

제1종 LiBr-H₂O 흡수식 열펌프의 시뮬레이션Simulation of the First Kind LiBr-H₂O Absorption Heat Pump

허 준 영,* 최 영 돈**
 J. Y. Huh, Y. D. Choi

ABSTRACT

The first kind LiBr -H₂O absorption heat pump system was simulated and the performances of it were predicted. The elements of heat pump system, evaporator, absorber and generator were analysed by solving the energy balance equations and concentration equations which describe the reactions between working fluids. The results show that the temperature gain of absorber and condenser and the COP of the system are affected considerably by the operating conditions of heat pump system.

기호설명

A	: 열교환 관군의 외피면적	G_{abc}	: 흡수기 농용액의 질량유량
A_{asn}	: 흡수기의 n 번째 pass 관군의 외피면적	G_{abg}	: 흡수기에서 포화용액의 질량유량
A_{es}	: 증발기의 방열면적	G_h	: 온수의 질량유량
A_{esn}	: 증발기의 n 번째 pass의 방열면적	h	: 열전달계수, 엔탈피
C_p	: 비열	H_{LV}	: 물의 증발潜열
D_i	: 관의 내경	K	: 용액의 열전도계수
D_o	: 관의 외경	K_w	: 물의 열전도계수
G	: 질량유량	L_{ab}	: 흡수체적의 총길이
G_a	: 흡수기내 용액의 질량유량	L_{abg}	: 흡수기 단열발생 체적의 길이
G_e	: 증발기내 분무액의 질량유량	L_{abn}	: n 번째 pass의 흡수체적의 길이
G_{ev}	: 증발율	L_{ev}	: 증발체적의 총길이
G_{ge}	: 발생율	L_{evn}	: n 번째 pass의 증발기의 길이
G_{gea}	: 발생기에서 포화용액의 질량유량	L_{ge}	: 발생체적의 총길이
G_{ged}	: 발생기 희용액의 질량유량	L_{gea}	: 단열 흡수체적의 길이
		L_{gen}	: n 번째 pass 발생체적의 길이

* 정회원, 공군사관학교 기계공학과

** 정회원, 고려대학교 기계공학과

n	: 관의 줄수	μ	: 점성계수
N	: pass의 수	ν	: 동점성계수 〈하침자〉
N_t	: 관의 수	a	: 흡수기, 단열
Pr	: 프란틀 수	ab	: 흡수기
Q_{ab}	: 흡수기 용액에서 온수로의 열유동을	c	: 응축기, 농용액
Q_{ev}	: 증발기에서 분무로의 열유동을	con	: 응축기
Q_{con}	: 응축기에서 온수로의 열유동을	d	: 회용액
Q_{ge}	: 발생기 온수에서 용액으로의 열유동을	e, ev	: 증발기
R_a	: 레일레이 수	f	: 관 외부의 유체
Re	: 레이놀즈 수	g	: 단열, 발생기
R_f	: 스케일계수	ge	: 발생기
R_i	: 관의 내경	h	: 물, 온수
R_o	: 관의 외경	i	: 관입구, 관내벽
T	: 온도	n	: nth pass
T_a	: 외기온도	o	: 관출구, 관외벽
T_{ab}	: 흡수기의 용액온도	R	: 표준상태
T_{abg}	: 흡수기의 단열포화온도	s	: 방열체적
T_{ev}	: 증발기 분무의 온도	v	: 수증기
T_{ge}	: 발생기 용액의 온도	w	: 물
T_{gea}	: 발생기 단열포화온도	∞	: 완전발달유동
\bar{T}_{cf}	: 응축기 수증기의 평균온도		
T_f	: 열교환기 관외부 유체의 온도		
T_i	: 열교환기 온수의 관입구온도		
T_n	: n번째 pass에서 온수의 온도		
T_o	: 열교환기 온수의 관출구온도		
T_w	: 냉각수의 평균온도		
U	: 관군의 등가 열전달계수		
x	: 분무방향의 좌표		
y	: 관의 길이 방향 좌표		
Y	: 관의 길이		
	〈그리이스문자〉		
ρ_v	: 수증기 밀도		
ρ_w	: 물의 밀도		
ϵ	: 열교환기의 유효계수		
χ_{ab}	: 흡수기 용액의 농도		
χ_{abg}	: 흡수기 용액의 단열포화농도		
χ_{ge}	: 발생기 용액의 농도		
χ_{gea}	: 발생기 용액의 단열포화농도		
χ_{abc}	: 흡수기 농용액의 농도		
χ_{abd}	: 흡수기 회용액의 농도		
χ_{gec}	: 발생기 농용액의 농도		
χ_{ged}	: 발생기 회용액의 농도		

1. 서 론

오늘날 화석 에너지원이 점차 고갈되어 감에 따라 대체에너지의 개발과 에너지의 효율적 이용에 관한 관심이 점차 고조되고 있다. 제1종 열펌프는 약간의 외부열원을 추가함으로써 가한 열보다 많은 열을 회수할 수 있어서 폐열 회수용 열펌프로 많은 연구의 초점이 되었다. Thomson¹⁾은 Li-Br를 흡수제로 사용하는 열펌프 시스템의 기초이론을 연구하였고, Krauss²⁾는 이 이론을 확장하였으며, Haldane³⁾는 열펌프를 설계 제작하여 그 성능을 시험하였다. 1980년대에 들어 高田秋一⁴⁾은 열펌프 사이클의 개념적 해석을 하였으며 Grossman과 Perez-Balance⁵⁾는 폐열을 이용한 열펌프 제작을 위한 개념설계와 해석을 하였으며, Grossman과 Childs⁶⁾는 Li-Br 흡수식 열펌프의 전산시뮬레이션을 행하였다. Knoche와 Stehmeier⁷⁾는 흡수식 열펌프를 이

용한 태양열 난방시스템을 연구하였고, 柏木孝夫等⁹⁾은 열펌프에서 열전달과 물질전달을 고려한 전산시뮬레이션에 의한 성능연구를 하였다.

국내의 연구로는 강등¹⁰⁾, 조¹⁰⁾에 의한 전산시뮬레이션 연구가 있고, 김등¹¹⁾, 이등¹²⁾의 성능실험에 관한 연구가 있다.

그러나 과거의 전산시뮬레이션 연구에서는 흡수식 열펌프의 각 요소들(증발기, 흡수기, 재생기, 응축기)을 동온의 열교환기로 가정하여 LMTD 법을 이용한 매우 단순한 해석이었기 때문에 각 요소 내부의 용액의 농도 변화와 온도 변화 등 국부적 현상 변화의 영향이 해석에 고려되지 않아서 그 해석결과가 정성적으로는 의의가 있으나 정량적으로 열펌프의 설계와 운전에 이용되기는 어려웠다.

허와 죄¹³⁾는 제2종 LiBr-H₂O 열펌프 시스템 내부의 열전달과정, 흡수과정, 발생과정, 응축과정 등에 대한 지배방정식을 유도하여 이식들을 연립으로 전산해석을 함으로서 시스템 내부의 용액과 냉매의 농도와 온도변화등 국부적 현상 변화를 상세히 고려하여 열펌프 각 요소들의 성능을 전산해석하였고 이 자료에 바탕하여 시스템 전체의 성능을 계산하였다.

본 연구에서는 허와 죄의 제2종 열펌프 시스템에 적용한 해석 방법을 제1종 열펌프 시스템 해석에 확장 적용하여 그 성능 변화를 계산하고 그 원인을 고찰하였다.

제2종 흡수식 열펌프 시스템과 제1종 열펌프 시스템은 그 해석과정이 상사하나 제2종 열펌프에서 흡수기내의 단열흡수 과정이 제1종 열펌프에서는 단열발생과정으로 변하여 발생기내에서는 단열발생과정이 단열흡수과정으로 변하는 것이 가장 큰 차이점이며 제1종 열펌프에서는 흡수기를 통과한 온수가 응축기에 재가열되므로 흡수기와 응축기의 온수유량이 같다는 것이 특징이다.

2. 제1종 흡수식 열펌프의 이론해석

2.1 제1종 흡수식 열펌프의 사이클

Fig. 1은 제1종 LiBr-H₂O 흡수식 열펌프

의 작동원리를 나타내는 개략도이다. 제1종 흡수식 열펌프는 그림에서 나타내는 바와 같이 흡수기, 증발기, 발생기, 응축기, 열교환기로 이루어져 있다. 증발기에서는 산업공정상 폐기된 온수나 증기로부터 열을 흡수하여 산포된 냉매(물)를 증발시키는 기기이다. 증발기 내의 압력은 대기압보다 낮으므로 100°C 이하의 폐열온도에서 증기가 생성된다.

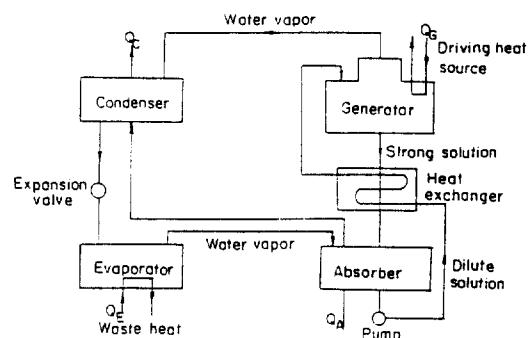


Fig. 1 Schematic diagram of the 1st kind LiBr-H₂O absorption heat pump

흡수기에서는 LiBr 농용액이 노즐을 통해서 산포되면 증발기에서 발생한 수증기를 흡수한다. 이 과정에서 폐열에서 얻어진 열에너지가 방출되며 이 열이 온수계통을 가열한다. 이때 LiBr 용액은 회용액이 된다.

발생기에서는 저농도 LiBr 용액을 구동열원에 의해 가열하여 냉매증기를 발생함과 동시에 LiBr는 원래의 농용액으로 재생되어 다시 이용되게 된다.

흡수기에서 1차 가열된 온수는 발생기에서 발생한 고온의 수증기와 응축기에서 열교환을 하여 2차 가열한다. 온수와 열교환을 하여 응축된 물은 팽창밸브를 통해서 증발기로 보내진다. 이와 같이 흡수기와 응축기에 의해 2단계로 가열된 온수는 고온으로 되어 여러 종류의 공정에 이용된다.

한편 발생기에서 재생된 고온의 LiBr 농용액은 열교환기를 거치게 되는데 이때 열을 저농도 LiBr 용액으로 전해주는 열교환 과정이 일어난다. 이 과정을 겪은 후 온도가 떨어진 LiBr 농용액은 흡수기로 보내진다.

제1종 열펌프의 성능을 나타내는 성적계수 (*COP*)는 다음과 같이 정의된다.

$$COP = \frac{Q_A + Q_C}{Q_G} = \frac{Q_G + Q_E}{Q_G} = 1 + \frac{Q_E}{Q_G} \quad \dots (1)$$

Fig. 2는 제1종 LiBr-H₂O 흡수식 열펌프의 cycle 선도이다. 열펌프의 cycle은 다음의 6과정으로 이루어져 있다.

AA' : 단열발생과정

A'B : 전열흡수과정

BC : 열교환과정

CC' : 단열흡수과정

C'D : 전열발생과정

DA : 열교환과정

제1종 흡수식 열펌프 cycle은 제2종 흡수식 열펌프 cycle과 유사하나 제2종의 단열흡수 과정과 단열발생과정이 각각 단열발생과정, 단열흡수과정으로 바뀌었다는 점을 유의해야 한다.

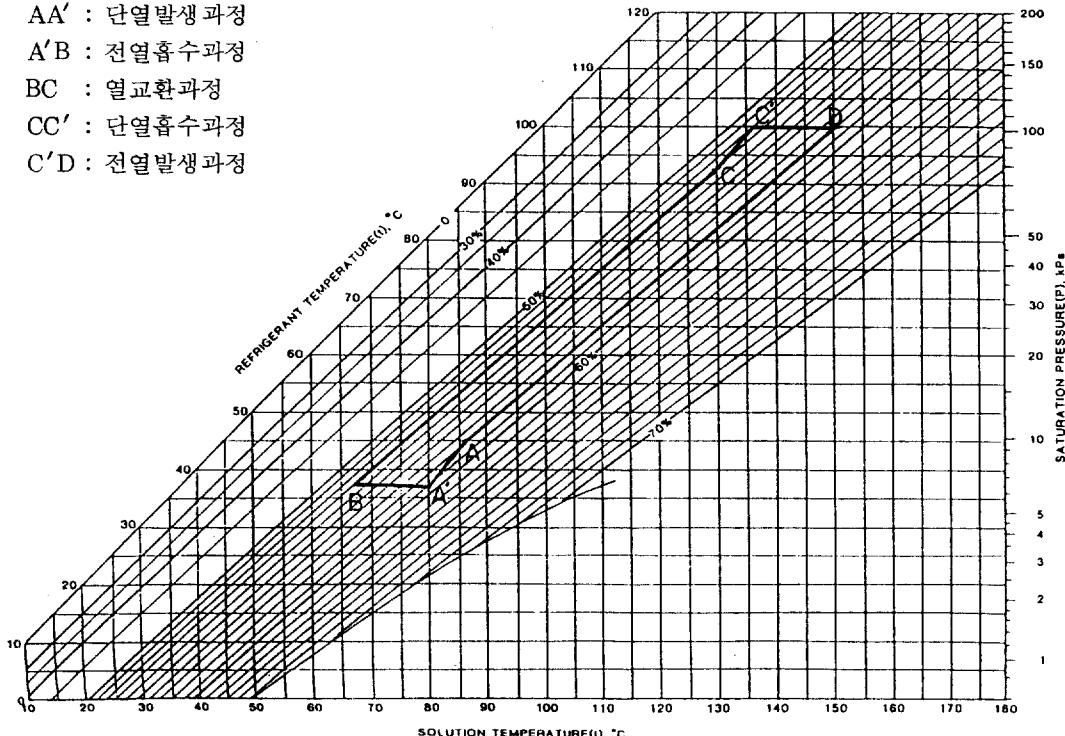


Fig. 2 Cycle of the 1st kind heat pump

2.2 비등온 열교환기의 열교환 이론

흡수식 열펌프의 주요소인 흡수기, 발생기, 증발기, 응축기는 일종의 열교환기이다. 강 등⁹⁾, 조¹⁰⁾의 제2종 흡수식 열펌프의 시뮬레이션에서는 열교환기의 두 유체 중 한 유체의 온도는 평균온도로 일정하다고 가정하고 한 유체의 온도는 변한다고 가정하여 LMTD를 구하고 이 값에 의하여 열교환 과정에서 전달된 열량을 계산하였다. 그러나 실제적으로 열교환기 내에서 두 유체의 온도는 모두 위치에 따라 변하기 때문에 그 효과를 고려하지 않고 LMTD를 구하여 사용하면 전열량 계산에 오

차가 발생한다. 따라서 본 연구에서는 흡수기, 발생기, 증발기, 응축기의 해석에 앞서 그 해석의 기본이 되는 비등온 열교환기의 열교환 과정을 해석하여 그 결과에 의해 다 pass 열교환기에서의 LMTD를 구하는 방법을 설명하기로 한다. 열교환과정의 해석에 대해서는 허와 최¹³⁾의 연구에 이미 상세히 나와 있기 때문에 여기서는 그 결과만을 설명하기로 한다.

(1) 열평형 방정식

열교환기는 두 유체가 직각으로 흐르는 직교류형 열교환기라고 가정하자.

Fig. 3은 이 열교환기의 열교환과정을 나타내는 개략도이다.

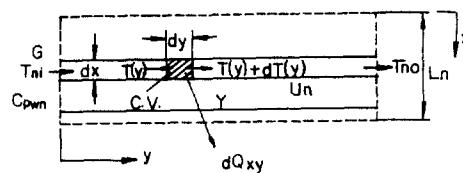


Fig.3 Schematic diagram showing the heat exchange process

열교환기는 N 개의 pass를 갖는다고 가정하자. 이 그림에서 점선은 한 pass의 열교환 체적을 나타낸다. 온수 혹은 냉각수는 관속을 통해서 y 방향으로 흐르고 용액 혹은 냉매는 x 방향으로 흐르며 상호 열교환을 한다고 가정한다. 이 그림에서 T_{ni} 는 n 번째 pass 관입구의 물온도, T_{no} 는 관출구의 물온도, G_h 는 질량유량, C_{pwn} 는 n 번째 pass에서 물의 비열, U_n 은 n 번째 pass에서 두 유체 사이의 평균 등가열전달계수, L_n 은 n 번째 pass의 길이이다.

열교환기 내부의 체적중 그림에 표시된 바와 같이 $dxdy$ 되는 체적을 검사체적으로 하여 열평형방정식을 세운 후 이 식을 적분하면,

$$T_{ni} - T_{no} = (T_{ni} - T_f)(1 - e^{-\frac{U_n A_n}{G_h C_{pwn}}}) \\ = (T_{ni} - T_f) \xi_n \quad \dots \dots \dots \quad (2)$$

이 된다. 여기서 ξ_n 은

$$\xi_n = 1 - e^{-\frac{U_n A_n}{G_h C_{pwn}}} \quad \dots \dots \dots \quad (3)$$

이고, T_f 는 관외부 유체의 온도로 x 의 함수이다. 한편 검사체적 $dxdy$ 에서의 열교환량은,

$$dQ_x = C_{pwn} G_h (T_{ni} - T_f) \xi_n \frac{dx}{L_n} \quad \dots \dots \dots \quad (4)$$

이 된다.¹³⁾

(2) 대수평균온도차(Log Mean Temperature Difference)

식(4)를 한 pass에 대하여 적분하여 정리하면 한 pass의 대수평균온도차

$$(LMTD)_n = \frac{T_{ni} - T_{n+1i}}{\ln(\frac{T_{ni} - \bar{T}_{fn}}{T_{n+1i} - \bar{T}_{fn}})} \quad \dots \dots \dots \quad (5)$$

이 얻어진다. 여기서 \bar{T}_{no} 는 n 번째 pass에서 물의 관출구 평균온도이며 \bar{T}_{fn} 은 n 번째 pass에서 T_f 의 평균값이다. \bar{T}_{fn} 을 구하기 위해서는 증발기, 응축기, 흡수기, 발생기의 열평형방정식과 용액의 농도방정식을 해석하여야 한다. 본 연구의 주요점은 열평형방정식과 농도방정식을 해석하여 T_f 를 x 의 함수로 구한 후 한 pass에서 이를 평균한 후 식(7)에 대입하여 $(LMTD)_n$ 을 구하여 열교환량을 계산하는데 있다.

열교환기가 N 개의 pass로 되어 있다면 전시스템의 LMID는,

$$LMID = \frac{T_i - T_o}{N \ln \left(\frac{\bar{T}_{ni} - \bar{T}_f}{\bar{T}_{ni} - \bar{T}_f + \bar{T}_o - \bar{T}_f/N} \right)} \quad \dots \dots \dots \quad (6)$$

이 되고 전시스템의 열교환량은,

$$Q = UA \frac{T_i - T_o}{N \ln \left(\frac{\bar{T}_{ni} - \bar{T}_f}{\bar{T}_{ni} - \bar{T}_f + \bar{T}_o - \bar{T}_i} \right)} \quad \dots \dots \dots \quad (7)$$

이 된다. 여기서 \bar{T}_o 는 물의 열교환기 출구 평균온도이고 \bar{T}_f 는 전시스템의 관외부유체 평균온도이며 \bar{T}_{ni} 는 물의 각 pass 입구 평균온도이다.

관내부의 유동이 완전히 발달되지 않은 경우 등가열전달계수 U 는 y 의 함수이며 다음과 같이 주어진다.

$$U_y = \frac{1}{\frac{D_0}{D_i} \frac{1}{h_{ig}} + \frac{D_0}{2} \frac{\ln(R_o/R_i)}{K_s} + \frac{1}{h_o} + R_f} \quad \dots \dots \dots \quad (8)$$

여기서, R_f 는 스케일계수이다. 윗 식에서 내벽의 열전달계수 h_{iy} 는 다음 식으로 계산하였다.

$$\frac{h_{iy}}{h_{i\infty}} = 1 + \frac{C_R}{\frac{y}{D_i}} \quad \dots \dots \dots \quad (9)$$

여기서, C_R 은 난류인 경우¹⁴⁾

$$C_R = 6 \quad \dots \dots \dots \quad (10)$$

총류인 경우¹⁴⁾

$$C_R = 0.0028 Re Pr \quad \dots \dots \dots \quad (11)$$

이다. 식(8)에 식(9)를 대입한 후 y 에 관하여 적분하여 평균하면,

$$U = U_{\infty} \left(1 + \frac{C_R D_i - \gamma}{Y} \ln \left(1 + \frac{Y}{\gamma} \right) \right) \dots \dots \dots (12)$$

이 된다.^{12), 13)} 여기서 U_{∞} 는 유동이 완전발달된 영역에서의 등가열전달계수이고 γ 는,

$$\gamma = \left(\frac{D_o}{2} \frac{\ln \left(\frac{D_o}{D_i} \right)}{K_s} + \frac{1}{h_o} + R_f \right) U_{\infty} D_i C_R \dots \dots \dots (13)$$

이다.

응축기 관외벽의 열전달계수는,

$$(h_o)_c = \frac{0.728}{n^{1/4}} \left(Ra \frac{H_{LW}}{C_{PL}(T_{cf} - T_w)} \right)^{1/4}$$

$$\frac{K_w}{D_o} \dots \dots \dots \dots \dots (14)$$

로 계산하였다.¹⁰⁾ 이 식에서 Ra 는 레일레이 수이고 n 은 관의 줄수이며 C_{PL} 은 물의 비열이고 T_w 는 냉각수의 평균온도이다.

흡수기와 발발기 관외벽의 열전달계수는 Chun과 Seban¹⁷⁾이 제안한 다음의 식을 사용하였다.

$Re \geq 5,800 \text{ Pr}^{-1.06}$ 에서

$$h_o = 0.0038 Re^{0.4} \text{ Pr}^{0.65} \left(\frac{K^3 G}{\nu^2} \right)^{1/3} \dots \dots \dots (15)$$

$Re < 5,800 \text{ Pr}^{-1.06}$ 에서

$$h_o = 0.8221 \left(\frac{K^3 G}{\nu^2} \right)^{1/3} Re^{-0.22} \dots \dots \dots (16)$$

여기서, $Re = \frac{4G}{\mu}$, $G = \frac{m}{LN_t^{2/3}}$ 이고, m , L , N_t 는 냉매와 용액의 질량유량, 관의 길이, 관의 수이다.

2.3 증발기의 해석

냉매(물)가 증발기 내의 열원에 의해 포화 상태를 유지하며 증발한다는 가정 하에 습증기와 온수의 온도를 계산한다.

Fig. 4는 증발기의 개략도이다. 응축기로부터 응축수가 G_{CON} 의 유량과 T_{CON} 의 온도로 공급되고 순환펌프에 의해 G_{ev} 의 유량으로 순환되며 그 중 단위시간 당의 증발량은 G_{ev} 이다. 증발기에서 관군이 있는 부분의 길이는

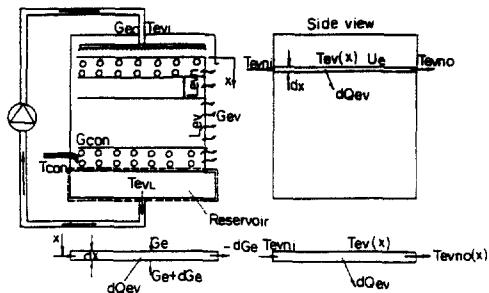


Fig. 4 Schematic diagram of evaporator

L_{ev} 이고 습증기의 온도는 T_{ev} , 온수의 온도는 T_n 으로 표시되며 습증기는 전 전열체적에서 균일하게 발생한다고 가정한다.

Fig. 4 우변 하의 검사체적은 온수에 대한 것이다. 이 검사체적에 대하여 열평형 방정식을 세워 적분하면 증발기에서 관벽을 통해 전달된 총전열량이 식(7)에서와 같이

$$Q_{ev} = \frac{U_e A_e (T_i - \bar{T}_o)}{N \ln \left(\frac{\bar{T}_{ni} - T_{ev}}{\bar{T}_{ni} - \bar{T}_{ev} + \frac{T_o - T_i}{N}} \right)} \dots \dots \dots (17)$$

로 얻어진다. 한편 Fig. 4 좌변 하의 검사체적은 습증기에 대한 것이다. 발생한 증기는 포화상태를 유지한다는 가정 하에 이 검사체적에 대해 열평형 방정식을 세우면 다음의 방정식이 얻어진다.

$$\frac{d T_{ev}}{dx} \left(x - \frac{G_{eo}}{G_{ev}} L_{ev} \right) = B_n T_{ev} + D_n \dots \dots \dots (18)$$

여기서,

$$B_n = - \left(1 - \frac{A_{es} U_{esn}}{C_{pevn} G_{ev}} - \frac{N G_{he} C_{pwn} \xi_{evn}}{C_{pevn} G_{ev}} \right) \frac{1}{L_{ev}} \dots \dots \dots (19)$$

$$D_n = \left(\frac{H_{evn}}{C_{pevn}} + \frac{A_{es} U_{esn}}{C_{pevn} G_{ev}} T_a + \frac{N G_{he} C_{pwn} \xi_{evn}}{C_{pevn} G_{ev}} T_{ni} \right) \frac{1}{L_{ev}} \dots \dots \dots (20)$$

이다.

Fig. 4의 저수조(Reservoir)에 대하여 열평형 방정식을 세우면,

$$T_{evl} = \frac{C_{pevl}}{C_{pevl}} \left(1 - \frac{G_{ev}}{G_{eo}} \right) T_{evL} + \frac{C_{pcon}}{C_{pevl}} \frac{G_{ev}}{G_{eo}}$$

$$T_{con} \dots \dots \dots \dots \dots \quad (21)$$

가 얻어진다. 식(21)를 초기조건으로 하여 식(18)을 적분하면 T_{ev} 를 x 의 함수로 얻을 수 있고, T_{ev} 를 전 x 에 대하여 평균하여 식(17)에 대입하면 증발기에서의 전열량 Q_{ev} 를 계산할 수 있다. 그러나 식(18)을 적분하기 위해서는 증발률 G_{ev} 를 알아야 한다. 증발기 전체에 대하여 열평형방정식을 세우면 G_{ev} 는

$$G_{ev} = \frac{Q_{ev}}{\bar{h}_{ev} - h_{con}} \dots \dots \dots \dots \dots \quad (22)$$

이 얻어진다. 여기서 \bar{h}_{ev} 는 증발기내 증기의 엔탈피 평균값이다. 따라서 식(17), (18), (21), (22)를 반복계산하면 증발기의 성능을 예측할 수 있다.

2.5 응축기의 해석

응축기내 증기는 포화상태에 있고 온도 T_{cf} 는 일정하다고 가정한다. 이 경우 응축기에서의 총전열량은

$$Q_c = C_{pw} G_{hc} (\bar{T}_{eo} - T_{ci}) = U_c A_c (LMTD)_c \quad (23)$$

이고,

$$(LMTD)_c = \frac{\bar{T}_{eo} - T_{ci}}{\ln \left(\frac{T_{ci} - T_{cf}}{\bar{T}_{eo} - T_{cf}} \right)} \dots \dots \dots \dots \dots \quad (24)$$

이다. 관의 등가열전달계수 U_{en} 을 계산할 때 관내부의 열전달계수는 McAdams¹⁸⁾의 식에 입구효과를 고려하여 사용하였고^{12, 15)}, 응축이 일어나는 외벽의 열전달계수는 Nusselt^{16, 19)}가 제안한 관군에서의 열전달계수를 사용하였다.

비동온 열교환기의 열전달과정에 대한 이론에 의하면 응축기에서 증기의 포화온도 T_{cf} 는 다음과 같이 계산한다.

$$T_{cf} = \frac{\frac{U_c A_c}{E G_{hc} C_{pwc}} - T_{ci}}{\frac{U_c A_c}{E G_{hc} C_{pwc}} - 1} \dots \dots \dots \dots \dots \quad (25)$$

한편 응축된 물의 온도는,

$$T_{con} = T_{cf} - (LMTD)_c / 2 \dots \dots \dots \dots \dots \quad (26)$$

로 계산되고 응축율 G_{con} 은,

$$G_{con} = \frac{Q_c}{\bar{h}_{gev} - h_{con}} \dots \dots \dots \dots \dots \quad (27)$$

로 계산된다. 여기서 \bar{h}_{gev} 는 발생기에서 발생한 증기의 엔탈피이고 h_{con} 은 응축수의 엔탈피이다.

2.5 흡수기의 해석

제1종 흡수식 열펌프와 제2종 흡수식 열펌프의 과정 중 가장 차이가 큰 것은 흡수기와 발생기 내에서 용액과 수증기 사이의 반응이다. 제2종 흡수식 열펌프에서는 흡수기에서 농용액이 노즐을 통해서 분출되면 분무가 전열관에 도달하기 전에 급속히 수증기를 흡수하는 단열흡수과정이 일어나 제1종 흡수식 열펌프에서는 흡수기 노즐에서 희용액이 분출되면 전열관에 도달하기 전에 단열발생과정이 일어난다. 그러나 일단 용액의 온도가 포화온도 T_{abg} 에 도달하면 발생작용은 중지되고 용액이 전열관군에 도달하면 열전달에 의해 용액의 온도가 내려가기 때문에 흡수작용이 시작된다. 이때 노즐로부터 관군에 도달하기 전까지의 발생과정을 단열발생과정이라 하고 관군에 도달한 후의 흡수과정을 전열흡수과정이라 한다. 흡수기내의 용액의 온도와 농도 변화의 예상곡선은 Fig. 5와 같다.

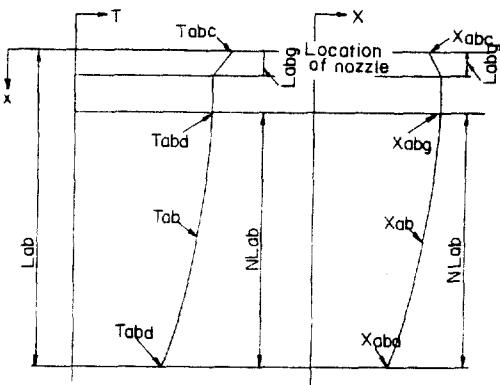


Fig. 5 Expected temperature and concentration profiles in absorber of the 1st kind heat pump

다음은 단열발생과정과 전열흡수과정을 해석하기로 한다.

(1) 단열발생과정

Fig. 5에서 L_{abg} 로 표시된 구역이 단열발생구역이다. 이 단열발생구역의 길이가 L_{abg} , 포화온도 T_{abg} , 포화농도 χ_{abg} 를 구하는 식을 유도해 보자. 해석을 간편하게 하기 위해서 흡수기 내의 발생과정과 흡수과정은 공간적으로 균일하게 일어난다고 가정하였다. 단열발생과정의 단위길이당 발생률(GR)은 분무 액적의 크기, 분포, 흡수기내 유동상태 등에 영향을 받기 때문에 정확히 예측하기 어렵다. 그러나 이 값의 크기는 노즐과 관군 사이 길이 결정에는 영향을 주나 흡수기의 성능에는 영향을 주지 않는다. 따라서 본 연구에서는 단순히 단열발생과정의 발생율은 전열흡수과정의 단위길이당 흡수율(AR)과 절대치가 같다고 가정하였다. 왜냐하면 흡수율도 발생율과 같이 분무 액적의 크기, 분포, 흡수기내 유동분포에 영향을 받기 때문에 두 값 사이에 비례관계가 성립될 것이나 비례상수의 값을 알기 어려우므로 단순히 같다는 가정을 사용하였다.

이와 같은 가정을 사용하는 경우 단열발생과정에서의 총발생율 α 는 Fig. 6에 나타내는 바와 같이

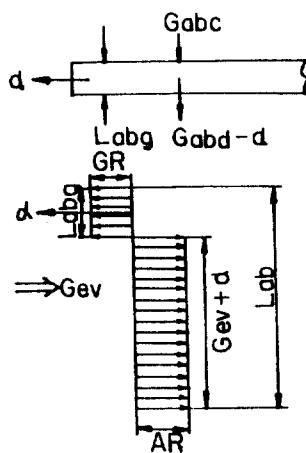


Fig. 6 Schematic diagram of absorption and generation rate in absorber

$$\alpha = (G_{ev} + 2\alpha) \frac{L_{abg}}{L_{ab}} \quad \dots \dots \dots \quad (28)$$

이 성립되어

$$L_{abg} = L_{ab} \frac{\alpha}{2\alpha + G_{ev}} \quad \dots \dots \dots \quad (29)$$

가 얻어진다.

한편,

$$G_{abg} = G_{abc} - \alpha \quad \dots \dots \dots \quad (30)$$

$$G_{abg} \chi_{abg} = G_{abc} \chi_{abc} \quad \dots \dots \dots \quad (31)$$

가 성립되므로,

$$\chi_{abg} = \frac{G_{abc} \cdot \chi_{abc}}{G_{abc} - \alpha} \quad \dots \dots \dots \quad (32)$$

이 된다. 단열발생체적에 대해 열평형방정식을 세우면,

$$G_{abc} \cdot h_{ab} (T_{abc}, \chi_{abc}) = (G_{abc} - \alpha) h_{ab} (T_{abg}, \chi_{abg}) + \alpha h_{aev} (T_{abg}) \quad \dots \dots \quad (33)$$

이 되어

$$\alpha = \frac{G_{abc} (h_{ab} (T_{abc}, \chi_{abc}) - h_{ab} (T_{abg}, \chi_{abg}))}{h_{aev} (T_{abg}) - h_{ab} (T_{abg}, \chi_{abg})} \quad (34)$$

가 된다. 한편 T_{abg} 에 대해서는 다음의 식이 성립된다.

$$\begin{aligned} T_{abg} &= \sum_0^2 B_n \chi_{abg}^n + \bar{T}_{ev} \sum_0^2 A_n \chi_{abg}^n \\ &= \underbrace{(B_0 + A_0 \bar{T}_{ev})}_{B_{00}} + \underbrace{(B_1 + A_1 \bar{T}_{ev})}_{B_{11}} \chi_{abg} \\ &\quad + \underbrace{(B_2 + A_2 \bar{T}_{ev})}_{B_{22}} \chi_{abg}^2 \end{aligned} \quad \dots \dots \dots \quad (35)$$

여기서, A_n , B_n 은 Li-Br 용액의 포화상태를 나타내는 계수이다.^{13, 20)} 먼저 χ_{abg} 를 가정하고 식(29), (32), (34), (35)를 반복계산하면 χ_{abg} , L_{abg} , T_{abg} 를 계산할 수 있다.

(2) 전열흡수과정

용액 분무가 관군에 도달하면 흡수열이 관군속의 물로 전달되므로 전열흡수과정이 일어난다. 본 연구에서는 허와 쇠¹³⁾의 연구에서와 같이 흡수과정의 화학반응과 수증기의 확산이 빨라서 용액이 항상 포화상태가 유지되도록 흡수작용이 일어난다고 가정하였다.

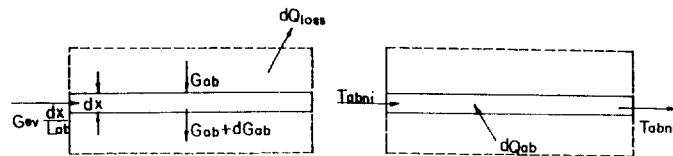


Fig. 7 Control volume of the transfer absorption volume in absorber

Fig. 7은 흡수기내 전열체적에 대한 검사체적을 나타낸다. 좌변은 용액에 대한 것이고 우변은 온수에 대한 것이다.

비등온 열교환기에서의 열교환 이론을 적용하여 용액의 검사체적에 대해 열평형 방정식을 세우면,

$$\begin{aligned} & G_{ab} h_{ab} - (G_{ab} + dG_{ab})(h_{ab} + dh_{ab}) \\ & + dG_{ev} h_{ev} - \frac{dx}{L_{abn}} A_{asn} U_{as} (T_{ab} - T_a) \\ & - \frac{dx}{L_{abn}} G_{ha} C_{pwn} (T_{ab} - T_{abni}) \xi_{abn} = 0 \quad (36) \end{aligned}$$

이 된다. 이 식에서 A_{asn} 은 한 pass의 흡수기 체적당 외기와 접하는 면적이고, U_{as} 는 외기와 흡수기 내부 사이의 등가열전달계수이다. 이 식에

$$\chi_{ab} = G_{abc} \chi_{abc} / G_{ab} \quad \dots \quad (37)$$

$$dG_{ab} = - \frac{G_{abc} \chi_{abc} d\chi_{ab}}{\chi_{ab}} \quad \dots \quad (38)$$

$$T_{ab} = B_{00} + B_{11} \chi_{ab} + B_{22} \chi_{ab}^2 \quad \dots \quad (39)$$

$$h_{ab} = A + BT_{ab} + CT_{ab}^2 \quad \dots \quad (40)$$

를 대입하여 정리하면,

$$\frac{d\chi_{ab}}{dx} = \frac{G_a - H_a}{E_a + F_a} = f(\chi_{ab}) \quad \dots \quad (41)$$

이 된다. 여기서,

$$\begin{aligned} E_a &= -[h_{ev} - \{A + B(B_{00} + B_{11} \chi_{ab} + B_{22} \chi_{ab}^2) + C(B_{00} + B_{11} \chi_{ab} + B_{22} \chi_{ab}^2)^2\}] \\ &\dots \quad (42) \end{aligned}$$

$$F_a = \frac{G_{abc} \chi_{abc}}{\chi_{ab}} [B + 2C(B_{00} + B_{11} \chi_{ab} + B_{22} \chi_{ab}^2)] (B_{11} + 2B_{22} \chi_{ab}^2) \quad \dots \quad (43)$$

$$H_a = [G_{ha} C_{pwn} \xi_{abn} + A_{asn} U_{as}] [B_{00} + B_{11} \alpha_{ab} + B_{22} \chi_{ab}^2] \quad \dots \quad (44)$$

$$G_a = G_{ha} C_{pwn} \xi_{abn} T_{abni} + A_{asn} U_{as} T_a \quad \dots \quad (45)$$

이다. 식(41)를 Runge Kutta Method로 수치해석하여 $\chi_{ab}(x)$ 가 알려지면 식(35)에서 T_{ab} 를 계산할 수 있다. 식(40)에서 A , B , C 는 χ_{ab} 의 함수로서 이에 대한 관계식은 참고문헌 (20)에 수록되어 있다.

2.6 발생기의 해석

제2종 흡수식 열펌프에서는 발생기에서 희용액이 노즐을 통해서 분출되면 분무가 전열관에 도달하기 전에 급속히 수증기를 발생하는 단열발생과정이 일어나나 제1종 흡수식 열펌프에서는 발생기 노즐에서 농용액이 분출되면 전열관에 도달하기 전에 단열흡수과정이 일어난다. 그러나 일단 용액의 온도가 포화온도 T_{gea} 에 도달하면 흡수작용은 중지되고 용액이 전열관군에 도달하면 열전달에 의해 용액의 온도가 올라가기 때문에 발생작용이 시작된다. 이때 노즐로부터 관군에 도달하기 전까

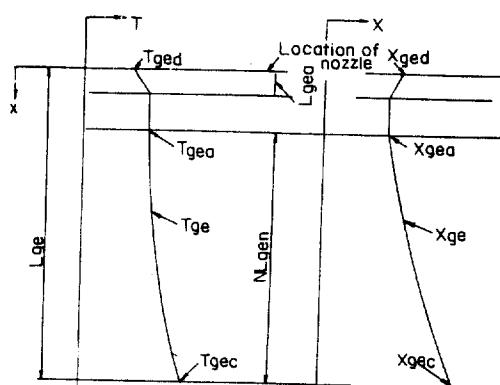


Fig. 8 Expected temperature and condensation profiles in generator of the 1st kind heat pump

지의 흡수과정을 단열흡수과정이라 하고 관군에 도달한 후의 발생과정을 전열발생과정이라 한다. 발생기내의 용액의 온도와 농도변화의 예상곡선은 Fig. 8과 같다.

다음은 단열흡수과정과 전열발생과정을 해석하기로 한다.

(1) 단열흡수과정

Fig. 8에서 L_{gea} 로 표시된 구역이 단열흡수구역이다. 이 단열흡수구역의 길이 L_{gea} , 포화온도 T_{gea} , 포화농도 χ_{gea} 를 구하는식을 유도해 보자. 해석을 간편하게 하기 위해서 발생기 내의 흡수과정은 공간적으로 균일하게 일어난다고 가정하였다. 흡수기에서와 같이 단열흡수과정의 단위길이당 흡수율(AR)은 전열발생과정의 단위길이당 발생율(GR)과 절대치가 같다고 가정하였다.

이와 같은 가정을 사용하는 경우 단열흡수과정에서의 총흡수율 β 는 Fig. 9에서 나타내는 바와 같이

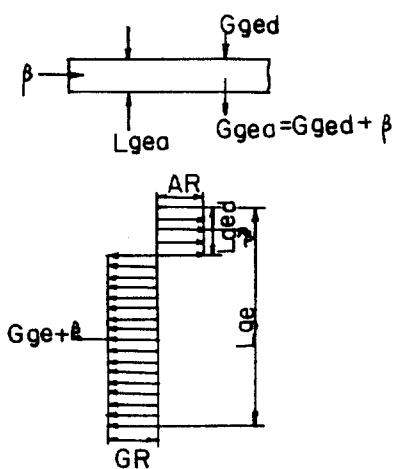


Fig. 9 Schematic diagram of absorption and generation rate in generator

$$\beta = (G_{\text{ge}} + 2\beta) \frac{L_{\text{gea}}}{L_{\text{ge}}} \quad (46)$$

이 성립되어

$$L_{\text{gea}} = L_{\text{ge}} \frac{\beta}{2\beta + G_{\text{ge}}} \quad (47)$$

이 얻어진다. 한편,

$$G_{\text{gea}} = G_{\text{ged}} + \beta \quad (48)$$

$$G_{\text{gea}} \chi_{\text{gea}} = G_{\text{ged}} \chi_{\text{ged}} \quad (49)$$

이므로,

$$\chi_{\text{gea}} = \frac{G_{\text{ged}} \cdot \chi_{\text{ged}}}{G_{\text{ged}} + \beta} \quad (50)$$

이 된다. 단열흡수체적에 대해 열평형 방정식을 세우면,

$$\begin{aligned} G_{\text{ged}} h_{\text{ge}}(T_{\text{ged}}, \chi_{\text{ged}}) + \beta h_{\text{gev}}(T_{\text{gea}}) \\ = (G_{\text{ged}} + \beta) h_{\text{ge}}(T_{\text{gea}}, \chi_{\text{gea}}) \end{aligned} \quad (51)$$

가 되어

$$\beta = \frac{G_{\text{ged}} \{h_{\text{ge}}(T_{\text{gea}}, \chi_{\text{gea}}) - h_{\text{ge}}(T_{\text{ged}}, \chi_{\text{ged}})\}}{(h_{\text{gev}}(T_{\text{gea}}) - h_{\text{ge}}(T_{\text{gea}}, \chi_{\text{gea}}))} \quad (52)$$

가 된다. χ_{gea} , L_{gea} 를 구하려면 먼저 χ_{gea} 를 가정하고 식(47), (52) 등에서 L_{gea} , β 를 구한 후 식(41)에서 χ_{gea} 를 계산하여 모든 값들이 수렴할 때까지 반복계산하면 된다.

(2) 전열발생과정

LiBr 용액이 관군에 도달하면 전열발생과정이 시작된다. 발생기내 수증기의 난류화산과 발생과정의 화학반응율이 빨라서 용액이 포화상태를 유지하며 수증기가 발생한다고 가정하자. 이 경우 용액의 온도(T_{ge}), 엔탈피(h_{ge})와 농도(χ_{ge}) 사이에는 다음의 관계식이 성립된다.

$$\begin{aligned} T_{\text{ge}} &= (B_0 + \bar{T}_{\text{cf}} A_0) + (B_1 + \bar{T}_{\text{cf}} A_1) \chi_{\text{ge}} \\ &\quad + (B_2 + \bar{T}_{\text{cf}} A_2) \chi_{\text{ge}}^2 \\ &= B_{0g} + B_{11g} \chi_{\text{ge}} + B_{22g} \chi_{\text{ge}}^2 \end{aligned} \quad (53)$$

$$h_{\text{ge}} = A_g + B_g T_{\text{ge}} + C_g T_{\text{ge}}^2 \quad (54)$$

여기서 A_g , B_g , C_g 는 χ_{ge} 의 함수로서 이에 대한 관계식은 참고문헌 (20)에 수록되어 있다. 흡수기에서와 같은 방법으로 발생기내 용액의 검사체적에 대하여 열평형 방정식을 세운후 식(53), (54)를 이용하여 정리하면,

$$\frac{d\chi_{\text{ge}}}{dx} = \frac{G_{\text{g}} - H_{\text{g}}}{E_{\text{g}} + F_{\text{g}}} = g(\chi_{\text{ge}}) \quad (55)$$

이 얻어진다. 여기서,

$$E_g = -[h_{gev} - (A_g + B_g(B_{00g} + B_{11g}\chi_{ge} + B_{22g}\chi_{ge}^2) + C_g(B_{00g} + B_{11g}\chi_{ge} + B_{22g}\chi_{ge}^2)^2)](G_{ge}\chi_{ged}/\chi_{ge}^2) \quad \dots \dots \dots (56)$$

$$F_g = \frac{G_{ged}\chi_{ged}}{\chi_{ge}} [B_g + 2C_g(B_{00g} + B_{11g}\chi_{ge} + B_{22g}\chi_{ge}^2)](B_{11g} + 2B_{22g}\chi_{ge}) \quad \dots \dots \dots (57)$$

$$H_g = (G_{hg}C_{pwn}\xi_{gen} + A_{gesn}U_{gs})(B_{00g} + B_{11g}\chi_{ge} + B_{22g}\chi_{ge}^2) \quad \dots \dots \dots (58)$$

$$G_g = (G_{hg}C_{pwn}\xi_{gen}T_{geni} + A_{gesn}U_{gs}T_a) \quad \dots \dots \dots (59)$$

2.7 열교환기의 해석

열펌프내 열교환기에서의 열교환과정 해석은 유효계수(effectiveness factor : ϵ)를 가정하면 쉽게 해결될 수 있다. 유효계수를 ϵ 이라 하면 T_{abd} , T_{ged} , T_{gec} , T_{abc} 사이에는 다음의 관계식이 성립된다.

$$T_{abc} = T_{gec} + \epsilon(T_{abd} - T_{gec}) \quad \dots \dots \dots (60)$$

$$T_{ged} = T_{abd} + \epsilon(T_{gec} - T_{abd}) \quad \dots \dots \dots (61)$$

3. 제1종 흡수식 열펌프의 수치해석

제1종 흡수식 열펌프의 수치해석은 각 특성들에 대한 가정된 초기값에서 시작하여 전시스템이 평형상태에 도달할 때까지 반복계산하였다.

본 해석에 사용된 제1종 열펌프의 표준제원은 Table 1과 같다. Table 1과 같은 표준제원의 선택은 한국과학기술원에서 제작한 실험용 제2종 흡수식 열펌프¹²⁾의 제원을 기준으로 제1종 흡수식 열펌프에 적합하도록 부분적인 변화를 주어서 얻어진 것이다. Table 1의 표준제원을 기준으로 하여 각 변수들을 변화시키면서 계산하였다.

Table 1. Specification of the first kind absorption heat pump system for simulation

Parameters \ Elements	evaporator	generator	condenser	absorber
Mass flowrate, kg/h	19.510	1.626	3.251	3.251
Tube length, m	3.0	3.0	3.0	3.0
Number of tube, EA	39	60	60	39
Number of pass, pass	3	4	4	3
Number of tube per pass, EA/pass	13	10	15	13
Inlet temp. of water, °C	50	205	75	45
Heat transfer Area*(m ²)	4.962	7.632	7.632	4.962

* : Inner surface area of tubes.

4. 결과 및 고찰

Fig. 10은 증발기에서 수분류의 질량유량의 증발량에 대한 비 R_{gevo} (= G_{eo}/G_{ev})를 변화시켰을 때 증발기내 수증기의 온도분포를 나타낸다. 이 그림에는 증발기내 수증기의 온도변화 형태가 pass에 따라서 그리고 R_{gevo} 에 따라서 변하는 것을 알 수 있다.

Fig. 11, Fig. 12는 R_{gevo} 의 변화에 따른 발생기내 용액의 온도변화와 농도변화를 예측하

여 도시한 그림이며 이 그림은 Fig. 8에서 가정했던 것과 거의 같은 형상을 가지고 있다. 증발기내의 수증기의 온도분포에서 와는 달리 발생기내 용액의 온도와 농도는 R_{gevo} 나 pass 변화의 영향을 받지 않는 것을 알 수 있다.

Fig. 13, Fig. 14은 흡수기와 응축기의 온수유량(제1종 열펌프는 흡수기에서 1차 온수계통 가열과 응축기에서 2차 온수계통 가열이 이루어지며 흡수기 온수유량과 응축기 온수유량은 같다)을 변화시켰을 때 온도이득과 COP

를 나타내는 그림인데 온수유량을 증가시킬 때 온도이득은 급격히 떨어지고 COP는 변화가 거의 없음을 나타내준다. 온도이득이 급격히 떨어지는 것은 흡수기나 응축기에서의 전열량은 온수유량에 관계없이 거의 일정하므로 온수유량이 증가하면 온도이득이 감소하게 된다.

Fig.15, Fig.16은 발생기 관군 속을 흐르는 고온의 증기(또는 물)의 유량에 따른 흡수기와 응축기의 온수계통 온도이득과 열펌프시스템의 COP를 나타낸다. 발생기 증기(온수) 유량을 증가시키면 온도이득은 증가하였다가 감소한다. 이것은 증기(온수)유량이 과도하면 전체시스템의 온도가 상승하여 각 열교환기에서 열교환이 충분히 이루어지지 못하기 때문이다. 한편 Fig.16에서 보는 바와 같이 온도이득이 최대인 곳에서 COP는 오히려 최소가 됨을 알 수 있다. 따라서 제1종 열펌프를 설계할 때 발생기 온수유량의 선택은 COP의 관점에서 볼 때와 온도이득의 관점에서 볼 때 서로 차이가 큰 유량선택이 이루어 짐을 알 수 있다.

Fig.17, Fig.18는 흡수기의 온수 입구온도를 변화시켰을 때 온도이득과 COP의 변화곡선을 나타낸다. 이 그림에서 ΔT_c 는 응축기에서의 온도이득이고 ΔT_a 는 흡수기에서의 온도이득이며 ΔT_{a+c} 는 총온도이득을 나타낸다. 흡수기 온수 입구온도를 증가시키면 온도이득과 COP가 모두 감소함을 나타내 준다. 온도이득이 감소하는 것은 흡수기의 온수 입구온도가 증가하면 흡수기에서 발생한 흡수열이 효과적으로 온수로 전달되지 않기 때문이다. 같은 이유에서 COP도 감소하게 된다. 따라서 제1종 흡수식 열펌프의 설계나 운전시 흡수기 온수 입구온도는 가능한 낮게 하는 것이 좋다.

Fig.21, Fig.22은 발생기의 고온증기(또는 물)의 유입온도를 증가시켰을 때의 온도이득과 COP의 변화곡선으로서, 유입온도를 증가시키면 온도이득은 상승하지만 COP는 반대로 감소한다. COP가 감소하는 이유는 유입온도의 증가는 유입열량의 증가를 의미하는데 유입열량이 증가하는 경우 식(1)에서 Q_b 는 증가하고 Q_E 는 거의 변화가 없으므로 COP는

감소하게 된다.

Fig.21, Fig.22는 증발기에서 폐온수의 온도를 증가시켰을 때 온도이득 및 COP의 변화를 나타낸다. 폐온수의 온도를 증가시키면 온도이득과 COP가 모두 증가함을 알 수 있어서 제1종 흡수식 열펌프의 설계나 운전에서 폐온수의 온도는 가능한 높게 하는 것이 열펌프의 성능을 향상시킨다는 것을 알 수 있다.

Fig.23, Fig.24은 열교환기의 유효계수 변화에 따른 온도이득과 COP의 변화를 나타낸다. 열교환기의 유효계수를 증가시키면 응축기에서의 온도이득은 증가하는 반면 흡수기에서의 온도이득은 감소한다. 그러나 이 두 온도이득을 합한 시스템의 총온도이득은 증가한다. 열교환기의 유효계수가 증가하면 COP도 증가함을 알 수 있다. 따라서 제1종 열교환기의 설계시 열교환기의 유효계수는 클수록 열펌프 성능이 향상되나 열교환기 설치를 위한 투자비가 많이 들므로 이 양자를 함께 고려하여 열교환기의 최적치수를 결정해야 하는 문제가 발생하게 된다.

5. 결 론

본 연구에서는 제1종 LiBr-H₂O 흡수식 열펌프를 전산시뮬레이션하여 그 결과를 고찰하므로써 다음과 같은 결론을 얻었다.

(1) 흡수기와 응축기의 유량을 증가시키면 온도이득은 크게 줄어드나 COP는 거의 변화하지 않는다.

(2) 흡수기와 응축기의 온도이득을 최대로 하는 발생기의 온수(증기)유량이 존재한다. 그러나 이 유량에서 COP는 최소값을 갖는다. 따라서 열펌프 설계시 온도이득이나 COP 값 중 어느 값을 기준으로 하느냐에 따라 최저유량값이 달라진다.

(3) 흡수기 온수 입구온도가 증가하면 온도이득과 COP가 모두 감소하므로 가능한 흡수기 온수 입구온도는 낮게 하는 것이 열펌프 성능향상을 위해 유리하다.

(4) 발생기의 증기(또는 물)의 입구온도가 증가하면 흡수기와 응축기의 온도이득은 증가하

나 COP는 떨어진다.

(5) 증발기의 폐온수 입구온도가 증가하면 온도이득과 COP가 모두 증가한다.

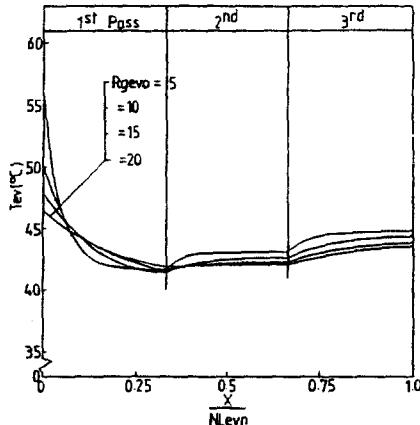


Fig. 10 Temperature profiles of vapor in evaporator with respect to G_{eo}/G_{ev}

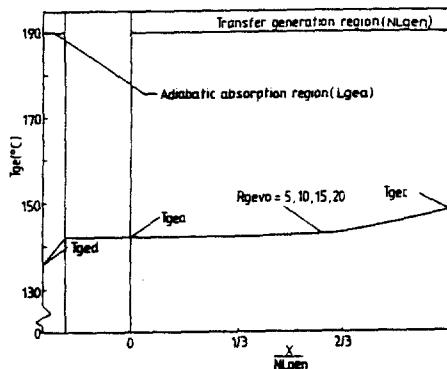


Fig. 11 Temperature profiles of Li-Br water solution in generator of the 1st kind heat pump with respect to G_{eo}/G_{ev}

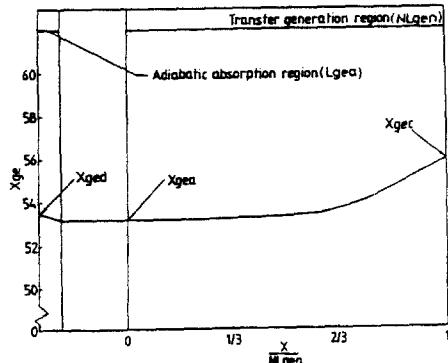


Fig. 12 Concentration profiles of Li-Br water solution in generator of the 1st kind heat pump with respect to G_{eo}/G_{ev}

(6) 열교환기 유효계수가 증가하면 온도이득과 COP가 모두 증가한다.

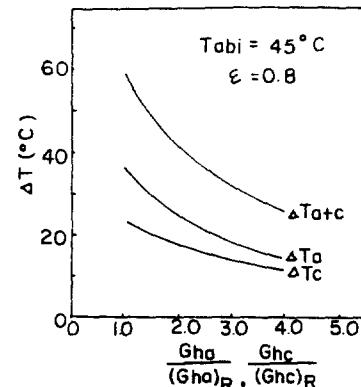


Fig. 13 Variation of temperature gain with respect to mass flowrate of water in absorber

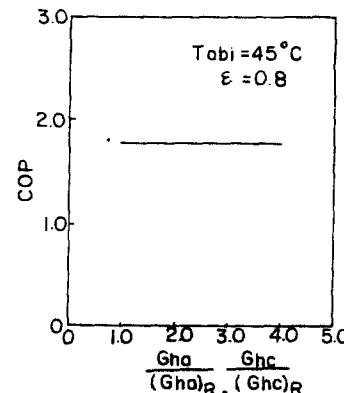


Fig. 14 Variation of COP with respect to mass flowrate of water in absorber

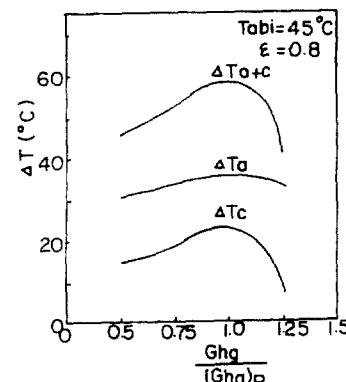


Fig. 15 Variation of temperature gain with respect to mass flowrate of hot water in absorber

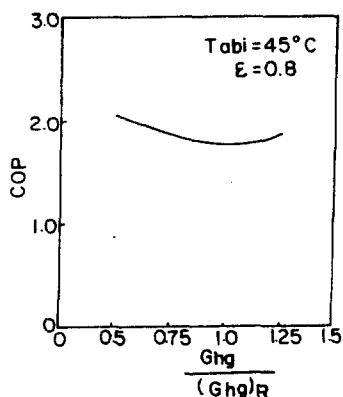


Fig.16 Variation of COP with respect to mass flowrate of hot water in generator

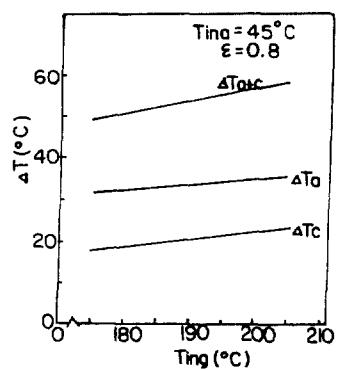


Fig.19 Variation of temperature gain with respect to the inlet temperature of generator

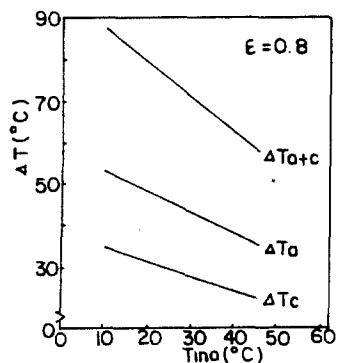


Fig.17 Variation of temperature gain with respect to the inlet temperature of absorber

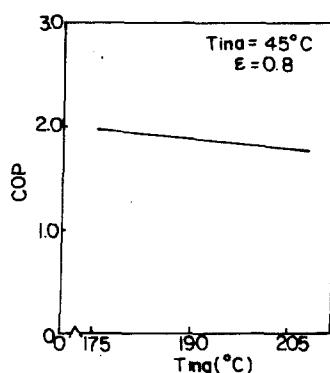


Fig.20 Variation of COP with respect to the inlet temperature of generator

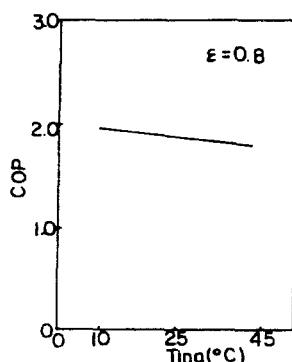


Fig.18 Variation of COP with respect to the inlet temperature of absorber

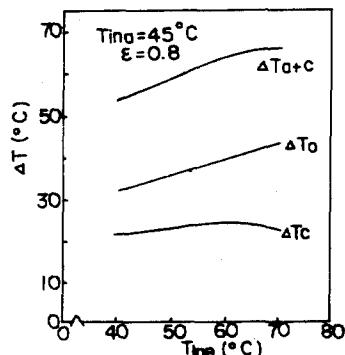


Fig.21 Variation of temperature gain with respect to the inlet temperature of evaporator

참 고 문 헌

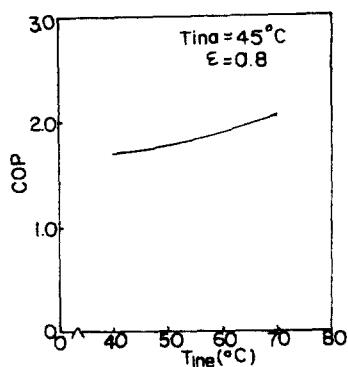


Fig. 22 Variation of COP with respect to the inlet temperature of evaporator

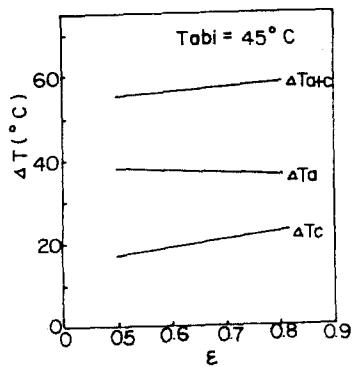


Fig. 23 Variation of temperature gain with respect to heat exchanger effectiveness

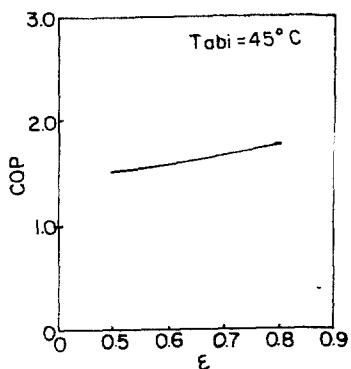


Fig. 24 Variation of COP with respect to heat exchanger effectiveness

- W. Thomson, "On the Economy of the Heating and Cooling of Buildings by Means of Currents of Air", Glassgow Phil. Soc. Proc. pp.269-272, 1852.
- F. Krauss, "The Heat Pump in Theory and Practice", Power 54, pp.298-300, 1921.
- T.G.N. Haldane, "The Heat Pump - An Economical Method of Producing Low-Grade Heat from Electricity", J.I.E.E.E., pp.666-675, 1930.
- 高田秋一, “工業用ヒートポンプ”, 省エネルギーセンター, Tokyo, 1984.
- G. Grosman and H. Perez-Balence, Conceptual Design and Performance Analysis of Absorption Heat Pumps for Waste Heat Utilization", ASHRAE Trans., 88, 1, p.2691, 1982.
- G. Grosman and H.W. Childs, "Computer Simulation of a Lithium Bromide-Water Absorption Heat Pumps for Temperature Boosting", ASHRAE Trans., AC-83-05/04, 1983.
- K.F. Knoche and D. Stehmeier, "Absorption Heat Pumps for Solar Space Heating Systems", Studies in Heat Transfer, McGraw Hill, pp.401-408, 1979.
- 柏木孝夫等, “第二種吸收式ヒートポンプの特性シミュレーション”, 日本機械學會論文集B, 52卷 474號, pp.795~800, 1986.
- 강병하, 김영인, 이춘식, “폐온수 이용 흡수식 열펌프의 열역학적 설계해석”, 공기 조화냉동공학, 제14권, 제4호, pp.285~292, 1985.
- 조승연, “프로세스 시뮬레이션에 의한 제2종 흡수식 열펌프에 관한 연구”, 석사학위논문, 한국과학기술원, 1986.

11. 조승연, 김영인, “프로세스 시뮬레이션에 관한 제 2종 흡수식 열펌프 성능에 관한 연구”, 공기조화 냉동공학회지, 제 16권, 제 3호, pp.295~304, 1987.
12. 이춘식와 11인, “고온용 흡수식 열펌프의 개발”, 과학기술처 보고서, N110-2480-2, 1986.
13. 허준영, 최영돈, “2종 LiBr-H₂O 흡수식 열펌프의 시뮬레이션”, 공기조화 냉동공학회 논문집 제 1권 제 2호, pp.146~161, 1989.
14. W.M. Kays and M.G. Crawford, “Convective Heat and Mass Transfer”, McGraw Hill Book Co., pp.88-132, pp.196-203, 1980.
15. 허준영, “폐열을 이용한 제 1종 및 제 2종 흡수식 열펌프의 시뮬레이션”, 고려대학교 석사학위논문, 1988.
16. L.C. Burmeister, “Convective Heat Transfer”, John Wiley, pp.630-698, 1983.
17. K.R. Chun and R.A. Seban, “Heat Transfer to Evaporating Liquid Films”, ASME J. of Heat Transfer, Vol.93, pp. 391-396, Nov., 1971.
18. W.H. McAdams, “Review and Summary of Developments in Heat Transfer by Conduction and Convection”, Trans. A.I. Ch. E. Vol.36, P.1, 1940.
19. W. Nusselt, “Die Ober Flachenkondensation des Wasser Dampfes”, Zeitschrift des Vereins Deutscher Inginuere 60, pp.541-575, 1916.
17. “ASHRAE HANDBOOK, 1985, Fundamentals”, 17.69-17.70, 1981.