

공학석사 학위논문

이중효용 담수화 장치의 시뮬레이션  
프로그램 개발

The Development of The Simulation Program of  
Double-effect Fresh Water Generator

지도교수 정 형 호

2005년 8월

한국해양대학교 대학원

냉 동 공 조 공 학 과

문 경 록

# 목 차

Abstract

사용기호

표 목 차

그림목차

## 제 1 장 서 론

제1절 담수화방법 .....	1
제2절 감압증발식 담수방법 .....	3

## 제 2 장 주요부의 해석

제1절 담수장치의 작동과 관련된 기본 이론 .....	5
제2절 액체 에젝터 .....	7
제3절 수직관내의 2상 유동 형태추정 및 열전달 .....	11
제4절 관외응축 열전달 .....	18
제5절 관내의 압력강하 .....	20

## 제 3 장 실험장치와 실험방법

제1절 실험장치 .....	21
제2절 실험방법 .....	23

## 제 4 장 결과 및 검토

제1절 시뮬레이션 결과 .....	25
제2절 실험과 비교 .....	33

제 5 장 결 론 .....	40
-----------------	----

참고문헌 .....	41
------------	----

# The Development of The Simulation Program of Double-effect Fresh Water Generator

Kyeong-Rok Moon

Department of Refrigeration & Air-Conditioning Engineering  
Graduate School, Korea Maritime University

## Abstract

In the present paper, the fresh water generating rates were simulated by a nodal method. The performance of liquid ejector was formulated by Bernoulli equation. The heat transfer rate of heat exchanger was expressed by the simple equations. UA value of the first-stage evaporator was got by the design condition. The inlet temperatures of each stages and return water, evaporation rates of each stages and total fresh water generating rates were predicted. By varying the inlet temperatures of hot water and motive water of liquid ejector, the performance and thermodynamic properties were calculated.

## 사 용 기 호

$D$	:	관 지름 [ $m$ ]
$g$	:	중력가속도 [ $m/s^2$ ]
$h$	:	대류열전달계수 [ $W/m^2 \cdot C$ ]
$K$	:	마이너손실계수 [-]
$L$	:	관 길이 [ $m$ ]
$\dot{m}$	:	질량유량 [ $kg/h$ ]
$P$	:	압력 [ $kPa$ ]
$T$	:	온도 [ $^{\circ}C$ ]
$U$	:	열관류율 [ $W/m^2 \cdot C$ ]
$V$	:	속도 [ $m/s$ ]

## 하첨자

$ave$	:	평균
$fg^*$	:	수정된 증발잠열
$g$	:	기체
$i$	:	내경
$l$	:	액체
$s$	:	표면
$sat$	:	포화온도
$vert$	:	변환

## 그리스문자

- $\rho$  : 유체의 밀도 [ $kg/m^3$ ]  
 $\mu$  : 유체의 점성계수 [ $kg/m \cdot s$ ]  
 $\lambda$  : 관 마찰계수 [-]

## 표 목 차

Table.2.1 The way of distinction of two-phase flow

Table.2.2 Heat transfer coefficient of film boiling

Table.2.3 The loss factor of each part

Table.3.1 Experiment parameter

## 사 진 목 차

Photo.2.1 Liquid ejector

Photo.3.1 2stage fresh water generator

## 그림 목 차

Fig.2.1 Schematic diagram of Double-effect fresh water generator

Fig.2.2 Schematic diagram of Liquid ejector

Fig.2.3 Two-Phase flow in vertical heating tube

Fig.2.4 Boiling curve of natural convective boiling

Fig.2.5 Heat-transfer field of natural convective boiling

Fig.4.1 Convergence of variables

Fig.4.2 Evaporating rate of water at stage1 and stage2

Fig.4.3 Variation of temperatures with hot water temperature

Fig.4.4 Total fresh water generating rate

Fig.4.5 Variations of temperatures with temperature of  
motive water of ejector

Fig.4.6 Variation of total fresh water generating rate with  
cooling water temperature

Fig.4.7 Variation of Saturation pressure with  
hot water temperature

Fig.4.8 Variation of Saturation temperature with  
hot water temperature

Fig.4.9 Variation of saturation pressure with  
cooling water temperature

Fig.4.10 Variation of saturation temperature with  
cooling water temperature

Fig.4.11 Variation of total fresh water generating rate with  
hot water temperature

Fig.4.12 Variation of total fresh water generating rate with  
cooling water temperature



## 제 1 장 서 론

물은 생명의 근원이며, 물을 떠난 인간생활은 상상할 수 없을 정도로 인간생활과 불가분의 관계에 있다. 과거에는 맑고 깨끗한 물을 자연으로부터 쉽게 구할 수 있었으나 인구가 급속도로 증가하고, 사회의 산업이 급격히 발달되고, 생활환경의 개선으로 공업용수와 생활용수의 부족을 겪고 있다.

공기는 지구 어느 곳에서나 비교적 균등한 질과 양을 마음껏 사용하는데 어려움이 없지만 수자원의 경우에는 각 지역에 따라 사용 가능량이 매우 불균일하게 분포되어 있고 인구의 증가와 산업화에 따른 물수요의 급증, 그리고 환경오염에 의한 수자원의 질적 저하는 점점 안정적인 수자원확보를 어렵게 하고 있다. 과거에는 국지적, 계절적으로 겪어왔던 물 부족 문제가 이제는 전 인류를 총체적인 어려움에 몰아넣고 있는 상황이 되어가고 있다.

우리나라의 수자원은, 연간 강수량이 1,283mm로 세계 평균(973mm)의 1.3배나 크나 좁은 국토면적에 높은 인구밀도로 인해 1인당 수자원 강수량은 2,705  $m^3$ /년으로 세계 평균(22,096  $m^3$ /년)의 12%에 지나지 않아 국제적으로 물 부족국가로 분류되고 있다.<sup>1)</sup>

현재 각종 물 회의와 조사기관의 보고서에 따르면 현재 25개 국가가 물 부족 상태를 겪고 있으며, 2025년에는 무려 30억명이 물 부족을 겪을 것으로 전망하고 있다. 유엔 국제인구행동연구소는 우리나라가 1990년에 이미 1인당 물 사용 가능량이 1,700  $m^3$  이하로써 물 부족 국가에 포함되어 있으며, 2000년에는 1인당 물 사용 가능량이 1,000  $m^3$  이하의 물 기근 국가로 전락할 것으로 경고한 바 있으며, 한국수자원공사의 물과 미래 보고서에 따르면 우리나라는 내년에 용수수요량이 공급량을 17억톤 가량 초과할 것이며 2011년에는 40억톤, 2020년 49억톤 등 해마다 물 부족량은 늘어날 것으로 조사되어졌으며, 2011년의 경우 노후관의 개량, 절수기기의 사용, 농업용수의 절감 등 수요관리

로 22억톤을, 댐 연계운영 등 기존 시설의 효율적인 활용으로 6억톤을 추가로 확보할 수 있지만 이를 고려하더라도 12억톤의 물 부족 현상이 발생할 것으로 전망했다.<sup>2)</sup>

## 제1절 담수화방법

해수로부터 담수를 얻는 방법에는<sup>3)</sup> 감압증발법(distillation process), 역삼투막법(reverse osmosis process), 전기투석막법(electrodialysis process), 냉동법(freeze desalination)등의 4가지 방법들이 있다. 감압증발법은 해수에 열원을 공급한 후 압력을 낮추어 낮은 온도에서 증발하는 저압증발에 의해 담수를 얻는 방법으로 잉여 열원을 이용할 수 있으므로싼 값에 담수생산이 가능하며, 장치가 견고하여 운전 및 유지보수가 용이하고, 생성된 담수는 매우 순수하다는 장점이 있는 반면 장치의 제조단가가 비싸며, 대형 중량인 단점이 있다.

역삼투막법은 역삼투막의 고압측에  $55\sim 60\text{kg}_f/\text{cm}^2$ 의 해수를 가압하여 담수를 제조하는 방법으로 해수의 손실이 적고, 설치장소가 작은 장점이 있는 반면에 역삼투막의 잦은 교환으로 인하여 운전과 유지보수가 비교적 어렵고 고압하에서 운전하므로 고도의 운전 및 보수기술을 요하며 설치비가 비싸다는 단점이 있다.

전기투석막법은 직류에 의하여 용액중의 이온성 성분을 분리하는 단위 조작으로 전류가 흐르는 경로를 수직으로 이온 선택 투과성의 막을 설치함으로써 구성되는 공정이다. 이러한 막을 전류가 통과함으로써 막의 한쪽은 염성분이 희박하게 되고 막의 다른 쪽은 염성분이 농후하게 된다. 양이온 혹은 음이온중 어느 하나만을 선택적으로 투과시키는 막을 연결시켜 이온의 분리나 농축을 행하는 방법이다. 증발법과 비교할 경우 에너지 요구량에서 장점을 갖고 있으나

해수의 담수화에서는 아직 경쟁력이 약하다.

냉동법은 해수를 빙점(-1.8℃)이하로 냉각시키면 해수중의 염분은 얼음의 성장계면에서 배제되면서 얼음의 결정체가 석출되고 얼음 결정이 결정표면과 결정 사이에 있는 농축된 해수중의 염분을 분리세정해서 해수를 담수화 하는 방법으로 장치의 조작이 저온에서 이루어지므로 장치의 부식문제가 없으며, 냉매와 해수의 직접 접촉에 의해 열량이 전달되므로 장치의 열전달효율이 높고 에너지 소비량도 적으며, 전처리 과정이 필요하지 않는 장점이 있는 반면 저온에서 조작되므로 외부에서 시스템으로 열의 유입을 막기 위한 장치가 필요하며, 얼음 결정에 붙어있는 해수를 분리 세정하는데 어려움이 있는 단점이 있다.

## 제2절 감압증발식 담수방법

본 연구의 대상인 감압증발식 담수화 방법은 해수에 열원을 가하고 압력을 낮추어 낮은 온도에서 증발시키고 유입되는 해수로 증발된 물을 응축시키는 방법이다. 선박에 사용되는 감압증발식 담수방법은 엔진의 냉각수를 그 열원으로 사용하고 엔진 냉각수 온도보다 낮은 온도에서 해수가 증발해야하므로 대기압보다 낮은 진공상태에서 작동한다.

감압증발법에 대한 기초적 연구는 1968년 Huyghe<sup>4)</sup>가 감압증발은 물속의 기체함량에 관계된다는 것을 급속 감압실험을 통하여 확인하였으며, Miyatake<sup>5)</sup> 등은 감압증발의 현상자체에 관한 실험을 처음으로 실시하였으며, 감압증발 현상의 비 평형율과 비 평형 온도차를 시간에 대하여 측정 실험을 하였고, 다만 증발법에 관한 연구를 통하여 배플판(baffle plate)의 효과와 물의 속도를 측정하여 감압증발을 촉진시키는 원인을 추정하기도 하였다. 최<sup>6)</sup>는 1단의 감압증발식 담수장치에서 증발부에서의 열전달량 데이터를 이용하여 열관류율을 수식화하였다.

본 연구에서는 2단의 감압증발식 담수장치의 주요부분의 입출구를 노드로 정하고, 각 노드에서 간단한 열역학적 관계식, 열전달과 유체역학적인 지식을 적용하여 담수장치의 작동상황을 수치적으로 시뮬레이션 하였다. 그리고 외기온도와 가열열원의 온도변화에 따른 담수량의 변화를 예측하였다.

## 제 2 장 주요부의 해석

### 제1절 담수장치의 작동과 관련된 기본 이론

본 연구에서 대상이 된 담수화장치는 어선에서 사용되고 있는 단단 감압증발식 담수장치를 기본으로 하여 2단 효율 담수장치로 재구성하였다. 선박에서 사용되고 있는 감압증발식 담수장치는 엔진냉각수를 열원으로 하고 있다. 이와 같은 조건을 만들기 위하여 입구온도를 85℃까지 가열할 수 있는 온수보일러를 사용하였다. 그리고 실험장치에서 사용하고 남은 잉여열은 냉각탑을 이용하여 대기로 방출시켰다. 2중효용감압증발식 담수장치 내의 진공을 유지하고 불응축가스를 뽑아내기 위하여 액체 에젝터를 이용하였다. 액체 에젝터를 나온 물은 2단에 있는 응축기를 통과하면서 2단에서 증발된 증기의 응축열로 가열된다. 가열된 물은 필요한 각 단계 양 만큼은 보내지고 나머지는 냉각탑으로 보내져 열은 대기로 방출된다. 온수보일러에서 가열된 물은 1단 증발기의 셸측으로 유입되고 응축기의 튜브측을 통과하면서 예열된 물은 1단 증발기의 수직 튜브로 유입 증발된다. 증발된 증기는 2단의 수직응축관의 셸 측으로 흐른다. 수직 응축관의 튜브측 으로는 2단으로 유입된 물은 셸 측 증기의 응축열을 받아 증발되며 2단 상부에 있는 수평관 응축기 외부 면에서 응축된다. 각 단의 증발관 출구에는 데미스터를 설치하여 관내에서 증발하면서 솟아오르는 수증기와 액체를 분리하여 수증기만 통과하도록 하였다. 2단의 수직 응축관과 수평관 응축기에서 응축된 물은 장치 하단부에 있는 저장탱크로 보내지고 펌프로 대기로 양수하였다. Fig.2.1에는 이러한 방법으로 작동되고 있는 2중효용 감압증발식 담수장치의 구성도를 나타내었다.

본 연구에서 적용한 2중효용 담수장치 시뮬레이션은 노드해석방법을 기본으로 하여 시스템의 주요장치 입·출구에 해석을 위한 절점들을 가상으로 정하고 절점들에서 질량 균형과 에너지 균형이 만족되도록 한다. 기본적인 열역학과 유체역학 이론이 적용된다. 각 절점에서의 온도와 압력을 초기값으로 가정하고 질량과 에너지균형을 절점 순서대로 반복계산하여 수렴된 값을 얻는 방법이다.

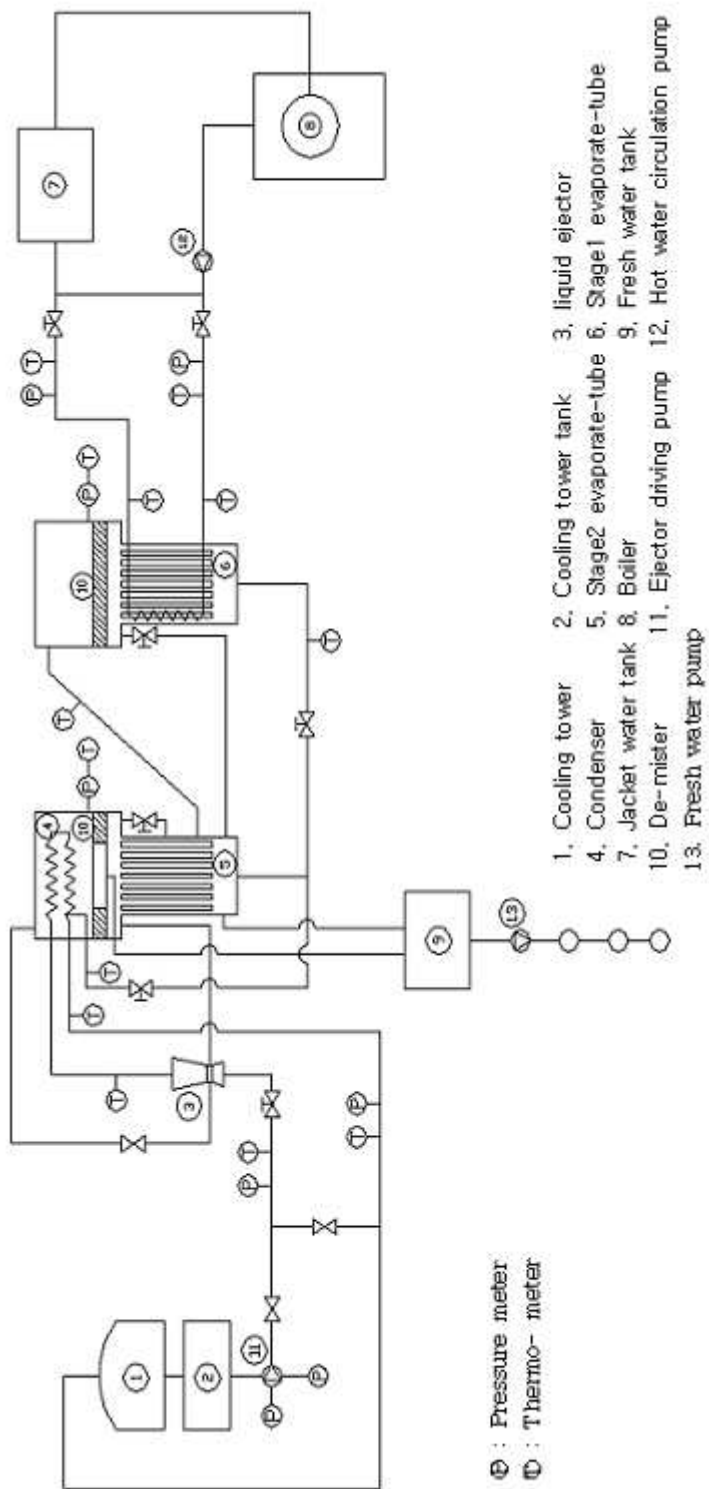


Fig.2.1 Schematic diagram of Double-effect fresh water generator

## 제2절 액체 에젝터

본 연구에서 담수장치 내의 압력이 진공으로 유지시키는 액체 에젝터는<sup>7)</sup> 노즐, 흡입/혼합실, 목, 디퓨저 그리고 배출부로 구성 되어 있다. Photo.2.1에 실험장치의 에젝터를 나타내었고 Fig.2.2에 그 에젝터의 상세도를 나타내었다. Fig.2.2에 표시되어있는 숫자는 액체 에젝터를 해석하는 절점의 번호를 의미한다. 이 액체 에젝터는 물과 같은 비압축성 유체를 수송한다. 구동물이 노즐을 통해 고압에서 공급되면 흡입/혼합실은 저압으로 유지되며 물이 혼입된다. 혼합된 유체는 디퓨저를 통과하며, 배출부에서 고압으로 압력이 회복된다. 해석을 단순히 하기 위해서 액체 에젝터 내에서는 마찰에 의한 손실은 없다고 가정한다. 즉 노즐과 디퓨저의 효율은 100%라 가정한다.

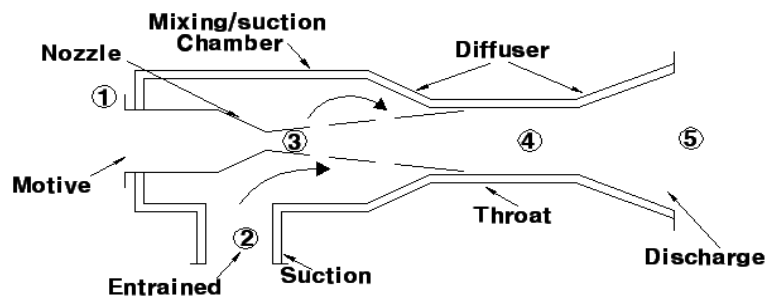


Fig.2.2 Schematic diagram of Liquid ejector



Photo.2.1 Liquid ejector



## 2.1 노즐

먼저 비점성 베르누이 방정식으로 노즐에서의 압력강하가 속도 에너지로 변환되는 관계를 식(2-1)과 같이 표현할 수 있다.

$$\frac{P_1}{\rho_1} + \frac{V_1^2}{2} = \frac{P_3}{\rho_3} + \frac{V_3^2}{2} \quad (2-1)$$

식(2-1)에서 노즐의 입구와 출구의 속도는 무시할 만큼 작다는 가정을 사용하고, 노즐 입구와 흡입/혼합부에서의 밀도는 일정하다고 가정한다. 식(2-1)을 재정렬하면 식(2-2)를 구할 수 있다.

$$\frac{V_3^2}{2} = \frac{P_1 - P_2}{\rho} \quad (2-2)$$

식(2-2)는 구동헤드(motive head) 또는 작동헤드(operating head)라고 말하며, 유체의 펌핑을 가능하게 하는 에너지를 나타낸다. 식(2-2)를 노즐 출구 속도에 대하여 정리하면 식(2-3)을 얻게 된다.

$$V_3 = \sqrt{2 \frac{P_1 - P_2}{\rho}} \quad (2-3)$$

## 2.2 혼합

두 유체가 함께 혼합될 때에는 흡입압력  $P_2$ 에서 혼합이 일어난다고 가정한다. 그리고 유체가 혼합실을 통과할 때 에젝터의 벽면에서 마찰손실이 없다고 가정한다. 이러한 가정으로 운동량방정식을 이용하여 혼합후의 속도를 구할 수 있다.

모든 속도들은 에젝터 디퓨저의 축으로부터 평행하다고 가정한다.

$$\dot{m}_1 V_3 + \dot{m}_2 V_2 = (\dot{m}_1 + \dot{m}_2) V_4 \quad (2-4)$$

노즐에서와 마찬가지로 흡입/혼합실에서의 속도를 무시,  $V_2 = 0$ 을 대입하고 디퓨저에서의 속도  $V_4$ 에 대하여 정리하면 식(2-5)를 구할 수 있다.

$$V_4 = V_3 \frac{\dot{m}_1}{\dot{m}_1 + \dot{m}_2} = \frac{V_3}{1 + (\dot{m}_2/\dot{m}_1)} \quad (2-5)$$

### 2.3 압력회복

액체 에젝터 디퓨저에서는 속도 에너지는 다시 압력 에너지로 변환되어진다. 이것은 정확하게 노즐의 반대이다. 그러므로 디퓨저의 목과 토출부에서의 비점성 베르누이 방정식을 이용하여 압력을 구할 수 있다.

$$\frac{P_4}{\rho_4} + \frac{V_4^2}{2} = \frac{P_5}{\rho_5} + \frac{V_5^2}{2} \quad (2-6)$$

식(2-6)에서  $P_4 = P_2$ ,  $\rho_4 = \rho_5 = \rho_2 = \rho_1$ ,  $V_5 = 0$ 로 가정하여 치환하고 정리하면 식(2-7)을 얻게 된다.

$$\frac{V_4^2}{2} = \frac{P_5 - P_2}{\rho_1} \quad (2-7)$$

식(2-7)은 일반적으로 토출헤드(discharge head)라 한다. 토출압력에 대하여 재배열하면 식(2-8)과 같이 나타내어진다.

$$P_5 = \frac{V_4^2}{2} \rho + P_2 \quad (2-8)$$

### 제3절 수직관내의 2상 유동 형태추정 및 열전달

수직관내의 전열과정을 해석하기 위해 먼저 관내의 2상유동상태의 추정을 먼저 하였다. 수직관내의 2상 유동 형태는 크게 기포류(bubbly flow), 슬러그류(slug flow), 처언류(churn flow), 환상류(annular flow), 그리고 액적류(drop flow) 5가지로 나뉘어 지며, 이러한 유동양식의 경계는 확연히 구분되어지는 것이 아니며 다른 유동양식으로 천이해 갈 때에는 2개의 유동양식이 섞여서 나타난다.

기포류는 기체상(gas phase)이 분산된 작은 기포들의 형태로 연속적인 액체상(liquid phase) 내에 축대칭의 형태로 분포하며, 기포의 크기는 관 직경에 비하여 대단히 작다. 따라서 관 벽면의 직접적인 영향은 받지 않으며 관 벽면과 항상 접촉하고 있는 액체상에 의하여 기포의 유동이 영향을 받는 흐름이다.

슬러그류는 관 직경과 거의 같은 직경을 가지는 테일러기포(Taylor bubble)가 상향으로 흐르며, 이 기포와 관 벽면 사이에서는 액체가 얇은 막(film)의 형태로 하향 유동을 한다. 각 테일러기포 사이에는 작은 기포들이 섞인 액체 슬러그가 존재하며, 이 유동은 작은 질량유속(mass flux)을 가진 2상유동에서 많이 나타나는 흐름이다.

처언류는 슬러그류와 유사하나 기포의 형태가 많이 변형되어 불규칙적인 형태를 이루며 기포와 기포 사이의 액체 슬러그가 과도한 양의 기체 유동에 의해 일시적으로 파괴되었다가 다시 복원되는 등 유동 전체가 진동(oscillation)을 한다. 따라서 액체도 계속 상하로 진동하며 흐르게 되는 흐름이다.

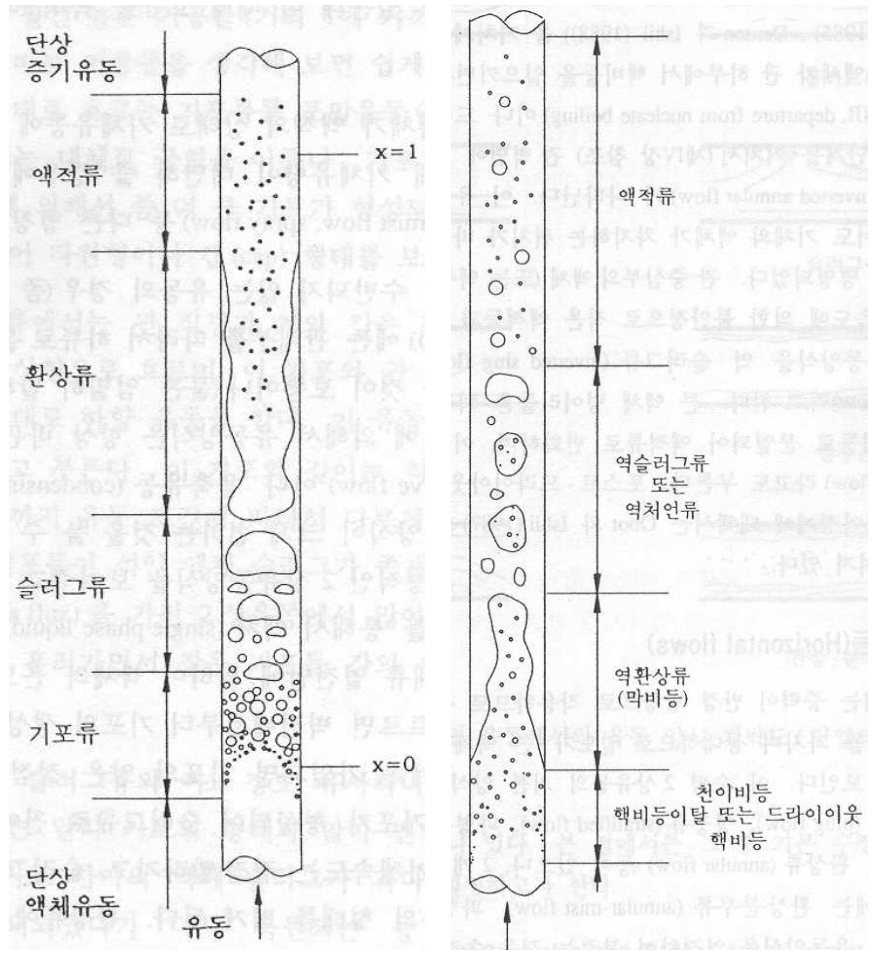
환상류는 액체가 관 벽을 따라서 액막의 형태로 흐르고, 기체는 관 중심 부분을 따라서 흐르는 유동을 말한다. 보통 기체의 흐름이 클 때 나타나며 액막으로부터 액체가 작은 액적들의 형태로 떨어져 나와 기체 유동에 유입(entrainment)되는 경우가 많은 흐름이다.

액적류는 액체가 액적의 상태로 기체유동에 실려서 흘러가는 유동으로 액체유

량에 비해 기체유량이 대단히 클 경우에 나타나며 분산유동(dispersed flow), 분무류(mist flow, spray flow)등 다른 명칭으로도 불리워지는 흐름이다.

Fig.2.3에 유동 형태의 개략도를 나타내었다. Fig.2.3에서 보여지는바와 같이 수직관내유동은 5가지로 구분되어 진다. 수직관내의 2상 유동 판별법으로 Griffith와 Wallis의 방법과<sup>8)</sup> Govier의 방법<sup>9)</sup>, Fair의 방법이<sup>10)</sup> 있다. Table.2.1은 각각의 방법들을 보여주고 있다.

본 연구에서는  $\dot{m}_l = 418kg/h$  ,  $\dot{m}_g = 82kg/h$  ,  $\rho_l = 1,000kg/m^3$  ,  $\rho_g = 1.2kg/m^3$  ,  $D_i = 0.012m$  ,  $\mu_l = 1(cp)$  ,  $\mu_g = 0.016(cp)$ 를 사용하여 수직관을 빠져나가는 지점의 유동 형태를 추정하였다. Griffith와 Wallis의 방법은 환상류 또는 액적류의 유동, Govier의 방법은 환상류의 유동, Fair의 방법은 액적류의 유동형태를 띄게된다. 그러므로 수직가열관내로 들어온 유체는 단상액체유동에서 액적류의 유동으로 발달해서 수직가열관을 벗어나게 된다.



(a) 낮은 균일 열유속의 경우

(b) 높은 열유속의 경우

Fig.2.3 Two-Phase flow in vertical heating tube<sup>11)</sup>

Table.2.1 Determination of two-phase flow

Investigator(s)	correlation
Griffith와Wallis의 방법	$Q_l = \frac{\dot{m}_l}{\rho_l} \quad \cdot \quad Q_g = \frac{\dot{m}_g}{\rho_g}$ $Fr_m = \frac{[(Q_l + Q_g)/A_p]^2}{(gD_i)}$ $Fr_m \text{ 과 } \frac{Q_g}{Q_l + Q_g} \text{ 의 상관관계}$
Govier의 방법	$R_v = \frac{Q_g}{Q_l}$ $V_l = \frac{Q_l}{A_p}$ $R_v \text{ 와 } V_l \text{ 의 상관관계}$
Fair의 방법	$G_t = \frac{(\dot{m}_g + \dot{m}_l)}{A_p}$ $X_{tt} = \left(\frac{\dot{m}_l}{\dot{m}_g}\right)^{0.9} \left(\frac{\rho_g}{\rho_l}\right)^{0.5} \left(\frac{\mu_l}{\mu_g}\right)^{0.1}$ $G_t \text{ 와 } \frac{1}{X_{tt}} \text{ 의 상관관계}$

비등 열전달이란 전열관의 표면에서 포화상태의 액체가 비등을 일으키고, 발생된 기포에 의해 주위액체로 전열되는 현상을 말한다. 비등과정에는 자연대류비등(natural convective boiling)과 강제대류비등(forced convective boiling)의 두가지 양식이 있다. 자연대류비등은 풀비등(pool boiling)이라고도 불리우며 정체상태의 액체속에 잠겨있는 가열면상에서 발생하는 비등과정이며, 강제대류비등은 유동비등(flow boiling)으로도 알려져 있으며 가열면이 유동을 한정하는 유로벽일 경우 벽에 인접한 액체내부에서 발생하는 비등과정이다.

정체상태의 액체속에 놓여진 가열면상에서 발생하는 자연대류비등현상은 주위액체의 온도가 시스템 압력의 포화온도인가 혹은 포화온도보다 낮은가에 따라 포화자연대류비등과 과냉자연대류비등으로 구분되어진다.

자연대류비등의 열전달영역은 단상자연대류, 핵비등, 천이비등, 막비등의 4영역으로 구별되며 Fig.2.4에 나타내었으며 Fig.2.5에 각 영역에서의 형태를 나타내었다. 본 연구에서는 포화자연대류비등이 일어나며 이론적해석이 상대적으로 용이한 막비등 유동양식의 식을 사용하였으며 Table.2.2에 나타내었다.

Table.2.2 Heat transfer coefficient of film boiling

Investigator(s)	remarks	correlation
Bromley (1950)	수직평판에서의 평균 막비등 열전달 계수 유도.	$\bar{h} = 0.943 \left[ \frac{k_g^3 g i'_{fg} (\rho_f - \rho_g) \rho_g}{L \mu_g (T_w - T_{sat})} \right]^{1/4}$
Berenson (1961)	층류 막비등의 하한인 최소막비등지점 열전달 계수 유도.	$h = 0.425 \left[ \frac{k_g^3 g i'_{fg} (\rho_f - \rho_g) \rho_g}{\mu_g (T_w - T_{sat}) \lambda_c} \right]^{1/4}$
Breen & Westwater (1962)	계면전단력과 곡률효과를 고려한 큰 직경의 수평판에서의 열전달 계수 유도.	$h = (0.59 + 0.069 \frac{\lambda_c}{D}) \left[ \frac{k_g^3 g i'_{fg} (\rho_f - \rho_g) \rho_g}{\mu_g (T_w - T_{sat}) \lambda_c} \right]^{1/4}$



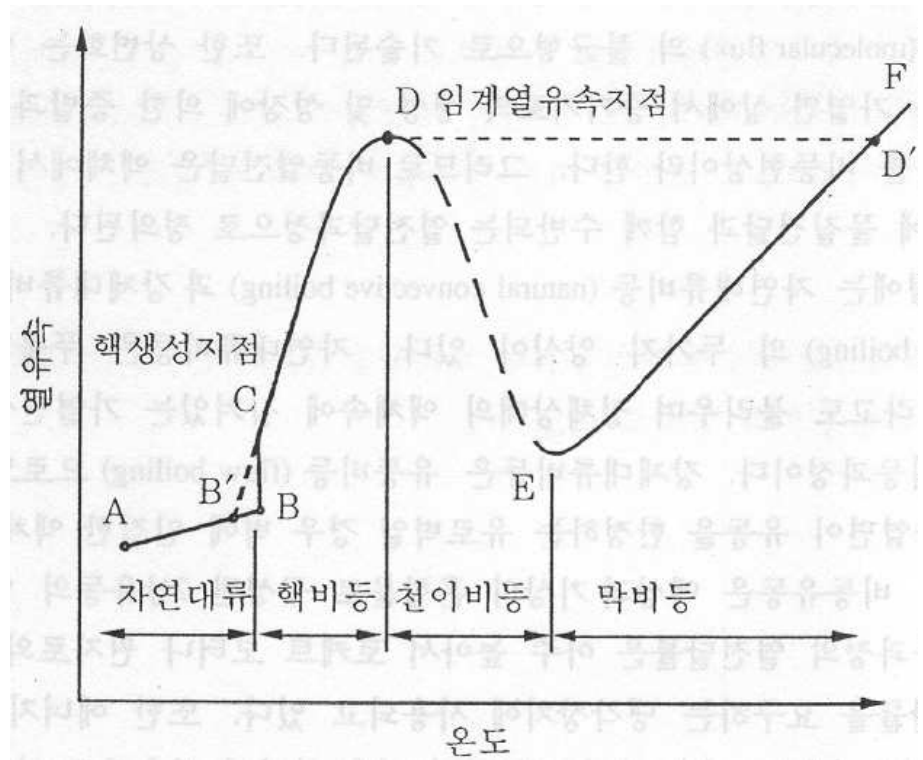


Fig.2.4 Boiling curve of natural convective boiling<sup>11)</sup>

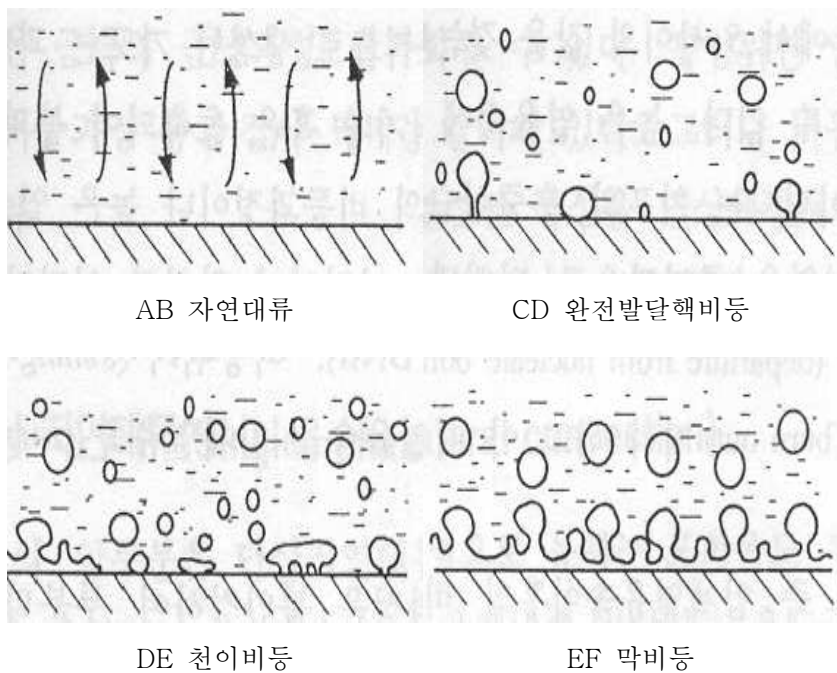


Fig.2.5 Heat-transfer field of natural convective boiling<sup>11)</sup>

## 제4절 관외응축 열전달

응축은 증기의 온도가 포화온도 이하로 감소되었을 때 발생하는데 일반적으로 증기가 포화온도보다 낮은 고체표면과 접촉할 때 발생한다. 그리고 증기가 포화온도보다 낮은 온도의 액체 자유표면이나 기체에 노출되었을 경우에도 발생하나 이때에는 물방울은 기체에 뜨게 되어 안개를 형성하게 된다. 그러므로 본 연구에서는 고체표면에서의 응축만을 고려하였다.

고체표면에서의 응축의 형태는 막응축(film condensation)과 물방울응축(dropwise condensation)의 두 가지가 있다. 막응축에 있어서 응축은 표면을 적시면서 중력의 영향으로 미끄러지고 표면에 액체막을 형성하는데 이 액체막의 두께는 보다 많은 증기가 막 위에서 응축되므로 유동방향을 따라 커진다. 이 액체막은 열저항으로 작용하게 된다. 물방울응축은 응축된 증기는 연속적인 막 대신 표면에 물방울을 형성하고 표면은 여러 크기의 수많은 물방울로 덮이게 된다. 그리고 어느 정도 크기 이상이 되면 물방울은 밑으로 미끄러지면서 표면이 증기에 노출되어진다. 따라서 열전달 방식으로 물방울응축이 보다 바람직하고 높은 열전달률을 얻을 수 있으나 물방울응축을 장시간 유지하기가 어렵고 결국 막응축으로 변하기 때문에 그다지 성공적이지 못하였다. 그래서 열전달장비의 설계에서는 보다 안전하게 막응축으로 고려한다.

수직평판 위의 응축에서 열전달계수에 대한 해석적인 관계는 1916년 Nusselt이 처음으로 개발하였고, 본 연구에서도 Nusselt의 해석을 사용하였다. Nusselt은 다음의 가정을 설정하였다.

- (1) 평판과 증기는  $T_s$ 와  $T_{sat}$ 의 일정한 온도로 각각 유지되며 액체막을 통과한 온도는 선형적으로 변한다.
- (2) 액체막을 통과한 열전달은 순수한 전도에 의하여 이루어진다. (액체막에서는 어떠한 대류도 일어나지 않는다.)

(3) 증기의 속도는 낮아서 (또는0) 응축된 물질을 끌어올리지 못한다. (액체와 증기의 계면에서 점성 전단이 일어나지 않는다.)

(4) 응축된 물질의 유동은 층류이고 액체의 성질은 일정하다.

(5) 응축된 물질층의 가속은 무시할 만하다.

$$h = h_{ave} = \frac{1}{L} \int_0^L h_x dx = \frac{4}{3} h_{x=L} = 0.943 \left[ \frac{g \rho_l (\rho_l - \rho_v) h_{fg} k_l^3}{\mu_l (T_{sat} - T_s) L} \right]^{1/4} \quad (2-9)$$

식(2-9)는 단순화한 가정으로 얻어진 것이므로 액체막의 비선형적인 온도분포와 포화온도 이하에서의 냉각을 고려하지 않았기 때문에 열전달량을 실제보다 낮게 예측한다. 그렇기 때문에  $h_{fg}$ 를  $h_{fg}^*$ 로 대체함으로써 오차를 최소화한다.

$$h_{fg}^* = h_{fg} + 0.68 C_{pl} (T_{sat} - T_s) = \text{수정된 증발잠열, } J/kg$$

식(2-9)는  $h_{fg}^*$ 로 수정되어 높이  $L$ 의 수직평판의 층류 막응축에 대한 평균 열전달계수를 나타내며 식(2-10)과 같이 정리되어진다.

$$h_{vert} = 0.943 \left[ \frac{g \rho_l (\rho_l - \rho_v) h_{fg}^* k_l^3}{\mu_l (T_{sat} - T_s) L} \right]^{1/4} \quad (2-10)$$

그리고 수평관의 막응축에 대한 평균 열전달계수는 식(2-11)과 같이 나타내어지며,  $D$ 는 수평관의 지름을 나타낸다.

$$h_{horiz} = 0.729 \left[ \frac{g \rho_l (\rho_l - \rho_v) h_{fg}^* k_l^3}{\mu_l (T_{sat} - T_s) D} \right]^{1/4} \quad (2-11)$$

## 제5절 관 내의 압력강하

실험장치의 각 부분을 연결하는 배관과 피팅류에 의한 압력강하는 Darcy-Weisbach식을 이용하였다. 관에서의 마찰에 의한 압력강하는 마찰인자를 이용하여 표시하였다.

$$h_L = \lambda \frac{l}{d} \frac{V^2}{2g} \quad (2-12)$$

관 마찰인자는 레이놀즈의 함수로 표시된다. 그리고 밸브류와 엘보, 90도 밴드에서의 마이너 손실은 식(2-13)과 같이 손실계수를 이용하여 표시하였다.

$$h_s = K \frac{V^2}{2g} \quad (2-13)$$

각 부분의  $K$ 계수의 변화는 다음의 도표와 같다.

Table.2.3 The loss factor of each part

90° 원활한 곡선	$R/D$	1	2	4	6	8	10
	$K$	0.35	0.19	0.16	0.21	0.28	0.32
엘 보	$R/D$	0	1	2	3	4	5
	$K$	1.3	0.52	0.29	0.23	0.18	0.20
나비 밸브	$\alpha$	10°	20°	30°	40°	50°	60°
	$K$	0.5	1.5	4.0	11	33	120
원형 스루브 밸브	$\frac{x}{d}$	1	7/8	6/8	5/8	4/8	3/8
	$K$	0.05	0.08	0.8	1.5	3.0	8.6

## 제 3 장 실험장치와 실험방법

### 제1절 실험장치

본 연구에서의 제 2장에서 설명한 바 있는 이중효용 담수화 장치에서 해수의 유량, 해수의 온도, 공급열량, 작동압력의 변화에 따른 장치의 운전특성의 변화를 고찰하기 위한 실험을 실시하였다. 실험장치는 담수화 장치의 가열원인 온수를 가열하기 위한 보일러와 온수탱크, 해수 공급라인, 장치내를 진공으로 유지시키고 증발기내의 잔류 해수와 불응축가스를 제거하기 위한 이젝터, 이젝터 구동용 해수펌프, 해수의 액적동반을 효과적으로 막기 위한 테미스터, 공급해수의 일정온도 유지를 위한 냉각탑 등으로 구성된다.

Photo. 3.1에 실험장치의 전경을 보여주고 있다.

해수는 이젝터 구동용 해수펌프를 통하여 이젝터 구동수로 사용되고, 대부분은 응축기를 거쳐 냉각탑으로 돌아가고 일부는 증발기로 공급되어지며, 보일러 온수로부터 열량을 공급받은 해수는 감압 증발한다. 1단 증발기 내부는 142mmHg abs.의(19.12kPa) 압력이고 2단 증발기 내부는 59mmHg abs.의(7.82kPa) 압력이다. 이에 상당하는 포화온도는 1단 59℃, 2단 41℃ 이며, 포화온도 이상으로 해수가 열량을 공급받게 되면 해수는 증발기에서 증발을 일으키게 된다. 증발기 상부면에는 증발에 의한 기포발생시에 액적의 발생으로 인하여 해수의 캐리오버(carry-over)를 막기 위해 응축기로 이동되는 증기 유로에 테미스터가 있다. 1단 증발기에서 증발된 수증기는 2단 증발기의 가열원으로 작용함과 동시에 자신은 열을 빼앗기고 담수로 응축된다. 2단 증발기에서 증발한 수증기는 응축기에서 공급해수와 열교환후 응축된다. 각단에서 응축된 담수는 담수 저장탱크에 저장된다. 가열원 공급장치는 용량 100,000kcal/hr의 가정용 온수 보일러를 사용하였으며, 보일러 온도 조절부에서 설정한 온도에

온수가 도달하기 전에는 버너가 가동하지만, 설정온도에 도달하면 버너가 작동을 멈춘다.

이때 센서에 의하여  $\pm 5^{\circ}\text{C}$ 의 차이가 발생하게 되는데 일정온도의 온수를 가열원으로 사용하기 위해서 충분한 크기의 온수탱크를 사용하였다. 물은 상태에 따라서 다르지만 공기를 중심으로 한 상당량의 불응축가스를 함유하고 있다. 이러한 불응축가스는 해수에 함유되어 장치내에 유입하게 되고 결국 응축기에 모이게 된다. 그러므로 응축기에 축적되는 불응축가스를 효과적으로 제거하지 못하면 장치내의 압력이 상승하는 원인이 된다. 이 불응축가스는 이젝터에 의해서 외부로 배출되어진다. 또한 증발기에 공급되어진 해수가 증발하지 못하고 남은 해수를 배출시키지 못하면 장치내에 해수가 축적되므로 이 또한 이젝터에 의해서 외부로 배출되어진다. 이처럼 해수가 이젝터의 구동과 증발기로의 공급수 역할도 하지만 응축기의 냉각수역할도 하기 때문에 장치의 가동과 동시에 해수의 온도는 점점 높아진다. 냉각탑은 일정한 온도로 해수가 공급될 수 있도록 높아진 해수의 온도를 낮추는 역할은 한다.



Photo.3.1 2 stage fresh water generator

## 제2절 실험방법

담수화 장치는 먼저 이젝터 구동수 펌프를 가동시킨다. 보일러를 가동시켜 온수탱크의 온수를 설정온도까지 올린다. 온수탱크의 온도가 설정온도까지 올라가면 온수 순환펌프를 가동시킨다. 이젝터 구동으로 장치내의 압력이 거의 진공상태에 이르면 공급밸브를 열어 증발기내에 물을 공급한다. 각단에서의 압력과 온도 변화가 없이 일정하게 유지되는 정상상태에 도달하면 각 위치에 부착되어진 유량계, 압력계, 온도계의 수치를 측정하였다. 그리고 일정 시간 간격으로 생성되는 담수량을 기록하면서 장치를 가동하였다. 구동수와 보일러 온수의 유량은 각각 터빈유량계(GNT-150)와 질량유량계(R200S386NCAZEZZZZ)를 이용하여 측정하였다. 장치내 각 부위에서의 압력은 부르동식 진공압력계를 이

용하여 측정하였으며, 온도는 액주식 온도계를 이용하여 데이터를 얻었다. 각 단에 유입되는 유량은 적산유량계를 이용하였다.

본 실험에서 구동수온도와 온수온도 변화에 의해 담수생성량을 각단에 유입되는 유량은 일정하게 조절하였으며 실험 경우수를 정리하여 Table.3.1에 정리하였다.

**Table.3.1 Experiment parameter**

구동수 유량	14,040kg/h	온수 온도(℃)	68,70,72,74,76
온수 유량	5,700kg/h	구동수 온도(℃)	30,32,34,36
1단 유입 유량	167kg/h	2단 유입 유량	157kg/h



## 제 4 장 결과 및 검토

### 제1절 시뮬레이션 결과

본 연구에서 적용한 노드 해석법은 시스템에 있는 부품의 입출구에 노드를 설정하고 초기의 압력과 온도를 초기 값으로 가정한다. 에젝터 입구에서의 유량, 압력과 온도를 시작으로 시스템입구에서 출구까지 압력강하, 유량, 열전달량을 가정한 값으로 구하고 반복 계산하여 수렴한 값을 얻었다. Fig.4.1은 반복 계산하는 동안 각 노드에서의 온도와 압력 등이 수렴하는 과정을 표시한 것이다. 계산 경우에 따라 차이는 있었지만 약 25~30번의 반복계산으로 각 노드에서 압력, 온도, 열전달량 등은 충분히 수렴한 값을 얻을 수 있었다.

선박에서 사용되는 담수장치는 엔진냉각수의 열을 이용한다. 냉각수의 온도는 80~85℃ 사이에 있다. 본 계산에서는 엔진 냉각수 온도에 해당하는 보일러 온수온도를 75℃에서 85℃까지 변화시키면서 1단과 2단에서의 증발량 변화를 Fig.4.2에 나타내었다. 이 때 액체 에젝터의 구동수온도는 30℃로 일정하다고 정하였다. 공급온수온도가 상승함에 따라 1단에서의 물의 증발량이 많아지며 이 증발잠열이 2단으로 전달되어 2단에서의 증발량도 온수온도에 따라 증가하고 있다. 같은 열량이 전달되어도 증발량에 조금 차이를 보이는 것은 온도가 감소함에 따라 증발잠열이 감소하기 때문이다.

같은 구동수 온도 조건에서 리턴되는 구동수의 온도, 1단과 2단의 입구온도를 공급온수온도에 따라 나타낸 것이 Fig.4.3이다. 공급온수온도의 증가에 따라 잠열이 2단으로 전달되고 2단에서의 증발량이 많아졌다. 2단의 상부에 있는 응축기에서 응축량이 많아지고 이 응축열은 구동수를 더 많이 예열하여 각 단으로 공급되는 물의 온도가 상승하고 있는 것을 알 수 있다. 1단에서 증발량의 증가에 따라 증발되지 않는 물은 감소하고 2단으로 유입되어 공급유량과 합쳐져 2단 튜브로 유입되는 물의 온도는 감소하는 경향을 보여 주고 있다. 2단 응

축기에서 응축되는 양과 2단의 증발응축관에서 응축되는 물의 양을 합한 총 담수 생성량은 온수 온도에 따라 증가하고 그 결과를 Fig.4.4에 나타내었다.

담수장치를 작동할 때 계절에 따라 외기온도가 변하고 담수장치로 공급되는 물의 온도도 변할 수 있다. 이 경우를 묘사하기 위하여 공급되는 온수온도는 80℃로 일정하게 두고 액체 에젝터의 구동수의 온도를 20~30℃로 변화시키면서 담수장치의 성능을 예측하였다. Fig.4.5는 액체에젝터로 공급되는 구동수의 온도가 감소할수록 1단과 2단 그리고 냉각탑으로 되돌아가는 물의 온도가 감소하는 것을 보여 주고 있다. 이는 구동수의 온도가 낮으면 응축기를 거쳐 각 단으로 공급되는 물을 높은 온도까지 예열할 수 없음을 보여주고 있다. 그러나 1단에서는 온수입구온도와의 온도차가 커지므로 더 많은 열이 담수장치로 전달되고 그 결과 1단에서 증발량은 증가하고 2단으로 더 많은 잠열이 전달되어 총 담수생성량은 증가하는 경향을 Fig.4.6에 나타내었다.

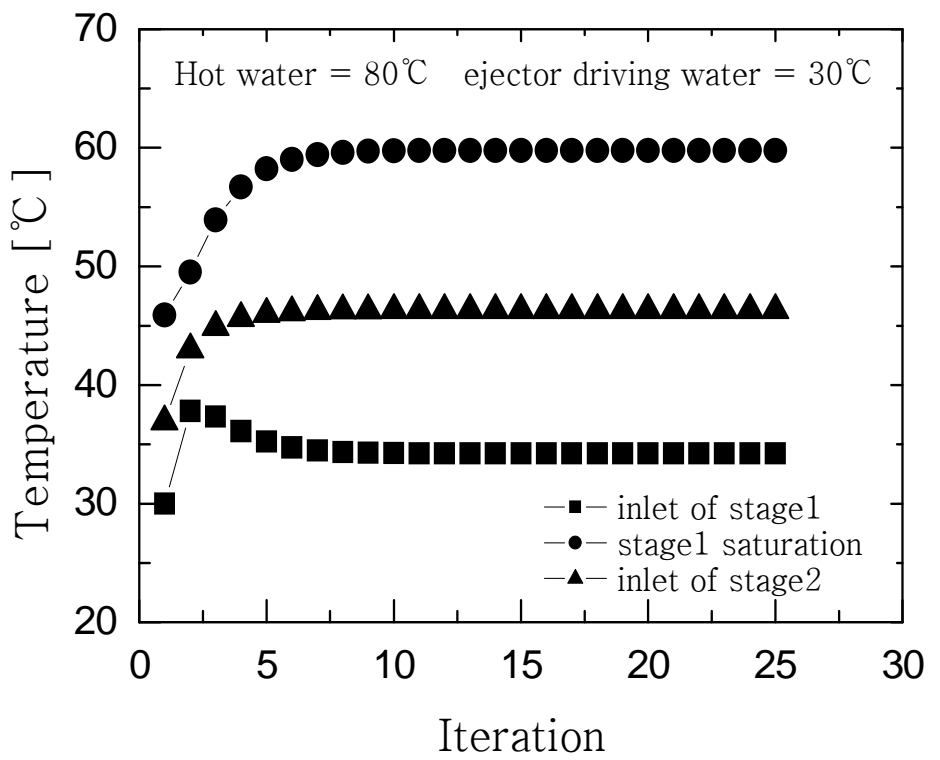


Fig4.1 Convergence of variables

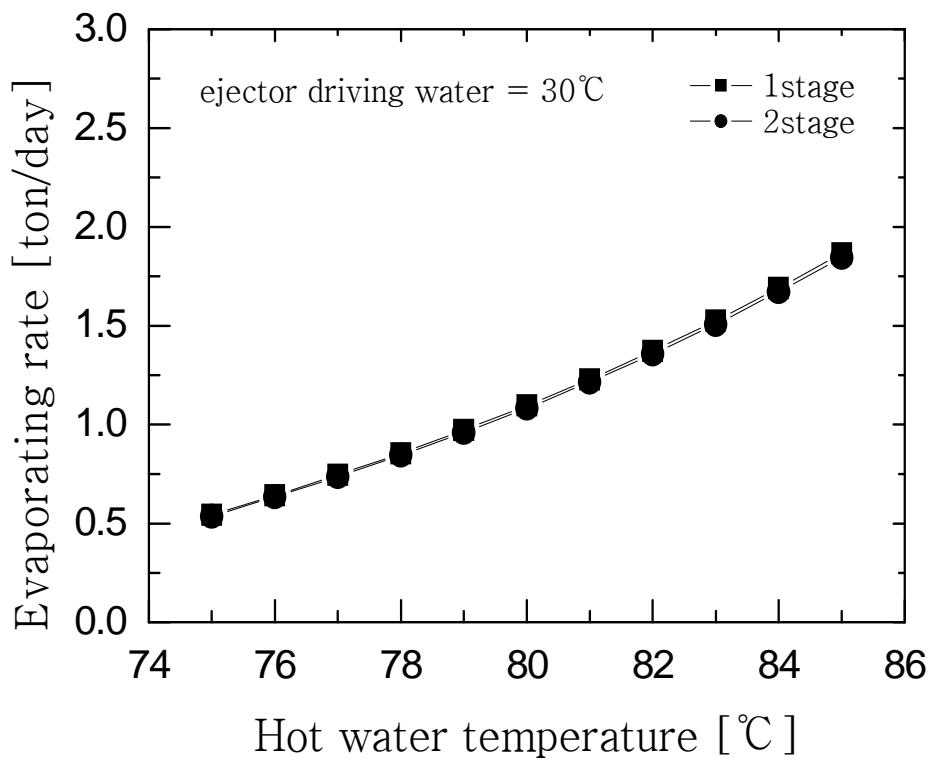


Fig.4.2 Evaporating rate of water at stage1 and stage2

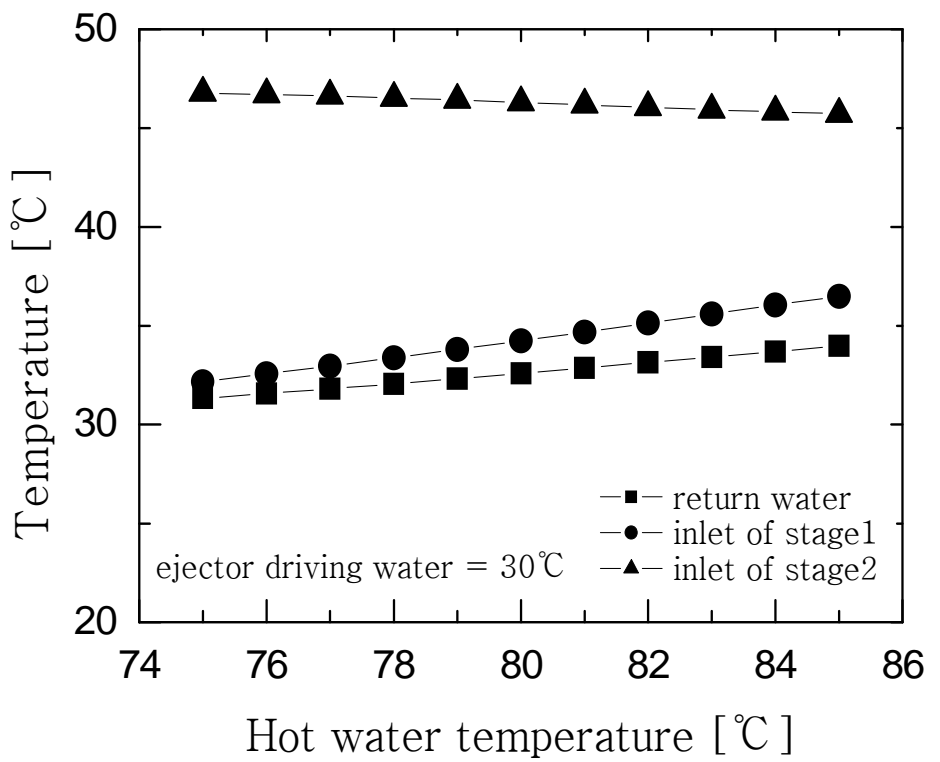


Fig.4.3 Variation of temperatures with hot water

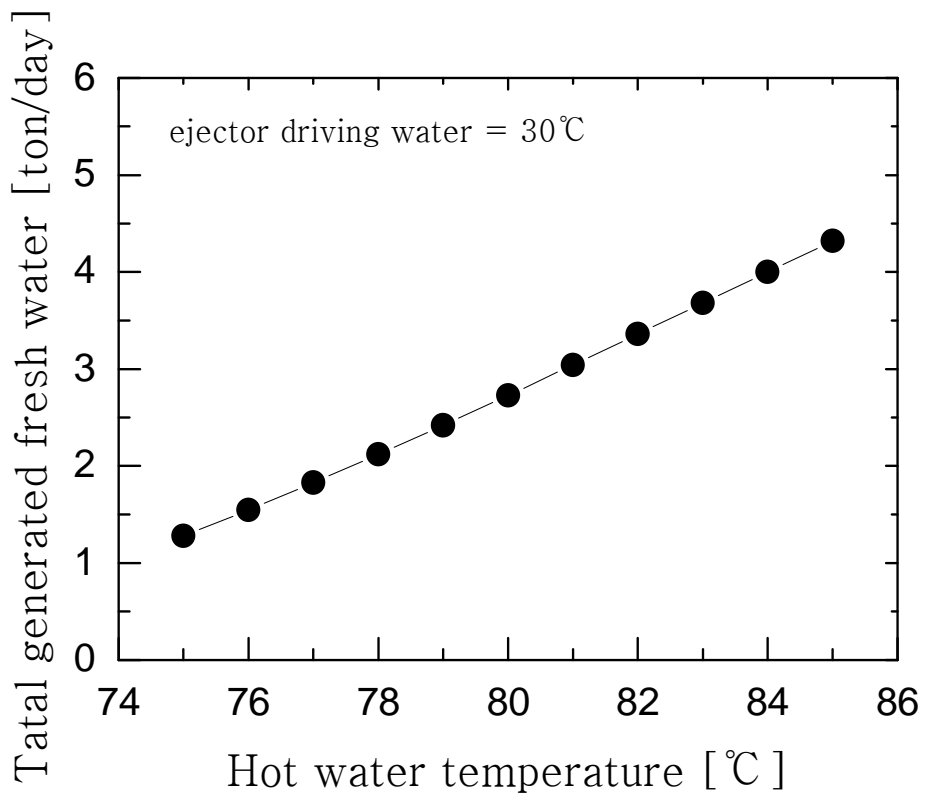


Fig.4.4 Total fresh water generating rate

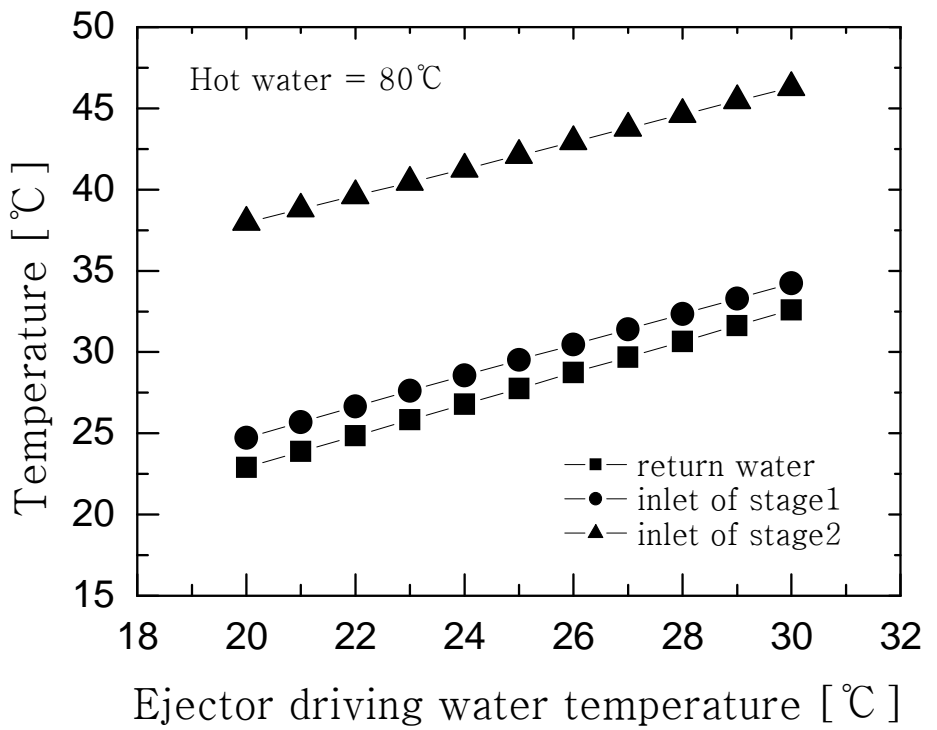


Fig.4.5 Variations of temperatures with temperature of motive water of ejector

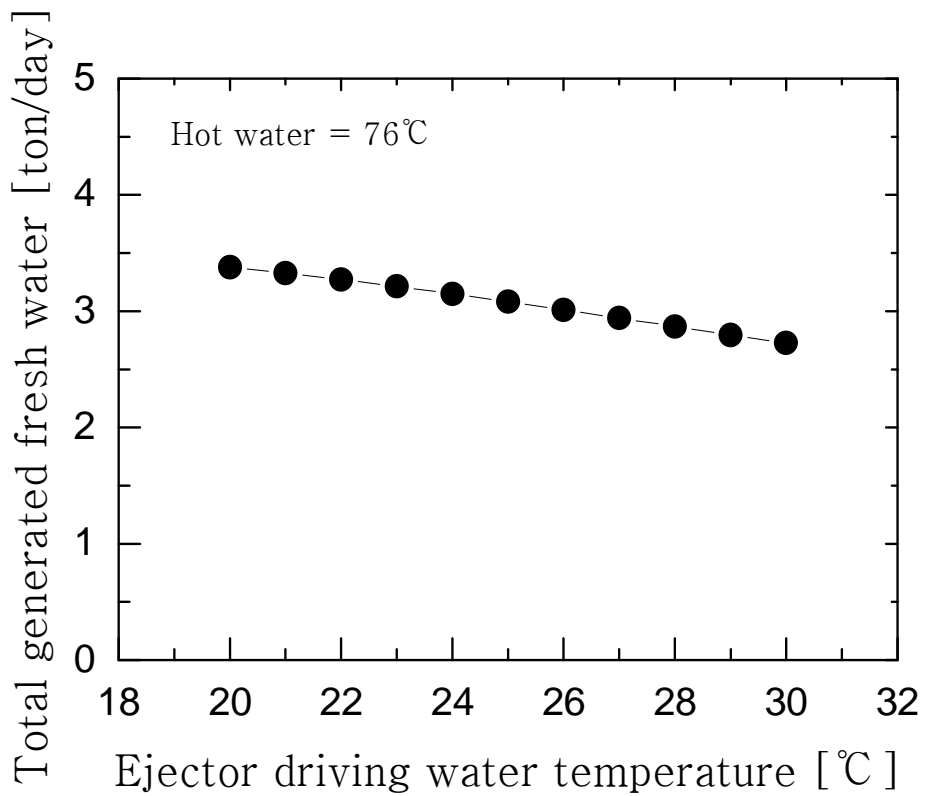


Fig.4.6 Variation of total fresh water generating rate with cooling water temperature

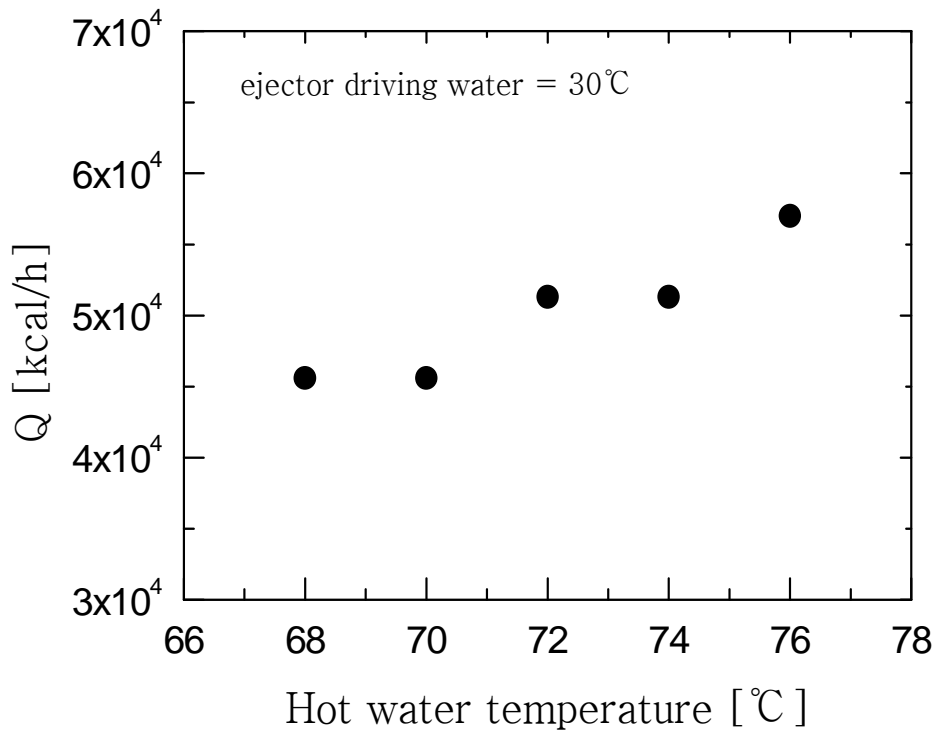


## 제2절 실험결과

3.3절의 실험방법의 Table3.1의 방법으로 구동수온도를 30℃~36℃ 사이를 2℃간격으로 변화시키고, 온수온도를 68℃~76℃ 사이를 2℃간격으로 변화시키며 실험을 수행하였다. 이때 구동수 유량은 14,040kg/h으로 일정하며 온수의 유량도 5,700kg/h으로 일정하게 공급하였다. 증발기로 공급되어지는 총 유량은 324kg/h이며 1단 증발기와 2단 증발기로 각각 공급되어지는 유량은 167kg/h와 157kg/h로 1:1의 비율에 가까워지도록 하였다.

Fig.4.7은 1단 공급온수온도 변화에 따른 1단 공급열량의 변화를 보여준 것이다. 1단 공급온수온도의 증가에 따라 1단 공급 물과의 온도차가 커져 많은 열이 공급되어진다. 증가된 공급 열은 stage1에서의 온도를 상승시키는 반면에 stage2에서의 온도는 거의 일정하게 유지되고 있다. 증가된 공급 열에 의해서 stage1에서의 온도는 상승하나 stage1에서의 증발량도 같이 많아지므로 stage1에서 증발하지 못한 물이 stage2로 흘러들어가는 양이 적어지므로 stage2의 온도는 일정하게 유지되는 것이라 생각된다. 이러한 실험결과를 Fig.4.8에 나타내었다. Stage1에서 공급된 열량의 증가는 더 많은 증기를 생성시키고, 그 잠열은 stage2로 수송되어 stage2의 가열열원이 많아졌다. 이러한 공급온수의 온도증가로 공급열량의 증가를 가져오며 총 담수생성량의 변화를 Fig.4.9에 표시하였다.

Fig.4.10은 공급온수온도는 76℃로 일정하게하고 구동수 온도를 30℃~36℃로 상승시키면서 공급열량의 변화를 나타내었고 Fig.4.11은 stage1과 stage2의 온도 변화를 나타낸 것이다. 구동수 온도가 상승하면 각 stage로 공급되는 물의 온도가 높아지고 각 stage의 출구온도도 상승한다. stage1에 공급된 물과 stage1 공급 온수온도와 온도차는 줄어들고 또한 stage1에서의 발생증기와 stage2로 수송된 잠열량이 감소하여 생성되는 물의 양이 감소하며 이런 경향을 Fig.4.12 에 나타내었다.



**Fig.4.7 Variations of quantity of heat with hot water temperature**

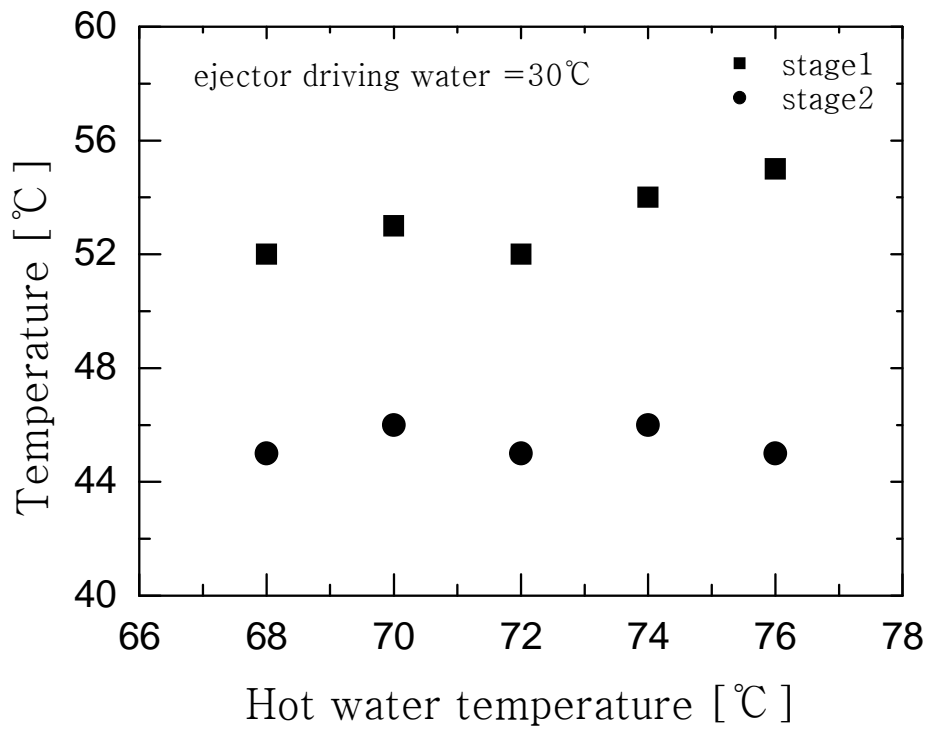


Fig.4.8 Variation of stage1 and stage2 temperatures with hot water temperature

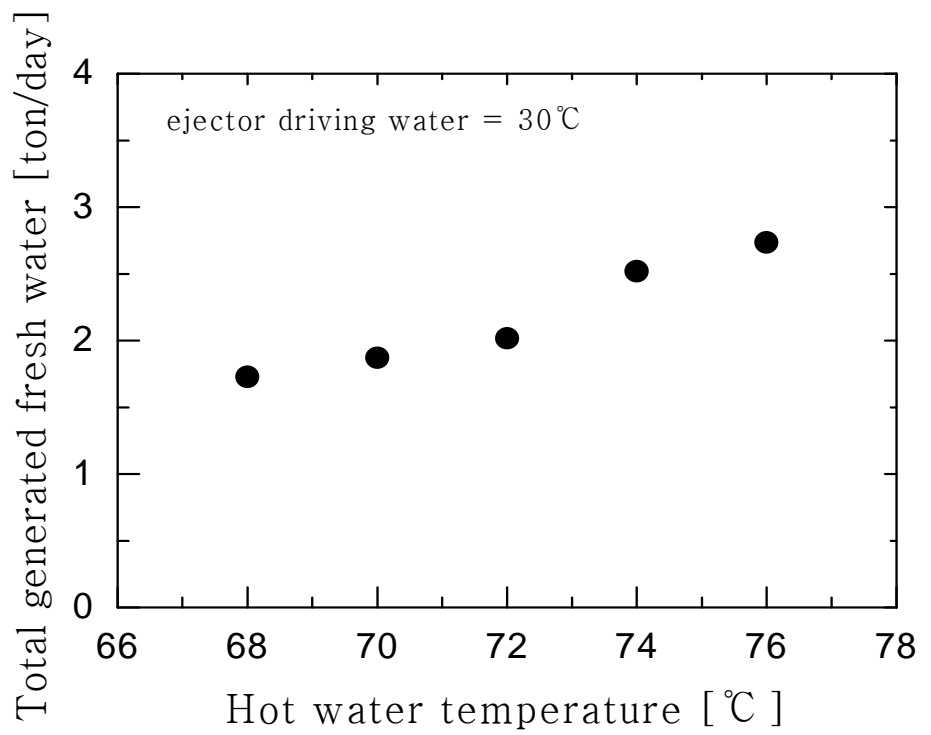


Fig.4.9 Variation of total fresh water generating rate with hot water temperature.

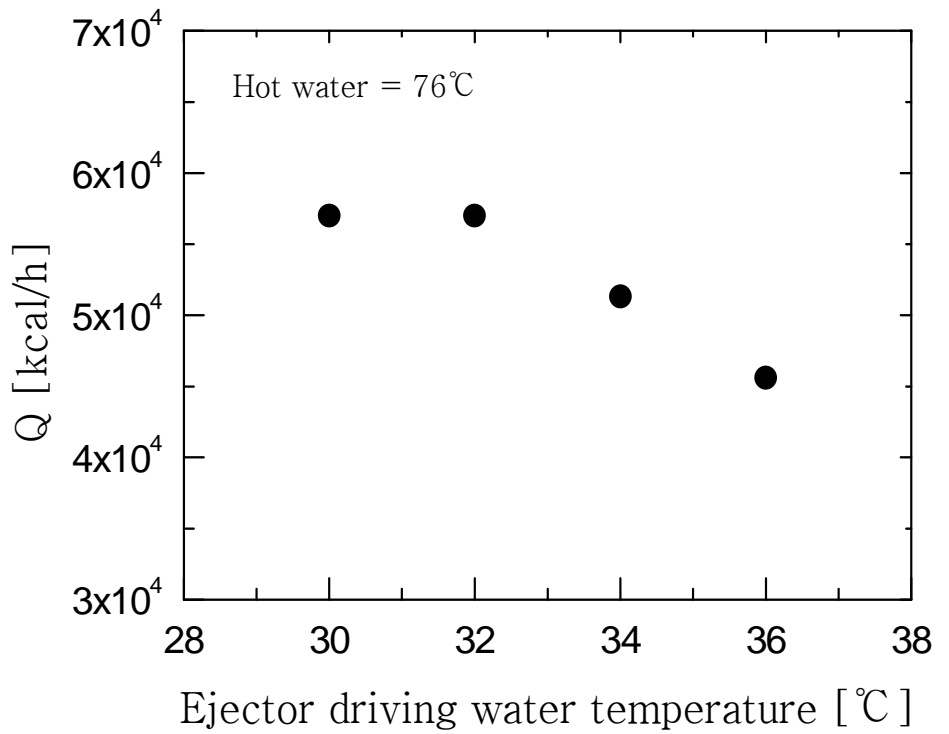


Fig.4.10 Variations of quantity of heat with ejector driving water temperature...

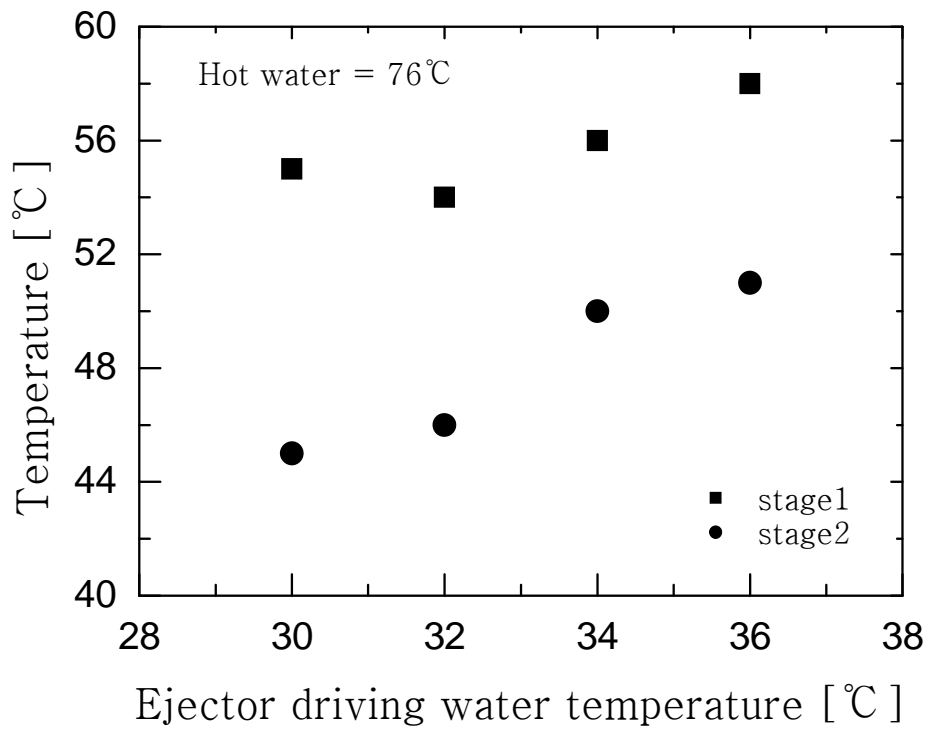


Fig.4.11 Variation of stage1 and stage2 temperatures with ejector driving water temperature.

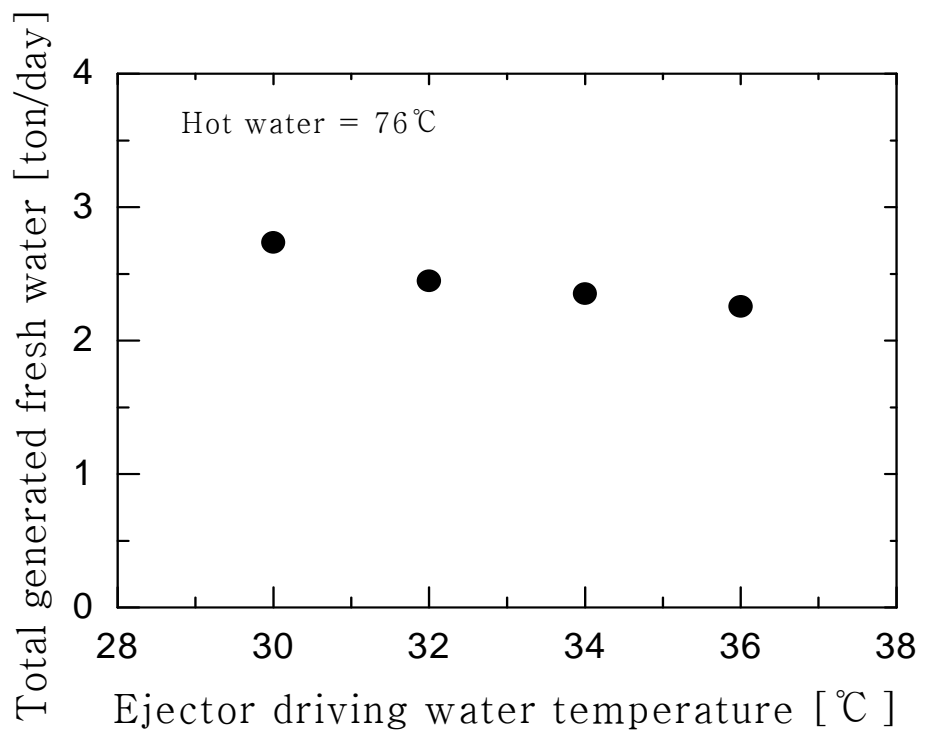


Fig.4.12 Variation of total fresh water generating rate with cooling water temperature

## 제 5 장 결 론

본 연구에서는 2중효용 감압증발식 담수장치의 담수 생성량을 노드해석방법을 적용하여 예측하였다. 시뮬레이션 파라미터 중 모든 유량조건은 일정하게 하고 공급온수온도를 변화시키고 구동수온도를 변화시켜 시뮬레이션 결과를 해석하였다. 공급온수온도가 상승할수록 담수생성량은 증가하였으며 구동수온도가 상승하면 담수 생성량은 감소하였다.

실험을 통하여 담수 생성량의 변화를 측정한 결과 시뮬레이션과 동일한 경향을 보였다. 현재 실험장치와 주변기기들이 실제 설계조건에 도달할 수 없어 탈설계조건에서만 그 경향을 파악하였다.

향후 주변기기들이 제 성능이 되도록 장치를 보완하고 수차례 실험을 통하여 담수장치의 작동 경향을 분석하고 기존 시뮬레이션 프로그램을 보완수정할 예정이다.



## 참고 문헌

- 1) Lee, T.K. , (2000), Water, Environment, and Human Life, Beobmoonsa.
- 2) Villiers, M. (1999), Water, Translated by Park, H. K. and Choi, D. J. Sejong.  
  
Water for People Water for Life  
(The United Nations Water Development Report, 2003)
- 3) 담수화기술  
김정식 외 3인. 한국 건설 기술연구원. (1985.5)  
  
해상 BARGE용 담수화 기술개발  
한국기계연구원 과학기술부(1998)
- 4) J. Huyghe et al; "Desalination 4" , pp.209~219 (1968)
- 5) Philip, L.,(1990), "A New Concept in Marine Desalination the Thermal Compression Distillation Plant", Marine Technology, Vol. 27, No. 3.
- 6) Choi, H., K.,(1999), A Study on the thermal Design of Compact Type Small Fresh Water Generator, Master thesis, Korea Maritime University

- 7) Steam jet ejectors for the process industries  
Robert B. Power    Nev York: Mcgraw-Hill, (c1994)
  - 8) Griffith, P., G.B Wallis: Trans, ASME, C 83, pp. 307 (1961)
  - 9) Govier, G, W., Radford, B.A., and J.S.C. Dunn: Can. J. Chem. Eng.  
vol. 35, pp. 58 (1957)
  - 10) Fair, J. R.: Petroleum Refiner, vol. 39, No. 2, pp. 105~123 (1960)
  - 11) Two-Phase Flow Heat Transfer Lee, s.y. and Kim, m.h.  
pp. 8~14 . pp. 297~333    Dae-young. (1993)
- 열교환기 설계핸드북    김세영. 한미. (1988)

## 감사의 글

대학원에 진학을 하여 2년이라는 소중한 시간을 이 논문 한권에 담아 내며 많은 분들을 떠 올립니다. 힘들고 지칠 때 앞으로 계속 나아갈 수 있도록 힘이 되어 주신 분들께 감사의 인사를 전하려합니다.

먼저 배움의 길을 열어주시고, 본 논문이 완성되기까지 시종일관 성심껏 지도해 주시고 격려해 주신 정형호 지도교수님께 진심으로 감사드립니다. 그리고 많은 가르침을 주시고 바쁘신 중에도 귀중한 시간을 내시어 논문심사를 하여 주신 김경근 교수님과 김동혁 교수님께도 감사드립니다. 또한 여러모로 관심과 애정을 보내주신 최형식 교수님과 더불어 가르침을 주신 모든 교수님들께도 감사드립니다. 먼저 실험실을 떠난 성학선배, 함께 공부하며 힘들때 서로에게 힘이 되어준 창렬씨, 실험할 때 보조해준다고 고생한 종진이, 생활을 같이 하며 동고동락한 실험실 후배 성욱, 영주, 준혁, 주현이에게도 고마움을 전합니다. 아울러 먼저 졸업해서 사회에 나가서도 계속 관심과 격려를 보내준 동기들과 여러 선·후배, 친구들에게도 빠짐없이 감사를 전하고 싶습니다.

먼 이국땅에서도 항상 동생 걱정하며 응원해준 형과 언제나 저를 믿고 후원해주시고 힘이 되어준 부모님께 감사드리며 이 논문을 바칩니다.