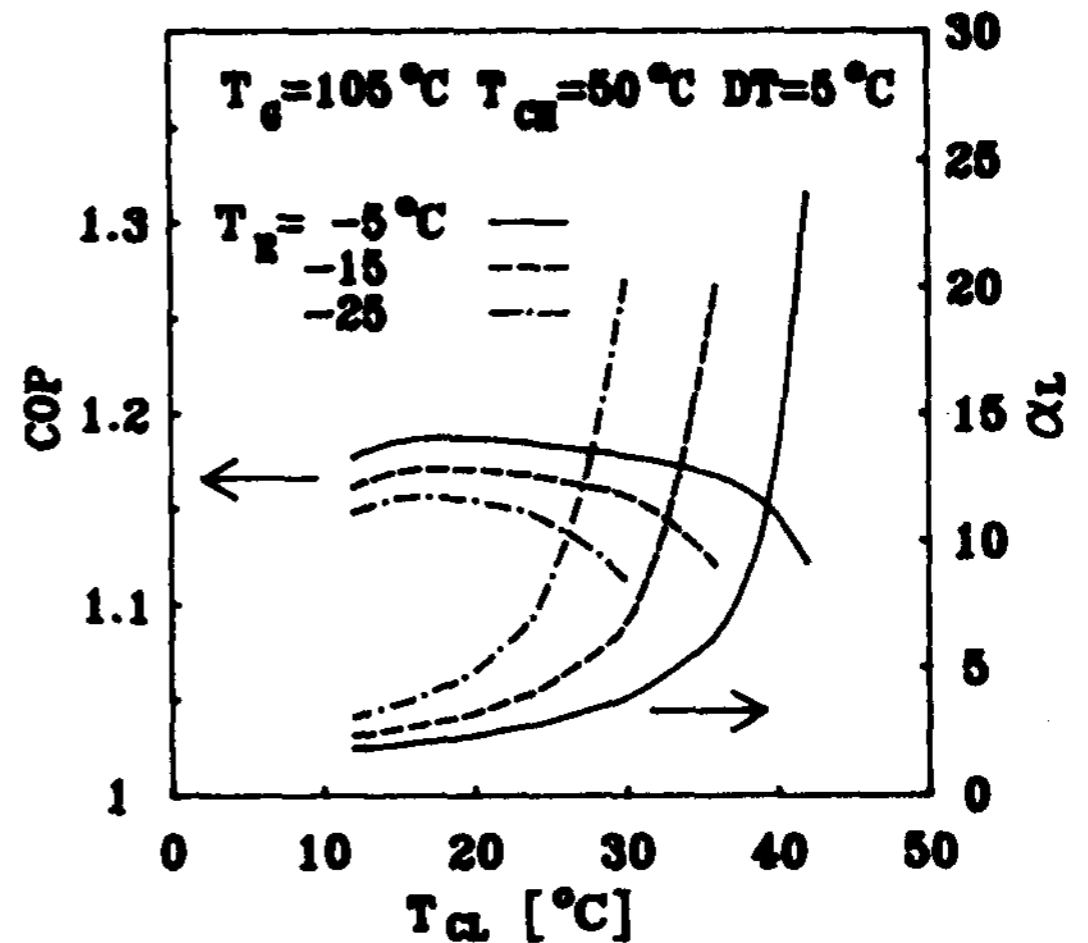


Fig. 7 Effect of evaporator temperatures on the COP and circulation ratio

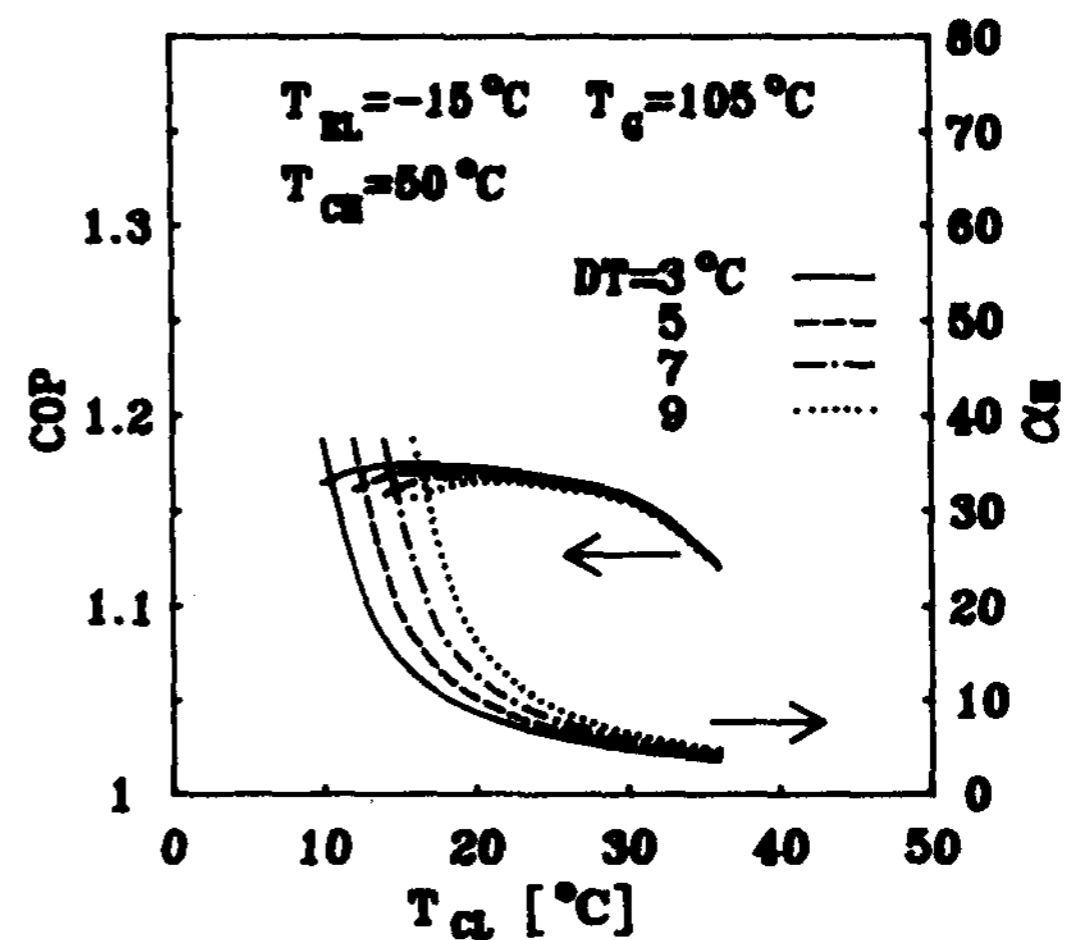


Fig. 8 Effect of coupling temperatures on the COP and circulation ratio

승되어야함을 알 수 있다.

Fig 10에 2단2원 사이클의 승온특성과 COP의 관계를 나타낸다.

재생기온도 105°C, 저온측 및 고온측 응축온도가 각각 16°C, 50°C인 경우의 결과로서

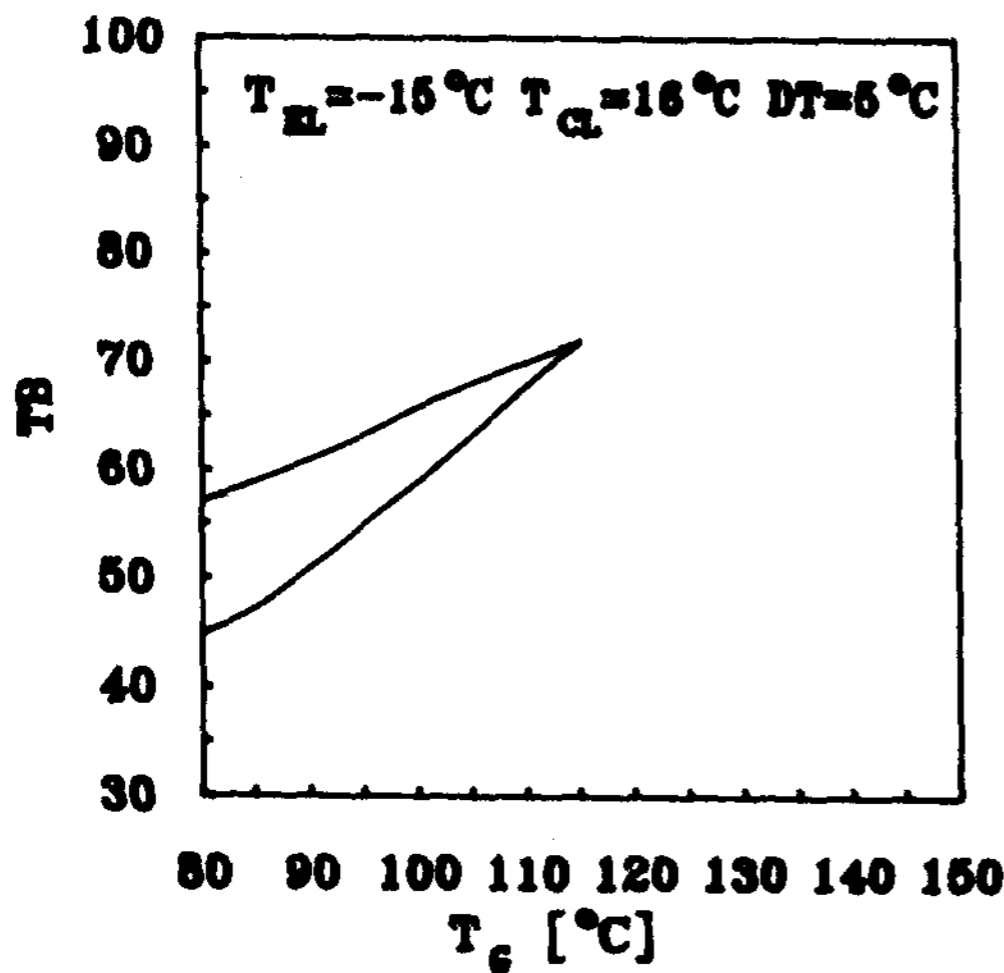


Fig. 9 Comparison of generator temperatures and temperature lift

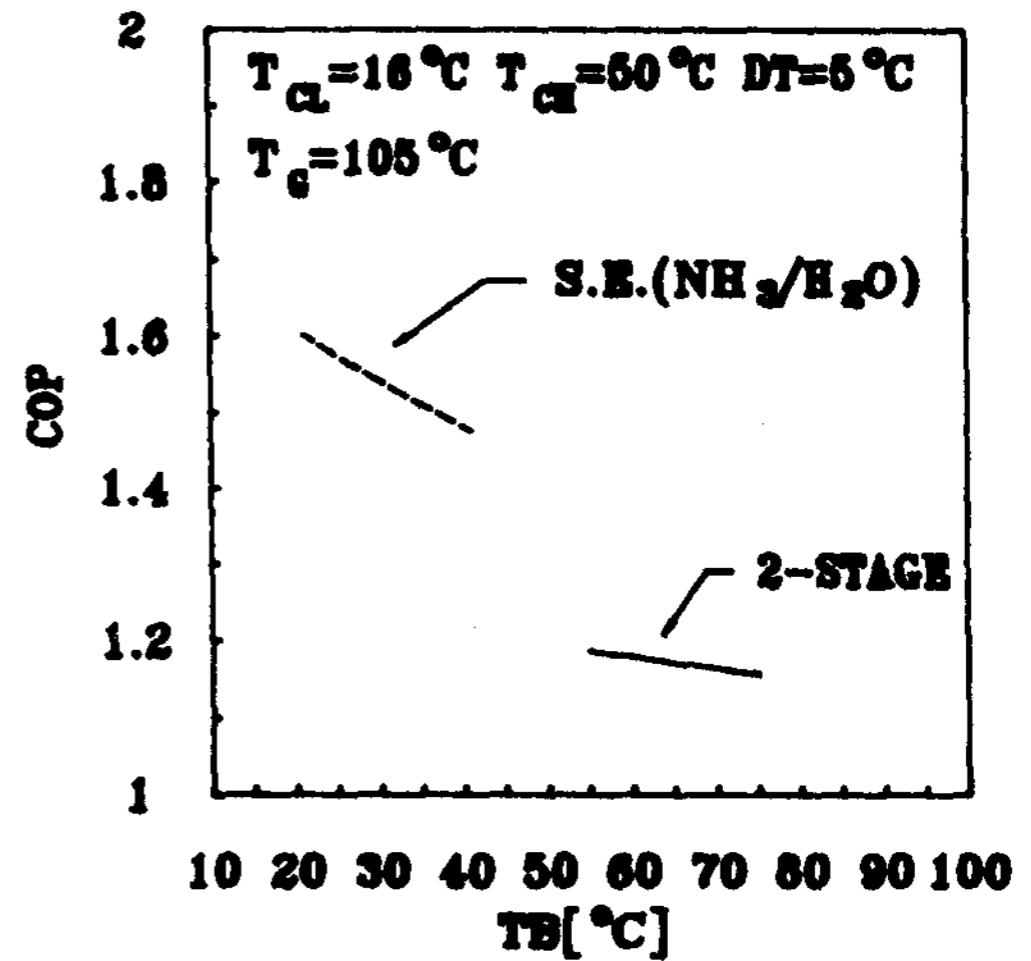


Fig. 10 Comparison of temperature lift range and COP (S.E. : single effect cycle, 2-STAGE : two-stage binary cycle)

단효용사이클과 비교하여 COP는 낮지만 50~70°C의 높은 승온특성을 얻을 수 있음을 알 수 있다.

V. 결 론

저온측 사이클에 NH₃/물 계, 고온측 사이클에 물/LiBr 계를 사용하는 2단2원 사이클의 시뮬레이션을 통해 난방을 위한 고온측 응축온도 50°C의 조건에서 계산한 결과 다음과 같은 결과를 얻었다.

1. 2단2원 사이클의 성립범위를 확인하였다.
2. 50~70°C의 상당히 큰 승온특성을 얻을 수 있다.
3. 50°C의 난방온도를 얻기위한 최적의 재생기온도는 105°C이다.
4. 최대 COP를 나타내는 저온측 응축온도는 16°C이며, 이 때 저온측 사이클의 응축압력을 단효용사이클보다 낮게 억제하는 것이 가능하다.

References

- (1) 功刀能文, 1993, 最新のアドバンスト吸收サイクルと作動媒體, 冷凍, 第68卷 제789號, pp. 5~14.
- (2) 栢木孝夫, 1988, 吸收サイクルの基本原理とその應用システム, 冷凍, 第62卷 第711號, pp. 3~11.
- (3) Y.Nagaoka, K.Fujikura, N.Nishiyama and M.Oka, 1990, Studies on Cycles of Advanced Absorption Heat Pump Systems, Int. Energy Agency Implementing Agreement on Advanced Heat Pumps, pp. 3-1-3-45.
- (4) 高田秋一, 1989, 吸收冷凍機とヒートポンプ, 日本冷凍協會.
- (5) 小嶋滿夫, 李龍和, 栢木孝夫, 1994, アモニア/水系中壓二重效用吸收サイクルの特性, 第28回空氣調和冷凍聯合講演論文集, pp. 133~136.

- (6) N.Inoue, H.Iizuka, Y.Ninomiya, K. Watanabe and T.Aoki, 1993, COP Evaluation for Advanced Ammonia-Based Absorption Cycles, Int. Absorption Heat Pump Conference, AES-Vol. 31, ASME, pp1~6.
- (7) S.C.Kaushik and R.Kumar, 1985, Thermodynamic Study of a Two-Stage Vapour Absorption Refrigeration System using NH_3 Refrigerant with Liquid/Solid Absorbent, Energy Convers. Mgmt., Vol. 25, No. 4, pp. 133~136.
- (8) B.Ziegler and C.Trepp, 1984, Equation of State for Ammonia-Water Mixtures, Int. J. of Refrigeration, Vol. 7, No.2, pp. 101~106.
- (9) L.A.Mcneely, 1979, Thermodynamic Properties of Aqueous Solutions of Lithium Bromide, ASHRAE, Transc. Vol. 85, pp. 413~434.
- (10) 植村 正, 1977, 吸收冷凍機冷媒-吸收劑系物性, 冷凍, 第52卷 第600號, pp.929-939.
- (11) 技術資料流體の熱物性値集, 1983, 日本機械學會.

Thermodynamic Characteristics of a Two-Stage Binary Absorption Cycle

Y.H.Lee* · D.H.Rie** · T.Kashiwagi*** · J.Y.Seo****

*Yuhan Jun. College

**Incheon University

***Tokyo Univ. of Agri. & Tech.

****Inha University

Key Words : Two-Stage Binary Absorption Cycle(2 단2 원흡수사이클), Coefficient of Performance(성적계수), Temperature Lift(승온폭)

ABSTRACT

This paper concerns the study of a two-stage binary absorption cycle employing the refrigerant/absorbent combinations of LiBr/H₂O and NH₃/H₂O.

This cycle consists of coupling two single-effect absorption cycles so that the first stage absorber and condenser produces heating water to evaporate refrigerant in the evaporator of the second stage. The effect of operating variables such as evaporator temperature, condenser and absorber temperature, and generator temperature on the coefficient of performance and temperature lift have been studied for two-stage binary absorption heat pump systems.

It is found that this cycle has a large temperature lift at 105 °C of optimum generator temperature to obtain 50 °C of condenser temperature.