

해양한국발전프로그램(KSGP)연구개발사업

## 연 구 보 고 서

스팀 구동식 에젝터를 이용한 육상 양식장용  
해수 냉각기 개발

(Development of Sea Water Cooler for Aquarium  
by Steam Driven Ejector)

2006. 7. 12.

경상대학교 SG연구사업단

농림수산식품자료실



0014457

해 양 수 산 부

# 제 출 문

해양수산부 장관 귀하

본 보고서를 “스팀 구동식 에젝터를 이용한 육상 양식장용  
해수 냉각기 개발” 과제의 최종보고서로 제출합니다.

2006년 7월 12일

대학교명 : 경상대학교

사업단장 : 정 한 식

연구팀장 : 정 한 식

참여교수 : 정 효 민

허 선 철

참여대학원생 : 신유식, 공태우, 최석천, 이효덕, 심규진, 김영근, 이용훈,  
이상철, 김보한, 김진화



# 요 약 문

## I. 과 제 명: 스팀 구동식 에젝터를 이용한 육상 양식장용 해수 냉각기 개발

### II. 연구개발의 목적 및 필요성

#### 1. 연구개발의 목적

해산 어류는 최적의 양식온도가 존재하며 최소한 생육온도를 유지시켜야 고품질의 제품이 출하된다. 따라서 여름철의 경우 적조나 해수온도의 상승으로 인한 피해를 최소화하기 위하여 육상 양식장용 해수 냉각기의 개발이 적극 요구된다. 따라서 여름철 육상 양식장의 해수 냉각을 위한 냉각기를 개발하고자 한다. 스팀 구동식 에젝터(steam ejector)를 이용하여 저압에 의한 증발 잠열(latent heat)을 이용하여 온도차  $\Delta T=5^{\circ}\text{C}$  이상의 해수 냉각기를 개발하고자 한다.

#### 2. 연구의 필요성

최근 고가어종으로 많은 양식업자들이 양식하고 있는 넙치(광어)의 경우는 최적 양식온도가 약  $15\sim 25^{\circ}\text{C}$ 이기 때문에 이 온도를 유지해주기 위해서는 겨울철(통영 연안의 취수구 평균온도는 약  $5\sim 10^{\circ}\text{C}$ )에는 보일러 등을 이용하여 가온 해수를 유입시키고 있으나 여름철의 경우 해수온도가  $25^{\circ}\text{C}$  이상이 되면 어류의 성장 속도가 느려지고 각종 어병이 발생한다.

그러나 여름철의 경우에는 현재의 대다수의 양식장에서는 취수구의 해수온도를 기준으로 1일 환수량으로 하여 양식장에 해수를 공급하고 있다. 따라서 설치비용이 현저히 적고 대용량의 냉수발생이 가능한 시스템에 관한 개발이 적극 요구된다. 이를 위하여 본 연구 개발에서는 스팀 구동식 에젝터를 이용하여 저압 증발형 육상 양식장용 냉수기의 개발을 제안하고자 한다.

#### 3. 연구과제의 개요

- 가. 증발분위기의 압력 조성을 위한 고성능의 스팀 에젝터를 활용한 기본설계
- 나. 증발 잠열을 충분히 회수 가능한 시스템의 제작, 실험 및 검증
- 다. 실제 양식장 현장에의 현장 적용 실험

### III. 연구개발 내용 및 범위

#### 1. 스팀 구동식 에젝터 시스템의 설계

스팀 구동식 에젝터를 설계하였다. 본 연구에서 사용된 스팀 구동식 에젝터의 노즐의 목 길이와 출구 직경의 비가 5인 것으로 입구 스팀 압력이 5bar일 때 최적 조건인 에젝터 시스템이다. 제트 콘덴서는 2차적인 저압 형성 장치로서, 스팀 에젝터를 통하여 나오는 고온의 증기를 응축하고, 또한 스팀 에젝터로 흐르는 고속의 유체가 가지는 속도에너지를 제트 콘덴서를 통하여 위치에너지로 변화하면서 보다 안정적인 저압을 형성하기 위한 장치이다. 제트 콘덴서는 설계 조건에 따라 성능의 차이를 나타내는데, 본 연구에서는 최대 20mmHg의 진공 압력 효율이 나타내도록 설계 되었다. 1단형 스팀 에젝터는 에젝터 자체만으로 효과적인 진공 성능을 나타내기 어렵기 때문에 제트 콘덴서를 이용하여 진공 압력을 증대 시키는 방법을 사용하였다. 이러한 방법은 보다 경제적인 냉각 시스템을 설계하기 위한 조건이다.

#### 2. 탱크 용기의 구조해석

스팀 탱크를 제작 후 실제 실험 및 test를 위해서 탱크의 경우 각 높이 별로 온도 측정과 압력의 유동 특성을 파악하였다. 해석은 상용 software ANSYS 7.1을 사용하여 소재는 SUS304로 하였고, tensile strength는 632MPa, yield strength는 320 MPa, young modulus는 199700MPa, poisson's ratio는 0.29로 하여 해석을 수행하였다. 상하부에 있는 외부 inlet과 outlet에 체결되는 내부를 완전 고정하여 모든 방향의 움직임을 고정하여 내면에 구속조건을 3방향(ux, uy, uz)으로 구속하였다.

저압 탱크의 내부는 1mmHg이고, 외부는 대기압인 760mmHg(1bar)이므로, 기압차만큼 탱크를 외부면에 균일한 압력으로 면에 대해 수직으로 부과하였다.

가. 내압을 받는 스팀 탱크에 대하여 KS B 6734 규정에 의한 내압용기 설계 값은 대략 4mm 정도이나 여유치를 두어 설계하면 5mm가 적당하며 이에 근거하여 제작 된 스팀 탱크는 비교적 안정적으로 설계되었을 확인하였다.

나. ANSYS에 의한 구조해석 결과 약 진공 탱크의 외벽에 5MPa의 응력이 발생하므로 항복강도 대비 약 1.5 %의 적은 응력이 발생하였다.

#### 3. 기초성능실험

온도 측정을 위하여 RTD-Type Thermocouple을 이용하였으며, 측정 점은 진공탱크 내부에 6곳, 열 교환기의 입구, 출구로서 총 8곳을 측정하였다. 진공 탱크 내부의 수위는 0ℓ, 50ℓ, 100ℓ, 150ℓ로 하였으며 115ℓ일 때 열 교환기의 유량을 4ℓ/min, 5ℓ/min, 6ℓ/min, 7ℓ/min, 8ℓ/min, 10ℓ/min, 12ℓ/min로 총 11가지 실험을 진행하였다. 실험은 각 부분의 온도가 일정할 때 시작하고 스팀 에젝터는 진공 탱크 내부의 압력이 제트 콘덴서에 의하여 우선 60mmHg에 도달한 시점에 스팀 보일

러의 밸브를 열어 고온고압의 스팀을 분출시킨다. 한편 열 교환기에 유입되는 물의 온도를 25℃을 유지하기 위하여 보일러로 제어한다. 모든 실험은 시간은 한 시간 반씩 진행하였다.

#### 4. 스팀 에젝터의 수치해석 결과

에젝터 입구압력 변화에 대한 에젝터 출구 조건에 대한 해석을 진행하였다. 출구 조건은 flow split 과 2.6kPa일 때 두가지 조건에 대한 해석으로 출구 조건에 따라 에젝터의 흡입 압력의 결과를 비교하여 출구 조건을 주어질 때 해석 결과가 좋은 것으로 나타났다. 입구 압력 변화에 대한 해석에서는 에젝터 내부 유동장 해석을 할 수 있었다.

디퓨저의 축소-확대각에 대한 해석에서는 디퓨저 입구의 축소각이 2.0°, 2.5°일 때 흡입압력에 대한 효율이 최적 상태를 나타냈고, 디퓨저 출구의 확대각이 5.5°~7.5°일 때 최적 효율을 나타내었다. 디퓨저의 축소각이 작으면 쉽게 초킹 현상이 발생하기 때문에 적절한 면적을 확보하여 유동장 손실이 발생하지 않도록 하는 것이 중요하며, 디퓨저 확대각을 증가 시키면 설치면적이 축소하기 때문에 비용 절감의 효과를 기대할 수 있다.

그리고, 본 연구에서 사용한 에젝터에 대해 흡입압력 효율에 관해 실험을 진행하여, 약0.44kPa의 진공압력을 얻을 수 있었으며, 수치해석과 실험에 의한 흡입 압력 비교결과  $\Delta P=0.4kPa$  정도의 차이를 나타내었지만 실험에서의 배관에 의한 손실과 벽 마찰에 의한 손실등을 고려 할 때 수치해석에 의한 결과와 실험에 의한 결과가 적절한 흡입 압력을 나타내고 있다. 또한 비정상 상태의 수치해석 데이터와 주 유체의 압력이 500kPa일 때의 실험에 의한 데이터를 분석한 결과 진공 압력의 형성이 비슷한 결과가 나오는 것을 알 수 있었다.

#### 5. 해수 냉각 실험 결과

각 유량에 대한 열교환기 입출구 평균 온도 분포는  $\Delta T=6.0^{\circ}C$ 로 나타났다. 또한  $\Delta T=5^{\circ}C$  이상을 실현하는 범위중 냉수기 유량은 약 600kg/hr로 평가되었다. 이때의 열교환기 효율은 약 93%로 평가되었다. 열교환기의 유량이 증가할수록 잔여 열량이 작아져서 열교환기 효율이 증가하는 경향을 보였다.

#### IV. 연구개발결과 및 활용계획

목 표	달성도(%)	내 용
저진공 메카니즘의 에젝터 기본 설계를 통한 최저 진공압력 20mmHg 이하 실현	100	<p>1) 물이 증발하기 위해서는 일정한 증발압력이 유지되어야 한다. 본 연구에서의 목표는 최저 20℃에서 증발이 이루어져야 하므로, 이온도에서의 증발압력은 약 20mmHg임을 알 수 있으며 최소한 이 압력을 유지해야만 한다.</p> <p>2) Steam Ejector, Jet Condenser 그리고 Steam Ejector + Jet Condenser에 의한 진공 압력 도달에 대한 실험을 수행하였다. Steam Ejector + Jet Condenser에 의한 실험은 제트 콘덴서를 이용하여 약 60mmHg 정도의 진공을 형성한 다음 스팀 에젝터를 작동하여 진공을 형성하였다. 이때의 진공도는 약 2mmHg 정도의 저압을 형성할 수 있었으며, 본 실험의 목표 진공인 최고 20mmHg 정도에 충분히 도달되었다.</p> <p>- Steam Ejector에 의한 진공도: 750 mmHg          - Jet Condenser에 의한 진공도: 40 mmHg          - Steam Ejector + Jet Condenser에 의한 진공도 : 2 mmHg</p>
저압 탱크의 용량별 진공도 3분 이내 정격 운전 실현	100	<p>1) 제트 콘덴서를 이용하여 약 60mmHg 정도의 진공을 형성한 다음 스팀 에젝터를 작동하여 진공을 형성하여 나가는 시스템으로서 60mmHg 도달 정격 운전 시간은 2분 30초가 소요되었다.</p> <p>2) 유입수 온도 21℃에서 온도 저감이 나타나는 정격 운전 시간은 약 1분 30초로 나타났다.</p> <p>4) Steam E + Jet Condenser에 의한 20 mmHg 도달 소요 시간은 약 3분이 소요되었다.</p> <p>5) 본 시스템의 최저 진공도 실현은 약 2 mmHg 로서, 도달 시간은 약 8분 소요되었다.</p>
저압 탱크 모델 제작	100	<p>1) 저압 탱크 구조 해석을 통한 설계 완료          2) 에젝터 실험을 위한 저압 탱크 용량: 568 L          3) 시작품 개발 완료</p>
스팀 보일러의 용량 산정	100	<p>1) 정격 증발량: 80kg/h, 2) 발열량: 51,120Kcal/h          3) 최고 사용 압력: 7kg/cm<sup>2</sup>          4) 수압시험압력: 12.1kg/cm<sup>2</sup>          5) 전열면적: 2.9m<sup>2</sup></p>

목 표	달성도(%)	내 용
내해수성 재질의 열교환기 개발 및 열교환 성능 선도 제시	100	<p>1)본 냉각 시스템 개발을 위하여 다양한 열교환기 형식을 검토하였다.</p> <p>2)3차원 ANSYS 구조해석을 통하여 Deformation과 Stress를 해석하였다.</p> <p>2)본 시스템에 적합한 관형 열교환기를 개발하였다.</p> <p>3)열교환기 효율은 열교환기 유량에 따라서 차이가 있으나 그 범위는 86.5%, 88.1%, 92.0% 및 93.0% 등으로 나타났으며 목표치인 80% 이상을 달성하였다.</p>
진공도에 따른 냉수기 성능 선도 개발	100	<p>1) 진공 탱크 내부의 수위는 0 l, 50 l, 100 l, 150 l로 하였으며 115 l 일 때 열 교환기의 유량을 4 l/min, 5 l/min, 6 l/min, 7 l/min, 8 l/min, 10 l/min, 12 l/min로 총 11가지 실험을 진행하였다.</p> <p>2)각 변수에 대한 냉수기의 선도를 개발하였다.</p> <p>3)<math>\Delta T=5^{\circ}\text{C}</math> 이상을 실험하는 범위 중 냉수기 유량은 600kg/hr 나타났으며 목표 냉수량 580kg/h 이상으로 나타났다.</p>
냉수기 시스템의 모델 개발 완성	100	<p>1)2차원 STAR-CD 수치해석을 통하여 에젝터의 유동해석과 성능 향상의 최적 설계조건에 대한 해석하였다.</p> <p>2)에젝터의 유동에 대한 수치해석으로 스팀압력이 저압(2bar)에서도 진공 성능이 좋은 모델 개발하여 경제적인 모델을 개발하였다.</p> <p>3)에젝터 디퓨저의 축소-확대각에 대한 수치해석을 통하여 축소각은 <math>2.0^{\circ}</math>, <math>2.5^{\circ}</math> 일 때, 확대각은 <math>5.5^{\circ}\sim 7.5^{\circ}</math> 일 때 진공 압력의 최적 성능을 나타내어 에젝터의 성능 향상을 위한 모델을 개발하였다.</p> <p>4)냉수기 시스템의 모델을 완성하였다.</p> <p>5)냉수기의 온도차는 <math>\Delta T=7.8^{\circ}\text{C}</math>, <math>6.1^{\circ}\text{C}</math>, <math>5.5^{\circ}\text{C}</math>, <math>5.2^{\circ}\text{C}</math> 등으로 각각 나타났으며 목표치 온도차 <math>\Delta T=5^{\circ}\text{C}</math> 이상을 실현하였다.</p>

## 2. 연구성과

- (1)박사학위 취득: 2명
- (2)특허등록 완료: 3건
- (3)전문학술지 게재: 8건
- (4)국제학술회의 발표: 7건
- (5)국내학술회의 발표: 3건
- (6)보도자료: 2건

## V. 기대효과

### 1. 산업적 측면

전국적으로 약 600여개의 양식장이 있고 이들 약 30%는 가로 세로 수조의 길이가 10m 정도인 약 60톤 용량의 대형 수조를 보유하고 있다. 이들 대부분이 여름철 냉수 공급원으로서 환수량 증대와 과도한 유지 비용을 감수하면서 일부 냉동기에 의한 냉수 방식에 의존하고 있다. 본 연구 성과로서 저비용 냉수 공급이 가능하여져서 육상 양식장의 생산 품질향상과 어업의 선진화에 기여할 것이다.

### 2. 학술적 측면 :

본 연구를 통하여 박사학위자를 2명 배출하였다. 또한 관련 발명특허권을 확보함으로써 장기적인 관련 기술 개발이 가능하게 되었다.

가. 참여 연구원 중에서 공태우 박사(2006년 2월 학위취득)는 현재 중국 대련이공대학에서 Foreign Teacher로 발령 받아 중국에서 해당 연구를 계속하고 있다.

나. 참여 연구원 중에서 이상철 박사(2006년 8월 학위취득 확정)는 2006년 3월 1일부로 거제대학 초빙 교수로 발령 받아 연구와 교육에 임하고 있다.

다. 2006년에 시행한 교육부 2단계 BK21사업에 핵심연구팀으로 선정 되었으며 향후 7년간 안정적인 연구 개발과 인력양성을 하게 되었다.

-팀장: 정한식 교수(본 과제 책임자)

-명칭: 친환경 냉열 에너지기계 연구사업팀

## S U M M A R Y

### **SUBJECT: Development of Sea Water Cooler for Aquarium by Steam Driven Ejector**

A new steam driven ejector was designed. Its ratio of the throat length of nozzle to diameter of inlet is 5 and it shows the optimum condition when inlet steam pressure is 5bar. As the secondary low pressure producer, jet condenser condenses high temperature steam flowing out of steam ejector. The high velocity jet stream of steam emitted by the motive nozzle creates a suction chamber, which draws the low pressure gases. The diffuser converts the kinetic energy of high velocity flow to pressure energy. Since a jet condenser shows the difference of performance according to a design condition, the jet condenser used in this research was designed to achieve maximum 20mmHg of vacuum pressure performance. Because a single-stage steam ejector was impossible to show effective vacuum performance by itself, vacuum pressure was increased by jet condenser.

For actual experiments and tests after manufacturing a steam ejector, temperatures were measured and flow characteristics of pressures were investigated with each height of tank. ANSYS 7.1, a common software was used for analysis and material is SUS304 as previously mentioned. The analysis was performed where tensile strength was 632MPa, yield strength 320 MPa, young modulus 199700MPa and poisson's ratio 0.29. The inside restriction condition was set 3-ways( $u_x$ ,  $u_y$ ,  $u_z$ ) by fixing the inside to inlet and outlet of upper and lower parts completely. Because the internal pressure of low pressure tank was 1mmHg and the external pressure is 760mmHg(1bar), the pressure, as much as pressure difference, was equally applied to the outside of tank at the right angles to the surface. As the used unit was mm, the unit for pressure was unified as MPa.

For a vacuum tank withstanding internal pressure, internal pressure tank design value is about 4mm based on KS B 6734. To leave a margin, 5mm seems to be proper and the steam tank designed based on this was confirmed that it was

comparative reliably designed. As a result of the structural analysis with ANSYS, about 5MPa stress was generated at outer wall of the vacuum tank, so that little stress, about 1.5% by contrast with yield strength, was generated.

RTD-Type Thermocouple was used for measuring temperature as a fundamental performance experiment. The measuring points were 8 in all: 6 points inside of vacuum tank, the inlet and the outlet of heat exchanger. 11 sorts of experiments have conducted: the water level was set to 0 l, 50 l, 100 l and 150 l and the flow rates of heat exchanger was 4 l/min, 5 l/min, 6 l/min, 7 l/min, 8 l/min, 10 l/min, 12 l/min at 115 l. The experiments was began when the temperatures of each part was constant and steam ejector spouted high temperature and pressure steam with turning on the valve of steam boiler when the inside pressure of vacuum tank had been reached to 60mmHg by jet condenser. To maintain the temperature of water flowing into heat exchanger at 25°C, the boiler was controlled. Every experiment was conducted for one and half hour.

We have researched into the efficiency of suction pressure by numerical analysis and experiment on primary fluid pressure. In the comparative study between experiment and numerical analysis, the suction pressure difference is about  $\Delta P=0.4kPa$  and because it is the error of vacuum pressure which is less than 1 percent of the absolute pressure 101.32kPa, the every result values of experiment and numerical analysis show the proper efficiency of suction pressure. The vacuum pressure data show almost similar values at about 6 seconds. From experimental data, although there is a little difference after performing vacuum pressure, the changes about 0.173~0.333 kPa of vacuum pressure value are repeated. It means that the results of numerical analysis and experiment are similar because the vacuum pressure values of numerical analysis are also repeated about 0.159~0.160kPa.

We have researched into the effects of enlargement angle of diffuser on suction pressure according to apply low or high pressure to ejector inlet. Because the present research is not for incompressible flow but for compressible, the flow field of pressure and velocity about the contraction and enlargement angle is opposite to incompressible flow. Therefore, the efficiency of suction pressure is lower by the element of resistance to pressure transportation because the area of flow way is smaller at  $\beta=3.5^\circ$



and  $4.5^\circ$ . It is better because the area of flow way is enough at  $\beta=3.5^\circ$ ,  $4.5^\circ$ . Consequently, the efficiency of suction pressure get better by the higher pressure transportation which is generated by securing the enough area of flow way that is important to fluid flow.

In case of enlargement angle, the efficiency become better at enlargement angle  $\beta=5.5^\circ \sim 7.5^\circ$  by areal velocity equation contrary to the typical incompressible flow. A cost reduction is expected by increasing enlargement angle which make the diffuser short. We can obtain data for the optimum design of outlet and inlet by analyzing on contraction-enlargement angle.

As a result of the experiments on cooling seawater, the mean temperature distribution( $\Delta T$ ) at inlet and outlet of heat exchanger was revealed  $6.0^\circ\text{C}$ . The flow rate of cooler was estimated about  $600\text{kg/hr}$  within the experiments achieved over  $\Delta T=5^\circ\text{C}$ . On this occasion, the efficiency of heat exchanger was about 93%. Because the more the flow rate of heat exchanger was increased, the less the amount of heat was remained, the efficiency of heat exchanger had a tendency to increase.

## CONTENTS

Chapter 1 INTRODUCTION .....	13
1-1 OBJECT AND NECESSITY OF THIS RESEARCH .....	3 1
1-2 OUTLINES OF THIS RESEARCH .....	7 1
Chapter 2 DEVELOPMENT STATES OF DOMESTIC AND FOREIGN .....	9 1
2-1 SIDE OF INDUSTRIAL REQUIREMENT .....	9 1
2-2 SIDE OF RESEARCH ACHIEVEMENT .....	9 1
Chapter 3 CONTENTS AND RESULTS OF THIS RESEARCH .....	1 2
3-1 MODEL OUTLINE OF SEA WATER COOLER .....	1 2
3-2 EJECTOR DEVELOPMENT OF STEAM DRIVEN .....	4 5
3-3 PERFORMANCE EXPERIMENT OF SEA WATER COOLER .....	4 7
3-4 NUMERICAL ANALYSIS OF STEAM DRIVEN EJECTOR .....	411
3-5 PERFORMANCE EXPERIMENT OF EJECTOR BY STEAM PRESSURE .....	130
3-6 NUMERICAL ANALYSIS OF DIFFUSER BY CONTRACTION AND ENLARGEMENT ANGLE .....	B
Chapter 4 TARGET ACHIEVEMENT AND CONTRIBUTIONS .....	6
4-1 TARGET OF THIS RESEARCH .....	6
4-2 ACHIEVEMENT OF THIS RESEARCH .....	7
4-3 CONTRIBUTIONS .....	7
Chapter 5 APPLICATION PLAN OF THIS RESEARCH RESULTS .....	761
Chapter 6 REFERENCES .....	18
Chapter 7 APPENDIX .....	172

# 목 차

제 1 장	서 론	13
제1절	연구개발의 목적 및 필요성	13
제2절	연구과제의 개요	17
제 2 장	국내외 연구개발 현황	19
제1절	산업수요 측면	19
제2절	연구수행 측면	19
제 3 장	연구개발 수행내용 및 결과	21
제1절	해수 냉각기의 모델 개요	21
제2절	스팀 구동식 에젝터 개발	54
제3절	해수 냉각기의 성능실험	74
제4절	스팀 에젝터의 수치해석적 연구	114
제5절	스팀 압력에 대한 에젝터의 성능실험	130
제6절	디퓨저의 축소-확대각에 대한 수치해석	135
제 4 장	연구개발 목표 달성도 및 대외기여도	161
제1절	연구개발 목표	161
제2절	연구개발 목표의 달성도	162
제3절	연구결과의 대외기여도	164
제 5 장	연구개발 결과의 활용계획	167
제 6 장	참고문헌	168
제 7 장	부록	172

# 제1장 서론

## 제1절 연구개발의 목적 및 필요성

### 1. 연구목적

해산 어류는 최적의 양식온도가 존재하며 최소한 생육온도를 유지시켜야 고품질의 제품이 출하된다. 따라서 여름철의 경우 적조나 해수온도의 상승으로 인한 피해를 최소화하기 위하여 육상 양식장용 해수 냉각기의 개발이 적극 요구된다. 따라서 여름철 육상 양식장의 해수 냉각을 위한 냉각기를 개발하고자 한다. 스팀 구동식 에젝터(steam ejector)를 이용하여 저압에 의한 증발 잠열(latent heat)을 이용하여 온도차  $\Delta T=5^{\circ}\text{C}$  이상의 해수 냉각기를 개발하고자 한다. 따라서, 본 연구에서는 스팀 구동식 에젝터 시스템을 이용하여 물과 해수에 대한 냉각 성능 실험을 통하여 육상 양식장에 적용이 가능한 냉각 시스템의 개발하고자 한다. 또한, 현재까지 에젝터 시스템은 선박용 조수기, 도료용 플랜트, 폐유 흡입장치등 여러 산업분야에서 다양한 형태로 적용하여 사용하고 있지만 내부 형상에 대한 유동 특성을 연구하여 효과적인 설계 자료로 활용하는 경우가 적은 편이다. 또한 에젝터를 구성하고 있는 여러 구성요소의 크기 및 형태에 따라 효율의 차가 발생하게 된다. 여러 구성요소 가운데 에젝터의 효율과 밀접한 관계가 있는 것은 디퓨저이다.

본 연구에서는 에젝터 효율 증가시키기 위하여 수치해석을 통하여 압축성 유동에서의 충격파에 의한 효율증대와, 디퓨저의 축소-확대각에 관한 연구를 진행하였다. 또한, 에젝터의 흡입 압력 효율에 대해 수치해석과 실험을 통하여 비교 연구를 진행하여 에젝터의 최적 설계를 위한 자료를 획득하고, 물의 열교환기에 의한 냉각 실험과, 인공해수의 순환실험을 통하여 담수 설비, 발전소 냉각 시스템, 육상 양식장용 냉각 시스템등 다양한 산업분야에 적용이 가능한 스팀 구동식 진공 시스템을 제안하였다.

### 2. 연구의 필요성

최근 고가어종으로 많은 양식업자들이 양식하고 있는 넙치(광어)의 경우는 최적양식온도가 약  $15\sim 25^{\circ}\text{C}$ 이기 때문에 이 온도를 유지해주기 위해서는 겨울철(통영 연안의 취수구 평균온도는 약  $5\sim 10^{\circ}\text{C}$ )에는 보일러 등을 이용하여 가온 해수를 유입시키고 있으나 여름철의 경우 해수온도가  $25^{\circ}\text{C}$  이상이 되면 어류의 성장 속도가 느려지고 각종 어병이 발생한다.

그러나 여름철의 경우에는 현재의 대다수의 양식장에서는 취수구의 해수온도를 기준으로 1일 환수량으로 하여 양식장에 해수를 공급하고 있다. 예를 들면 년중 해수온도가 제일 높은 9월에는 유입해수의 1일 평균온도가 약  $24^{\circ}\text{C}$ (통영 연안)이며 이때의 1일 환수량은 약 24회로 설정하고 있다. 그러나 환수량이 상대적으로 많아지

면 수조내의 해수의 온도 불안정, 오염물질의 유동성 증대, 펌프 등의 운용장비의 과부하, 운용인력의 수시 제어 등의 필요로 많은 문제점이 노출되고 있으며, 특히 양식장내의 해수유동이 상대적으로 빨라져 양식어의 자기피로로 인한 폐사 혹은 생육에 큰 지장을 주고 있다. 따라서 보다 현실적인 여름철 육상 양식장의 환경 유지를 위하여 일부 냉동기 시스템에 의한 냉수 보급방안으로 대처하고 있고 극단적으로 기존의 냉동 시스템도 없는 경우에는 대형 얼음을 직접 수조 안에 투입하고 있다. 실제의 현장에서는 약 60톤 용량의 양식 수조에 140kg의 얼음을 15개정도 투입하면 수온이 약 2℃ 하강하지만 이는 일시적인 것으로서 근본적이 대처가 될 수 없는 실정이다. 이와 같이 여름철의 냉수 유입문제는 양식장 현장에서는 반드시 해결되어야 하는 과제를 안고 있음은 자명한 일이나 경비 등을 감안하면 쉽게 해결될 수도 없는 문제이다.

따라서 설치비용이 현저히 적고 대용량의 냉수발생이 가능한 시스템에 관한 개발이 적극 요구된다. 이를 위하여 본 연구 개발에서는 스팀 구동 식 에젝터를 이용하여 저압 증발형 육상 양식장용 냉수기의 개발을 제안하고자 한다.

이에 관한 시설비의 투자는 기존의 양식장에서는 겨울철에 해수를 가열시키기 위하여 스팀 보일러를 채택하고 있다. 따라서 겨울철에는 가동하지 않는 스팀 보일러를 이용하면 추가적인 설비 비용을 대폭적으로 저감하는 동시에 대용량의 냉각 해수 공급을 할 수 있다.

육상 수조식 양식장은 그림1 처럼 초기 시설 투자비는 과다하지만 수익성의 측면에서 어민들이 선호하고 있는 시설로서 경남 통영시에서 양식 면허를 허가한 건수는 약 60건 정도로서 해마다 선호도가 증가하는 반면 적절한 양식 환경을 위한 자료가 전무한 실정이다.

주요한 년간 양식 환경으로서는 그림2 처럼 고급어종일수록 양식환경이 까다롭다. 겨울철에는 이미 양식장 대부분은 가온설비(보일러)가 되어 있으나 여름철에는 냉각을 위한 설비가 전혀 없는 실정이다. 따라서 여름철에는 그림3 처럼 해수온도가 상승하면 용존산소량을 보충하기 위한 설비(액화 산소의 직접 투입, 수차 및 고속류 펌프를 이용한 기포발생장치 등)를 하거나 유입 환수량을 증가시키는 것과 같은 원시적인 방법이 주류를 이루고 있다. 한 예로 수조의 한변 길이 약 10m인 경우 140kg 얼음을 약 15개 직접 투입하면 수온이 약 2℃ 정도 하강하지만 이는 일시적인 것으로서 오히려 양식에 대하여서는 급격한 환경의 일시적인 변동에 의한 스트레스만 증가 시킬 뿐이다.

현재까지의 해수냉각기로서는 활어 수송을 위한 냉수기(chiller) 혹은 핏집의 소형 수조 냉각을 위한 냉수기는 다수 생산되고 있으며 이들은 대부분 냉매 압축식 또는 열펌프(heat pump)식 냉각기로서 압축기를 비롯한 부수 장비가 많고, 고장 등에 대하여 취약하며 고가이므로 소요 냉각능력이 작은 곳에 한정되어 사용된다. 그리고 열펌프 식의 경우는 고열원(양식장 배출 온도)과 저열원(원 해수 공급 라인)의 온도차가 작아서 효율이 아주 낮다.



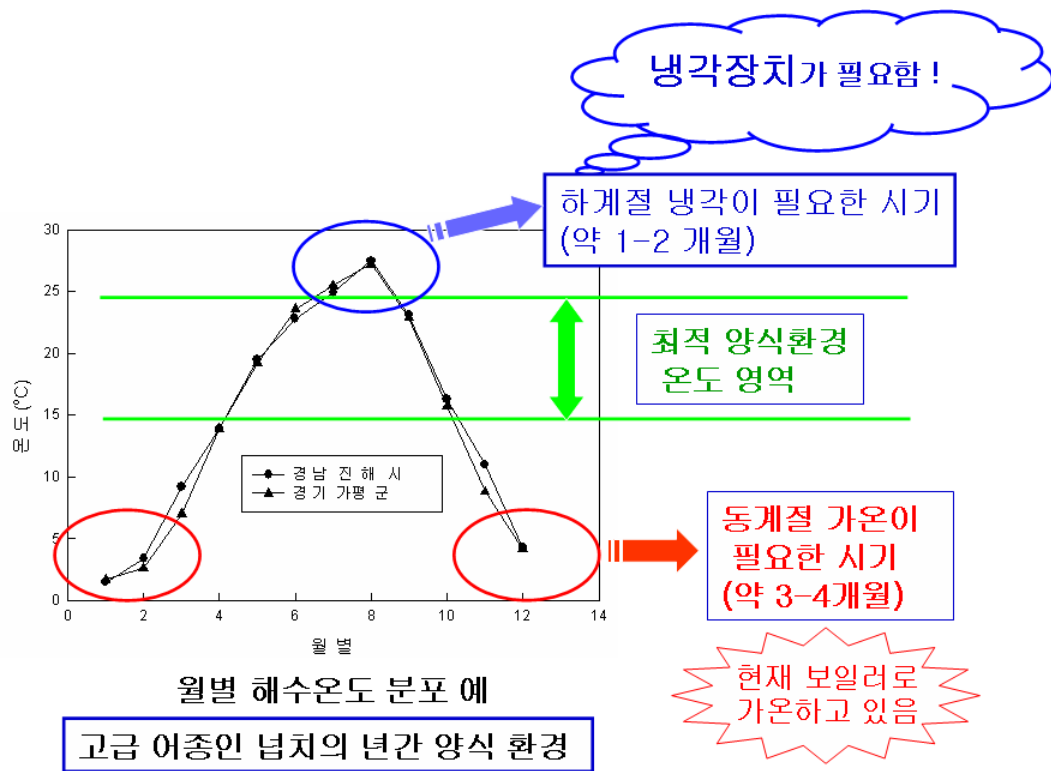


그림 2. 넙치의 연간 양식 환경.



그림 3. 현재의 여름철의 대처 방안 예.

## 제2절 연구과제의 개요

본 연구과제의 개요는 다음과 같다.

- 증발 분위기의 압력 조성을 위한 고성능의 스팀 에젝터를 활용한 기본 설계
- 증발 잠열을 충분히 회수 가능한 시스템의 제작, 실험 및 검증
- 실제 양식장 현장에의 현장 적용 실험 등

1. 과제의 세부 내용은 다음과 같다.

가. 스팀 에젝터 구동 냉수기의 기본 설계 및 모델 개발

나. 저압 증발형 냉수기 시스템의 성능 실험

2. 실험 장치의 구성은 그림 4와 같이 크게 3가지로 구분되며 작동 원리 등은 다음과 같다.

가. 냉각 해수 라인 : 열교환기를 통한 증발 잠열을 이용하여 냉각 해수를 얻는 구간

나. 진공 추기 라인 : 밀폐용기 내를 증발압력에 도달시켜 위하여 추기되는 구간

다. 에젝터 재순환 라인 : 지속적인 진공 형성을 위하여 구동되는 펌프 내를 재순환 유도하는 구간

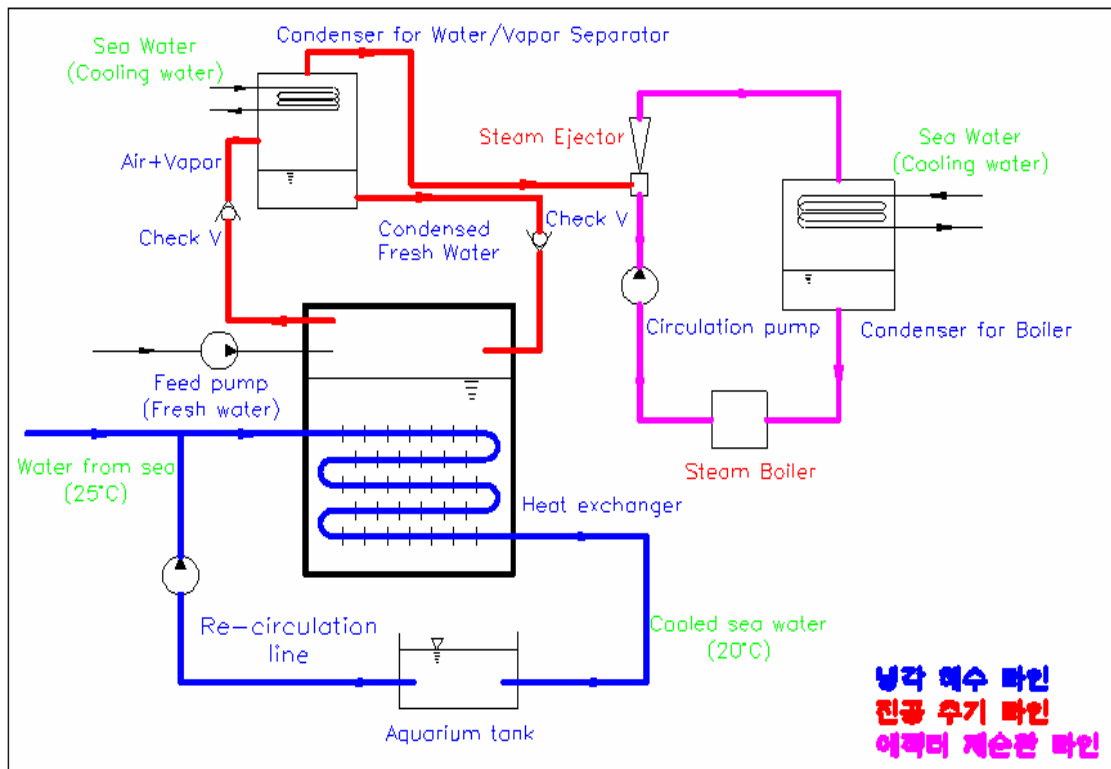


그림 4. 스팀 에젝터 이용 해수 냉각기 실험 장치의 구성



스팀 에젝터의 구동원은 스팀 보일러에서 공급되며 스팀 용기에서 증발된 기체와 함께 응축기에서 응축되어 순수한 물만 재순환된다. 이때 증발 압력에 도달하여 증발되면서 온도가 하강된 물(cooled fresh water)은 일시 저장 탱크에 모이게 된다. 증발용 탱크내에는 항시 포화 증기가 충전됨으로 보다 원활한 저압 형성을 위하여 보조적인 응축기(condenser for water/vapor separator)가 장착된다.

여름철의 해수온도는 해에 따라서 변화하지만 평균 25℃의 해수가 유입하는 조건에 대하여 약 5℃이상 저하된 20℃이하의 냉각 해수가 공급될 수 있도록 시스템을 구성한다. 이는 증발되는 물의 양에 좌우된다. 즉 이 증발량은 다시 에젝터의 성능과 에젝터를 구동하는 보일러의 스팀 공급량에 따라서도 달라진다. 이러한 실제 성능은 냉수기 성능 실험에서 완성되며 최종적인 해수 냉각기에 관한 각종 자료를 도출하게 된다.

육상 양식장으로 유입하는 해수온도는 하계절의 경우 25℃를 넘는 경우가 약 3개월 지속된다. 따라서 항상 유입 해수온도를 최소 20℃이하로 유지하여야 하며, 이를 위하여서는 증발기의 분위기 압력이 30mmHg 이상이 되면 본 연구의 최종 목표인 20℃이하의 온도를 얻을 수 없다. 따라서 증발 분위기의 압력 조성을 위한 고성능의 스팀 에젝터를 활용한 기본 설계, 그리고 이때의 증발 잠열을 충분히 회수 가능한 시스템의 제작, 실험 및 검증이 불가피하다.

## 제2장 국내외 연구개발 현황

### 제1절 산업수요 측면

우리나라의 해산어류양식은 1964년도부터 동해안의 포항, 감포, 삼척등지의 양식 시험을 시초로 하여 1967년경에는 남해안의 통영군 일대에서 방어, 복어의 양식사업 및 시험이 행하여져 왔다. 1968년도에는 국립수산진흥원에서 고급어에 대한 산업화 양식 시험을 시도하여 기초적인 제반 문제점을 파악하기 시작하였으며, 본격적인 해산어 양식은 1975년경부터 경남 통영지역을 중심으로한 용남, 산양, 거제등지와 전남 여수지방에서 비교적 활발히 추진되어 왔다. 이러한 장기간의 양식 역사임에도 불구하고 양식장 설치는 거의 경험적인 요소에 의해 이루어지는 비경제성을 탈피하지 못하고 있다. 아울러 양식장에 관한 설계 문제에 보다 과학적이고 공학적인 요소를 가미할 필요성이 강력히 대두되고 있으나, 양식어에 관한 어병이나 사육 문제에만 관심이 집중되어 왔고 가장 필수적이고 중요한 양식장의 기초 설계에 관한 연구가 거의 전무한 상태이다. 이와 같이 실제 양식현장에서의 고충은 수없이 제기되고 있으나 이를 해결해 줄 기본적인 연구는 극히 일부로서 앞으로 이와 연관된 분야의 발전이 강력히 요구되고 있다.

여름철 육상양식장 용 해수 냉각기는 필수적인 설비이다. 현재 통영지역에 사업장 수는 약 60개소이며 각 개소에 약 2set 필요하며 전국으로는 10배 규모로 예상된다. 즉,  $60\text{개소} \times 2\text{set} \times 10 = 1,200\text{ set}$ 의 1차적인 수요를 예측한다. 또한 해상가두리 양식의 여름철 적조 발생 등으로 육상 양식장은 계속 증가하고 있으며, 저온 해수를 필요로 하는 관련 어업은 계속 확대되고 있다.

### 제2절 연구수행 측면

육상 양식장 등에 여름철 저온 해수를 공급하기 위한 냉수 발생장치에 대한 연구와 기술 개발들이 계속 이루어지고 있다. 우리나라와 마찬가지로 어류의 소비량이 많은 일본에서는 Takagi에 의해 비교적 체계적인 육상 수조식 시설에 관한 일련의 보고가 있지만, 이것 또한 양식장 내에서의 어군 행동에 관한 모델링으로서 보다 기초적인 양식장 설계 문제는 공학적인 전문지식이 요구되는 관계로 거의 전무한 실정이다. 이처럼 수산 선진 외국에서도 주어진 양식장 시설에 대한 어군 행동에 관한 연구가 대부분을 차지하고 있다.

#### 1. 냉수기 시스템 개발 현황

현재 시행하고 있는 여름철의 양식장 환경은 자연 취수구의 유입량의 조절만으로는 고품질의 양식에 많은 어려움이 있고 이에 관한 국내의 전문학회지를 통한 연구는 거의 전무한 실정이다.

그러나 일부 중소기업체에서는 냉동기 시스템을 채택한 냉수기가 개발되어 보급

되고 있다. 이 시스템은 대부분이 활어 수송을 위한 냉수기(chiller) 혹은 횃집의 소형의 수조 냉각을 위한 냉수기의 역할이어서 근본적인 대형 양식장에의 적용된 예는 거의 없다. 그리고 이들 대부분의 시스템은 일반 육상용 냉수기와 동일한 시스템으로서 프레온 계열의 냉매를 채택하여 냉수를 보급하는 것으로서 복잡하고 시설비가 많은 것이 큰 단점이다.

따라서 본 연구에서 제안하는 시스템의 경우에는 냉매를 압축하는 압축기를 비롯한 부수장비가 불필요하며 냉각수 생산 시스템을 단순화 할 수가 있는 것이 큰 장점이다.

## 2. 선행 연구의 문제점

양식장내의 여름철 냉수 발생장치는 다음과 같이 크게 3가지로 구분 될 수 있으며 이들의 문제점 및 특징은 다음과 같다.

### 가. 일반 냉매를 사용한 냉각기

냉매를 압축하는 압축기를 비롯한 부수 장비가 많고 고장 등에 대하여 취약하며 고가로서 소요 냉각 능력이 작은 곳에 한정되어 사용된다.

### 나. 열펌프(heat pump)식 냉각기

국내외에서 일부 개발되고 있으나) 하계절 양식장용으로는 적용범위가 극히 제한되고 있 즉 고열원(양식장 배출 온도)과 저열원(원 해수공급 라인)의 온도차가 작으므로 지하수의 개발이나 극한지에 유효하며 일반 냉매 방식과 마찬가지로 시설투자비도 많고 고장 등에 취약하다.

### 다. 에젝터 이용 저압 증발식 냉각기

이 냉각 시스템은 에젝터를 이용하여 분위기 압력을 증발할 수 있는 저압상태로 하여 강제적인 증발을 통하여 증발 잠열(Latent heat of Evaporation)을 이용하는 것으로서 에젝터를 구동하는 구동원에 따라서 특성이 달라진다.

## 제3장 연구개발 수행내용 및 결과

### 제1절 해수 냉각기의 모델 개요

#### 1. 스팀 구동식 에젝터의 설계

##### 가. 스팀 에젝터의 기본 이론

본 냉각시스템의 냉각 효과는 저진공하에서의 증발 잠열효과를 이용하므로 적절한 저진공이 보장되어야 한다. 이러한 저진공 형성을 위해서는 기존의 각종 진공 펌프를 사용할 수도 있다. 그러나 진공 형성용의 밀폐 탱크내에는 액체가 존재하므로 이 액체가 증발하면 액적이 진공 펌프로 유입하게 되어 초기에는 적절한 진공이 형성되지만 일정 압력이하로 진공 유지가 곤란하다. 따라서 본 연구 개발에서는 고압의 스팀을 이용한 스팀 에젝터를 이용하므로 이 에젝터의 성능이 전체 냉각시스템의 냉각효과를 좌우한다. 따라서 본 시스템에 사용된 스팀 에젝터의 원리는 그림 5와 같다. 스팀 에젝터는 고압의 증기를 동력원으로 하여 펌프와 같은 효과를 얻는 기기로써 구조가 간단하고 구동부가 없어 고장이 없으므로 신뢰성이 높다. 스팀 에젝터의 작동원리는 스팀 에젝터의 구동부에 공급된 고압의 증기가 분사노즐에서 증기가 갖고 있는 압력에너지를 속도 에너지로 변환시켜 마하 3~4의 고속으로 분사된다. 이때 흡입실은 고속으로 분사되는 증기에 의하여 매우 낮은 압력으로 형성되고, 흡입실 주위에 있는 공기, 증발가스 또는 배기가스 등은 흡입 배관을 통하여 고속으로 분사된 증기 분류에 흡입된다. 고속으로 분사된 증기와 흡입 유체는 디퓨저 입구에서 구동 증기와 에너지 전달 및 혼합이 시작되어 디퓨저 목부에서 혼합이 완료된다. 초음속 유동의 혼합 가스는 디퓨저 출구에서 베르누이의 원리에 따라 배출압력까지 압축되어 외부로 배출된다.

스팀 에젝터의 성능은 팽창 압력비와 압축 압력비에 의하여 결정되며, 설계 및 제작 능력에 의해 크게 좌우된다. 분사 노즐은 유통 형태에 의하여 아음속 유동에서는 축소 분사노즐, 초음속 유동에서는 축소-확대노즐을 사용하여야 하며, 초음속 유동의 경우 마하 3~4의 고속 유동이 이루어짐으로 제작능력이 매우 중요시 된다. 디퓨저에서는 운동에너지 교환, 혼합, 초음속유동, 충격파의 발생, 동결현상 등 매우 복잡한 유동현상이 발생함으로써 설계 및 제작에 매우 신중을 기하여야 한다.

그림 6은 저압 증발시의 증발잠열(Latent Heat of Evaporation)을 이용하여 냉각수를 생성시키는 시스템을 나타내고 있다. 본 연구에서는 스팀 구동식 저압발생시스템을 사용하였다. 따라서, 증기의 발생은 스팀 보일러에 의하여 생성되며 1차적으로 스팀 에젝터를 통과하게 된다. 이때에 증발에 소요되는 일시적인 압력이 유지되며, 이 에젝터를 통과한 스팀은 다시 제트 콘덴서(Jet Condenser)를 통과하면서 증발기내를 증발 가능한 압력까지 저하시킨다. 그리고 이 제트 콘덴서의 구동은 별

도로 설치된 물 공급탱크에서 펌프를 통하여 구동시키는 시스템으로 구성되어 있다. 스팀 에젝터는 고압의 증기를 동력원으로 하여 펌프와 같은 효과를 얻는 기기로써 구조가 간단하고 구동부가 없어 고장이 없으므로 신뢰성이 높다.

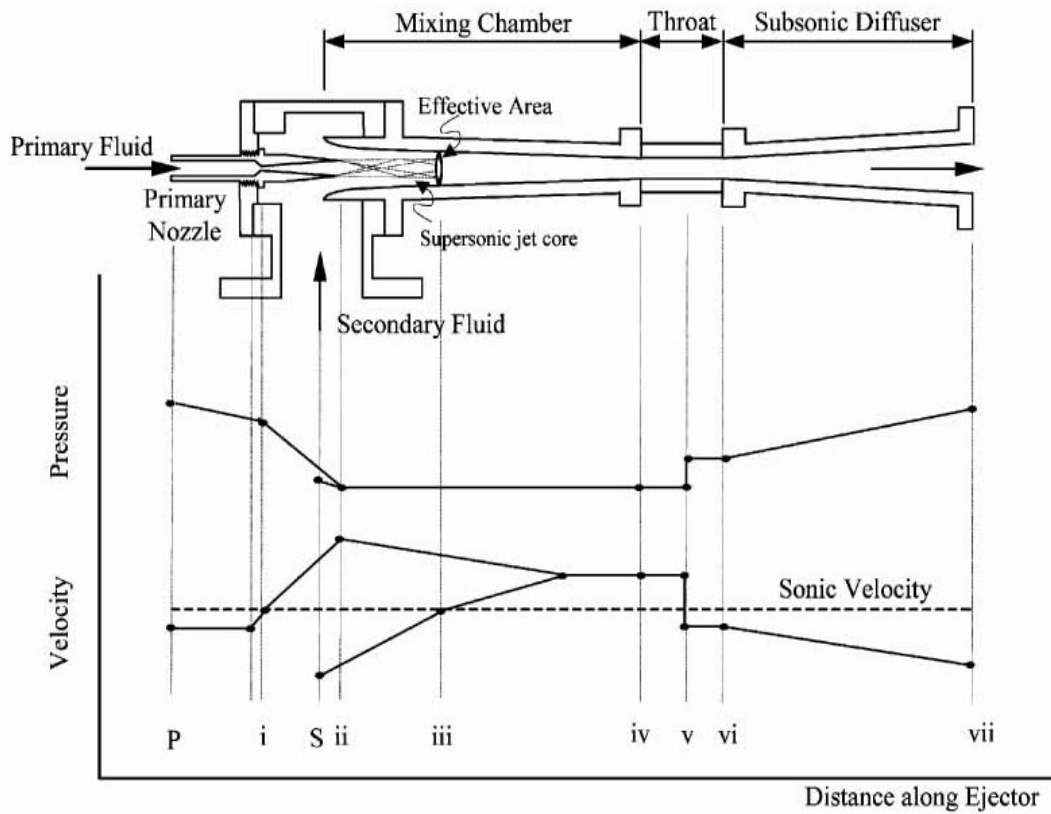


그림 5. 스팀 에젝터의 개략도 및 위치에 따른 압력과 속도의 모식도.

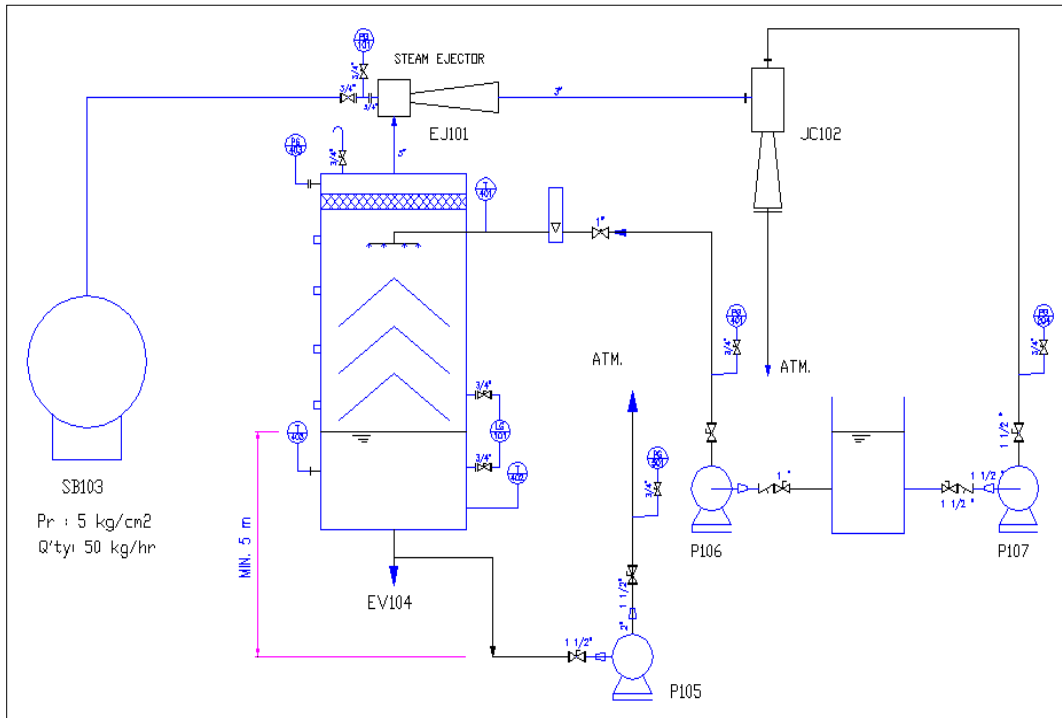
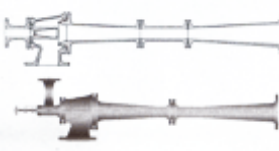
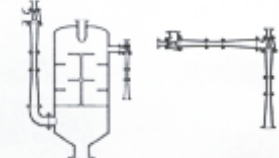
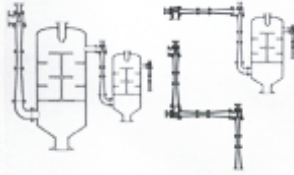
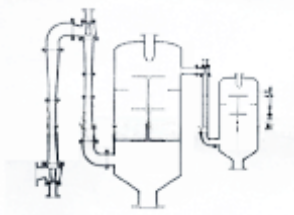
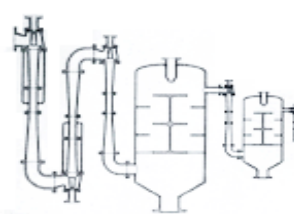
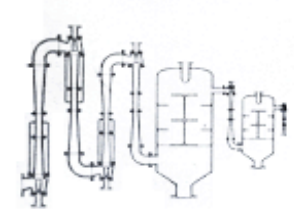


그림 6. 스팀 구동식 에젝터에 의한 냉각시스템의 개략도.

표 1. 다단형 스팀 에젝터

	<b>1단형 스팀 에젝터</b>
	<p>스팀 에젝터 시스템의 기본형으로, 대기압으로부터 최대 75Torr 까지 진공형성이 가능하다. 배출압력은 대기압보다 약간 높으며, 에젝터로부터 배출되는 스팀의 처리방법으로는,</p> <ol style="list-style-type: none"> <li>(1) 에젝터 후단에 소음기를 설치하여 대기로 방출하는 방법</li> <li>(2) AFTER-CONDENSER를 설치하여 응축시키는 방법</li> <li>(3) 에젝터 후단 배관을 Hot-well에 삽입하는 방법 등이 있다.</li> </ol> <p><b>2단형 스팀 에젝터</b></p> <p>단단 에젝터로는 소정의 압력까지 진공형성이 불가능하거나 구동스팀의 소모량이 과도하게 많아지는 경우에는 2단 스팀 에젝터 시스템을 채용하며, 일반적으로 중간에 응축기를 두는 형식과 흡입유량은 작고 고진공이 필요한 곳에는 2개의 에젝터를 직결하는 방법을 이용한다. 일반적으로 발전설비의 복수기용 진공유지, 석유정제 시스템의 감압증류 설비 등의 진공장치로 이용된다.</p>

	<p><b>3단형 스팀 에젝터</b></p> <p>3단 에젝터 시스템은 사용압력이 20Torr 이하에 주로 이용되고, 흡입 가스의 상태(Air, Water vapor, Process vapor의 물분율)에 따라서 설계자의 용통성이 필요하다. 3단 에젝터 시스템이 적용되는 곳으로는 소금등과 같이 감압증발 경정화 공정이 필요한곳. 식용유 제조공정 중의 진공증발에 의한 수분 증발, 화학플랜트의 증류공정, 각종 플랜트의 Chiller 제조용 진공장치로 사용된다.</p>
	<p><b>4단형 스팀 에젝터</b></p> <p>2단의 부스터와 2단의 스팀 에젝터로 구성되며, 최대 0.5Torr까지 진공형성이 가능하다. 제트 노즐에서 분사되는 스팀이 0도 이하로 되므로, 제트노즐 및 1단 부스터의 입구부분에서는 동결에 대한 대책이 필요하며, 전기가열 또는 스팀에 의하여 가열하는 방법이 적용된다. 주로 탈취장치나 화학제품의 박막 진공증발을 위한 진공장치로 이용된다.</p>
	<p><b>5단형 스팀 에젝터</b></p> <p>사용압력이 1.0 ~ 0.1Torr에서 이용되면, 초기 설치비 및 운전경비를 고려하여 3단 또는 2단의 부스터를 적용한 에젝터 시스템을 선정한다. 섬유공업의 폴리에스터 중합 반응공정, 제철 제조공정의 탈가스 장치(RH-OB)의 De-gassing unit 로 사용된다.</p>
	<p><b>6단형 스팀 에젝터</b></p> <p>4단 부스터와 2단 에젝터로 구성되며, 최대 진공압력은 0.001 Torr 정도이며, 각종 우주관련 산업의 성능시험 설비에 적용된다.</p>

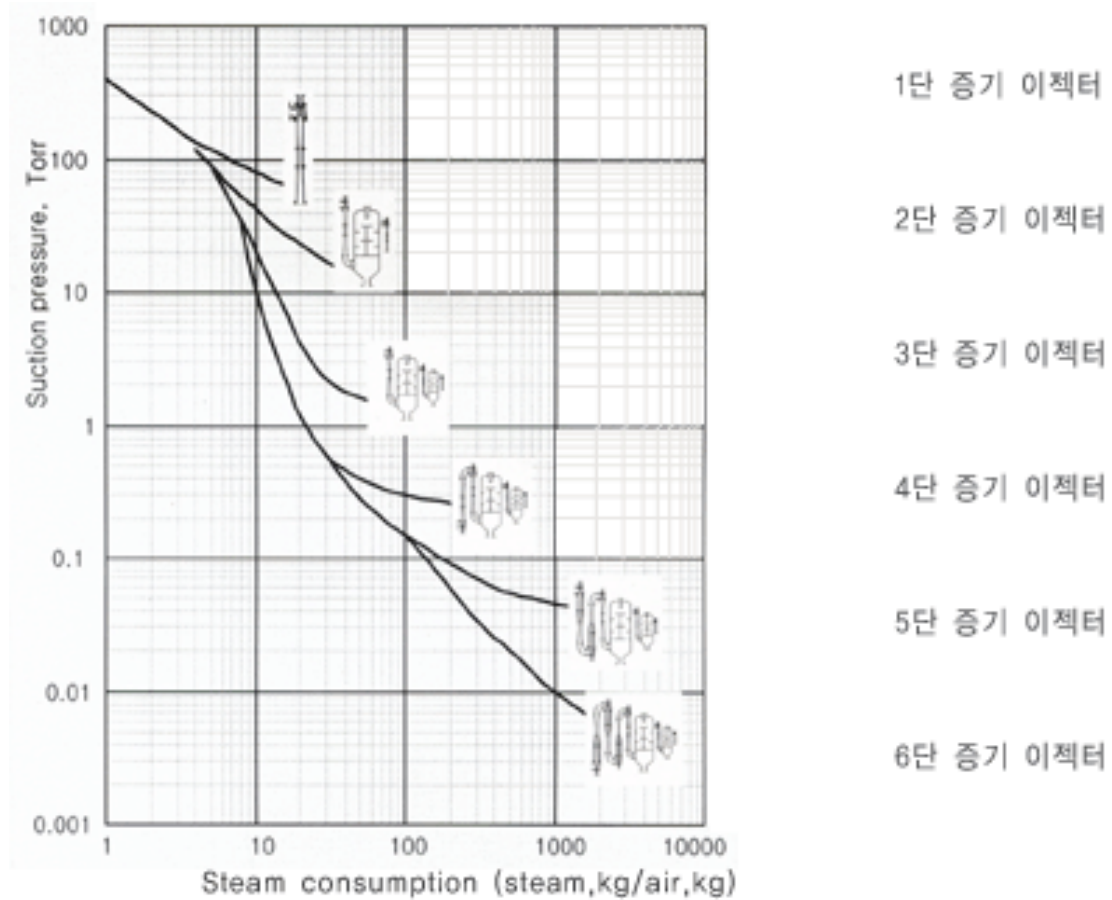


그림 7. 다단형 증기 에젝터의 성능에 대한 그래프.

표 1과 그림 7은 각단에 따른 스팀 에젝터의 종류 및 특성에 대한 설명과 진공 성능에 대한 그래프를 나타내는 것으로, 본 연구에서는 1단형 스팀 에젝터를 이용하여 스팀 에젝터의 배출부분에 제트 콘덴서를 장착하여 고온, 고압의 증기를 응축하여 효과적으로 배출하도록 설계되어 있다.

#### 나. 스팀 구동식 에젝터 시스템의 설계

표 2는 스팀 구동식 에젝터의 설계 조건을 나타내고 있다. 본 연구에서 사용된 스팀 구동식 에젝터의 노즐의 목 길이와 출구 직경의 비가 5인 것으로 입구 스팀 압력이 5bar일 때 최적 조건인 에젝터 시스템이다. 그림 8은 본 시스템에 사용된 스팀 에젝터의 설계도면과 사진을 나타낸 것으로서 1단 에젝터를 설계하였다. 표 3은 제트 콘덴서의 설계 조건을 나타내고 있다. 제트 콘덴서는 2차적인 저압 항성 장치로서, 스팀 에젝터를 통하여 나오는 고온의 스팀을 응축하고, 또한 스팀 에젝터로 흐르는 고속의 유체가 가지는 속도에너지를 제트 콘덴서를 통하여 위치에너지로 변화하면서 보다 안정적인 저압을 형성하기 위한 장치이다. 제트 콘덴서는 설계



조건에 따라 성능의 차이를 나타내는데, 본 연구에서는 최대 20mmHg의 진공 압력 효율이 나타내도록 설계 되었다. 1단형 스팀 에젝터는 에젝터 자체만으로 효과적인 진공 성능을 나타내기 어렵기 때문에 제트 콘덴서를 이용하여 진공 압력을 증대 시키는 방법을 사용하였다. 이러한 방법은 보다 경제적인 냉각 시스템을 설계하기 위한 조건이다. 그림 9는 제트 콘덴서의 설계 도면과 사진을 나타낸 것이다.

표 2. 스팀 에젝터의 설계 조건

<h1 style="margin: 0;">KSGP</h1> <p style="margin: 5px 0;">PROJECT : 저진공 냉각시스템 PLANT : LOCATION :</p>	<b>STEAM EJECTOR</b>			DOC. NO.	SHEET <b>1 OF 1</b>	
	NO	DATE	REVISION	REQ. or P.O NO. "	REV. <b>0</b>	
				ITEM NO.	DATE <b>08/05/2004</b>	
				SERVICE <b>STEAM EJECTOR</b>	NO of UNITS <b>1</b>	
				PREPD	CHKD	APPD
	<b>0</b>	<b>08/05/2004</b>	<b>FINAL</b>			
<b>OPERATING CONDITIONS</b>						
SUCTION CONDITIONS						
FLUID	-		WATER VAPOR + AIR			
PRESSURE	mmHg A	15				
TEMPERATURE	℃	25 ⇒ 15.5				
CAPACITY	kg/hr	11.3 + 1.7				
DISCHARGE CONDITIONS						
PRESSURE	mmHg A	70				
TEMPERATURE	℃	41.5				
CAPACITY	kg/hr	41.3 + 1.7				
MOTIVE CONDITIONS						
FLUID	-		STEAM			
PRESSURE	mmHg A	5				
TEMPERATURE	℃	SAT.				
CAPACITY	kg/hr	30				
NOISE LEVEL	dB	Max.90 dB@1m				
<b>DESIGN CONDITIONS</b>						
PRES. (Steam Chest/ Suction, Diffuser)	kg/cm2G	705 / F.V~5				
TEMP. (Steam Chest/ Suction, Diffuser)	℃	245 / 180				
MIN. CORROSION ALLOWANCE	mm	3.2				
APPLICABLE CODE	HEI, ASME SEC VII DIV.1, ANSI, ASTM					
<b>MATERIALS</b>						
STEAM CHEST : <b>STPG370</b>	SUCTION CHAMBER : <b>SC480 or EQ</b>	DIFFUSER : <b>SC480 or EQ</b>				
JET NOZZLE : <b>SUS304</b>	GASKET : <b>NON-ASBESTOS</b>	BOLT/NUT : <b>SS400</b>				
<b>MODEL &amp; SIZE</b>						
MODEL						
LENGTH	mm	1035				
WEIGHT	kg	50				
CONNECTION SIZE & RATING						
MOTIVE	JIS 10K - 20A RF					
SUCTION	JIS 10K - 80A RF					
DISCHARGE	JIS 10K - 80A RF					
<b>REMARK</b>						
1) Atmospheric pressure : 1.0332 kg/cm <sup>2</sup> A						

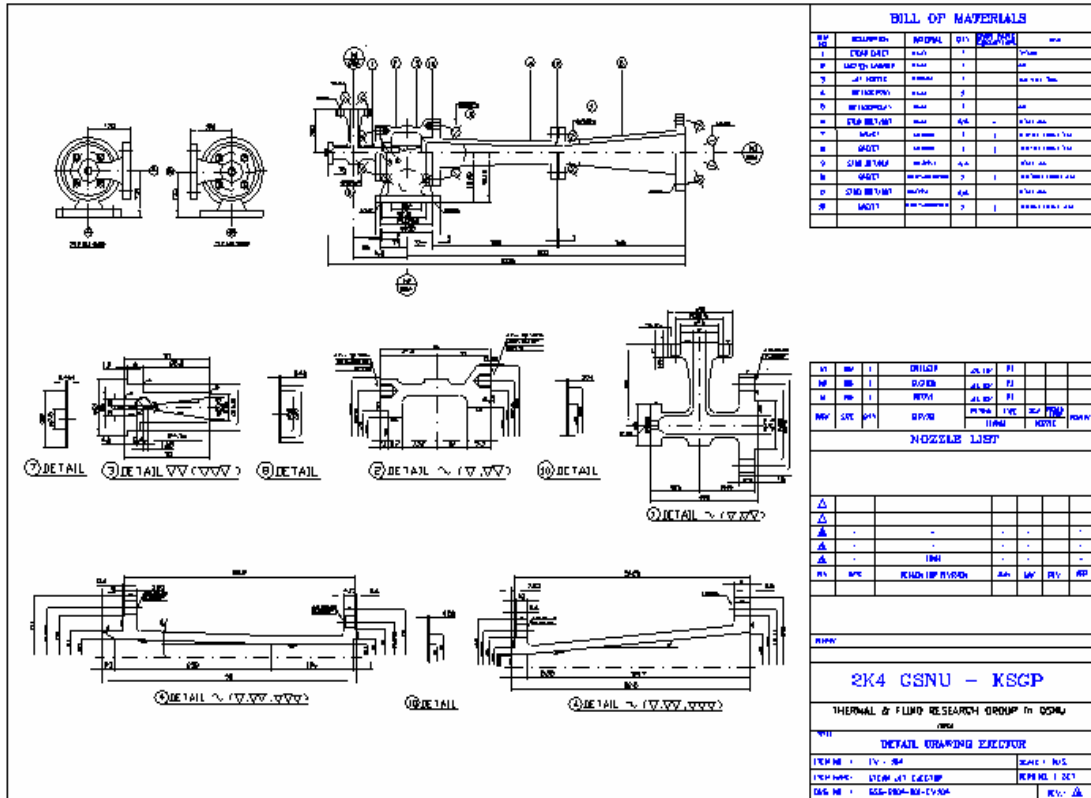


그림 8. 스팀 에젝터의 설계 도면과 사진.

표 3. 제트 콘덴서의 설계 조건

<h1 style="margin: 0;">KSGP</h1> <p style="margin: 5px 0;">PROJECT : 저진공 냉각시스템 PLANT : LOCATION :</p>	<b>JET CONDENSER</b>			DOC. NO.	SHEET <b>1 OF 1</b>	
	NO	DATE	REVISION	REQ. or P.O NO.	REV. <b>0</b>	
				ITEM NO.	DATE <b>08/05/2004</b>	
				SERVICE <b>JET CONDENSER</b>	NO of UNITS <b>1</b>	
				PREPD	CHKD	APPD
	<b>0</b>	<b>08/05/2004</b>	<b>FINAL</b>			
<b>OPERATING CONDITIONS</b>						
SUCTION CONDITIONS						
FLUID	-		WATER VAPOR + AIR			
PRESSURE	mmHg A	60				
TEMPERATURE	℃	41.5				
CAPACITY	kg/hr	11.3 + 1.7				
DISCHARGE CONDITIONS						
PRESSURE	mmHg A	760				
TEMPERATURE	℃	35				
CAPACITY	m <sup>3</sup> /hr	4.5413				
MOTIVE CONDITIONS						
FLUID	-		WATER			
PRESSURE	mmHg A	3.5				
TEMPERATURE	℃	25.				
CAPACITY	m <sup>3</sup> /hr	5				
NOISE LEVEL	dB	Max.90 dB@1m				
<b>DESIGN CONDITIONS</b>						
PRES. (DRIV. / Suction, Diffuser)	kg/cm2G	5 / F.V~5				
TEMP. (DRIV. / Suction, Diffuser)	℃	70 / 180				
MIN. CORROSION ALLOWANCE	mm	3.2				
APPLICABLE CODE	HEI, JIS					
<b>MATERIALS</b>						
GUIDE VANE : <b>SUS304</b>	SUCTION CHAMBER : <b>STP370, SS400</b>	DIFFUSER : <b>STP370, SS400</b>				
JET NOZZLE : <b>SUS304</b>	GASKET : <b>NON-ASBESTOS</b>	BOLT/NUT : <b>SS400</b>				
<b>MODEL &amp; SIZE</b>						
MODEL						
LENGTH	mm	607				
WEIGHT	kg	35				
CONNECTION SIZE & RATING						
MOTIVE	JIS 10K - 40A FF					
SUCTION	JIS 10K - 80A RF					
DISCHARGE	JIS 10K - 40A FF					
<b>REMARK</b>						
1) Atmospheric pressure : 1.0332 kg/cm <sup>2</sup> A						

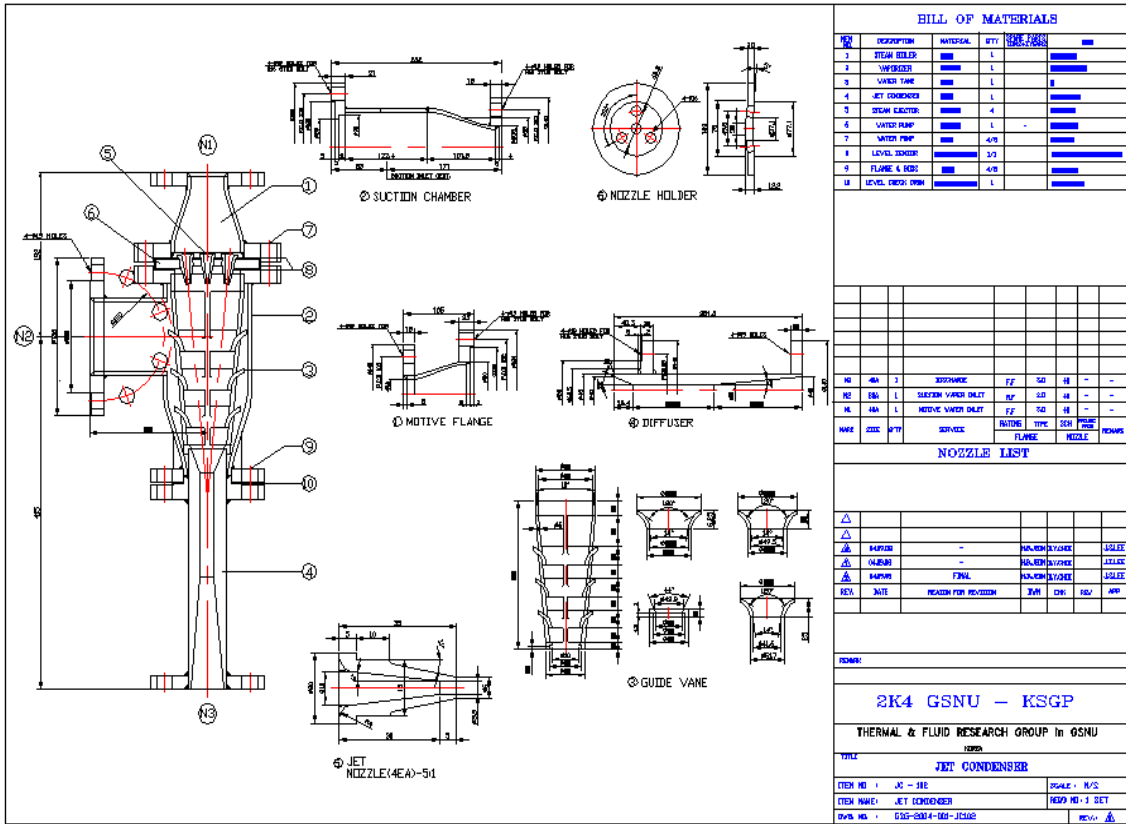


그림 9. 제트 콘덴서의 설계 도면과 사진.

## 2. 저압용기 내압 재질 설계기술 개발

스팀 구동식 에젝터를 이용한 냉각시스템은 진공을 이용한 시스템으로서 진공탱크의 설계가 매우 중요하다. 따라서 본 연구에서 사용된 진공 탱크는 다음과 같이 설계를 진행하였다.

일반상용 압력용기의 경우 아래의 규격과 같은 소재들이 사용되고 있다.

저탄소강 : 탄소함유량이 0.3% 이하, 보통 탄소강은 Fe에 탄소가 0.2% 이하

· KS D3521

압력용기용 강판(열간압연강판), 압력용기 및 고압설비 : 탄소함유량 0.2% 이하의 강으로서 SPPV235(6mm~200mm), 315(6mm~100mm), 355(6mm~75), 450(6~75), 490(6~75)를 사용하며 주문서에 따라 강판에 제어 압연을 하는 경우, 강판에 노말라이징을 하는 경우, 강판에 퀘칭 템퍼링을 하는 경우, 강판을 압연한 그대로 하는 경우 등으로 사용자의 주문에 따라 약간의 기타 성분의 함유량을 변화 시켜 소재를 선택 할 수 있다.

· KS D3540

중·상용 압력 용기용 탄소 강판(탄소강 열간 압연 강판)

탄소함유량 0.3%이하의 강으로 특히 각 기호마다 두께 12.5mm이하 의 경우는 탄소함유량이 0.21~0.27% 이하의 강으로서 SGV410, 450, 480을 사용하며, 두께 38mm 이하의 강판은 주문자로부터 충격특성을 높이기 위한 목적으로 노말라이징을 지정한 경우 이외에는 압연한 그대로 사용한다.

그러나, 현재는 사용환경이 가혹해지고 내식성, 내열성등이 많이 요구되어짐에 따라 일반 상용 구조물의 경우에는 기존의 탄소강판들이 사용되고 있으나, 가격이 허용하는 범위내에서 내열성, 내식성 등이 우수한 스테인레스 강판을 사용한 소재들이 부분적으로 사용되고 있다.

이러한 소재로서 STS304, STS316등이 있으나 본 과제에서는 STS304 소재를 사용해서 압력용기를 설계 제작하고자 한다.

표 4는 진공 탱크의 설계 조건을 나타내고, 그림 10은 진공 탱크의 설계 도면을 나타내고 있다.

표 4. 진공 탱크의 설계 조건

<h1 style="margin: 0;">KSGP</h1> <p style="margin: 5px 0;">PROJECT : 저진공 냉각시스템 PLANT : LOCATION :</p>	<b>VACUUM TANK</b>			DOC. NO.	SHEET <b>1 OF 1</b>	
	NO	DATE	REVISION	REQ. or P.O NO.	REV. <b>0</b>	
				ITEM NO.	DATE <b>08/05/2004</b>	
				SERVICE <b>EVAPORATIVE TANK</b>	NO of UNITS <b>1</b>	
				PREPD	CHKD	APPD
	<b>0</b>	<b>08/05/2004</b>	<b>FINAL</b>			
<b>OPERATING CONDITIONS</b>						
FLOW RATE		<b>INLET</b>		<b>OUTLET</b>		
WATER	kg/hr	<b>885</b>		<b>873.7</b>		
WATER VAPOR	kg/hr	<b>"</b>		<b>11.3</b>		
AIR	kg/hr	<b>1.7</b>		<b>1.7</b>		
PRESSURE	mmhg A	<b>15</b>				
TEMPERATURE	℃	<b>25</b>		<b>15.5</b>		
TYPE	-	<b>VERTICAL</b>				
DIAMETER	mm	<b>610</b>				
HEIGHT TOP TO BOTTOM	mm	<b>1002.5</b>				
NOISE LEVEL	dB	<b>Max.90 dB@1m</b>				
<b>DESIGN CONDITIONS</b>						
PRESSURE.	kg/cm2G	<b>F.V~5</b>				
TEMPERATURE	℃	<b>75</b>				
MIN. CORROSION ALLOWANCE	mm	<b>3.2</b>				
APPLICABLE CODE		<b>HEI, ASME SEC VII DIV.1, JIS</b>				
<b>MATERIALS</b>						
SHELL	: <b>STS304</b>	TOP	: <b>STS304</b>	BOTOM	: <b>STS304</b>	
SPRAY NOZZLE	: <b>STS304</b>	TRAY	: <b>STS304</b>	DEFLECTOR	: <b>STS304</b>	
<b>MODEL &amp; SIZE</b>						
MODEL						
WATER INLET		<b>JIS 10K - 25A FF</b>				
CHILLER WATER OUTLET		<b>JIS 10K - 25A FF</b>				
WATER VAPOR OUTLET		<b>JIS 10K - 80A RF</b>				
VACUUM BRAKE		<b>PF 20K</b>				
<b>REMARK</b>						
<p>1) Atmospheric pressure : 1.0332 kg/cm<sup>2</sup>A</p>						

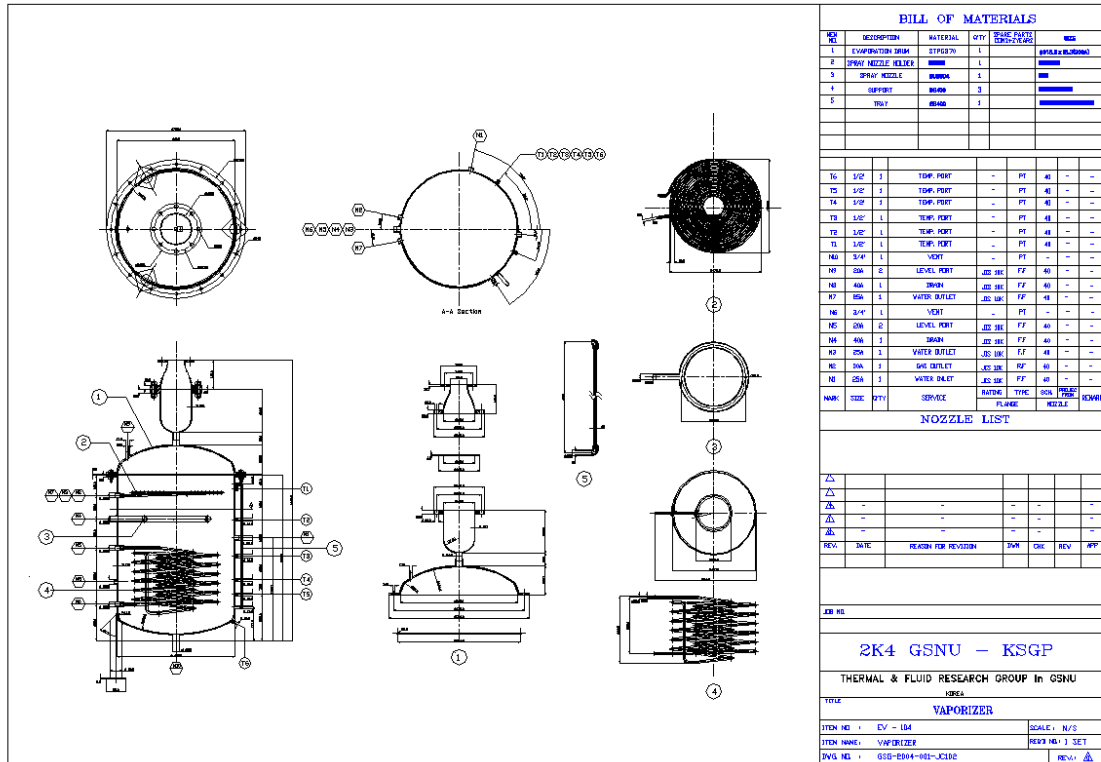


그림 10. 진공 탱크의 설계 도면.



가. 소재의 선택

내식성 소재인 STS304는 원자력 발전소나 화력발전소의 압력용기, 발전용 보일러 및 열교환 장치 등에 많이 사용되는 고온용 구조재료로서 재료의 화학적 성분은 다음과 같다.

표 5. Chemical compositions of STS 304 stainless steel(wt.%)

C	Si	Mn	P	S	Cr	Ni
0.072	0.50	0.68	0.026	0.013	18.0	8.36

(1) 인장 시험

인장시험은 ASTM D3039규정에 의거 10ton<sub>r</sub> MTS(810)으로 실시하였으며, 변위제어 모드에서 크로스헤드 스피드는 0.1mm/min으로 실험하였으며, 대기중의 실온에서 실시하고, 항복응력, 최대인장응력을 구하고 연신을 및 탄성계수는 익스텐션메타를 이용하여 측정하였다. 그림 11은 인장시험을 위한 시험편 형상 및 치수를 나타내고 있다.

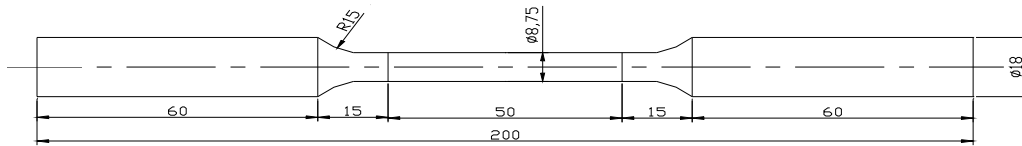


그림 11. Dimensions and shape of tensile test (STS304).

(2) 프와송비(Poisson's ratio) 측정 시험

재료에 인장력이 작용하면 이와 직각된 방향에는 수축이 생기고, 또한 압축력이 작용하면 옆쪽 방향은 팽창한다. 순수한 인장 또는 압축으로 생긴 길이 방향의 단위 스트레인으로 옆쪽 스트레인을 나눈 값을 프와송비(Poisson ratio)라고 한다. 프와송비의 경우 재료의 고유값을 나타내는 것으로서 주철의 경우 0.23~0.27, 연강의 경우 0.27~0.30 정도이며 정밀한 측정을 해야 신뢰성을 가질 수 있다. 또한 차후에 첨부될 shell의 구조해석에서 해석시에 필요한 data 중의 하나이므로 정밀한 측정을 해야한다. 프와송비의 측정은 전기저항선 식 스트레인게이지를 사용해서 가로변형을 및 세로변형율은 측정한다.

그림 12는 프와송비 측정을 위한 시험편의 형상과 치수를 나타내고 그림 13은 시험편에 부착하기 위한 스트레인 게이지의 형상을 나타내고 있다.

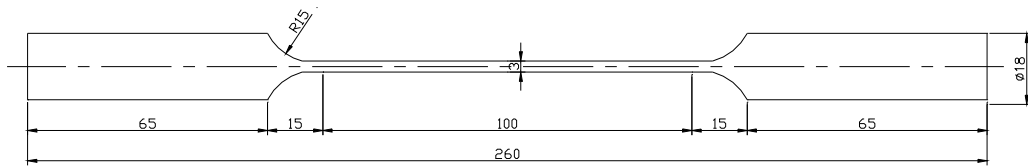


그림 12. Dimensions and shape for poisson's ratio test.

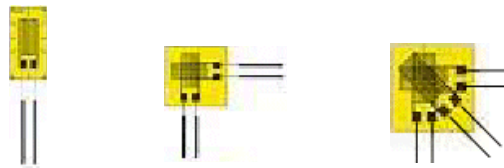


그림 13. Straingauge shape for poisson's ratio test.

### (3) 인장실험 결과

표 6은 기계적 실험에 의한 실험결과를 나타내고 있다. 실험결과 얻은 SUS304 소재의 항복강도 320MPa을 설계 기준으로 내압용기를 설계하며 최대인장강도는 632MPa을 나타내고 있다. 그림 14는 인장실험결과 얻은 그래프를 나타내고 그림 15는 인장시험기의 사진을 나타내고 있다.

표 6. Mechanical properties of STS304 stainless steel at 20°C

	Yield stress(MPa)	tensile stress(MPa)	elongation (%)	reduction in area(%)	young's modulus(GPa)	Poisson's ratio
20°C	320.06	632.48	59.04	72.20	199.7	0.29

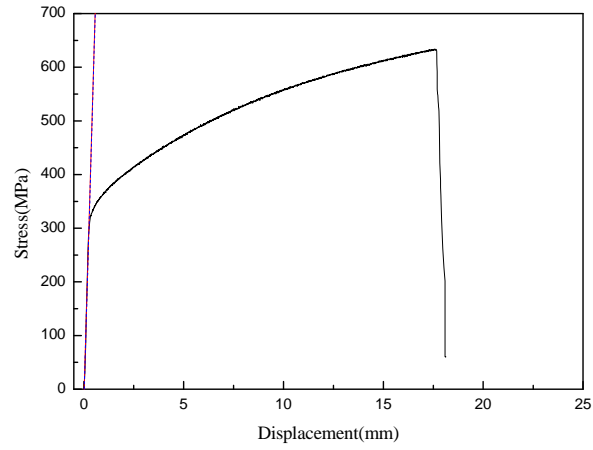


그림 14. Result of tensile test for STS304.



그림 15. Photo of tensile tester.

나. 이론적 배경

(1) 이론적 배경

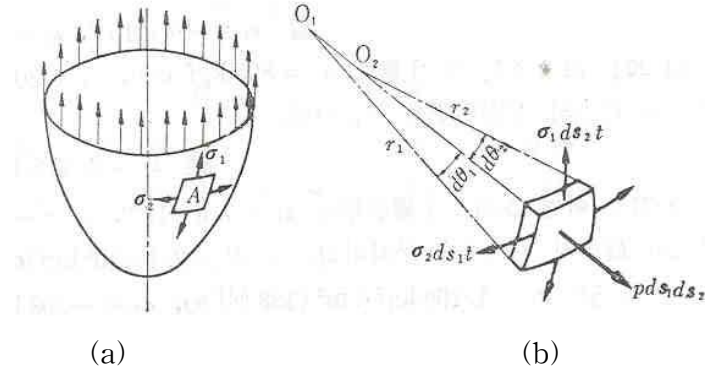


그림 16. Stress of inner pressure vessel.

용기의 벽 두께가 곡률 반지름에 비하여 매우 작으면 그 벽의 응력들은 접선 방향으로 작용하고 그 두께 위에 균일하게 분포한다고 볼 수 있으므로 그림 (a)와 같이 평행과 자오선 사이의 벽요소 A를 그림 (b)와 같이 잘라내어 자오선 방향의 인장응력을  $\sigma_1$ , 원주방향의 인장응력을  $\sigma_2$ , 균일한 벽두께를  $t$ , A에 대한 자오선의 반지름을  $r_1$ , A에 대한 원주방향의 반지름을  $r_2$ , 곡률 반지름 사이의 미소중심각을  $d\theta_1$ , 및  $d\theta_2$ 라 하면 요소 A의 호의 길이는 (b)와 같이  $ds_1 = r_1 d\theta_1$ ,  $ds_2 = r_2 d\theta_2$ 로 된다. 이때 요소 A의 가장자리에 작용하는 응력의 합력들은  $\sigma_1 ds_2 t$ 와  $\sigma_2 ds_1 t$ 가 되고, 자오선 방향의 두 힘을 그 요소의 법선방향으로 분력을 구하면 다음과 같은 구심력이 된다.

$$2\sigma_1 ds_2 t \frac{d\theta_1}{2} = \frac{\sigma_1 ds_1 ds_2 t}{r_1}$$

원주방향의 두 힘의 법선성분인 구심력은 다음과 같다.

$$2\sigma_2 ds_1 t \frac{d\theta_2}{2} = \frac{\sigma_2 ds_1 ds_2 t}{r_2}$$

이들 구심력의 합은 요소내면에 작용하는 압력에 의한 구심력과 평행되어야 하므로

$$\frac{\sigma_1 ds_1 ds_2 t}{r_1} + \frac{\sigma_2 ds_1 ds_2 t}{r_2} = p ds_1 ds_2$$

$$\therefore \frac{\sigma_1}{r_1} + \frac{\sigma_2}{r_2} = \frac{p}{t}$$

위와 같은 관계식을 membrane theory 라 하며 이 식을 얇은 벽의 내압 용기에 적용할 수 있다.

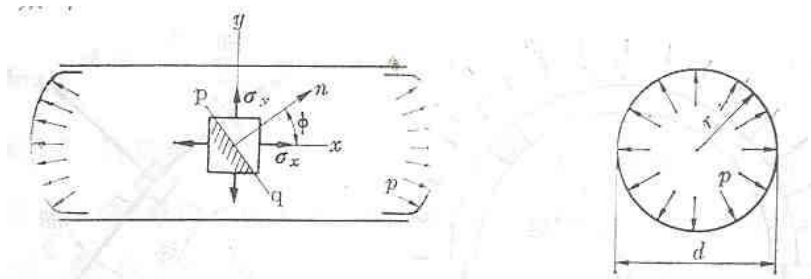


그림 17. Stress of thin cylinder wall.

위의 그림과 같이 보일러의 원통형벽에 작용하는 응력  $\sigma_x$ ,  $\sigma_y$ 를 생각하면  $r_1 = \infty$ ,  $r_2 = r$ 이므로 membrane theory로부터 다음과 같이 된다.

$$\sigma_y = \frac{pr}{t} = \frac{pd}{2t}$$

축방향의 인장응력  $\sigma_x$ 를 구하기 위해 x축에 대하여 수직횡단면에 작용하는 내압의 합력과 벽판내에서의 저항력에 있어서 평형의 조건으로부터

$$\begin{aligned} \sigma_x \pi dt &= \frac{\pi d^2}{4} p \\ \therefore \sigma_x &= \frac{pd}{4t} \end{aligned}$$

따라서 원둘레 방향의 인장응력  $\sigma_y$ 가 축방향의 인장응력  $\sigma_x$ 의 2배가 된다는 것을 알 수 있으면 위의 두 식을 사용하여 이론적인 내압용기의 두께 계산식에 사용한다.

(2) Membrane Theory로부터 KS 규정의 내압용기 설계식 유도

내경에 비하여 두께가 얇은 원통 또는 관( $t/d < 1/10$ )의 경우 강판 내부에는 압력에 저항하는 인장응력이 생긴다.

T = thickness

L = Length

D = Inside radius

Pi = Internal pressure

(가) Circumferential Stress : Sc

내압 Pi가 원통내벽을 누르는 전압력이나 하반부분의 물 표면에 누르는 전압력은 같다.

$$S_c \times T \times L = P_i \times D \times L$$

$$S_c = \frac{(P_i \times D)}{(2 \times T)}$$

(나) Longitudinal Stress : SL

원통 절단면에 작용하는 전압력 P에 저항하기 위해 원통단면에 SL의 인장응력이 발생한다.

$$P_i \times \frac{\pi D^2}{4} = S_L \times \pi \times D \times T$$

$$S_L = \frac{P_i \times D}{4T}$$

이음효율 E를 고려하면

$$T = \frac{P_i \times D}{4S_c \times E}$$

(다) membrane theory

$$\frac{S}{P_i} = \frac{1}{(K-1) + 0.6} \quad ( K = R_o(\text{외경}) / R_i(\text{내경}) )$$

$$S = \frac{(P_i \times R)}{T} + 0.6 \times P_i$$

$$\frac{P_i \times R}{T} = S - 0.6 \times P_i$$

$$\therefore T = \frac{(P_i \times R)}{(S - 0.6 \times P_i)}$$

이음효율 E를 적용하면

$$T = \frac{(P_i \times R)}{(S \times E - 0.6 \times P_i)}$$

따라서 (가)의 이론적 배경에서 유도한 수식을 기본으로 해서 Membrane theory을 이용하여 ASTM이나 KS모두 (나)에 사용된 내압 설계식을 사용하여 두께를 계산하여 사용하며, 이와는 다르게 내압이 아니 외압이 가해질 때의 두께 계산 설계식은 ASTM, KS 모두 이와는 다르게 실험값들이 첨가된 계산에 의해 두께 계산을 해야한다.

## 다. 내압 용기의 특성

압력용기란 액체, 기체 등 유체를 저장 및 분리 등의 목적으로 압력에 견딜 수 있게 설계, 제작된 모든 용기(Vessel)를 말하며 그 종류에는 Drum, Tower, Holder, Reactor, Storage Tank, Heat Exchange 등 여러 종류가 있다. 최근 이러한 압력용기에 대한 다양한 연구는 국내외적으로 많이 이루어지고 있으며, 관련된 논문도 많이 보고되고 있으나, 또한 대부분 실생활에서 많이 접할 수 있는 실린더형 압력용기와 인공위성등의 특수한 목적으로 사용되는 곳에서는 구형 압력용기가 사용되고 있다. 이러한 실린더형 압력용기는 양 끝단이 구형이고, 중간부분에는 실린더형으로 구성되어 구형압력용기보다 복잡한 응력분포를 나타내고 있다. 특히, 형상의 변화하는 지점에서 응력이 집중되어 나타나고 있다. 그래서, 접합부위에는 용접을 이용하여 접합강도를 향상시키기 있다. 또한, 구형보다 제작이 용이하고, 적용범위가 넓어 여러 곳에서 사용되고 있다.

현재 제작되어 시험가동중인 저압용기의 경우 두께 5mm의 강관에 상부와 하부는 두께 5mm의 강판을 치수대로 절단한 후 둥근 곡면을 가공하기 위해서 forming으로 제작 하였다. forming의 경우 성형작업의 일종으로 forging에 비해 재료 물성치와 치수의 변화가 거의 없기 때문에 정확한 치수로 곡면 가공하는데 유리하다. 이렇게 제작된 강관과 상하부 덮개를 스테인레스 용접을 하고 마무리 작업을 하여 압력용기를 제작하였다.

본 연구에서는 실제 제작된 용기의 실 모델에 근접한 구조해석을 통하여 이론적 해석값을 수행하고 차후 사용 환경이나 적절한 용량에 맞는 저압용기 탱크의 설계 변경이나 형상변경에서 개선된 압력용기의 제작에 기초 data로서 활용하고자 한다.

## 라. 강도 계산시 고려해야 할 사항

### (1) 적용법규(Applicable CODE)

압력용기 설계, 제조에 관한 규격은 각국에 따라 다르게 적용하고 있으며 최근 들어 각국의 기준을 통합하는 경향이 있다. 우리나라에서는 KS 규격이 있고, 국제규격은 ISO 규격, 그리고 미국의 ASME 규격이 있다. 그러나 KS 규격의 경우 ASME에서 유추된 수식이므로 현장에서는 ASME Sec. VIII 규격을 많이 사용하고 있다.

### (2) 설계압력 (Design Pressure)

용기의 두께를 결정하는 중요한 요소로써, 용기의 최대 압력을 말한다. 설계압력은 최고의 운전압력(Operating Pressure) 및 온도의 변화를 고려하여 약간의 여유를 감안하여 결정하며, 일반적으로 운전압력의 5% 증가한 압력을 최고운전압력이라 하고, 최고운전압력에 약 10%를 더한 압력과 최고운전 압력의 1.8배를 가한 압력 중 큰 값을 설계압력으로 결정한다.

설계압력은 내압과 외압 두 가지의 압력으로 나눌 수가 있다. 일반적으로 보통 압력용기의 경우 대부분 내압에 의한 설계를 하며, 외압의 경우 많은 참고 data 가

필요하다.

### (3) 설계온도(Design Temperature)

설계압력과 마찬가지로 용기의 최대 온도를 말하며, 일반적으로 최고 운전온도에 10 ~ 20°C를 더한 값을 설계온도로 하는 경우가 있으나, 설계압력 및 온도는 사용되어지는 장소 및 사양(Specification)에 따라 결정되어지는 경우가 많다. 그러나 최소 설계온도의 경우 충격시험(Impact Test)의 여부를 결정하고 MDMT(Design Minimum Metal Temperature)에서 충격시험에 견딜 수 있도록 재질선정을 해야 한다.

### (4) 부식여유(Corrosion Allowance)

부식여유는 운전중 발생할 수 있는 부식에 대한 여유이므로 계산상에서는 제외하여 계산하며 계산된 두께에 부식여유를 더한다. 그러나 부식이 수명이나 사용상에 문제가 있을 때는 크래드강이나 스테인레스강을 사용하며 본 연구에서는 부식에 의한 수명저하를 근원적으로 방지하고자 스테인레스강을 채택하였으나 안전을 위하여 최종적으로 부식여유를 1~2mm 두어 계산을 한다.

### (5) 허용응력 (Allowable Stress)

허용응력은 설계온도, 사용 환경, 요구수명 등 여러 가지를 고려해서 정하나 본 연구에서는 항복강도를 기초강도로 해서 안전율을 2.5로 가정을 하고 강도계산을 한다.

### (6) 용접이음효율

용접부의 방사선 시험(Radiographic Test) 정도에 따라 부여하는 값으로, 방사선 시험이 Full인 경우 100%, Spot인 경우에는 85%, 실시하지 않는 경우는 70%의 이음효율을 적용한다. 즉 방사선 시험에 따라 이음효율은 각각 1.0, 0.85 및 0.7로 이음효율값을 사용한다. 본 연구에서는 용접이음효율을 0.85를 사용한다.

- 방사선 시험(Radiographic Test) : 용접부위의 비파괴 검사의 일종으로 R.T. Full이란 의미는 용접부위 길이 전체를 촬영하여 합격여부를 판단하는 것을 말하며, Spot란 대개 용접부 길이의 20%만 촬영하는 것을 의미한다.

### (7) 기타하중

제작된 압력용기에 대한 응력 및 변형을 측정을 비파괴적으로 수행한다. 이때 대표적인 변형을 측정은 전기 저항을 이용한 strain gauge을 사용한다.



마. Cylindrical shell의 Thickness 계산

(1) KS B 6734 규정에 의한 계산( I ) : 내압이 작용하는 경우

(가) Design condition

Material	STS304
Design Pressure	P=1 MPa
Design Temperature	T = 23℃
Inside Diameter	D=1000 mm
Corrosion Allowance	Ca = 2 mm
Joint Efficiency	E = 0.8
Allowable Stress	$\sigma_a = 160\text{MPa}$

압력의 경우 용기 내부의 저압이 1 mmHg이므로 대기중의 압력과 차이를 759mmHg로 생각할 수 있고, 이 압력이 용기에 작용한다고 할 수 있으므로 이 압력을 단위환산을 하면 1 MPa이며, 허용응력의 경우 안전율을 2로 하면 항복강도가 320MPa이므로 허용응력은 약 160MPa이 된다.

(나) 둘레 방향응력에 의한 계산 두께

$$t_1 = \frac{P \times R}{\sigma_a \times E - 0.6 \times P} = \frac{1 \text{ N/mm}^2 \times 500 \text{ mm}}{160 \text{ N/mm}^2 \times 0.8 - 0.6 \times 1 \text{ N/mm}^2}$$

$$= 3.9 \text{ mm}$$

(다) 축방향 응력에 의한 계산두께

$$t_1 = \frac{P \times R}{2\sigma_a \times E + 0.4 \times P} = \frac{1 \text{ N/mm}^2 \times 500 \text{ mm}}{2 \times 160 \text{ N/mm}^2 \times 0.8 + 0.4 \times 1 \text{ N/mm}^2}$$

$$= 1.95 \text{ mm}$$

$$\therefore t_1 > t_2$$

$$t = t_1 + Ca = 3.9 + 1 = 4.9$$

$$t_a = 5 \text{ mm}$$

(2) KS B6734 규격에 의한 계산 : 외압이 작용하는 경우

외압이 작용하는 경우는 다음 페이지에 있는 부도1과 부도2를 참고 자료로해서 아래와 같이 계산하며, 현재 이렇게 계산된 치수로 많이 사용되고 있다.

\* Shell thickness under external press

(가) Design condition

- Material : STS304
- Design External pressure :  $P = 1 \text{ MPa}$
- Design external temperature :  $T = 20 \text{ (}^\circ\text{C)}$
- Used thickness :  $T_a = 5 \text{ (mm)}$
- Corrosion allowance :  $c = 0 \text{ (mm)}$
- Modulus of elasticity :  $E_s = 1895803 \text{ (kg/cm}^2\text{)}$
- Shell outside diameter :  $D_o = 1008 \text{ (mm)}$
- Design length :  $L = 1660 \text{ (mm)}$

(나) Minimum required thickness (UG-28(c) (1) )

1) assumed a value for min. required thickness

$$T = 4 \text{ (mm)}$$

2)  $D_o / T = 252.00$ ,  $L / D_o = 1.647$

if  $L / D_o < 0.05$ , use  $L / D_o = 0.05$

if  $L / D_o > 50.0$ , use  $L / D_o = 50.0$

factor  $A = 0.000204$

factor  $B = 195.67 \text{ (kg/cm}^2\text{)}$

3) Allowable external working pressure

- if factor A falling to the left end of the material/temperature line

$$P_A = \frac{4B}{3(D_o/T)} = \frac{4 \times 195.67 \times 4}{3 \times 1008}$$

$$P_A = 1.04 \text{ (kg/cm}^2\text{)}$$

4) compare  $P_A$  with  $P_o$

$$P_A = 1.04 \text{ (kg/cm}^2\text{)} \geq P_o = 1.00 \text{ (kg/cm}^2\text{)}$$

(다) Min. required thickness  $T_1 = T = 4.0 \text{ (mm)}$

(라) Design thickness

$$T_2 = T_1 + C = 4.00 \text{ (mm)}$$

(3) shell의 두께 계산 결과

KS 규격에 의한 계산두께는 내압이 작용하는 경우는 압력이 759mmHg일 경우 약 3.9 mm, 부식여유를 고려하면 약 5mm정도이면 안전한 것으로 생각한다. 그러나 ASME 및 KS의 경우 외압이 작용하는 경우 압력이 760mmHg이고 온도가 20°C일 경우 계산결과는 4mm로 계산이 되었으며 여유를 고려하면 5mm가 적당하다.

따라서, 본 연구에서 제작하고자하는 압력용기의 두께는 5mm 정도이면 제작과 사

용이 가능할 것으로 생각하며 현재 제작시험중인 압력용기의 두께가 5mm로서 적당하다는 것을 알 수 있다.

#### 바. 내압 용기의 구조해석

그림 18은 압력용기의 3차원 모델을 나타내고 있다. 제작 후 실제 실험 및 test를 위해서 압력용기의 경우 각 높이 별로 온도 측정과 압력의 유동 특성을 파악하기 위해 앞에서 나타낸 도면처럼 작은 hole을 가공했으나 여기서는 내압용기의 설계부분을 나타내기 때문에 생략하고 직접 고정 및 압력의 주 이동 배관을 나타내는 위와 아래 부분의 hole 만을 나타내어 해석하기로 한다.

해석은 상용 software ANSYS 7.1을 사용하여 앞에서 서술한 것과 같이 소재는 SUS304로 하였고, tensile strength는 632MPa, yield strength는 320 MPa, young modulus는 199700MPa, poisson's ratio는 0.29로 하여 해석을 수행하였다.

그림 19는 내압용기의 mesh 형상을 나타내고 있다. 해석에 사용된 요소는 tetrahedral shape(4node) ANSYS Element No.45를 사용하였고, element 수는 72345, node 수는 24240를 사용하였다.

그림 20과 그림 21은 경계조건 및 하중조건을 나타내고 있다.

상하부에 있는 외부 inlet과 outlet에 체결되는 내부를 완전고정하여 모든 방향의 움직임을 고정하여 내면에 구속조건을 3방향(ux, uy, uz)으로 구속하였다.

저압 탱크의 내부는 1mmHg이고, 외부는 대기압인 760mmHg(1bar)이므로, 기압차만큼 탱크를 외부면에 균일한 압력으로 면에 대해 수직으로 부과하였다. 이때, 모델을 형성한 단위는 mm이므로, 압력은 MPa로 통일하였다.

기압차가 759mmHg이므로, 하중은 대략 0.10102MPa을 탱크 외면에 대해서 그림처럼 압력을 가하였다.

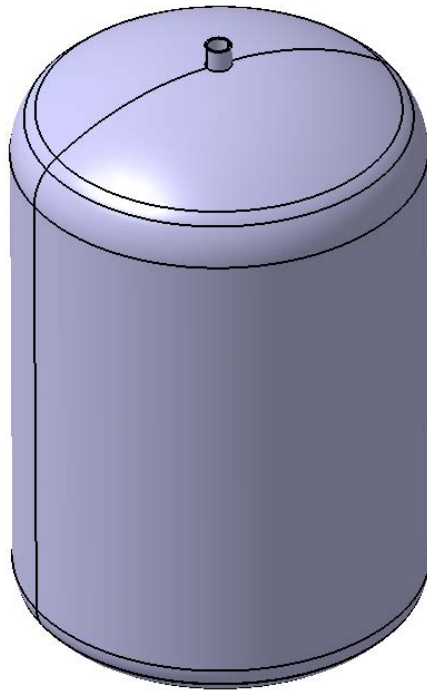


그림 18. 3D Model of vacuum tank.

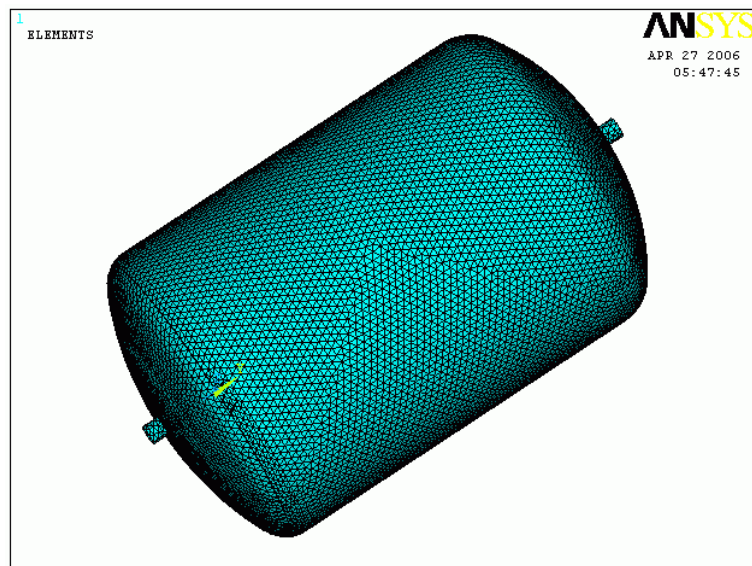


그림 19. Mesh shape of analysis model.

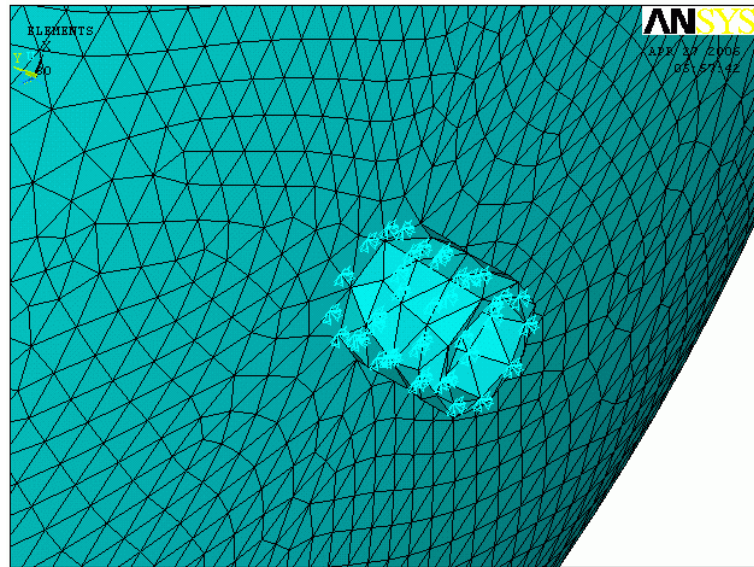


그림 20. Boundary condition.

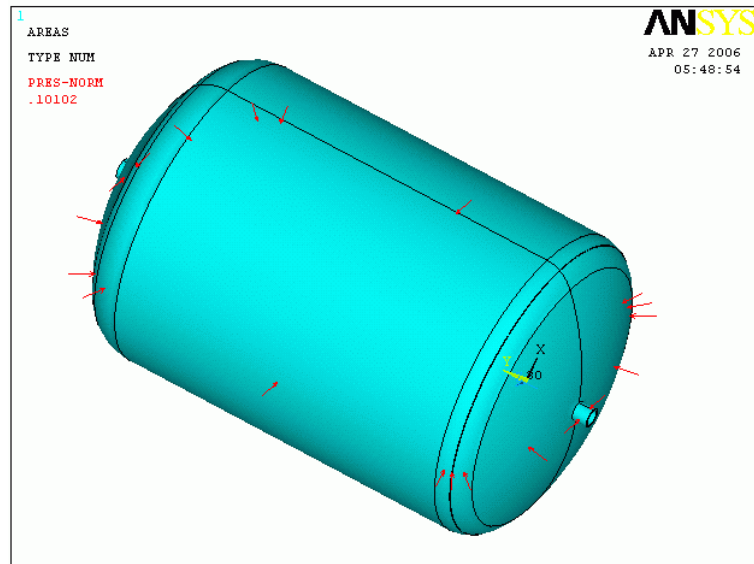
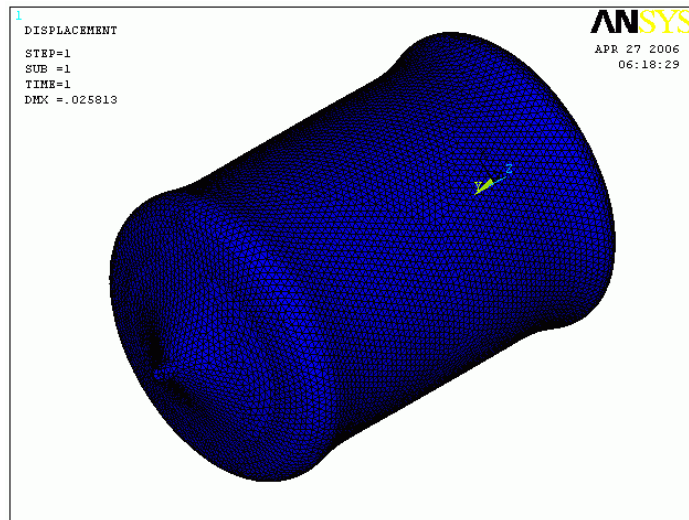


그림 21. Load condition.

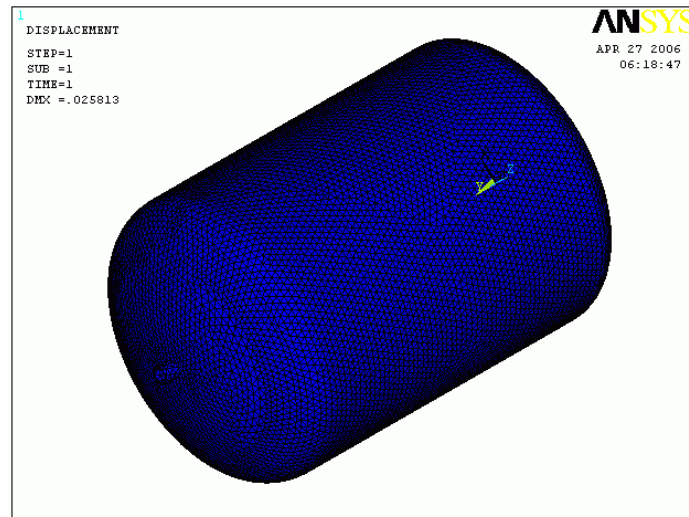
(1) 해석 결과

(가) deformation

탱크의 외부에서 압력이 분포하고 있으므로 탱크가 압축되고 있으며, 특히 상하부에 있는 외부 inlet과 outlet이 완전 고정되어, 길게 확장된 형상을 보여주고 있다. 최대 변형된 값은 0.0258mm이므로, 거의 변형이 발생하지 않고 있음을 알 수 있으나 변형된 거동을 파악하기 위하여 그림 22(a)에는 가상적으로 압축된 거동을 보여주고 있으며, 그림 22(b)에는 실제 변형된 거동을 보여주고 있다.



(a) Magnified deformation



(a) actual deformation

그림 22. Results of deformation.

(나) Stress

외부의 대기압에 의해서 발생하는 탱크의 최대 상당 응력분포를 그림 23에 나타내고 있다. 최대 상당 응력값은 23.36MPa이고, inlet과 outlet 부근에서 발생하고 있으며, 탱크 벽면에서는 5MPa이하의 낮은 응력값이 발생하고 있음을 알 수 있다. 이는 sus304의 항복강도가 320MPa인데 비해 탱크 벽면의 인장강도가 5MPa로서 대략 1.5%의 작은 응력이 발생하므로 대단히 안전성 측면에서는 대단히 우수하다는 것을 알 수 있다. 그리고 최대상당응력이 23.36MPa이 배관 연결부에 작용하며 이 부분은 실제 연결시 용접 bead를 충분히 줌으로서 보완 작업을 할 필요가 있다. 그림 23에는 inlet 부근에서 발생하는 상당응력분포도를 확대하여 보여주고 있으며, 그림 24에는 탱크 내부에서 발생하는 상당응력분포도를 보여주고 있다.

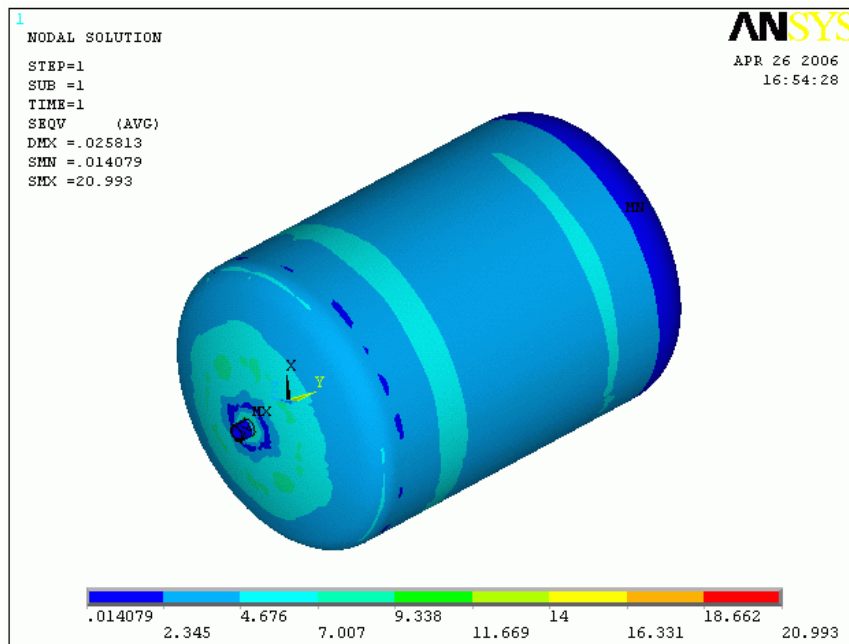


그림 23. Equivalence stress distribution.

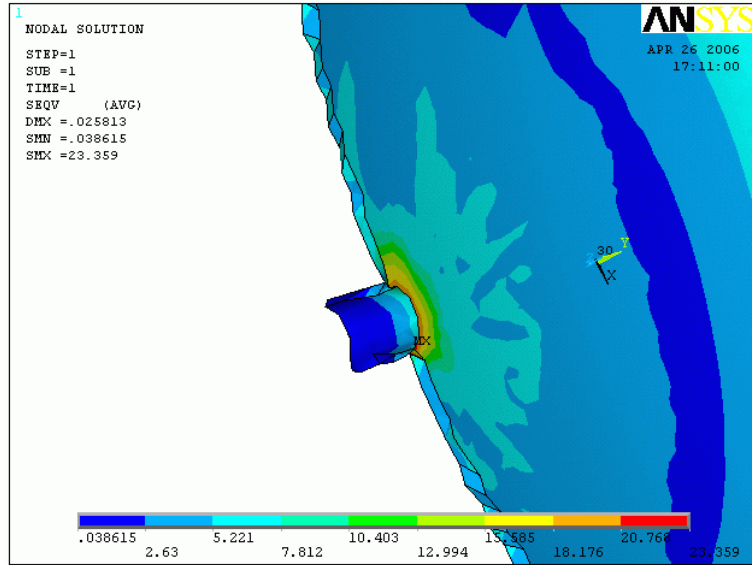


그림 24. Equivalence stress of inlet part.

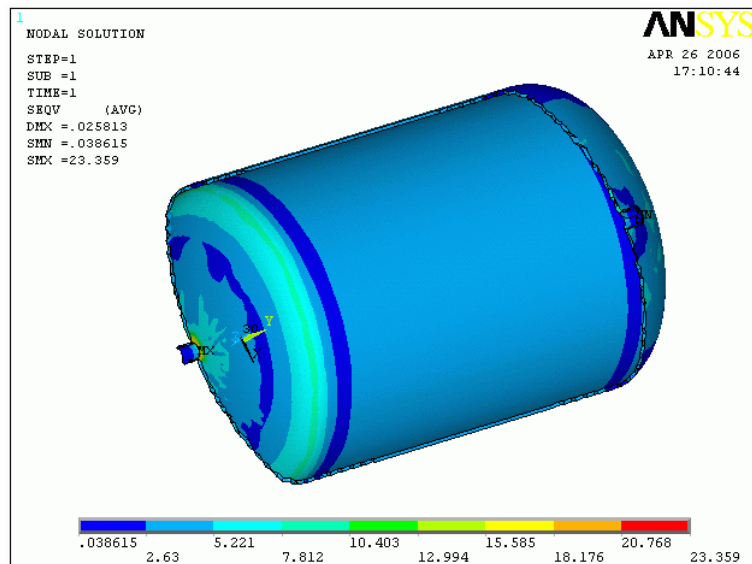


그림 25. Equivalence stress of inner part.



일반적으로 압력 용기에서는 축방향 응력과 후프 응력값에 대한 정보가 중요하므로, 좌표축과 좌표계를 변경하여 결과를 도출하였다. 후프 응력값은 탱크의 형상이 변화는 지점에서 인장은 7.26MPa이 발생하였고, inlet과 outlet 부근에서 압축으로 -9.60MPa이 발생하였다. 후프응력분포는 그림 26~28에서 보여주고 있다. 축방향의 응력은 inlet과 outlet 부근에서 압축으로 -10.83MPa이 발생하고 있으며, 인장으로 는 형상이 변화는 지점과 inlet과 outlet의 중간지점에서 발생되고 있음을 알 수 있다. 그림 29는 축방향 응력 분포도를 보여주고 있다.

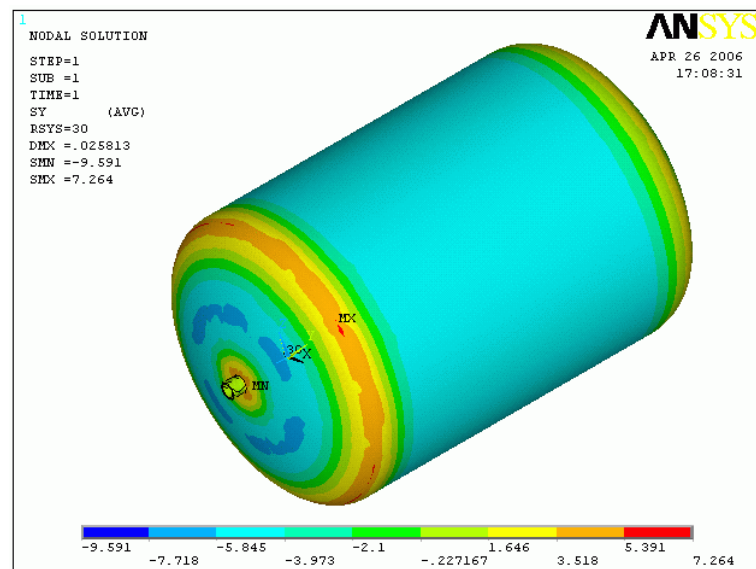


그림 26. Hoop stress distribution.

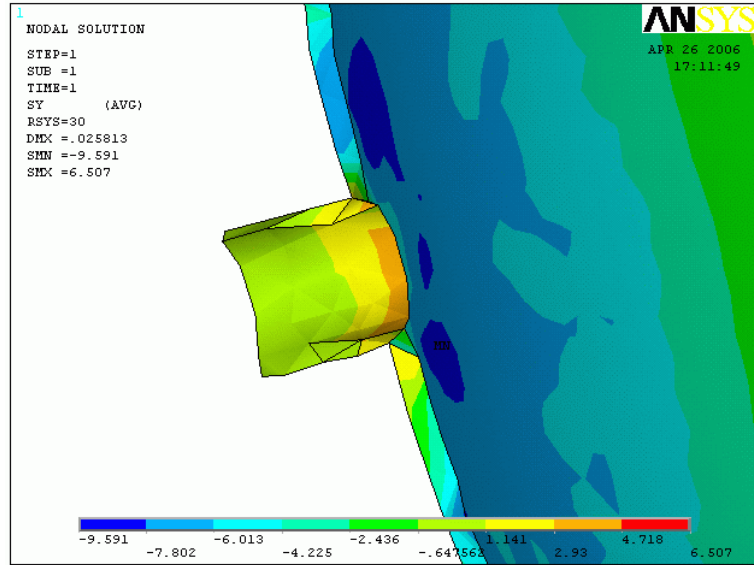


그림 27. Hoop stress distribution of inlet part.

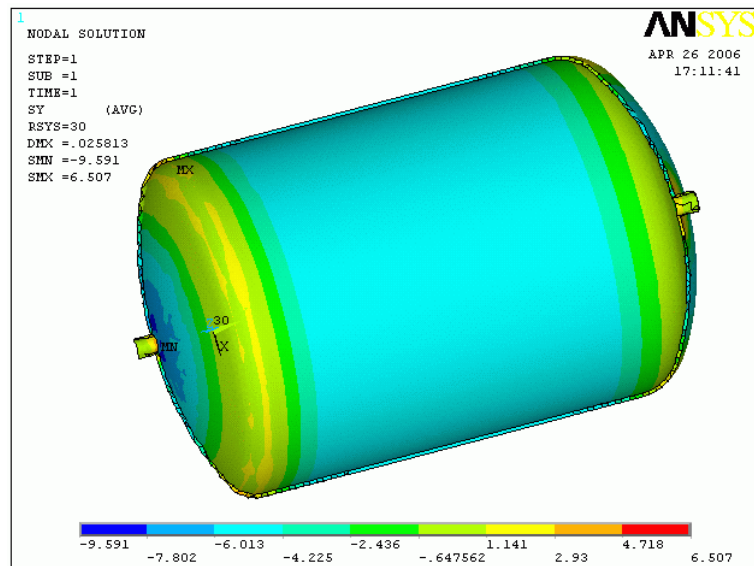


그림 28. Hoop stress distribution of inner part.

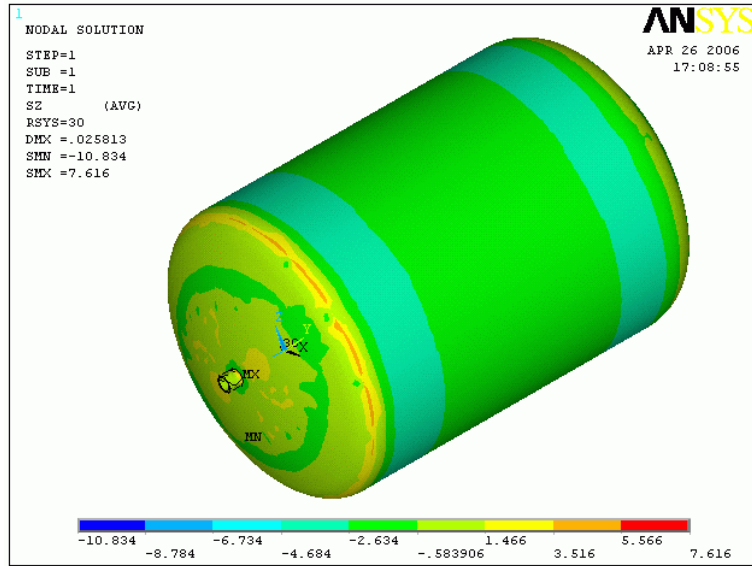


그림 29. Stress distribution of Axial direction.

## 사. 결론

(1) 내압을 받는 압력용기로 해서 KS B 6734 규정에 의한 내압용기 설계 값은 대략 4mm 정도이나 여유치를 두어 설계하면 5mm가 적당하며 이에 근거하여 제작된 압력용기는 비교적 안정적으로 설계 되었다.

(2) ANSYS에 의한 구조해석 결과 대략 압력용기의 외벽에 5MPa의 응력이 발생하므로 항복강도 대비 대략 1.5 %의 적은 응력이 발생하였다.

## 제2절 스팀 구동식 에젝터 개발

### 1. 스팀 구동식 에젝터를 이용한 냉각 시스템

그림 30은 스팀 구동식 에젝터를 이용한 냉각 시스템의 개략도와 사진은 나타낸 것이다. 본 시스템은 스팀 에젝터를 구동원인 스팀을 만들기 위해 스팀 보일러를 설치하였고, 진공 탱크를 설치하고, 진공 탱크내부에 열교환기를 이용한 실험을 위해 열교환기를 설치하였으며, 진공 탱크내에는 온도를 측정할 수 있는 Thermocouple(RTD PT100 $\Omega$ )을 설치하였으며, 진공 탱크 상부에는 압력 측정을 위해 Bourdon tube gauge와 Pressure transducer(PSHA0760HAAJ)를 설치하였으며, 열교환기를 이용한 실험을 위해서 전기 보일러를 설치하여 25 $^{\circ}\text{C}$ 의 물을 공급할 수 있도록 하였다. 압력과 온도의 측정값을 저장하기 위해서 Data Logger와 Computer를 이용하였다. 그림 31은 냉각 시스템의 세부 도면을 나타낸 것이다.

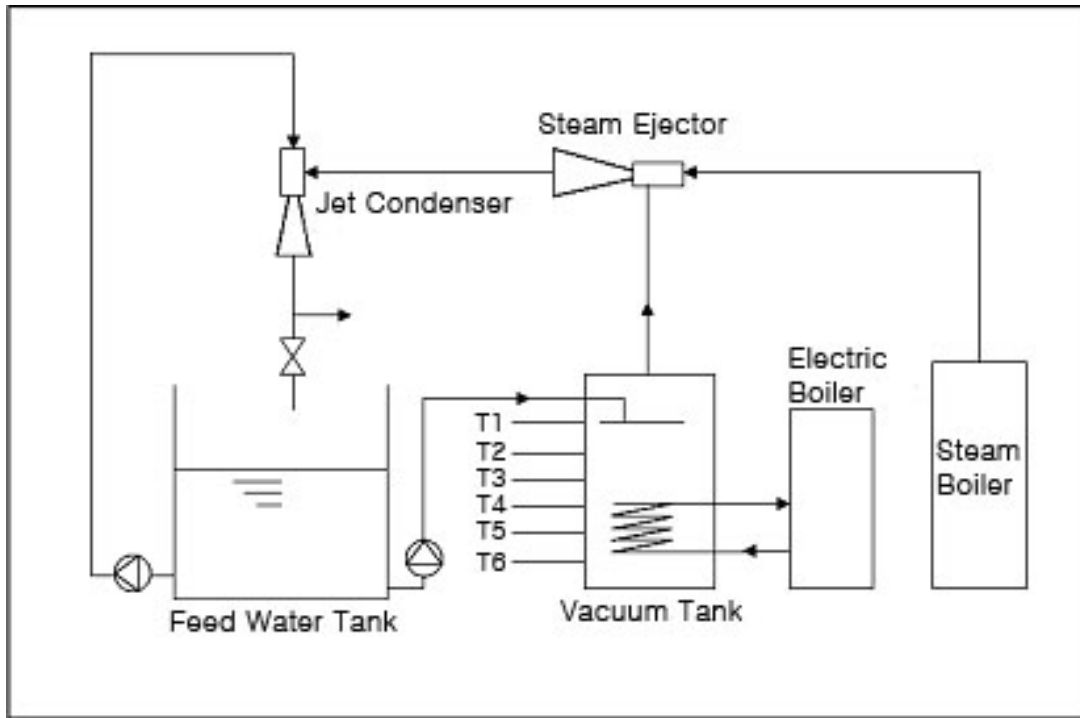


그림 30. 스팀 구동식 에젝터를 이용한 냉각 시스템의 개략도와 사진.

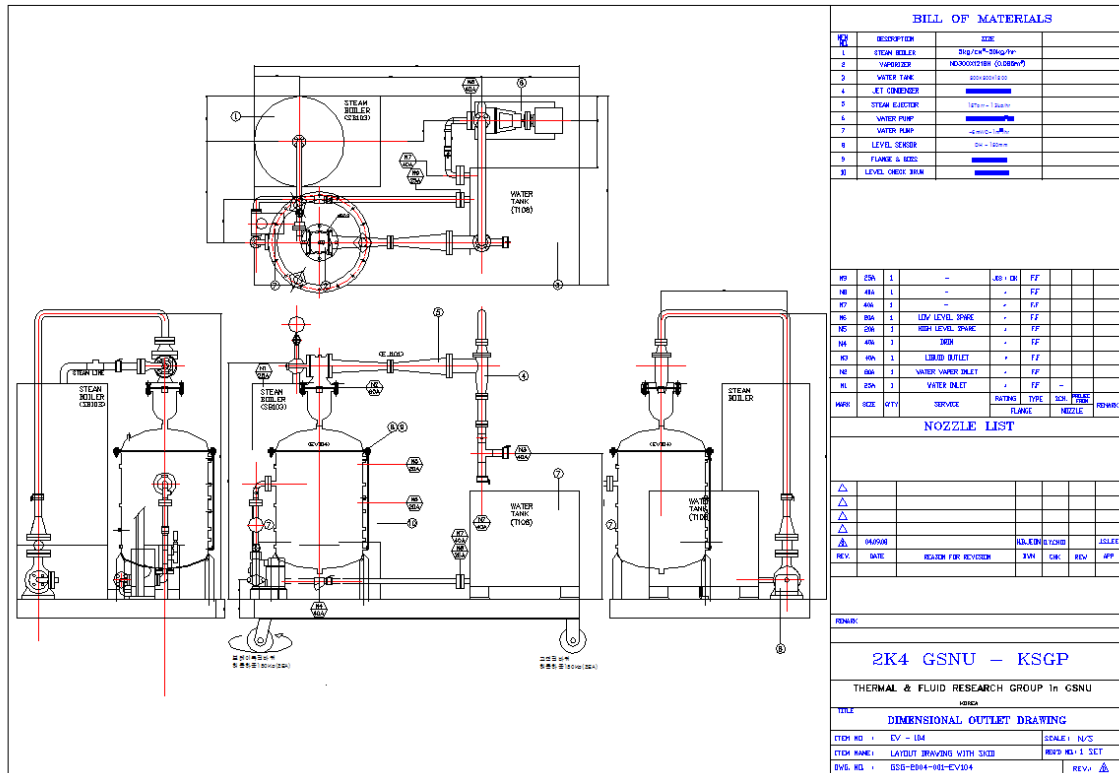


그림 31. 스팀 구동식 에젝터 시스템의 세부 도면.

## 2. 열교환기의 설계

열교환기는 하나의 유체 흐름에서 또 다른 유체 흐름으로의 열전달을 이루는 장치이다. 서로 온도가 다르고 고체벽으로 분리된 두 유체들 사이의 열교환의 프로세스는 많은 공업응용분야에서 일어나고 있다. 이 열교환을 수행하는데 사용되는 장치를 열교환기라 칭하며 동력발생, 냉동, 공기 조화, 시품 제조 공정, 화학 공정, 기름 정제, 그리고 거의 모든 운송 수단의 작동은 다양한 종류의 열교환기에 의존한다. 본 절에서는 진공 탱크내에 장착되는 열교환기의 설계 및 제작을 위하여 이에 관련한 제반 열교환기의 기본적인 특성을 살펴본다.

### 가. 열교환기의 형식

열교환기의 분류는 전형적으로 유동배열(flow arrangement)과 구조의 형식(type of construction)에 기인한다. 가장 간단한 열교환기는 동심관(또는 이중관)구조에서 같은 방향 또는 반대방향으로 고온의 유체와 저온의 유체가 흐르는 열교환기다. 그림 32a의 평행유동(parallel-flow) 배열에서는 고온 및 저온의 유체들이 같은 끝면에서 들어가서, 같은 방향으로 흐르고, 같은 끝면에서 나온다.

그림 32b의 대향유동(counter-flow) 배열에서는 유체들이 반대쪽 끝면에서 들어가서 반대방향으로 흐르고, 서로 반대측 끝면에서 나온다. 이와는 달리 유체들이

그림 33에서의 흰이 있거나 흰이 없는 관형 열교환기들에 의하여 표시된 것처럼 직교유동(cross-flow)으로 흐를 수도 있다. 두 장치는 관들 바깥을 지나 흐르는 유체가 혼합되지 않았느냐(unmixed), 혼합되었느냐(mixed)에 따라 다른 형식으로 구별된다.

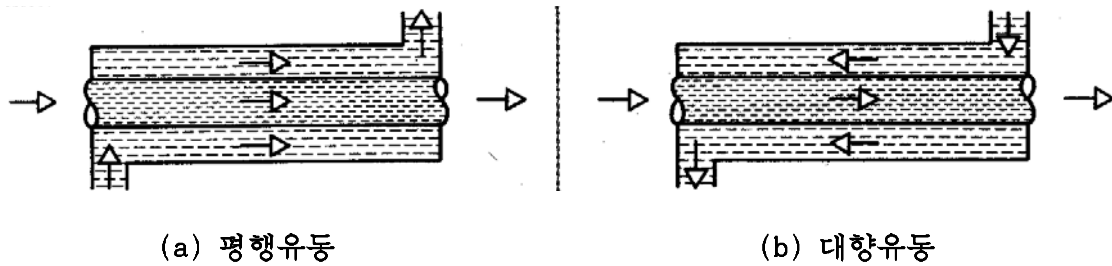
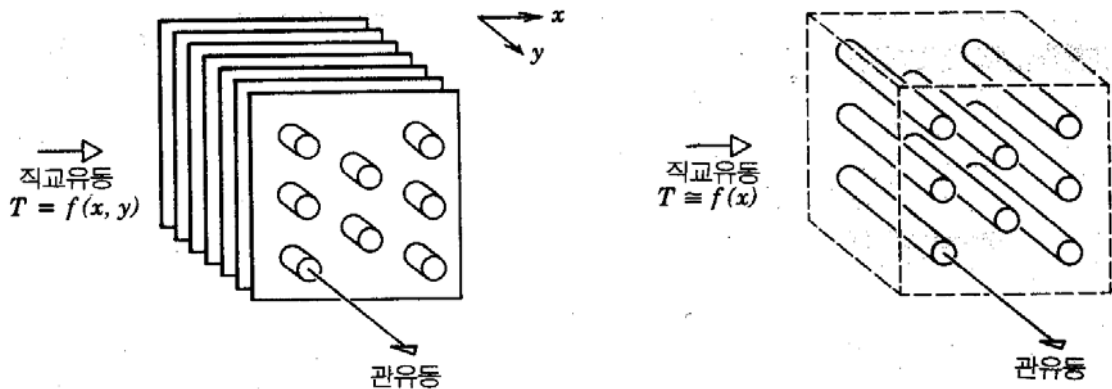


그림 32. 동심관 열교환기.

그림 33a에서 흰이 주 유동방향(x)을 가로지르는 방향(y)으로의 유동을 막기 때문에 유체는 혼합되지 않았다(unmixed)고 말한다. 이 경우, 유체온도는 x와 y에 따라 변한다. 반면에 그림 33b의 흰이 없는 관군에서는 가로지르는 방향으로 유체의 운동, 따라서 혼합이 가능하며, 온도변화는 주로 주 유동방향으로 일어난다. 관유동은 혼합되지 않으므로 흰이 없는 열교환기에서는 한 유체는 혼합되고 다른 유체는 혼합되지 않는다. 한편 흰이 있는 열교환기에서는 두 유체 모두 혼합되지 않는다. 혼합조건의 성질은 열교환기 성능에도 큰 영향을 미칠 수 있다.



(a) 두 유체가 혼합되지 않고 흰이 있음      (b) 한 유체 혼합, 다른 유체 비혼합, 흰이 없음

그림 33. 직교 유동 열교환기.

또 다른 일반적인 형태는 셸-앤드-튜브(shell-and-tube)형 열교환기이다. 셸 통



로들을 가진 가장 간단한 형식이 그림 34에 나타나 있다. 배플(baffle)은 대체로 난류와 직교유동 속도성분을 유발하여 셀측의 대류열전달계수를 증가시키기 위하여 설치된다. 한 개의 셀 통로와 두 관 통로 그리고 두 개의 셀 통로와 네 개의 관 통로를 가진 배플이 부착된 열교환기들이 각각 그림 35a와 35b에 표시되어 있다.

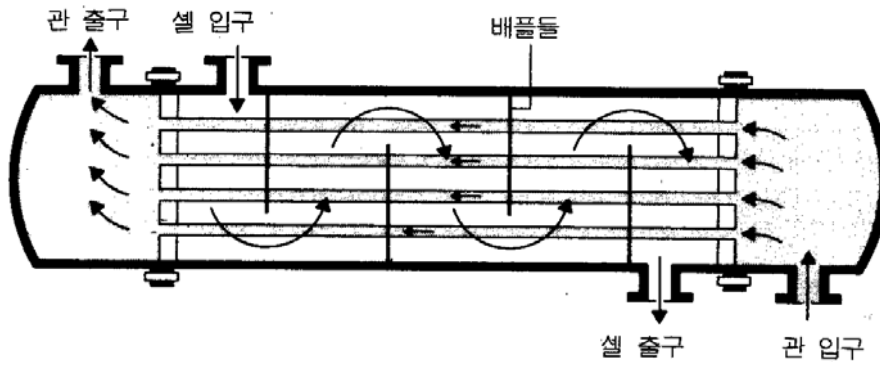
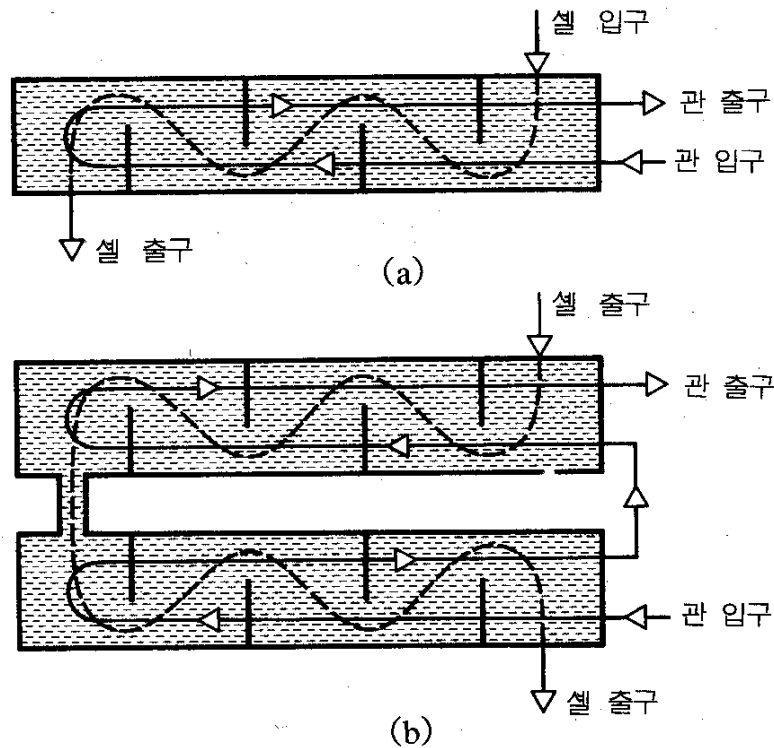


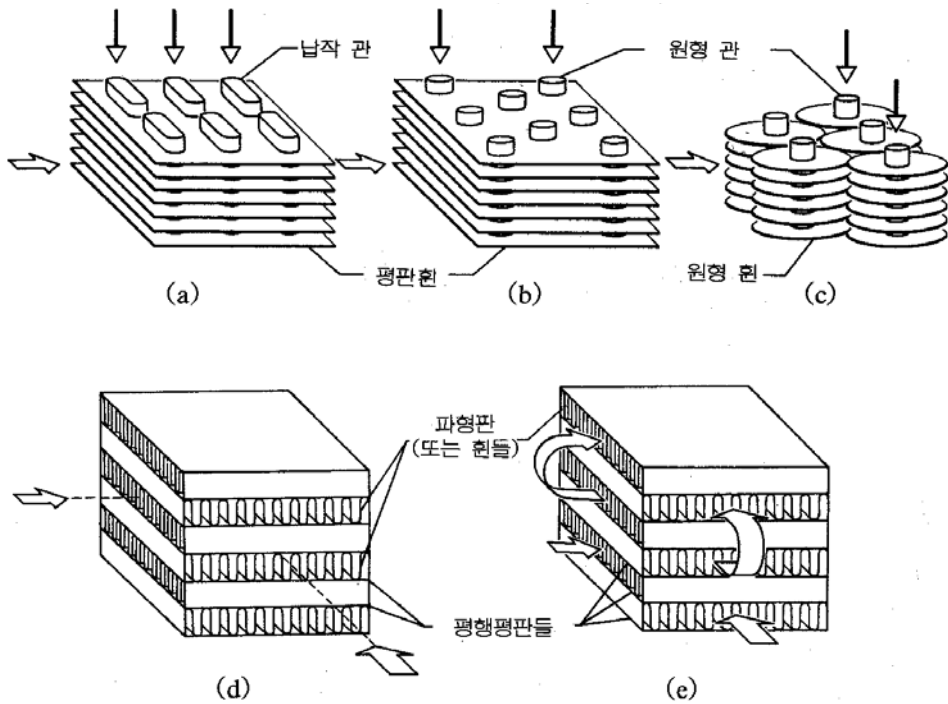
그림 34. 단일셀 통로와 단일관 통로를 가진 셀-앤드-튜브 열교환기  
(직교유동-대향유동 조작 양식)



(a) 1셀 통로와 2관 통로, (b) 2셀 통로와 4관 통로

그림 35. 셸-앤드-튜브 열교환기.

컴팩트 열교환기(compact heat exchanger)라고 하는 이 장치는 흰이 달린 관들 또는 평판들의 밀집된 배열을 가지며, 적어도 한 유체가 기체이고 따라서 작은 대류열전달계수를 가지는 특성이 있는 경우에 주로 사용된다. 관들은 그림 36a, 36b 와 c에서와 같이 각각 평판과 원형일 수 있다. 평행평판 열교환기는 흰이 부착되거나 파형으로 되어 있으며(corrugated), 단일통로(그림 36d) 또는 다중통로(그림 36e)의 모드로 작동된다. 컴팩트 열교환기와 관계되는 유동통로는 전형적으로 작고 ( $D_h \leq 5\text{mm}$ ), 유동은 보통 층류이다.



- (a) 흰-관(납작 관들, 연속평판 흰들),
- (b) 흰-관(원형 관들, 연속평판 흰들),
- (c) 흰-관(원형 관들, 원형 흰들),
- (d) 평판-흰(단일통로),
- (e) 평판-흰(다중통로)

그림 36. 콤팩트 열교환기 중심부.

#### 나. 유체의 온도 변화 특성

그림 37에 나타난 간단한 경우에 대하여 볼 수 있듯이 열교환기 내의 온도 변화 특성은 기하학적 유동 현상과 관련이 있다. 그림에서 하점자 H는 고온 유체를, C는 저온 유체를 나타내고 있다. 간단한 응축기를 묘사하고 있는 그림 37a에서 TC는 열교환기의 유동 방향을 따라 증가하는 반면 TH는 일정하게 유지된다.

그림 37b에 표시한 평행유동 열교환기의 경우 온도차( $TH-TC$ )는 유동 방향을 따라 감소한다. 또한 저온 유체의 출구측 온도는 고온 유체의 출구측 온도보다 높을 수 없다. 즉  $TC_{out} < TH_{out}$ 이다.

그림 37c의 대향유동 열교환기의 경우 온도차( $TH-TC$ )는 감소하거나 증가할 수 있으며 특별한 경우에는 일정할 수도 있다. 저온 유체의 출구측 온도가 고온 유체의 출구측 온도보다 높아질 수 있음에 유의해야 한다. 직교유동 열교환기의 온도 변화

형태는 저온 유체에 대해 좀더 복잡하다.

재생식 열교환기의 경우 그림 37e에 나타난 것처럼 출구측 온도는 시간에 따라 변한다. 종종 단일 열교환기에서 진술한 온도 변화 형태가 복합적으로 나타나는 경우가 있는데 그러한 예로서 그림 37f에서 볼 수 있는 평행유동 스팀 발생기(steam generator)를 들 수 있다.

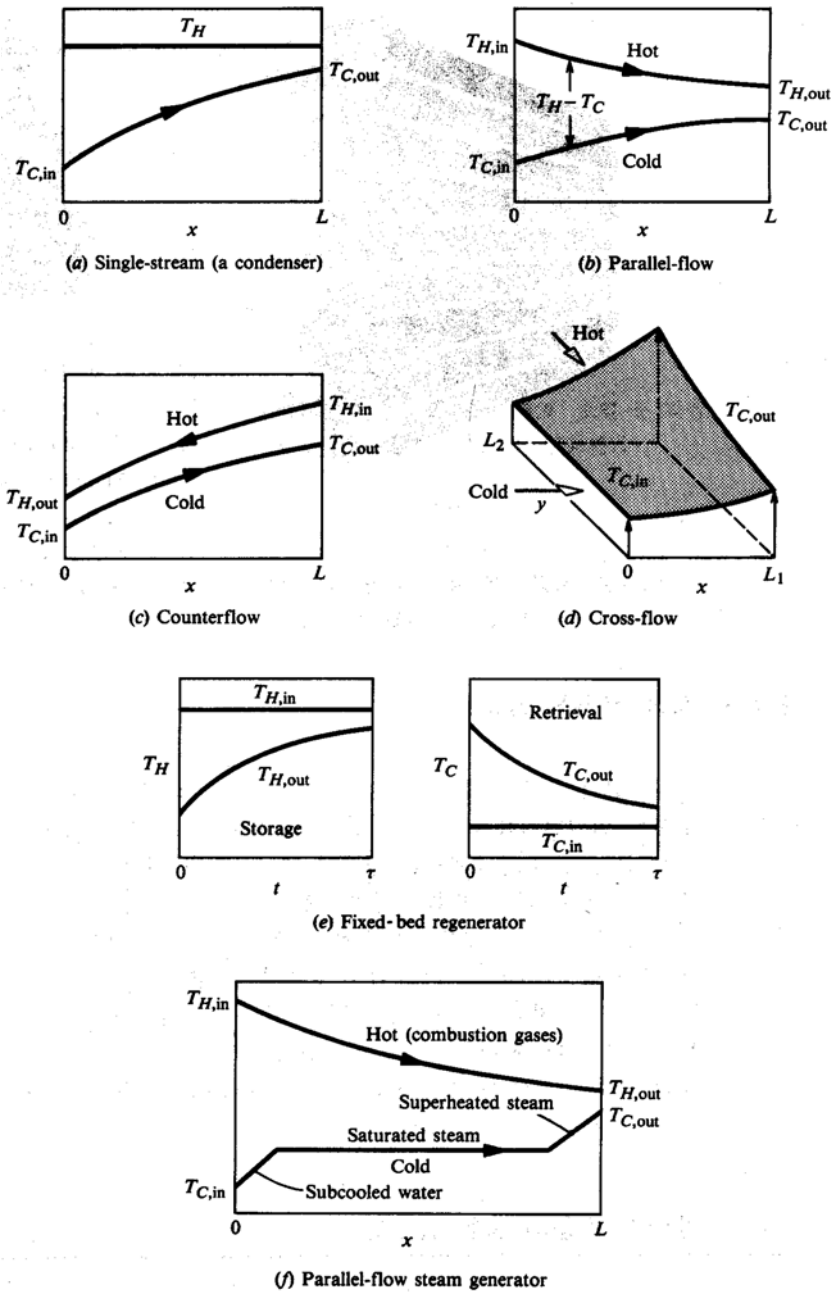


그림 37. 여러 열교환기 형성에 따른 유체 온도 변화 특성.

### 다. 전열면

각 종 열교환기는 열전달면을 여러 가지 형상으로 할 수 있다. 가장 흔한 형상이 원형 단면의 끝은 일반관으로써 굽거나 나선 모양으로도 사용된다. 기체 대 액체 열교환기(gas-to-liquid heat exchanger)와 같이 관 한 면에서의 열저항이 다른 면의 열저항보다 훨씬 클 때는 유효 열전달 면적을 증가시키기 위해 기체측에 흰을 부착하기도 한다. 보통 흰은 관의 바깥면에 부착하는데 때로는 안쪽면에 흰을 부착하기도 한다. 판형과 고밀도 열교환기의 경우 흰을 부착하는 방법은 매우 복잡하다. 설계 기술자들이 과도한 압력 강하 없이 열전달 면적을 증가시킬 수 있고 동시에 제작비용 또한 저렴하게 하기 위한 흰의 설계에 상당한 재능을 보여 왔는데 그림 38의 자동차 방열기가 좋은 예이다.

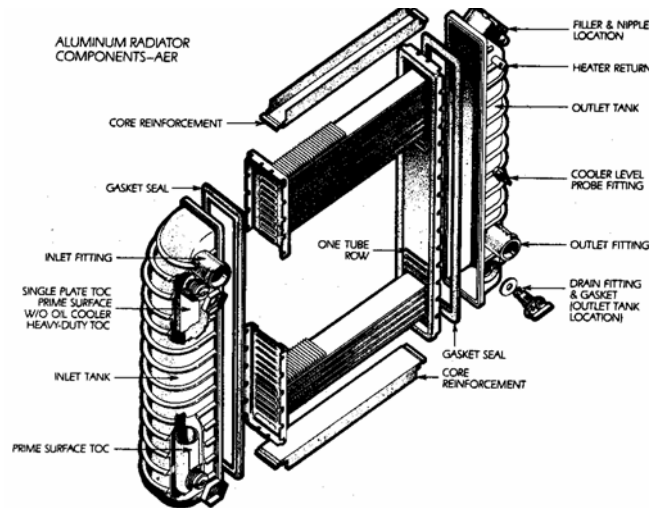


그림 38. 자동차용 방열기 예.

### 라. 총합열전달계수

모든 열교환기의 해석에 있어서 필수적이지만, 종종 가장 불확실한 부분은 총합 열전달계수(overall heat transfer coefficient)를 결정하는 일이다. 식 1로부터, 이 계수는 두 유체들 사이의 열전달에 대한 전체 열저항으로 정의된다. 식 2와 식 3에서 이 계수는 각각 복합평면 벽과 복합원통형 벽에 의해 분리된 유체들 사이의 전도저항들과 대류저항들을 고려하여 결정된다. 그러나 이러한 결과들은 단지 깨끗하고 흰이 없는 표면에만 적용된다는 것을 아는 것이 중요하다.

$$U = \frac{1}{R_{tot}A} = \frac{1}{[(1/h_1) + (L_A/k_A) + (L_B/k_B) + (L_C/k_C) + (1/h_4)]} \quad (1)$$

$$R_{tot} = \sum R_t = \frac{\Delta T}{q} = \frac{1}{UA} \quad (2)$$

$$U_1 = \frac{1}{\frac{1}{h_1} + \frac{r_1}{k_A} \ln \frac{r_2}{r_1} + \frac{r_1}{k_B} \ln \frac{r_3}{r_2} + \frac{r_1}{k_C} \ln \frac{r_4}{r_3} + \frac{r_1}{r_4} \frac{1}{h_4}} \quad (3)$$

통상적인 열교환기 작동에서는 표면은 유체의 불순물, 녹의 생성 또는 다른 유체와 벽 재료 사이의 반응으로 가끔 불결(fouling)과 관계된다. 표면 위의 막 또는 스케일(scale)의 지속적인 침적이 유체들 사이의 열전달에 대한 저항을 크게 증가시킬 수 있다. 이 효과는 불결계수(fouling factor)  $R_f$ 라고 칭하는 부가적 열저항을 도입하여 다룰 수 있다. 이 값은 작동온도, 유체속도 그리고 교환기의 사용기간에 따라 달라진다.

또한, 흰은 한쪽 또는 양 유체들에 노출된 표면들에 부착되며, 표면적을 증가시킴으로써 대류열전달에 대한 열저항을 감소시킨다. 따라서, 표면불결과 흰(확장된 표면)효과를 포함하여 총합열전달계수는 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$\frac{1}{UA} = \frac{1}{U_c A_c} = \frac{1}{U_h A_h} = \frac{1}{(n_0 h A)_c} + \frac{R'_{f,c}}{(n_0 A)_c} + R_w + \frac{R'_{f,h}}{(n_0 A)_h} + \frac{1}{(n_0 h A)_h} \quad (4)$$

여기서 c와 h는 각각 찬 유체 및 더운 유체들을 뜻한다. 곱 UA를 계산할 때, 더운 쪽 또는 차가운쪽을 명시할 필요가 없다( $U_c A_c = U_h A_h$ ). 그러나  $A_c \neq A_h$ 이면  $U_c \neq U_h$ 이므로, 총합열전달계수의 계산은 차가운쪽 표면적 또는 더운쪽 표면적 중 어느 것을 기초로 하였는지에 따라 달라진다. 전도저항  $R_w$ 는 평판벽에 대하여는 식 5로부터 구할 수 있고, 원통형벽에 대해서는 식 6으로부터 얻어진다.

$$R_{t,cond} = \frac{T_{s,1} - T_{s,2}}{q_x} = \frac{L}{kA} \quad (5)$$

$$R_{t,cond} = \frac{\ln(r_2/r_1)}{2\pi Lk} \quad (6)$$

대표적인 불결계수가 표 7에 나타나 있지만, 이 계수는 열교환기 작동 중 한 변수이다. (깨끗한 표면에 대한 0으로부터 침적물이 표면에 축적되면서 증가한다.)

표 7. 대표적인 불결계수들

유체	$R''_f (m^2 \cdot K/W)$
해수와 처리된 보일러급수(50℃ 이하)	0.0001
해수와 처리된 보일러급수(50℃ 이상)	0.0002
하천의 물(50℃ 이하)	0.0002 ~ 0.001
연료유	0.0009
냉동액체	0.0002
수증기(비급유베어링)	0.0001

식 4에서의  $n_0$ 는 흰이 부착된 표면의 총괄표면효율(overall surface efficiency) 또는 온도유효도(temperature effectiveness)라 칭한다. 이것은 찬 표면 또는 더운 표면에 대하여 열전달률이 다음과 같도록 정의된다.

$$q = n_0 h A (T_b - T_\infty) \quad (7)$$

여기서  $T_b$ 는 기부표면온도이고  $A$ 는 총(흰과 노출된 기부면을 합한) 표면면적이다. 이 양에서 다음 식이 유도되었다.

$$n_0 = 1 - \frac{A_f}{A} (1 - n_f) \quad (8)$$

여기서  $A_f$ 는 전체 흰 표면면적이고  $n_f$ 는 단일흰의 효율이다. 길이가  $L$ 인 직선 흰 또는 핀 흰(Pin fin)이 사용되고 흰 끝이 단열되었다고 가정하면 흰의 열전달률을 구하는  $q_f = \sqrt{hPkA_c} \Theta_b \tanh mL$  식과 흰효율의 논리적인 정의 식인

$n_f = \frac{q_f}{q_{\max}} = \frac{q_f}{hA_f\Theta_b}$  는 다음과 같이 된다. 여기서  $A_f$ 는 흰의 표면면적이다.

$$n_f = \frac{\tanh(mL)}{mL} \quad (9)$$

여기서  $m = (2h/kt)^{1/2}$ 이고,  $t$ 는 흰 두께이다. 환상(annular) 흰에 대한 효율은 그림 8로부터 얻을 수 있다.

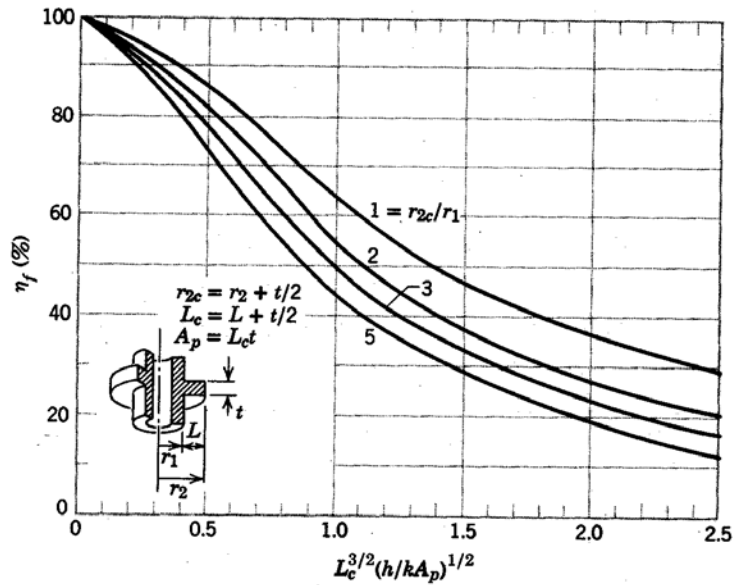


그림 39. 직사각형 윤곽단면을 가지는 환형권의 효율.

일반적으로 높은 열전도율의 얇은 벽이 사용되므로, 식 4의 벽전도항은 종종 무시될 수 있다. 또한, 대류열전달계수들 중의 하나는 종종 다른 것보다 대단히 작으므로, 따라서 총합열전달계수의 결정을 좌우한다. 예를 들면, 한 유체가 기체이고 다른 유체가 액체 또는 응축 또는 비등을 하고 있는 액체-증기 혼합물이면, 기체측의 대류열전달계수는 훨씬 더 작다. 이러한 상황 때문에 환이 기체측의 대류를 증진시키기 위해 사용된다. 총합열전달계수의 대표적인 값들이 표 8에 요약되어 있다.

환이 없는 관형(tubular) 열교환기에 대하여 식 4는 다음과 같이 된다.

$$\frac{1}{UA} = \frac{1}{U_i A_i} = \frac{1}{U_o A_o} = \frac{1}{h_i A_i} + \frac{R'_{f,i}}{A_i} + \frac{\ln(D_o/D_i)}{2\pi kL} + \frac{R'_{f,o}}{A_o} + \frac{1}{h_o A_o} \quad (10)$$

표 8. 총합열전달계수의 대표적 값들

유체	$R'_{f} (m^2 \cdot K/W)$
해수와 처리된 보일러급수(50°C 이하)	0.0001
해수와 처리된 보일러급수(50°C 이상)	0.0002
하천의 물(50°C 이하)	0.0002 ~ 0.001
연료유	0.0009
냉동액체	0.0002
수증기(비급유베어링)	0.0001



여기서 하첨자 i와 o는 더운 유체 또는 찬 유체에 노출되어 있는 안쪽 관표면( $A_f = \pi D_i L$ )과 바깥 관표면( $A_o = \pi D_o L$ )을 나타낸다.

총합열전달계수는 더운 그리고 찬 유체의 대류열전달계수들과, 불결계수들 그리고 적절한 기하학적 파라미터들을 알면 결정될 수 있다.

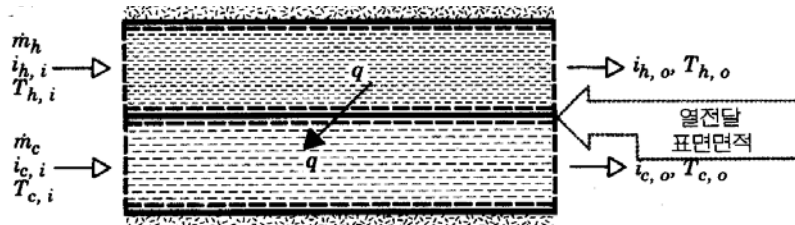


그림 40. 2유체 열교환기의 고온과 저온유체들에 대한 총 에너지평형들.

#### 다. 열교환기 해석 : 로그평균온도차의 이용

열교환기를 설계하거나 또는 성능을 예측하기 위하여는 총 열전달률을 입구 및 출구의 유체온도들, 총합열전달계수, 그리고 열전달을 위한 총 표면면적의 양들과 관련시키는 것이 필수적이다. 이와 같은 관계가 그림 9에 표시된 바와 같은 총 에너지평형을 고온유체와 저온유체에 적용시킴으로써 쉽게 얻을 수 있다. 특히  $q$ 가 고온유체와 저온유체 사이의 총 열전달률이고, 열교환기와 그 주변 사이의 열전달을 무시할 수 있으며, 위치에너지와 운동에너지의 변화들도 무시할 수 있다면, 식 (11a)의 에너지 평형식을 적용하면 다음과 같이 쓸 수 있다.

$$q = \dot{m}_h (i_{h,i} - i_{h,o}) \quad (11-a)$$

그리고

$$q = \dot{m}_c (i_{c,o} - i_{c,i}) \quad (12-a)$$

을 준다. 여기서  $i$ 는 유체의 엔탈피(enthalpy)이다. 하첨자들  $h$ 와  $c$ 는 고온유체와 저온유체를 뜻하며,  $i$ 와  $o$ 는 유체입구와 유체출구 조건들을 나타낸다. 만약 유체가 상변화를 일으키지 않고 그리고 일정 비열들이 가정된다면, 이 식들은 다음과 같이 된다.

$$q = \dot{m}_h c_{p,h} (T_{h,i} - T_{h,o}) \quad (11-b)$$

그리고

$$q = \dot{m}_c c_{p,c} (T_{c,o} - T_{c,i}) \quad (12-b)$$

이다. 여기서 윗식들에 나타나는 온도들은 지정된 위치들에서의 평균유체온도들이다. 식들 11과 12는 유동배열과 열교환기의 형식에 무관계함에 유의하라.

또 다른 유용한 식이 총 열전달률  $q$ 를 고온유체와 저온유체 사이의 온도차  $\Delta T$ 와 관계시킴으로써 얻어질 수 있다. 여기서  $\Delta T$ 는 다음과 같다.

$$\Delta T \equiv T_h - T_c \quad (13)$$

이러한 식은 단순한 대류열전달계수  $h$  대신에 총합열전달계수  $U$ 를 사용한 Newton의 냉각법칙의 확장이라 할 수 있다. 그러나  $\Delta T$ 는 열교환기의 위치에 따라 변화하므로, 다음 형식의 비율방정식으로 다루는 것이 필요하다.

$$q = UA\Delta T_m \quad (14)$$

여기서  $\Delta T_m$ 은 적절한 평균온도차이다. 식 14는 식 11 및 식 12와 함께 열교환기 해석을 수행하는데 사용될 수 있다. 그러나 이것이 행해지기 이전에  $\Delta T_m$ 의 특정 형식이 확립되어야 한다.

#### 바. 핀-관 열교환기

##### (1) 열교환기의 성능이 시스템에 미치는 영향

일반적으로 가정용 공조기에는 원형 동관과 알루미늄 핀으로 이루어진 핀-관 열교환기를 대부분 이용하고 있으며, 핀-관 열교환기의 열전달계수를 촉진시키는 방법으로는 미세핀관(micro-fin tube)과 루버, 슬릿 등을 이용한 열전달 촉진 핀으로 대표된다. 열교환기의 열전달계수를 증가시킴으로써 공조기의 에너지소비효율(EER : energy efficiency ratio)을 개선할 수 있으며, 열교환기의 크기를 줄여서 외형의 콤팩트화를 구현할 수 있다. 또한 풍량을 줄임으로써 간접적으로 소음저감효과도 기대할 수 있다. 그러나 실제 열교환기를 공조기에 적용함에 있어 동일한 열교환기를 이용하더라도 냉매 회로 설계 및 분기관 선택에 따라 그 성능이 매우 큰 차이를 나타낼 수 있다.

공조기의 성능 평가에 있어서 정격 상태에서의 냉방능력 및 에너지소비효율도 중요하지만 과부하, 저온, 이슬 맺힘 등의 신뢰성 평가항목도 만족시켜야 한다. 따라서 냉방 능력 및 효율을 최적화하면서 기타 신뢰성을 만족시키기 위해서는 열교환기 설계 능력이 가장 중요한 변수라고 할 수 있으며, 실제 개발단계에서 이 부분에 많은 시행착오를 거치게 된다.

공조기에 사용되는 핀-관 열교환기는 그림 41과 같은 구조로 되어 있으며, 원형

의 동관과 알루미늄 핀으로 구성되어 있다. 공기는 냉매의 유동방향과 수직으로 핀 사이를 통과하여 유동하게 되어 있어서 각각의 개별 관으로 볼 때는 직교류 (cross-flow) 열교환기라고 할 수 있다. 실제의 경우에 있어서는 열교환기의 성능을 최적화하고 각종 신뢰성을 확보하기 위하여 냉매의 회로 구성이 매우 복잡하게 되어 있다.

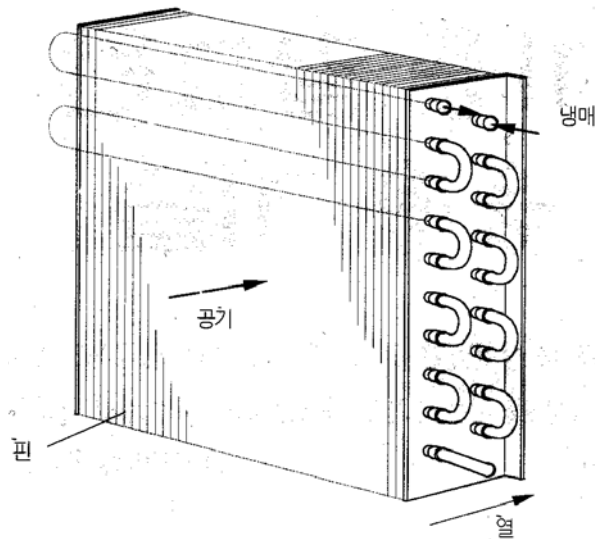


그림 41. 핀-관 열교환기의 구조.

국내에서는 직경 9.52mm 및 7.0mm의 관을 대부분 사용하고 있으며, 7.0mm는 컴팩트화가 요구되는 벽걸이형의 소형 공조기 실내기에 주로 사용되고 나머지는 대부분 9.52mm 관이 쓰인다.

이와 같은 핀-관 열교환기의 열저항은 관내 냉매 및 공기층의 대류열저항, 관벽의 전도열저항 및 관과 핀 사이의 접촉열저항으로 나눌 수 있으며, 전도열저항은 전체 열저항의 1% 미만이므로 무시하는 것이 일반적이다. 일반적인 가정용 공조기의 운전조건에서 R22 냉매의 관내 증발 혹은 응축 열전달계수는 대략 3,000 ~ 5,000W/m<sup>2</sup>°C 정도되며, 공기층 열전달계수는 약 50 ~ 150W/m<sup>2</sup>°C 정도로 알려져 있다. 접촉열저항에 대한 연구는 많이 결과를 참고하면 대략 5000 ~ 10,000W/m<sup>2</sup>°C 정도로 나타난다.

이와 같이 공기층 열전달계수가 냉매측의 약 1/40밖에 안되므로 전열면적을 증가시키기 위하여 핀을 부착하여 사용한다. 9.52mm의 경우에는 냉매측 전열면적에 대한 공기층 전열면적의 비가 대략 20 ~ 30 배로 설계되어 있으며, 7.0mm의 경우에는 약 10 ~ 20배 정도 된다. 이와 같은 수치를 기준으로 보면 전체 열저항에서 공기층 열저항이 차지하는 비중이 50 ~ 80%로 가장 크고, 냉매측 및 접촉열저항이 각각 10 ~ 20% 정도 된다고 할 수 있다. 따라서 공기층 열전달계수를 개선함으로써 전체 열교환기 성능을 효과적으로 증대시킬 수 있다는 것을 알 수 있다.

열교환기의 성능을 증대시키는 방법으로는 열전달 촉진 핀 혹은 관의 사용을 통한 열전달계수 증가, 전열면적 증대, 풍량 증가 등의 방법을 생각할 수 있다. 이와 같은 방법으로 증발기의 성능을 향상시켰을 경우에 공조기의 성능에 미치는 영향을 살펴보자. 팽창 장치 입구의 냉매 과냉각도 및 압축기 입구의 과열도가 일정하도록 팽창장치 및 냉매 봉입량을 조절한다고 가정하면 증발기의 성능이 향상됨으로써 냉매의 증발압력 및 응축압력이 상승으로 냉매 순환량이 증가하여 공조기의 냉방능력과 소비전력이 동시에 증가한다. 그러나 일반적으로 냉방능력의 증가폭이 소비전력의 증가폭보다 크기 때문에 궁극적으로 에너지소비효율이 약간 증가한다.

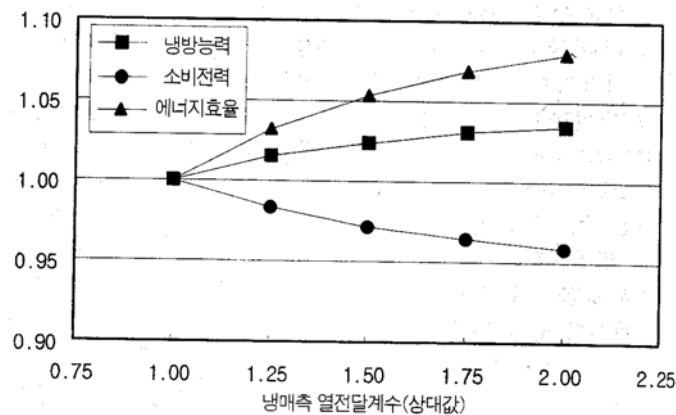


그림 42. 냉매측 열전달계수(상대값).

그림 42는 증발기 및 응축기의 공기측 열전달계수가 동시에 증가하는 경우에 공조기의 냉방능력, 소비전력 및 에너지소비효율의 변화 추이를 나타낸다. 이 그래프는 특정한 사양의 공조기에 대하여 컴퓨터 시뮬레이션을 통하여 얻은 결과로서 일반적인 경우에 용량대에 따라 혹은 열교환기 등의 사양에 따라 그 수치가 달라질 수도 있으나, 대개의 경우에 그림 41와 같은 경향을 나타낸다고 생각된다. 그림 41을 참고하면 증발기와 응축기의 열전달계수가 동시에 100% 증가하더라도 냉방능력이 약 6%, 에너지소비효율이 약 8% 정도 증가에 그치는 것을 알 수 있으며, 실제로 공기측 열전달계수를 100% 증가시키는 것이 현실적으로 매우 어려운 점을 감안할 때 핀-관 열교환기의 핀 또는 관의 열전달계수를 향상시킴으로써 공조기의 성능을 극적으로 개선하기는 어렵다는 것을 알 수 있다.

## (2) 회로의 설계

핀-관 열교환기의 가장 큰 특징 중의 하나는 냉매회로를 매우 다양하게 설계할 수 있다는 점이라고 할 수 있다. 냉매회로의 설계는 열교환기의 최적화라는 측면에서도 매우 중요하지만 공조기의 신뢰성 확보에 있어서 결정적인 변수라고 할 수 있다. 열교환기 설계를 단일회로로 하면 분기관이나 합기관 등의 부품이 필요없고, 회로 간의 냉매 분배 문제도 없으므로 재료비도 절감되고 매우 간단하게 설계할 수

있다. 또한 관내 냉매의 질량유속이 클수록 열전달계수가 증가하므로 압력손실을 고려하지 않는다면 열전달 측면에서는 단일회로로 하는 것이 유리하다. 그러나 실제로는 관내 냉매의 유동에 의하여 압력강하가 발생하므로 과도한 압력강하를 피하기 위하여 공조기의 냉방능력과 열교환기 사이즈에 따라 냉매를 분기하여 다수의 회로로 구성하는 것이 일반적이다. 냉매의 압력강하가 과도하게 되면 열교환기 입구와 출구 간의 온도차가 커져서 저온 운전시 착상이 생기는 등 신뢰성에 악영향을 줄뿐만 아니라 압축기 소비전력도 상승한다.

일반적으로 냉방능력 10kcal/h 당 개략적으로 냉매순환량이 2.5kg/h 정도 되며, 냉방능력의 증가에 따라 냉매순환량이 거의 비례적으로 증가한다고 볼 수 있다. 냉매의 관내 압력강하는 개략적으로 냉매순환량의 1.5 ~ 2제곱에 비례하며 관경의 4.5 ~ 5제곱에 반비례한다. 따라서 냉매 회로의 개수는 공조기의 냉방능력, 열교환기 관의 길이, 내경 등을 고려하여 적절하게 결정되어야 하며, 열교환기 입출구 압력강하를 대략  $0.5\text{kgf/cm}^2$  이하로 하는 것이 일반적이다.

이와 같이 열교환기의 회로를 다수로 구성할 경우에 가장 중요한 문제는 냉매의 균배 문제이다. 냉매가 특정한 회로에 편중되어 흘러간다면 결과적으로 열교환기를 비효율적으로 활용하게 되어 성능에 악영향을 줄 뿐 아니라, 열교환기 온도의 불균일화를 초래하여 이슬 맺힘 등의 신뢰성 문제를 유발시킨다.

냉매의 분배에 대하여 체계적인 이론은 정립된 바가 없으며, 일반적으로 설계자의 경험 및 시행착오에 의하여 최적 냉매회로를 찾아내는 것이 현실이다. 보통 각 냉매회로의 열교환기 표면온도를 측정하여 모든 회로의 온도가 균일하게 유지되도록 설계하는 것이 바람직하며, 특히 각 회로의 출구 온도가 일치되도록 하는 것이 매우 중요하다. 열교환기의 냉매회로 개수가 많을수록 또한 관경이 작을수록 냉매의 균배는 어려워지고, 특히 응축기보다 증발기의 경우에 냉매 압력강하가 커서 냉매 회로의 수를 늘려야 하므로 더욱 어렵다.

### (3) 열교환기의 설계 및 제작

이상과 같이 열교환기는 그 적용처에 따라서 수많은 용도로 개발, 진행되어 가고 있다. 본 연구 시스템은 대기압이하의 진공 상태에서의 열교환이 주된 역할을 하므로 이에 알맞은 열교환기의 설계 개발이 중요하다. 즉, 진공하에서의 열교환 성능은 대류에 의한 열전달이 거의 없기 때문에 상대적인 열교환 성능이 저하 될 수 있다.

본 냉각 시스템에서는 관형 열교환기를 사용하여 물 및 해수의 냉각 특성을 파악하고자 한다. 핀-관형 열교환기를 사용하면 열교환 효율등의 이점이 있지만 형상이 본 시스템에 적합하지 않기 때문에 진공 탱크내에 관형 열교환기를 사용하여 나선형으로 설계하여 용량을 크게 하였다.

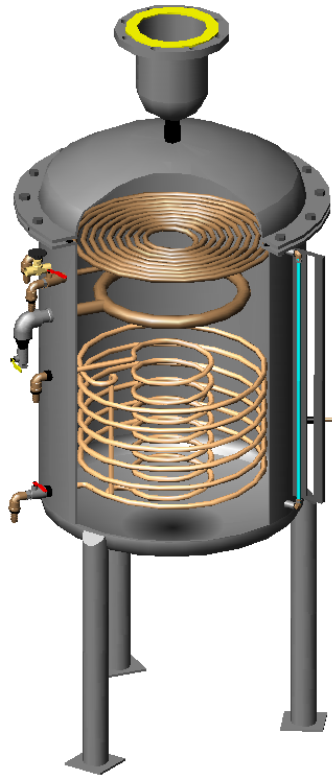


그림 43. 진공탱크 및 열교환기 3차원 도면

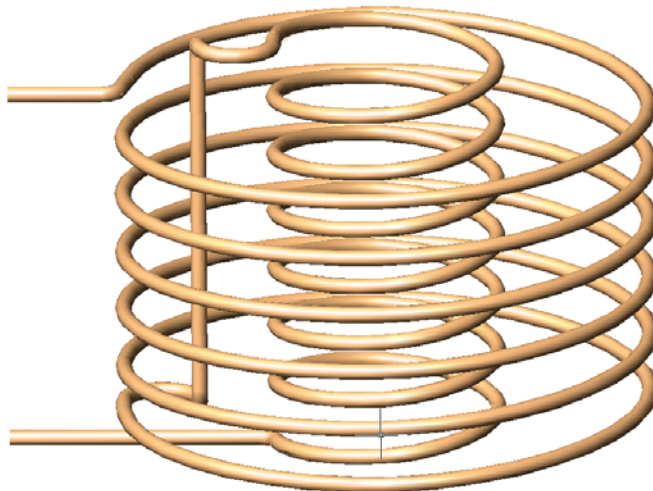


그림 44. 열교환기 3차원 도면

그림 42은 진공 탱크 내부를 3차원으로 모델링한 것이며, 그림 43은 진공 탱크 내부의 열교환기 형상을 3차원으로 모델링한 것이다. 그림 42에서 보면 진공탱크내

에 상부에 상부 공기를 응축하기 위한 열교환기와 하부에 냉각을 위한 열교환기가 설치 되어 있다. 상부의 열교환기를 설치한 것은 진공 효율을 증가 시키기 위한 것이고, 하부는 물 및 해수의 냉각 실험을 위한 것이다. 중간에 설치된 것은 물 및 해수를 진공 탱크내로 공급하기 위한 장치이다.

### 3. 해수 순환 실험 장치

본 절에서는 해수를 이용한 냉각 실험 장치로서 순환 실험 장치와 해수의 염도와 용존산소량에 대한 변화를 측정하기 위해서 염도계와 용존산소량 측정기를 사용하였다.

해수의 순환실험을 위해서 보조탱크를 설치하여 인공해수를 만들어 사용을 하였으며, 인공해수의 제작은 보조탱크에 설치되어 있는 전기 히터(electric heater)를 이용하여 일반적인 시수(市水)를 끓여서 염소를 제거한 후에 해수염을 넣어 200ℓ의 인공해수를 제작하였다.

그림 45는 순환실험장치의 사진을 나타낸 것이고, 그림 46는 염도계와 용존산소량 측정기를 나타내고 있다.

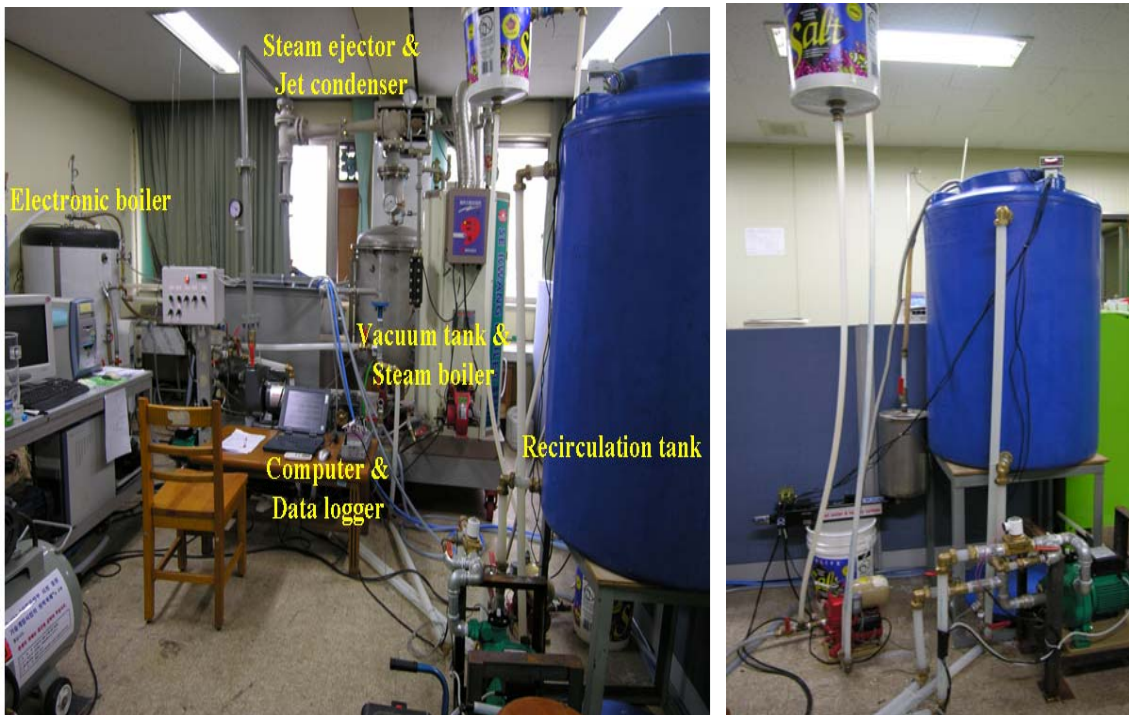


그림 45. 순환 실험 장치 사진.



그림 46. 염도계와 용존산소량 측정기.



그림 47. Pressure transducer.



그림 48. Thermocouple positions in the vacuum tank.

그림 47은 압력 측정을 위한 Pressure transducer를 나타내고, 그림 48은 진공에 Thermocouple을 설치한 사진을 나타내고 있다.



### 제3절 해수 냉각기의 성능실험

#### 1. 기초성능실험

본 절에서는 스팀 구동식 냉각 시스템의 기초성능 실험을 진행하였다. 기초성능 실험은 진공탱크의 진공도 실험과 진공탱크내에 물을 0ℓ, 50ℓ, 100ℓ, 115ℓ 채워진 진공 성능과 물의 냉각특성에 대해 실험을 진행하였다. 온도 측정은 RTD-Type Thermocouple을 이용하였으며, 측정점은 진공탱크 내부에 6곳, 열 교환기의 입구, 출구로서 총 8곳을 측정하였다.

실험은 각 부분의 온도가 일정할 때 시작하였고, 진공 탱크 내부의 압력이 제트 콘덴서에 의하여 60mmHg에 도달한 시점에 스팀 보일러의 밸브를 열어 스팀을 분출시켜 스팀 에젝터를 작동하여 진공을 형성하는 방법으로 진행하였다. 이와 같이 진행되는 이유는 본 연구에서 사용된 스팀 구동식 에젝터는 1단형 에젝터로서 제트 콘덴서를 이용하여 진공 성능을 증가시키는 시스템으로 구성되어 있기 때문에 먼저 제트 콘덴서를 이용하여 진공을 형성한 후에 스팀 에젝터를 작동하여 진공 효율을 증가시키는 방법으로 실험을 진행 하였다. 실험 시간은 90분 동안 진행하였다. 표 9은 실험조건을 나타낸다. 진공 탱크내의 수위 중 115ℓ를 선택한 이유는 진공 탱크내의 열교환기가 물에 잠기는 높이가 115ℓ이기 때문이다.

표 9. 기초 성능 실험 조건

	진공탱크 내의 수위 ( ℓ )	열 교환기의 유량( ℓ /min)
Type 1	0 L	0 L/min
Type 2	50 L	0 L/min
Type 3	100 L	0 L/min
Type 4	115 L	0 L/min

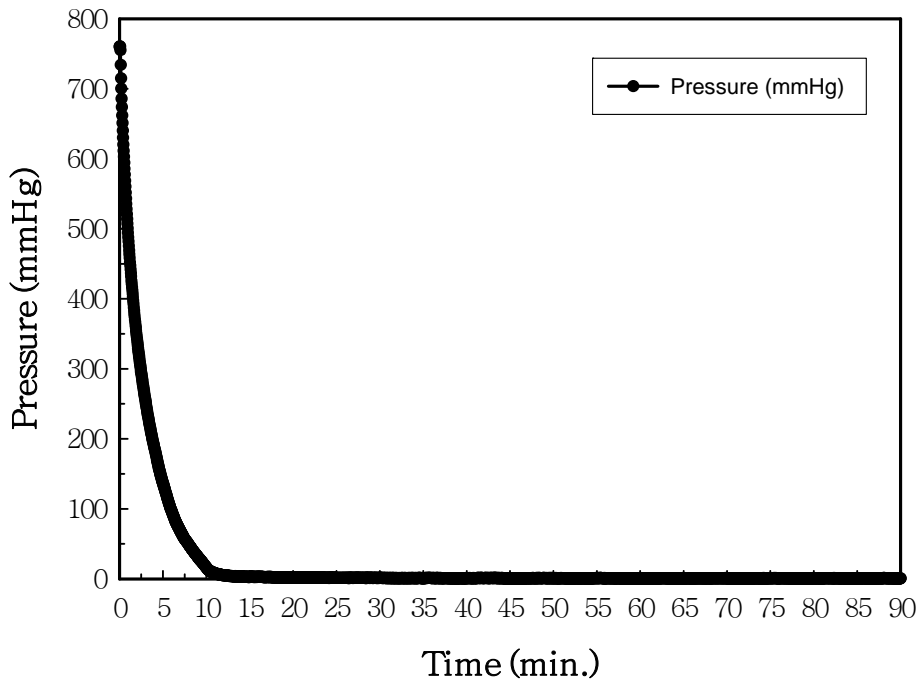


그림 49. Variation of vacuum pressure in vacuum tank by water flow rate at 0  $\ell$ /min, 0  $L_w$ .

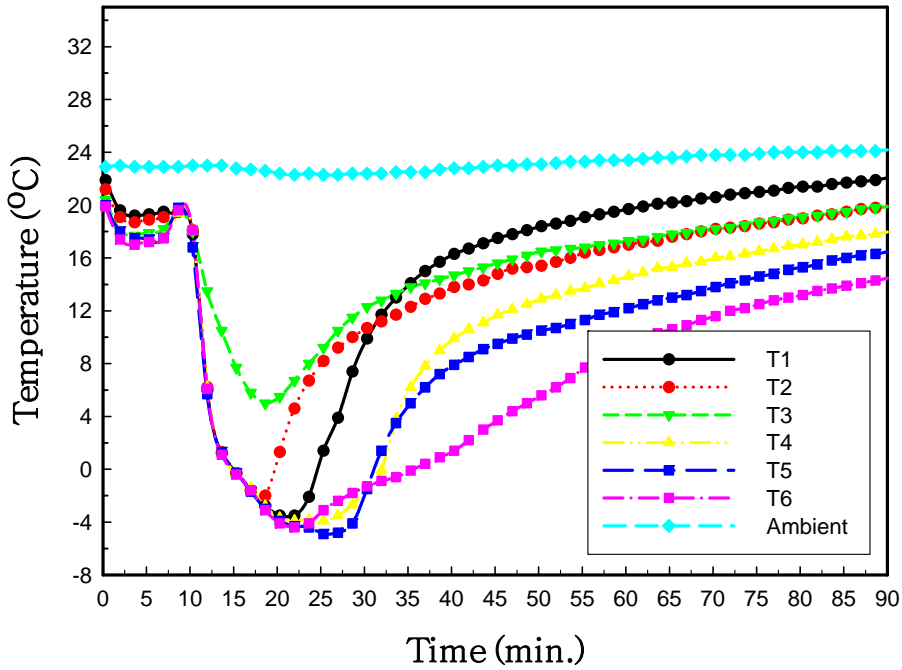


그림 50. Temperature distributions in vacuum tank by water flow rate at 0  $\ell$ /min, 0  $L_w$ .

그림 49는 진공 탱크 내부의 물의 양이  $0\ell$  이고 열 교환기의 유량이  $0\ell/\text{min}$  일 때의 진공 탱크 내부의 압력변화를 나타내고 있다. 실험 시작해서 약 11분 동안은 압력이 급격히 감소하며 그 후부터는 압력이 거의  $0\sim 1\text{mmHg}$  사이에서 일정하게 유지됨을 알 수 있다. 그림 50은 진공 탱크 내부의 온도 변화를 나타내고 있다. 초기 압력의 급격한 변화로 인하여 진공 탱크 내부의 온도는 상승하다가 저압 조건에서 증발 잠열에 의하여 온도가 급격히 하강함을 관찰할 수 있다. 최저  $-4.9^\circ\text{C}$  까지 온도가 떨어진 다음에 다시 온도가 높아짐을 경향을 보였다. 이것은 진공 탱크내에 진공이 형성되면서 공기가 거의 없어짐에 따라 공기에 의한 온도 저하를 나타내다가 외부 온도의 영향에 의해 다시 상승하는 것으로 판단된다.

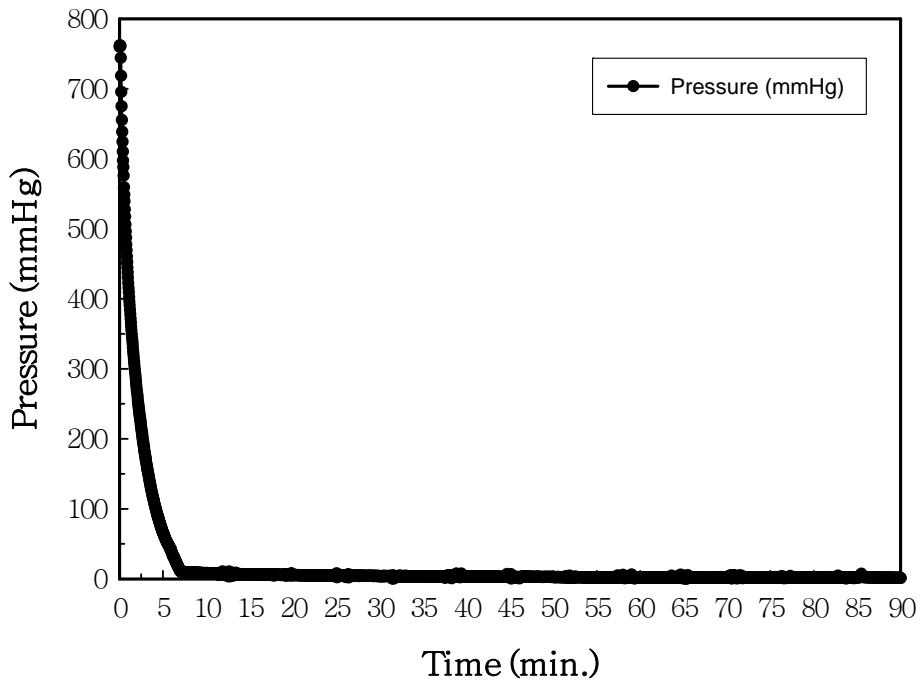


그림 51. Variation of vacuum pressure in vacuum tank by water flow rate at  $0 \ell / \text{min}$ ,  $50 L_w$ .

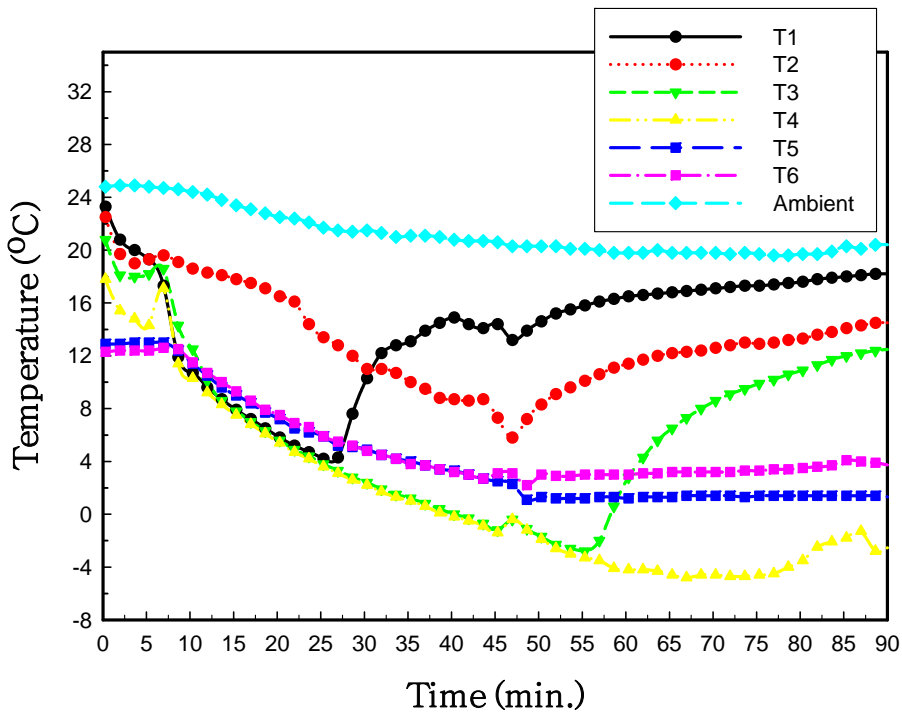


그림 52. Temperature distributions in vacuum tank by water flow rate at  $0 \ell / \text{min}$ ,  $50 L_w$ .

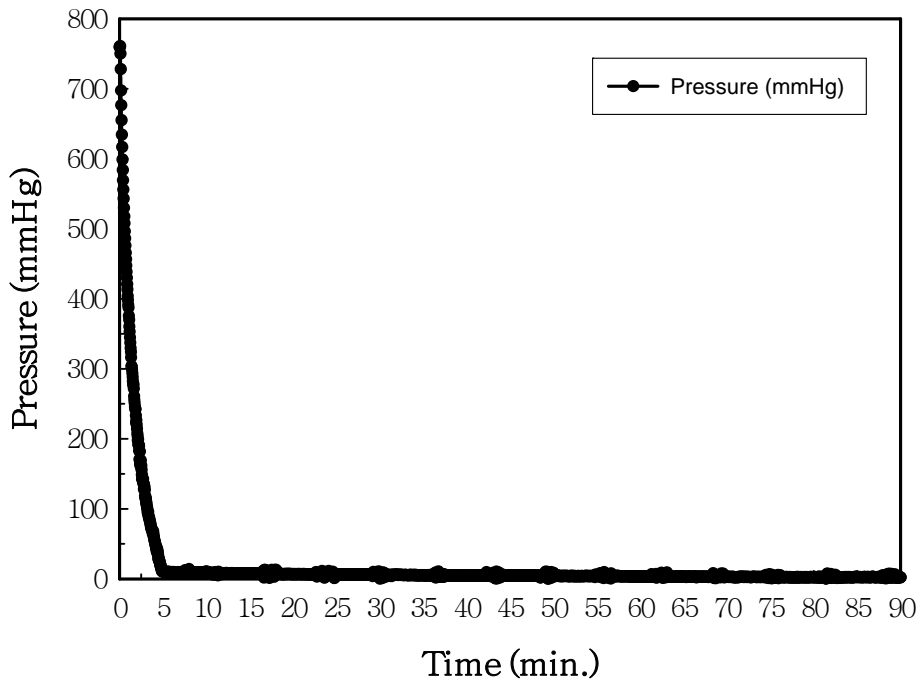


그림 53. Variation of vacuum pressure in vacuum tank by water flow rate at 0 l/min, 100 L<sub>w</sub>.

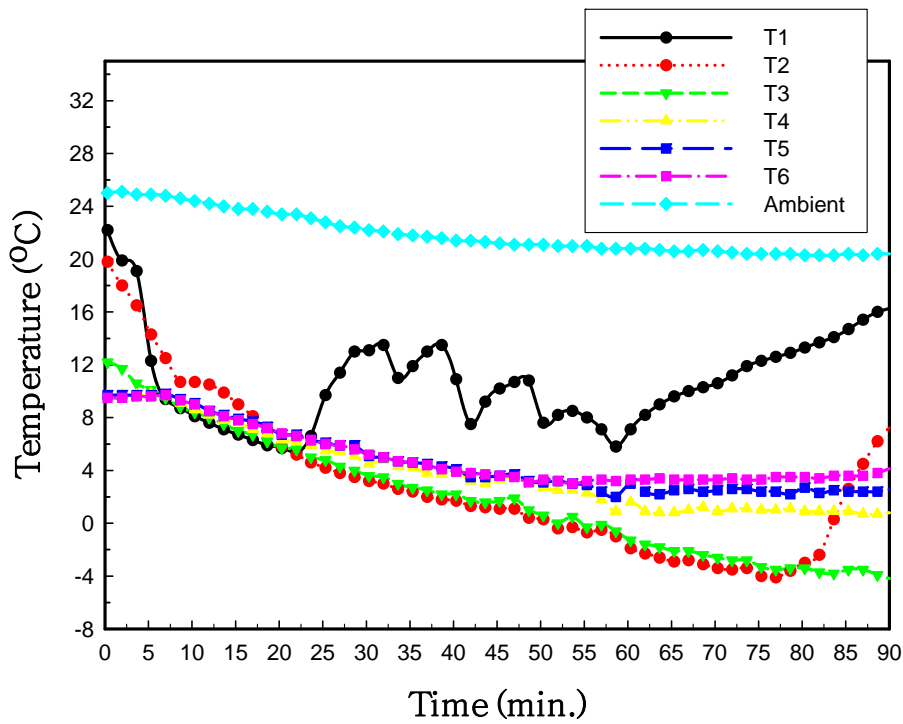


그림 54. Temperature distributions in vacuum tank by water flow rate at 0 l/min, 100 L<sub>w</sub>.

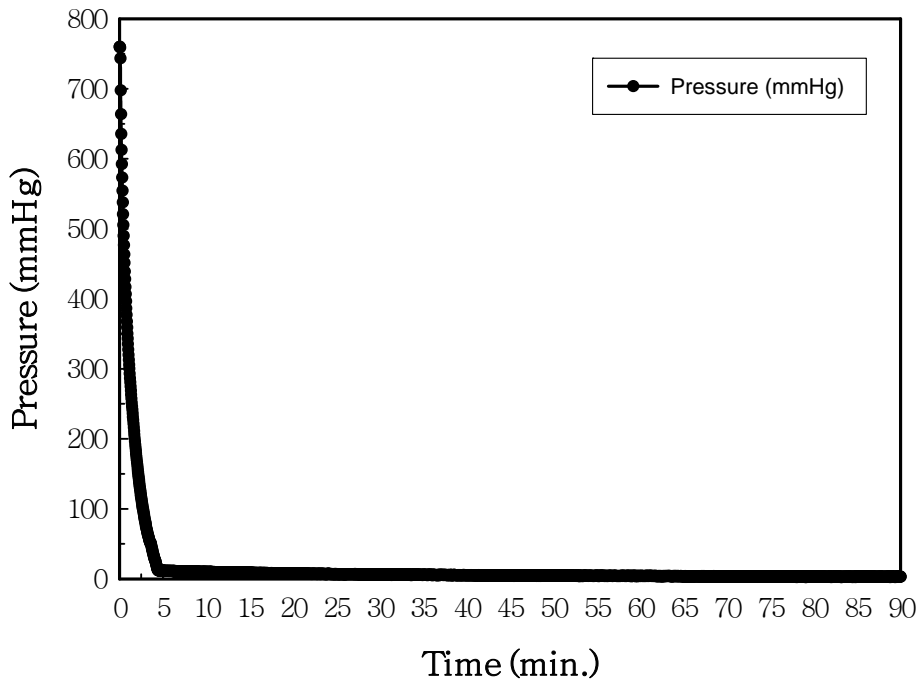


그림 55. Variation of vacuum pressure in vacuum tank by water flow rate at 0 l/min, 115L<sub>w</sub>.

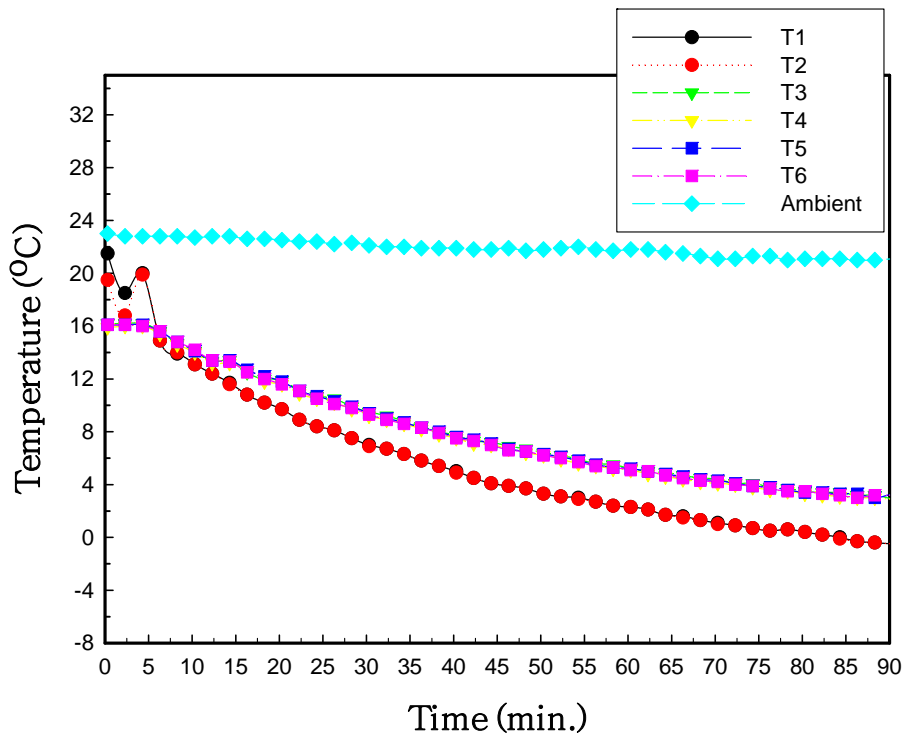


그림 56. Temperature distributions in vacuum tank by water flow rate at 0 l/min, 115L<sub>w</sub>.

그림 51은 진공 탱크 내부의 물의 양이 50ℓ 이고, 열 교환기의 유량이 0ℓ/min 일 때의 진공 탱크 내부의 압력변화를 나타내고 있다. 실험을 시작해서 약 7분 동안은 압력이 급격히 감소하며 그 후부터는 압력이 거의 0~1mmHg사이에서 일정하게 유지됨을 알 수 있다. 그림 52는 진공 탱크 내부의 온도변화를 나타내고 있다. T1~T4는 공기 측의 온도이며 T5와 T6은 물에 잠긴 상태이다. 실험 시작하여 공기 측에 있는 T1~T4는 시간이 어느 정도 지나면 다시 급상승하는 반면에 물에 잠긴 T5와 T6은 급격한 변화 없이 서서히 하강하는 추세를 나타내고 있다.

그림 53은 진공 탱크 내부의 물의 양이 100ℓ 이고 열 교환기의 유량이 0ℓ/min 일 때의 진공 탱크 내부의 압력변화를 나타내고 있다. 실험 시작해서 약 5분 동안은 압력이 급격히 감소하며 그 후부터는 압력이 거의 2~3mmHg사이에서 일정하게 유지됨을 알 수 있다. 그림 54는 진공 탱크 내부의 온도변화를 나타내고 있다. T1~T3은 공기 측의 온도이며 T4~T6은 물에 잠긴 상태이다. 실험 시작하여 공기 측에 있는 T1~T2는 시간이 어느 정도 지나면 다시 급상승하는 반면에 T3~T6은 급격한 변화 없이 서서히 하강하는 추세를 나타내고 있다.

그림 55는 진공 탱크 내부의 물의 양이 115ℓ 이고 열 교환기의 유량이 0ℓ/min 일 때의 진공 탱크내부의 압력변화를 나타내고 있다. 실험 시작해서 약 4분 동안은 압력이 급격히 감소하며 그 후부터는 압력이 거의 3~4mmHg사이에서 일정하게 유지됨을 알 수 있다. 그림 56은 진공탱크 내부의 온도 변화를 나타내고 있다. T1~T2는 공기 측의 온도이며 T3~T6은 물에 잠긴 상태이다. 실험 시작하여 공기 측에 있는 T1~T6이 모두 서서히 하강하는 추세를 나타내고 있다.

기초성능 실험에서 본 연구에서 요구하는 온도 차이를 나타내기 위한 진공 압력으로 평균 약1~2mmHg의 압력을 얻을 수 있었고, 진공 탱크 내에 채운 물의 온도 차이 또한 약  $\Delta T=5^{\circ}\text{C}$ 이상의 온도를 얻을 수 있었다. 따라서 진공 탱크내의 진공 압력과 물의 온도차는 적절한 데이터를 취득 할 수 있었다.

## 2. 시수(市水)의 열교환기 실험

본 절에서는 시수(市水)에 대해 열 교환기를 이용한 냉각 성능에 관한 실험을 진행하였다. 앞 절에서 얻어진 진공 성능과 냉각 효율을 토대로 열 교환기를 이용한 냉각 성능에 대한 실험을 진행 하였다.

표 10. 열교환기를 이용한 냉각 성능 실험 조건

	진공탱크 내의 수위 ( ℓ )	열 교환기의 유량( ℓ/min)
Type 5	115	4
Type 6	115	5
Type 7	115	6
Type 8	115	7
Type 9	115	8
Type 10	115	10
Type 11	115	12

표 10은 열교환기를 이용한 냉각 성능 실험 조건을 나타내고 있다. 진공 탱크내에 물을 115ℓ 채운 뒤 열 교환기의 유량을 다르게 하여 각각 실험 시간은 90분 동안 진행을 하였다.

실험 시작 전 모든 온도는 거의 동일하게 유지 하였으며, 스팀 에젝터는 진공 탱크 내부의 압력이 제트 콘덴서를 사용하여 60mmHg 에 도달하였을 때 스팀 보일러의 밸브를 개방하여 작동하였다. 또한, 열교환기로 유입되는 물의 온도는 25℃를 유지 하기 위해 전기 보일러를 사용하여 물의 온도를 제어 하였다.



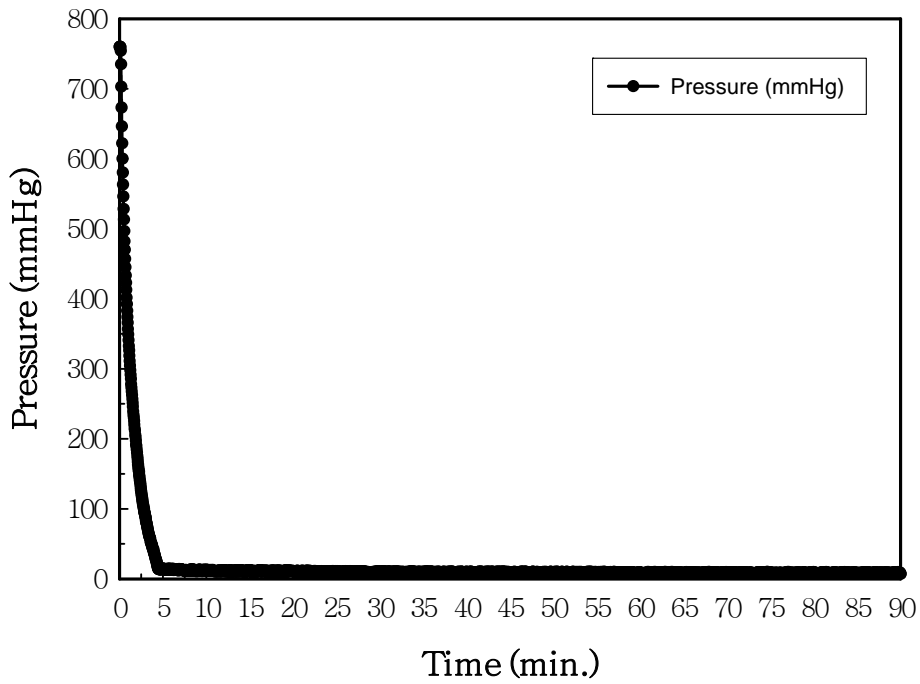


그림 57. Variation of pressure in vacuum tank by water flow rate at 4 l/min, 115L<sub>w</sub>.

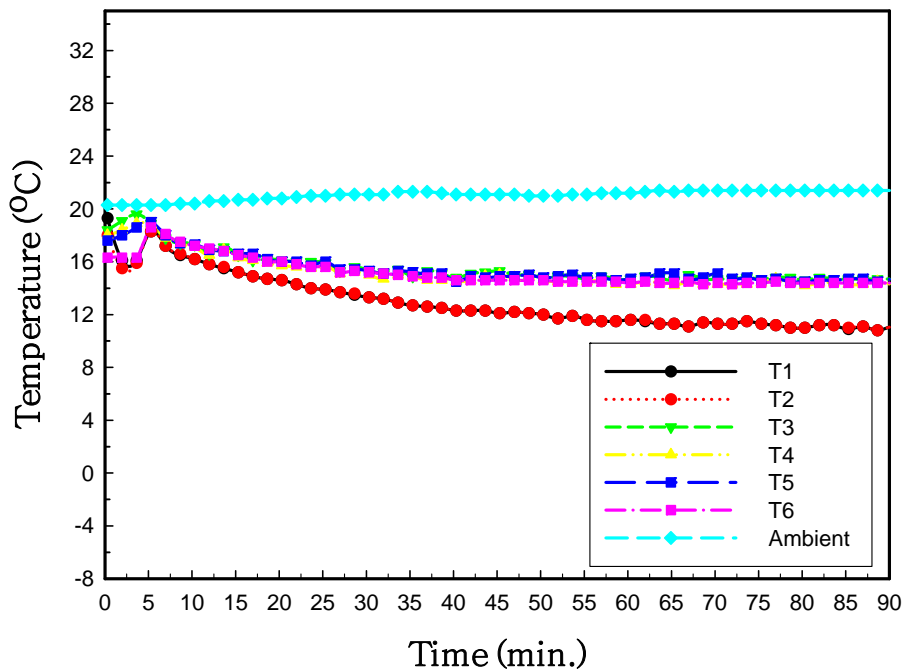


그림 58. Temperature distributions in vacuum tank by water flow rate at 4 l/min, 115L<sub>w</sub>.

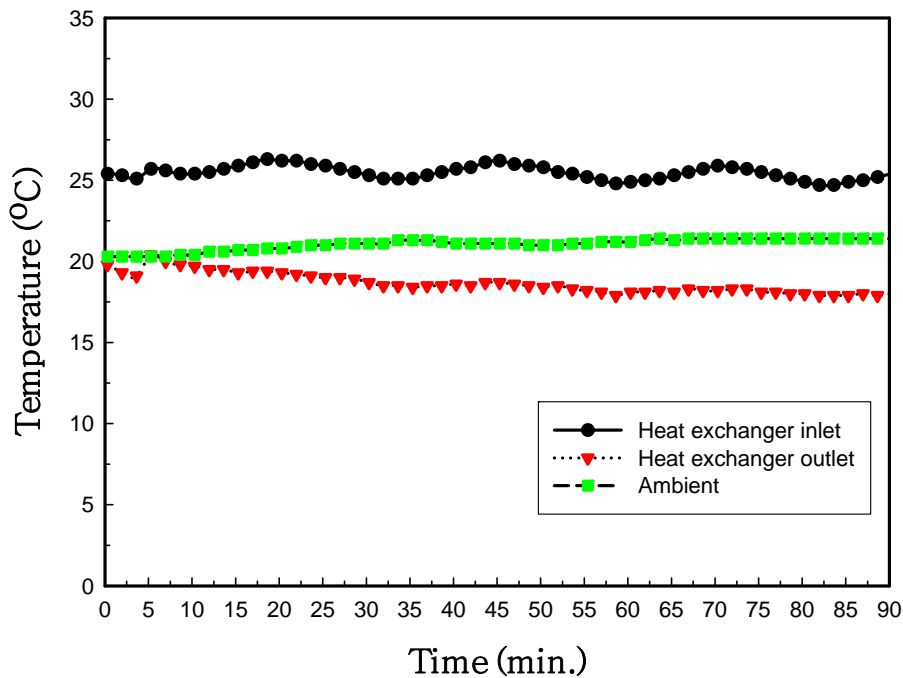


그림 59. Temperature distributions of heat exchanger by water flow rate at 4 l/min, 115L<sub>w</sub>.

그림 57은 탱크 내부의 물의 양이 115 l 이고 열 교환기의 유량이 4 l/min 일 때의 압력분포를 나타내고 있다. 탱크 내부의 압력은 4분까지 급격히 감소하다가 서서히 하강하면서 7~11mmHg 사이에서 유지된다. 그림 58은 온도 변화에 대한 그래프를 나타내고 있다. 초기에 에젝터를 가동함으로써 급상승하다가 서서히 하강하는 경향을 나타내고 있다. 그림 59는 열 교환기의 입구, 출구의 온도변화를 나타내고 있다. 그래프에서 나타내는 바와 같이 열 교환기의 입구의 온도는 약간의 변화는 있지만 거의 평균 25.5°C를 유지하고 출구의 온도는 스팀 에젝터를 가동한 후 서서히 하강하며 평균 18.6°C를 유지한다. 열 교환기에 의한 온도 차는 약  $\Delta T=6.9^{\circ}\text{C}$ 를 얻을 수 있었다.

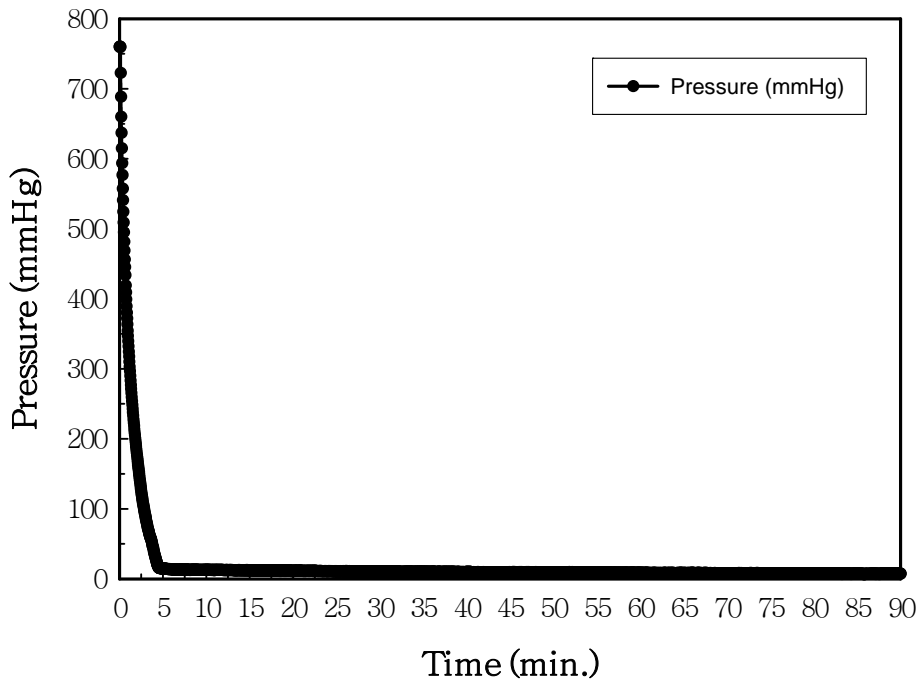


그림 60. Variation of pressure in vacuum tank by water flow rate at  $5 \ell / \text{min}$ ,  $115L_w$ .

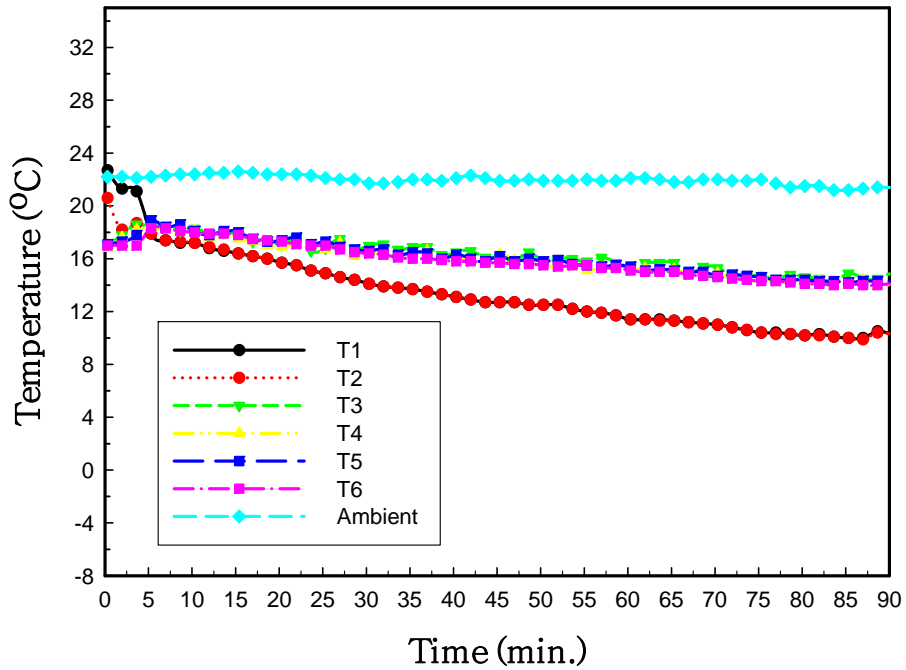


그림 61. Temperature distributions in vacuum tank by water flow rate at  $5 \ell / \text{min}$ ,  $115L_w$ .

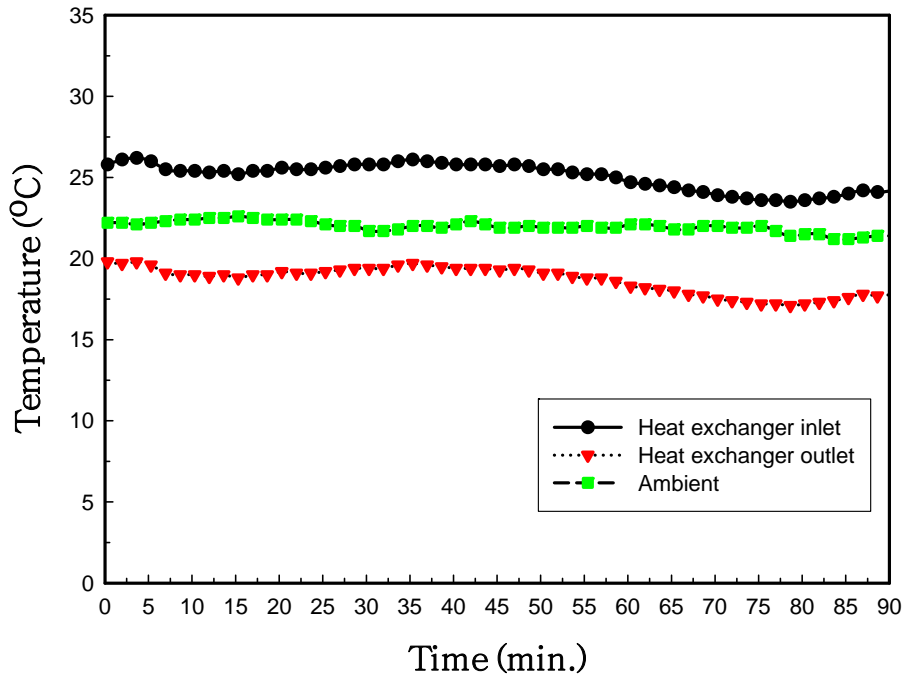


그림 62. Temperature variation of heat exchanger by water flow rate at 5 l/min, 115L<sub>w</sub>.

그림 60은 탱크 내부의 물의 양이 115ℓ 이고 열 교환기의 유량이 5ℓ/min 일 때의 압력분포를 나타내고 있다. 탱크 내부의 압력은 4분까지 급격히 감소하다가 서서히 하강하면서 7~10mmHg 사이에서 유지된다. 그림 61은 온도 변화를 나타내고 있다. 초기에 에젝터를 가동함으로써 급상승하다가 서서히 하강하는 경향을 나타내고 있다. 그림 62는 열 교환기의 입구, 출구의 온도변화를 나타내고 있다. 보는 바와 같이 열 교환기의 입구의 온도는 약간의 변화는 있지만 거의 평균 25℃를 유지하고 출구의 온도는 스팀 에젝터를 가동한 후 서서히 하강하며 평균 18.6℃를 유지한다. 그 온도 차는 Δ6.4℃이다.

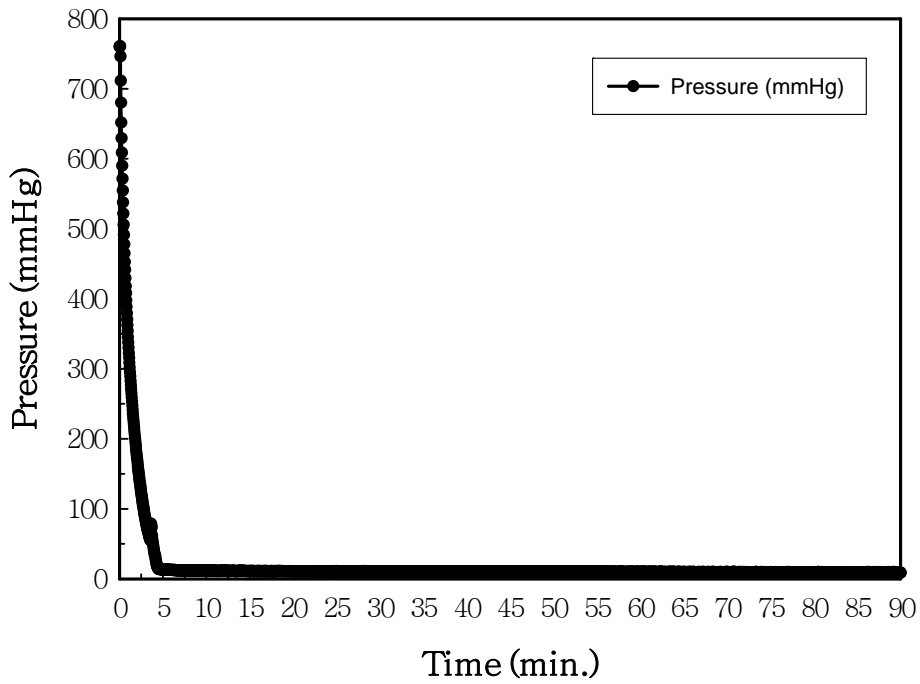


그림 63. Variation of pressure in vacuum tank by water flow rate at  $6 \ell / \text{min}$ ,  $115L_w$

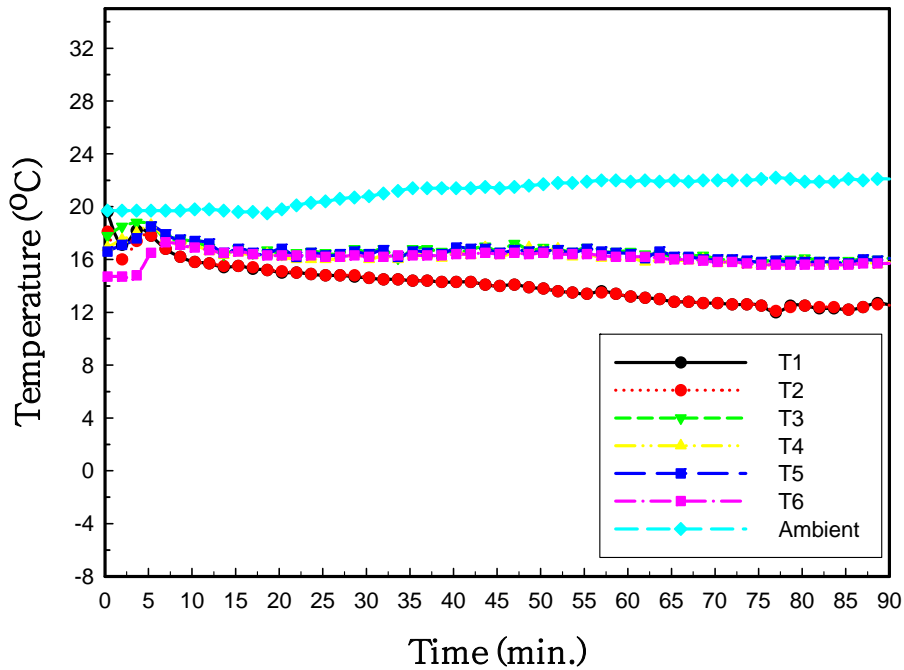


그림 64. Temperature distributions in vacuum tank by water flow rate at  $6 \ell / \text{min}$ ,  $115L_w$

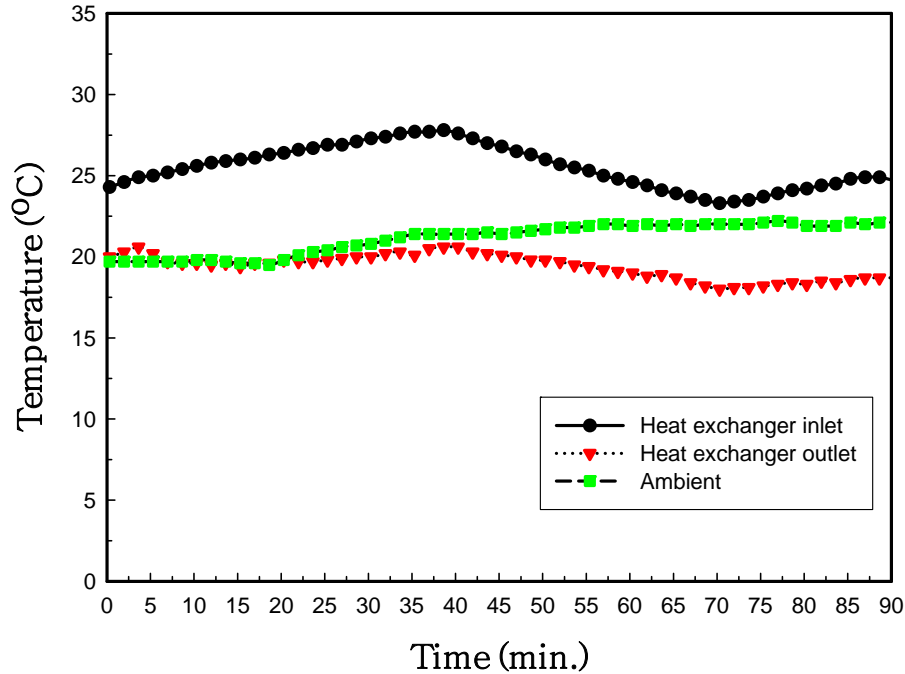


그림 65. Temperature variation of heat exchanger by water flow rate at 6 l/min, 115L<sub>w</sub>

그림 63은 탱크 내부의 물의 양이 115ℓ 이고 열 교환기의 유량이 6ℓ/min 일 때의 압력분포를 나타내고 있다. 탱크 내부의 압력은 4분까지 급격히 감소하다가 서서히 하강하면서 9~11mmHg 사이에서 유지된다. 그림 64는 온도 변화를 나타내고 있다. 초기에 에젝터를 가동함으로써 급상승하다가 서서히 하강하는 경향을 나타내고 있다. 그림 65는 열 교환기의 입구, 출구의 온도변화를 나타내고 있다. 보는 바와 같이 열 교환기의 입구의 온도는 약간의 변화는 있지만 거의 평균 25.4℃를 유지하고 출구의 온도는 스팀 에젝터를 가동한 후 서서히 하강하며 평균 19.3℃를 유지한다. 그 온도 차는 Δ6.1℃이다.

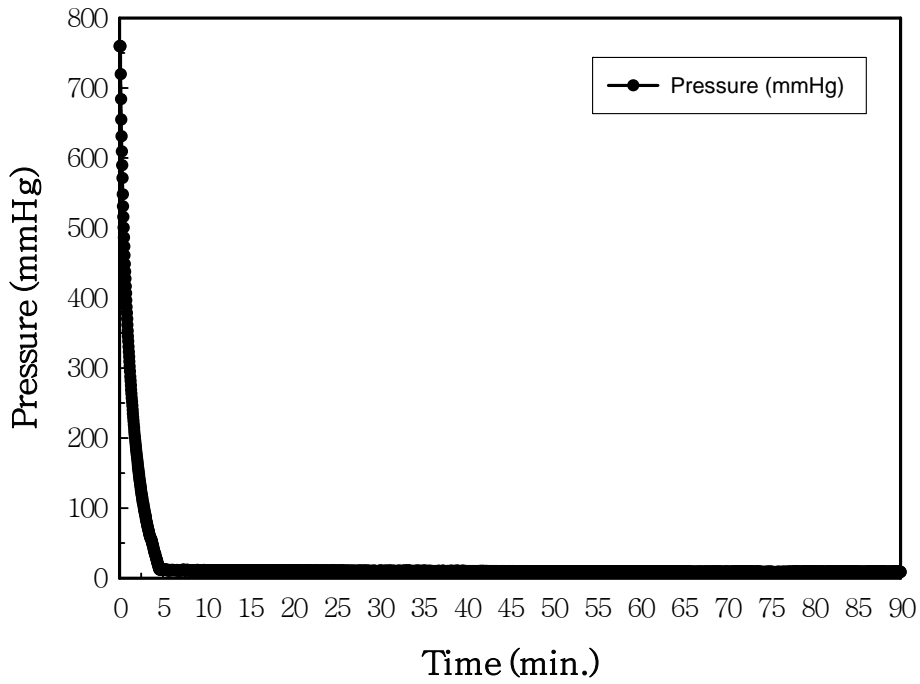


그림 66. Variation of pressure in vacuum tank by water flow rate at  $7 \ell / \text{min}$ ,  $115L_w$

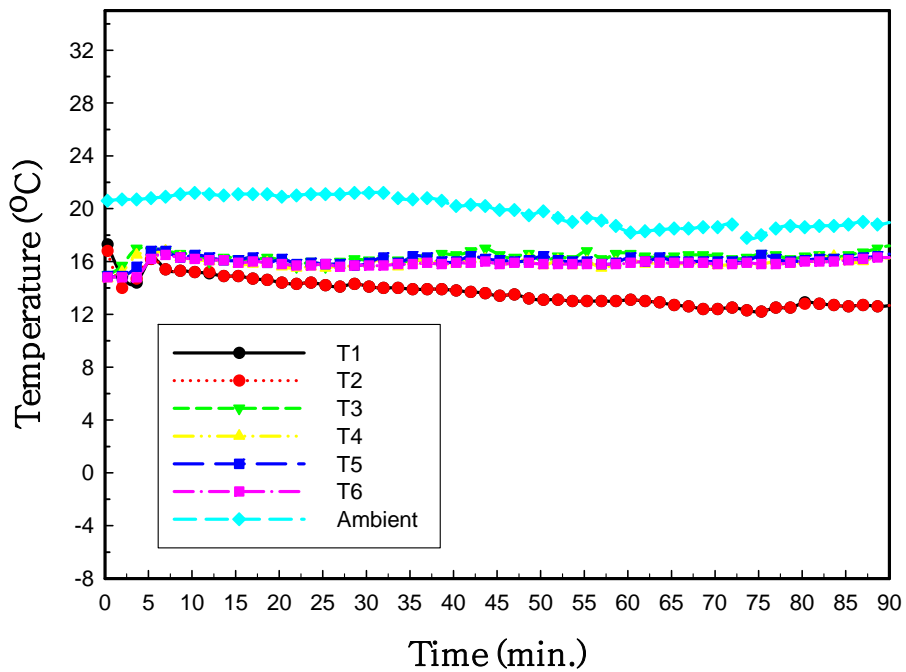


그림 67. Temperature distributions in vacuum tank by water flow rate at  $7 \ell / \text{min}$ ,  $115L_w$

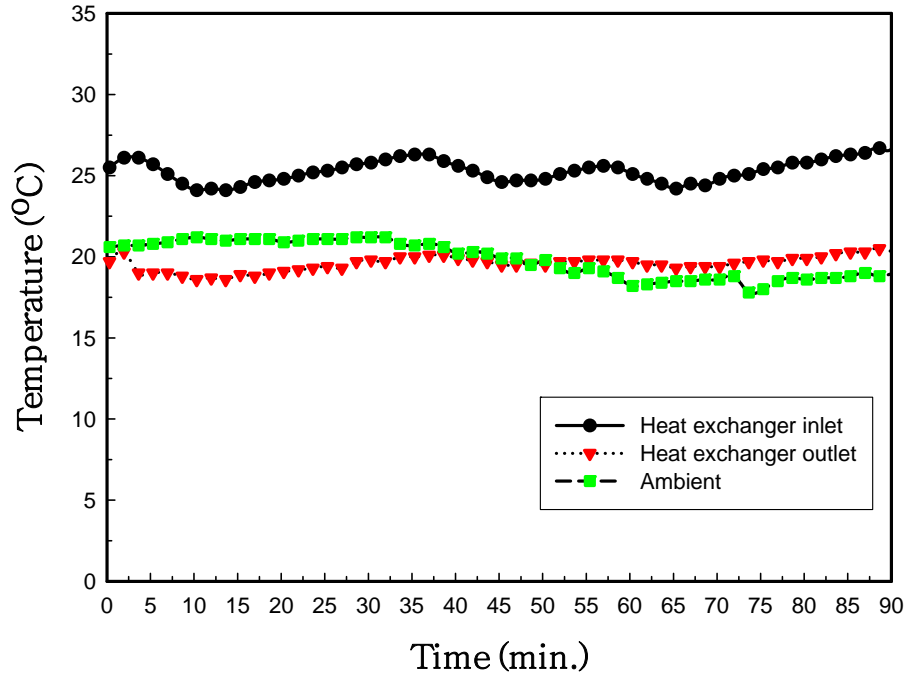


그림 68. Temperature variation of heat exchanger by water flow rate at  $7 \text{ l/min}$ ,  $115L_w$

그림 66은 탱크 내부의 물의 양이  $115 \text{ l}$  이고 열 교환기의 유량이  $6 \text{ l/min}$  일 때의 압력분포를 나타내고 있다. 탱크 내부의 압력은 4분까지 급격히 감소하다가 서서히 하강하면서  $9 \sim 11 \text{ mmHg}$  사이에서 유지된다. 그림 67은 온도 변화를 나타내고 있다. 초기에 에젝터를 가동함으로써 급상승하다가 서서히 하강하는 경향을 나타내고 있다. 그림 68은 열 교환기의 입구, 출구의 온도변화를 나타내고 있다. 보는 바와 같이 열 교환기의 입구의 온도는 약간의 변화는 있지만 거의 평균  $25.3 \text{ }^\circ\text{C}$ 를 유지하고 출구의 온도는 스팀 에젝터를 가동한 후 서서히 하강하며 평균  $19.6 \text{ }^\circ\text{C}$ 를 유지한다. 그 온도 차는  $\Delta 5.7 \text{ }^\circ\text{C}$ 이다.



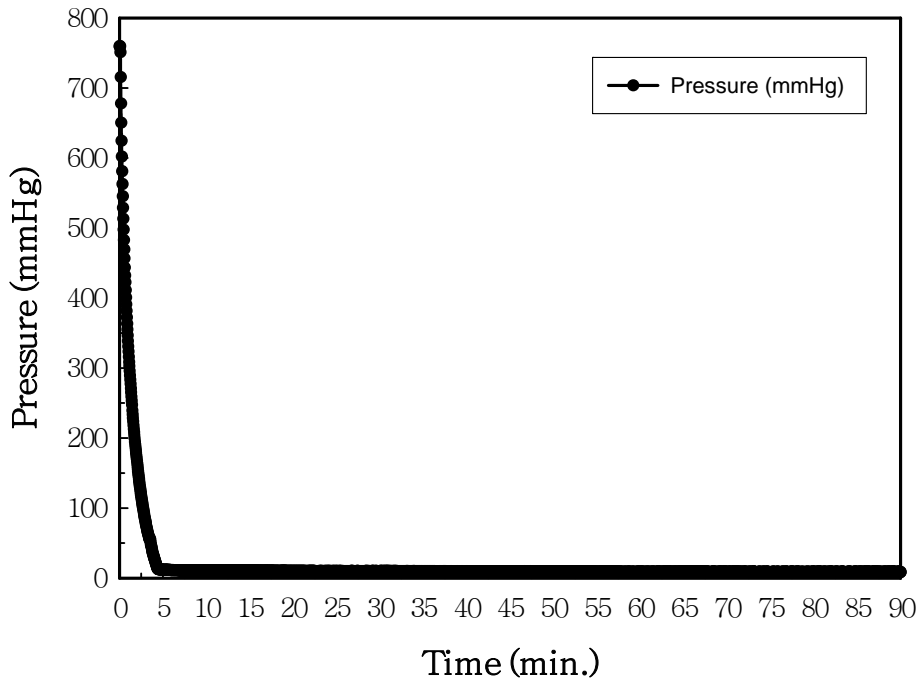


그림 69. Variation of pressure in vacuum tank by water flow rate at  $8 \ell / \text{min}$ ,  $115L_w$

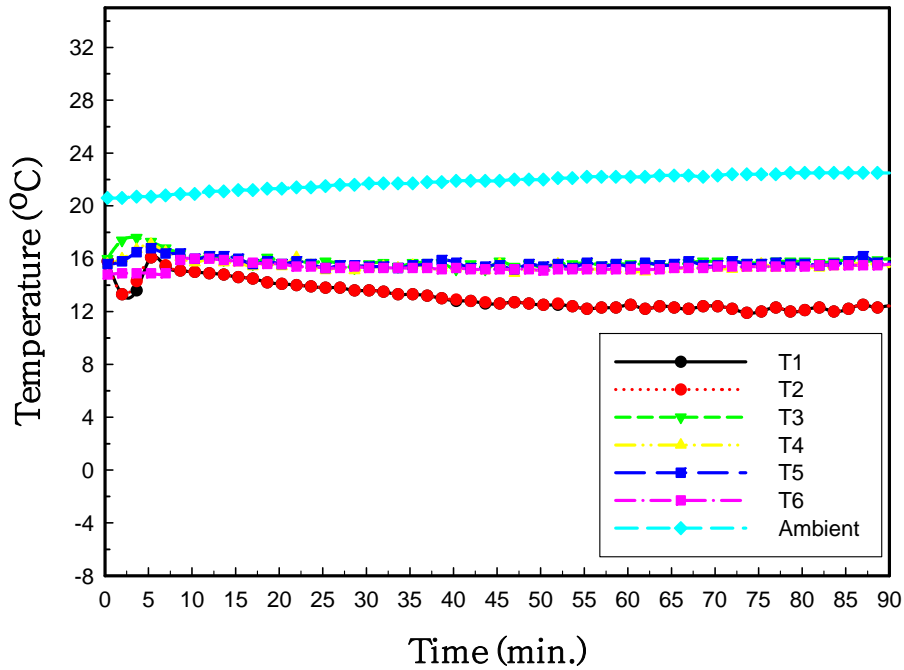


그림 70. Temperature distributions in vacuum tank by water flow rate at  $8 \ell / \text{min}$ ,  $115L_w$

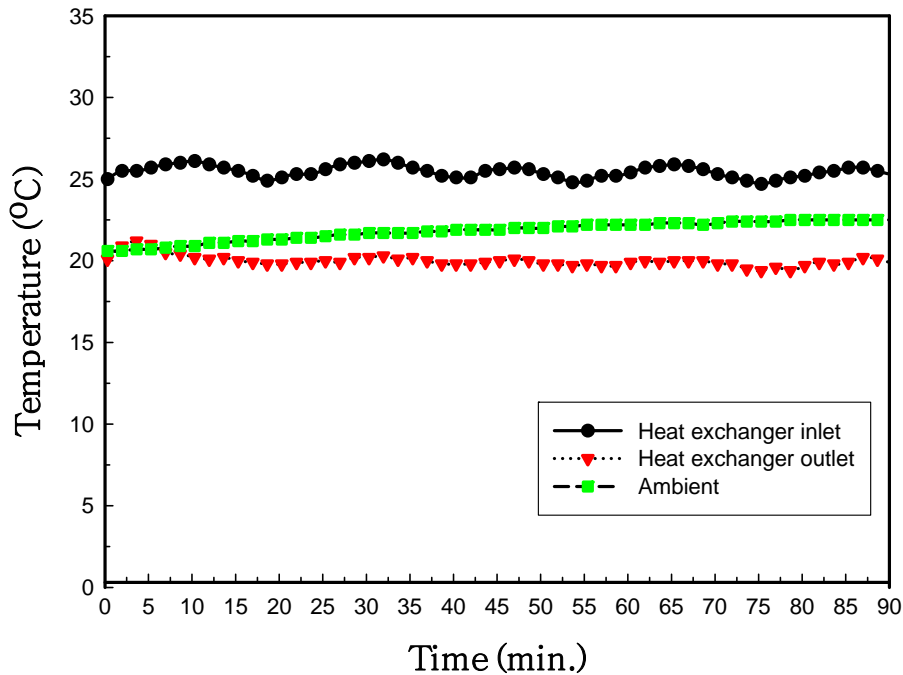


그림 71. Temperature variation of heat exchanger by water flow rate at 8 l/min, 115L<sub>w</sub>

그림 69는 탱크 내부의 물의 양이 115ℓ 이고 열 교환기의 유량이 8 ℓ/min 일 때의 압력분포를 나타내고 있다. 탱크 내부의 압력은 4분까지 급격히 감소하다가 서서히 하강하면서 8~11mmHg 사이에서 유지된다. 그림 70은 온도 변화를 나타내고 있다. 초기 에젝터를 가동함으로써 급상승하다가 열교환기와 열교환을 통하여 탱크 내의 온도는 거의 변화가 없이 일정하게 유지되는 경향을 나타내고 있다. 그림 71은 열 교환기의 입구, 출구의 온도변화를 나타내고 있다. 보는 바와 같이 열 교환기의 입구의 온도는 약간의 변화는 있지만 거의 평균 25.5 °C를 유지하고 출구의 온도는 스팀 에젝터를 가동한 후 서서히 하강하며 평균20.1°C를 유지한다. 그 온도차는 Δ5.4°C이다.

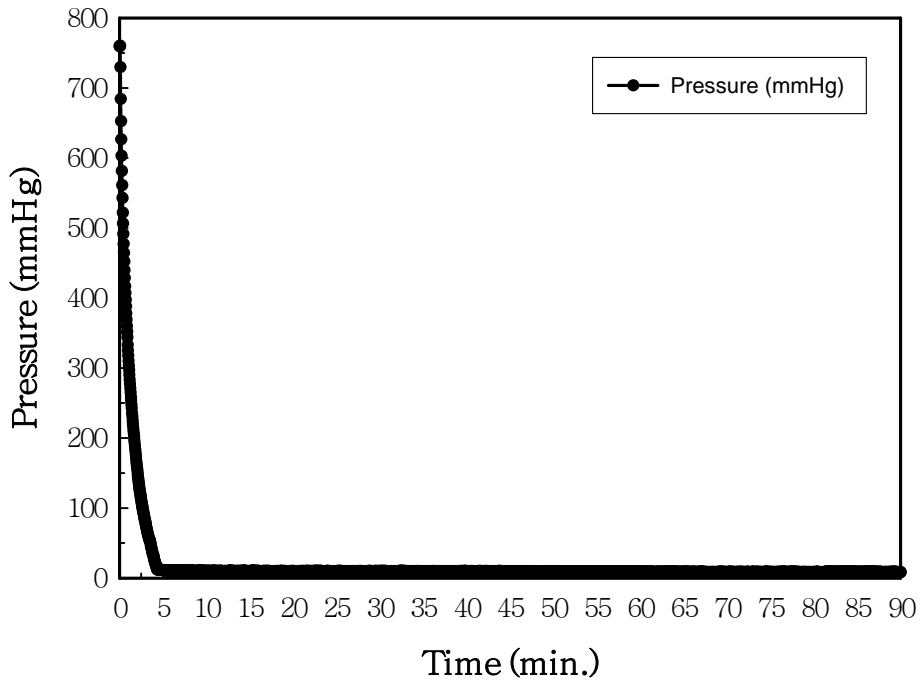


그림 72. Variation of pressure in vacuum tank by water flow rate at 10 ℓ /min, 115L<sub>w</sub>

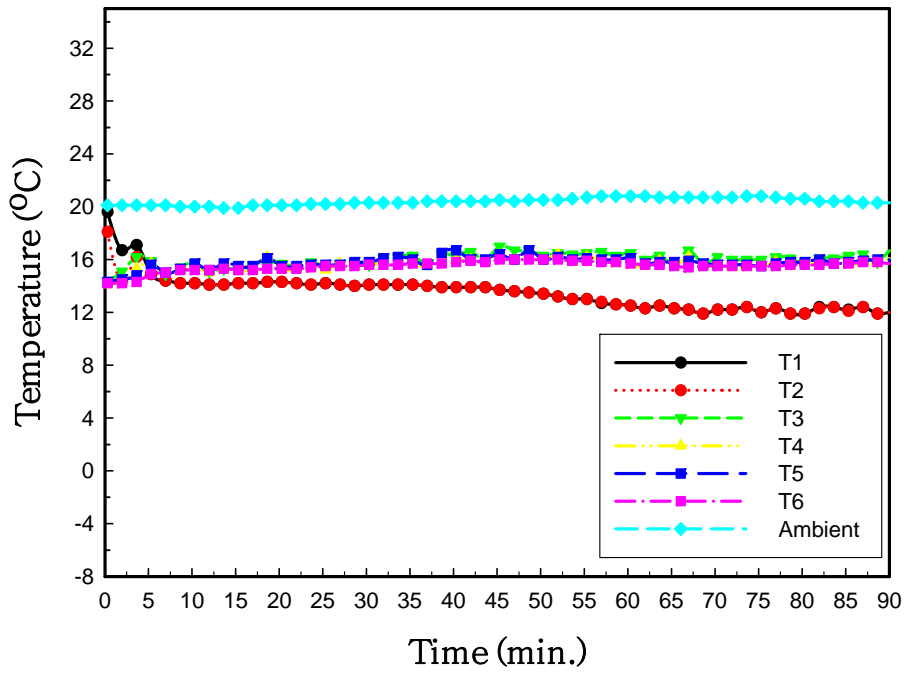


그림 73. Temperature distributions in vacuum tank by water flow rate at 10 ℓ /min, 115L<sub>w</sub>

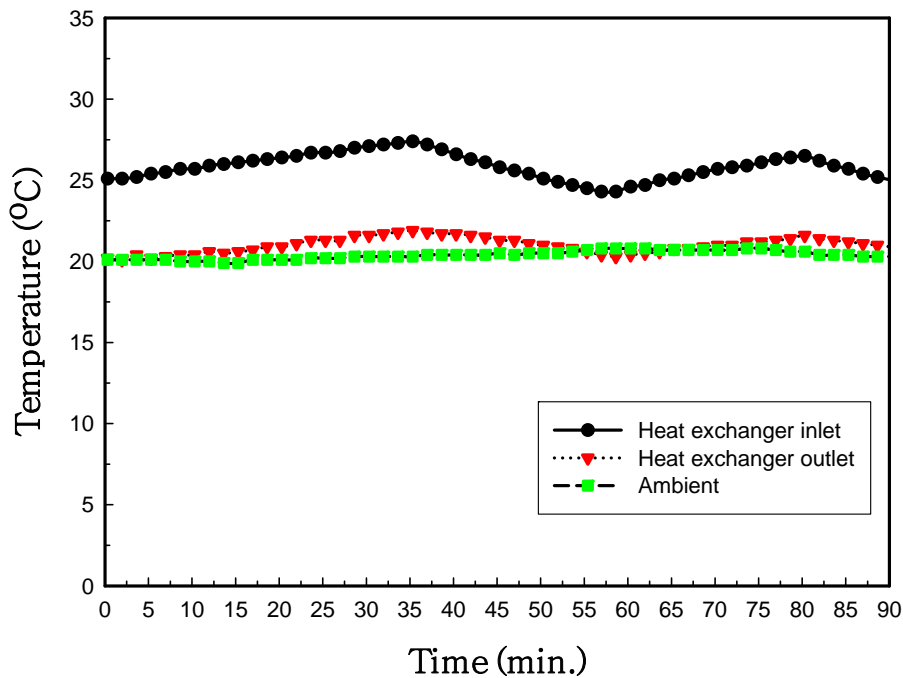


그림 74. Temperature variation of heat exchanger by water flow rate at 10 l/min, 115L<sub>w</sub>

그림 72는 탱크 내부의 물의 양이 115ℓ 이고 열 교환기의 유량이 10ℓ/min 일 때의 압력분포를 나타내고 있다. 탱크 내부의 압력은 4분까지 급격히 감소하다가 서서히 하강하면서 8~10mmHg 사이에서 유지된다. 그림 73은 온도 변화를 나타내고 있다. 초기에 에젝터를 가동함으로써 급상승하다가 열 교환기와 열 교환을 통하여 탱크 내의 온도는 거의 변화가 없이 일정하게 유지되는 경향을 나타내고 있다. 그림 74는 열 교환기의 입구, 출구의 온도변화를 나타내고 있다. 보는 바와 같이 열 교환기의 입구의 온도는 약간의 변화는 있지만 거의 평균 25.7℃를 유지하고 출구의 온도는 스팀 에젝터를 가동한 후 서서히 하강하며 평균 21℃를 유지한다. 그 온도 차는 Δ4.7℃이다.

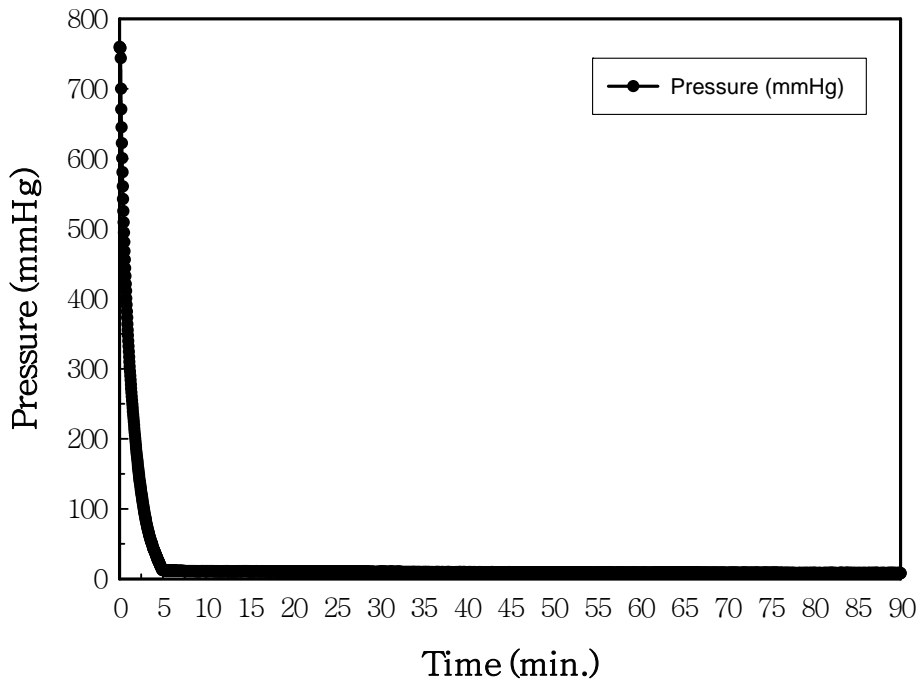


그림 75. Variation of pressure in vacuum tank by water flow rate at  $12 \ell / \text{min}$ ,  $115L_w$

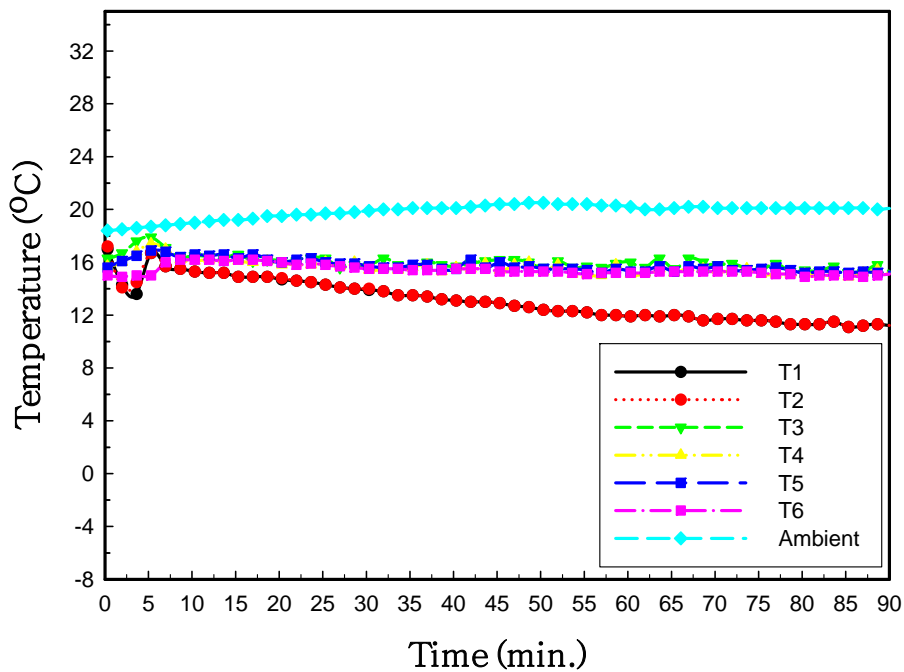


그림 76. Temperature distributions in vacuum tank by water flow rate at  $12 \ell / \text{min}$ ,  $115L_w$

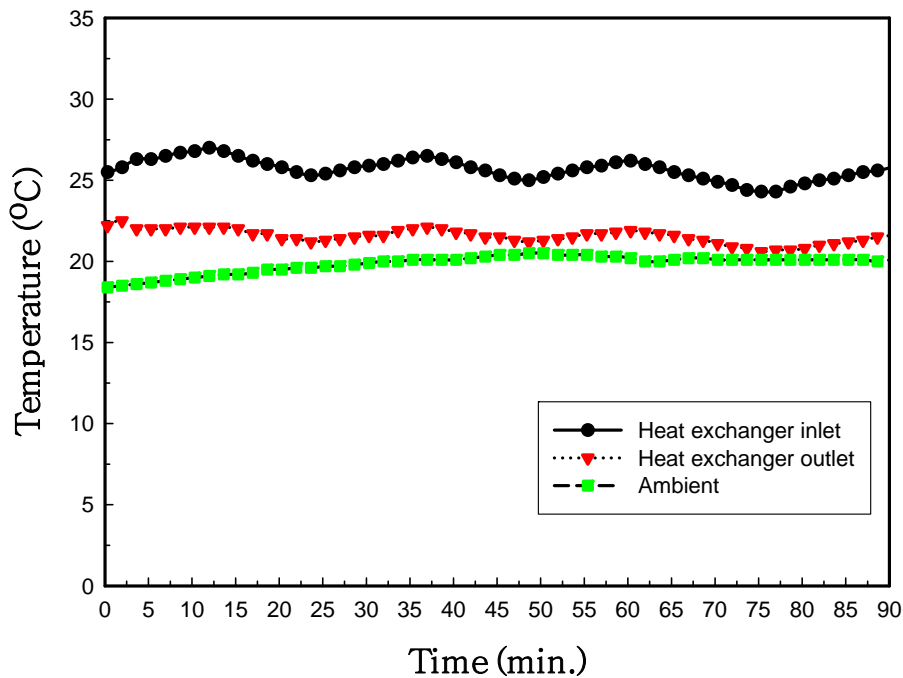


그림 77. Temperature variation of heat exchanger by water flow rate at  $12\ell/\text{min}$ ,  $115L_w$

그림 75는 탱크 내부의 물의 양이  $115\ell$  이고 열 교환기의 유량이  $12\ell/\text{min}$  일 때의 압력분포를 나타내고 있다. 탱크 내부의 압력은 4분까지 급격히 감소하다가 서서히 하강하면서  $8\sim 11\text{mmHg}$  사이에서 유지된다. 그림 76은 온도 변화를 나타내고 있다. 초기에 에젝터를 가동함으로써 급상승하다가 열 교환기와 열 교환을 통하여 탱크 내의 온도는 거의 변화가 없이 일정하게 유지되는 경향을 나타내고 있다. 그림 77은 열 교환기의 입구, 출구의 온도변화를 나타내고 있다. 보는 바와 같이 열 교환기의 입구의 온도는 약간의 변화는 있지만 거의 평균  $25.8^\circ\text{C}$ 를 유지하고 출구의 온도는 스팀 에젝터를 가동한 후 서서히 하강하며 평균  $21.6^\circ\text{C}$ 를 유지한다. 그 온도 차는  $\Delta 4.2^\circ\text{C}$ 이다.

### 3. 해수의 열교환 냉각실험

본 절에서는 해수에 대해 열 교환기를 이용한 냉각 성능에 관한 실험을 진행하였다. 앞 절에서 얻어진 진공 성능과 냉각 효율을 토대로 열 교환기를 이용한 냉각 성능에 대한 실험을 진행 하였다.

표 11. 열교환기를 이용한 해수의 냉각 성능 실험 조건

	진공탱크 내의 수위 ( ℓ )	열 교환기의 유량( ℓ/min)
Type 12	115	4
Type 13	115	6
Type 14	115	8
Type 15	115	10

표 11은 열교환기를 이용한 해수 냉각 성능 실험 조건을 나타내고 있다. 진공 탱크에 물을 115ℓ 채운 뒤 열 교환기의 유량을 변화하여 각각 실험 시간은 90분 동안 진행을 하였다. 열교환기 내의 물은 해수이다.

실험 시작 전 모든 온도는 거의 동일하게 유지 하였으며, 스팀 에젝터는 진공 탱크 내부의 압력이 제트 콘덴서를 사용하여 60mmHg 에 도달하였을 때 스팀 보일러의 밸브를 개방하여 작동하였다. 또한, 열교환기로 유입되는 물의 온도는 25℃를 유지 하기 위해 전기 보일러를 사용하여 물의 온도를 제어 하였다.

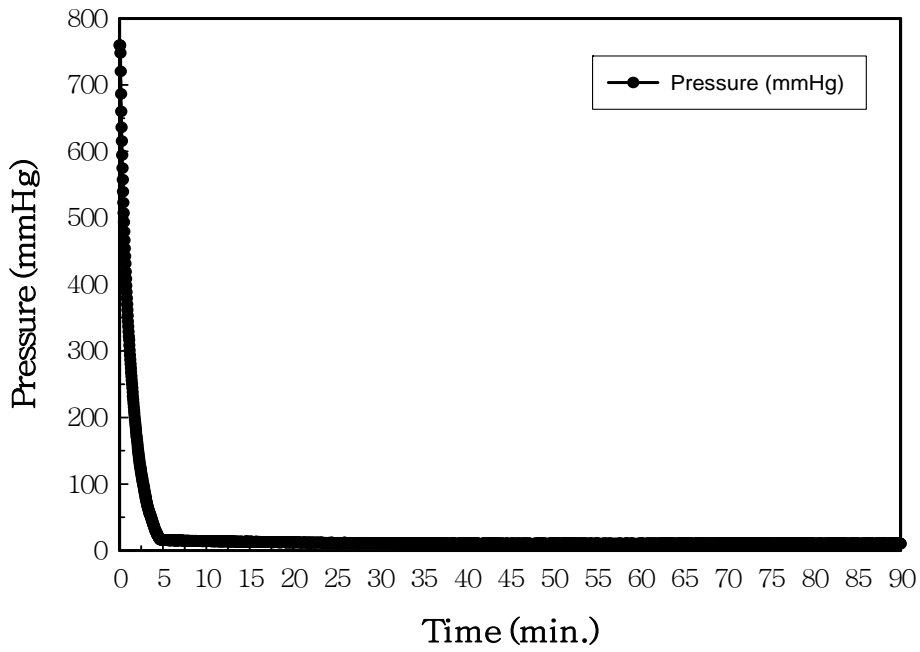


그림 78. Variation of pressure in vacuum tank by sea water flow rate at  $4 \ell / \text{min}$ ,  $115L_w$

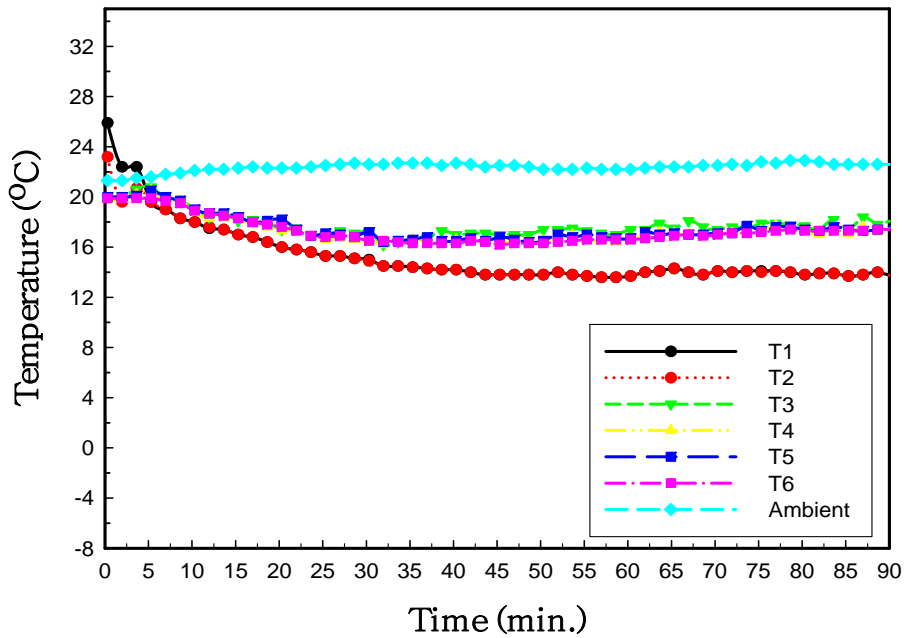


그림 79. Temperature distributions in vacuum tank by sea water flow rate at  $4 \ell / \text{min}$ ,  $115L_w$



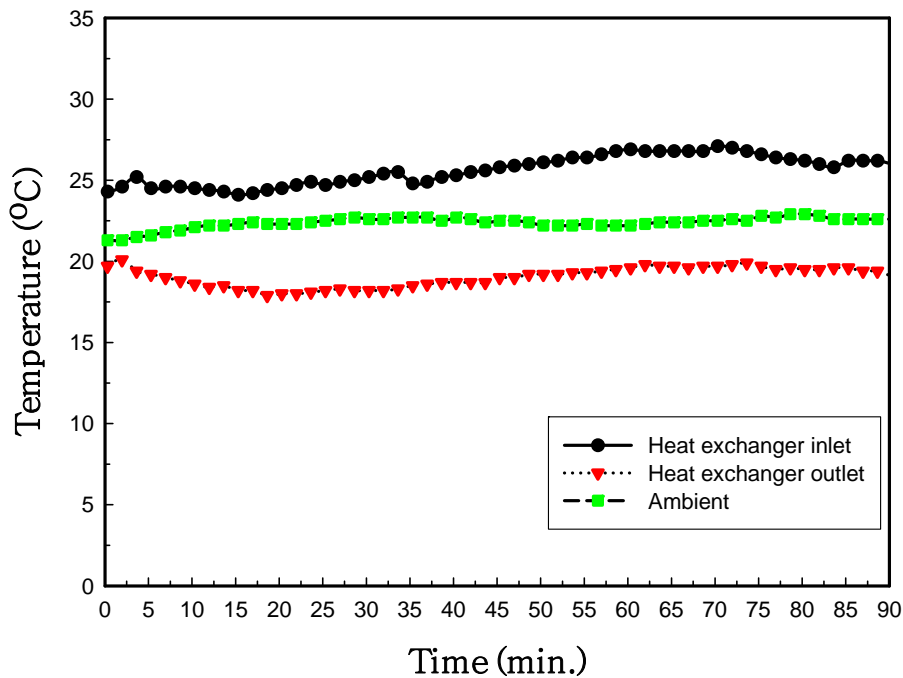


그림 80. Variation of Temperature at heat exchanger inlet and outlet by sea water flow rate at 4 ℓ/min, 115L<sub>w</sub>

그림 78은 탱크 내부의 물의 양이 115ℓ 이고 열 교환기안의 해수의 유량이 4 ℓ/min 일 때의 압력분포를 나타내고 있다. 탱크 내부의 압력은 5분까지 급격히 감소하다가 서서히 하강하면서 10~12mmHg 사이에서 유지된다. 그림 79는 온도 변화를 나타내고 있다. 초기에 에젝터를 가동함으로써 급상승하다가 열 교환기와 열 교환을 통하여 탱크 내의 온도는 거의 변화가 없이 일정하게 유지되는 경향을 나타내고 있다. 그림 80은 열 교환기의 입구, 출구의 온도변화를 나타내고 있다. 보는 바와 같이 열 교환기의 입구의 온도는 다소 변화는 있지만 거의 평균 25.6°C를 유지하고 출구의 온도는 스팀 에젝터를 가동한 후 서서히 하강하며 평균 19.0°C를 유지한다. 그 온도 차는  $\Delta 6.6^{\circ}\text{C}$ 이다.

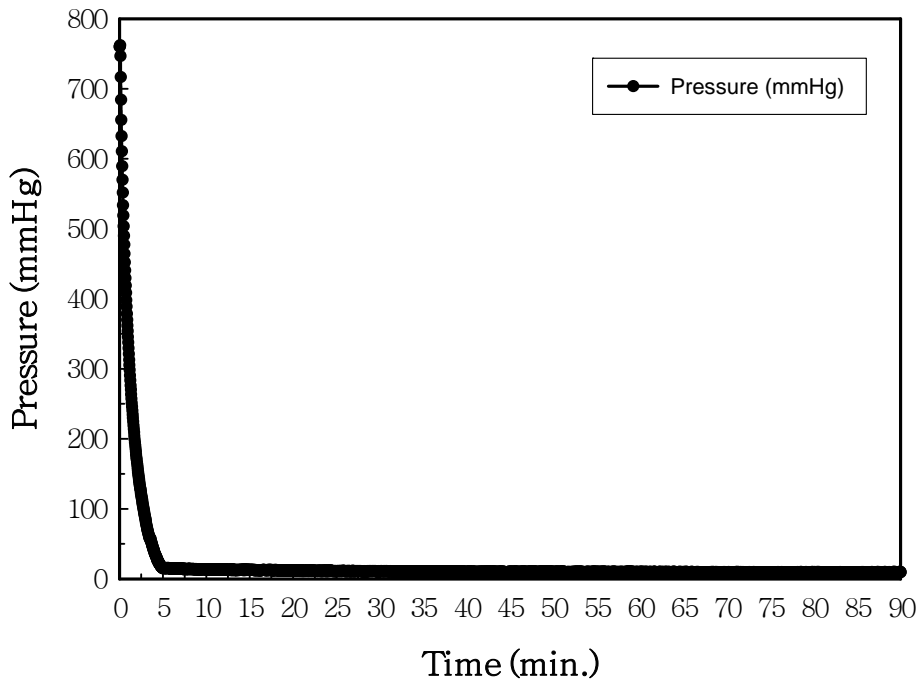


그림 81. Variation of pressure in vacuum tank by sea water flow rate at  $6 \ell / \text{min}$ ,  $115L_w$

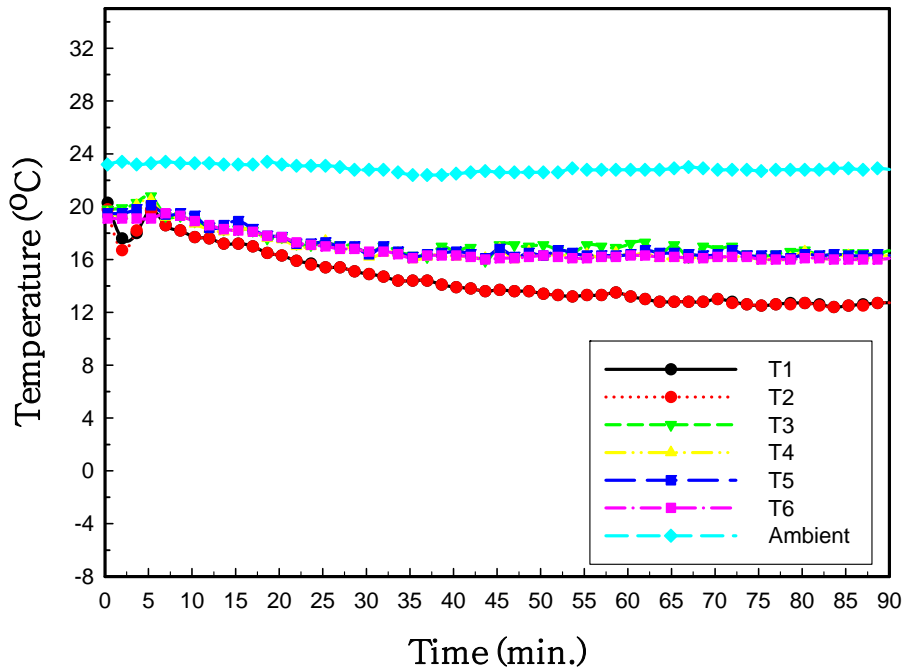


그림 82. Temperature distributions in vacuum tank by sea water flow rate at  $6 \ell / \text{min}$ ,  $115L_w$

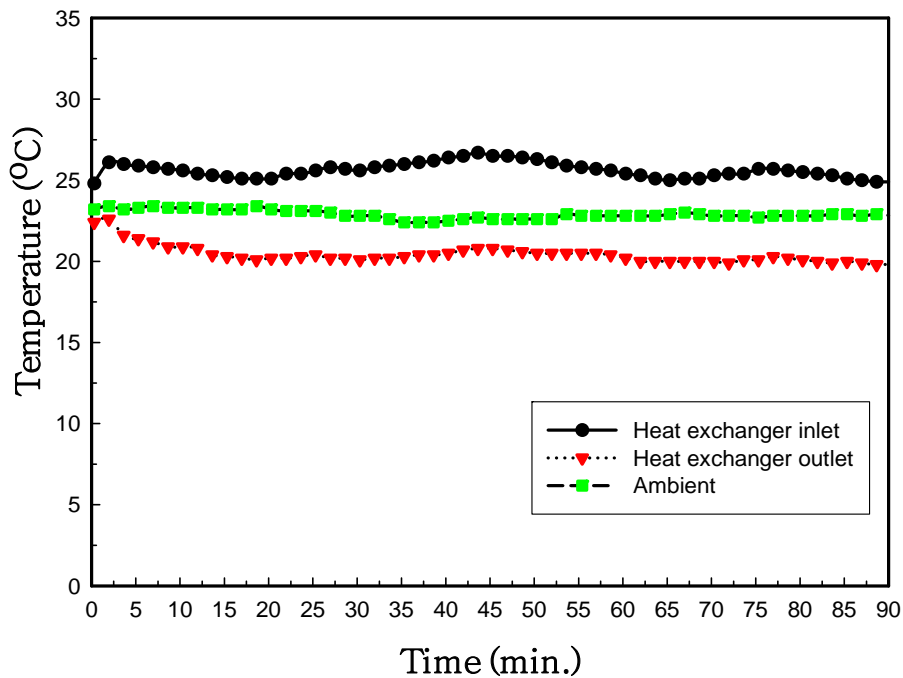


그림 83. Variation of Temperature at heat exchanger inlet and outlet by sea water flow rate at 6 ℓ/min, 115L<sub>w</sub>

그림 81은 탱크 내부의 물의 양이 115ℓ 이고 열 교환기안의 해수의 유량이 6ℓ/min 일 때의 압력분포를 나타내고 있다. 탱크 내부의 압력은 5분까지 급격히 감소하다가 서서히 하강하면서 8~12mmHg 사이에서 유지된다. 그림 82는 온도 변화를 나타내고 있다. 초기에 에젝터를 가동함으로써 급상승하다가 열 교환기와 열 교환을 통하여 탱크 내의 온도는 서서히 하강하다가 거의 변화가 없이 일정하게 유지되는 경향을 나타내고 있다. 그림 83은 열 교환기의 입구, 출구의 온도변화를 나타내고 있다. 보는 바와 같이 열 교환기의 입구의 온도는 다소 변화는 있지만 거의 평균 27.6℃를 유지하고 출구의 온도는 스팀 에젝터를 가동한 후 서서히 하강하며 평균 22.4℃를 유지한다. 그 온도 차는  $\Delta 5.2^{\circ}\text{C}$ 이다.

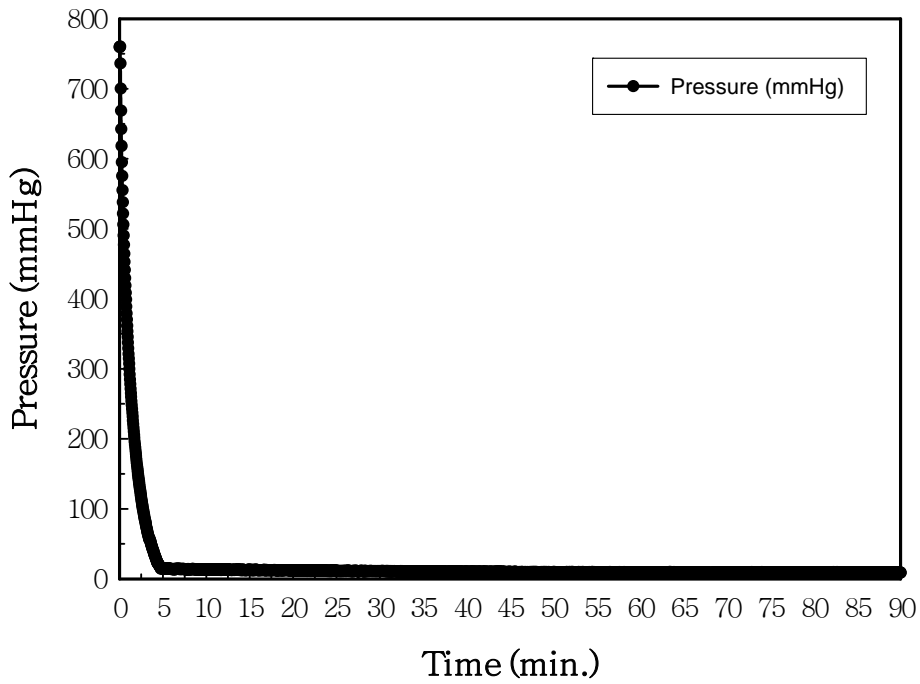


그림 84. Variation of pressure in vacuum tank by sea water flow rate at  $8 \ell / \text{min}$ ,  $115L_w$

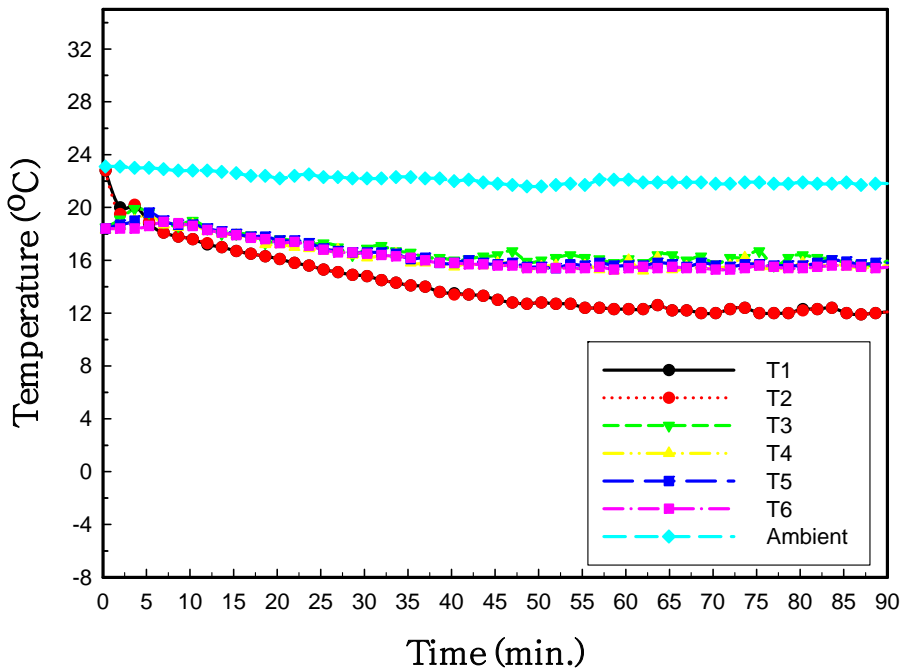


그림 85. Temperature distributions in vacuum tank by sea water flow rate at  $8 \ell / \text{min}$ ,  $115L_w$

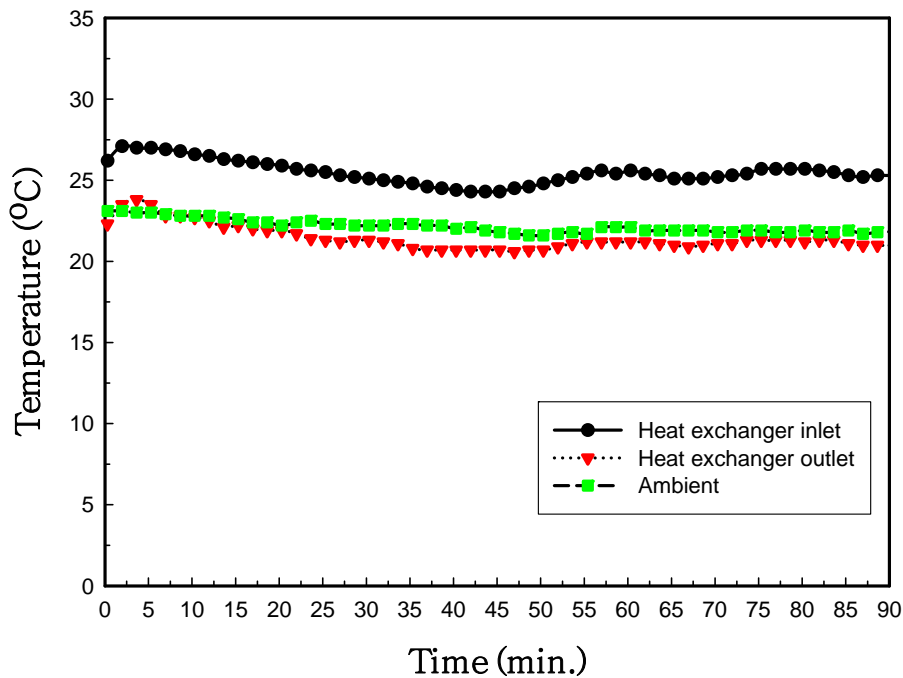


그림 86. Variation of Temperature at heat exchanger inlet and outlet by sea water flow rate at 8 ℓ/min, 115L<sub>w</sub>

그림 84는 탱크 내부의 물의 양이 115ℓ 이고 열 교환기안의 해수의 유량이 8ℓ/min 일 때의 압력분포를 나타내고 있다. 탱크 내부의 압력은 5분까지 급격히 감소하다가 서서히 하강하면서 8~12mmHg 사이에서 유지된다. 그림 85는 온도 변화를 나타내고 있다. 초기에 에젝터를 가동함으로써 급상승하다가 열 교환기와 열 교환을 통하여 탱크 내의 온도는 서서히 하강하다가 거의 변화가 없이 일정하게 유지되는 경향을 나타내고 있다. 그림 86은 열 교환기의 입구, 출구의 온도변화를 나타내고 있다. 보는 바와 같이 열 교환기의 입구의 온도는 다소 변화는 있지만 거의 평균 25.5℃를 유지하고 출구의 온도는 스팀 에젝터를 가동한 후 서서히 하강하며 평균 21.4℃를 유지한다. 그 온도 차는  $\Delta 4.1^{\circ}\text{C}$ 이다.

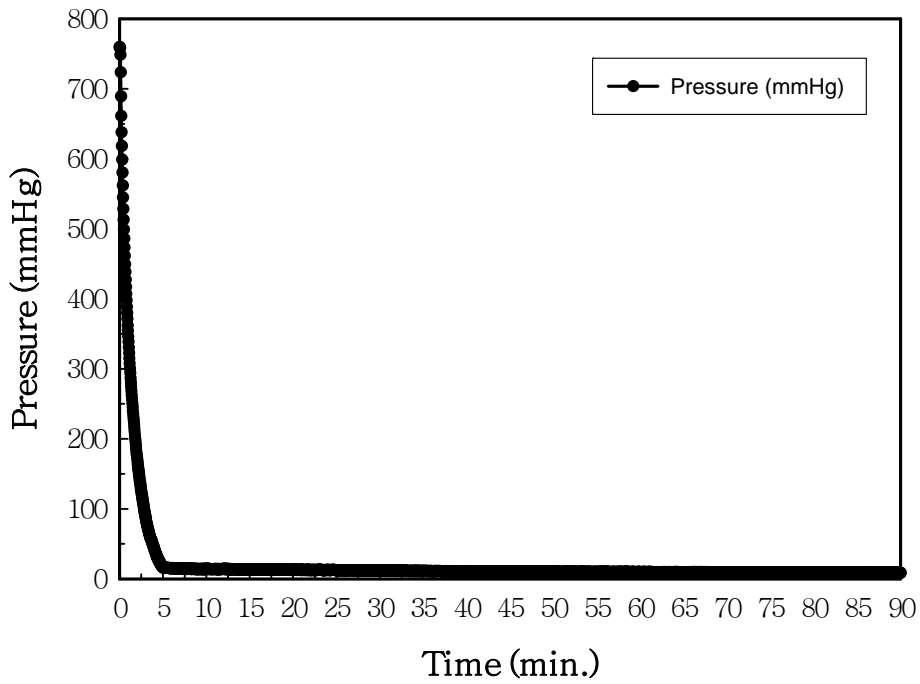


그림 87. Variation of pressure in vacuum tank by sea water flow rate at 10 ℓ /min, 115L<sub>w</sub>

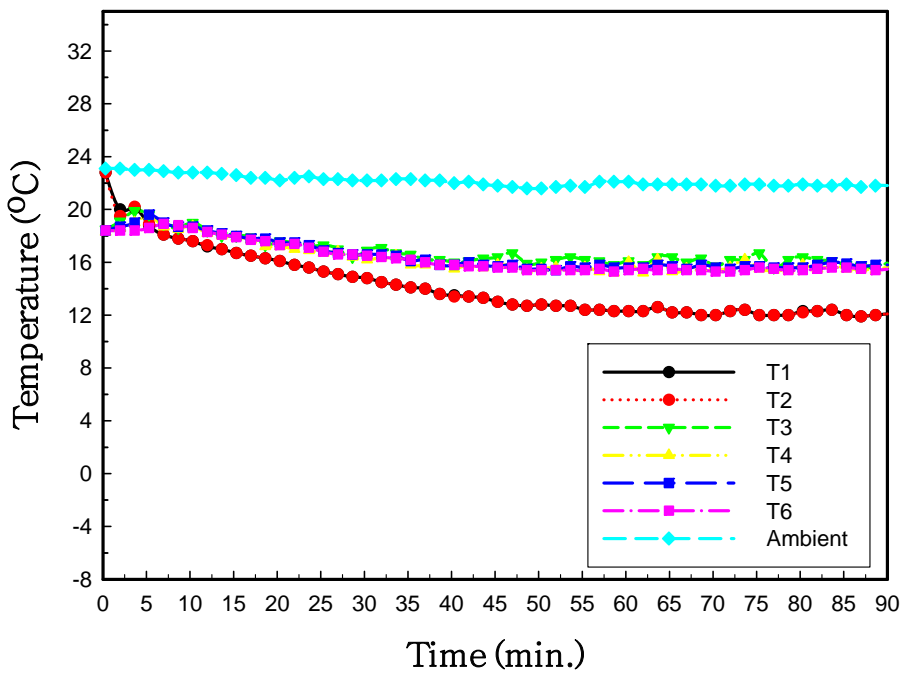


그림 88. Variation of Temperature in vacuum tank by sea water flow rate at 10 ℓ /min, 115L<sub>w</sub>

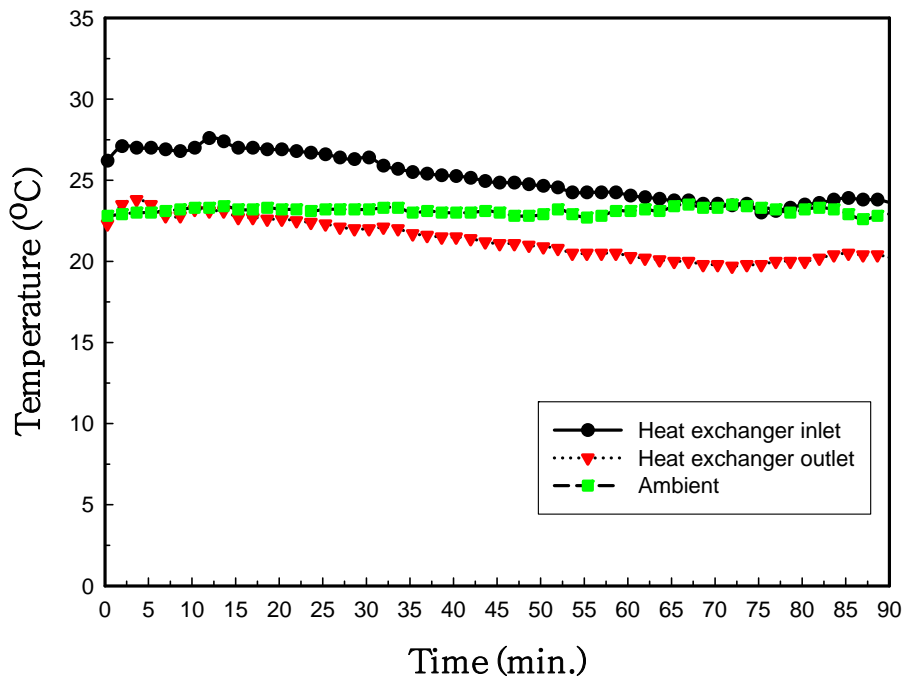


그림 89. Variation of Temperature at heat exchanger inlet and outlet by sea water flow rate at 10 ℓ/min, 115L<sub>w</sub>

그림 87은 탱크 내부의 물의 양이 115ℓ 이고 열 교환기안의 해수의 유량이 8ℓ/min 일 때의 압력분포를 나타내고 있다. 탱크 내부의 압력은 5분까지 급격히 감소하다가 서서히 하강하면서 8~12mmHg 사이에서 유지된다. 그림 88은 온도 변화를 나타내고 있다. 초기에 에젝터를 가동함으로써 급상승하다가 열 교환기와 열 교환을 통하여 탱크 내의 온도는 서서히 하강하다가 거의 변화가 없이 일정하게 유지되는 경향을 나타내고 있다. 그림 89는 열 교환기의 입구, 출구의 온도변화를 나타내고 있다. 보는 바와 같이 열 교환기의 입구의 온도는 다소 변화는 있지만 거의 평균 25℃를 유지하고 출구의 온도는 스팀 에젝터를 가동한 후 서서히 하강하며 평균 21.3℃를 유지한다. 그 온도 차는 Δ3.7℃이다.

#### 4. 해수의 순환 실험

앞 절에서는 열 교환기를 이용한 해수 냉각 성능에 관한 실험을 진행하였다. 본 절에서는 해수를 열교환기를 거쳐서 냉각되지 않고 직접 진공탱크에서 냉각되어 냉각수를 순환시키는 실험을 진행하였다.

표 12. 해수순환 실험조건

	진공탱크 내의 수위 ( $l$ )
Type 16	50 $l$
Type 17	100 $l$
Type 18	115 $l$

표 12은 해수 순환 실험조건을 나타내고 있다. 진공 탱크 내에 물을 각기 50  $l$ , 100  $l$ , 115  $l$  채웠을 때 탱크 안에서 냉각시켜서 물의 온도가 5℃ 냉각이 되면 이 냉각수를 배수하고 다시 25℃의 물을 공급한다. 이러한 과정을 반복한다. 따라서 진공탱크로 약 25℃의 물이 유입되어 냉각된 후 약 20℃의 물이 외부로 공급된다. 열 교환기의 유량을 변화하여 각각 실험 시간은 90분 동안 진행을 하였다.

실험 시작 전 모든 온도는 거의 동일하게 유지 하였으며, 스팀 에젝터는 진공 탱크 내부의 압력이 제트 콘덴서를 사용하여 60mmHg 에 도달하였을 때 스팀 보일러의 밸브를 개방하여 작동하였다.



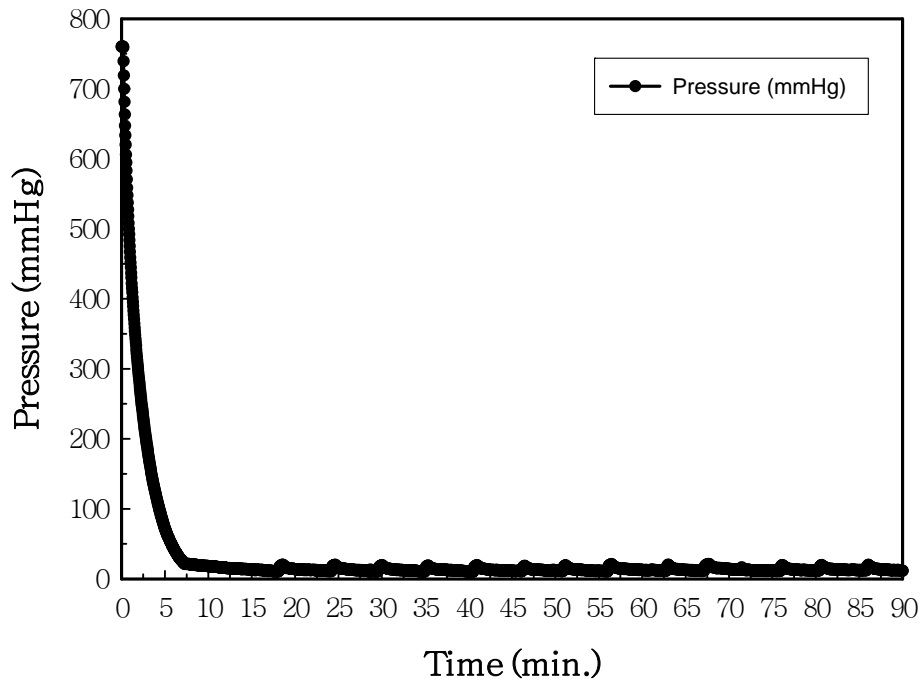


그림 90. Variation of pressure in vacuum tank at 50 L<sub>w</sub> recirculation

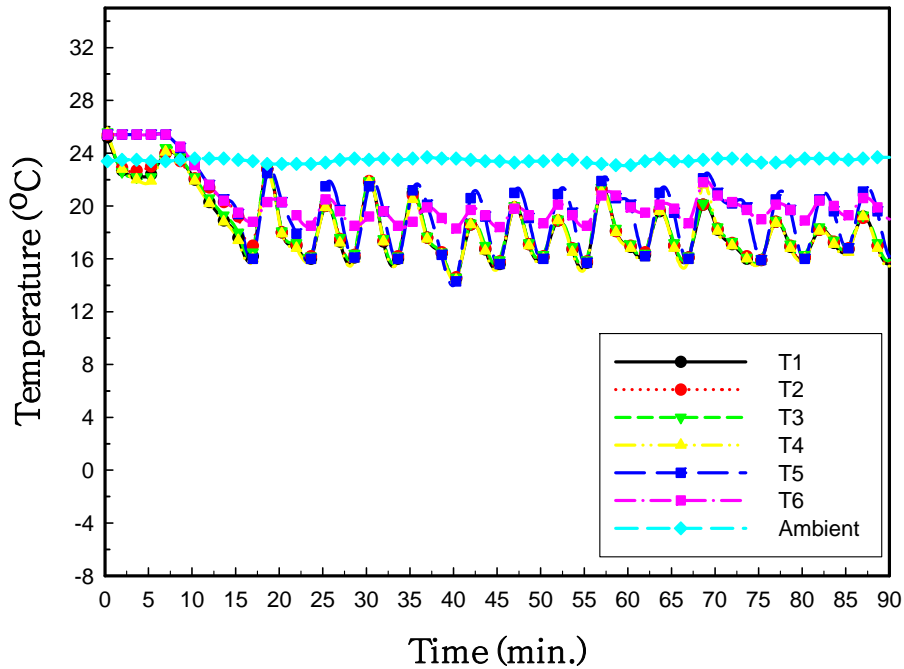


그림 91. Temperature distributions in vacuum tank at 50 L<sub>w</sub> recirculation

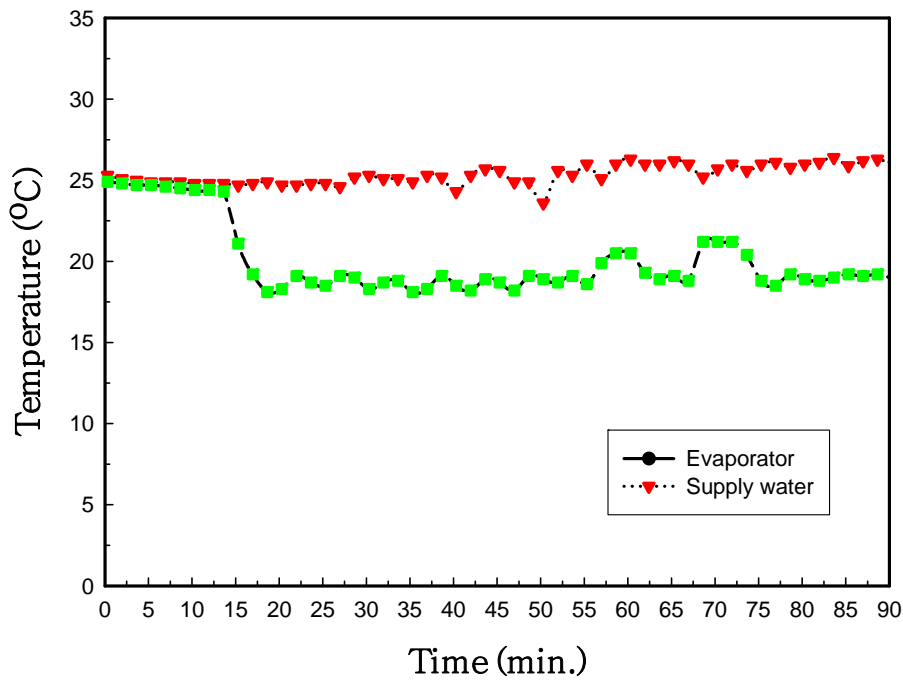


그림 92. Temperature distributions of supply water and drain water at 50 L<sub>w</sub> recirculation

그림 90은 탱크 내부의 물의 양이 50ℓ 이고 순환 실험을 진행하였을 때의 압력 분포를 나타내고 있다. 탱크 내부의 압력은 7분까지 급격히 감소하다가 서서히 하강하면서 10~19mmHg 사이에서 급수, 배수함에 따라서 변화한다. 그림 91은 온도 변화를 나타내고 있다. 초기에 에젝터를 가동함으로써 급상승하다가 해수를 일정한 온도까지 냉각되면 순환시켜 탱크 내의 온도가 주기적으로 변화함을 나타내고 있다. 그림 92는 진공탱크에 공급하는 물의 온도와 진공탱크의 배수온도 온도변화를 나타내고 있다. 보는 바와 같이 탱크에 공급되는 물의 온도는 다소 변화가 있지만 평균 25.4 °C를 유지하고 진공탱크의 배수 온도는 스팀 에젝터를 가동한 후 서서히 냉각되어 평균 19.9°C를 유지한다. 그 온도 차는 Δ5.5°C이다.

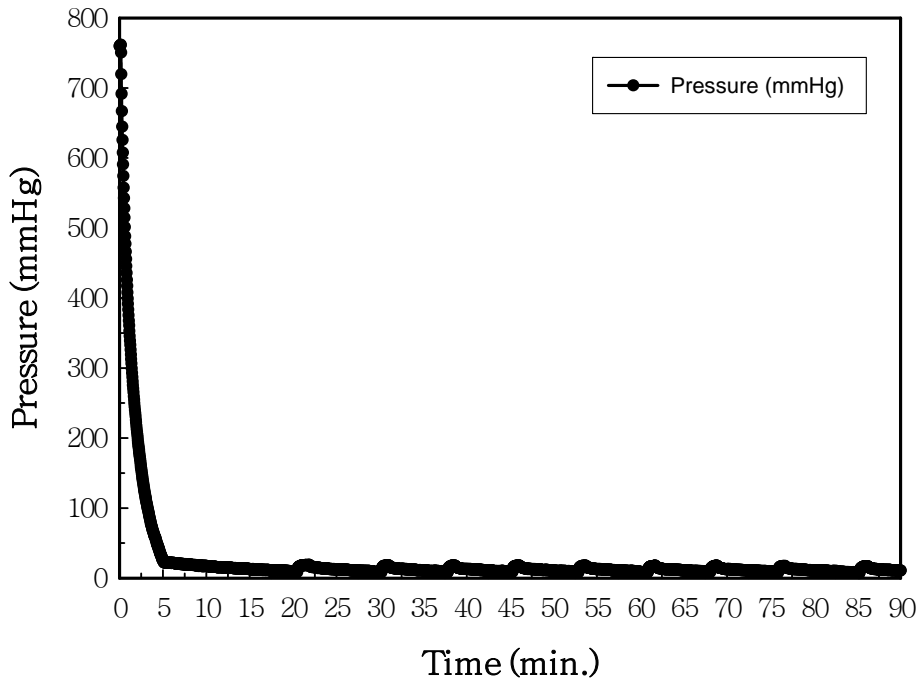


그림 93. Variation of pressure in vacuum tank at 100 L<sub>w</sub> recirculation

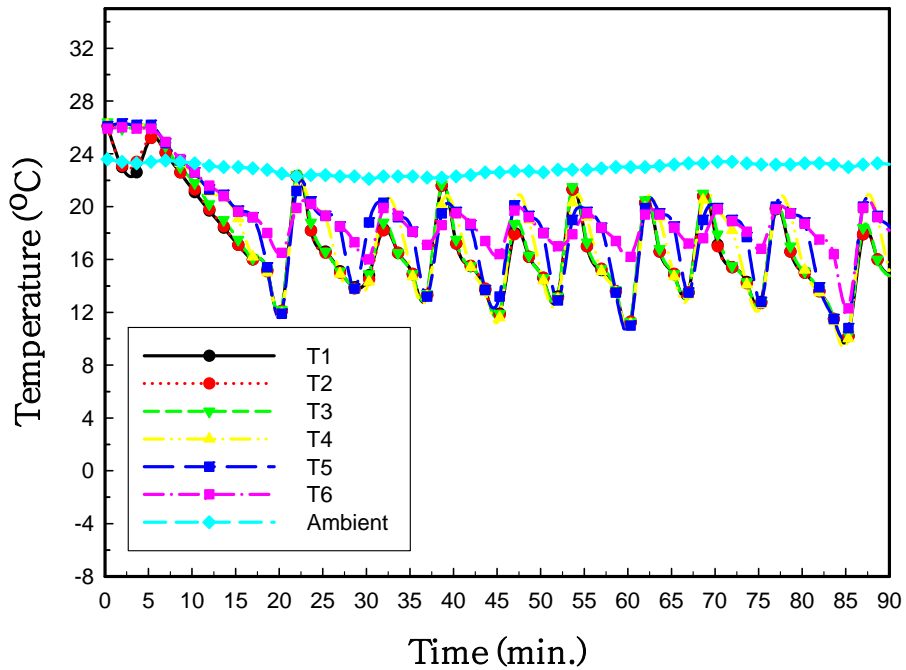


그림 94. Temperature distributions in vacuum tank at 100 L<sub>w</sub> recirculation

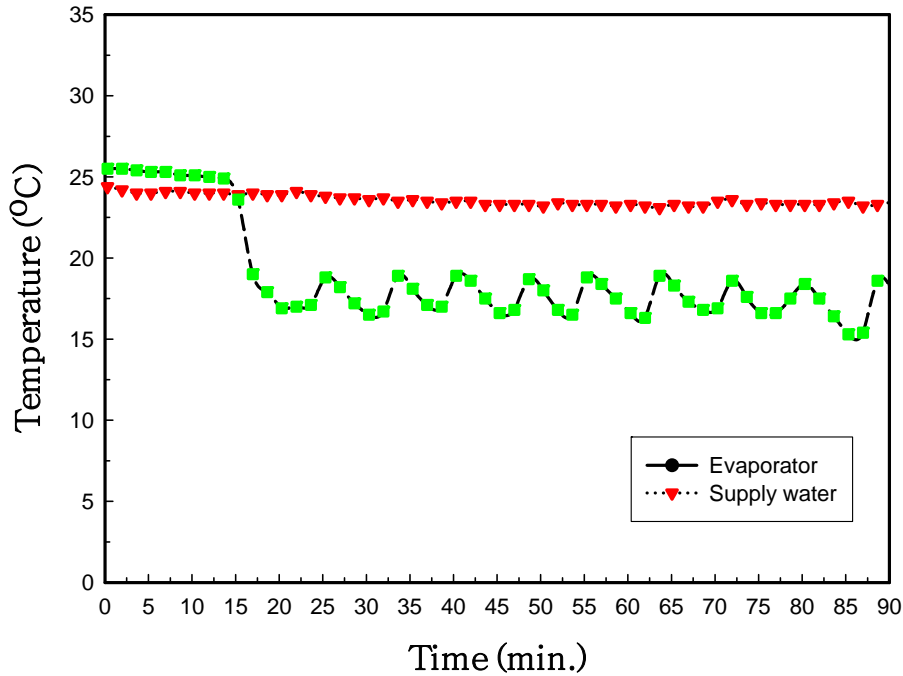


그림 95. Temperature distributions of supply water and drain water at 100 L<sub>w</sub> recirculation

그림 93은 탱크 내부의 물의 양이 100ℓ 이고 순환 실험을 진행하였을 때의 압력 분포를 나타내고 있다. 탱크 내부의 압력은 5분까지 급격히 감소하다가 서서히 하강하면서 8~18mmHg 사이에서 급수, 배수함에 따라서 변화한다. 그림 94는 온도 변화를 나타내고 있다. 초기에 에젝터를 가동함으로써 급상승하다가 해수를 일정한 온도까지 냉각되면 순환시켜 탱크 내의 온도가 주기적으로 변화함을 나타내고 있다. 그림 95는 진공탱크에 공급하는 물의 온도와 진공탱크의 배수 온도 온도변화를 나타내고 있다. 보는 바와 같이 탱크에 공급되는 물의 온도는 다소 변화가 있지만 평균 23.6℃를 유지하고 진공탱크의 배수 온도는 스팀 에젝터를 가동한 후 서서히 냉각되어 평균 18.8℃를 유지한다. 그 온도 차는 Δ4.8℃이다.

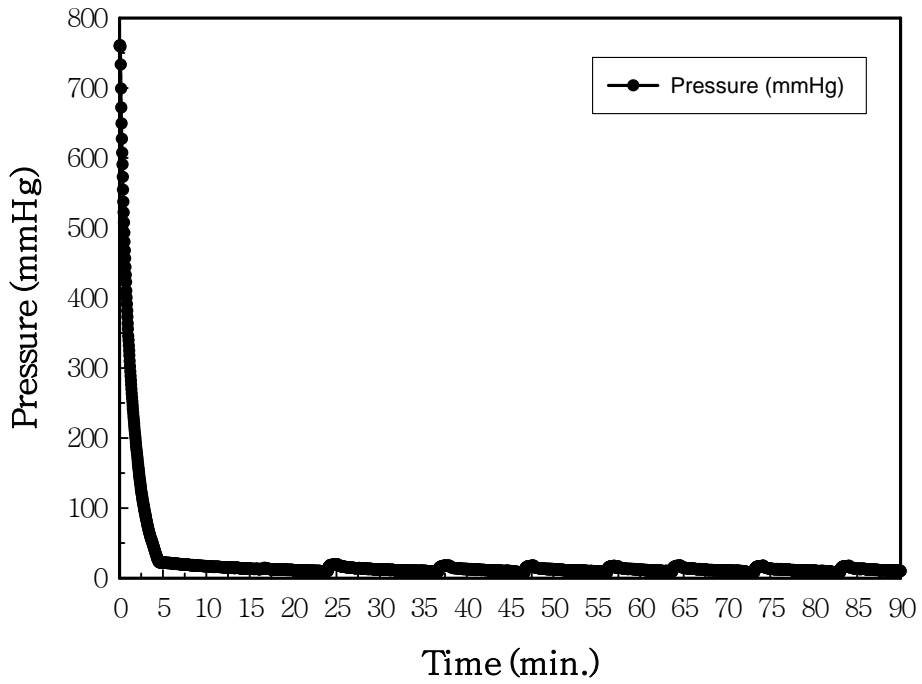


그림 96. Variation of pressure in vacuum at 115  $L_w$  recirculation

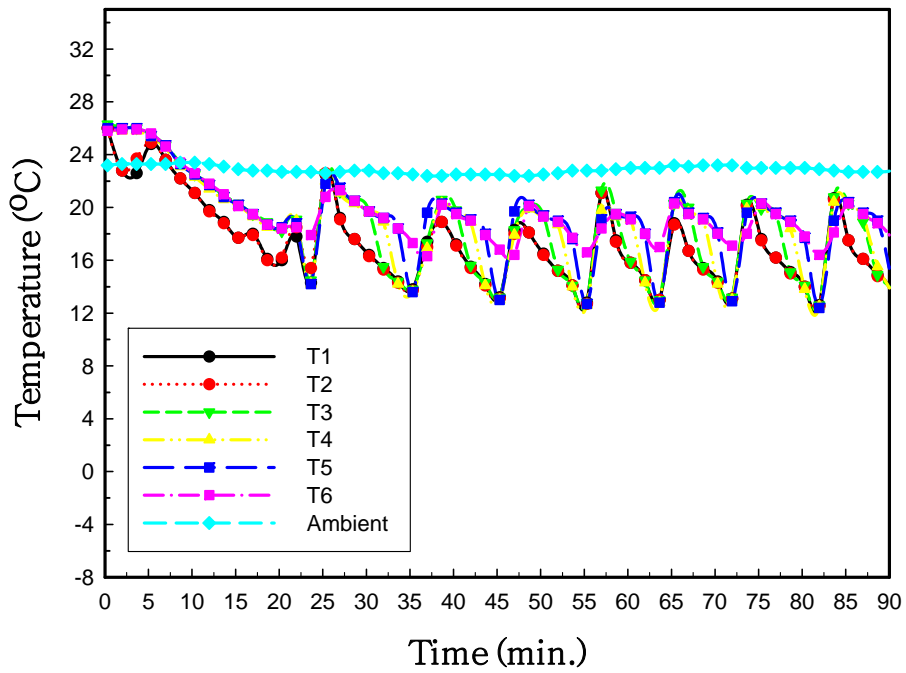


그림 97. Temperature distributions in vacuum tank at 115  $L_w$  recirculation

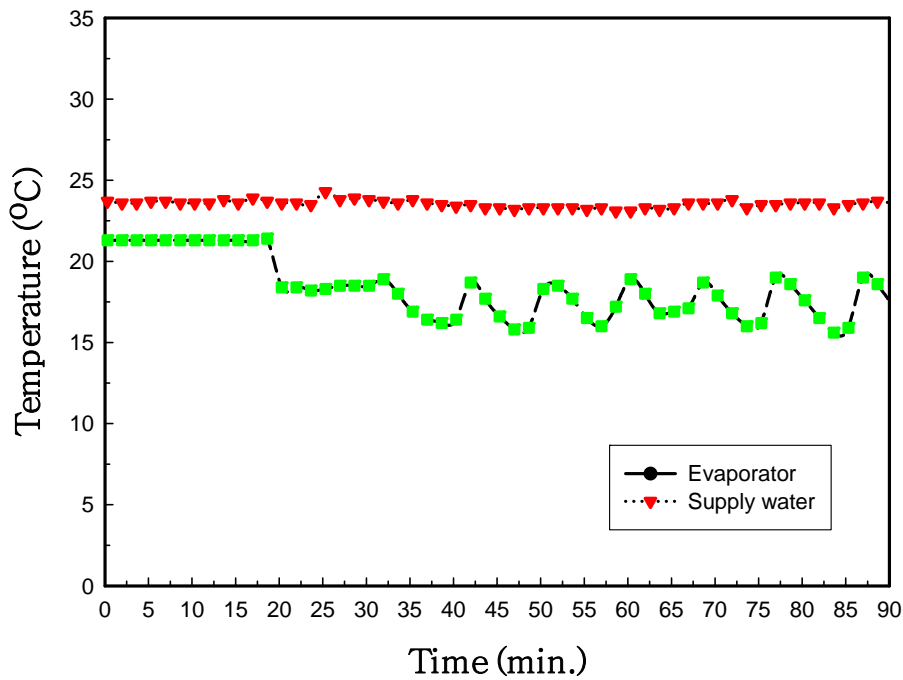


그림 98. Temperature distributions of supply water and drain water at 115 L<sub>w</sub> recirculation

그림 96은 탱크 내부의 물의 양이 115ℓ 이고 순환 실험을 진행하였을 때의 압력 분포를 나타내고 있다. 탱크 내부의 압력은 4분까지 급격히 감소하다가 서서히 하강하면서 7~18mmHg 사이에서 급수, 배수함에 따라서 변화한다. 그림 97은 온도 변화를 나타내고 있다. 초기에 에젝터를 가동함으로써 급상승하다가 해수를 일정한 온도까지 냉각되면 순환시켜 탱크 내의 온도가 주기적으로 변화함을 나타내고 있다. 그림 98은 진공탱크에 공급하는 물의 온도와 진공탱크의 배수온도 온도변화를 나타내고 있다. 보는 바와 같이 탱크에 공급되는 물의 온도는 다소 변화가 있지만 평균 23.6 °C를 유지하고 진공탱크의 배수 온도는 스팀 에젝터를 가동한 후 서서히 냉각되어 평균 18.2°C를 유지한다. 그 온도 차는 Δ5.4°C이다.

## 5. 열교환기의 성능 및 냉수기 유량 평가

본 연구의 주목적은 해수의 냉각효과가 대단히 중요하다. 따라서 최종적인 해수 냉각실험의 자료를 바탕으로 분석하고자 한다. 다음의 표는 해수를 채운 탱크에서의 열교환 특성 실험을 수행한 자료이다. 열교환기의 유량은 ( $\ell/\text{min}$ )은 일반 시수를 사용하였고 탱크내부의 물은 해수이므로 이에 대한 각각의 열량 평가는 다음과 같다.

표13. 해수냉각 실험

열교환기 유량 ( $\ell/\text{min}$ )	열교환기 온도 ( $t=90\text{min}$ )				진공탱크내의 온도			
	inlet	outlet	$\Delta T$	회수 열량 (kcal/hr)	t=0min	t=90min	$\Delta T$	잔여 열량 (kcal/hr)
4	26.5	18.7	7.8	1744	20.0	17.0	3.0	236
6	25.4	19.3	6.1	2047	19.4	16.3	3.1	244
8	25.8	20.3	5.5	2460	18.3	15.8	2.5	197
10	24.9	19.7	5.2	2908	18.6	16.0	2.6	205

회수열량 :  $Q_g = GC_w \Delta T$

$C_w$  : 시수의 비열,  $1\text{kcal}/\text{kg}^\circ\text{C}$

$G$  : 열교환기 유량 ( $\text{kg}/\text{hr}$ )

$\Delta T$  : 열교환기 입출구 온도차

잔여열량 :  $Q_r = GtC_s \Delta T / \Delta t$

$C_s$  : 해수의 비열,  $0.932\text{ kcal}/\text{kg}^\circ\text{C}$

$Gt$  : 탱크내의 물의 질량,  $115\text{kg} \times \text{해수밀도}(1.024) = 118\text{kg}$

$\Delta T$  : 실험전후의 탱크내의 온도차

$\Delta t$  : 실험전후의 시간차(90분, 1.5hr)

여기서 회수열량은 밀폐 탱크내에 설치되어 있는 열교환기를 통하여 증발 열량을 회수하는 열교환기이며 잔여 열량은 열교환기의 효율에 의하여 일부가 회수되지 못하고 남아 있는 열량을 의미 한다. 따라서 다음과 같은 열교환기의 효율은 다음과 같이 정의된다.

$$\text{열교환기 효율 } \eta = 1 - (Q_r/Q_g)$$

표14. 열교환기 유량별 효율 성능

열교환기 유량 ( $l/min$ )	냉수기 유량		효율 %
	$\Delta T$	냉수기 유량( $kg/hr$ )	
4	7.8	240	86.5
6	6.1	360	88.1
8	5.5	480	92.0
10	5.2	600	93.0

이상을 요약하면 필요최소의 온도차인  $\Delta T=5^{\circ}C$  이상을 실현하는 범위 중 냉수기 유량은 약 600kg/hr로 평가된다. 물론 열교환기 유량을 증가시키면 냉수기 유량은 당연히 증가하지만 최소 온도차인  $\Delta T=5^{\circ}C$  이상을 만족하는 범위는 약 600kg/hr로서 평가된다. 그리고 이때의 열교환기 효율은 약 93%로 평가되었다. 즉 위의 표에서 알 수 있듯이 열교환기의 유량이 증가할수록 잔여 열량이 작아져서 열교환기 효율이 증가하는 경향을 보였다.



## 제4절 스팀 에젝터의 수치해석적 연구

본 연구에서 사용된 스팀 구동식 에젝터는 상용제품으로 현재 에젝터는 선박용 조수기, 도료용 플랜트, 폐유 흡입장치등 여러 산업분야에서 다양한 형태로 적용하여 사용하고 있지만 내부 형상에 대한 유동 특성을 연구하여 효과적인 설계 자료로 활용하는 경우가 적은 편이다. 따라서 본 연구에서는 에젝터 효율 증가시키기 위하여 수치해석을 통하여 압축성 유동에서의 충격파에 의한 효율증대와, 출구 압력 조건에 따른 에젝터의 효율 비교분석하여 보다 경제적인 에젝터 시스템의 설계를 위하여 수치해석을 진행하였다.

### 1. 지배방정식

스팀 구동식 에젝터의 유동장 해석을 위해 압축성 정상 상태로 가정하였고, 표준 난류모델을 사용하여 Navier-Stokes 방정식에 유한체적법을 적용하였다. 수치계산에 사용된 지배방정식은 다음과 같다.

연속의 식

$$\frac{\partial U_i}{\partial X_i} = 0 \quad (4.1)$$

운동량방정식

$$\frac{\partial(\rho U_i U_j)}{\partial X_j} = -\frac{\partial P}{\partial X_i} + \frac{\partial}{\partial X_j} \left[ \mu \left( \frac{\partial U_i}{\partial X_j} + \frac{\partial U_j}{\partial X_i} \right) \right] - \frac{\partial}{\partial X_j} [\overline{\rho u_i u_j}] \quad (4.2)$$

에너지방정식

$$\frac{\partial(\rho U_i T)}{\partial X_j} = \frac{\partial P}{\partial X_j} \left[ \left( \frac{\mu}{P_r} + \frac{\mu_t}{\sigma_r} \right) \frac{\partial T}{\partial x_i} \right] \quad (4.3)$$

난류에너지 방정식

$$\frac{\partial}{\partial x_j} \left( \rho u_j k - \frac{\mu_{eff}}{\sigma_k} \frac{\partial k}{\partial x_j} \right) = \mu_t (P + P_B) - \rho \epsilon - \frac{2}{3} \left( \mu_t \frac{\partial u_i}{\partial x_i} + \rho k \right) \frac{\partial u_i}{\partial x_i} + P_{NL} \quad (4.4)$$

여기서

$$\mu_{eff} = \mu + \mu_t, \quad P \equiv 2s_{ij} \frac{\partial u_i}{\partial x_j}, \quad P_B \equiv -\frac{g_i}{\sigma_{h,t}} \frac{1}{\rho} \frac{\partial \rho}{\partial x_j},$$

$$P_{NL} = (-\overline{u_i u_j} - 2s_{ij}) \frac{\partial u_i}{\partial x_j}$$

난류에너지 소산 방정식

$$\begin{aligned} \frac{\partial}{\partial x_j} \left( \rho u_j \epsilon - \frac{\mu_{eff}}{\sigma_\epsilon} \frac{\partial \epsilon}{\partial x_j} \right) &= C_{\epsilon 1} \frac{\epsilon}{k} \left[ \mu_t (P + C_{\epsilon 3} P_B) - \frac{2}{3} \left( \mu_t \frac{\partial u_i}{\partial x_i} + \rho k \right) \frac{\partial u_i}{\partial x_i} \right] \\ &- C_{\epsilon 2} \rho \frac{\epsilon^2}{k} + C_{\epsilon 4} \rho \epsilon \frac{\partial u_i}{\partial x_i} + C_{\epsilon 1} \frac{\epsilon}{k} P_{NL} \end{aligned} \quad (4.5)$$

위의 방정식에서 사용한 모델 정수는 다음과 같은 값을 사용하였다.

$$C_\mu = 0.09, \quad \sigma_k = 1.0, \quad \sigma_\epsilon = 1.22, \quad k = 0.42$$

$$C_{\epsilon 2} = 1.92, \quad C_{\epsilon 3} = 1.0, \quad C_{\epsilon 4} = -0.33$$

## 2. 수치해석 모델

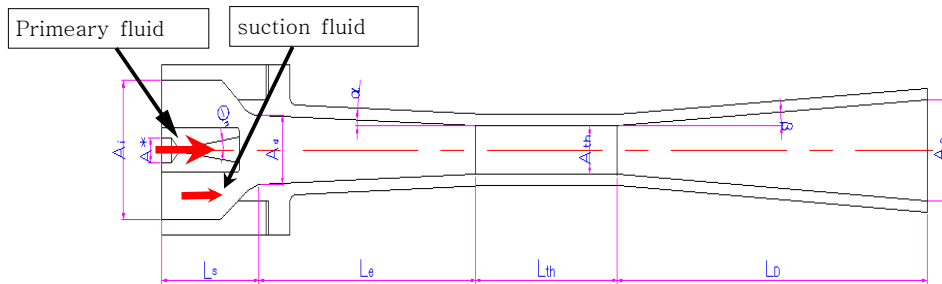


그림 99. Schematic diagram of ejector flow field.

그림 99는 본 연구에서 사용된 에젝터의 기본적인 형태를 나타내고 있다. 에젝터 내의 초음속 노즐을 통하여 주유체(steam)이 분사되면 부유체(air)가 흡입 되도록 설계되어져 있다.

표 15. Geometric properties

$A_i$	110	$\beta$	$3.5^\circ$
$A^*$	20	$\theta_n$	$8^\circ$
$A_d$	55	$L_S$	107
$A_{th}$	38.2	$L_e$	239
$A_o$	80	$L_{th}$	156.3
$\alpha$	$2^\circ$	$L_D$	341.7

표 15은 그림 99의 기하학적 형상에 대한 치수를 나타낸 것이다. 위첨자 \*는 nozzle throat, 아래첨자 th는 diffuser throat이고,  $\alpha$ ,  $\beta$ 는 디퓨저의 축소-확대 각,  $\theta_n$ 는 초음속 노즐의 확대각, 아래첨자 i and o는 에젝터의 입구와 출구 직경,  $L_s$ ,  $L_e$ ,  $L_{th}$  and  $L_D$ 는 에젝터에서 각 부분의 길이를 나타내고 있다.

지배방정식을 풀기 위한 방법으로는 CFD code STAR-CD를 사용하였으며, 경계조건은 초음속 노즐입구 압력을  $200kPa$ ,  $300kPa$ ,  $400kPa$ ,  $500kPa$ 를 주었으며, 난류강도는 10%로 균일하게 주었으며, 확산항은 중심차분법으로 계산을 하였다. 초기 조건은 대기상태( $101.325kPa$ )로 하였다. 에젝터 출구 조건은 flow split 조건을 사용하였다. 본 연구에서 유한체적법과 풍상차분법을 사용하였으며, Patankar가 제시한 SIMPLE 알고리즘을 사용하였다.

그림 100은 본 연구에서 사용된 격자계를 나타내고 있다. 격자수는 약2500개를 사용하였다.

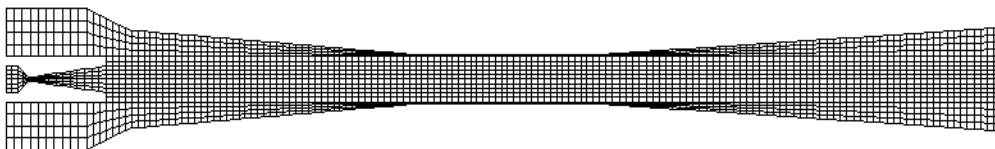


그림 100. Computational grid system of steam ejector.

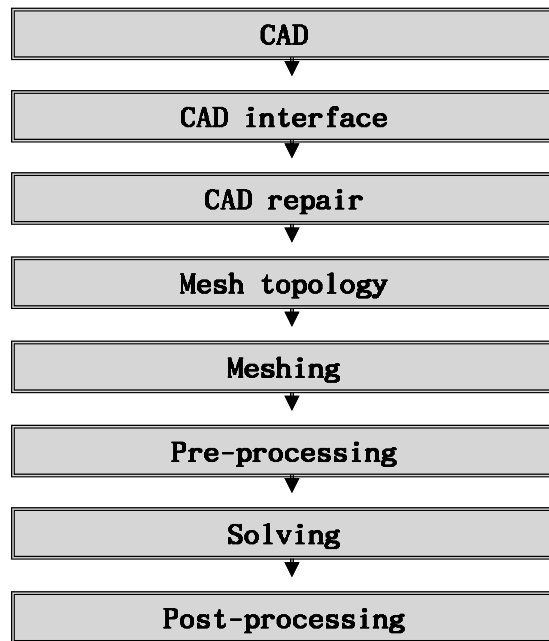


그림 101. Process of CFD analysis.

그림 101는 본 수치해석에서 사용된 CFD code를 통한 해석과정을 processing chart로 나타내었다. 본 수치해석에서는 CFD code중에 PRO-STAR에서 모든 과정을 진행하였다.

### 3. 디퓨저 출구 조건이 flow split=1 일 때

입구 경계조건은 stagnation pressures 각각  $200kPa$ ,  $300kPa$ ,  $400kPa$ ,  $500kPa$ .

출구 경계 조건은 주유동 유체가 에젝터 출구로 직접 흘러 갈 수 있는 경계 조건은 이용하였다. 출구 경계 조건에 대한 방정식(6)에서 나타내고 있다.

$$\sum f_s = 1 \quad (4.6)$$

본 연구에서는 에젝터 내부의 초기 조건이 대기 상태일 때 에젝터 노즐 입구의 압력 변화에 따른 유동 특성과 흡입 압력에 대한 해석을 나타내고 있다.

일반적인 설계 조건에 의해 스팀 구동식 에젝터에 대한 흡입압력 선도에 대해 본 연구에서 제시하는 에젝터의 흡입압력에 대한 해석으로 에젝터를 최적 설계할 수 있는 자료로 활용하고자 한다.

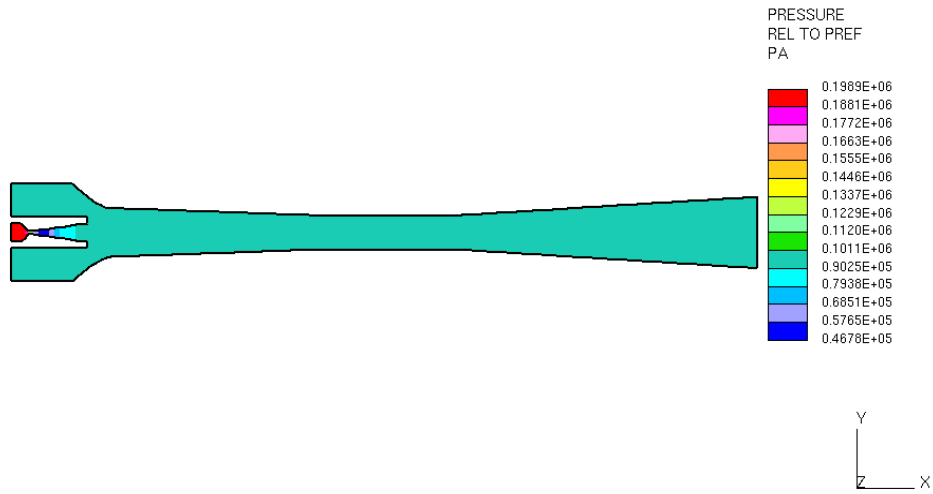


그림 102. Pressure contours at  $P_f=200kPa$ .

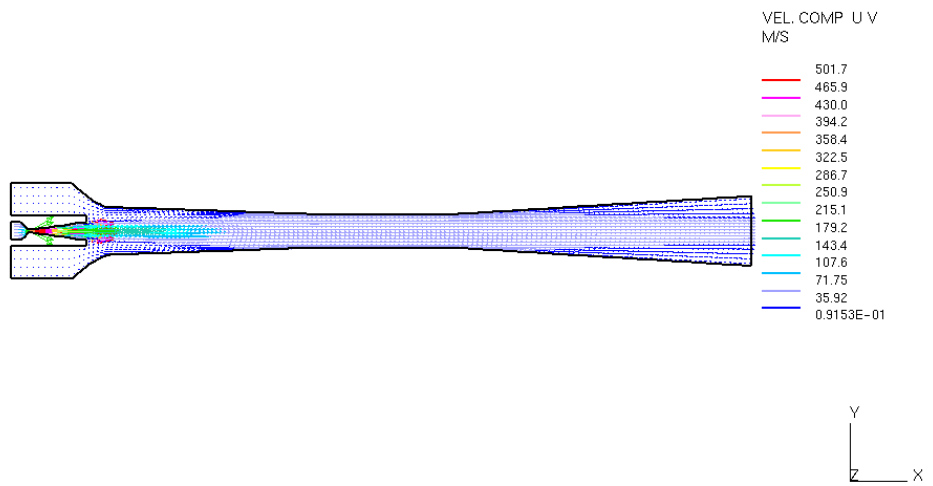


그림 103. Velocity vector at  $P_f=200kPa$ .

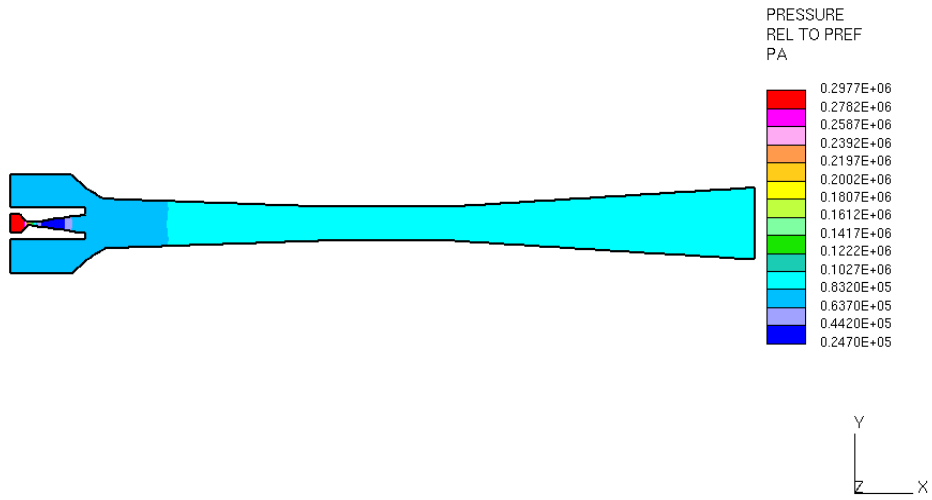


그림 104. Pressure contours at  $P_f=300kPa$ .

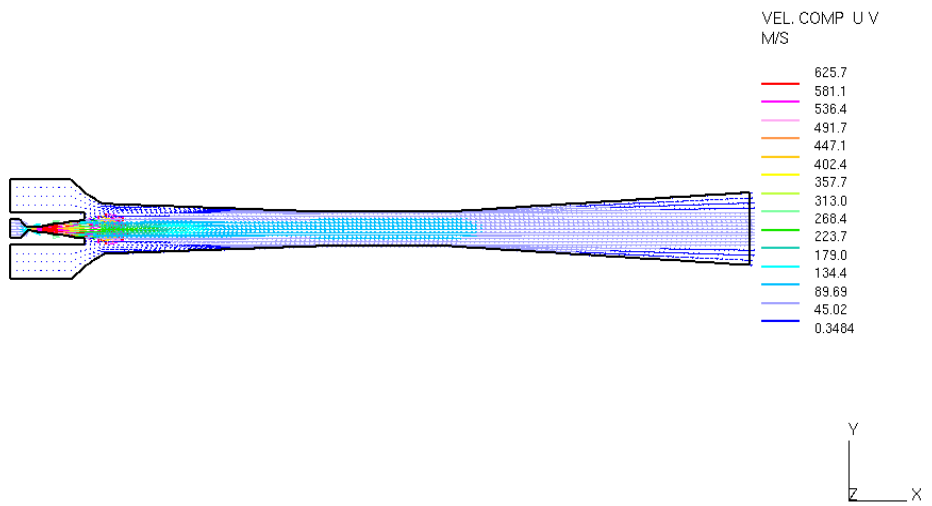


그림 105. Velocity vector at  $P_f=300kPa$ .

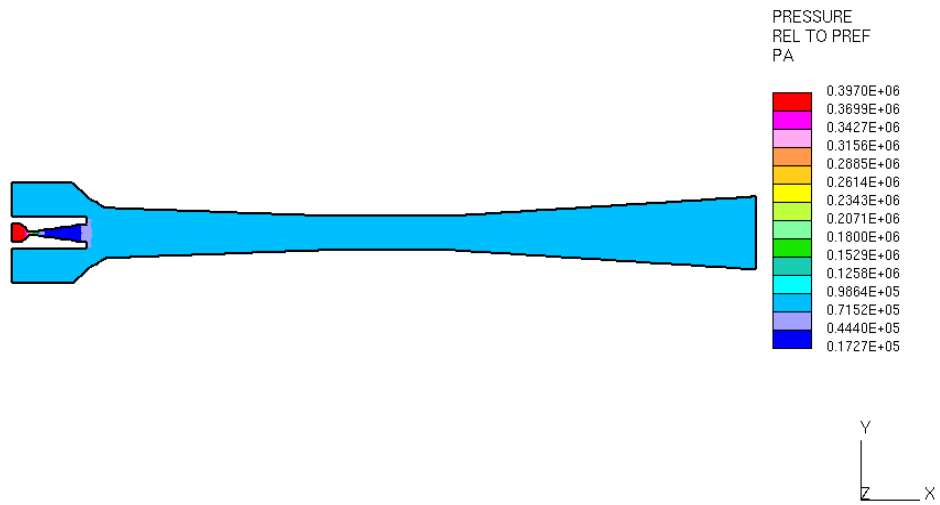


그림 106. Pressure contour at  $P_f=400kPa$ .

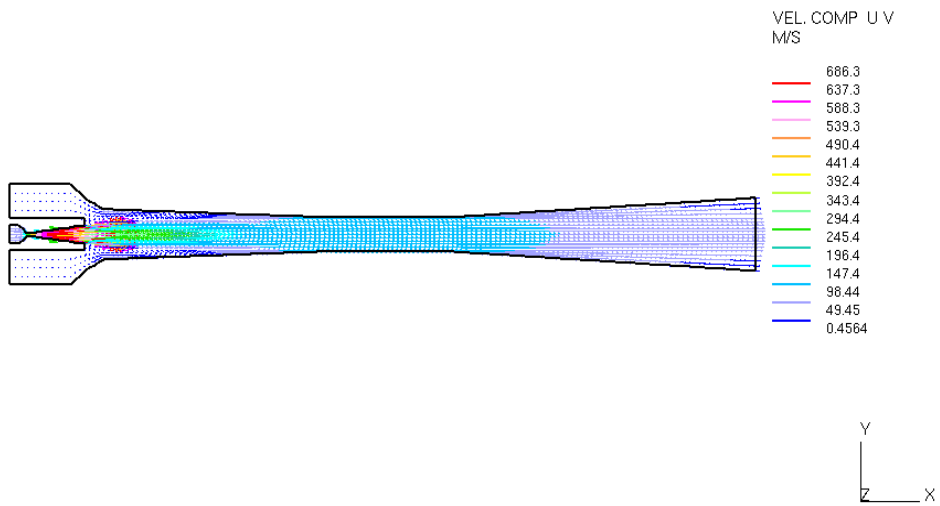


그림 107. Velocity vector at  $P_f=400kPa$ .

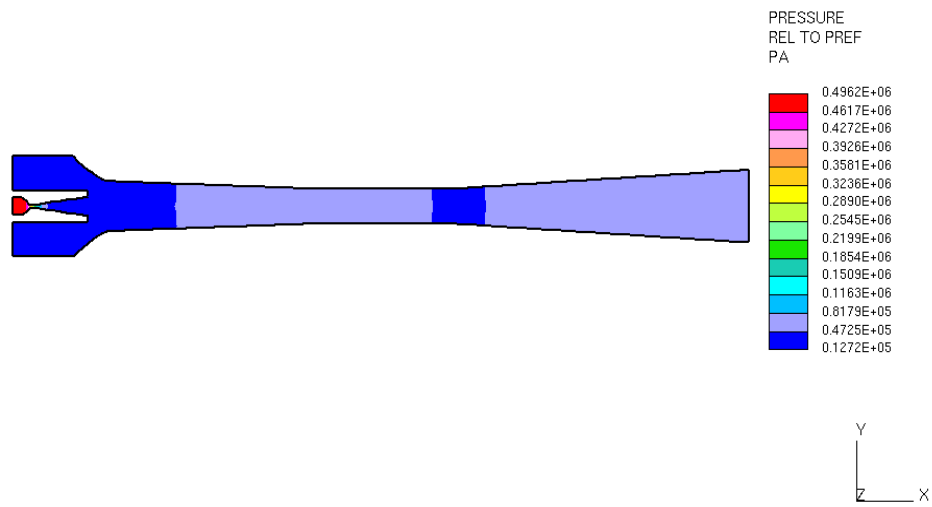


그림 108. Pressure contour at  $P_f=500kPa$ .

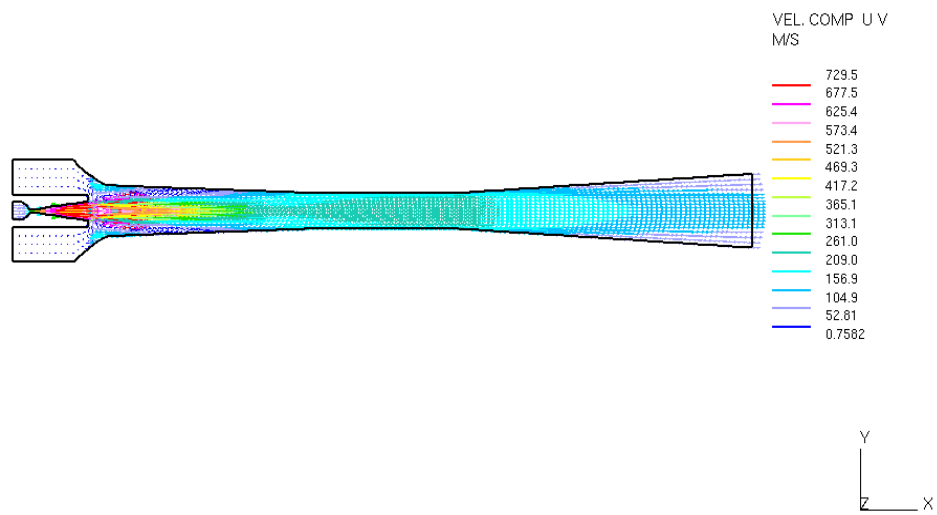


그림 109. Velocity vector at  $P_f=500kPa$ .



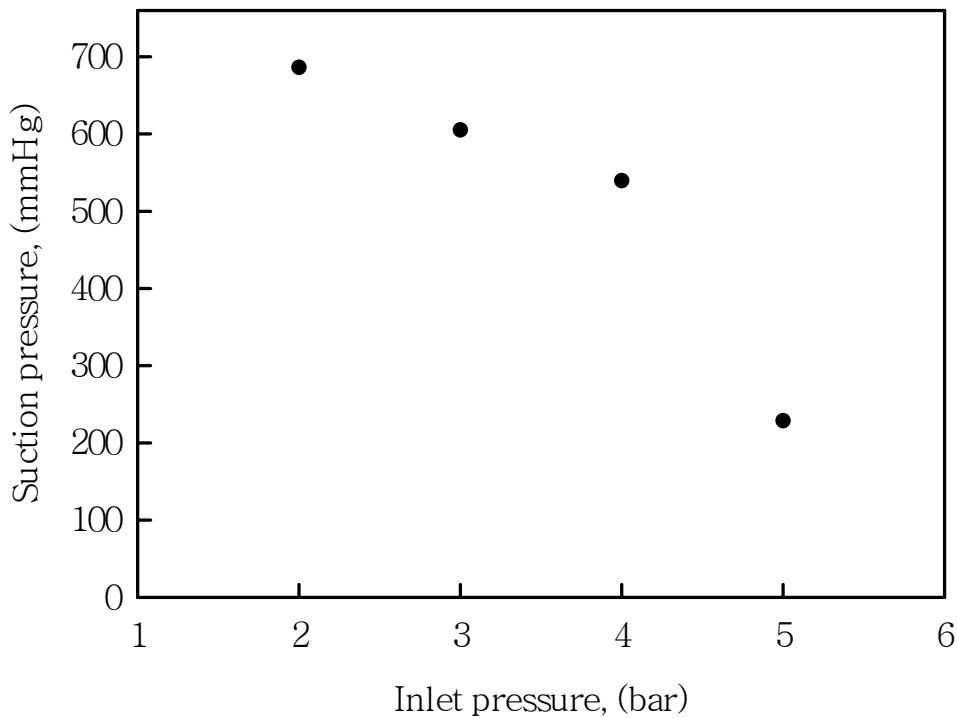


그림 110. Variation of suction pressure at  $P_f=200kPa$ ,  $300kPa$ ,  $400kPa$  and  $500kPa$ .

입구 경계 조건이 각각 stagnation pressures  $200kPa$ ,  $300kPa$ ,  $400kPa$  and  $500kPa$ 이다. 그림 102, 104, 106, 108은 pressure contour를 나타내고, 그림 103, 105, 107, 109는 velocity vector에 대해 나타내고 있다. 그림 110은 입구 압력과 흡입 압력에 대한 그래프를 나타내고 있다.

앞에서 설명 하였듯이 일반적인 1단형 스팀 구동식 에젝터의 효율에서 최대 흡입 압력 성능은 75Torr를 나타내는 것으로 알 수 있다. 하지만, 1단형 에젝터에서 75Torr의 흡입 압력 성능을 나타내기 위해서는 10bar이상의 고압의 스팀을 필요로 하게 된다. 고압의 스팀을 형성하려면 스팀 발생장치의 규모가 상당히 커짐에 따라 경제성이 떨어지게 된다. 이러한 단점을 보완하고 보다 경제적인 스팀 구동식 에젝터를 설계하기 위하여, 입구 압력 5bar를 기준으로 에젝터를 설계하였다. 그림 110에서 수치해석에 의한 1단형 에젝터의 흡입 압력 성능은 일반적인 스팀 구동식 에젝터의 효율과 유사한 것으로 판단된다. 입구 압력이 5bar일 때 흡입 압력 성능은 약 200~250mmHg내의 값을 나타내므로 적절한 설계가 이루어 졌음을 알 수 있다.

압력이 낮을 수록 에젝터의 효율이 낮게 나타나는 것을 볼 수 있다. 본 연구에서 에젝터는 입구 압력이 5bar를 기준으로 설계 되어 있다. 그림 63에서 나타내듯이 5bar일 때 적절한 효율을 나타내는 것을 볼 수 있다.

#### 4. 디퓨저 출구 압력이 2.6kPa일 때

일반적인 스팀 구동식 에젝터는 고압과 고온의 스팀을 응축하기 위해서 제트 콘덴서, 냉각탑등을 사용하고 있다. 본 연구에서 진공을 형성하는 방법은 1차적으로 제트 콘덴서를 이용하여 진공 탱크의 진공이 60mmHg를 형성한 다음 스팀 에젝터를 작동하여 진공을 형성하는 시스템으로 구성되어 있다. 이 때 스팀 에젝터 출구단에 Pressure transducer를 장착하여 얻어진 에젝터 출구 압력 값을 에젝터 출구 경계 조건으로 정하였다. 따라서, 에젝터 출구 경계 조건을 2.6kPa로 주었다.

표 16은 수치해석을 위한 변수를 나타내고, 주 변수는 출구의 균일한 경계 조건을 주고 입구 압력 변화를 주 변수로 두었다.

표 16. Main parameter for Numerical analysis of 2600Pa

Nozzle inlet boundary conditions( $P_f$ )	Outlet boundary conditions
200kPa, 403K	2.6kPa, 293K
300kPa, 413K	2.6kPa, 293K
400kPa, 423K	2.6kPa, 293K
500kPa, 433K	2.6kPa, 293K

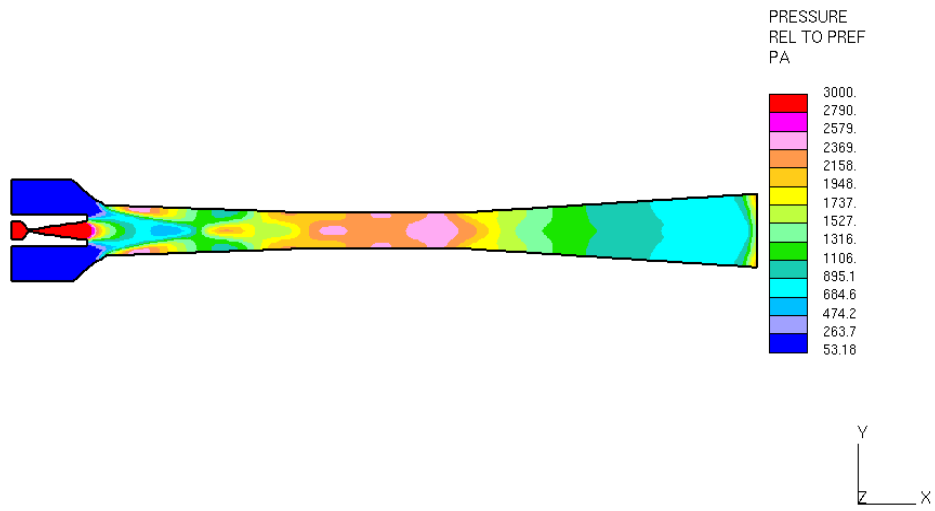


그림 111. Pressure contour at  $0.05kPa$  to  $3kPa$ ,  $P_j=200kPa$ ,  $403K$ .

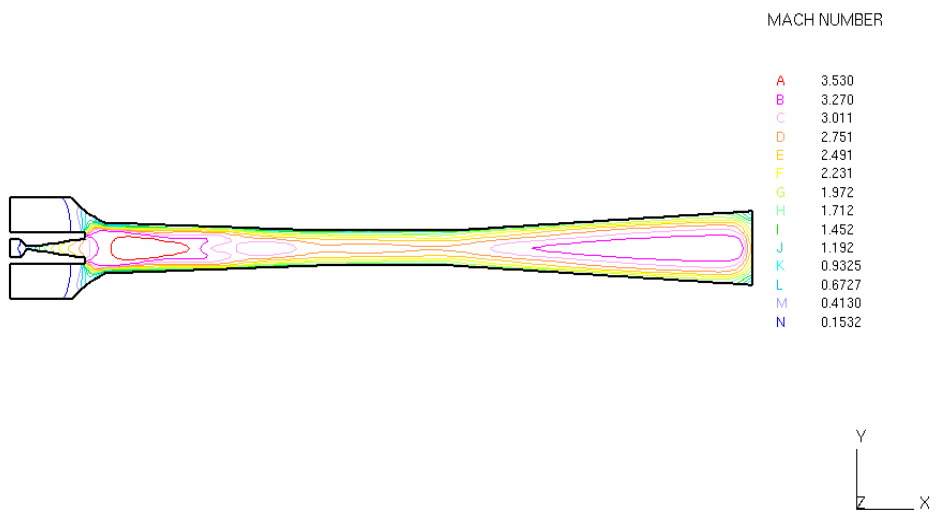


그림 112. Mach number contour at  $P_j=200kPa$ ,  $403K$ .

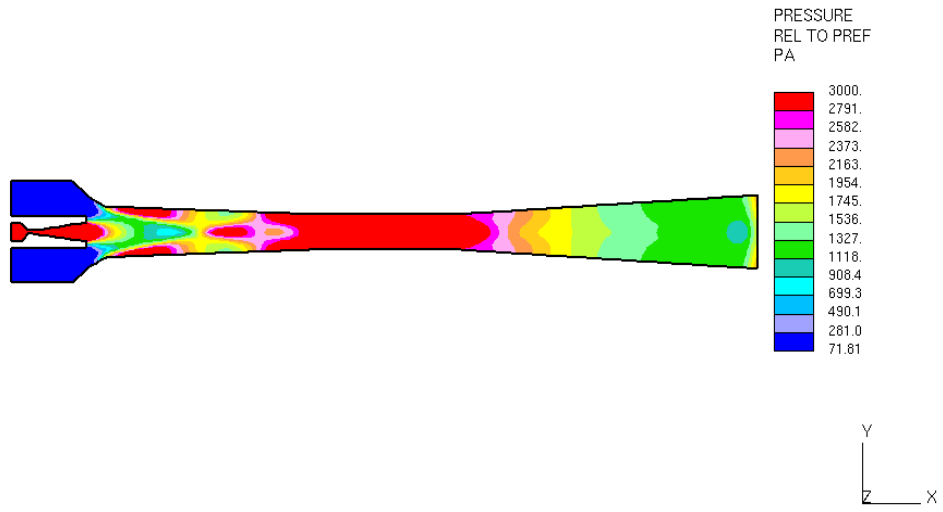


그림 113. Pressure contour at  $0.07kPa$  to  $3kPa$ ,  $P_j=300kPa$ ,  $413K$ .

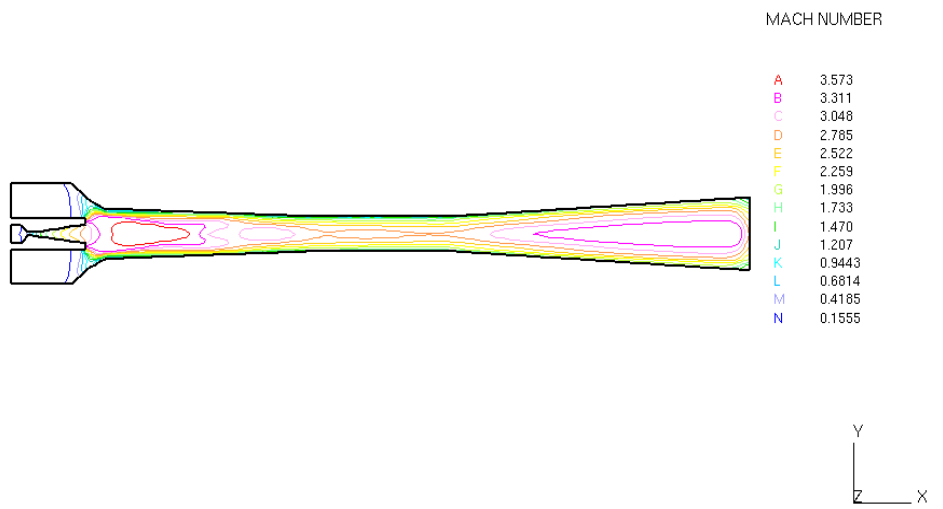


그림 114. Mach number contour at  $P_j=300kPa$ ,  $413K$ .

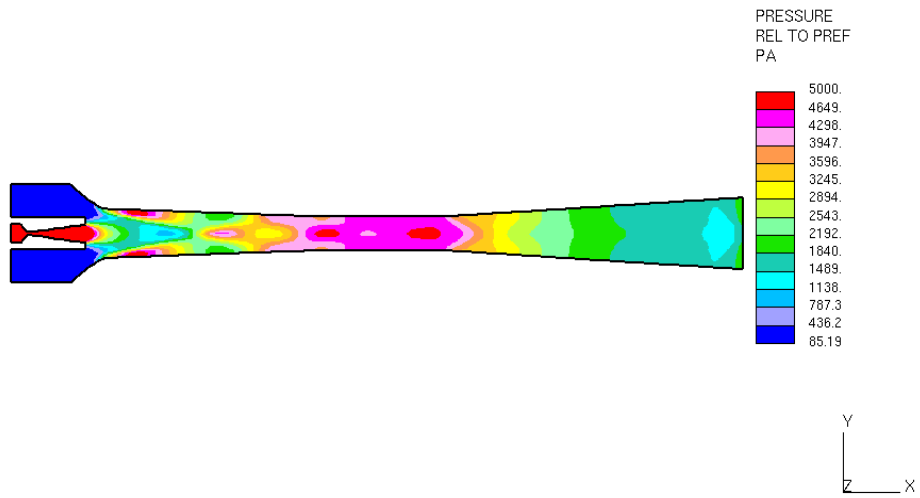


그림 115. Pressure contour at  $0.08kPa$  to  $5kPa$ ,  $P_j=400kPa$ ,  $423K$ .

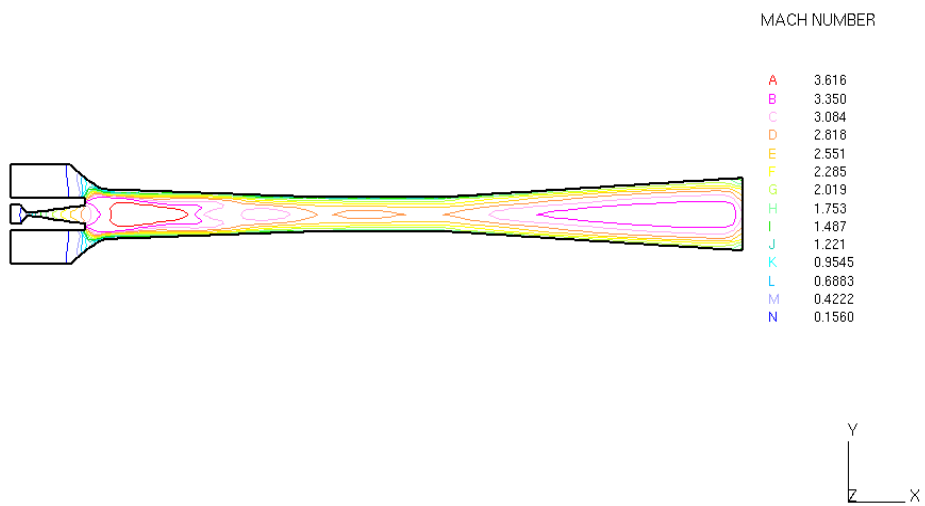


그림 116. Mach number contour at  $P_j=400kPa$ ,  $423K$ .

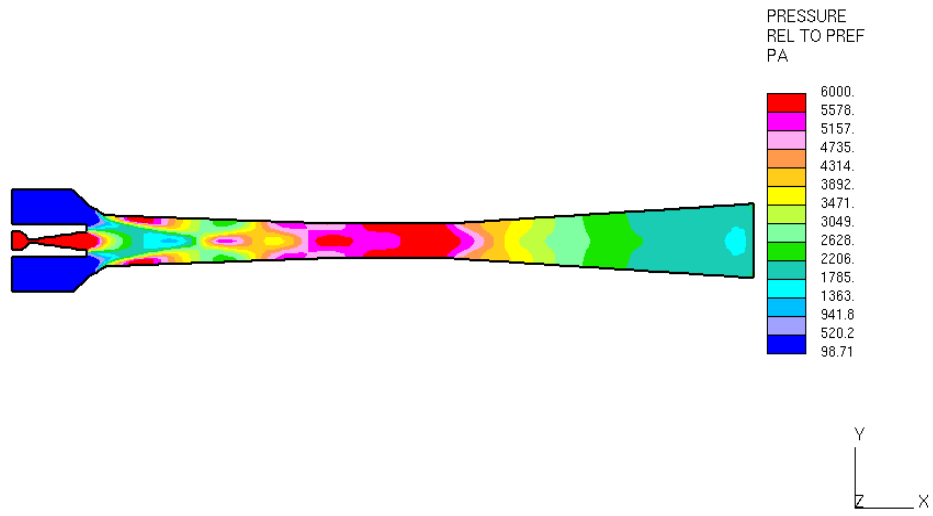


그림 117. Pressure contour at  $0.1kPa$  to  $5kPa$ ,  $P_f=500kPa$ ,  $433K$ .

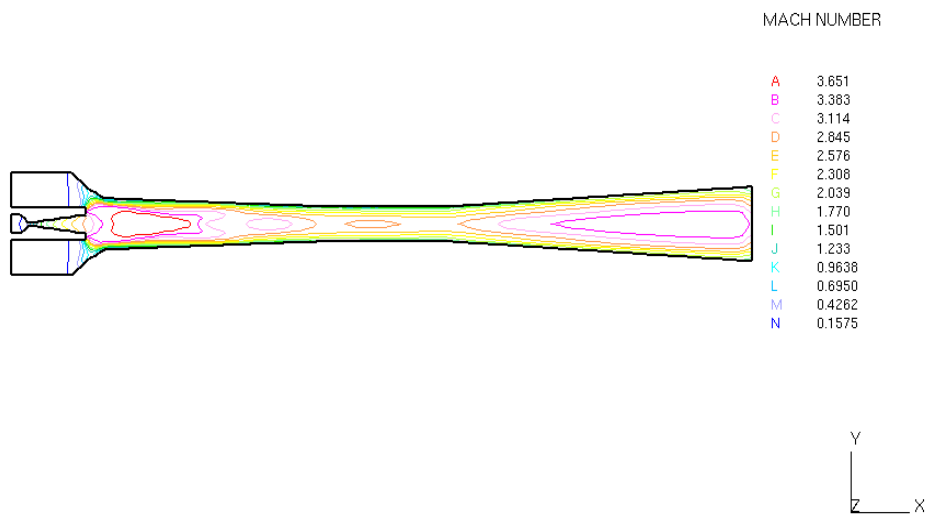


그림 118. Mach number contour at  $P_f=500kPa$ ,  $433K$ .

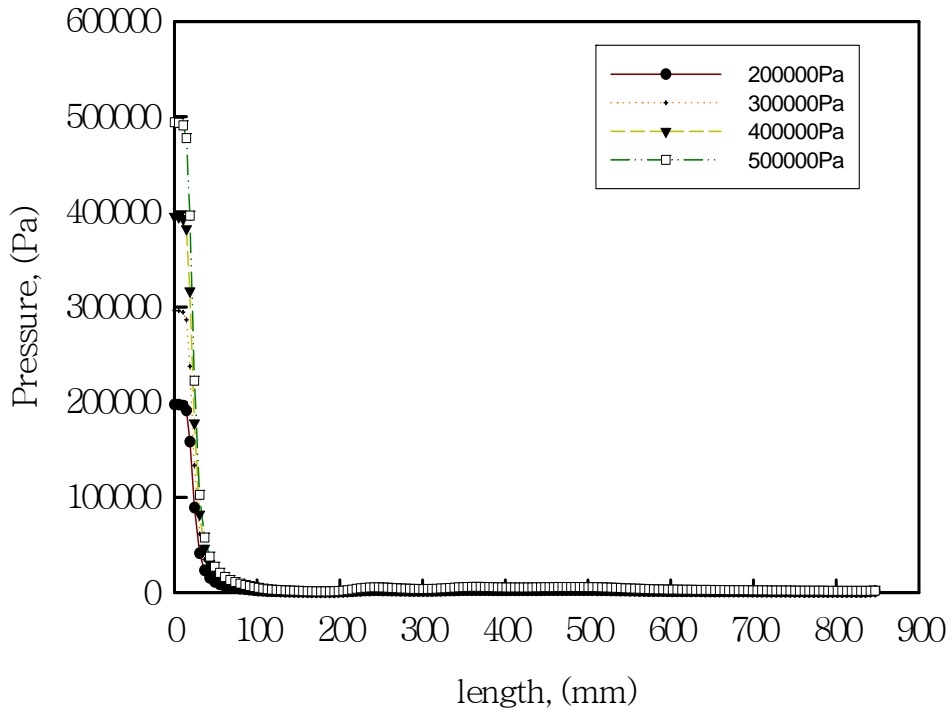


그림 119. Pressure distributions of inside ejector at  $P_f=200kPa$ ,  $300kPa$ ,  $400kPa$  and  $500kPa$ .

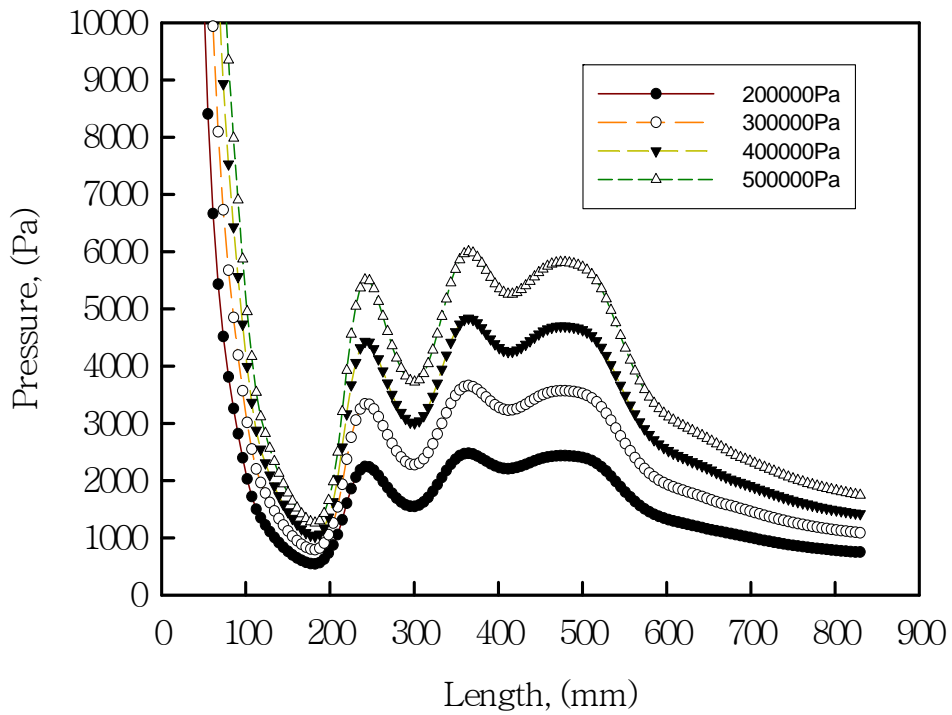


그림 120. Pressure distributions of inside ejector at  $0.0kPa$  to  $10kPa$ .

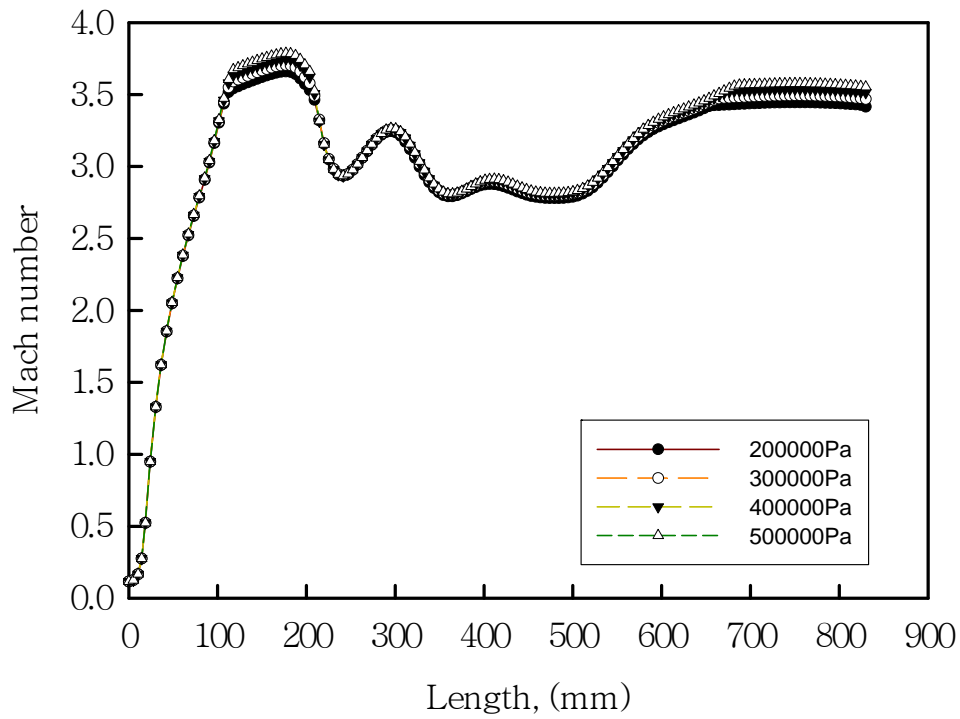


그림 121. Mach number distributions of inside ejector.

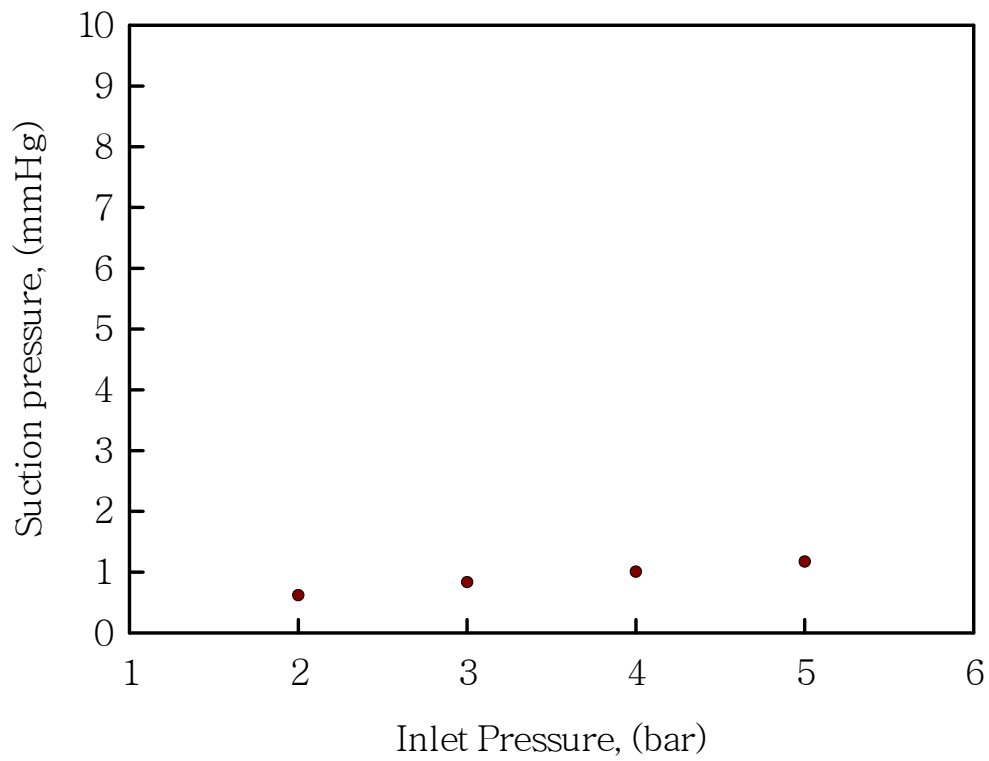


그림 122. Variation of suction pressure at  $P_f=200kPa$ ,  $300kPa$ ,  $400kPa$  and  $500kPa$ .



그림 111, 113, 115, 117은 pressure contour를 나타내고, 그림 112, 114, 116, 118는 mach number contour에 대해 나타내고 있다.

본 연구에서 에젝터 입구 압력 변화에 따른 출구 경계 조건은  $2.6kPa$ ,  $293K$ 이다. 에젝터 내부의 초기 조건이  $60mmHg$ ,  $293K$ 이다. 그림 119는 에젝터 입구 압력이  $200kPa$ ,  $300kPa$ ,  $400kPa$ ,  $500kPa$ 일 때 에젝터 내부의 압력 분포를 나타내고 있다.

그림 120은 에젝터 내부 압력이  $0.0kPa$  to  $10kPa$ 일 때의 압력 분포를 나타내고 있다. 그림 121은 에젝터 내부의 마하수 분포를 나타내고 있다. 그림 122는 에젝터 입구 압력이  $200kPa$ ,  $300kPa$ ,  $400kPa$  and  $500kPa$ 일 때 입구 압력에 대한 흡입 압력을 나타내고 있다. 그림 120에서 축소각을 가진 디퓨저에서 충격파가 발생하는 것을 나타내고 있다. 압력이 클수록 충격파각이 수직에 가까워지는 것을 볼 수 있다. 그림 121에서와 같이 에젝터 입구 압력이 작을 경우 흡입 압력 효율이 좋은 것으로 판단된다. 이와 같이 흡입압력의 차이가 발생하는 것은 각각 압력에 따른 pressure contour에서 나타나듯이 디퓨저의 축소각에서 벽면에 발생하는 sharp-edged orifice meter의 압력이 높아질 수록 압력 수송에 저항요소로 작용하기 때문에 흡입압력 값이 약간의 차이를 나타내는 것으로 판단된다.

이것은 디퓨저의 축소각이 작을 경우 유동의 벽면 마찰에 의해 손실 유동이 발생한다. 따라서, 유동의 원활한 흐름을 위해서는 적당한 디퓨저 축소각의 단면적이 요구된다. 충분히 발달된 충격파는 에젝터의 흡입 압력 효율에 영향을 끼치는 것으로 판단된다. 따라서 각 압력에 따른 최적 축소각에 대한 최적 설계가 요구 된다.

## 제5절 스팀 압력에 대한 에젝터 성능 실험

본 절에서는 스팀 에젝터의 입구 압력 변화에 대한 진공 성능에 대한 실험을 진행하였다. 앞절에서 입구 압력 변화에 따른 수치해석을 진행하여 에젝터 내부 유동장에 따라 약간의 진공 성능 차이를 볼 수 있었는데, 본 절에서는 수치해석을 토대로 실험을 통하여 수치해석 결과와 비교 검증을 진행 하였다. 실험방법은 스팀 에젝터의 주유체인 스팀에 대해 각각의 압력을 주고 진공 탱크내의 진공형성이 안정적으로 형성 될 때까지 실험을 진행하였다. 그림 122은 실험 장치의 사진을 나타내고, 표 17는 실험 조건을 나타내고 있다. 그림 122에서 에젝터 출구 부분에 Pressure transducer를 장착하여 에젝터 입구 압력과 출구 압력 변화를 모두 측정 하였으며,

이 때 측정된 출구 압력 값을 출구 경계 조건으로 정하였다.



그림 122. Photography of experimental setup.

표 17. Experimental conditions

Steam pressure( $kPa$ )	Primary working fluid	Secondary working fluid	Steam temperature(K)
200	Superheated steam	Air	403
300	Superheated steam	Air	413
400	Superheated steam	Air	423
500	Superheated steam	Air	433

그림 123은 스팀 압력이  $200kPa$ ,  $300kPa$ ,  $400kPa$ ,  $500kPa$ 일 때 압력 변화를 나타내고 있다. 약 10분정도 경과한 후에 압력이 일정해지는 것을 볼 수 있다. 그림 124은 압력 변화 그래프를 스케일을 조절하여 나타낸 것이다.

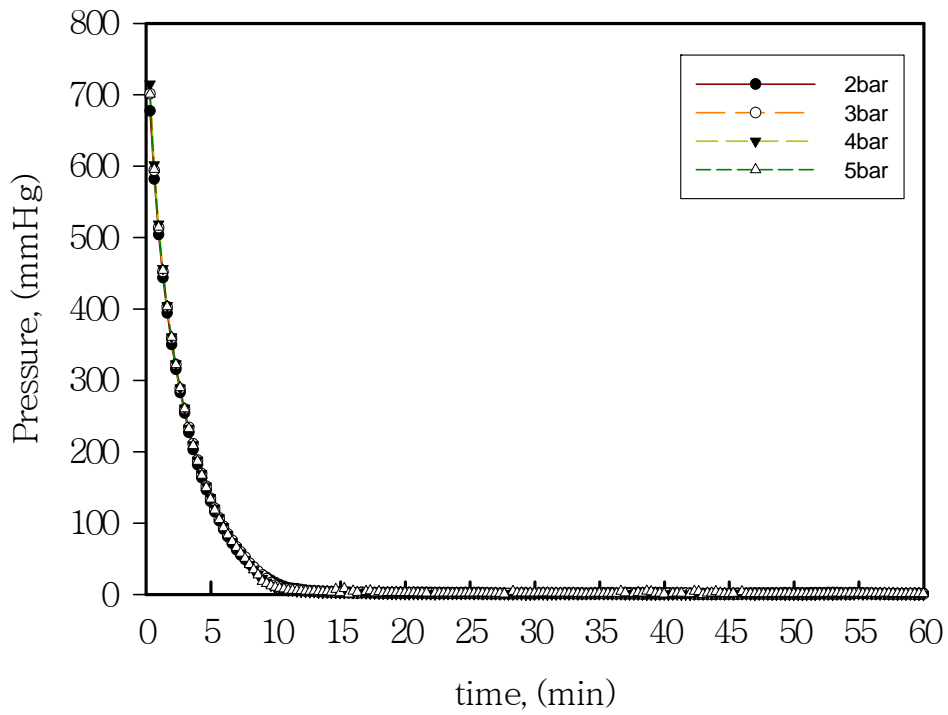


그림 123. A variation of pressure at  $200\text{kPa}$ ,  $300\text{kPa}$ ,  $400\text{kPa}$  and  $500\text{kPa}$ .

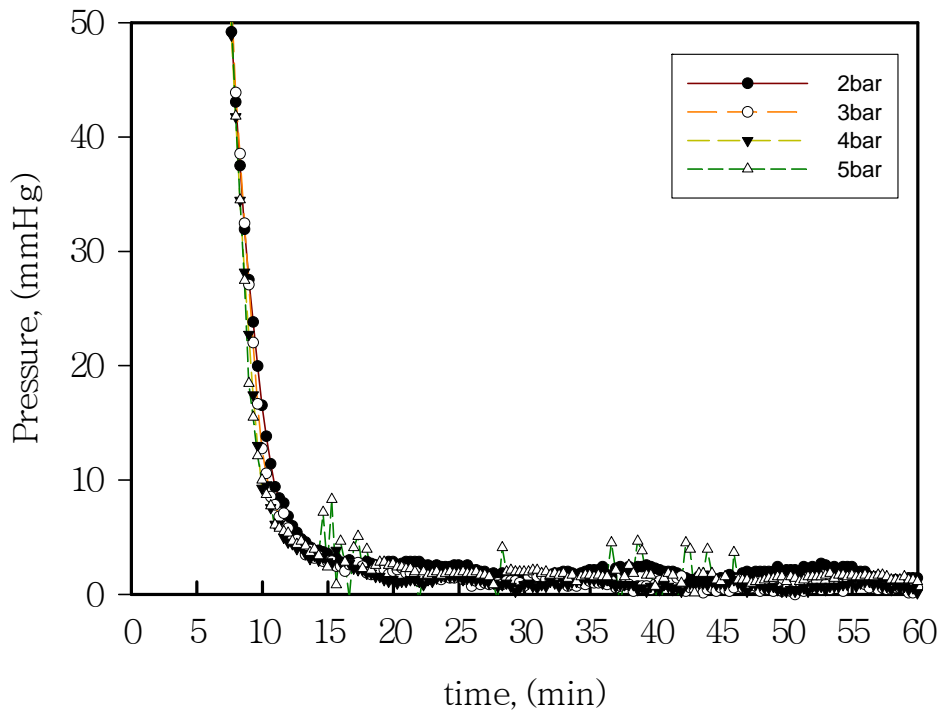


그림 124. Detail in variation of pressure at 2bar, 3bar, 4bar and 5bar.

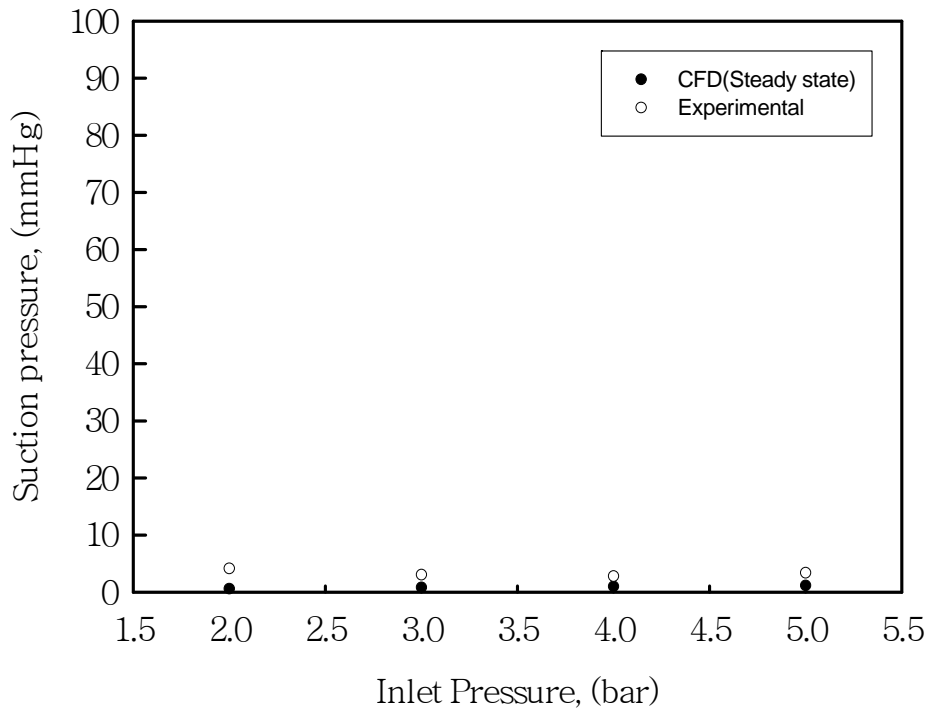


그림 125. Vacuum pressure distributions of CFD(steady state) and experimental.

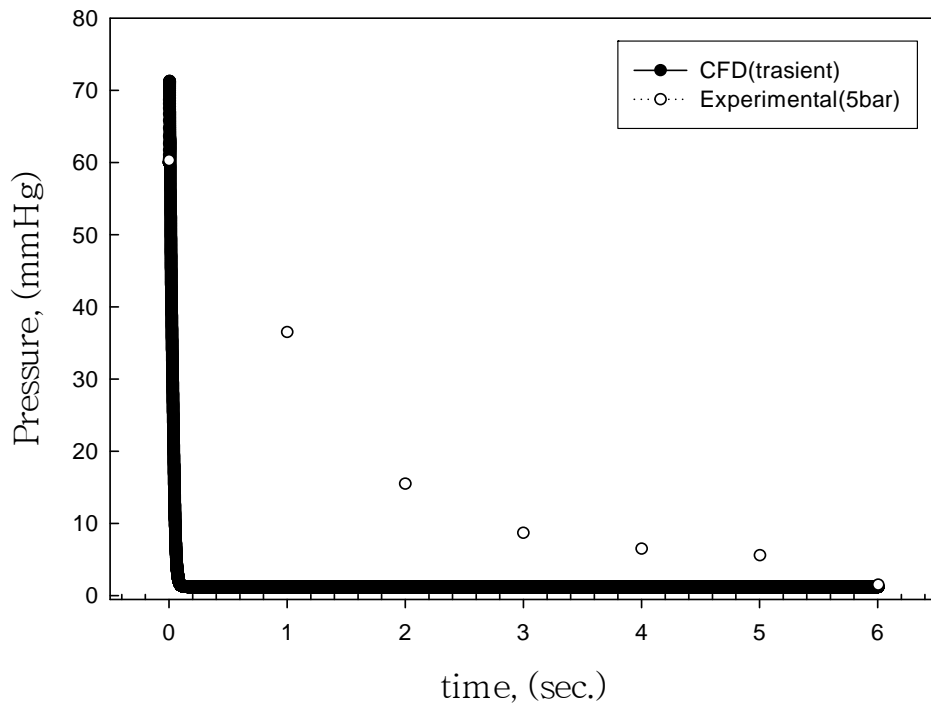


그림 126. Vacuum pressure distributions of CFD(transient) and experimental (500kPa).

그림 125는 CFD(steady state) 와 실험에 의한 진공 압력을 비교하여 나타낸 그래프이다. 수치해석에서 에젝터 출구 압력 경계 조건은  $2.6kPa$ , 293K으로 정하고, 에젝터 내부의 초기 압력 조건은 제트 콘덴서를 이용하여 진공을 형성한  $8kPa$ , 293K으로 정하였다. 실험과 수치해석은 동일한 방법으로 해석을 진행하였다. 그 결과 실험에서 배관에 의한 손실등을 고려하여도 실험과 수치해석의 결과가 유사한 것을 알 수 있었다. 수치해석과 실험에 의한 비교 연구에서 흡입 압력차이는 약  $\Delta P=3mmHg$  정도 나타나고 있으며, 이것은 절대압력 760mmHg에 대한 진공 압력의 오차가 1%이내이므로 수치해석과 실험에 의한 결과 값은 모두 적절한 흡입 압력 성능을 나타내고 있다.

그림 126은 CFD(transient)와 실험에 의한 진공 압력을 비교하여 나타낸 그래프이다. 비정상 상태의 계산은 실험과 동일한 조건으로 진행을 하였는데, 스팀 에젝터로 스팀이 분사되는 시점인 내부 진공 압력이 60mmHg일 때부터 해석을 진행하였다. 수치해석은 6초 동안을 계산 하였고, 반복횟수는 60만번 계산을 진행하였다. 그래프에서 보면 수치해석의 진공압력은 거의 수직으로 압력 강하가 발생하는 것을 볼 수 있는데, 이것은 수치해석과 실험의 흡입부분의 용적차이에서 발생하는 것으로 판단된다.

실험의 진공압력 데이터도 6초정도에서는 거의 비슷한 결과 값을 나타내고 있다. 그림 126의 진공압력에 대한 실험그래프에서 진공압력이 형성된 이후에 약간의 차이는 나타나지만 약 1.3~2.5mmHg의 진공압력 값의 변화가 반복되는 것을 나타내고 있다. 수치해석의 진공 압력도 약 1.196~1.197mmHg 정도의 약간의 진공 압력 값의 변화가 반복되므로, 실험과 수치해석의 결과가 거의 유사한 진공압력을 나타내고 있다.

본 연구에서 주유동의 압력이 낮을때에도 적절한 흡입 압력 성능을 나타내고 있다. 이는 노즐의 설계와 디퓨저의 설계 그리고, 에젝터 출구에 대한 영향으로 에젝터를 이용한 시스템에서 에젝터 자체에 대한 설계도 중요하지만 전체 시스템의 설계에 따라 비용절감에 따른 경제적인 시스템의 설계가 가능하다는 것을 나타내고 있다.

## 제6절 디퓨저의 축소-확대각에 대한 수치해석

### 1. 이론 해석

#### (1) 급확대관

이론해석에서는 급격한 단면적 변화를 수반하는 급확대 및 급축소 유로에 대하여 일차원 압축성 유동의 지배방정식들을 적용하였다. 그림 127에는 본 연구에 사용된 급확대관 및 급축소관과 각각의 압력분포를 도식적으로 나타내었다. 그림에서 F는 각 단면에서의 단면적이며, 확대 면적비  $\varphi$  는  $F_1/F_2$ 로 정의하였다. 여기서 하첨자 1과 2는 각각 급변하는 유로의 상류와 하류를 나타내며, 급확대 유로인 경우 (그림 127(a))는 유동이 재부착한 후의 지점을 ②로 가정하였으며, 급축소 유로(그림 127(b))의 경우에는 박리 발생 전의 상태를 ①, 그리고 vena contracta 하류의 상태를 ②로 가정하였다. 그림에서  $p$ 는 정압,  $p^{1/2}$   $\text{①}^2$  는 동압,  $p^*$  는 기저압력(base pressure).  $\Delta p$  는 유동박리 등으로 인한 압력손실이다. 그림 127은 유로 입구에서 유동이 아음속( $M_1 < 1$ )인 경우로, 압력은 유동방향으로 감소한다. 이것은 관벽을 따라 발생하는 경계층을 고려한 것이며, 단면적이 급변하는 부분에서 압력손실은 박리유동과 관련된다. 본 연구에서는 구간 ①~② 사이에서 발생하는 벽마찰 손실은 유체 혼합손실에 비교하여 작다고 가정하여 무시하였다. 또 유동을 단열상태로 가정하는 경우 지배방정식들은 다음과 같이 나타내어진다.

$$\text{Continuity equation : } \rho_0 F_1 \bar{u}_1 = \rho_0 F_2 \bar{u}_2 = \dot{m} \quad (6.1)$$

$$\text{Momentum equation: } p_1 F_1 + p_f (F_2 - F_1) + \dot{m} \bar{u}_1 = p_2 F_2 + \dot{m} \bar{u}_2 \quad (6.2)$$

$$\text{Energy equation: } h_1 + \frac{1}{2} (\bar{u}_1)^2 = h_2 + \frac{1}{2} (\bar{u}_2)^2 \quad (6.3)$$

$$\text{Equation of state: } p = \rho RT \quad (6.4)$$

$$\text{Equation of mach number: } M = u / \sqrt{\gamma RT} \quad (6.5)$$

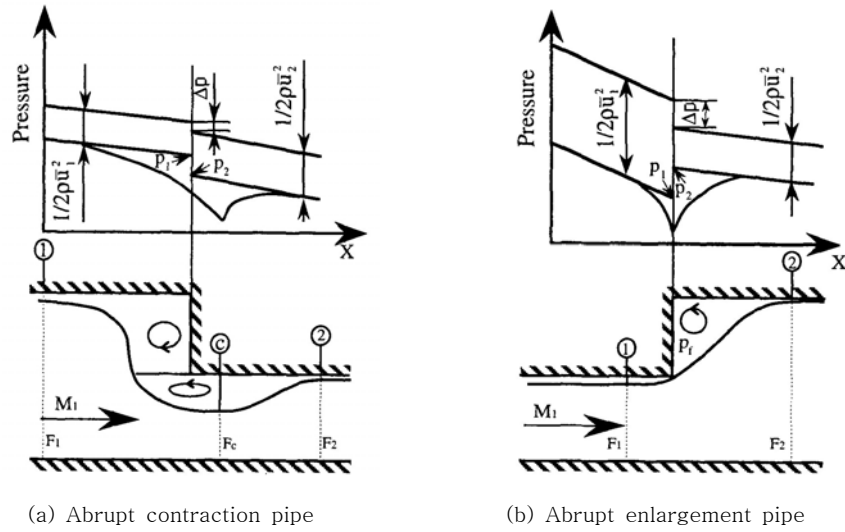


그림 127. Schematic diagram of abrupt contraction and enlargement pipes.

위의 식(6.1)~(6.5)에서 급확대 유로의 입구에서 상태량들과 확대면적비  $\varphi$  ( $=F_1/F_2$ )를 가정하는 경우 미지수는  $p_2$ ,  $T_2$ ,  $\rho_2$ ,  $p_f$ 로 되며, 위의 식들로부터 이들의 값을 구할 수 없다. 한편 식(6.1)과 (6.3), (6.4), (6.5)에 대하여 확대면적비  $\varphi$ 를 적용하면 아래와 같이 정압비  $p_2/p_1$  얻을 수 있다.

$$\frac{p_2}{p_1} = \varphi \frac{M_1}{M_2} \left\{ \frac{2 + (\gamma - 1)M_1^2}{2 + (\gamma - 1)M_2^2} \right\}^{\frac{1}{2}} \quad (6.6)$$

단면 ①과 ②사이의 밀도비  $\rho_2/\rho_1$ 는 식(6.4), (6.5), (6.7)을 이용하면

$$\frac{\rho_2}{\rho_1} = \varphi \frac{M_1}{M_2} \left\{ \frac{2 + (\gamma - 1)M_2^2}{2 + (\gamma - 1)M_1^2} \right\}^{\frac{1}{2}} \quad (6.7)$$

로 쓰여진다. 또 전압비  $p_{01}/p_{02}$ 는 마하수 관계식 (6.5)와 식(6.6)으로부터 다음과 같이 주어진다.

$$\frac{p_{02}}{p_{01}} = \varphi \frac{M_1}{M_2} \left\{ \frac{2 + (\gamma - 1)M_2^2}{2 + (\gamma - 1)M_1^2} \right\}^{\frac{\gamma + 1}{2(\gamma - 1)}} \quad (6.8)$$

위의 식(6.6)~(6.8)은 유동이 단열상태라고 가정한 것으로, 유로 단면적이 일정한  $\varphi=0.1$ 에 대해서도 성립한다. 급확대 전후의 마하수 관계식은 식(6.1), (6.3), (6.5)와 음속  $a(= \sqrt{\dots})$ 를 이용하여 식(6.2)을 변형하면 아래와 같은 관계를 얻는다.

$$\frac{M_2 \{2 + (\gamma - 1)M_2^2\}^{\frac{1}{2}}}{1 + \gamma M_2^2} = \frac{M_1 \{2 + (\gamma - 1)M_1^2\}^{\frac{1}{2}}}{1 + \gamma M_1^2 + \left(\frac{p_f}{p_1}\right) \left(\frac{1 - \varphi}{\varphi}\right)} \quad (6.9)$$

여기에서  $p_f$ 는 그림 127(a)에 나타낸 바와 같이 유동의 압축성을 고려한 기저압력이며, 급확대 입구에서 유동이 초우크할 경우( $M_1=1.0$ ). 다음과 같이  $p_f$ 에 대한 식을 얻을 수 있다.

$$\frac{p_f}{p_1} = \frac{\varphi}{1 - \varphi} \left\{ \frac{(\gamma + 1)^{\frac{1}{2}} (1 + \gamma M_2^2)}{M_2 \{2 + (\gamma - 1)M_2^2\}^{\frac{1}{2}}} - (\gamma + 1) \right\} \quad (6.10)$$

위의 식에서 기저압력  $p_f$ 는  $M_2$ 의 값이 1에 접근하면  $p_f/p_1=0$ 로 된다.  $M_1 < 1.0$ 의 경우, 식(9)에서  $p_f/p_1=1.0$ 으로 가정하였지만,  $p_f/p_1$ 의 값은 급확대면에서 발생하는 박리에 의한 것이므로, 급확대 입구에서 발생하는 경계층, 속도분포, 난류강도 등과 관련되게 된다. 따라서 박리영역내의 유동의 운동에너지와 급확대 모서리부분에서 발생하는 유동의 팽창을 고려하면  $M_1 < 1.0$ 에서도  $p_f/p_1 < 1.0$ 으로 될 수 있다. 일반적으로 급확대 부분에서 발생하는 재순환 유동과 난류상태는 레이놀즈수에 크게 의존하지 않는다. 따라서  $p_f/p_1$ 에 대해 다음과 같이 주어진다.

$$\frac{p_f}{p_1} = 1.0 - \alpha M_1^\beta \quad (6.11)$$

여기에서  $\alpha$ 와  $\beta$ 는  $M_1 < 1$ 보다 작은 경우 확대 면적비에 의존하는 값으로,  $\alpha$ ,  $\beta$ 와  $\varphi$ 의 관계를 나타내보면, 급확대 유로에서  $\alpha$ 와  $\beta$ 의 값은  $\varphi$  값이 증가함에 따라 급격하게 감소하여,  $\varphi$ 가 약 0.2보다 커지는 경우 거의 일정하게 된다. 이러한 경향은  $M_1 < 1$ 에서 거의 일정하게 나타나며, 이러한 정성적 정량적 경향은 실험결과와 잘 일치한다고 보고되어있다.



## 나. 급축소관

일반적으로 급확대관과는 달리 급축소관의 유동은 상류의 마하수에 따라 초우킹 현상이 나타나게 된다. 이러한 현상은 유로의 상류와 하류의 압력비와 단면적비에 의존하게 되며, 그림 127(b)에서 나타낸 바와 같이 단면 2의 상류 vena contracta에서 발생한다. 그림에서 단면 C는 유로 단면적이 최소로 되는 vena contracta이며, 축소면적비  $\varphi$ 는  $F_1/F_2$ 로 정의하였다. 이론해석에 사용된 유동모델은 그림과 같이 Borda mouthpiece를 설치함으로 인해, 스텝면에 작용하는 전압은 단면 1의 전압과 동일하다고 가정하였으며, 또 유로 단면의 축소에 따른 축류계수(Contraction coefficient)  $C_c$ 를 도입하였다. 이러한 축류계수  $C_c$ 는 레이놀즈수가 비교적 크고 비압축성 유동인 경우, 그리고 단면 축소비가 큰 경우에는 아래와 같은 관계가 성립하는 것으로 알려져 있다.

$$C_c = \frac{F_c}{F_2} = \frac{\pi}{\pi+2} = 0.611 \quad (6.12)$$

위의 식은 잘 알려진 바와 같이 비압축성 유동에 적용되어 왔다. 그러나 이 값은 축소면적비  $\varphi (=F_1/F_2)$ 에 의존하며,  $\varphi$ 의 값이 1에 접근할 경우에 부분적인 축류가 발생하며, 실제 유동과 잘 일치하지 않게 된다. 따라서 이러한 문제점을 보완하기 위하여 본 연구에서는 다음과 같은 식을 이용하였다.

$$C_c = 0.61375 + 0.13318\varphi^2 - 0.26095\varphi^4 + 0.51146\varphi^6 \quad (6.13)$$

급축소 유로를 압축성 유체가 통과할 때 발생하는 유동의 초우킹은 축류계수  $C_c$ 에 관한 위의 실험식을 이용하면 근사적으로 구해진다. 먼저 점 C의 유동단면적과 점 2의 단면적이 같다고 가정하면, 급확대관에 사용된 지배방정식들을 적용할 수 있다. 따라서 급축소 유로인 경우 운동량 방정식은 다음과 같이 쓰여진다.

$$p_1 F_1 + p_{01}(F_2 - F_1) + \rho_1 \overline{u_1^2} F_1 = p_2 F_2 + \rho_2 \overline{u_2^2} F_2 \quad (6.14)$$

여기서 왼쪽 두 번째 급축소 부분에서 발생하는 reaction force를 나타내며, 위의 식들에 대하여 축소면적비  $\varphi$ 와 입구마하수  $M_1$ 를 적용하면 다음과 같이 쓰여진다.

$$\begin{cases} \frac{\bar{u}_2}{u_1} = \frac{F_4(1-F_5)}{M_1^2\varphi}, & \frac{\rho_2}{\rho_1} = \frac{M_2^2\varphi}{F_4(1-F_5)} \\ \frac{p_2}{p_1} = F_4(1+\gamma F_5), & M_2 = \sqrt{\frac{1-F_5}{1+\gamma F_5}} \end{cases} \quad (6.15)$$

$$\frac{T_2}{T_1} = \frac{F_4^2}{M_1^2\varphi^2}(1+\gamma F_5)(1-F_5) \quad (6.16)$$

$$\frac{p_{02}}{p_{01}} = F_4(1+\gamma F_5) \left( \frac{1 + \frac{\gamma-1}{2} \frac{1-F_5}{1+\gamma F_5}}{1 + \frac{\gamma-1}{2} M_1^2} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \quad (6.17)$$

위의 식들에서 사용된  $F_4$ 와  $F_5$ 는 다음의 식으로 정의된다.

$$\begin{cases} F_4 = \frac{1}{\gamma+1} [\varphi(1+\gamma M_1^2) - (\varphi-1)(1 + \frac{\gamma-1}{2} M_1^2)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}}] \\ F_5 = \sqrt{1 - \frac{M_1^2\varphi^2 [2 + (\gamma-1)M_1^2]}{(\gamma+1)F_4^2}} \end{cases} \quad (6.18)$$

이론해석에서는 그림 127(b)에 나타난 바와 Borda mouthpiece로부터 단면 C까지의 제트 유동면적과 제트의 표면에서 압력이 주어질 필요가 있으나, 실제적으로 이를 추정하기는 매우 곤란하므로, 본 해석에서는 압력  $p_c$ 가 유동의 단면에 대하여 일정하다고 가정하였다. 따라서 단면 ①과 ③ 사이에 보존방정식들을 적용하면 지배방정식들은 다음과 같이 쓰여 진다.

$$\text{Continuity equation:} \quad \dot{m} = \rho_1 \bar{u}_1 F_1 = \rho_c \bar{u}_c F_c \quad (6.19)$$

Momentum equation:

$$p_1 F_1 + p_{01} \left( \frac{F_c}{\varphi} + F_1 \right) + \rho_1 (\bar{u}_1)^2 F_1 = p_c \frac{F_c}{C_c} + \rho_c (\bar{u}_c)^2 F_c \quad (6.20)$$

$$\text{Energy equation:} \quad \frac{\gamma}{\gamma-1} \frac{p_1}{\rho_1} + \frac{\bar{u}_1^2}{2} = \frac{\gamma}{\gamma-1} \frac{p_c}{\rho_c} + \frac{\bar{u}_c^2}{2} \quad (21)$$

$$\text{Equation of mach number:} \quad M_c = \sqrt{\frac{1-F_{5C}}{1+\gamma(C_c-1)+\gamma\varphi F_{5C}}} \quad (6.21)$$

위의 식에서 상첨자  $\bar{\quad}$ 는 유로단면에 대한 평균값을 의미하며,  $F_{4c}$ 와  $F_{5c}$ 는 각각 다음으로 정리된다.

$$\left\{ \begin{aligned} F_{4C} &= \frac{1}{1+\gamma(2C_C-1)} \left[ \varphi(1+\gamma M_1^2) C_C - (\varphi-1) \left(1 + \frac{\gamma-1}{2} M_1^2\right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}} C_C \right] \\ F_{5C} &= \sqrt{1 - \frac{M_1^2 \varphi^2 [2 + (\gamma-1) M_1^2]}{[1 + \gamma(2C_C-1)] F_{4C}^2}} \end{aligned} \right. \quad (6.22)$$

위의 식(6.18)~(6.21)을 정리하면, 식(6.14), (6.15), (6.16)과 같이 단면 ①의 상태량이 주어지는 경우에 단면 ③에서 상태량들을 구한다.

## 2. 디퓨저의 축소각 변화에 대한 수치해석

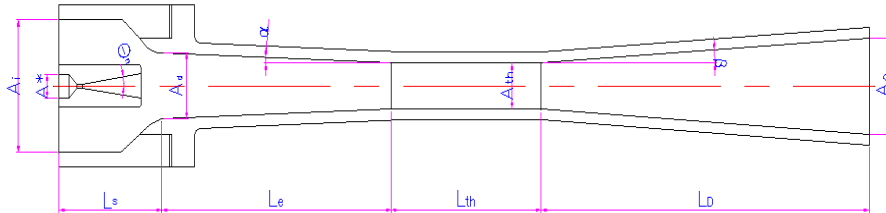


그림 128. Schematic diagram of ejector.

표 18. Main parameter for numerical analysis of contraction angle

Nozzle inlet boundary conditions( $P_f, T$ )	Contraction angle of diffuser( $\alpha$ )
200kPa, 403K	2.5°
	3.5°
	4.5°
500kPa, 433K	2.5°
	3.5°
	4.5°

본 절에서는 에젝터 디퓨저의 축소각 변화에 대한 수치해석을 진행하였다. 앞에서 에젝터 입구 압력 변화에 대한 수치해석 결과를 토대로 본 절에서 입구 압력 조건은 200kPa와 500kPa일 때 디퓨저 축소각을 2.5°, 3.5°, 4.5°에 대해 내부 유동장

에 대한 해석 및 진공 압력 성능에 대한 해석을 진행하였다. 본 절에서 에젝터 출구 경계 조건은  $2.6kPa$ ,  $293K$ 으로 하였고, 에젝터 내부 초기 조건은  $8kPa$ ,  $293K$ 으로 하였다. 그림 128는 에젝터의 개략도를 나타낸 것인데, 여기서  $\alpha$ 가 디퓨저의 축소각이다. 표 18은 수치해석을 위한 변수를 나타내고 있다.

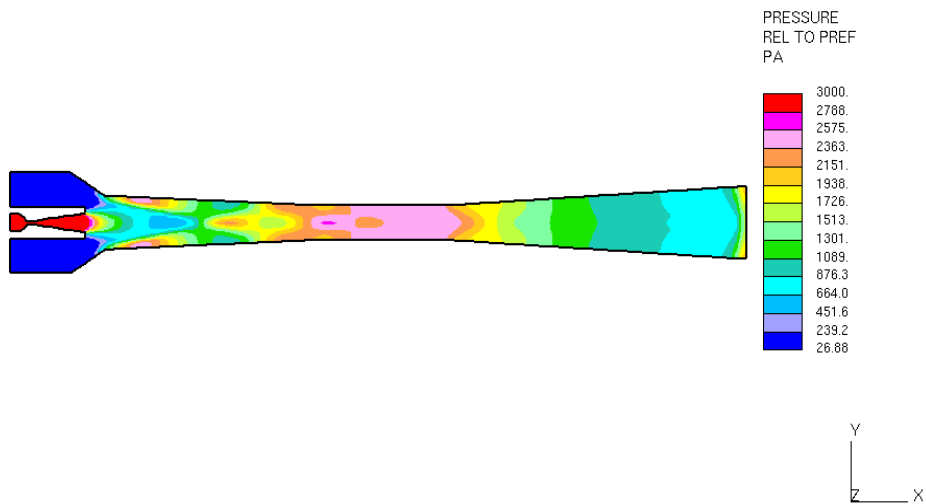


그림 128. Pressure contour at  $\alpha=2.5^\circ$  and  $P_f=200kPa$ ,  $T=403K$ .

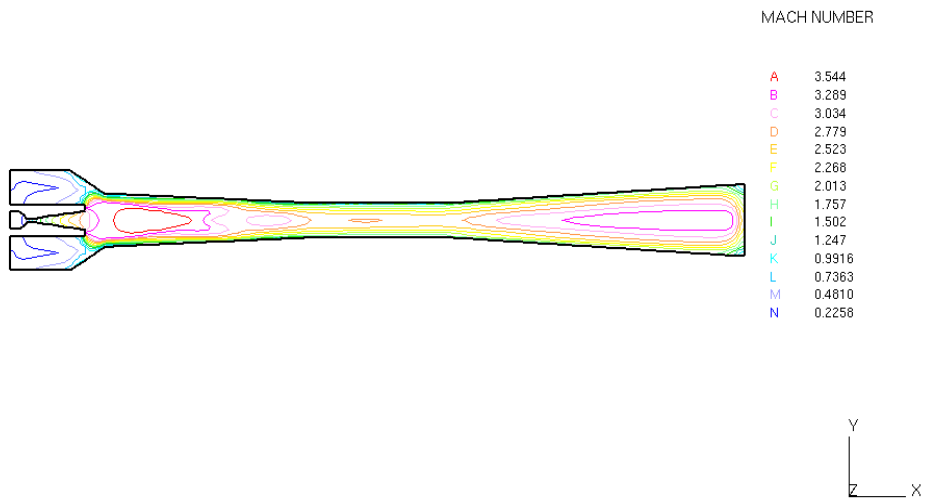


그림 129. Mach number contour at  $\alpha=2.5^\circ$  and  $P_f=200kPa$ ,  $T=403K$ .

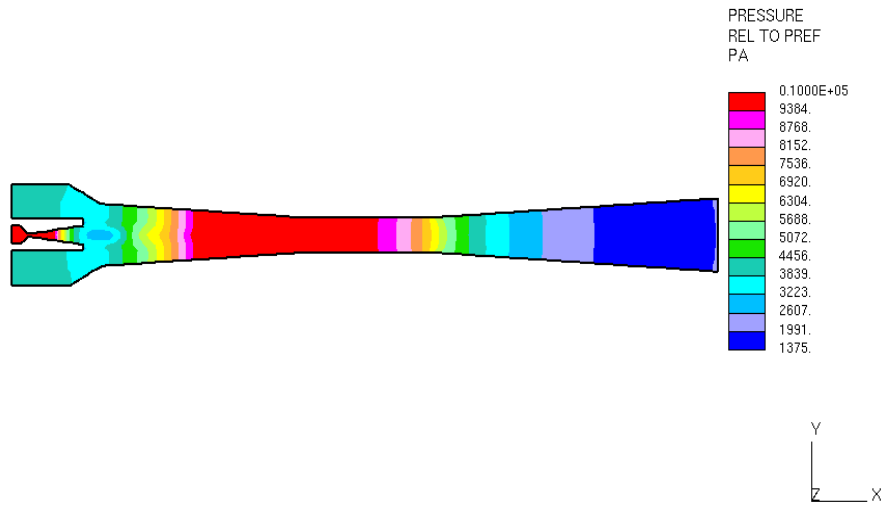


그림 130. Pressure contour at  $\alpha=3.5^\circ$  and  $P_f=200kPa$ ,  $T=403K$ .

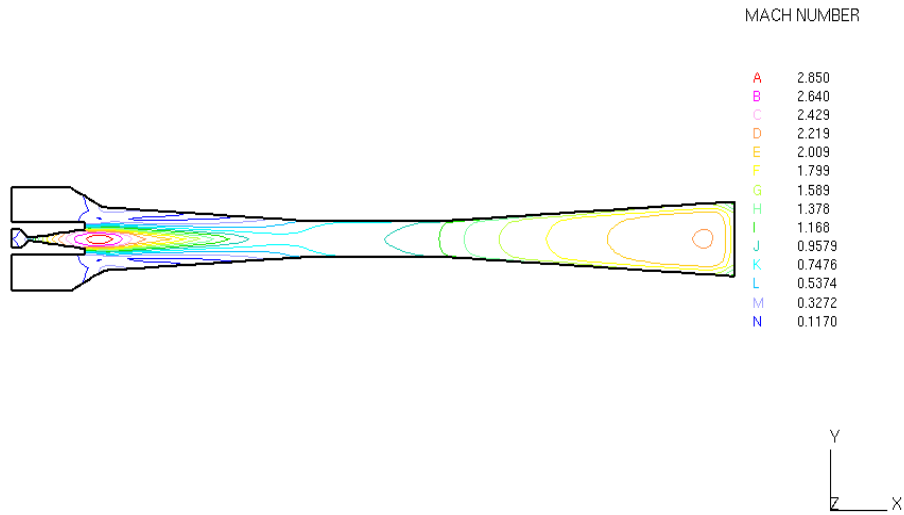


그림 131. Mach number contour at  $\alpha=3.5^\circ$  and  $P_f=200kPa$ ,  $T=403K$ .

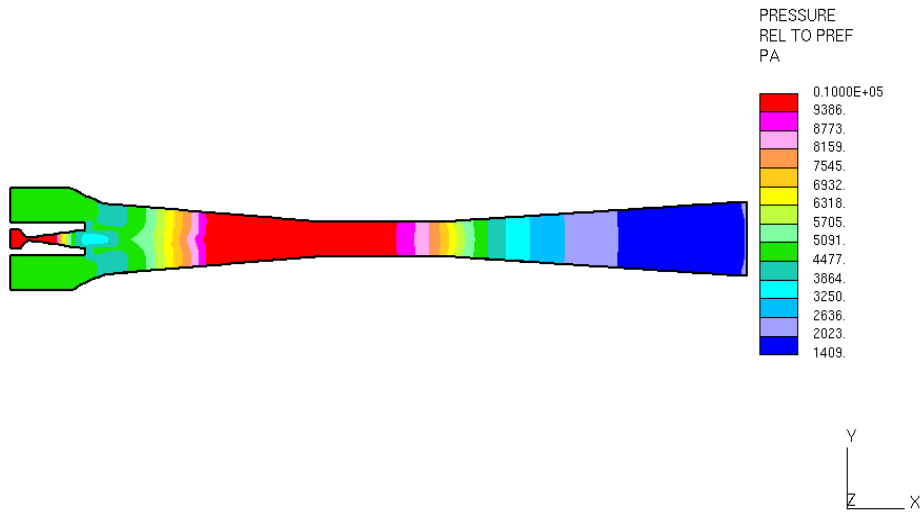


그림 132. Pressure contour at  $\alpha=4.5^\circ$  and  $P_f=200kPa$ ,  $T=403K$ .

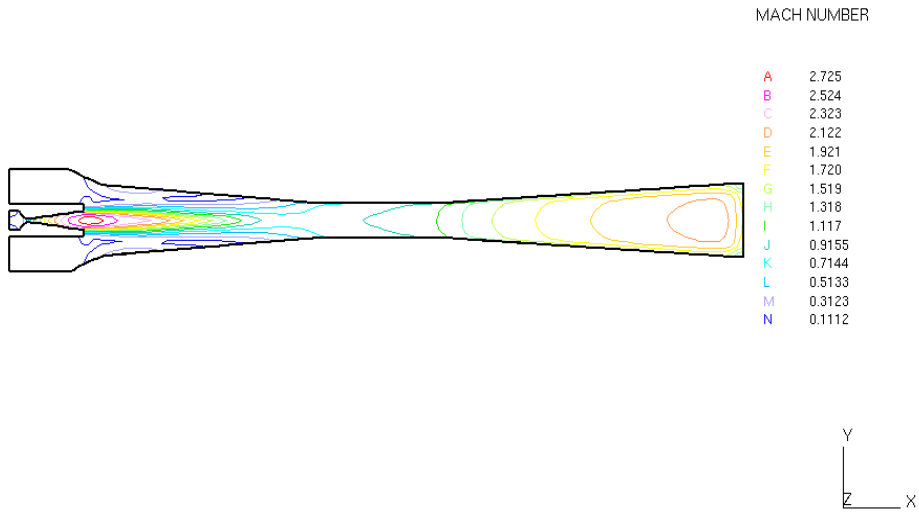


그림 133. Mach number contour at  $\alpha=4.5^\circ$  and  $P_f=200kPa$ ,  $T=403K$ .

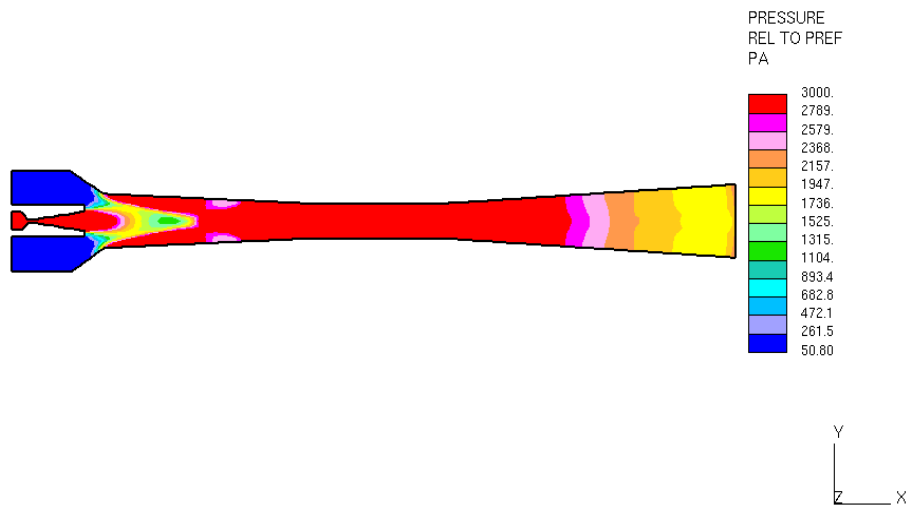


그림 134. Pressure contour at  $\alpha=2.5^\circ$  and  $P_f=500kPa$ ,  $T=433K$ .

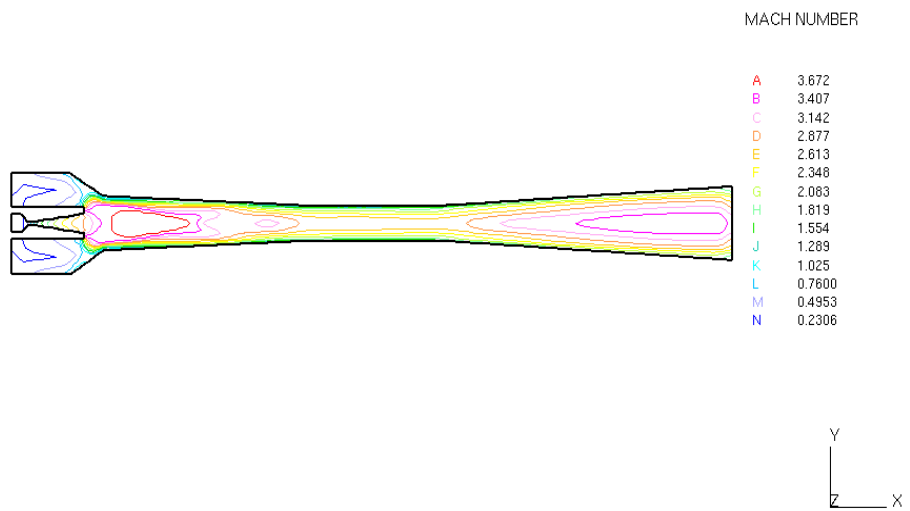


그림 135. Mach number contour at  $\alpha=2.5^\circ$  and  $P_f=500kPa$ ,  $T=433K$ .

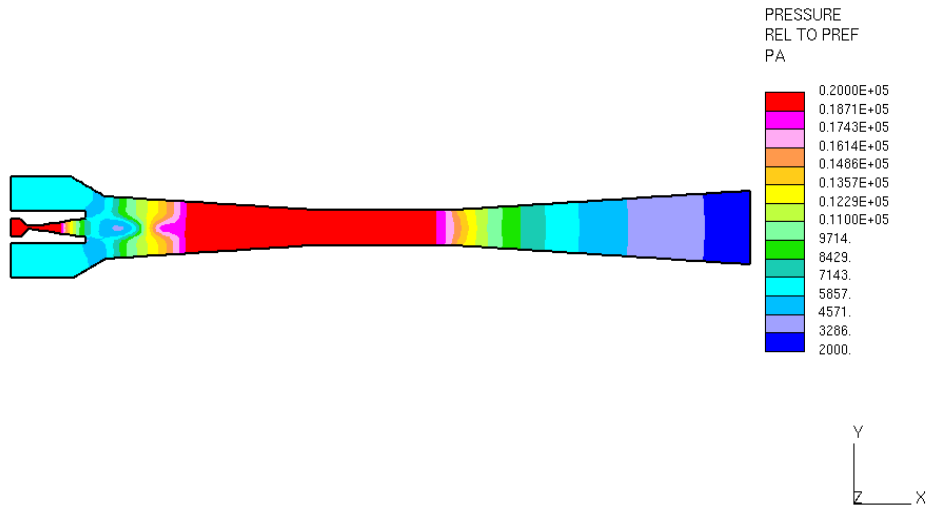


그림 136. Pressure contour at  $\alpha=3.5^\circ$  and  $P_f=500kPa$ ,  $T=433K$ .

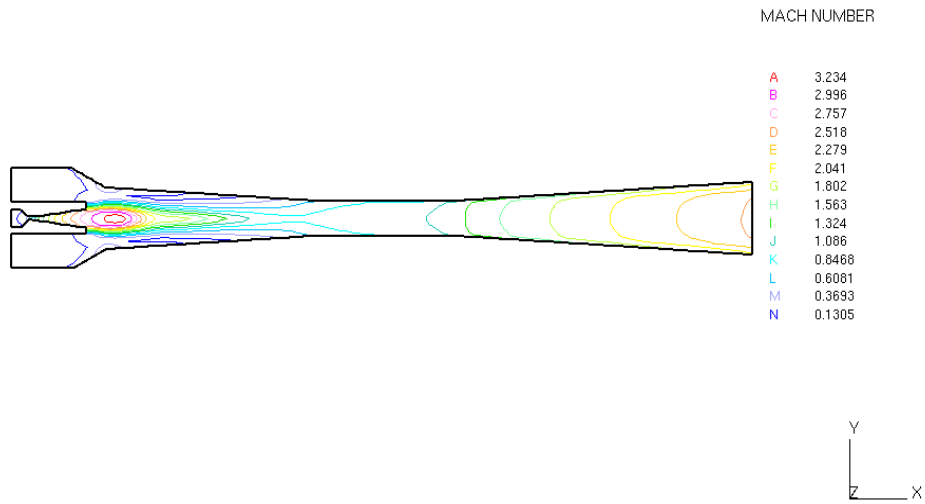


그림 137. Mach number contour at  $\alpha=3.5^\circ$  and  $P_f=500kPa$ ,  $T=433K$ .



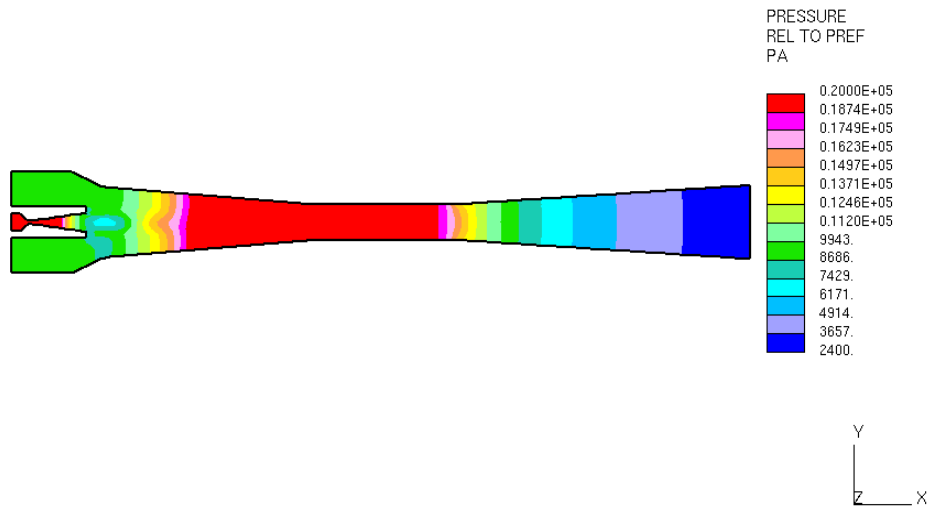


그림 138. Pressure contour at  $\alpha=4.5^\circ$  and  $P_f=500kPa$ ,  $T=433K$ .

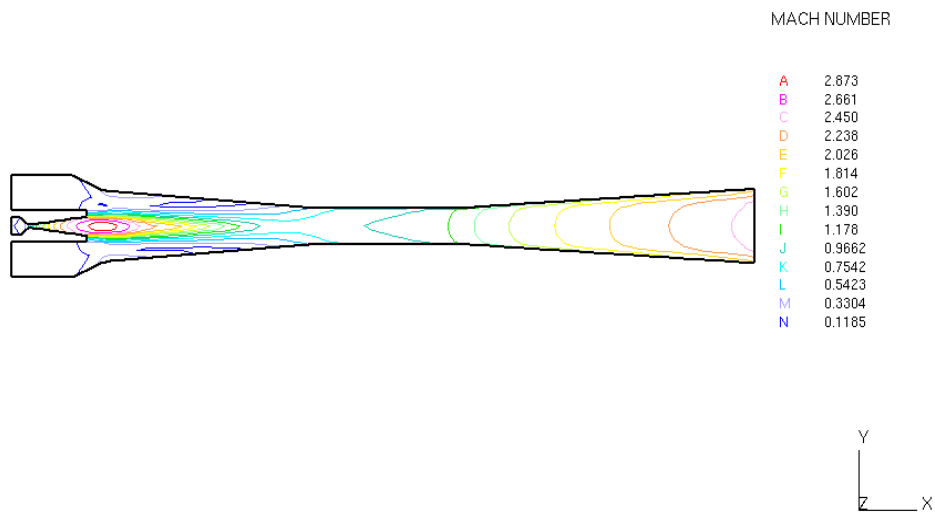


그림 139. Mach number contour at  $\alpha=4.5^\circ$  and  $P_f=500kPa$ ,  $T=433K$ .

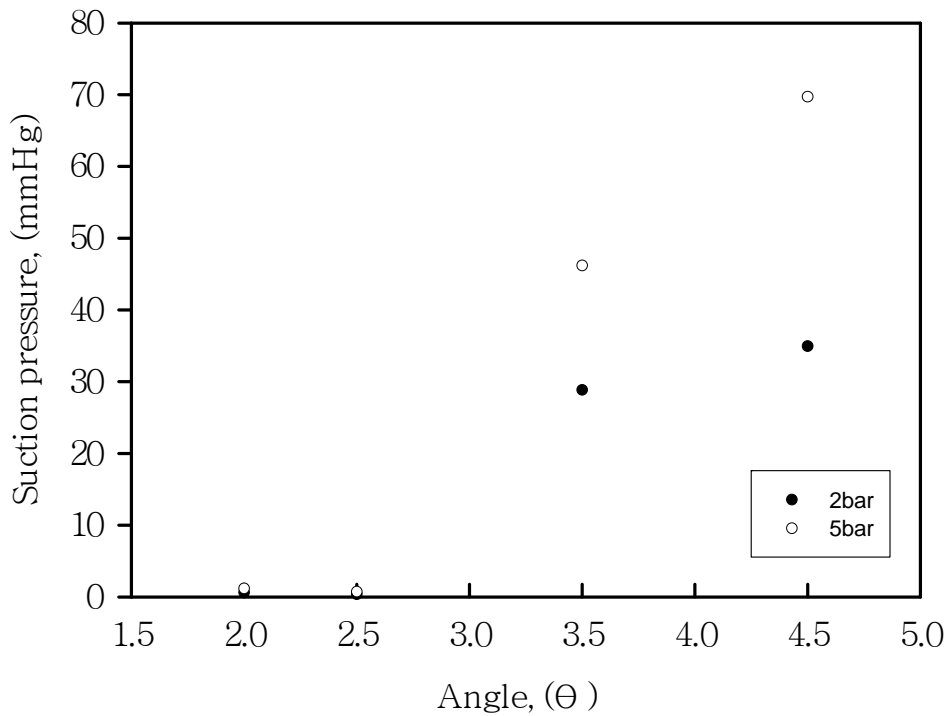


그림 140. Pressure distributions of suction pressure at  $\alpha=2^\circ$ ,  $2.5^\circ$ ,  $3.5^\circ$  or  $4.5^\circ$  and  $P_f=200kPa$  or  $500kPa$ .

본 연구는 에젝터 입구 압력이 저압일 때와 고압일 때 디퓨저의 축소각이 흡입압력에 미치는 영향에 대한 연구이다. 그림 128, 130, 132는 입구 압력  $P_f=2bar$ 일 때 축소각  $\alpha=2.5^\circ$ ,  $3.5^\circ$ ,  $4.5^\circ$ 에 대한 pressure contour를 나타내고 있다. 그림 129, 131, 133는 입구 압력  $P_f=2bar$ 일 때 축소각  $\alpha=2.5^\circ$ ,  $3.5^\circ$ ,  $4.5^\circ$ 에 대한 Mach number를 나타내고 있다. 그림 134, 136, 138는 입구 압력  $P_f=5bar$ 일 때 축소각  $\alpha=2.5^\circ$ ,  $3.5^\circ$ ,  $4.5^\circ$ 에 대한 pressure contour를 나타내고 있다. 그림 135, 137, 139는 입구 압력  $P_f=5bar$ 일 때 축소각  $\alpha=2.5^\circ$ ,  $3.5^\circ$ ,  $4.5^\circ$ 에 대한 Mach number를 나타내고 있다. 축소각이  $2^\circ$ 일때의 데이터는 앞 절에서의 흡입압력에 대한 데이터로 본 연구의 에젝터는 축소각이  $2^\circ$ 인 모델을 기본으로 하여  $2.5^\circ$ ,  $3.5^\circ$ ,  $4.5^\circ$ 일때에 대한 수치해석을 진행하였다.

축소각이  $2^\circ$ 와  $2.5^\circ$ 일때는 벽면에서 발생하는 boundary layer와 중앙에서 흐르는 내부 유동이 적절한 마찰력과 압력 수송이 가능한 충분한 유동장 발생으로 최적의 흡입압력을 나타내고 있지만,  $3.5^\circ$ 와  $4.5^\circ$ 일때는 축소각이 커짐에 따라서 유로 면적이 넓어짐에 따라 압력 수송에 따른 유동장이 발생하지 못하여 흡입압력 저하하는 것을 볼 수 있다. 따라서 본 연구에서는 축소각의 각도가  $2^\circ$ 와  $2.5^\circ$ 일 때 에젝

터 내부의 유동장의 흐름이 가장 좋은 것으로 나타났고, 진공 압력 성능도 가장 좋은 것으로 판단 된다.

### 3. 디퓨저 확대각 변화에 대한 수치해석

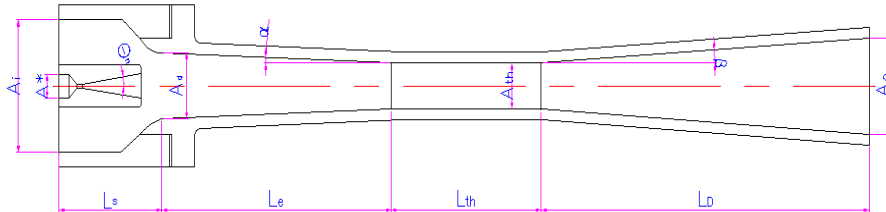


그림 141. Schematic diagram of ejector.

표 19. Main parameter for numerical analysis of enlargement angle

Nozzle inlet boundary conditions ( $P_f, T$ )	Enlargement angle of diffuser ( $\beta$ )
200000Pa, 403K	3.5°
	4.5°
	5.5°
	6.5°
	7.5°
500000Pa, 433K	3.5°
	4.5°
	5.5°
	6.5°
	7.5°

본 절에서는 에젝터 디퓨저의 확대각 변화에 대한 수치해석을 진행하였다. 앞에서 에젝터 입구 압력 변화에 대한 수치해석 결과를 토대로 본 절에서 입구 압력 조건은 200kPa와 500kPa일 때 디퓨저 확대각을 3.5°, 4.5°, 5.5°, 7.5°에 대해 내부

유동장에 대한 해석 및 진공 압력 성능에 대한 해석을 진행하였다. 본 절에서 에젝터 출구 경계 조건은  $2.6kPa$ ,  $293K$ 으로 하였고, 에젝터 내부 초기 조건은  $8kPa$ ,  $293K$ 으로 하였다. 그림 141는 에젝터의 개략도를 나타낸 것인데, 여기서  $\beta$ 가 디퓨저의 확대각이다. 표 16은 수치해석을 위한 변수를 나타내고 있다.

가.  $P_f=200kPa$ ,  $403K$  and  $\beta=3.5^\circ$ ,  $4.5^\circ$ ,  $5.5^\circ$ ,  $6.5^\circ$  and  $7.5^\circ$

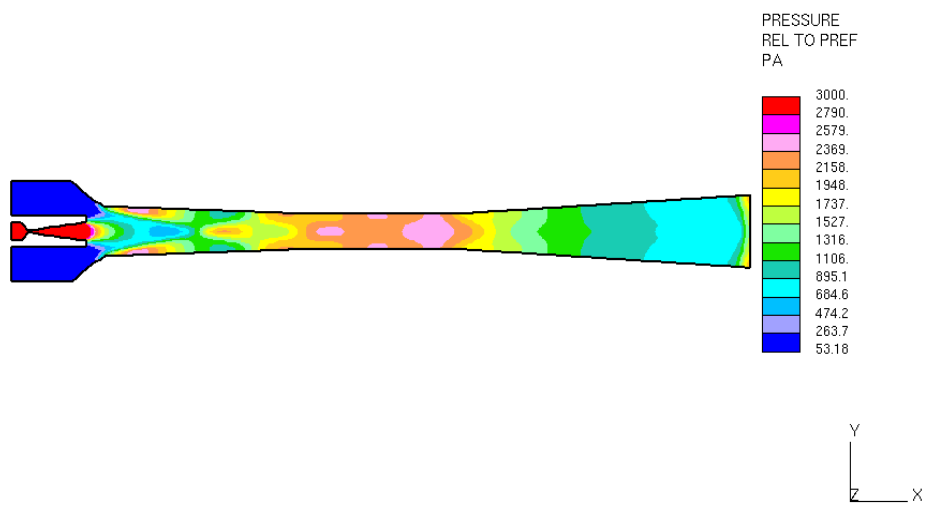


그림 142. Pressure contour at  $\beta=3.5^\circ$  and  $P_f=200kPa$ ,  $T=403K$ .

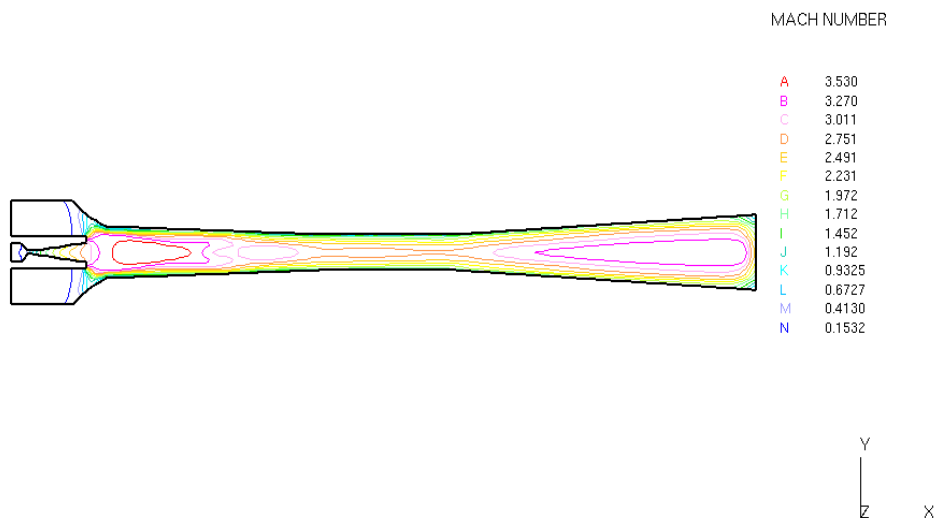


그림 143. Mach number contour at  $\beta=3.5^\circ$  and  $P_f=200kPa$ ,  $T=403K$ .

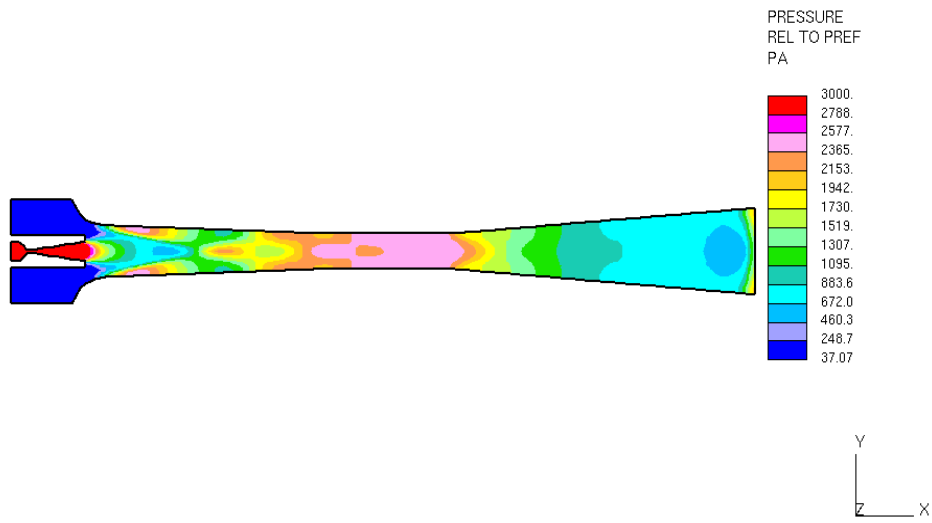


그림 144. Pressure contour at  $\beta=4.5^\circ$  and  $P_f=200kPa$ ,  $T=403K$ .

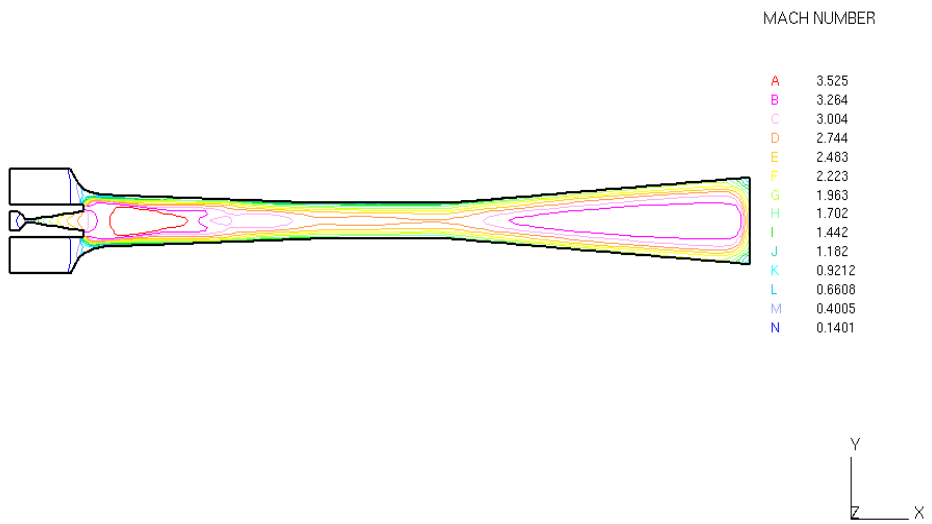


그림 145. Mach number contour at  $\beta=4.5^\circ$  and  $P_f=200kPa$ ,  $T=403K$ .

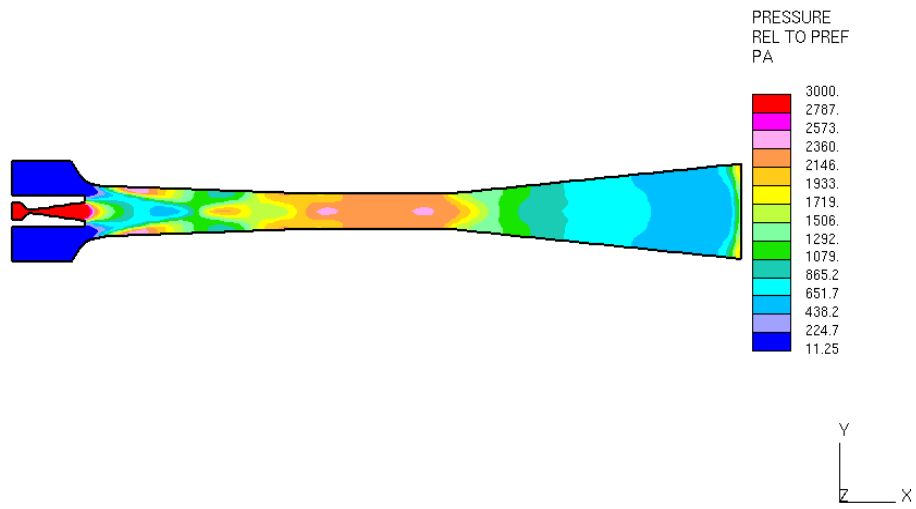


그림 146. Pressure contour at  $\beta=5.5^\circ$  and  $P_f=200kPa$ ,  $T=403K$ .

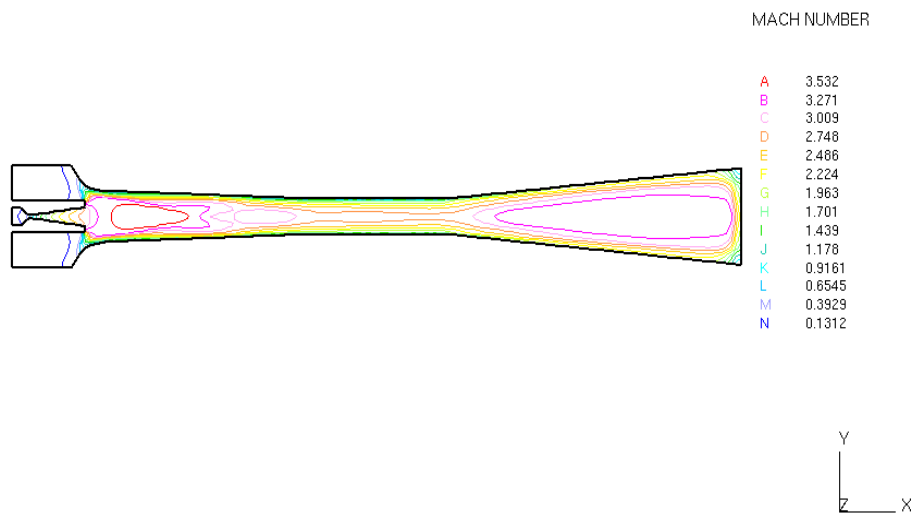


그림 147. Mach number contour at  $\beta=5.5^\circ$  and  $P_f=200kPa$ ,  $T=403K$ .

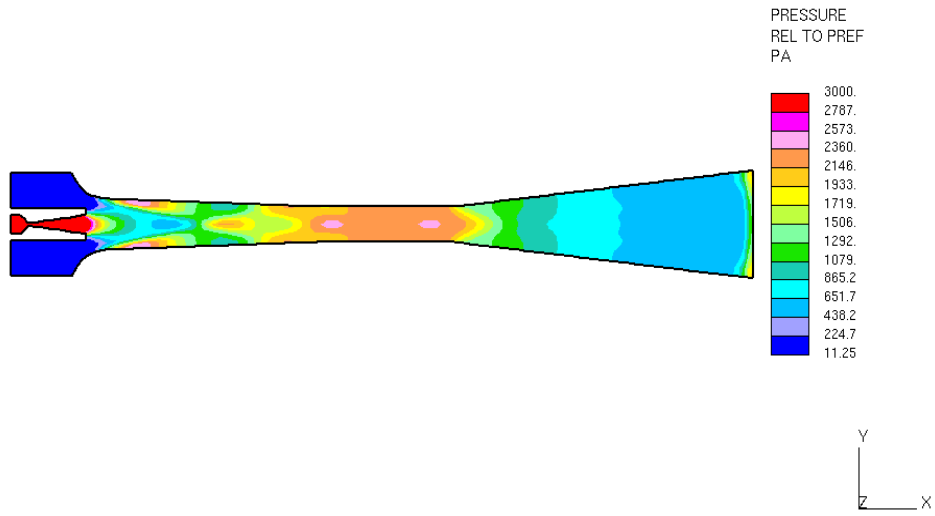


그림 148. Pressure contour at  $\beta=6.5^\circ$  and  $P_f=200kPa$ ,  $T=403K$ .

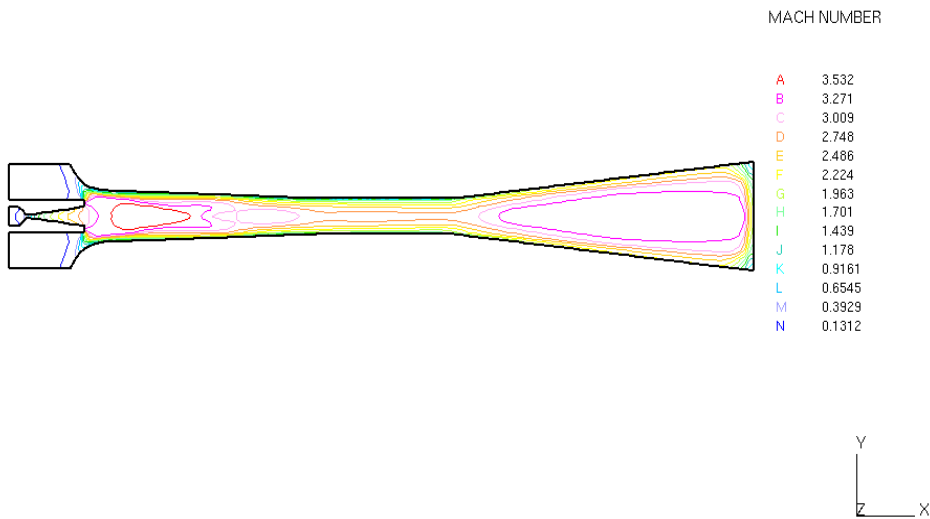


그림 149. Mach number contour at  $\beta=6.5^\circ$  and  $P_f=200kPa$ ,  $T=403K$ .

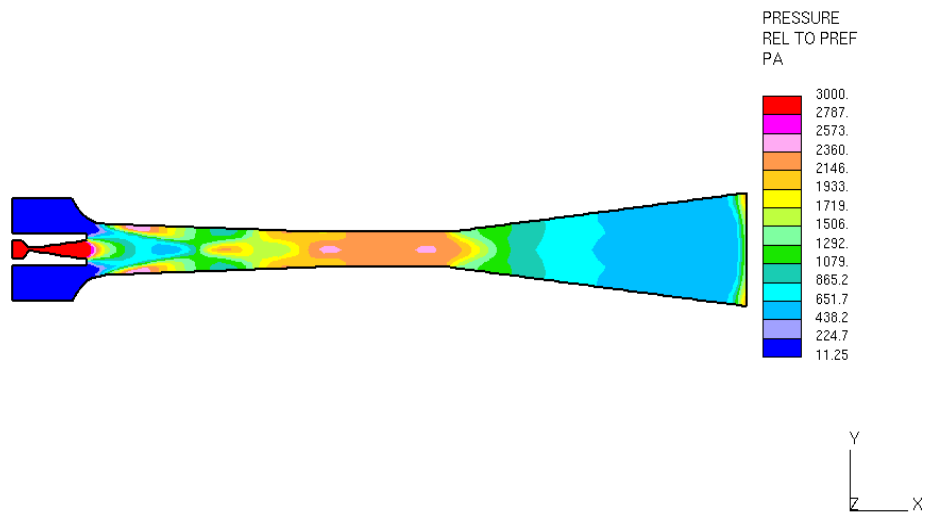


그림 150. Pressure contour at  $\beta=7.5^\circ$  and  $P_f=200kPa$ ,  $T=403K$ .

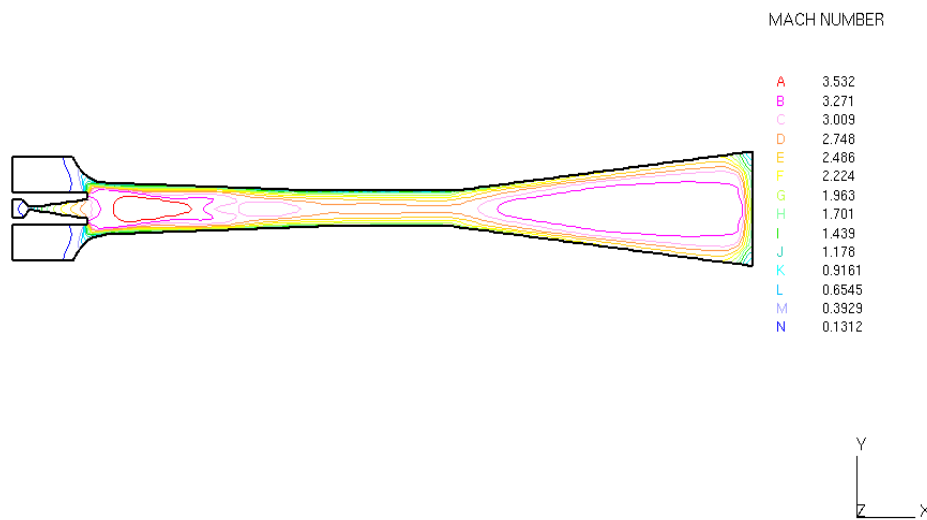


그림 151. Mach number contour at  $\beta=7.5^\circ$  and  $P_f=200kPa$ ,  $T=403K$ .



나.  $P_f=500kPa$ , 433K and  $\beta=3.5^\circ$ , 4.5°, 5.5°, 6.5° or 7.5°

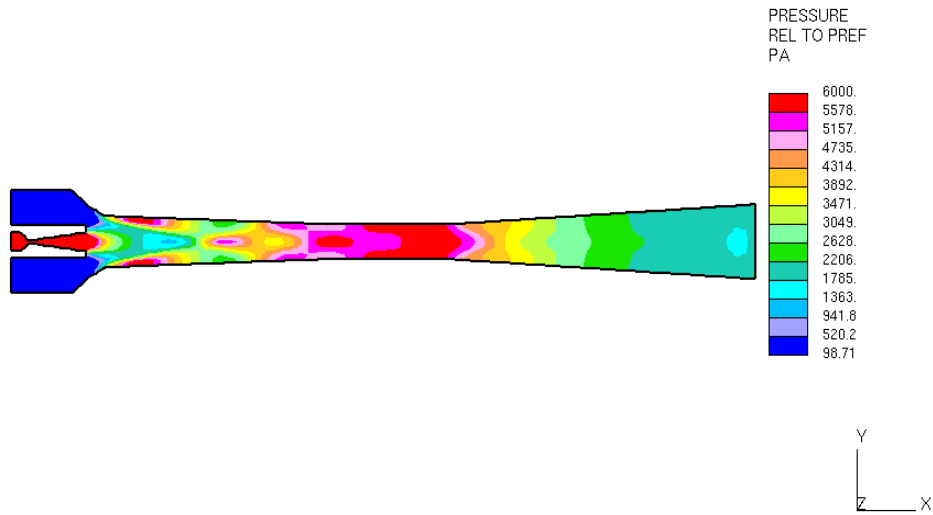


그림 152. Pressure contour at  $\beta=3.5^\circ$  and  $P_f=500kPa$ ,  $T=433K$ .

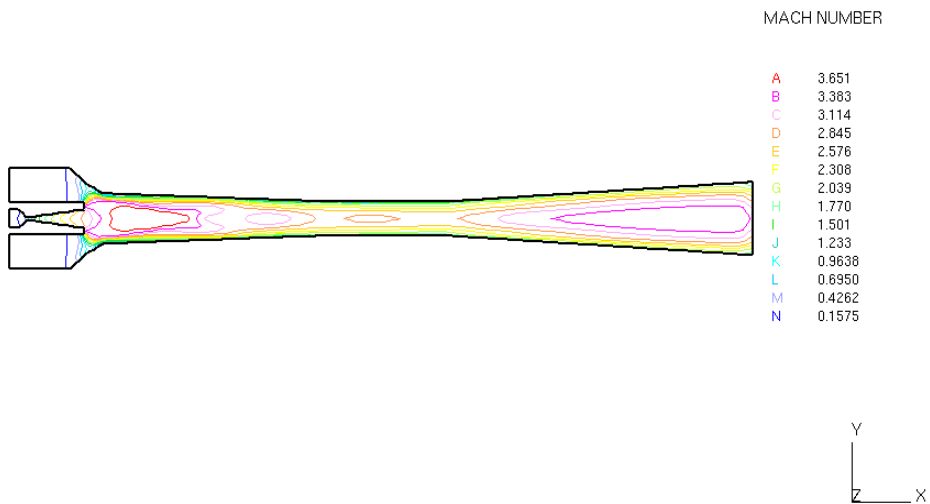


그림 153. Mach number contour at  $\beta=3.5^\circ$  and  $P_f=500kPa$ ,  $T=433K$ .

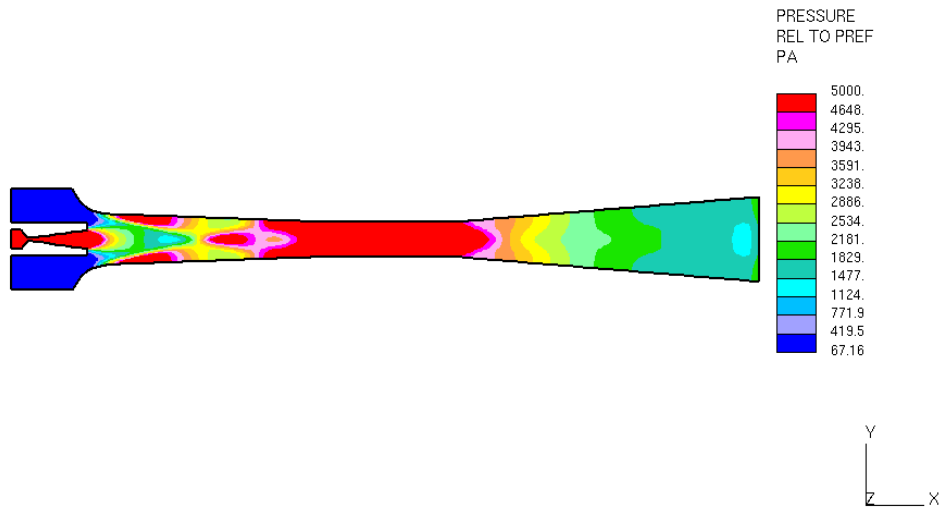


그림 154. Mach number contour at  $\beta=4.5^\circ$  and  $P_f=500kPa$ ,  $T=433K$ .

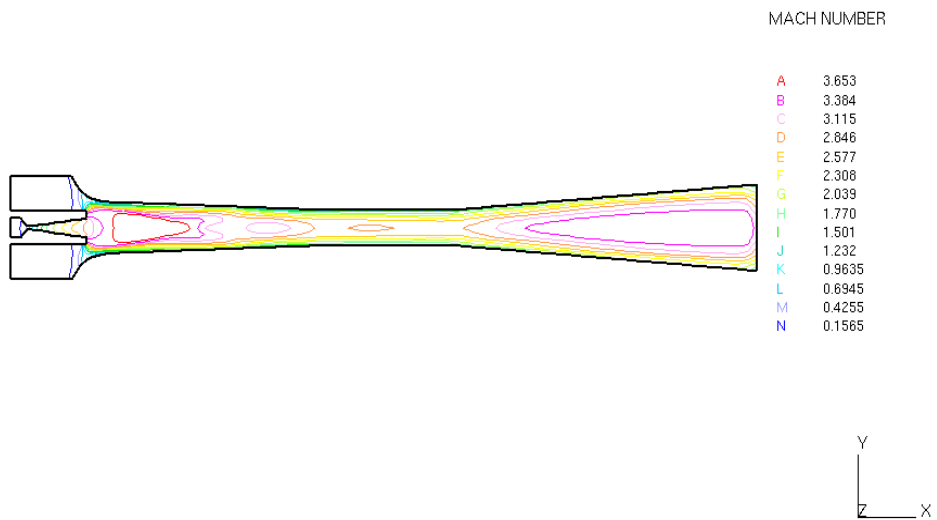


그림 155. Mach number contour at  $\beta=4.5^\circ$  and  $P_f=500kPa$ ,  $T=433K$ .

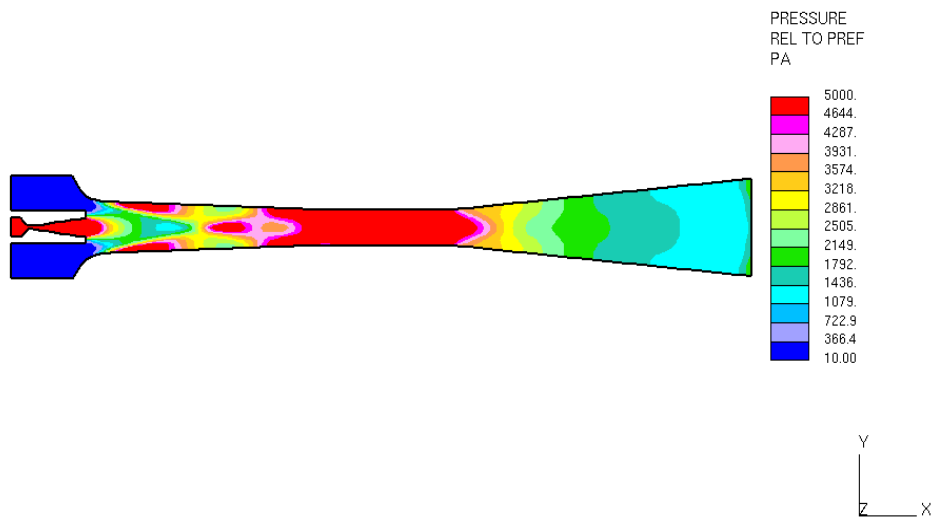


그림 156. Pressure contour at  $\beta=5.5^\circ$  and  $P_f=500kPa$ ,  $T=433K$ .

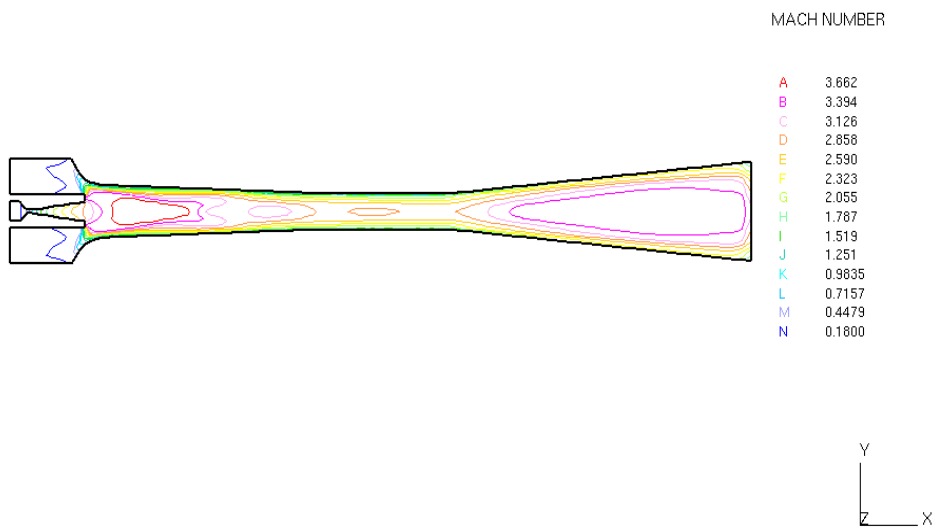


그림 157. Mach number contour at  $\beta=5.5^\circ$  and  $P_f=500kPa$ ,  $T=433K$ .

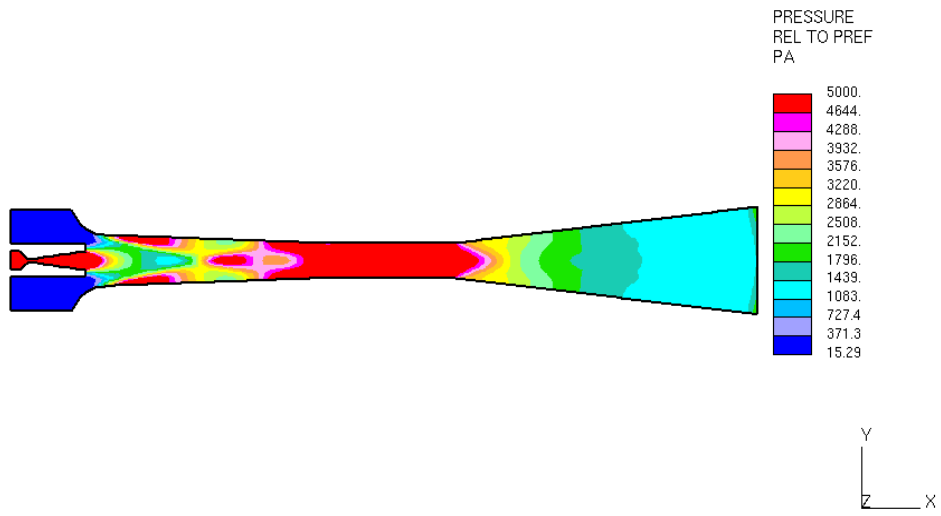


그림 158. Pressure contour at  $\beta=6.5^\circ$  and  $P_f=500kPa$ ,  $T=433K$ .

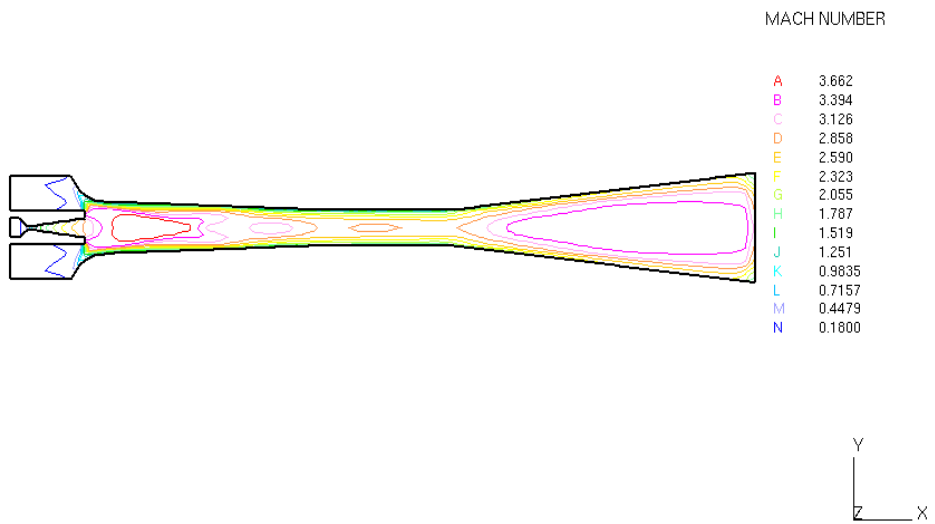


그림 159. Mach number contour at  $\beta=6.5^\circ$  and  $P_f=500kPa$ ,  $T=433K$ .

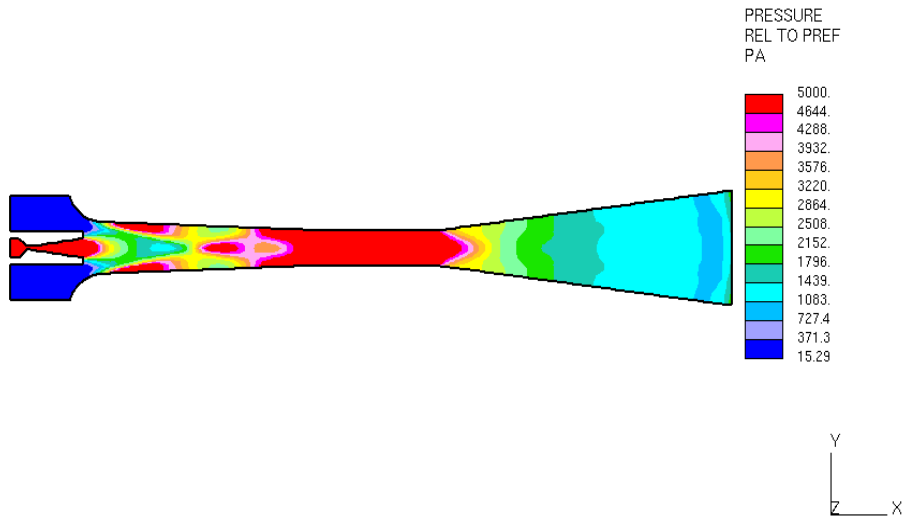


그림 160. Pressure contour at  $\beta=7.5^\circ$  and  $P_f=500kPa$ ,  $T=433K$ .

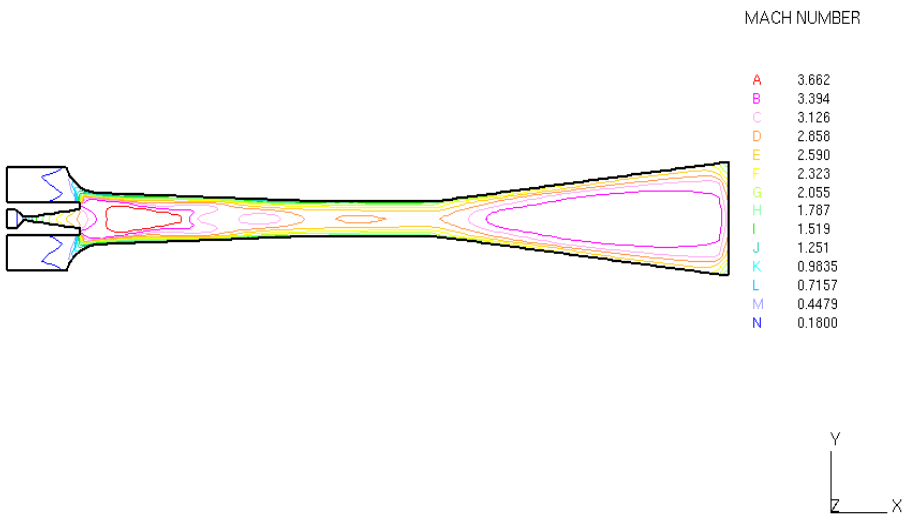


그림 161. Mach number contour at  $\beta=7.5^\circ$  and  $P_f=500kPa$ ,  $T=433K$ .

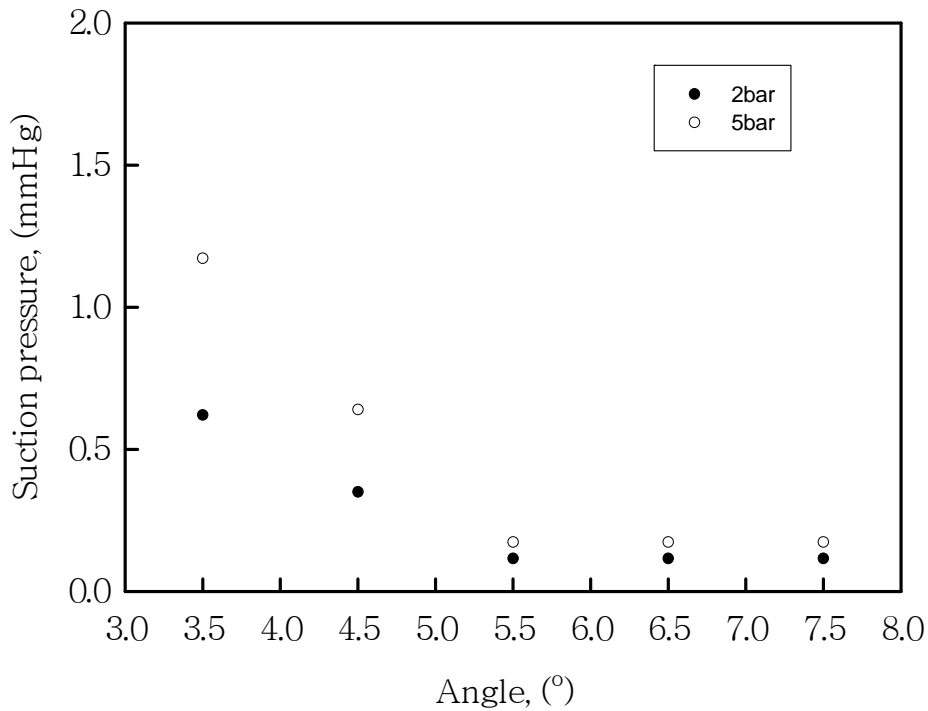


그림 162. Pressure distributions of suction pressure at  $\beta=3.5^\circ$ ,  $4.5^\circ$ ,  $5.5^\circ$ ,  $6.5^\circ$  or  $7.5^\circ$  and  $P_f=200kPa$  or  $500kPa$ .

본 연구는 에젝터 입구 압력이 저압일 때와 고압일 때 디퓨저의 확대각이 흡입압력에 미치는 영향에 대한 연구이다. 그림 142, 144, 146, 148, 150은 입구 압력  $P_f=2bar$ 일 때 확대각  $\beta=3.5^\circ$ ,  $4.5^\circ$ ,  $5.5^\circ$ ,  $6.5^\circ$ ,  $7.5^\circ$ 에 대한 pressure contour를 나타내고 있다. 그림 143, 145, 147, 149, 151은 입구 압력  $P_f=2bar$ 일 때 확대각  $\beta=3.5^\circ$ ,  $4.5^\circ$ ,  $5.5^\circ$ ,  $6.5^\circ$ ,  $7.5^\circ$ 에 대한 Mach number를 나타내고 있다. 그림 152, 154, 156, 158, 160은 입구 압력  $P_f=5bar$ 일 때 확대각  $\beta=3.5^\circ$ ,  $4.5^\circ$ ,  $5.5^\circ$ ,  $6.5^\circ$ ,  $7.5^\circ$ 에 대한 pressure contour를 나타내고 있다. 그림 153, 155, 157, 159, 161은 입구 압력  $P_f=5bar$ 일 때 확대각  $\beta=3.5^\circ$ ,  $4.5^\circ$ ,  $5.5^\circ$ ,  $6.5^\circ$ ,  $7.5^\circ$ 에 대한 Mach number를 나타내고 있다.

본 연구는 비압축성 유동이 아닌 압축성 유동이므로 축소, 확대각에 대한 압력과 속도의 유동장이 비압축성과 반대 현상이 발생한다. 따라서, 확대각이  $3.5^\circ$ 와  $4.5^\circ$  일때는 유로 면적이 작기 때문에 압력 수송에 저항요인이 발생하여 흡입 압력성능

이 낮은 것으로 판단된다. 확대각이 5.5°, 6.5° and 7.5°일때는 유동이 충분한 유로 면적을 확보할 수 있어 흡입압력 성능이 좋아지는 것으로 판단된다. 따라서, 유동의 흐름에 있어서 충분한 유로 면적의 확보가 중요하며, 그러므로 보다 높은 압력 수송이 발생하여 흡입압력 효율이 좋아지는 것으로 판단된다.

## 제4장 연구개발 목표 달성도 및 대외기여도

### 제1절 연구개발 목표

년도	주 목표	세부 목표	목표치
1차년도	스팀 에젝터 구동 냉수기의 기본 설계 및 모델 개발	· 저진공 메카니즘의 에젝터 기본 설계	최저 진공압력 20mmHg 이하 실현.
		· 저압 탱크의 용량별 진공도 최적 선도 설계	3분 이내 정격 운전 실현
		· 저압 탱크 모델 제작	용량 400L급 제작.
		· 스팀 보일러의 용량 산정	제시된 설계치에 대한 보일러 용량 설계.
2차년도	저압 증발형 냉수기 시스템의 성능 실험	· 내해수성 재질의 열교환기 개발 및 열교환 성능 선도 제시	열효율 80%이상.
		· 진공도에 따른 냉수기 성능 선도 개발	냉수량 580kg/h 이상.
		· 냉수기 시스템의 모델 개발 완성	온도차 $\Delta T=5^{\circ}\text{C}$ 이상 실현.



## 제2절 연구개발 목표의 달성도

목 표	달성도(%)	내 용
저진공 메카니즘의 에젝터 기본 설계를 통한 최저 진공압력 20mmHg 이하 실현	100	<p>1) 물이 증발하기 위해서는 일정한 증발압력이 유지되어야 한다. 본 연구에서의 목표는 최저 20℃에서 증발이 이루어져야 하므로, 이온도에서의 증발압력은 약 20mmHg임을 알 수 있으며 최소한 이 압력을 유지해야만 한다.</p> <p>2) Steam Ejector, Jet Condenser 그리고 Steam Ejector + Jet Condenser에 의한 진공 압력 도달에 대한 실험을 수행하였다. Steam Ejector + Jet Condenser에 의한 실험은 제트 콘덴서를 이용하여 약 60mmHg 정도의 진공을 형성한 다음 스팀 에젝터를 작동하여 진공을 형성하였다. 이때의 진공도는 약 2mmHg 정도의 저압을 형성할 수 있었으며, 본 실험의 목표 진공인 최고 20mmHg 정도에 충분히 도달되었다.</p> <p>- Steam Ejector에 의한 진공도: 750 mmHg                      - Jet Condenser에 의한 진공도: 40 mmHg                      - Steam Ejector + Jet Condenser에 의한 진공도: 2 mmHg</p>
저압 탱크의 용량별 진공도 3분 이내 정격 운전 실현	100	<p>1) 제트 콘덴서를 이용하여 약 60mmHg 정도의 진공을 형성한 다음 스팀 에젝터를 작동하여 진공을 형성하여 나가는 시스템으로서 60mmHg 도달 정격 운전 시간은 2분 30초가 소요되었다.</p> <p>2) 유입수 온도 21℃에서 온도 저감이 나타나는 정격 운전 시간은 약 1분 30초로 나타났다.</p> <p>4) Steam E + Jet Condenser에 의한 20 mmHg 도달 소요 시간은 약 3분이 소요되었다.</p> <p>5) 본 시스템의 최저 진공도 실현은 약 2 mmHg 로서, 도달 시간은 약 8분 소요되었다.</p>
저압 탱크 모델 제작	100	<p>1) 저압 탱크 구조 해석을 통한 설계 완료</p> <p>2) 에젝터 실험을 위한 저압 탱크 용량: 568 L</p> <p>3) 시작품 개발 완료</p>
스팀 보일러의 용량 산정	100	<p>1) 정격 증발량: 80kg/h, 2) 발열량: 51,120Kcal/h</p> <p>3) 최고 사용 압력: 7kg/cm<sup>2</sup></p> <p>4) 수압시험압력: 12.1kg/cm<sup>2</sup></p> <p>5) 전열면적: 2.9m<sup>2</sup></p>

목 표	달성도(%)	내 용
내해수성 재질의 열교환기 개발 및 열교환 성능 선도 제시	100	<p>1)본 냉각 시스템 개발을 위하여 다양한 열교환기 형식을 검토하였다.</p> <p>2)3차원 ANSYS 구조해석을 통하여 Deformation과 Stress를 해석하였다.</p> <p>2)본 시스템에 적합한 관형 열교환기를 개발하였다.</p> <p>3)열교환기 효율은 열교환기 유량에 따라서 차이가 있으나 그 범위는 86.5%, 88.1%, 92.0% 및 93.0% 등으로 나타났으며 목표치인 80% 이상을 달성하였다.</p>
진공도에 따른 냉수기 성능 선도 개발	100	<p>1) 진공 탱크 내부의 수위는 0 l, 50 l, 100 l, 150 l로 하였으며 115 l일 때 열 교환기의 유량을 4 l/min, 5 l/min, 6 l/min, 7 l/min, 8 l/min, 10 l/min, 12 l/min로 총 11가지 실험을 진행하였다.</p> <p>2)각 변수에 대한 냉수기의 선도를 개발하였다.</p> <p>3)<math>\Delta T=5^{\circ}\text{C}</math> 이상을 실현하는 범위 중 냉수기 유량은 약 600kg/hr이상으로 나타났으며 목표 냉수량 580kg/h 이상으로 나타났다.</p>
냉수기 시스템의 모델 개발 완성	100	<p>1)2차원 STAR-CD 수치해석을 통하여 에젝터의 유동해석과 성능 향상의 최적 설계조건에 대한 해석하였다.</p> <p>2)에젝터의 유동에 대한 수치해석으로 스팀압력이 저압(2bar)에서도 진공 성능이 좋은 모델 개발하여 경제적인 모델을 개발하였다.</p> <p>3)에젝터 디퓨저의 축소-확대각에 대한 수치해석을 통하여 축소각은 <math>2.0^{\circ}</math>, <math>2.5^{\circ}</math>일 때, 확대각은 <math>5.5^{\circ}\sim 7.5^{\circ}</math>일 때 진공 압력의 최적 성능을 나타내어 에젝터의 성능 향상을 위한 모델을 개발하였다.</p> <p>4)냉수기 시스템의 모델을 완성하였다.</p> <p>5)냉수기의 온도차는 <math>\Delta T=7.8^{\circ}\text{C}</math>, <math>6.1^{\circ}\text{C}</math>, <math>5.5^{\circ}\text{C}</math>, <math>5.2^{\circ}\text{C}</math> 등으로 각각 나타났으며 목표치 온도차 <math>\Delta T=5^{\circ}\text{C}</math> 이상을 실현하였다.</p>

### 제3절 연구결과의 대외기여도

#### 1. 박사학위 취득: 2명

##### (1) 김보한

일시: 2006년 2월 공학박사 학위 취득

논제: 육상수조식 양식장의 유동 특성에 관한 연구

##### (2) 신유식

일시: 2006년 8월 공학박사 학위 취득 확정

논제: A Study on Experimental and Numerical Analysis of the Flow Characteristics of Steam Driven Vacuuming System

#### 2. 특허등록 완료: 3건

##### (1) 명칭: 스팀 에젝터를 이용한 해수냉각장치

등록번호: 특허 제0482425호

등록일: 2005년 4월 1일

발명자: 정효민, 정한식, 신유식, 배강열

##### (2) 명칭: 히트 파이프를 구비한 밀폐식 증발형 냉각탑

등록번호: 특허 제0443725호

등록일: 2004년 7월 29일

발명자: 정효민, 정한식

##### (3) 명칭: 환경친화성 자연냉매를 이용한 초저온 이원냉동 시스템

출원번호: 10-2005-0035460

등록완료: 2006년 8월 30일 (등록 확정 중)

발명자: 정효민, 정한식, 김영근

#### 3. 보도자료: 2건

4. 국내외 전문학술지 게재 실적 : 8건

학술지 명칭 (총 건수)	제목	년도	호	발행기관	국평	SCI 여부
산학연논문집	카본발열체의 발열특성에 관한연구	200 4	Vol. 4, No.4	산학연전국협의회	한국	
International Journal of Air-Conditioning and Refrigeration	A Study on the Frequency Response Characteristics of High Response Flow Control Servo Valve	200 4	Vol. 12, No.3	The Society of Air-Conditioning and Refrigerating Engineers of Korea	한국	
KSME International Journal	Fluid Flow Characteristics in the Aquaculture Tank for a Breeding Fish	200 4	Vol. 18, No.1 2	KSME International Journal	한국	SCIE
Journal of Mechanical Science and Technology	Water Cooling Characteristics in an Enclosed Vacuum Tank by Water Driven Ejector	200 5	Vol. 19, No.1	KSME International Journal	한국	SCIE
산학연논문집	Characteristics on the Thermal and Fluid Flow in an Inland Aquafarm	200 5	Vol. 5, No.3	산학연전국협의회	한국	
산학연논문집	스팀 구동식 에젝터를 이용한 냉각장치 개발	200 5	Vol. 5, No.3	산학연전국협의회	한국	
한국동력기계공학 회지	스팀에젝터에 의한 강제증발 방식의 냉각특성에 관한 연구	200 6	제10 권 제2 호	한국동력기계공 학회	한국	
경상대학교 해양산업연구소논문 집	PIV를 이용한 육상수조식 양식장 냉의 유체유동에 관한 연구	200 5	제18 권	경상대학교 해양산업연구소	한국	

5. 국제학술회의 발표 실적 : 7건

학술회의 명칭(총 건수)	제목	년도	호	장 소	국명
ICCHT2005	A Study on the Thermal and Fluid Flow Characteristics in an inland Aquafarm	2005	BH1	Hanoi, Daewoo Hotel	Vietnam
ICCHT2005	Analysis Study of the Patent Trend for Engineering Plastic	2005	KJ1	Hanoi, Daewoo Hotel	Vietnam
The Sixth KSME-JSME Thermal and Fluids Engineering Conference	Experimental Study on the Water Cooling System by Steam Driven Ejector	2005	GA15	Ramada Plaza Hotel, Jeju	Korea
SET 2005	Study on Breakdown Characteristics of Polymer Material at the Super Low temperature Environment	2005		Jinan	China
SET 2005	Experimental Study on the Pressure Drop and Water Cooling Characteristics by Steam Driven Ejector and Jet Condenser	2005		Jinan	China
SET 2005	Numerical Analysis and Experimental of Starfined Vaporizer for Liquefied Natural Gas	2005		Jinan	China
SET 2005	Fluid Flow Characteristics for Various Inflow in the Land Aquaculture	2005		Jinan	China

6. 국내학술회의 발표 실적 : 3건

학술회의 명칭(총 건수)	제목	년도	호	장 소	국명
2006대한기계학회 춘계기계학회	Experimental Study on the Water Cooling Characteristics by Steam Driven Ejector	2006		제주컨벤션센터, Jeju	한국
2006대한설비공학회 하계학술대회	Numerical Analysis on the Flow Characteristics in Steam Ejector	2006		보광위닉스파크, 평창, 강원도	한국
2006대한설비공학회 하계학술대회	증기 압력 변화에 따른 증기 이젝터의 성능에 관한 연구	2006		보광위닉스파크, 평창, 강원도	한국

## 제5장 연구개발 결과의 활용계획

### 1. 산업적 측면

전국적으로 약 600여개의 양식장이 있고 이들 약 30%는 가로 세로 수조의 길이가 10m 정도인 약 60톤 용량의 대형 수조를 보유하고 있다. 이들 대부분이 여름철 냉수 공급원으로서 환수량 증대와 과도한 유지 비용을 감수하면서 일부 냉동기에 의한 냉수 방식에 의존하고 있다. 본 연구 성과로서 저비용 냉수 공급이 가능하여져서 육상 양식장의 생산 품질향상과 어업의 선진화에 기여할 것이다.

- (1)육상양식장의 해수 냉수기 보급
- (2)관련 기업으로의 기술이전 추진
- (3)관련 기업과 공동으로 실증 프로젝트 추진

### 2. 학술적 측면 :

본 연구를 통하여 박사학위자를 2명 배출하였다. 또한 관련 발명특허권을 확보함으로써 장기적인 관련 연구가 가능하게 되었다.

- (1)참여 연구원 중에서 공태우 박사(2006년 2월 학위취득)는 현재 중국 대련이공대학에서 Foreign Teacher로 발령 받아 중국에서 해당 연구를 계속하고 있다.
- (2)참여 연구원 중에서 이상철 박사(2006년 8월 학위취득 확정)는 2006년 3월 1일부로 거제대학 초빙 교수로 발령 받아 연구와 교육에 임하고 있다.
- (3)2006년에 시행한 교육부 2단계 BK21사업에 핵심연구팀으로 선정되었으며 향후 7년간 안정적인 연구 개발과 인력양성을 하게되었다.
  - 팀장: 정한식 교수(본 과제 책임자)
  - 명칭: 친환경 냉열 에너지기계연구사업팀

## 제6장 참고문헌

- (1) R.Vogel, 1956, "Practical Application of Air Ejectors", NASA TTF-9352.
- (2) J.Fabri, and R.Siestrunck, 1958, "Supersonic Air Ejectors", Advances in Applied Mechanics, New York, N. Y, Academic Press, Vol.5, pp. 1~34.
- (3) W.L.Chow, and A.L.Addy, 1961, "Interaction between Primary and Secondary Characteristics", AIAA Jour. Vol.2, No.4, pp.680~695.
- (4) J.Nagahiro, J.Iwamoto, and K.Higuchi, 1992, "Experiments for fine Air Bubble Production in Liquids Using Ejector", Transactions of The ASAE, Vol.35 pp. 1581~1590.
- (5) 김선영, 1996, "수치해석", 희중당, pp.110~147
- (6) McQuiston, and Parker, Heating, Ventilating, and Air Conditioning, Hee Joong Dang, 1998, pp. 578~598.
- (7) 민만기 외 4인, 1998, "공기조화 및 냉동", 희중당, pp.587~598.
- (8) 최순열, 1999, "저온 진공 건조기의 열적 특성에 관한 연구", 한국해양대학교 박사학위 논문,
- (9) K.D.Chu, J.I.Yoon, J.D.Kim, C.J.Lee, S.I.Yu, and Y.M.Yang, 1999, "An experimental characteristics of thermal Performance of type cooling tower", Proceeding of SAREK, pp. 271~276.
- (10) 추경돈, 윤정인, 김재들, 이철재, 유선일, 양영명, "직교류형 냉각탑의 열성능 특성에 관한 실험적 연구", 공기조화 냉동공학회 1999년 동계학술 발표회 논문집 pp.271~276.
- (11) Toung-Soo Kim, Soo-Doll Park, and Shin-Jae Lee, 2000, "A study on fill development of cooling tower", Proceeding of SAREK, pp. 1115~1120.
- (12) 김영수, 박수들, 이신재, "냉각탑 충전재 개발에 관한 연구", 공기조화 냉동공학회 2000년 하계학술 발표회 논문집", pp.1115-1120.
- (13) Sun-Young Kim, Elementary Numerical Analysis, Hee Joong Dang, pp. 110~147
- (14) Yunus A. Cengel, Michael A, Boles, Thermodynamic, Mc Graw Hill, pp. 937~976.

- (15) 공기조화 냉동공학회, “공기조화 냉동 위생공학 편람(제 10장 냉각탑)”
- (16) 김경석, 이종수, 김원녕, 김경근, “대형 에젝터의 성능 특성에 관한 연구”, 한국박용기관학회논문집, 14권, 1호, 1990, pp. 90-98.
- (17) 김경근, 김용모, 정대인, 김준년, 최병철, 남청도, “선박용 수 에젝터의 자동설계를 위한 전산 프로그램의 개발”, 한국박용기관학회논문집, 10권, 1호, 1985, pp. 74-84.
- (18) A. Thakker, 1985, “Evaluation of Conical Diffuser Performance”, ASME, pp. 85-IGT-27.
- (19) A. Kein, 1981, “Effect of Inlet Condition on Conical Diffuser Performance”, Trans. of ASME, vol. 103.
- (20) R. P. Lohmann and S. J. Markowski, 1979, “Swirling Flow Through Annular Diffuser with Conical Walls”, Trans. of ASME, vol.101.
- (21) M. Samet and S. Einav, 1998, “Mean Value Measurement of a Turbulent Swirling Jet”, J. of AIAA, vol. 26, pp.619-620.
- (22) P. A. Dellenback, 1988, “Measurement in Turbulent Swirling Flow Through an Abrupt Axisymmetric Expansion”, J. of AIAA, vol. 26, pp. 669-681.
- (23) 정효민, 정한식, 1998, “선회류 유입에 대한 원추 디퓨저의 정압회복 특성”, 대한기계학회논문집(B), 제22권, 제7호, pp. 937-945.
- (24) F.Chen, C.F.Liu and J.Y.Ynag, 1994, “Supersonic Flow in the Second-Throat Ejector-Diffuser System”, Jour. Spacecraft and Rockets, Vol.31, No.1 pp.123~129.
- (25) J.JWang and F.Chen, 1996, “On the Start Condition of a Second-Throat Ejector-Diffuser”, Aeronautical Jour, Paper No.2168, pp.321~326.
- (26) T.G.Til.lman and W.M.Presz Jr, 1995, “Thrust Characteristics of a Supersonic Mixer Ejector”, Jour. Propulsion and Powers, Vol.11, No.5, pp.931~937.
- (27) 이윤환, 신유식, 정효민, 정한식, “출구 확대관이 에젝터 성능에 미치는 영향에 관한 연구”, 대한설비공학회 2002동계학술대회 논문집, pp.308~313.
- (28) Y. S. Shin, C. W. Bea, Y. H. Lee, H. M. Jeong, H. S. Chung and C. J. Lee, “A Study



on the Development of evaporative and enclosed Cooling Tower System with Water Driving Ejector”, TSE2002, pp. G139~147.

(29) 이윤환, 신유식, 이철순, 정효민, 정한식, “분리형 에젝터의 디퓨저 형상에 따른 저압 특성” 2002대한설비공학회 부산울산경남지회 논문집, pp. 75~80.

(30) 신유식, 이광성, 배철환, 이윤환, 정효민, 정한식, “스트러트를 이용한 에젝터의 효율에 관한 연구” 대한기계학회 2002추계학술대회, pp. 2501~2505.

(31) 신유식, 배강열, 배철환, 이윤환, 정효민, 정한식, “저진공을 이용한 증발식 냉각탑의 특성에 관한 연구” 대한기계학회 2002춘계학술대회, pp. 1888~1893.

(32) R.R.Kumar and J.Kurian, 1995, “Estimation of Mixing of High-Speed Streams”, Jour. Propulsion and Powers, Vol.12, No.2, pp. 429~431.

(33) W.presz Jr, R.F.Blinn and B.Morin, 1987, “Short Efficient Ejector Systems”, AIAA/SAE/ ASME/ASME 23rd Joint Propulsion Conf, San Diego, California.

(34) R.C.German, R.C.Bauer, and J.H.Panesci, 1996, “Methods for Determining the Performance of Ejector-Diffuser Systems”, J.Spacecraft, Vol.3, No.2, pp. 193~200.

(35) J.C.Dutton and B.F.Carroll, “Optimized Ejector-Diffuser Design Procedure for Natural Gas Vapor Recovery”, Journal of Energy Resources Technology, Vol.195, pp. 388~393.

(36) J.C.Dutton and B.F.Carroll, 1988, “Limitation of Ejector Performance Due to Exit Chocking”, Jour. Fluids Eng, Vol.110, pp. 91~93.

(37) W.S.Barankiewicz, G.P.Perusk, and M.B.Ibrahim, 1994, “ Approximate Similarity Principle for a Full-Scale STOVL Ejector”, Journal of Power, Vol.10, No.2, pp. 198~203.

(38) T.M.nicholas, A.K.Narayanan and A.E.Muthunayagam, 1995, “Mixing Pressure-Rise Parameter for Effect of Nozzle Geometry in Diffser-Ejectors”, Jour. Propulsion and Powers, Vol.12, No.2, pp. 431~433.

(39) L.J.Kastner and J.R.Spooner, 1950, Proc. Inst, Mech, Eng, Vol.162-2, pp. 149.

(40) Y.M.Chen, C.Y.Sun, 1997, “Experimental Study of the Performance

Characteristics of a Steam-Ejector Refrigeration System" Experimental Thermal and Fluid Science, Vol.15, pp.384~394.

(41) H.D.Kim, H.S.Lee, 1996, "Study on the Exhaust Performance of Supersonic Ejector", KSPE Annual Meeting, pp.11~25.

(42) H.D.Kim, H.J.Lee, Y.K.lee and T.W.Sel, 1997, "A CFD Study of Axisymmetric Supersonic Ejector-Pump Systems", KSPE Fall Annual Meeting, pp.36.

(43) Y.K.Lee, H.D.Kim, and T.W.Seo, 1999, " A CFD Study of the Supersonic Ejector-Pump Flows", KSPE Jour, Vol.3, Vol.4, pp.58~66.

(44) H.D.Kim, Y.K.Lee, and T.W.Seo, 1999, "A CFD Study of the Supersonic Flows in the Second Throat Ejector-Diffuser Systems", Third International Conference on Fluid Mechanics and Heat Transfer, Dec. 15~16, Dhaka, Bangladesh, pp.348~391.

(45) H.D.Kim, Y.K.Lee and E.W.Seo and S.Raghunathan, 2000, "Computational Study of the Axisymmetric, Supersonic Ejector-Diffuser Flow", KSME Spring Annual Meeting.

(46) H.D.Kim, 2000, "A CFD Study of The Unsteady Supersonic Thermal and Fluid Sciences, China.

(47) H.D.Kim, 2000, "Unsteady Numerical Simulation of The Supersonic Ejector-Diffuser System", International Journal of Thermal Sciences.

(48) H.D.Kim, and Y.G.Kim, 1995, "Simple Calculation Method for Performance Estimation of Supersonic Ejector", KSME Annual Conference, 1995, pp.3~13.

## 제7장 부록

### 제1절 연구 성과물 사본

#### 1. 박사학위 취득 : 2명

博 士 學 位 論 文  
指 導 教 授 鄭 漢 植

육상 수조식 양식장의 유동 특성에 관한  
연구

A Study on the Flow Characteristics of a Land  
Aquaculture Tank

이 論 文 을 工 學 博 士  
學 位 請 求 論 文 으 로 提 出 함

慶 尙 大 學 校 大 學 院

精 密 機 械 工 學 科

金 甫 漢

2006. 2.

**A Thesis for the Degree of Doctor of Philosophy**

**A Study on Experimental and Numerical  
Analysis of the Flow Characteristics of  
Steam Driven Vacuuming System**

**by**

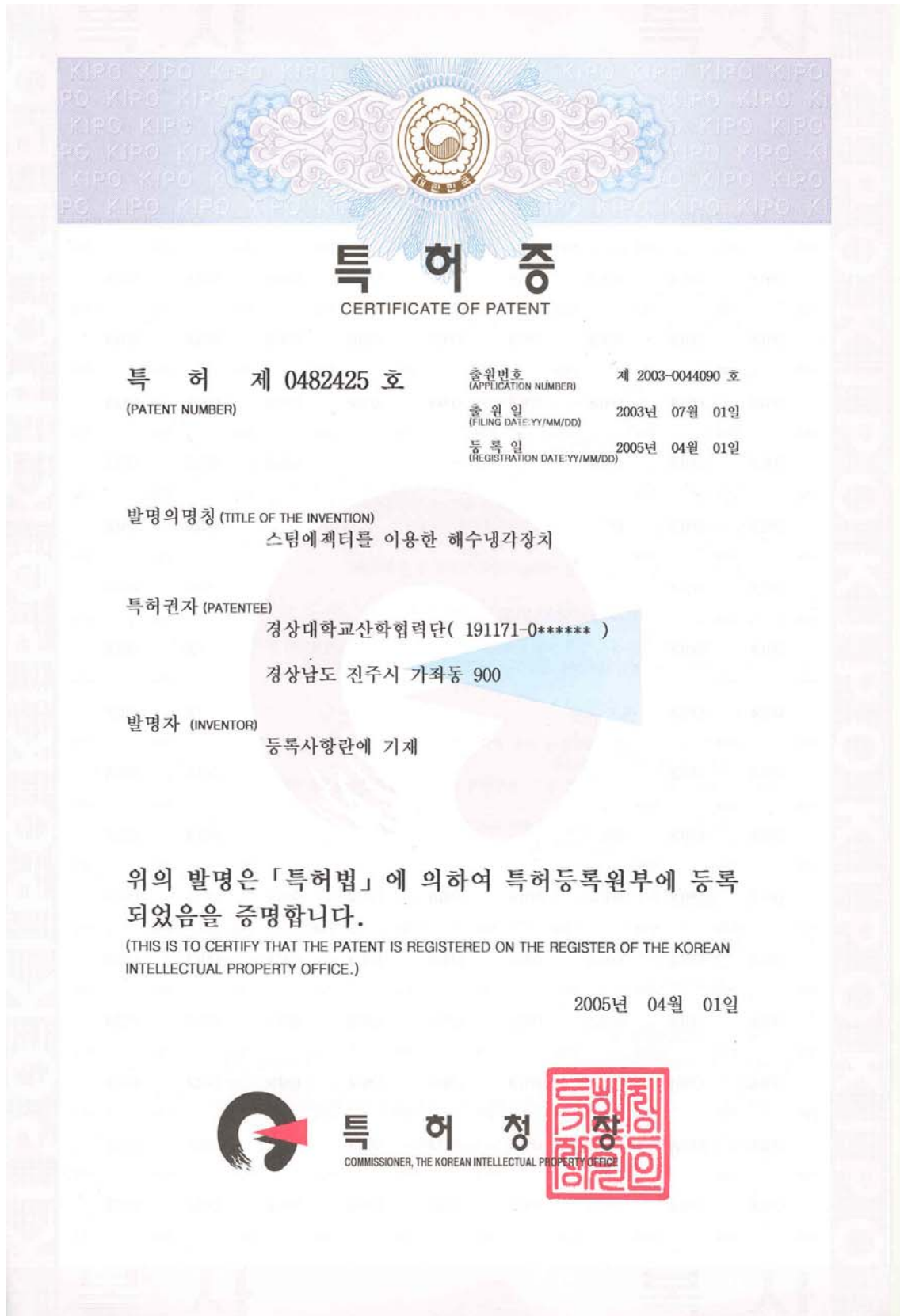
**You Sik Shin**

**GYEONGSANG NATIONAL UNIVERSITY**

**Department of Mechanical and Precision Engineering**

**2006**

2. 특허 등록 완료 : 3건



## 등록사항

### 특히 등록제 0482425 호

발명자

정효민(581224-1\*\*\*\*\*)  
경남 통영시 미수2동 동신아파트 105-1101

정한식(540408-1\*\*\*\*\*)  
경남 창원시 상남동 성원아파트 304동 506호

신유식(760822-1\*\*\*\*\*)  
경남 진해시 여좌동 120-8번지 30/3

배강열(721021-1\*\*\*\*\*)  
경상남도김해시장유면부영11차107동1105호





## 특 허 증

특 허 제 0443725 호

출원 번호 제 2002-0006494 호  
출원 일 2002년 02월 05일  
등록 일 2004년 07월 29일

발명의명칭 히트파이프를 구비한 밀폐식 증발형 냉각탑

특허 권자 정효민( 581224-1093313 )  
경남 통영시 미수2동 동신아파트 105-1101

발명자 등록사항란에 기재

위의 발명은 특허법에 의하여 특허등록원부에 등록  
되었음을 증명합니다.

2004년 07월 29일

특 허 증



# 등 록 사 항

특 허 등록 제 0443725 호

발 명 자

정효민(581224-1093313)  
경남 통영시 미수2동 동신아파트 105-1101

정한식(540408-1109727)  
경남 창원시 상남동 성원아파트 304동 506호









昌인쇄

기사 분야 : 교육

등록 일자 : 2004.06.14 22:28

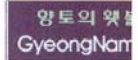
### 대학·기업 신기술 개발 포럼 개최

대학과 기업이 만나 신기술 개발을 위한 포럼을 개최한다. (사)대한기계학회 냉열기술포럼(대표 정한식 경상대학교 기계항공공학부 교수)과 경상대학교 해양산업연구소(소장 최중덕 교수)는 15일 오후 경상대학교 해양과학대학 공학관에서 제3회 냉열기술포럼을 연다고 14일 밝혔다. 포럼은 해양수산부 지정 경상대학교 SG연구사업단(단장 정한식 교수) 출범을 기념하고 관련 기술개발을 보고하는 자리로 대학 교수와 기업체 대표 등 관계자가 함께 참석, 신기술 개발에 대해 1~3부로 나눠 보고·검토하는 산학협력의 장이 될 것으로 보인다. 제1부에는 열에너지 시스템을 주제로 "대기 개방형 냉각탑 대체를 위한 저진공 밀폐형 냉각탑의 개발"(정효민 경상대학교 기계항공공학부 교수)과 "자동차 머플러에 유입되는 배기가스의 유동 해석"(이중섭 경상대학교 대학원 박사과정 수료) 등 2편의 논문이 발표된다. 제2부 경상대학교 SG연구사업에서는 "친환경 수산물 품질기준 마련연구"(정보영 경상대학교 해양생물이용학부 교수)와 "중기 구동식 액터를 이용한 육상 양식장용 해수냉각기 개발"(정한식 교수) 등의 논문이 발표될 예정이다. 또 제3부는 냉열기술 개발 전략을 주제로 "초저온 액화가스의 냉열 활용을 위한 고효율 기기화기 개발 전략"(최규평 부광플랜트(주) 상무이사)과 "국내 이륜자동차 배기시스템 연구전략"(이중섭) 등 모두 6건의 주제 발표와 토론이 진행될 예정이다. 포럼에는 백림정공, 부광플랜트, 부국정공(주), 웰드튜브(주), 하이드로텍주식회사 연구소, 대기수산, 동한산업주식회사 연구소, 원젠(주) 등 기업체 관계자들이 참석한다. 강정배기자 kjb@ksilbo.co.kr



전체기사 | 기사제목 | 독자투고 | 열린마당 | PR마당 | 광고문의 | 구독신청

지방자치 | 정치 | 경제/증권 | 사회 | 지역 | 문화 | 스포츠



Today News ->

기사제목 검색

사설 >북한주민도우리이웃.. >진주평거먹지개발지..

- 오피니언
- 경일시론
- 기고
- 하종갑칼럼
- 데스크칼럼
- 慶日포럼
- 南江情談
- 기자의시각
- 천왕봉
- 경일춘추
- 경제칼럼
- 작은이야기
- 교단에서
- 현장에서
- 열린마당

- 기획특집
- 강우유맥
- 물이 생명이다
- 한국농업탈출구
- Farm Stay
- 교방 그 종류와 맛

머리부터 발끝까지 건강하게 삽시다!!

Sports Life

독자와 함께하는 민원현장

지난 기획특집

- 긴급진단
- 人事
- 시사만화
- 오늘의 운세

네티투표

# 0 사 회

## 경상대 연구과제 잇따라 선정

경상대학교(총장 조무제) 교수들이 국책사업 등 정부에서 추진하는 각종 연구과제에 최근 잇따라 선정돼 지방대학 연구 활성화는 물론 연구비 확보 등의 성과를 올리고 있다.

해양과학대학 정보영 교수(해양생물이용학부)는 해양수산부의 '2004년 해양한국발전 프로그램(KSGP)' 최종 지원과제 중 기획과제 '친환경 수산물 품질 기준 마련 연구'로 3500만원을 지원받게 됐다.

이 기획과제 수행으로 소비자가 안심하고 먹을 수 있는 제품을 국가가 인증할 수 있는 토대를 마련, 수산 식품의 이미지 제고는 물론 국내산 수산물 소비촉진이 가능해질 것으로 기대되고 있다.

정한식 교수(기계항공공학부)도 '스팀 구동식 에펙터를 이용한 육상 양식장용 해수냉각기 개발'이란 주제로 해양수산부 KSGP 자유공모과제에 선정됐다.

또 두뇌한국21사업단 분자생물학과 김재연 교수와 수의과대학 노규진교수는 농촌진흥청에서 주관하는 '바이오그린21사업' 자유공모과제 미래기술 분야에 선정돼 각 8000만원의 연구비를 지원받는다.

김재연 교수는 '식물세포간 물질이동 통로인 프라스모데스마타 조절의 네트워크 규명', 노규진 교수는 '돼지의 배아·태중·성체 유래 줄기세포의 구축 및 응용'이란 연구과제를 각각 수행하게 된다.

바이오그린21사업은 농촌진흥청 주관으로 추진중인 국가 농업생명공학 육성계획의 하나로, 10년내 세계 5위권의 농업생명공학 기술강국 진입을 위해 지난 2001년부터 2010년까지 산학연 공동으로 추진하는 범 국가적 국책연구 사업이다.

이에 앞서 4월초에는 과학기술부가 주관하는 '지역대학 우수과목자 지원사업' 신규과제에 김현수교수(기초과학연구소·물리학과) 등 9개 과제가 선정된 바 있다.

또 식품의약품안전청에서 시행한 '2004년도 식약청 융역연구개발사업 공모과제'에 농업생명과학대학 정덕화 교수(식품공학과)와 해양과학대학 이종수 교수(수산가공학과)가 신청한 과제 2건이 선정돼 모두 1억8000만원의 연구비를 지원받기도 했다.

이에 대해 경상대학교 관계자는 "올들어 우리 대학 교수들이 주요 국책사업이나 과학자 지원사업에 잇따라 선정돼 연구 분위기가 활성화되고 있는 것 같다"면서 "이는 지방에 있는 대학이지만 연구 인력·장비의 수준이 다른 어느 대학에도 뒤지지 않는다는 것을 보여주는 것"이라고 말했다.

정경규 기자 <kjkgu@gnnews.co.kr>  
등록시간 2004-04-26 23:02:44

기사메일 보내기 기사프린트 하기

## 포토뉴스



해인사 법요식 문화관광부 예비축제인 '말만다장경축제'를 여는 재현행사와 함께 법요식이 지난 25일 고령 개경포에서 고령·함천군민과 스님, 불자 등 1...

■ 물레방아, . . . . .more 만나주지 않자 흥기워워 감금 일주일동안 사귀던 여자친구 헤어지자며 만나주지 않는데 앙심을 품고 흥기를 들고 자취방의 현관문을 부수고 침입, 손을 잡고 있던 여자....

#### 4. 국내외 전문학술지 게재 실적 : 8건

한국산학연 논문집 제4권 제4호

### 카본 면상발열체의 발열특성에 관한 연구

### A Study on the Heating Properties of Paper Type Carbon Heater

이효덕†, 심규진, 김영근\* (경상대학교 대학원 정밀기계공학과),  
배강열\*\* (부광플랜트주식회사)  
정효민, 정한식\*\*\* (경상대학교 기계항공공학부 · 해양산업연구소)

Hyo-Duck Lee†, Kuy-Jin Shim,  
Yeong-Geun Kim\* (Graduate School, Gyeongsang National University)  
Kang Youl Bae\*\* (Bukwang Plant Co., LTD.)  
Hyo-Min Jeong, Han-Shik Chung\*\*\*  
(School of Mechanical & Aerospace Engineering ·  
The Institute of Marine Industry, Gyeongsang National University)



사단  
법인 산학연전국협의회

## 카본 면상발열체의 발열특성에 관한 연구

# A Study on the Heating Properties of Paper Type Carbon Heater

이효덕<sup>†</sup>, 심규진, 김영근<sup>\*</sup>(경상대학교 대학원 정밀기계공학과) · 배강열<sup>\*\*</sup>(부광플랜트주식회사)  
정효민, 정한식<sup>\*\*\*</sup>(경상대학교 기계항공공학부 · 해양산업연구소)

Hyo-Duck Lee<sup>†</sup>, Kuy-Jin Shim, Yeong-Geun Kim<sup>\*</sup>(Graduate School, Gyeongsang National University)

Kang Youl Bae<sup>\*\*</sup>(Bukwang Plant Co., LTD.)

Hyo-Min Jeong, Han-Shik Chung<sup>\*\*\*</sup>(School of Mechanical & Aerospace Engineering · The Institute of Marine Industry, Gyeongsang National University)

### Abstract

This paper represents on the heating properties of the paper type carbon heater. Generally, the heat generation rates are proportional to the electrical currents. The purpose of this study was intended to get the heat generation characteristics by input electrical power, and two types of heaters were selected: floor type and frame type. In the experimental results, the temperature and the current are proportionally increased with the voltage variations. The steady state was after about 10 minutes, and temperature distribution was good.

**Key Words** : Paper type carbon heater, Frame type, Floor type

### 1. 서 론

현재 난방을 위한 전열기의 연구 및 개발이 많이 이루어지고 있다. 오늘날까지 가정이나 산업 전 분야에 걸쳐 거의 화석 에너지에 의존하고 있는 실정이다. 현재 지구상에 남아 있는 화석 에너지의 양이 앞으로는 수십 년 정도밖에 사용할 수 없기 때문에 에너지 절약이 전 세계에 있어서의 당면 과제로 대두되었다. 에너지 절약을 위해서는 기존의 제품보다 에너지 소비가 적은 고효율의 제품 개발이 요구된다. 그리고 생활의 질의 향상으로 인하여 점점 더 건강이나 다른 부차적인 것에 관심이 높아져 가고 있는 실정이다. 이에 따라 고효율이면서 건강에

좋고 친환경적인 제품의 개발에 초점을 두고 있다.[1][2]

이전까지 국내에 생산되고 있는 히터의 경우 전열선은 KS C2601에 근거하여 니켈-크롬(Nickel-Chromium wire), 철-크롬(Fe-Chromium wire)을 이용한 히터(시즈 히터: sheath heater)가 거의 대부분이었다. 이는 중심부에 니켈-크롬선 히터가 삽입되고 외부에는 열전도성이 우수하고 절연체인 충전재(산화마그네슘: MgO 96% 이상, 또는 Magnesia)가 에워싸고 있다. 이렇게 니켈-크롬선 히터로부터 방출되는 열은 충전재와 외부에 있는 도체를 거쳐서 전도에 의하여 열이 외부로 방출되기 때문에 일정한 온도로 상승을 하기 위해서는 어느 정도의 시간이 요구된다. 또한 고온으

로 상승시에 니크롬선이 열을 견디지 못하고 끊어지는 현상이 생긴다. 니크롬선 히터의 경우 발열을 목적으로 하는 측면에서 보면 근래에는 발열 패널의 형태로 제품화가 많이 되고 있다. 이는 한국인의 온돌문화와 연관되어 축열성을 지닌 건축 바닥재내에 온수 공급시스템과 유사하다.

본 연구에서 진행하는 평판형 발열체위에 건축내장재가 함유된 경우는 건축물내의 바닥 난방을 대체할 수 있는 것으로서 최근 간이건물이나 사무실 등의 바닥난방용 패널에 많이 사용되고 있다. 현 실정에 부응해서 기존에 많은 중소기업에서 시제품들이 나오고 있으며, 전열기 부분에서는 특히 탄소물 소재로 한 제품 개발에 주력하고 있다. 이 탄소물질은 인체에 유해하지 않으면서 전기를 열에너지로 변환할 수 있는 천연 소재이다.[3][4]

본 실험대상으로 사용된 전열 제품인 탄소를 주성분으로 한 면상발열체에 대해서 소개하고자 한다. 발열체 자체가 얇은 판으로 되어있으며 무게 또한 아주 가볍기 때문에 설치 공간이나 제품의 적용에 있어서 폭넓게 사용될 수 있다.

일부 문헌에서는 면상발열체의 제조법에 관하여 발표되고 있고, 이들 발열체가 대기에 노출된 상태에서의 발열특성에 관한 자료는 비교적 많이 발표되고 있다. 그러나 이러한 카본 발열체가 단독으로 사용되는 것은 극히 일부에 지나지 않고 많은 경우 카본발열체를 발열원으로 하고 각종 축열재를 가열하는 시스템이 대부분이다.[5][6][7]

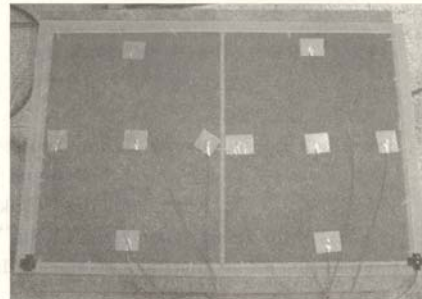
따라서 이 연구에서는 카본을 주성분으로 하는 면상발열체의 가장 중요한 특성으로 이 소재가 가지는 전기적 특성, 안정도, 저항변화, 발열특성 등에 대해서 검토하고자 한다.

## 2. 실험장치 및 방법

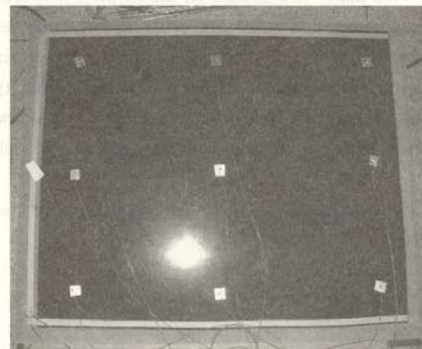
### 2.1 실험 모델

이 실험에 사용된 면상발열체는 그 크기와 용도에 따라 바닥재로 사용되는 것과 액자용으로 사용되는 것의 2가지로 분류되며 얇은 판 상으로 되어 있는 면상의 전열체로서 유리 섬유판과 탄소 발열

체를 고압으로 프레스 작업한 것으로 Fig.1과 Fig.2에 나타내었다. Fig.1, Fig.2는 각각 바닥재용, 액자용으로 구분되는데 그 크기와 형태, 카본의 분포상태, 즉 저항에 따라서 그 용도가 구분된다.



<Fig. 1> Photograph of floor type carbon heater.



<Fig. 2> Photograph of frame type carbon heater.

<Table 1> Specification of paper heater

Paper heater					
Type	Volts (V)	Current (A)	Watts (W)	Resistance(Ω)	Frequency (Hz)
Floor type	218	1.08	235	203.4	60
Frame type	200	3	92	66	



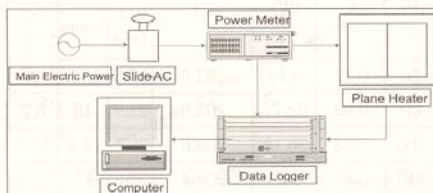
Table.1은 면상발열체의 2가지 종류에 대한 제원을 나타내었다. 표에서 저항은 실험전의 저항수치이며 그 외 전압, 전류 등은 실험시 정상상태의 수치이다.

### 2.2 실험장치



<Fig. 3> System for experimental apparatus.

Fig.3는 본 실험의 전체적인 구성을 나타낸 사진이다. 실험을 위해서 사용된 장치로는 컴퓨터, 슬라이더스, Power Meter 그리고 Data Logger가 사용되었다.

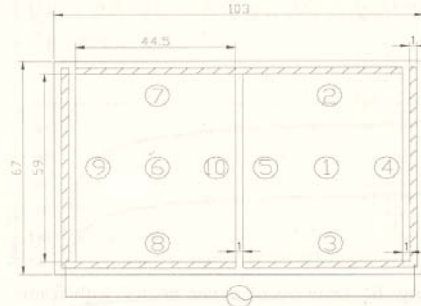


<Fig. 4> Schematic diagram for experimental apparatus.

본 실험의 전체적인 시스템에 대한 개략도를 Fig. 4에 나타내었다. 면상발열체에 일정한 전압의 전기를 일정 시간동안 공급하고, 그때의 전압, 전류, 전력, 그리고 온도 변화를 기록하였다. 발열체에 특정 전압을 인가하기 위하여 슬라이더스를 사용했고, 여기에서 조정된 전압이 Power Meter를 통해서 발열체에 인가된다. 이 때 Power Meter는 발열체에 인가되는 전원의 전압(V), 전류(A) 그리고 전력(W)을 가시화 하는 장치이다. 발열체의 온도측정은 T-type Thermocouple을 사용하였으며, Data Logger를 통해서 컴퓨터에 저장된다.

### 2.3 실험방법

#### 2.3.1 바닥재용 면상발열체

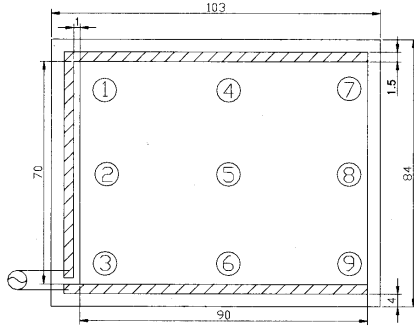


<Fig. 5> Drawing of paper heater with floor type.

Fig.5는 바닥재용 발열체의 상세도를 나타내었으며 그 크기는 5251cm로서 가로×세로(44.5cm×59cm)의 단면을 가지는 발열체 2개를 직렬로 연결하였고 발열체의 주위에 있는 전극은 동판을 발열체 위에 프레스 가공한 것이다. 발열온도 측정은 T-type Thermocouple을 사용하였으며, Fig. 5에서 제시된 위치에 알루미늄 테이프를 사용하여 Thermocouple을 부착하고 발열체에 전력을 인가하여 온도가 정상상태가 되었을 때의 부위별 온도 분포 및 전기적 특성을 기록하였다. Thermocouple은 총 11개를 사용하였으며, 1개는 실험실 온도를 측정하였다. 측정시 바닥에서 올라오는 냉기차단을 위하여 단열재 위에서 실험하였으며 발열체 상부는 대기에 노출된 상태이다. 그리고 실험에 있어서의 재현성 및 저항의 안정도를 측정하기 위하여 실험할 때마다 실험 후 발열체를 식힌 다음 저항을 측정하고 다시 다른 전압의 전기를 인가하는 방법으로 실험하였다. 발열체에 전기를 인가하여서 발열체의 온도가 정상상태가 되었을 때의 전압, 전류, 전력, 발열온도의 데이터가 Data Logger를 통해서 최종적으로 컴퓨터에 저장된다.

이 실험에 있어서의 실험 변수로는 인가되는 전압과 시간을 변수로 실험하였다.

2.3.2 액자용 면상 발열체



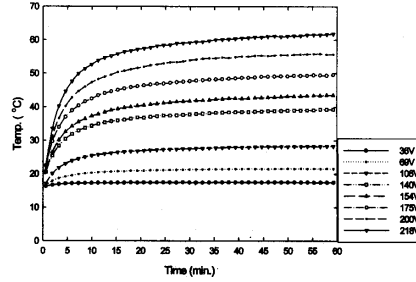
<Fig. 6> Drawing of paper heater with frame type.

Fig.6은 액자용 면상발열체이며 그 크기는 6300 cm<sup>2</sup>로서 가로×세로(90cm×70cm)의 발열체 하나로 구성되어 있다. 1번부터 9번까지 발열체의 표면온도를 측정하는 열전대를 부착하고 1개의 실험실의 온도를 측정하는 열전대를 설치하였다. 그 외 실험의 방법 및 조건은 2.3.1의 바닥재용 발열체의 측정시와 동일하다.

3. 실험결과 및 고찰

3.1 바닥재용 면상 발열체

Fig.7의 그림은 각 전압에서 1시간 동안의 온도의 상승을 나타낸 그래프이다. 온도 데이터는 10개의 Point에서 측정된 값의 평균화된 값을 적용하였다. 모든 전압의 경우에서 볼 때 온도가 큰 진폭 없이 증가하여서 유지되는 것을 볼 수 있다. 이것은 Fig.8의 전류변화 그래프에서 보면 전류가 일정하게 유지되어 발열체에 전기를 인가하였을 때 저항이 일정하게 됨으로써 일정한 전력 공급으로 인해 발열온도가 안정됨을 알 수 있다. 저전압에서는 빠른 시간 안에 정상온도가 되지만 고전압으로 올라갈수록 온도가 정상상태가 되기까지의 시간이 갈수록 지연되고 있는 것을 알 수 있다. 이 그래프에서 볼 때 온도변화도 상당히 안정된 모습을 확인할 수 있다.



<Fig. 7> Temperature distributions with time variation at each voltage for floor type.

실험 과정에서 전원 인가시 각 입력 전압에서 정상상태의 수치는 Table.2에 나타내었다.

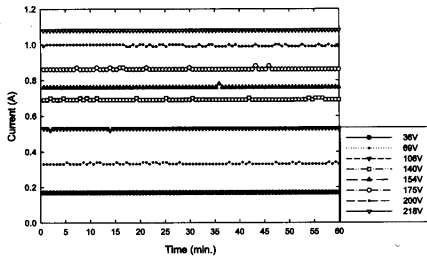
<Table 2> Test results at each voltage for floor type

Volts (V)	Current (A)	Watts (W)	Resistance (Ω)	Temp. (°C)		ΔT (°C)
				Sur face	Room	
36	0.17	6.12	203.6	17.5	15.5	2
69	0.33	22.77	203.6	21.7	15	6.7
106	0.53	56.18	203.6	28.4	14.7	13.7
140	0.69	96.6	203.4	39.3	17	22.3
154	0.76	117.04	203.5	43.5	17.6	25.9
175	0.86	150.5	203.4	49.6	17.5	32.1
200	0.99	198	203.5	55.7	16.1	39.6
218	1.08	235.44	203.4	61.9	16	45.9

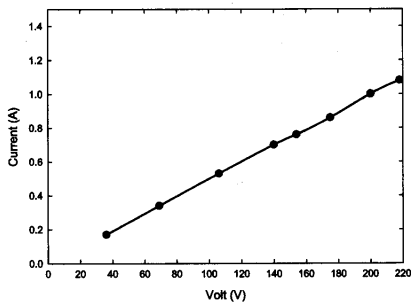
Fig.8의 그래프는 전압을 변수로 하였을 때 각 전압에서의 시간에 따른 전류의 변화를 측정된 그래프로서 전압의 증가에 따라 높은 전류의 흐름을 보이고 있다. 그래프에서 전류의 흐름을 보면 중간 중간에 피크가 나타나고 있는 것을 볼 수 있는데 이것은 전압 조절을 하는데 슬라이더를 사용해서 인위적으로 전압을 조정했기 때문에 설정된 전압에서 약간의 전압변동이 동반된다. 따라서 약간의 전압변동이 이러한 현상이 발생되는데 일조를 했다고



본다. 그러나 이 피크의 폭이 너무 크면 문제가 되는데 위 그래프에서 보면 순간적인 미소의 변화가 있을 뿐, 전체적인 전류의 흐름에서 증가되거나 감소되는 현상이 없는 것으로 보아 안정적인 것으로 사료된다.



<Fig. 8> Current distributions with time variation at each voltage for floor type.



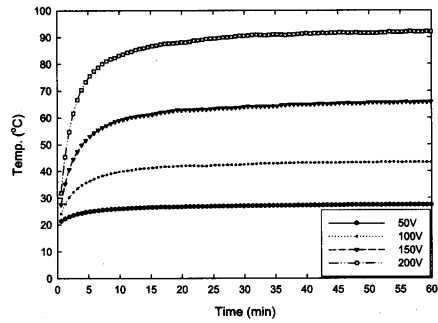
<Fig. 9> Current at each voltage for floor type.

Fig.9는 바닥재의 용도로 사용되는 면상발열체의 전압 상승에 대응하는 전류의 수치를 그래프로 나타낸 것이다. 각 전압에서의 측정 전류값은 발열체에 전기를 인가하여서 발열체가 정상상태의 온도를 나타낼 때의 전류량을 기록하였다. 실험변수로 8단계로 전압을 상승하여 실험하였는데 전압에 따라 전류가 거의 비례하여 증가함을 알 수 있다.

### 3.2 액자용 면상 발열체

벽걸이용 액자로 사용되는 면상발열체는 바닥재

용 면상발열체보다 카본의 밀도가 높아 단면의 색갈이 진하고 저항이 낮으므로 동일한 전압에서 더 많은 전류의 흐름을 보인다. 따라서 동일한 전압의 실험에서 많은 양의 전력이 공급되어 더 높은 발열 특성을 보이고 있다.



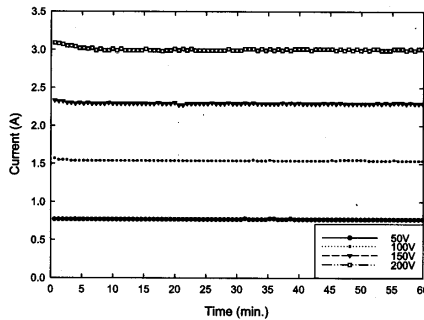
<Fig. 10> Temperature distributions with time variation at each voltage for frame type.

Fig.10은 액자용 면상발열체의 인가 전압에 따른 발열체 온도상승을 나타낸 그래프이다. 측정시간은 1시간 단위로 측정되었으며, 50V단위로 전압을 상승시켜서 실험한 결과, 모든 전압에서 10분 정도의 시간이 경과함에 따라 발열온도가 정상상태에서 유지됨을 확인할 수 있었다. 매실험시 1시간 실험 후 발열체를 식혀서 저항을 측정한 후 다시 다른 전압의 전기를 인가하여서 반복실험을 한 결과 여러번 사용에도 저항의 변화가 없이 일정하게 측정되었다. 현재까지의 내용으로는 안정적으로 사료되거나 장기적인 실험을 거쳐야 할 것으로 생각된다.

Table.3은 액자용 면상발열체의 발열 및 전기적인 특성을 표로 나타내었다. 이 표에서 저항은 전기를 인가하기 전 발열체의 저항을 나타낸 수치이며 전압, 전류 등은 발열체에 전기를 인가하여서 정상상태일 때의 수치를 기록하였다. 실험 기간 동안 실험실내의 온도는 20℃로 거의 일정하게 유지되었으며, 전압이 50V증가함에 따라  $\Delta T$ 는 3배 정도의 증가를 보이고 있다.

<Table 3> Test results at each voltage for frame type

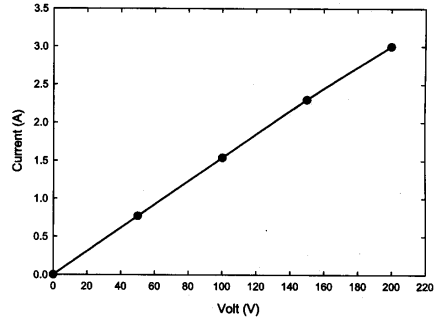
Volts (V)	Current (A)	Watts (W)	Resistance (Ω)	Temp. (°C)		ΔT (°C)
				Sur face	Room	
50	0.77	38.61	63.8	27.3	19	8.3
100	1.54	154	63.8	43.3	20	23.3
150	2.29	344	63.9	65.8	20	45.8
200	3	600	63.9	92	20	72



<Fig. 11> Current distributions with time variation at each voltage for frame type.

Fig.11은 발열체에 전기를 인가하였을 때 1시간 동안의 전류의 흐름을 나타낸 그래프이다. 그래프에서 보면 처음 전기를 인가하여서 5분 정도까지는 발열체의 온도가 상승함에 따라 저항이 조금 강하하였으며 5분 후부터는 거의 일정하게 유지되고 있다.

Fig.12는 일정 전압을 상승시켜서 전기를 공급하였을 때 전류의 상승을 그래프로 나타내었다. 3.1 절의 바닥재용 면상발열체와 비교해 보면 Fig.9와 마찬가지로 일정한 기율기로 전류가 증가함을 볼 수 있는데, 바닥재용 면상발열체보다 그래프의 기울기가 큰 것을 알 수 있는데 저항이 낮음으로 인해 더욱더 많은 양의 전류가 흐름을 알 수 있다.



<Fig. 12> Current at each voltage for frame type.

#### 4. 결 론

본 연구에서는 카본을 이용한 면상발열체에 대해서 전원 인가시의 발열특성 및 전기적인 특성에 대해서 연구한 결과 다음과 같은 결론을 도출하였다.

- 1) 발열체에 전원을 인가시 10분 이내에 발열온도가 거의 정상상태가 됨을 알 수 있고, 온도의 진폭이 거의 없이 안정됨을 알 수 있었다.
- 2) 전류변화 그래프에서 보면 전류가 일정하게 유지되어 발열체에 전기를 인가하였을 때 저항이 일정하게 유지됨으로써 일정한 전력 공급으로 인해 발열온도가 안정됨을 알 수 있다.
- 3) 두가지의 발열체 모두 여러번의 재현 실험에서 저항의 변화가 거의 없었으며 일차적으로 안정된 내구성을 확인할 수 있었다.
- 4) 인가되는 전압의 증가에 비례하는 전류의 증가를 확인할 수 있었다.
- 5) 액자용 면상발열체가 바닥재용보다 저항이 낮으므로 같은 전압에서 더 많은 전류의 흐름을 보이고, 더 높은 발열온도를 보이고 있다.
- 6) 현재 이 논문에는 두가지의 면상발열체를 소개하였으나 면상발열체의 특성상 필요로 하는 온도 및 크기에 대한 자유로운 제작이 가능하기 때문에 그 용도가 광범위하다.
- 7) 이 연구에서는 여러번의 반복실험에도 매우 안정된 결과를 얻을 수 있었으나 많은 반복 실험과

장기적인 실험으로 안정성을 확인해야 할 필요가 있다.

이상으로 위와 같이 면상발열체의 결론을 얻을 수 있었으며, 장기적인 실험을 거쳐야 하겠지만 일차적으로 발열체 하나하나의 안정성은 확인하였고, 건물내 시공시 여러개를 사용하였을 때의 전체적인 저항 및 발열온도와 공급전력과의 상관관계를 확인할 필요가 있으며 동반되는 여러 가지 문제점을 파악해야 할 것이다.

#### 후 기

본 연구는 해양한국발전프로그램(KSGP) 연구비와 BK21 지역대학 육성사업단의 지원에 의한 것이며, 실험 재료는 반도모타(주)에서 제공되었습니다. 이에 관계자 여러분들께 감사 드립니다.

#### 참 고 문 헌

- [1] W. B. Kim, G. C. Shim, A. K. Jang and C. Y. Suh, "Fabrication of MoSi<sub>2</sub> Heating Elements", Korean Journal of Materials Research, Vol. 7, No. 9, pp. 763~77, 1997.
- [2] H. C. Park, J. W. Kim, U. G. Paik and S. C. Choi, "Effect of green microstructure on sintered microstructure and mechanical properties of reaction-bonded silicon carbide", Journal of the Korean Ceramic Society, Vol. 36, No. 1, pp. 97~105, 1999.
- [3] Y. D. Park, "Production Technology of Artificial Graphite Electrodes for Arc Furnace", Polymer Science and Technology, Vol. 8, No. 2, pp. 155~162, 1997.
- [4] M. H. Ji, D. Y. Lim, and J. O. Kim, "A Study on Fabrication of Harden Carbon for Electrical Application", Proc. of KIEEME, pp. 198~201, 1995.
- [5] Suzuki Tadami, "Manufacture of carbon heating element", Japan Patent Office, JP2000048938, 2000.
- [6] S. S. Noh and G. S. Chung, "The fabrication of Pt Micro heater using aluminum oxide as medium layer and its thermal characteristics", Proc. of KIEEME, pp. 331~334, 1997.
- [7] 최성재, 이해경, "전기·전자재료", 상학당, 1990.

# International Journal of Air-Conditioning and Refrigeration

September 2004

- Development of the Dynamic Simulation Program of a Multi-Inverter Heat Pump under  
Frosting Conditions.....Byung-Duck Park, Joo-Dong Lee, Baik-Young Chung..... 113
- The Optimal Control of an Absorption Air Conditioning System by Using the Steepest  
Descent Method .....Doyoung Han , Jin Kim..... 123
- A Study on the Frequency Response Characteristics of High Response Flow Control Servo Valve  
Jong Soo Seo, You Sik Shin, Young Heung Chun, Hyo Min Jeong, Han Shik Chung ..... 131
- Performance Characteristics of a 10 kW Gas Engine for Generation Package  
Young-Jae Lee, Young-Dug Pyo, Gang-Chul Kim, Yong-Ho Kwon, Si-Deok Oh..... 141
- Flow Boiling Heat Transfer of R-22 in a Flat Extruded Aluminum Multi-Port Tube  
.....Nae-Hyun Kim, Yong-Sup Sim, Chang-Keun Min..... 148
- Condensation Heat Transfer and Pressure Drop of R-134a in the Oblong Shell and Plate  
Heat Exchanger .....Jae-Hong Park, Young-Soo Kim..... 158



The Society of Air-Conditioning and Refrigerating Engineers of Korea

## A Study on the Frequency Response Characteristics of High Response Flow Control Servo Valve

Jong Soo Seo, You Sik Shin, Young Heung Chun\*, Hyo Min Jeong\*, Han Shik Chung\*  
 Graduate School of Precision Mechanical Engineering, Gyeongsang National Univ., Tongyeong 650-160, Korea  
 \*School of Mechanical and Aerospace Engineering, Gyeongsang National Univ., Tongyeong 650-160, Korea

**Key words:** Dynamic characteristics, Sensitivity, Amplitude ratio, Phase difference

**ABSTRACT:** The purpose of this research is to derive the principal design parameters governing the dynamic characteristics of the high response flow control servo valve. For this purpose, a numerical modeling of the servo valve system and a parameter sensitivity analysis to a frequency response characteristics were performed. As a result of these analysis, a basis for improvement of a dynamic characteristics of servo valve was arranged.

### Nomenclature

$b$  : feedback spring length [m]  
 $B_f$  : flapper effective damping coefficient [m-N-s]  
 $B_s$  : spool effective damping coefficient [N/s]  
 $C_d$  : spool discharge coefficient  
 $C_{dd}$  : drain orifice discharge coefficient  
 $C_{do}$  : fixed orifice discharge coefficient  
 $C_{dv}$  : nozzle effective discharge coefficient  
 $C_v$  : spool volume coefficient  
 $D$  : spool diameter [m]  
 $D_d$  : drain orifice diameter [m]  
 $D_n$  : nozzle diameter [m]  
 $D_o$  : fixed orifice diameter [m]  
 $J_f$  : armature-flapper rotational inertia [m-N-s<sup>2</sup>]  
 $K_f$  : flexure tube stiffness [N/m]  
 $K_t$  : torque motor gain  
 $K_w$  : feedback spring stiffness [N/m]  
 $M_s$  : spool mass [kg]

$V_d$  : drain chamber volume [m<sup>3</sup>]  
 $V_o$  : contained volume at each end of spool [m<sup>3</sup>]  
 $X_{f0}$  : clearance between flapper and nozzle at null [m]  
 $X_{mv}$  : spool max. displacement from null [m]

### Greek symbols

$\rho$  : hydraulic oil density [kg-s<sup>2</sup>/m]  
 $\beta$  : oil effective bulk modulus [m<sup>2</sup>/N]  
 $\gamma$  : flapper length [m]

### 1. Introduction

In general, servo or servo mechanism mean an organized control system in order that the system follow random variations of target value by controlling position, velocity, acceleration, and attitude of an object. Electrohydraulic servovalve is valve for controlling oil flow or pressure of hydraulic system, which valve, in general, controls hundreds kg/cm<sup>2</sup> of pressure and thousands lpm of flow through weak electric signal in about some mA. Electrohydraulic servovalve is an important part that decides

† Corresponding author

Tel.: +82-55-640-3185; fax: +82-55-640-3188

E-mail address: hschung@nongae.gsnu.ac.kr

the whole capacity of control system, in case of configuring hydraulic servo control system of the various industrial heavy equipments, robots, aircraft, and satellite. Therefore, in behalf of competing with advanced nations in the area of up-to-date technology in the future, the most important tasks are attaining localized hydraulic servovalve skill and servo control system's design skill. Accordingly, the skill for interpreting dynamic characteristics<sup>(1)</sup> of servovalve as well as the skill for designing electric machine are surely obtained, which typically come under mechatronics technology development. In particular, electrohydraulic servovalve of a nozzle-flapper type was developed by Moog in U.S., and established theoretically by Merritt.<sup>(2)</sup> Afterwards, a study on characteristics of nozzle-flapper part's pressure and flow was done by Feng<sup>(3)</sup> who offered experimental apparatus and experimental value toward nozzle's spraying power and spraying coefficient. Lin and Akers<sup>(4,5)</sup> predicted the capacity of nozzle-flapper valve and presented their study results. This thesis analyzed modeling of the whole servovalve system and interpreted sensitivity toward frequency response characteristics in order to derive influences of each parameter on the whole system's dynamic characteristics through a quantitative (numerical) analysis.

## 2. Numerical analysis for servo valve

### 2.1 Summary of servo valve

Types of Electrohydraulic servovalve are classified into nozzle-flapper type, z-pipe type, deflector type, and other types according to main shapes, which sorted into 1 step, 2 step, and 3 step according to amplification steps. They are also divided into flow control type, pressure control type, and pressure-flow control type according to control types, are classified into direct feedback way, position feedback way, pressure feedback way according to feedback ways.

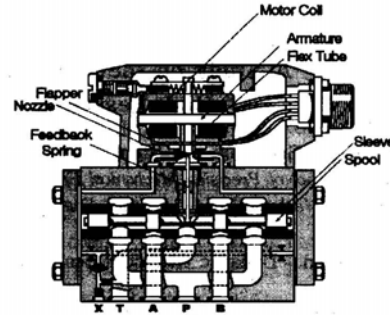


Fig. 1 Schematic diagram of a typical electrohydraulic servo valve.

This thesis studied flow control electrohydraulic servo valve of nozzle-flapper type, which 2 step power feedback way. The basic structure is shown in Fig. 1.

### 2.2 Analysis for nozzle-flapper

Mathematical model of each operative torque is decided as follows:

- (1) Magnetictorque

$$T_t = K_t \cdot i \quad (1)$$

- (2) Torque by flexure tube

$$T_f = K_f \cdot \theta \quad (2)$$

- (3) Torque by feedback spring

$$\begin{aligned} T_s &= M_s + F_s \cdot r \\ &= K_w \cdot [(\tau + b)\theta - x_v](\tau + b) \end{aligned} \quad (3)$$

- (4) Torque by flow force in flapper-nozzle part

$$\begin{aligned} F_h &= (F_1 - F_2) \cdot r \\ &= (P_{n1} - P_{n2})A_N \cdot r \\ &\quad + 4\pi C_d^2 [(x_{f0} + x_f)^2 (P_{n1} - P_e) \\ &\quad - (x_{f0} - x_f)^2 (P_{n2} - P_e)] \cdot r \end{aligned} \quad (4)$$

(5) Derivation of flapper movement equation

$$J_f \cdot \frac{d^2\theta}{dt^2} + B_f \cdot \frac{d\theta}{dt} = T_t + T_h - T_s - T_f \quad (5)$$

Figure 2 presents a various torque that are generated in armature-flapper assembly part when inputting electric current into torque motor.

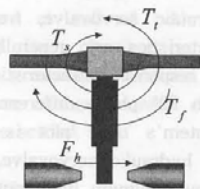


Fig. 2 Acting force on flapper-nozzle assembly.

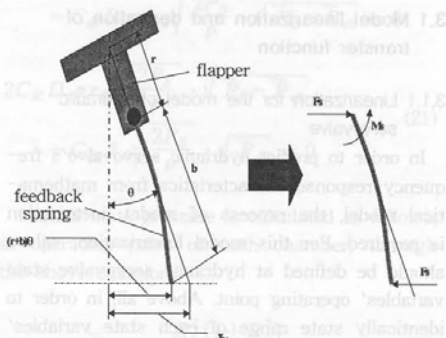


Fig. 3 Acting force on feedback spring.

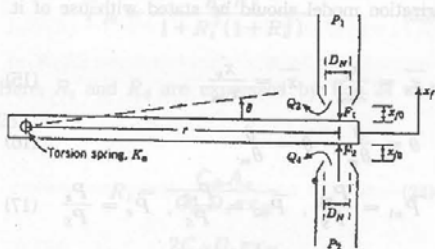


Fig. 4 Flapper-nozzle.

Figure 3 shows that there is counteraction between \$F\_s\$, force given to both ends of feedback spring and moment \$M\_s\$ on the lower part (connecting point) of flapper.

Figure 4 represents flowing force operating flapper through fluid coming forth out of nozzle of both-side-spraying flapper valve.

### 2.3 Analysis for spool-sleeve

Figure 5 is a detail drawing of hydraulic servovalve's spool. Flow passing through orifice from feed line is supplied to flapper-nozzle part of valve. Force operating here on to valve spool is divided into flow force \$F\_f\$ and \$F\_h\$, generating by pressure from spool's both ends, and \$F\_s\$ generating by feedback spring.

#### 2.3.1 Continuity equation of spool inside

Pressure change shown in each chamber from hydraulic servovalve's feed line to spool's cross section, and nozzle part as well as inside of drain orifice are decided by following continuity equation.

$$\frac{dP_{n1}}{dt} = \frac{\beta}{V_1} \cdot (Q_{s1} - Q_{n1} - A_s \dot{x}_v) \quad (6)$$

$$\frac{dP_{n2}}{dt} = \frac{\beta}{V_2} \cdot (Q_{s2} - Q_{n2} + A_s \dot{x}_v) \quad (7)$$

Here,

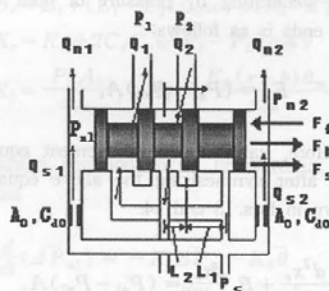


Fig. 5 Structure of spool valve.

$$\begin{aligned} V_1 &= V_0 + A_s \cdot x_v, \quad V_2 = V_0 - A_s \cdot x_v \\ \frac{dP_e}{dt} &= \frac{\beta}{V_d} \cdot (Q_{n1} + Q_{n2} - Q_d) \end{aligned} \quad (8)$$

### 2.3.2 Movement equation of spool valve

In case that fluid accelerates or decelerates by fluid flow change inside valve chamber, a transient state flow force equation inside each chamber is as follow;

$$\overline{F_i} = (L_1 - L_2) C_d \omega \sqrt{\rho(P_S - P_L)} \frac{dx_v}{dt} \quad (9)$$

Normal state flow force equation that prevents valve's opening because of increasing pressure-differences caused by spraying velocity changes of fluid flowing throttle part by fluid's flowing area control is as follows;

$$\begin{aligned} \overline{F_s} &= \rho Q_1 \frac{Q_1}{C_c \cdot w x_v} \cos \theta \\ &+ \rho Q_2 \frac{Q_2}{C_c \cdot w x_v} \cos \theta \\ &= 2C_d C_v \omega (P_S - P_L) x_v \cos \theta \end{aligned} \quad (10)$$

Here,  $\theta$  is jet angle. Also, flowing force operating onto valve spool is presented as follows;

$$\overline{F_f} = \overline{F_s} + \overline{F_i} \quad (11)$$

Force generating by pressure of both valve spool's ends is as follows;

$$F_h = (P_{n1} - P_{n2}) A_s \quad (12)$$

Therefore, valve spool's movement equation derived after synthesizing the above equations is shown in Eqs. 13 and 14.

$$M_s \frac{d^2 x_v}{dt^2} + B_s \frac{dx_v}{dt} = (P_{n1} - P_{n2}) A_s + F_s - F_f \quad (13)$$

$$\begin{aligned} (P_{n1} - P_{n2}) A_s + K_w (\gamma + b) \theta &= M_s \frac{d^2 x_v}{dt^2} \\ &+ \{B_s + (L_1 - L_2) C_d \omega (P_S - P_L)\} \frac{dx_v}{dt} \\ &+ \{2C_d C_v \omega (P_S - P_L) \cos \gamma + K_w\} \cdot x_v \end{aligned} \quad (14)$$

## 3. Sensitivity analysis for frequency response characteristics

As for scale showing dynamic characteristics of electrohydraulic servovalve, frequency response characteristics are generally used. As for frequency response characteristics, frequency in which 90° phase difference is shown from the system's bode plot is defined as bandwidth of hydraulic servovalve, then, they are described by minimum input-output ratio in this zone. And it becomes an important design specifications of the system.

### 3.1 Model linearization and derivation of transfer function

#### 3.1.1 Linearization for the model of hydraulic servovalve

In order to predict hydraulic servovalve's frequency response characteristics from mathematical model, the process of model linearization is required. For this model linearization, values should be defined at hydraulic servovalve state variables' operating point. Above all, in order to identically state range of each state variables' values, normalized state variable need to be defined as shown in following equation, then, linearization model should be stated with use of it.

$$\overline{x_v} = \frac{x_v}{x_{vm}}, \quad \overline{\dot{x}_v} = \frac{\dot{x}_v}{\dot{x}_{vm}} \quad (15)$$

$$\overline{\theta} = \frac{\theta}{\theta_m}, \quad \overline{\dot{\theta}} = \frac{\dot{\theta}}{\dot{\theta}_m} \quad (16)$$

$$\overline{P_{n1}} = \frac{P_{n1}}{P_S}, \quad \overline{P_{n2}} = \frac{P_{n2}}{P_S}, \quad \overline{P_e} = \frac{P_e}{P_S} \quad (17)$$

Values at 7 state variables' operating points,



which state the mathematical model of hydraulic servovalve are calculated as follows. First, values at operating points of spool disposition, spool velocity, flapper's rotational disposition, and flapper's rotational velocity are expressed as follows;

$$x_v = 0, \dot{x}_v = 0 \quad (18)$$

$$\theta = 0, \dot{\theta} = 0 \quad (19)$$

Also, pressure at null of both-ends' nozzle chamber and drain chamber is derived from normal state governing equations, i.e., in case of no pressure change in each chamber, Eqs. 20 and 21 are settled;

$$(\bar{P}_{n1})_{op} = (\bar{P}_{n2})_{op} = \bar{P}_0, (\bar{P}_e)_{op} = \bar{P}_{e0} \\ C_{d0}A_o \sqrt{\frac{2P_s}{\rho}} \cdot \sqrt{1 - \bar{P}_0} \quad (20)$$

$$- C_{d1}D_n \pi x_{f0} \sqrt{\frac{2P_s}{\rho}} \cdot \sqrt{\bar{P}_0 - \bar{P}_{e0}} = 0$$

$$2C_{d1}D_n \pi x_{f0} \sqrt{\frac{2P_s}{\rho}} \cdot \sqrt{\bar{P}_0 - \bar{P}_{e0}} \quad (21)$$

$$- C_{d2}A_d \sqrt{\frac{2P_s}{\rho}} \cdot \sqrt{\bar{P}_{e0}} = 0$$

Normal state pressure is calculated as follows, at operating point of each chamber, through the above equation.

$$\bar{P}_0 = \frac{R_s^2(1+R_d^2)}{1+R_s^2(1+R_d^2)} \quad (22)$$

$$\bar{P}_{e0} = \frac{R_s^2 R_d^2}{1+R_s^2(1+R_d^2)} \quad (23)$$

Here,  $R_s$  and  $R_d$  are expressed by Eqs. 24 and 25.

$$R_s = \frac{C_{d0}A_o}{C_{d1}D_n \pi x_{f0}} \quad (24)$$

$$R_d = \frac{2C_{d1}D_n \pi x_{f0}}{C_{d2}A_d} \quad (25)$$

In accordance, if linearizing the non-linear differential equation by the operating point standard, which describes dynamic behavior of hydraulic servovalve, following expressions are derives;

Movement equation of flapper

$$J_a \frac{d^2\theta}{dt^2} + B_a \frac{d\theta}{dt} + K_a \theta = \\ K_1(\Delta\bar{P}_{n1} - \Delta\bar{P}_{n2}) + K_m \dot{i} + K_2 \bar{x}_v \quad (26)$$

Here,

$$J_a = J_f, \quad B_a = B_f$$

$$K_a = K_f + K_w(r+b)^2 \\ - 16\pi C_{d1}^2 x_{f0} r^2 P_s (\bar{P}_0 - \bar{P}_{e0})$$

$$K_1 = \frac{P_s A_n r}{\theta_m} + \frac{4\pi C_{d1}^2 x_{f0}^2 r P_s}{\theta_m}$$

$$K_2 = \frac{K_w(r+b)x_{vm}}{\theta_m}, \quad K_m = \frac{K_t i_{rnt}}{\theta_m}$$

Movement equation of spool

$$M_v \frac{d^2x_v}{dt^2} + B_v \frac{dx_v}{dt} + K_v x_v = \\ K_3(\Delta\bar{P}_{n1} - \Delta\bar{P}_{n2}) + K_4 \bar{\theta} \quad (27)$$

Here,

$$M_v = M_s$$

$$B_v = B_s + (L_1 - L_2) C_d w \sqrt{\rho(P_s - P_L)}$$

$$K_v = K_w + 2C_d C_v w (P_s - P_L) \cos \gamma$$

$$K_3 = \frac{P_s A_s}{x_{vm}}, \quad K_4 = \frac{K_w(r+b)\theta_m}{x_{vm}}$$

Differential equation for a pressure in nozzle chamber

$$\frac{d}{dt}(\Delta\bar{P}_{n1}) = -K_p \Delta\bar{P}_{n1} - K_\theta \bar{\theta} \\ - K_l \frac{dx_v}{dt} + K_r \Delta\bar{P}_e \quad (28)$$

$$\frac{d}{dt}(\Delta \bar{P}_{n2}) = -K_p \Delta \bar{P}_{n2} + K_\theta \bar{\theta} + K_l \frac{dx_v}{dt} + K_r \Delta \bar{P}_e \quad (29)$$

Here,

$$K_p = \frac{\beta}{V_0 P_S} \left\{ C_{d0} A_0 \sqrt{\frac{2P_S}{\rho}} \cdot \left( \frac{1}{2\sqrt{1-\bar{P}_0}} \right) + C_{d1} D_n \pi x_{f0} \sqrt{\frac{2P_S}{\rho}} \left( \frac{1}{2\sqrt{\bar{P}_0 - \bar{P}_{e0}}} \right) \right\}$$

$$K_\theta = \frac{\beta}{V_0 P_S} C_{d1} D_n \pi r \theta_m \sqrt{\frac{2P_S}{\rho}} \cdot \sqrt{\bar{P}_0 - \bar{P}_{e0}}$$

$$K_l = \frac{\beta A_1 x_{vm}}{V_0 P_S}$$

$$K_r = \frac{\beta}{V_0 P_S} \left( C_{d1} D_n \pi x_{f0} \sqrt{\frac{2P_S}{\rho}} \cdot \frac{1}{2\sqrt{\bar{P}_0 - \bar{P}_{e0}}} \right)$$

Differential equation for pressure in drain chamber

$$\frac{d}{dt}(\Delta \bar{P}_e) = -K_e \Delta \bar{P}_e + K_f (\Delta \bar{P}_{n1} + \Delta \bar{P}_{n2}) \quad (30)$$

Here,

$$K_e = \frac{\beta}{V_{d0} P_S} \left\{ 2C_{d1} D_n \pi x_{f0} \sqrt{\frac{2P_S}{\rho}} \left( \frac{1}{2\sqrt{\bar{P}_0 - \bar{P}_{e0}}} \right) + C_{d2} A_d \sqrt{\frac{2P_S}{\rho}} \cdot \left( \frac{1}{2\bar{P}_e} \right) \right\}$$

$$K_f = \frac{\beta}{V_d P_S} \left( C_{d1} D_n \pi x_{f0} \sqrt{\frac{2P_S}{\rho}} \cdot \frac{1}{2\sqrt{\bar{P}_0 - \bar{P}_{e0}}} \right)$$

### 3.1.2 Derivation of transfer function

When Laplace transform is executed toward hydraulic servovalve's linearization model obtained in the above, following transfer function expression is derived:

$$(J_a s^2 + B_a s + K_a) \bar{\theta} = K_1 (\Delta \bar{P}_{n1}(s) - \Delta \bar{P}_{n2}(s)) + K_m \bar{I} + K_2 \bar{X}_v \quad (31)$$

$$(M_v s^2 + B_v s + K_v) \bar{X}_v = K_3 (\Delta \bar{P}_{n1}(s) - \Delta \bar{P}_{n2}(s)) + K_4 \bar{\theta} \quad (32)$$

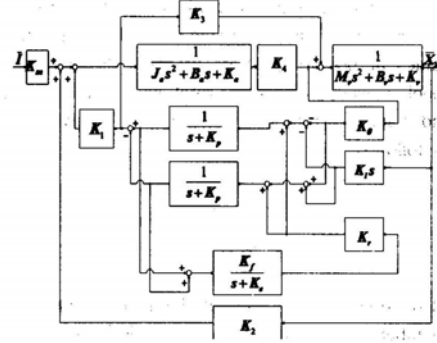


Fig. 6 Block diagram of the electro hydraulic servo valve.

$$(s + K_p) \Delta \bar{P}_{n1}(s) = -K_\theta \bar{\theta} - K_l s \bar{X}_v + K_r \Delta \bar{P}_e(s) \quad (33)$$

$$(s + K_p) \Delta \bar{P}_{n2}(s) = K_\theta \bar{\theta} + K_l s \bar{X}_v + K_r \Delta \bar{P}_e(s) \quad (34)$$

$$(s + K_e) \Delta \bar{P}_e(s) = K_f (\Delta \bar{P}_{n1}(s) + \Delta \bar{P}_{n2}(s)) \quad (35)$$

The spool disposition transfer function and block diagram when inputting electric current, is described in Eq. 36 and Fig. 6 respectively.

$$\frac{\bar{X}_v(s)}{\bar{I}(s)} = \frac{N(s)}{D(s)} \quad (36)$$

Here,

$$N(s) = K_m (s + K_p) \{ K_4 (s + K_p) - 2K_3 K_\theta \}$$

$$D(s) = [ \{ (J_a s^2 + B_a s + K_a) (s + K_p) + 2K_l K_\theta \} \times \{ (M_v s^2 + B_v s + K_v) (s + K_p) + 2K_3 K_l s \} + \{ 2K_1 K_l s - K_2 (s + K_p) \} \{ K_4 (s + K_p) - 2K_3 K_\theta \} ]$$

### 3.2. Sensitivity analysis for design parameters

This thesis selected the main design parameter that should be considered when designing

Table 1 Principal design parameters

Index	Symbol	Description
1	$K_t$	Torque motor gain
2	$K_w$	Feedback spring stiffness
3	$K_f$	Flexure tube stiffness
4	$D_o$	Fixed orifice diameter
5	$D_n$	Nozzle diameter
6	$D$	Spool diameter
7	$D_d$	Drain orifice diameter
8	$X_{f0}$	Nozzle-flapper initial gap
9	$J_f$	Flapper rotational inertia
10	$B_f$	Flapper effective damping coefficient
11	$M_s$	Spool mass
12	$B_s$	Spool effective damping coefficient
13	$\beta$	Oil effective bulk modulus
14	$\gamma$	Flapper length
15	$b$	Feedback spring length

hydraulic servovalve and examined the system's frequency response characteristics changes shown according to changes of each design parameter. Then, it was aimed to extract factors giving major effects on frequency response characteristics and make use of them as design information. The parameter of this thesis is shown in Table 1.

Figure 7 is bode plot concerning frequency response characteristics of standard servovalve, and represents amplitude ratio and phase difference according to frequency transform.

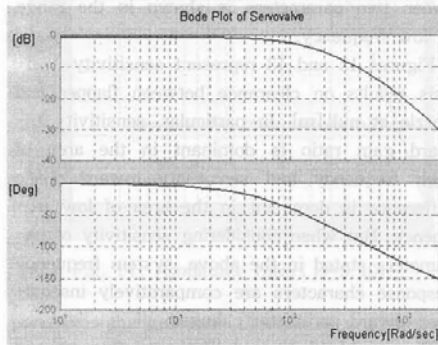


Fig. 7 Bode plot of servo valve.

3.2.1 Definition of parameter sensitivity for frequency response characteristics

The sensitivity function for finding out parameter representing governing influences upon frequency response characteristics of hydraulic servovalve through an interpretive AM (access method) is defined like Eqs. 37 and 38.

Sensitivity for amplitude ratio

$$S_i = \frac{\Delta |G_i(j\omega)|}{|G(j\omega)|} \cdot \frac{\bar{p}_i}{\Delta p_i} \quad (i=1,2,\dots,15) \quad (37)$$

Here,

$$\Delta G(j\omega) = |G(j\omega)|_{p_i = \bar{p}_i + \Delta p_i} - |G(j\omega)|_{p_i = \bar{p}_i}$$

$$\Delta p_i = 0.01 \bar{p}_i$$

Sensitivity for phase difference

$$S_i = \frac{\Delta (\angle G_i(j\omega))}{\angle G(j\omega)} \cdot \frac{\bar{p}_i}{\Delta p_i} \quad (i=1,2,\dots,15) \quad (38)$$

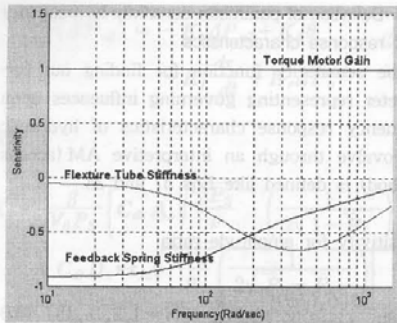
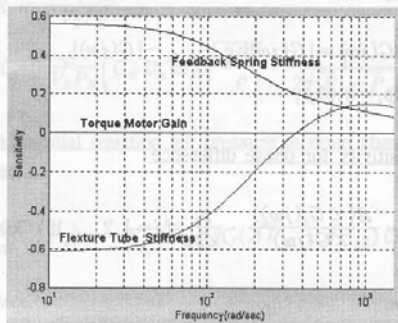
Here,

$$\Delta (\angle G(j\omega)) = \angle G(j\omega)_{p_i = \bar{p}_i + \Delta p_i} - \angle G(j\omega)_{p_i = \bar{p}_i}$$

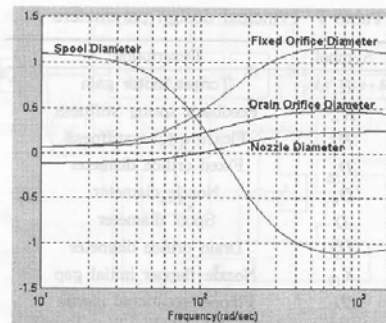
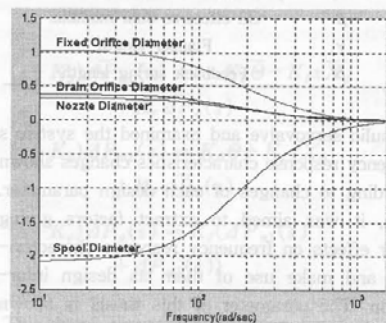
$$\Delta p_i = 0.01 \bar{p}_i$$

3.2.2 Review for parameter sensitivity analysis

Figures 8 and 9 show sensitivity analysis results on torque motor gain, flexure tube stiffness coefficient, and feedback spring stiffness coefficient. The sensitivity ratio to torque motor gain ratio shows regular characteristics regardless of frequency, which, in particular, doesn't have effects on phase difference of the system. In case of flexure tube stiffness coefficient, particularly, in case that parameter values rise in the low frequency range, a phase lag effect is shown. A rise of feedback spring constant causes a fall of gain ratio, which effect is shown in the range of low frequency in particular.

Fig. 8 Amplitude ratio ( $i=1, 2, 3$ ).Fig. 9 Phase difference ( $i=1, 2, 3$ ).

Figures 10 and 11 show sensitivity analysis results on hydraulic servovalve's spool diameter, fixed orifice diameter, drain orifice diameter, and nozzle diameter. In case of fixed orifice diameter and drain orifice diameter, gain ratio increases, phase difference also shows a character of phase lead. But gain ratio shows governing effects in the range of high frequency and phase difference shows governing effects in the area of low frequency. Sensitivity characteristics of spool diameter and nozzle diameter are different in ranges of frequency. In particular, effects of spool diameter are comparatively bigger, characteristics of the system change as follows; gain ratio rises according to value-rise and falls in the area of high frequency. Nozzle shows opposite char-

Fig. 10 Amplitude ratio ( $i=4, 5, 6, 7$ ).Fig. 11 Phase difference ( $i=4, 5, 6, 7$ ).

acters, but in case of nozzle, its SG (specific gravity) is lower when compared with spool diameter. Sensitivity toward phase difference between two parameters is shown in the range of low frequency.

Figures 12 and 13 represent sensitivity analysis results on clearance between flapper and nozzle at null [m]. In particular, sensitivity toward gain ratio is dominant in the area of high frequency and sensitivity toward phase difference is dominant in the area of low frequency. But when considering sensitivity of parameters stated in the above, system frequency response characters are comparatively insensitive toward parameter changes.

Figures 14, 15, 16, and 17 show influences and influence results of inertia-viscosity related

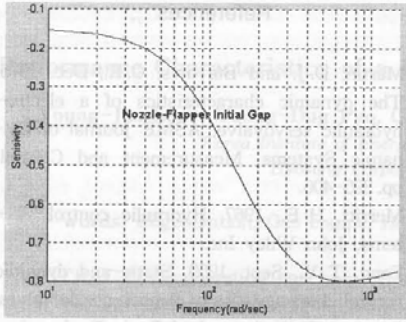


Fig. 12 Amplitude ratio ( $i=8$ ).

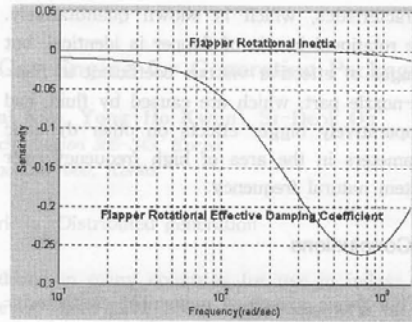


Fig. 15 Phase difference ( $i=9, 10$ ).

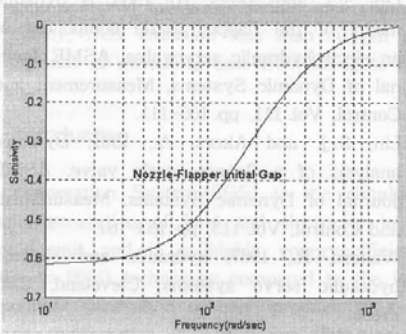


Fig. 13 Phase difference.

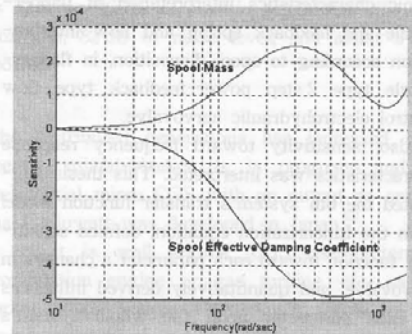


Fig. 16 Amplitude ratio ( $i=11, 12$ ).

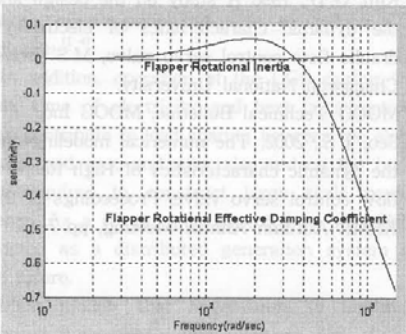


Fig. 14 Amplitude ratio ( $i=9, 10$ ).

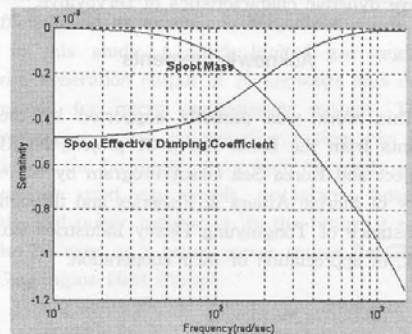


Fig. 17 Phase difference ( $i=11, 12$ ).

parameter changes upon changes of system frequency response characteristics, in movement equation of flapper and spool. As shown in

results of interpretation, spool's mass (quality and quantity) changes and viscosity coefficient changes had no effects on changes of system

characteristics, which is shown quantitatively. The rotational inertia of flapper is identical, but changes of effective viscous coefficient in flapper-nozzle part, which are caused by fluid, had comparatively bigger effects on other dynamic parameters in the area of high frequency over system natural frequency.

#### 4. Conclusions

This thesis examined movement characteristics of hydraulic servovalve and executed modeling in each main part of valve through dynamic characteristics interpretation of flapper-nozzle and feedback spring and flow interpretation according to spool disposition, in flapper-nozzle type 2 step power-feedback type flow control electrohydraulic servovalve.

Also, sensitivity toward frequency response characteristics was interpreted. This thesis suggested the 6th system's transfer function model from the Linearization equation, defined sensitivity function toward each parameter's changes in servovalve, and quantitatively derived influences of each parameter upon the whole system's dynamic characteristics, then compared them. This thesis made a standard to effectively improve dynamic characteristics of servovalve.

#### Acknowledgements

This work was partially supported by the grants from the Brain Korea 21 project, NURI project and Korea Sea Grant Program by Ministry of Marine Affairs & Fisheries and through assistance of Tongmyung Heavy Industries Co. Ltd., in appreciation of their cooperation.

#### References

1. Martin, D. J. and Burrows, C. R., Dec. 1976, The dynamic characteristics of a electrohydraulic servovalve, ASME Journal of Dynamic Systems, Measurement and Control, pp. 395-406.
2. Merritt, H. E., 1967, Hydraulic control systems, John Wiley Inc.
3. Feng, T. Y., Sept. 1959, Static and dynamic control characteristics of flapper-nozzle valves, Trans. ASME Journal of Basic Engineering, pp. 275-284.
4. Lin, S. J. and Akers, A., 1989, A dynamic model of the flapper-nozzle component of an electrohydraulic servovalve, ASME Journal of Dynamic Systems, Measurement and Control, Vol. 111, pp. 105-111.
5. Lin, S. J. and Akers, A., 1991, Dynamic analysis of a flapper-nozzle valve, ASME Journal of Dynamic Systems, Measurement and Control, Vol. 113, pp. 163-167.
6. Walters, R., 1967, hydraulic and electrohydraulic servo systems, Cleveland, CRC Press.
7. Watton, J., 1989, Fluid power systems, Prentice-Hall.
8. Kim, G. D., 1998 A study on the design and the dynamic characteristics of electrohydraulic flow control servo valve, M.S thesis, Changwon National University.
9. MOOG Technical Bulletin, MOOG Inc.
10. Seo, J. S., 2002, The numerical modeling and the dynamic characteristics of High Response flow control servo valve, Proceedings of the KSME Autumn Annual Meeting, pp. 7-15.

**Fluid Flow Characteristics in the Aquaculture Tank  
for a Breeding Fish**

**Hyo Min Jeong, Han Shik Chung\***

*School of Mechanical & Aerospace Engineering, Institute of Marine Industry,  
Gyeongsang National University, Gyeongnam 650-160, Korea*

**Se Hyun Kim, Seuk Cheun Choi**

*Graduate School, Department of Mechanical and Precision Engineering,  
Gyeongsang National University, Gyeongnam 650-160, Korea*

**Kang Youl Bae**

*Boo Kang Plant Co., Ltd., 6 Floor, Hwoiwon Credit Union B/D,  
670-6, Hwoiwon-Dong, Masan, Gyeongnam, Korea*

**The Separate Volume of KSME International Journal**

## Fluid Flow Characteristics in the Aquaculture Tank for a Breeding Fish

**Hyo Min Jeong, Han Shik Chung\***

*School of Mechanical & Aerospace Engineering, Institute of Marine Industry,  
Gyeongsang National University, Gyeongnam 650-160, Korea*

**Se Hyun Kim, Seuk Cheun Choi**

*Graduate School, Department of Mechanical and Precision Engineering,  
Gyeongsang National University, Gyeongnam 650-160, Korea*

**Kang Youl Bae**

*Boo Kang Plant Co., Ltd., 6 Floor, Hwoiwon Credit Union B/D,  
670-6, Hwoiwon-Dong, Masan, Gyeongnam, Korea*

The aquaculture tank is used for breeding fish in sea water which was pumped up to land. The flow characteristics in the aquaculture were investigated with varying the tank geometry and flow rate. The numerical analysis has been employed for calculating the velocity and temperature distributions in a water tank of rectangular type. The finite volume method and SIMPLE algorithm with 3-dimensional standard  $k$ - $\epsilon$  turbulence model were used for the numerical analysis. For comparison with experimental results, the PIV system was applied to visualize the flow patterns quantitatively. The numerical results showed good agreements with the experimental results. The mean velocity and temperature versus aquarium depth were represented for various circulating flow rates. Especially, the aquaculture environment is recommended that the aquarium depth has to be  $d=0.5$  m, and this case is the condition of higher velocity and temperature in winter season.

**Key Words :** PIV (Particle Image Velocimetry), Circulating Flow Rate, Flow Characteristics, Standard  $k$ - $\epsilon$  Turbulence Model, FVM (Finite Volume Method)

### Nomenclature

$d$  : Aquarium tank depth  
 $g$  : Acceleration of gravity [ $m/s^2$ ]  
 $H$  : Length for Z-direction  
 $k$  : Kinetic energy of turbulence  
 $L$  : Length for Y-direction  
 $Pr$  : Prandtl number  
 $Q$  : Circulating flow rate [ $m^3/Day$ ], flow rate  
 [L/M]  
 $T$  : Temperature [ $^{\circ}C$ ]

$U$  : Velocity [ $m/s$ ]  
 $W$  : Length for X-direction  
 $X$  : Space coordinates

### Greek Letters

$\beta$  : Thermal expansion coefficient [ $K^{-1}$ ]  
 $\delta_{ij}$  : Kronecker Delta  
 $\epsilon$  : Dissipation rate of turbulence  
 $\mu$  : Viscosity [ $Pa \cdot s$ ]  
 $\mu$  : Eddy viscosity [ $kg/m \cdot s$ ]  
 $\rho$  : Density [ $kg/m^3$ ]

\* Corresponding Author,

E-mail : hschung@gsnu.ac.kr

TEL : +82-55-640-3185; FAX : +82-55-640-3188

School of Mechanical & Aerospace Engineering, Institute of Marine Industry, Gyeongsang National University, Gyeongnam 650-160, Korea. (Manuscript Received December 9, 2003; Revised September 6, 2004)

### 1. Introduction

The marine pollutions are extremely increased due to rapid industrialization and high-urbanization. The amounts of inshore fishery are decreasing because the sea water pollutions are



from the eutrophication, red tide, etc. On the other hands, the importations of marine products are increasing. Thus, the fisheries are gradually turning to the aquaculture for getting more high values.

This aquaculture system is free from the marine pollutions and outside sea water conditions. But a land aquaculture tank requires more wide space and the equipment of circulating sea water system. The design of land aquaculture tank is very important to the growth of fish. Therefore, the water circulating system in a land aquaculture affects to the water temperature and velocity of flow. There are many kinds of the aquarium tank; the general type is a rectangular shape because of more effective space utilization. But the optimum design of aquarium researches seems to be lacking at the engineering technique.

Several investigations of aquaculture in sea water have been reported. Kim (1997) examined the marine pollutions in view of biology. But, this biological treatment has no problems in aquaculture industry because the aquarium tank is separated from the water pollution. Partridge (1989) and Sannomiya (1987) examined the swimming structure and behavior of fish in aquarium tank. Takaki et al. (1993) considered the affection of the aquarium tank size and shape. Jeong et al. (1998) reported the flow characteristic by comparing a numerical analysis and flow visualization images. Mirashi et al. (1995) examined the affection of water current in aquaculture environment of the seas. Generally, the aquaculture equipment has two types of closed and open flow systems.

The closed type is the system which the sea water is recirculated again in the aquarium tank. But, the water in case of the open flow system is discharged to sea directly. Thus, the first system need a more expensive equipment cost, but this system can be saved the energy for heating the aquarium tank water in winter season. Lee (1994) carried out the experiment of a flow characteristics in the closed aquarium tank. In the design of aquaculture tank, what should be emphasized is the aquaculture environment. This means that the wrong design can cause the mass

mortality of the breeding fish.

There are many kinds of important things for breeding fish in aquarium tank, what are especially important are the velocity and temperature condition. The general swimming pattern of fish is intended to be counter flow direction, thus the fish can be exposed to fatigue condition in case of large velocity. Hirashi et al. (1995) reported that there is a velocity limit in aquarium tank, and they experimented the velocity limit has to be under  $3.2\sqrt{L}$  (cm/s). Where, L means the length of fish. But the velocity can attribute to cleaning an aquarium bath.

For a temperature condition in aquarium tank, Lee (1994) and industrial filed of fishery recommends the temperature range of 10°C to 25°C. Therefore, to maintain this temperature the water heating apparatus is required and the growth of fish is very slow or can be died of disease in winter season.

In this study, we performed a numerical analysis for investigating flow characteristics in a aquarium tank of rectangular type, and the numerical results were compared with the experimental results measured by a PIV (Particle Image Velocimetry) system. The PIV was adopted to study the flow characteristics of an experimental model with rectangular type. This paper is intended as an investigation of the flow characteristics in aquarium tank for breeding fish, and we will concentrate on the velocity and temperature distributions. The main parameters are the aquarium tank depths and circulating flow rates in determinating the optimum aquaculture conditions.

## 2. Study Methods

### 2.1 Numerical analysis

Figure 1 shows the schematic diagram of numerical analysis model. The geometry of rectangular tank model is  $W \times L \times H = 0.2 \times 0.2 \times 0.1$  (m). This model is consisted of two inlets and one outlet with the same size of  $0.01 \times 0.01$  (m). A  $41 \times 41 \times 41$  non-uniform grid was used in the computations, and the grid points were densely packed at near inlets and outlet. There are many

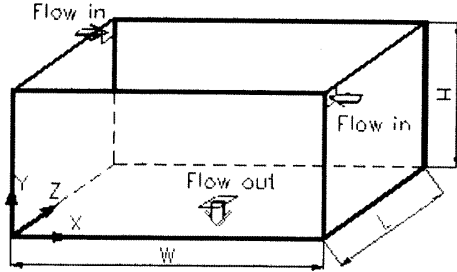


Fig. 1 Schematic diagram for numerical model

kinds of turbulence models for a flow field calculation (Jones et al., 1973 ; Patel et al., 1985), we introduced the two-equation turbulence model by Jones (1973) and Seo (1998). This turbulence model is based on the wall function and very widely used in a large space calculation because of no fine grids near walls and economical CPU time.

The numerical analysis was assumed as 3-dimensional and incompressible flow, and the standard  $k-\epsilon$  turbulence model is used for solving flow field. The governing equations are as follows :

Continuity :

$$\frac{\partial U_i}{\partial X_i} = 0 \quad (1)$$

Momentum :

$$\frac{\partial(\rho U_i U_j)}{\partial X_j} = \frac{\partial P}{\partial X_i} + \frac{\partial}{\partial X_j} \left[ \mu \left( \frac{\partial U_i}{\partial X_j} + \frac{\partial U_j}{\partial X_i} \right) \right] - \frac{\partial}{\partial X_j} [\rho \overline{u_i u_j}] + \delta_{ij} \rho g \beta \Delta T \quad (2)$$

Energy

$$\frac{\partial(\rho U_j T)}{\partial X_j} = \frac{\partial}{\partial X_j} \left[ \left( \frac{\mu}{Pr} + \frac{\mu_t}{\sigma_t} \right) \frac{\partial T}{\partial X_j} \right] \quad (3)$$

Turbulent kinetic energy

$$\frac{\partial(\rho U_j k)}{\partial X_j} = \frac{\partial}{\partial X_j} \left[ \left( \frac{\mu_t}{\sigma_k} + \mu \right) \frac{\partial k}{\partial X_j} \right] + G - \rho \epsilon + g \beta \frac{\mu_t}{\sigma_t} \frac{\partial T}{\partial X_2} \quad (4)$$

Turbulent dissipation rate

$$\frac{\partial(\rho U_j \epsilon)}{\partial X_j} = \frac{\partial}{\partial X_j} \left[ \left( \frac{\mu_t}{\sigma_\epsilon} + \mu \right) \frac{\partial \epsilon}{\partial X_j} \right] + C_1 \frac{\epsilon}{k} G - G_2 \rho \frac{\epsilon^2}{k} - g \beta \frac{\mu_t}{\sigma_t} \frac{\partial T}{\partial X_2} \quad (5)$$

Where,  $G$  is the turbulent generation term

$$G = \mu_t \left( \frac{\partial U_i}{\partial X_j} + \frac{\partial U_j}{\partial X_i} \right) \frac{\partial U_i}{\partial X_j} \quad (6)$$

Here, the turbulence model constants are given as follows :

$$C_1 = 1.44, C_2 = 1.92, \sigma_\epsilon = 1.3 \\ \sigma_k = 1.0, C_\mu = 0.09, \sigma_t = 0.7 \quad (7)$$

In this study, we adopted a finite volume method for solving each values from given equations, the SIMPLE algorithm by Patankar (1980) was used to solve the pressure term.

The boundary conditions in numerical calculation are as follows ;

The wall function and adiabatic condition were introduced for near walls, and the energy balance condition at the free surface is expressed as equation (8) :

$$(q_{cond} + q_{conv})_{water} = (q_{cond} + q_{conv})_{air} \quad (8)$$

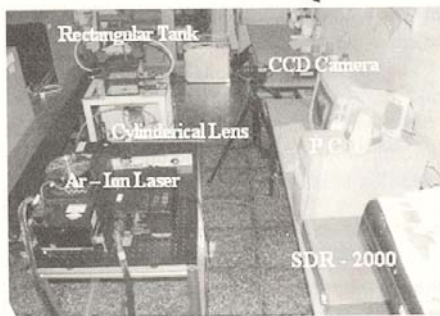
Where, the subscripts of  $q_{cond}$  and  $q_{conv}$  are the heat flux per normal length by conduction and convection at the free surface, respectively.

## 2.2 Experimental study

Figure 2 shows the photograph of experimental set up for PIV measurement. The experimental test model has a top opening with rectangular shape, and the top surface is opened to atmosphere of 10°C. Also, the working fluid was used by water at 20°C and flow rate was set to 2L/M. The bottom and side walls were covered with black painting to get a good particle images by CCD camera. The laser source was projected by Argon-Ion laser with 750 mW. Table 1 shows a condition of the present experimental study. The particle tracers are PVC (Poly Vinyl Chloride) and the average diameter is 200 μm. The CCD camera with model of CV-M50 was used for image capturing. The numbers of image are 277 frames to get an average image.

**Table 1** Experimental condition for PIV measurement

Item	Specification
Image grabber	DT3155 (640×480 pixel, B&W)
Light source	750 mW, Ar-Ion Laser
Particle seed	PVC (Poly Vinyl Chloride: 200 $\mu$ m)
Working fluid	Water (20°C)
Sheet light	Cylindrical Lens
Image recorder	SDR-2000
Computer	Intel Pentium III PC (800MHz)
Frame number for Time-averaged	277 Frames
Identification	Two-Frame Gray-Level Cross Correlation Algorithm

**Fig. 2** Photograph of experimental set up for PIV

The cross-correlation algorithm was adopted to calculate the coefficients from two consecutive images (Daichin, 2003). 277 consecutive image frames were captured successively and digitized with a frame grabber into arrays of 640×480 pixels.

### 3. Results & Discussions

#### 3.1 Comparisons of the experimental and numerical results

The numerical code was validated by PIV results in experimental aquarium tank as shown Fig. 1. The experimental and numerical results are compared at  $Q=2.0\text{L/M}$ . Figures 3~6 represent the velocity vectors between the experiment and numerical results.

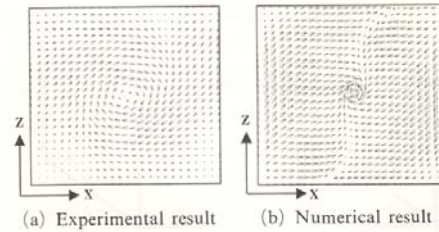
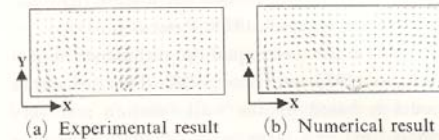
**Fig. 3** Comparison between experimental and numerical result at near bottom in X-Z plane,  $Y=0.003\text{ m}$ **Fig. 4** Comparison between experimental and numerical result at near center in X-Y plane,  $Z=0.1\text{ m}$ 

Figure 3 shows the time-averaged velocity vectors between the experimental and numerical result at near the bottom wall,  $Y=0.003\text{ m}$ . The general breeding fish inhabit at near bottom of aquarium tank. Thus, the velocity distributions at near bottom wall were selected as a horizontal plane. The entire flow patterns have a swirling flow, and this results from the inlet flow that have a opposite inflow direction. The unique flow pattern was appeared at near center of X-axis, and the opposite velocity direction was observed in this area. The velocity values at center of X-Z plane have some difference between experiment and calculation, the reason of this difference is considered by the PIV resolution errors because of high velocity around the outlet.

Figure 4 shows the comparisons of the velocity distributions at center section in X-Y plane,  $Z=0.1\text{ m}$ . Centering around  $Z=0.1\text{ m}$ , the pair of vortex was appeared with a small velocity values than horizontal plane as shown Fig. 3(a).

Figure 5 shows the velocity vectors at near wall of X-Y plane,  $Z=0.195\text{ m}$ . The large and paralleled velocity was represented at top half area, this has a connection with a inertia force

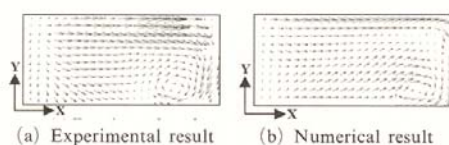


Fig. 5 Comparison between experimental and numerical result at near wall in X-Y plane,  $Z=0.195$  m

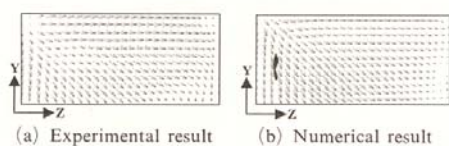


Fig. 6 Comparison between experimental and numerical result at near wall in Y-Z plane,  $X=0.01$  m

of inlet flow from the left top corner, and the clockwise rotation vortex was formulated at right bottom corner. The calculated velocity distributions are slightly smoother than those of the experiments, although the general flow pattern is predicted fairly satisfactorily.

The Figure 6 shows the velocity vectors at near wall in Y-Z plane,  $X=0.01$  m. The diagonal flow pattern was observed in this plane because of encounter flow from inlet. In order to clarify the applicability of the foregoing numerical code, comparative studies with experimental results have been carried out in aquarium tank model, and the calculated results had good agreements with experiment.

### 3.2 Flow characteristics of actual aquaculture tank

As mentioned above, we analyzed and verified the flow field in aquaculture tank model. One of the main purpose of this study is to obtain the flow and temperature profile in the actual aquaculture tank. In the aquaculture industry, the length of aquaculture tank is ranged about 3 m~10 m. The tank depth is variable, but it is taken under 1m. The general circulation flow rate per day to aquarium tank is about ten times of aquarium tank volume and the optimum tem-



Fig. 7 The photograph of actual aquaculture tank

perature for breeding fish is about 20°C in winter season. Thus, in this study, the size of aquaculture tank for calculation was set to  $W \times L \times H = 5.0 \times 5.0 \times d$  (m), and the circulation flow rates per day were changed to the ranges of 8~12 times of tank volume. The main parameters are the aquarium depth, the values depth  $d$  was varied over a wide range, from 0.5 to 1.0 at 0.1 meter intervals. In the case of actual aquaculture tank for a breeding fish, the aquaculture tank depth is not used below 0.5 meter. Therefore, the aquaculture tank depth was selected at the range of 0.5 to 1.0 meter in this study. Figure 7 shows the photograph of actual aquaculture tank. The breeding fish in aquarium tank behave at near bottom of tank. Thus, the main flow characteristics were investigated at near bottom in X-Z plane,  $Y=0.15$  m. As a general circulating flow rate is selected by 10 times of tank volume, the next figures of velocity and temperature represented in case of 10 times of tank volume.

Figure 8 shows the velocity distributions at near bottom in X-Z plane. The flow pattern in case of  $d=0.5$  m have a one large circulation cell, but the flow pattern was changed to a diagonal direction flow when the aquarium depth becomes deeper.

Figure 9 shows the streamline patterns at near bottom in X-Z plane for the different values of depth. The apparent swirl motion is observed in case of a shallow tank. As the depth is deeper, the swirl motion is disappeared due to high inlet velocity. Consequently, for a fixed circulation flow rate, when the depth is very deep the flow



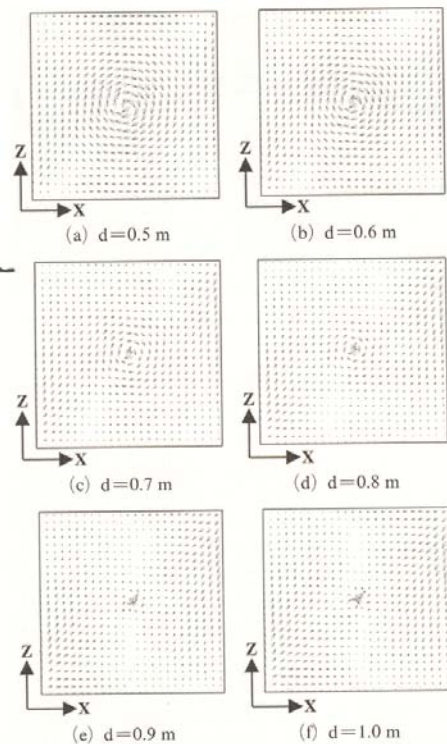


Fig. 8 Velocity distributions for various tank depth at near bottom in X-Z plane,  $Y=0.15$  m

at near the bottom wall can be showed the stagnation area. Therefore, this region can cause the stagnation of a pollutants and excrements, etc.

Figure 10 shows the distributions of temperature at near bottom in X-Z plane for different tank depth. This temperature is a dimensionless temperature values by inflow and ambient temperature. This temperature is a dimensionless temperature values by inflow and ambient temperature, and this temperature is defined as

$$\frac{T - T_a}{T_w - T_a} \quad (9)$$

Where,  $T$ ,  $T_a$  and  $T_w$  are the calculated value, ambient and inflow temperature.

As shown in Fig. 10(a), the high tempera-

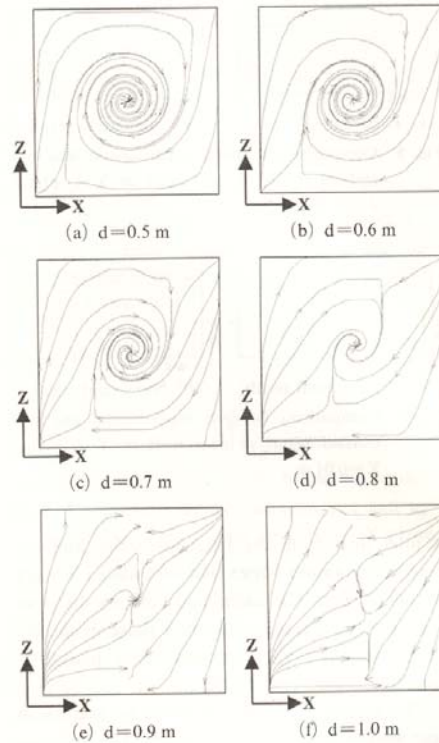


Fig. 9 Streamline for various tank depth at near bottom in X-Z plane,  $Y=0.15$  m

ture appears at near the each walls of the X-direction, and this high temperature is distributed widely in the plane by the swirling flow. As the tank depth is deeper, the high temperature can not be propagated to other region. This results from the separated flow pattern as shown Fig. 9(f). Thus, in order to distribute the high inflow temperature to the bottom, it is one of method to design or maintain a shallow water level.

### 3.3 The optimum conditions for aquarium tank

The mean values of velocity and temperature of a horizontal plane are more useful in aquaculture tank because the breeding fishes are generally acting around the plane.

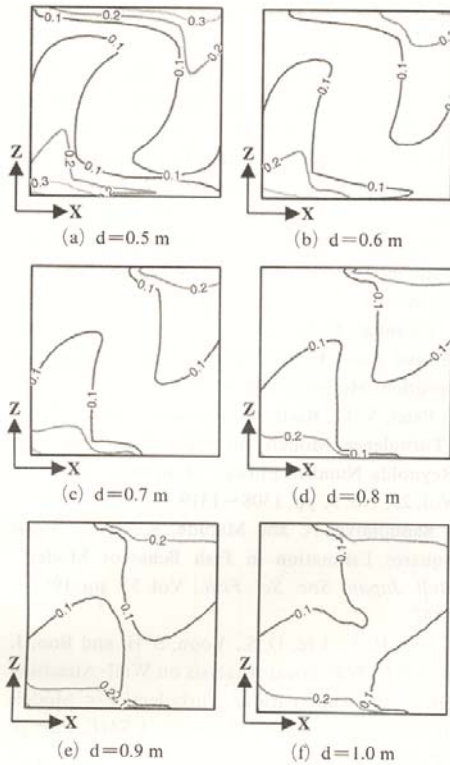


Fig. 10 Temperature distributions for various tank depth at near bottom in X-Z plane,  $Y = 0.15$  m

Figure 11 shows the mean dimensionless velocity for various circulation flow rates in X-Z plane,  $Y = 0.15$  m, and this dimensionless values were obtained by  $\sqrt{U^2 + W^2}$ . The highest and lowest mean velocity was appeared in case of  $d = 0.5$  m and 0.8 m, respectively. In these results, the adequate aquaculture conditions will be insured in case of a shallow depth, and these conditions can preserve clean water due to a high velocity. As the circulation flow rates are increased, the velocity is changed in proportion to flow rate.

Figure 12 shows the mean dimensionless temperature in X-Z plane. The high mean dimensionless temperature value appears in the case of  $d = 0.5$  m and 1.0 m. This calculation study

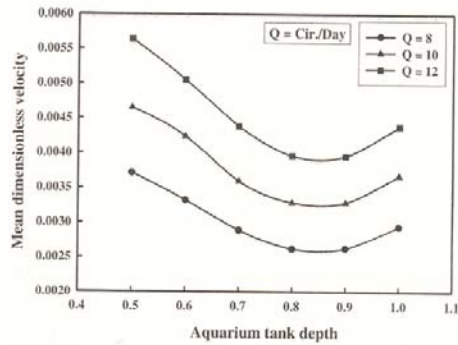


Fig. 11 Mean velocity for various depth in X-Z plane,  $Y = 0.15$  m

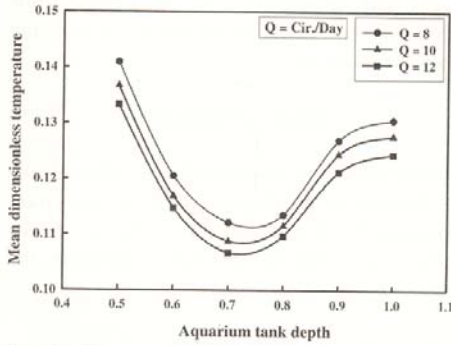


Fig. 12 Mean temperature for various depth in X-Z plane,  $Y = 0.15$  m

was intended for obtaining the temperature environment in winter season, thus, the temperature in case of  $d = 0.5$  m is more useful for a breeding fish. The good aquaculture environment is defined in case of  $d = 0.5$  m, this case is satisfied in velocity and temperature at the same time.

#### 4. Conclusions

In order to verify the calculation code, the numerical analysis and experimental PIV data were compared in the aquaculture tank model of rectangular type. Based on this calculation code, the flow field in aquaculture tank was carried out for various tank depths. Some important results can be summarized as follows.

(1) The comparative studies with experimental results have been carried out, and the calculated results had good agreements with experiment.

(2) When the depth of aquarium tank becomes deeper, the flow field near bottom wall was separated with two large vortex, but, in opposite case, one large circulation was appeared.

(3) As the depth of aquarium tank is shallow, the maximum temperature is appeared near wall of the X-direction, and this high temperature is distributed widely due to large swirling flow. The temperature in aquarium is increased when the depth of aquarium becomes shallower.

(4) The case of  $d=0.5$  m, the high mean velocity and temperature was appeared, and this conditions can be recommended as a good aquacultural environment.

### Acknowledgment

This work was supported by the Brain Korea 21 Project, NURI Project and Korea Sea Grant Program by Ministry of Marine Affairs & Fisheries. The authors gratefully appreciate the supports.

### References

Daichin and Lee, S. J., 2003, "Evaluation of Recursive PIV Algorithm with Correlation Based Correction Method Using Various Flow Images," *KSME international journal*, Vol. 17, No. 3, pp. 409~421.

Jeong, H. M. and Chung H. S., 1998, "Study on Fluid Flow Characteristics of Aquarium for Optimum Environment," *Air-Conditioning and Refrigeration Engineering.*, Vol. 10, No. 1, pp. 108~117.

Jones, W. P. and Launder, B. E., 1973, "The Calculation of Low-Reynolds-Number Phenomena with a Two-Equation Model of Turbu-

lence," *Int. J. Heat Mass Transfer*, Vol. 16, pp. 1119~1130.

Kim, H. G., 1997, "Recent Harmful Algal Blooms and Mitigation Strategies in Korea," *Ocean Research*, Vol. 19(2), pp. 185~192.

Lee, J. S., 1994, "Hydraulic Studies on Recirculating Aquaculture Basin," *J. Korean Fish. Soc.*, Vol. 27, No. 2, pp. 173~182.

Partridge, B. L., 1989, "The Structure and Function of Fish School," *Sci. Am.*, Vol. 246, pp. 90~99.

Patankar, S. V., 1980, "Numerical Heat Transfer and Fluid Flow," *Hemisphere Publishing corporation*, McGraw-Hill, New York.

Patel, V. C., Rodi, W. and Scheuerer, G., 1985, "Turbulence Models for Near-Wall and Low Reynolds Number Flows," *A Review, AIAA J.*, Vol. 23, No. 9, pp. 1308~1319.

Sannomiya, N. and Matuda, K., 1987, "Least Squares Estimation in Fish Behavior Model," *Bull. Japan. Soc. Sci. Fish.*, Vol. 53, pp. 1951~1957.

Seo, H. T., Lee, D. S., Yoon, S. H. and Boo, J. S., 1998, "Numerical Analysis on Wall-Attaching Offset Jet with Various Turbulent  $k-\epsilon$  Models and Upwind Scheme," *Trans. of KSME, Part B*, pp. 828~835.

Tomonori Hiraishi, Katsuaki Nashimoto, Tsutomu Takagi, Kengo Suzuki and Keiichiro Motomatu, 1995, "Stationary Ability of Bastard Halibut *Paralichthys olivaceus* and Longsnout Flounder *Limanda punctatissima* to Water Current at the Bottom of a Net Cage," *Bulletin of the Japanese Society of Scientific Fisheries*, Vol. 61, No. 3, pp. 363~368.

Tsutomu Takagi, Katsuaki Nashimoto, Katsutaro Yamamoto and Tomonori Hiraishi, 1993, "Fish Schooling Behavior in Water Tanks of Different Shapes and Sizes," *Bulletin of the Japanese Society of Scientific Fisheries*, Vol. 59, No. 8, pp. 1279~1287.

## **Water Cooling Characteristics in an Enclosed Vacuum Tank by Water Driven Ejector**

**Hyo Min Jeong, Han Shik Chung\***

*School of Mechanical & Aerospace Engineering, Institute of Marine Industry,  
Gyeongsang National University, Gyeongnam 650-160, Korea*

**Kang Youl Bae**

*Boo 1, Kaong Plant Co., Ltd., 6 Floor, Hwoiwon Credit Union B/D,  
670-6, Hwoiwon-Dong, Masan, Gyeongnam, Korea*

**Se Hyun Kim, You Sik Shin**

*Graduate School, Department of Mechanical and Precision Engineering,  
Gyeongsang National University, Gyeongnam 650-160, Korea*

**The Separate Volume of KSME International Journal**



## Water Cooling Characteristics in an Enclosed Vacuum Tank by Water Driven Ejector

Hyo Min Jeong, Han Shik Chung\*

School of Mechanical & Aerospace Engineering, Institute of Marine Industry,  
Gyeongsang National University, Gyeongnam 650-160, Korea

Kang Youl Bae

Boo 1, Kaong Plant Co., Ltd., 6 Floor, Hwoiwon Credit Union B/D,  
670-6, Hwoiwon-Dong, Masan, Gyeongnam, Korea

Se Hyun Kim, You Sik Shin

Graduate School, Department of Mechanical and Precision Engineering,  
Gyeongsang National University, Gyeongnam 650-160, Korea

The general cooling tower is a device for cooling water in industrial condensers or heat exchangers. The present cooling towers have defects with noises, complicated structures and environmental problems. This paper focuses on a new water cooling system using the latent heat of evaporation in an enclosed vacuum tank and a water driven ejector system. Several experiments were carried out to improve high vacuum pressure and water cooling characteristics. The ejector performance was tested with various water temperatures. Based on the vacuum pressure of the water driven ejector, the water cooling characteristics were investigated for the condensed and vaporized air and the effect of increased evaporating surface area in an enclosed tank.

**Key Words :** Cooling Tower, Water Driven Ejector, Vacuum Pressure, Latent Heat of Evaporation

### Nomenclature

$A$  : Cotton area [ $m^2$ ]  
 $L$  : Tank volume [L]  
 $P$  : Pressure [mmHg. abs.]  
 $Q$  : Flow rate [L/min.]  
 $RT$  : Refrigeration Tonnage  
 $T$  : Temperature [ $^{\circ}C$ ]

### Subscripts

$A$  : Air in enclosed tank  
 $hc$  : Heat exchanger for condensing  
 $he$  : Heat exchanger for ejector water  
 $in$  : Initial value  
 $E$  : Ejector

$p$  : Ejector pump  
 $r$  : Area ratio  
 $T$  : Enclosed tank  
 $w$  : Water in enclosed tank

### 1. Introduction

Cooling towers are commonly used to dissipate heat from water-cooled refrigeration, air-conditioning, and industrial process systems. The heat that is generated by these systems must be removed. Water is commonly used as a heat transfer medium to remove the heat from industrial refrigerant condensers or heat exchangers. Water utility bills become expensive because of increased water supply and disposal costs. Similarly, cooling water drawn from natural sources is unavailable due to environmental disturbances.

In a once-through system, the water consumption rate of the cooling tower is about 5%, and the

\* Corresponding Author.

E-mail : hschung@gsnu.ac.kr

TEL : +82-55-640-3185; FAX : +82-55-640-3188

School of Mechanical & Aerospace Engineering, Institute of Marine Industry, Gyeongsang National University, Gyeongnam 650-160, Korea. (Manuscript Received December 26, 2003; Revised October 23, 2004)

re-circulating flow rate as described in the design handbook (SAREK, 1987) is 780L/RT/hr. Therefore, as the cooling tower capacity is increased, the water consumption rate is proportionally increased and causes environmental problems, such as Legionella disease, by the vaporized water drift from cooling towers.

In the past, cooling towers were not important to refrigerating systems because the power consumption rate in the cooling tower is below 2%. We have to focus on the cooling tower with other viewpoints. The cost of electric power rises 10% or more as the cooling water temperature rises by 1.5°C. When the water returns from the cooling tower, the temperature of the water is about 31~32°C. The temperature of the water that flows into the cooling tower is about 37°C. Thus, the temperature difference for the standard cooling tower system is estimated at 5~6°C.

The present cooling towers are summarized as two types. Namely counter flow and cross flow, reported Chu et al.(1999) and Kim et al.(2000). Most of the present cooling towers utilize the effects of latent heat of evaporation and sensible heat by the atmosphere. This system poses the following dilemmas. First, the cooling rate is strongly influenced by atmospheric conditions. Second, present cooling towers need a great deal of added health and safety features to prevent Legionella disease. Third, electrical failure and energy consumption are high because of the large fans, making the system very complicated. Fourth, the external appearance is not appealing. This system generates a great deal of noise because it is constructed outside of buildings. There are three kinds of ejectors in industrial processes. These ejectors are classified by the driving fluids used such as air, steam or water. The water driven ejector is most commonly used because of its simple design and cost effectiveness. The water driven ejector has been utilized for the following two theories. (Kim, 2000, Simizu, 1987); one is the transportation of materials such as a bilge discharge, brine discharge in fresh water generators and fish pumps, etc.,. The other is for making the vacuum pressure in an enclosed tank (Kim, 2001). Most research focused on the inside flow

of an ejector by the numerical (Choi et al., 2001) and experimental (Kim et al., 2002; Lee et al., 2001) analysis.

In this paper, we focused on the water cooling characteristics using an enclosed vacuum tank and water driven ejector for replacing present cooling tower systems.

The proposed water cooling system is operated by the latent heat of evaporation, thus this system needs a vacuum pressure to make the water evaporate in the enclosed tank. The effects of the cooling water are dependent on the vacuum pressure and the ejector plays an important role in preserving the evaporating pressure. The main purpose of this study is to experiment with ejector performance at various driving temperatures and to study the characteristics of water cooling in an enclosed vacuum. Condensation of the vaporized air and the effect of an increased evaporating area were also studied.

## 2. Experimental Descriptions

The cooling effects are dependent on the vacuum pressure, thus the vacuum pump has to achieve the pressure of evaporation. As the general vacuum pump is designed for high vacuuming in a small space, the ejector pump system is more suitable than the vacuum pump. In this paper, the water driven ejector pump system is proposed for vacuuming in the enclosed tank.

Figure 1 shows the details of the ejector. This system consists of three main parts: the nozzle, straight pipe and diffuser. The nozzle diameter is 5.7 mm and the straight pipe diameter is 15 mm with lengths of 65 mm each. The length of the diffuser is 101 mm and the diffuser angle is 6.2°.

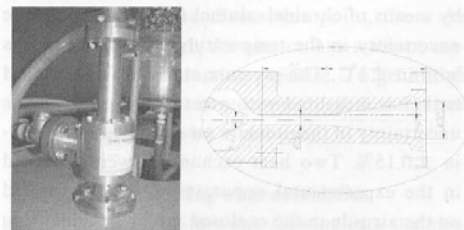


Fig. 1 Drawings and photo of ejector.

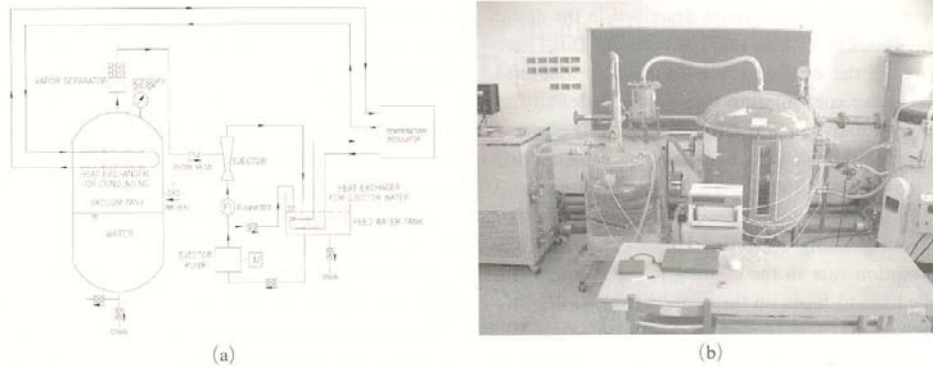


Fig. 2 (a) Schematic diagram of experimental setup (b) Photography of experimental setup

Figure 2 shows the experimental apparatus to measure the effect of vacuum levels in the enclosed tank. The designed vacuum chamber has a capacity of 568L and the inside air of the vacuum tank is evacuated by a water driven ejector. The water that passes from the ejector is re-circulated through the feed water tank into the ejector pump. The vacuum tank achieves a low pressure state according to the ejected air. Therefore, the water in the vacuum tank achieves an evaporation condition faster than an atmosphere condition, and the water in the vacuum tank is cooled down. The ejector pump has a float type flow meter and adjusting valve. The pressure transducer (PSHA-0760HAAJ) was installed on the top of the vacuum tank. The pressure signal is transmitted to a personal computer and data logger (DR130, YOKOGAWA). The flow rates were controlled by a flow rate adjusting valve and were measured by variable area flow meter. The uncertainty in the flow rate measurement was  $\pm 1\sim 2\%$ . Temperatures in the feed water tank and enclosed tank for both cooling and heating mediums were measured by means of chromel-alumel thermocouples. The uncertainty in the temperature measurement was with  $\pm 1^\circ\text{C}$ . The pressure at the top of enclosed tank was measured with pressure transducer. The uncertainty in the pressure measurement was within  $\pm 0.15\%$ . Two heat exchangers were installed in the experimental apparatus. One was located on the air side in the enclosed tank for condensing the evaporated water. The other was immersed in

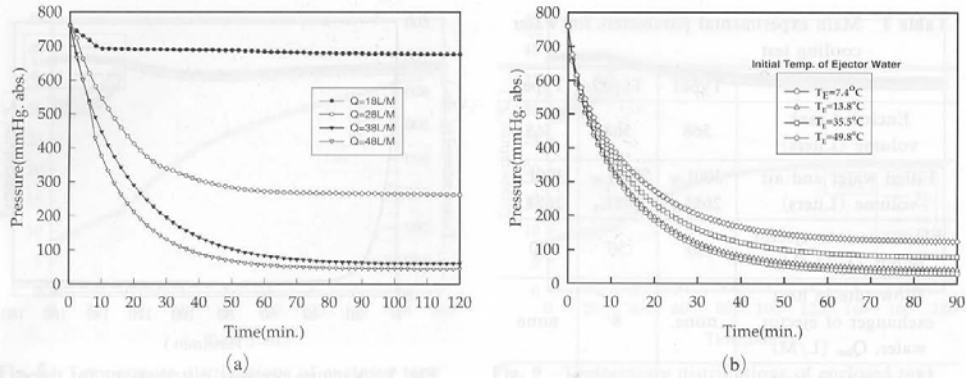
a feed water tank for cooling the water that is pumped to the ejector. The primary experimental process is carried out for about 6 hours before the main experiment. The initial temperature of the re-circulated water in the feed tank was set to  $7.4^\circ\text{C}$ ,  $13.8^\circ\text{C}$ ,  $35.5^\circ\text{C}$  and  $49.8^\circ\text{C}$ . The initial water temperature in the enclosed vacuum tank was about  $37^\circ\text{C}$ . During the experiment, the ambient temperature was  $25^\circ\text{C}$ . The temperature of the two heat exchangers was controlled by a temperature regulator.

### 3. Results & Discussion

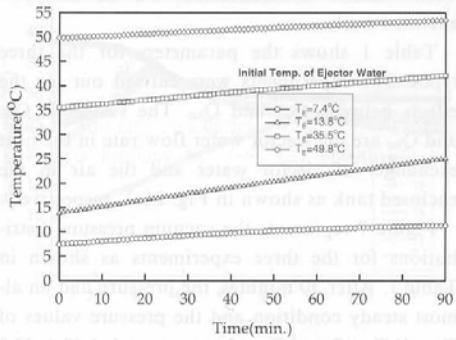
#### 3.1 Effect of ejector water temperature

To achieve cooling water, the water should be in an evaporating condition. This condition can be achieved by vacuuming. The water driven ejector was introduced in this study.

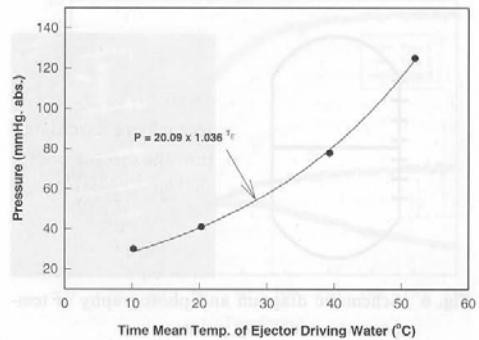
Generally, the vacuum pressure by a water driven ejector is dependent on the flow rate, water temperature, nozzle size and diffuser angle of the ejector outlet, etc. In Fig. 3(a), the flow rate is related to the vacuum pressure. The vacuuming rate is proportional to the flow rate. To get the best vacuum pressure an optimum condition must be achieved. We also focus on the effects of ejector water temperature. Fig. 3(b) shows the vacuum pressure distributions for the various initial temperatures of the ejector water. Because the general water density depends on the temperature. If the density of the working fluid is increased,



**Fig. 3** (a) The vacuum pressure distributions in an enclosed tank for various flow rates into ejector  
(b) The vacuum pressure distributions in an enclosed tank for various initial temperatures of ejector



**Fig. 4** The temperature variations of ejector water



**Fig. 5** Relationships between vacuum pressure and mean ejector water temperature

the amount of suction is higher. Therefore, when the pressure inside the tank is dropped the suction is lower.

An empty tank with a capacity of 568L was used in this experiment. The main parameter is the initial temperature of the ejector water. As the initial temperature  $T_E$  was low, the enclosed tank pressure had a higher vacuum pressure. This pressure was constant after about 90 minutes. This is why the low water temperature caused a high density suction around the ejector. From Fig. 3 (a) and (b), even if the ejector pump capacity is small, the equivalent vacuum pressure can be achieved by placing water with a lower temperature into the ejector.

Figure 4 shows the temperature variations of

ejector driven water in a feed water tank. This temperature increased linearly because the friction is increased in the pipe and ejector.

Figure 5 represents the relationship between vacuum pressure and mean ejector water temperature. The temperatures on the horizontal axis were taken at 90 minutes. In Fig. 4 this is considered a steady state. From this point, the wake temperature through the ejector has a direct correlation to the vacuuming pressure. To get a high vacuum pressure, it is recommended that the low initial temperature be maintained.

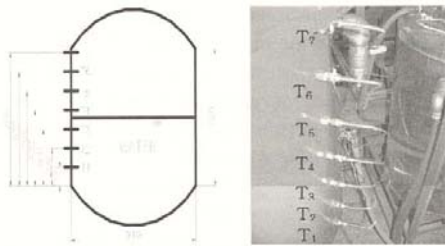
### 3.2 Water cooling characteristics

Lower temperature water flowing into the ejector induces the high vacuum pressure. This means



**Table 1** Main experimental parameters for water cooling test

	Type1	Type2	Type3
Enclosed tank volume (Liters)	568	568	568
Filled water and air volume (Liters)	300L <sub>w</sub> 268L <sub>a</sub>	300L <sub>w</sub> 268L <sub>a</sub>	300L <sub>w</sub> 268L <sub>a</sub>
Flow rate into ejector pump, $Q_p$ (L/M)	50	50	50
Flow rate in heat exchanger of ejector water, $Q_{he}$ (L/M)	none	8	none
Flow rate in heat exchanger of condensing, $Q_{hc}$ (L/M)	none	none	5.3

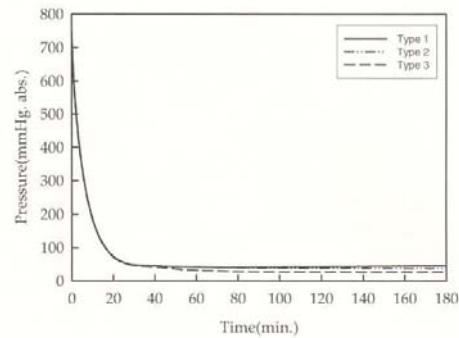
**Fig. 6** Schematic diagram and photography of temperature measuring points

that the evaporative condition can be easily obtained. The water under the evaporative condition absorbs the latent heat and will be cooled. In this section, the water cooling characteristics were investigated with several experimental conditions.

The temperature measuring points in an enclosed tank are shown in Fig. 6. The capacity of the empty vacuum tank is 568L. For example, 300L<sub>w</sub> means the water in the vacuum tank is filled with 300L of water and the remaining air occupied a volume of 268L.

The initial water temperature was set to about 37°C in this experiment. This temperature was intended as the temperature for a general cooling tower system.

As shown in Fig. 6, the temperature sensors (RTD PT100Ω) T1, T2 and T3 are immersed in the water, and the other temperature sensors T4,

**Fig. 7** Vacuum pressure distributions for three types: Type1, Type2 and Type3

T5, T6 and T7 are contacted with the air in the enclosed tank.

Table 1 shows the parameters for the three types. The experiments were carried out for the effects between  $Q_{he}$  and  $Q_{hc}$ . The values of  $Q_{he}$  and  $Q_{hc}$  are the ejector water flow rate in the heat exchanger of ejector water and the air in the enclosed tank as shown in Fig. 2(a), respectively.

Figure 7 represents the vacuum pressure distributions for the three experiments as shown in Table 1. After 30 minutes, the pressure had an almost steady condition and the pressure values of Type1, Type2 and Type3 were recorded 49.4, 48.8 and 47.6 mmHg, abs., respectively.

These pressure values were gradually decreased to 45, 38 and 26 mmHg. at 180 minutes. Type3 had the highest vacuum pressure, which meant that more cooling water was obtained because of the active evaporated water.

In order to investigate the water cooling effect under vacuum pressure, the following experiment was conducted in the cases of Type1, Type2 and Type3. Figs. 8~10 show the temperature distributions of the enclosed tank and ejector water for each type. In these figures, the black and white symbols are the temperatures of the water and air, respectively. The temperature  $T_E$  is the water temperature in the ejector pump line and this water is re-circulated with a closed pipe line. The water temperature had a steep gradient of around 30 minutes. The evaporating condition was reached at this point. From Figs. 8~10, there

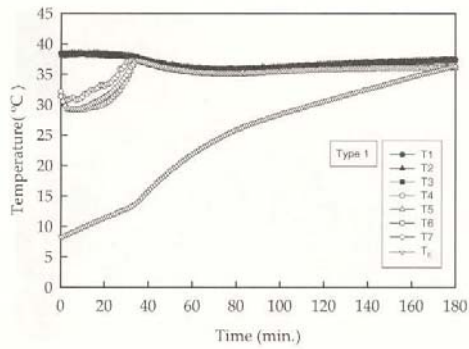


Fig. 8 Temperature distributions of enclosed tank and ejector in case of Type1

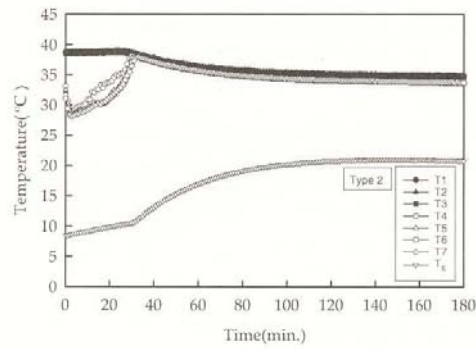


Fig. 9 Temperature distributions of enclosed tank and ejector in case of Type2

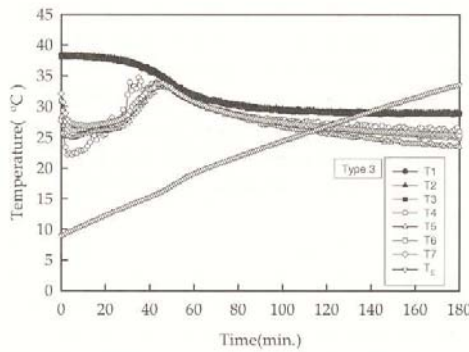


Fig. 10 Temperature distributions of enclosed tank and ejector in case of Type3

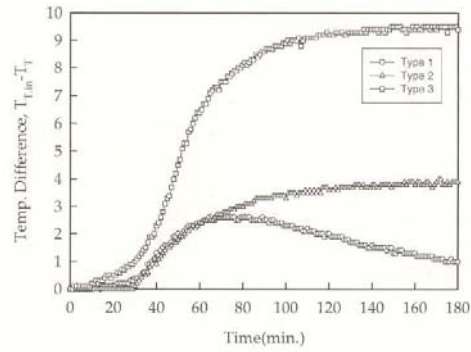


Fig. 11 Temperature difference distributions in enclosed tank

is no temperature difference among T1, T2 and T3, thus the water temperature can be estimated as the same. In cases of less than 30 minutes, the temperature difference of T4, T5, T6 and T7 are strongly affected by the temperature of the surface water in the vacuum tank. Therefore T4, T5, T6 and T7 are in an unstable condition and have a temperature differences. The initial temperature of the air was gradually increased until 30 minutes. Because the general evaporating conditions for water is 50 mmHg. abs. under 38°C, the pressure value at 30 minutes has reached the evaporating condition. This evaporative phenomena can be observed from the abrupt decreasing temperature as shown in Figs. 8~10.

The tendency of air temperature distributions

coincided with water temperatures after 30 minutes. This is why the latent heat from water is dominant on the air side. The temperature differences between water and air were not apparent. However, in the case of Type3 shown in Fig. 11, the air temperature was lower than the water. This is due to the air condensation by the heat exchanger which was installed in the enclosed tank as shown in Fig. 2.

The ejector water temperature was almost linearly increased except in Type2 because the cooling water was supplied in Type2 only.

Figure 11 shows the variations of the temperature difference in the enclosed tank. The vertical axis values,  $T_T, T_{T-in}$  represent the temperature differences between the initial water temperature of

**Table 2** Main experimental parameters for increasing an evaporating area

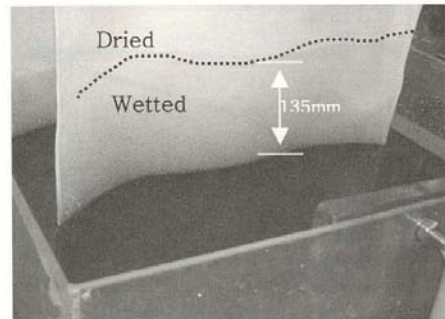
	Type4	Type5	Type6
Enclosed tank volume (Liters)	568	568	568
Filled water and air volume (Liters)	200L <sub>w</sub> 368L <sub>a</sub>	200L <sub>w</sub> 368L <sub>a</sub>	200L <sub>w</sub> 368L <sub>a</sub>
Flow rate into ejector pump, $Q_p$ (L/M)	50	50	50
Approximate initial ejector inlet temperature (°C)	10	10	10
Flow rate in heat exchanger of ejector water, $Q_{he}$ (L/M)	none	none	none
Flow rate in heat exchanger of condensing, $Q_{hc}$ (L/M)	5.3	5.3	5.3
Sheets of cotton	none	5	13
Evaporating area ratio, $A_r$	1	1.6	2.4

38°C and the T1 temperature. The largest cooling water effects were obtained in the case of Type3. When the experimental time is 180 minutes, Type3 had the lowest vacuum pressure of about 35°C of ejector water as shown in Figs. 7 and 10. From these results, the low ejector water temperature can be attributed to the high vacuum pressure. This is effective within the limit ejecting effect get started. The ejector water temperature is not significant at the beginning of the steady pressure condition, and it is recommended that the initial ejector water is below 10°C in this experimental system. There are two factors for making vacuum pressure high, namely the influences of the initial ejector water temperature and flow rate in which the water flows into ejector.

Comparison between the three cases reveals that the air condensing effect is closely related to the water cooling characteristics more than other factors as shown in Fig. 11.

### 3.3 Cooling effect for increasing an evaporating area

Water particles have an interactive attraction among water molecules and when the partial

**Fig. 12** Photo of hygroscopic test under atmospheric pressure

pressure is dropped under the condition of evaporation, evaporation is started. Water evaporation is generated from surface water when the evaporating pressure was reached. There are many methods to get a water cooling effect; the method for increasing an evaporating area by inserting cotton microfibers was introduced in this paper.

Figure 12 shows a photo of a hygroscopic test under the atmospheric pressure before it was installed into the enclosed tank. The wetted length to gravitational direction was about 135 mm by capillary attraction and cotton microfiber of 450 mm × 175 mm was used in the enclosed tank.

Table 2 represents the experimental parameters to investigate the cooling effects by increasing the evaporating area of the water surface in the enclosed tank.

The evaporating area ratio,  $A_r$ , was defined as the ratio of total evaporating surface and the circular area of the water surface. For example,  $A_r = 2.4$  means that the total evaporating area is 2.4 times greater than in Type4 where cotton was not inserted into the tank.

Figures 13~15 shows the temperature distributions of the enclosed tank and ejector water in  $A_r = 1, 1.6$  and 2.4. The temperature sensors T1 and T2 are immersed and the others are contacted with the air. The general temperature distributions present a similarity to Fig. 10 except in air side temperatures. These air side temperatures from T3 to T7 in Figs. 13~15 are lower than



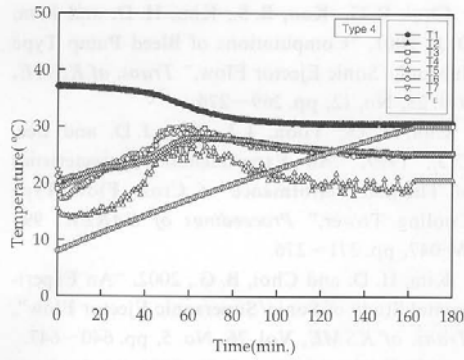


Fig. 13 Temperature distributions of enclosed tank and ejector in case of Type4

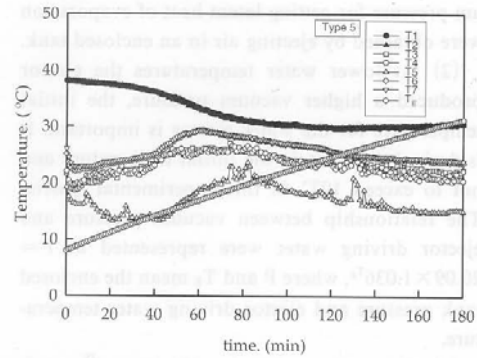


Fig. 14 Temperature distributions of enclosed tank and ejector in case of Type5

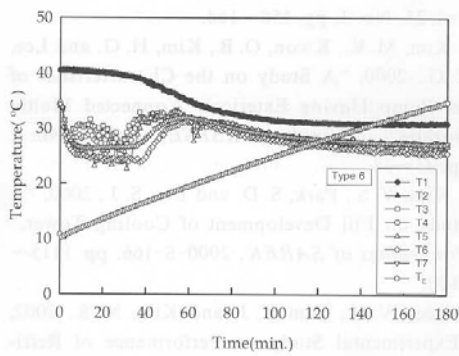


Fig. 15 Temperature distributions of enclosed tank and ejector in case of Type6

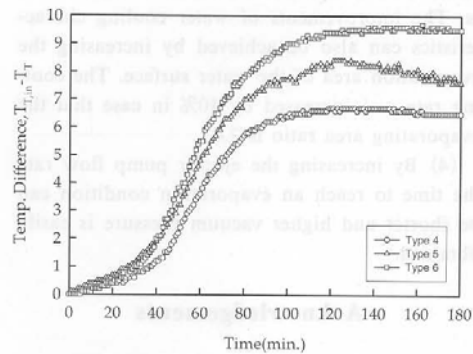


Fig. 16 Temperature difference distributions in enclosed tank

Fig. 10. More evaporated water is cooled by the heat exchanger in the air side. This evaporated water has a larger heat capacity than the case of Fig. 10, and the ejector water temperature had an almost linear increase because of frictional heat generated in the ejector water line.

Figure 16 shows the distributions of the temperature differences in the enclosed tank. The best water cooling effects were obtained in Type6. When the experimental time is 100 minutes, all of the cases have a stable and steady heat exchange. These results lead us to conclude that the improvements of the water cooling characteristics can be achieved by increasing water surface in the evaporation area.

#### 4. Conclusions

In this paper, we proposed a water cooling system by latent heat of evaporation. This system consists of the enclosed vacuum tank and water driven ejector system. From an experimental result, the conclusions are summarized as follows:

- (1) The water temperature being cooled in a present cooling tower system is about 37°C. To get an advanced cooling effect from this temperature, we introduced the forced evaporating system which operates under vacuum pressure.

In this paper, the cooling effects and the vacu-



um pressure for getting latent heat of evaporation were obtained by ejecting air in an enclosed tank.

(2) At lower water temperatures the ejector produced a higher vacuum pressure, the initial temperature for the water ejector is important. It is desired to maintain the initial temperature and not to exceed 10°C in this experimental system. The relationship between vacuum pressure and ejector driving water were represented as  $P = 20.09 \times 1.036^{T_E}$ , where P and  $T_E$  mean the enclosed tank pressure and ejector driving water temperature.

(3) Comparisons between the several experimental cases reveals that the air side condensing in the enclosed tank is more important to the water cooling characteristics than the other factors. The improvements of water cooling characteristics can also be achieved by increasing the evaporation area of the water surface. The cooling rate was increased by 10% in case that the evaporating area ratio is 2.4.

(4) By increasing the ejector pump flow rate the time to reach an evaporation condition can be shorter and higher vacuum pressure is easily obtained.

### Acknowledgements

The research was funded by Korea Institute of Environmental Science and Technology under grant No. 2001-11203-3-0, and was supported by the Brain Korea 21 Project, NURI Project and Korea Sea Grant Program by Ministry of Marine Affairs & Fisheries.

### Reference

American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers, 1996, *Cooling Tower System and Equipment Handbook*, Chap. 36.

Choi, B. G., Koo, B. S., Kim, H. D. and Kim, D. J., 2001, "Computations of Bleed Pump Type Subsonic/Sonic Ejector Flow," *Trans. of KSME*, Vol. 25, No. 12, pp. 269~276.

Chu, K. D., Yoon, J. I., Kim J. D. and Lee, C. J., 1999, "An Experimental Characteristics of Thermal Performance of Cross Flow Type Cooling Tower," *Proceedings of SAREK*, 99-W-047, pp. 271~276.

Kim, H. D. and Choi, B. G., 2002, "An Experimental Study of Sonic/Supersonic Ejector Flow", *Trans. of KSME*, Vol. 26, No. 5, pp. 640~647.

Kim, K. K. and Choe, S. Y., 2001, "A Study on Thermal Characteristics of Low Temperature Vacuum Drying by Hot Water Temperature," *Journal of Korean Society of Marine Engineers*, Vol. 25, No. 3, pp. 158~164.

Kim, M. K., Kwon, O. B., Kim, H. G. and Lee, C. G., 2000, "A Study on the Characteristics of Jet Pump Having Exteriorly Connected Multi-Nozzles," *Journal of KSPSE*, Vol. 4, No. 1, pp. 33~38.

Kim, Y. S., Park, S. D. and Lee, S. J., 2000, "A Study on Fill Development of Cooling Tower," *Proceedings of SAREK*, 2000-S-166, pp. 1115~1120.

Lee, W. H., Kim Y. J. and Kim, M. S., 2002, "Experimental Study on Performance of Refrigeration System with an Ejector," *Int. Journal of Air-Conditioning and Refrigeration*, Vol. 10, No. 4, pp. 201~210.

Shimizu, Y., Nakamura, S., Suzuhara, S. and Kurata, S., 1987, "Studies of the Configuration and Performance of Annular type Jet Pumps," *ASME Journal of Fluids Engineering*, Vol. 109, pp. 205~212.

Society of Air-Conditioning and Refrigerating Engineers, Korea, 1987, *Handbook of Air-Conditioning, Refrigeration and Sanitary Engineering*, PartIII-174.

한국산학연 논문집 제5권 제3호

## Characteristics on the Thermal and Fluid Flow in an Inland Aquafarm

### 육상 수조식 양식장 내의 온도와 유체 유동 특성

김보한\*, 이상철\* (경상대학교 대학원)  
정효민\*\*, 정한식\*\* (경상대학교 기계항공공학부 · 해양산업연구소)

Bo-Han Kim\*, Sang-Chul Lee\*  
(Graduate School, Gyeongsang National Univ.)  
Han-Shik Chung\*\*, Hyo-Min Jeong\*\* (School of Mechanical & Aerospace  
Engineering · The Institute of Marine Industry, Gyeongsang National Univ.)



사단  
법인 산학연전국협의회

## Characteristics on the Thermal and Fluid Flow in an Inland Aquafarm

### 육상 수조식 양식장 내의 온도와 유체 유동 특성

김보한\*, 이상철\*(경상대학교 대학원)

정효민\*\*, 정한식\*\*(경상대학교 기계항공공학부·해양산업연구소)

Bo-Han Kim\*, Sang-Chul Lee\*(Graduate School, Gyeongsang National Univ.)

Han-Shik Chung\*\*, Hyo-Min Jeong\*\*(School of Mechanical & Aerospace  
Engineering · The Institute of Marine Industry, Gyeongsang National Univ.)

#### Abstract

The aquaculture tank is used for fish breeding by using sea water. This aquaculture system is free from the marine pollutions and outside sea water conditions. But a land aquaculture tank needs larger space and more equipment for circulating sea water. The design of land aquaculture tank is very important for the fish growth. Therefore, the water circulator system influences to the water temperature and velocity of flow in a land aquaculture tank. There are many kinds of the aquarium tanks, the general type has circle or rectangular shape which is rounded at the four corners. But the optimum design of aquarium researches seems to be lacking at the view of engineering.

In this study, we adopt the rectangular shape with round off corner type. The PIV is adopted to study the basic flow characteristics of experimental model. This paper is intended as an investigation of the flow characteristics in aquarium tank, and we could obtain the flow pattern and velocity distributions.

**Key Words** : PIV(Particle Image Velocimetry), Standard  $k-\epsilon$  turbulence model, FVM(Finite Volume Method).

#### 1. INTRODUCTION

These days our coasts have been damaged by the polluted water resulting from the construction of industry on the sea shore, increasing population, and urbanization. As compared with the open sea, an inland sea has a higher pollution level because of

eutrophication, red tide and the later being surrounded by habitats or industries from all sides. The destruction of ecosystem has lent many problems to aquaculture that raises aquatic products for eating. The major environmental factors include water temperature, the amount of dissolved oxygen which is a function of the water temperature, salt,  $CO_2$ , ammonia, PH and amount of

nourished salt that are associated with the breeding of the aquaculture because imbalance in these may have effects on the growth of the creatures and lead to their serious diseases.

In the Korean aquaculture industry, lefteye flounder (*Paralichthys olivaceus*) and rock fish (*Sebastes schlegeli*) are preferred by fishermen on the grounds that the former is characterized by highly added value and better returns, and the latter has advantage of raising the creatures. Nowadays, inland aquafarm uses recirculated sea water. This implies that to help quickly grow and to be strong enough to get over diseases, the fishes need to have much of melted oxygen and hence better control and maintenance of optimum water temperature is necessary. Recirculated sea water cause many problems. The major problem with this process is increased cost of production associated with cooling down the hot water before recirculating it. Also improper cooling and imbalance in the water contents leads to various diseases to fish.

Several investigations of aquaculture in sea water have been reported. Kim(1997)<sup>[1]</sup> examined the marine pollutions in view of biology. This biological treatment has no problems in aquaculture industry because the aquarium tank is separated from the water pollution. Partridge(1989)<sup>[2]</sup> and Sannomiya (1987)<sup>[3]</sup> examined the swimming structure and behavior of fish in aquarium tank. Takaki et al.(1993)<sup>[4]</sup> considered the effect of the aquarium tank size and shape. Generally, the aquaculture equipment has two types of closed and open flow systems. Jeong et al.(1998)<sup>[5]</sup> reported the flow characteristic by comparing numerical analysis and flow visualization images. Mirashi et al. (1995)<sup>[6]</sup>

examined the effect of water current in the aquaculture environment of the seas. The closed type is the system which the sea water is recirculated again in the aquarium tank. The water in the case of the open flow system is discharged to the sea. Thus, the first system needs more expensive equipment, but this system can save the energy for heating needed by the aquarium tank water in winter season unlike in open systems where the incoming water has to be heated each time and the useful hot water discarded instead of recirculating it. Lee (1994)<sup>[7]</sup> carried out the experiment of a flow characteristics in the closed aquarium tank. In the design of an aquarium tank, what needs to be emphasized is the aquaculture environments, This means that the wrong design can cause the mass mortality of the breeding fish.

In this paper, we performed a numerical analysis for fluid flow characteristics in an inland aquafarm, and the numerical results are compared with the experimental results by visualization technique with PIV. This paper is intended as an investigation of the flow characteristics in an inland aquafarm, and we will concentrate on the temperature and velocity distributions.

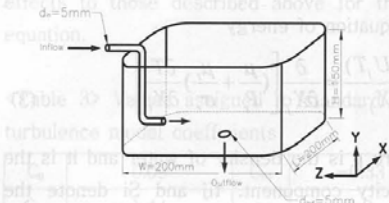
## 2. STUDY METHODS

### 2.1 Experimental Study

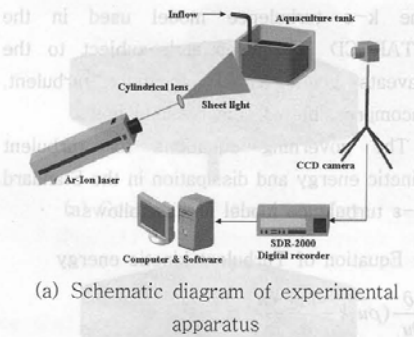
Fig. 1 shows the schematic diagram of the numerical analysis model. The geometry of an inland aquafarm model is  $W \times H \times L = 200\text{mm} \times 200\text{mm} \times 40\text{mm}$ . where L is the height of the water level in the model.

The height of the model is 150mm. This model consisted of one inlet and one outlet

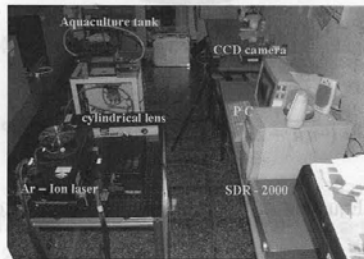
pipe with diameter  $d=5\text{mm}$ . The height of the inlet pipe to the model aquafarm is 35mm. The dimensions of an actual aquafarm is  $5\text{m}\times 5\text{m}\times 1.1\text{--}1.3\text{m}$  where 1.1–1.3m is the height of water level in the actual aquafarm. The height of the actual aquafarm tank is 3.75–4m. It can be seen that our model has been scaled down from the original model by 25 times.



<Fig. 1> Schematic diagram for numerical model



(a) Schematic diagram of experimental apparatus



(b) Photograph of experimental apparatus

<Fig. 2> Schematic diagram and Photograph

Fig. 2(a) and (b) shows the schematic diagram and photograph of the experimental apparatus. The experimental test model has a rectangular type top opening which has rounded four corner. The top surface is opened with an outside temperature of  $10^\circ\text{C}$ . The working fluid used by water at  $20^\circ\text{C}$  and the incoming flow rate was set to  $\text{Re}=2.12\times 10^3$ . The bottom and side walls were covered with black paint to achieve good particle image by CCD camera. The laser source was an Argon-Ion laser with 490mW.

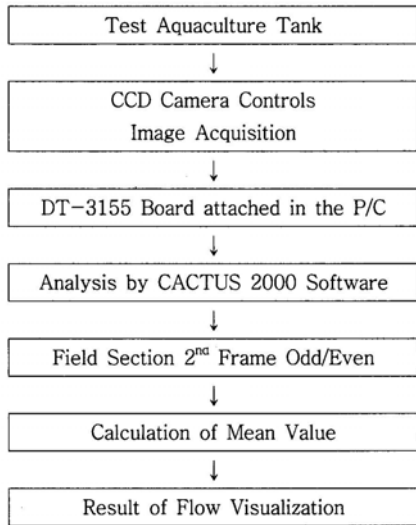
Table 1 shows the apparatus used in the present experimental study. The particle tracers are PVC(Poly Vinyl Chloride) whose average diameter is  $200\mu\text{m}$ . The CCD camera, model CV-M50, was used for image capturing. The number of images is 200 frames to get an average image. The cross-correlation algorithm was adopted to calculate the coefficients from two consecutive images. 200 consecutive image frames were captured successively and digitized with a frame grabber into arrays of  $640\times 480$  pixels.

<Table 1> Experimental conditions for PIV measurement

Item	Specification
Image grabber	DT3155(640×480 pixel, B & W)
Light source	750mW, Ar-Ion Laser
Particle seed	PVC(Poly Vinyl Chloride : 200 $\mu\text{m}$ )
Working fluid	Water (20 $^\circ\text{C}$ )
Sheet light	Cylindrical Lens
Image recorder	SDR-2000
Computer	Intel Pentium III PC(800MHz)
Frame number for time-averaged	200 Frames
Identification	Two-Frame Gray-Level Cross Correlation Algorithm

## 2.2 Numerical Analysis

<Table 2> Flow chart of PIV processing



Three-dimensional incompressible steady-state (water pumped in = water taken out through the withdrawal pipe) Navier-Stokes equations were used to predict the internal flow and heat transfer characteristics. The standard k-ε turbulence model is generally used in the analysis of a turbulent flow field. The SIMPLE (Semi-Implicit Method for Pressure-Linked Equations) solution algorithm for correcting the pressure field was used, as explained in Parankar(1980).

This is mainly suitable for steady state flows and is stable for undistorted grid systems. Its virtue is that it is computationally efficient, generally requiring less CPU effort per iteration than other more hybrid schemes. At high Reynolds numbers the accuracy of the spatial discretion of convective fluxes is a determining factor for both calculation accuracy and stability.

The continuity and momentum equations can be described in Cartesian tensor notation as follows:

- Equation of continuity

$$\frac{\partial}{\partial X_j}(\rho u_j) = 0 \quad (1)$$

- Equation of momentum

$$\frac{\partial}{\partial X_j}(\rho u_j u_i - \tau_{ij}) = \frac{\partial P}{\partial x_i} + S_i \quad (2)$$

- Equation of energy

$$\frac{\partial(\rho U_j T)}{\partial X_j} = \frac{\partial}{\partial X_j} \left[ \left( \frac{\mu}{P_r} + \frac{\mu_t}{\sigma_r} \right) \frac{\partial T}{\partial X_i} \right] \quad (3)$$

where ρ is the density of water and it is the velocity component. τ<sub>ij</sub> and S<sub>i</sub> denote the component of the stress tensor and momentum source respectively.

The particular high Reynolds number form the k-ε turbulence model used in the STAR-CD is 'appropriate', subject to the caveats given earlier, to fully turbulent, incompressible or compressible flows.

The governing equations for turbulent kinetic energy and dissipation in the Standard k-ε turbulence model are as follows :

- Equation of Turbulent kinetic energy

$$\frac{\partial}{\partial u_j}(\rho \bar{u}_j k - \frac{\mu_{eff}}{\sigma_k} \frac{\partial k}{\partial x_j}) = \mu_t(P + P_B) - \rho \epsilon - \frac{2}{3}(\mu_t \frac{\partial u_i}{\partial x_i} + \rho k) \frac{\partial u_i}{\partial x_i} + P_{NL} \quad (4)$$

where,

$$P_{NL} = (-\overline{u_i u_j} - 2s_{ij}) \frac{\partial u_i}{\partial x_j}$$

- Equation of Turbulence dissipation rate

$$\frac{\partial}{\partial x_j}(\rho \bar{u}_j \epsilon - \frac{\mu_{eff}}{\sigma_\epsilon} \frac{\partial \epsilon}{\partial x_j}) =$$

$$C_{\epsilon 1} \frac{\epsilon}{k} \left[ \mu_t (P + C_{\epsilon 3} P_B) - \frac{2}{3} (\mu_t \frac{\partial u_i}{\partial x_i} + \rho k) \frac{\partial u_i}{\partial x_i} \right] - C_{\epsilon 2} \rho \frac{\epsilon^2}{k} + C_{\epsilon 4} \rho \epsilon \frac{\partial u_i}{\partial x_i} + C_{\epsilon 1} \frac{\epsilon}{k} P_{NL} \quad (5)$$

where  $\sigma_\epsilon$ ,  $C_{\epsilon 1}$ ,  $C_{\epsilon 2}$ ,  $C_{\epsilon 3}$  and  $C_{\epsilon 4}$  are empirical coefficients whose values, taken from references, are given in Table-3. The right-hand side terms represent similar effects to those described above for the k equation.

<Table 3> Values assigned to standard k-ε turbulence model coefficients

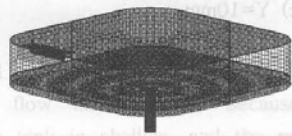
$C_\mu$	0.09	$C_{\epsilon 4}$	-0.33
$C_{\epsilon 1}$	1.44	$\sigma_k$	1.0
$C_{\epsilon 2}$	1.92	$\sigma_\epsilon$	1.22
$C_{\epsilon 3}$	0.0 or 1.0	$\sigma_\theta$	0.9

assumed to be 0, and turbulence intensity is set to 5% uniformly. The dynamic condition near the walls used wall function and adiabatic condition. The heat flux is set to  $-20W/m^2$ .

3D model calculation was performed using CATIA, and PRO-AM was used to create the lattice. The total number of lattices used for numerical modeling was 60,000. Actual calculation of the model used the common CFD code, STAR-CD ver-3.15A. Fig. 3(a) shows the measurement of inland aquafarm. The grid system of the numerical model is shown in Fig. 3(b). The calculation is repeated at steady state, and the iteration was assumed to be convergent when the residual value of the dependent variables was  $10^{-3}$  or less.



(a) Geometry of inland aquafarm



(b) Computational grid system of inland aquafarm

<Fig. 3> Geometry and grid system for numerical analysis

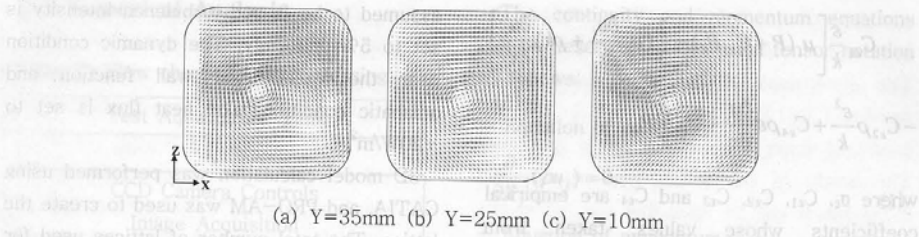
The incoming Reynolds number is set to  $2.12 \times 10^3$ . The incoming temperature and atmosphere temperature are set to 293K and 283K, respectively. The vertical velocity was

### 3. RESULTS AND DISCUSSIONS

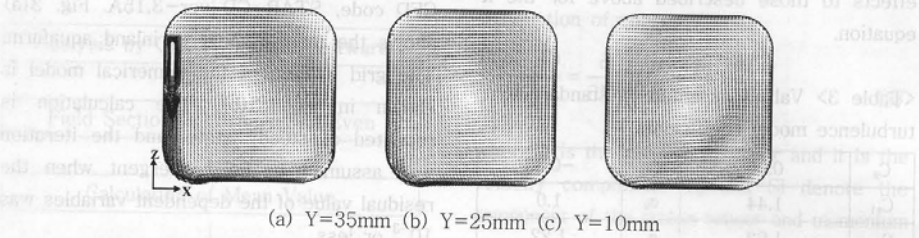
#### 3.1 Comparisons of the experimental and numerical results

The general breeding fish inhabit near the bottom of a land aquaculture tank. The velocity distributions near bottom wall were found by selecting horizontal planes at different depths from top. Fig. 4 and 5 represent the velocity vectors of the experiment and numerical results respectively. The experimental and numerical results are compared for velocity difference, according to different X-Z planes at  $Re=2.12 \times 10^3$ .

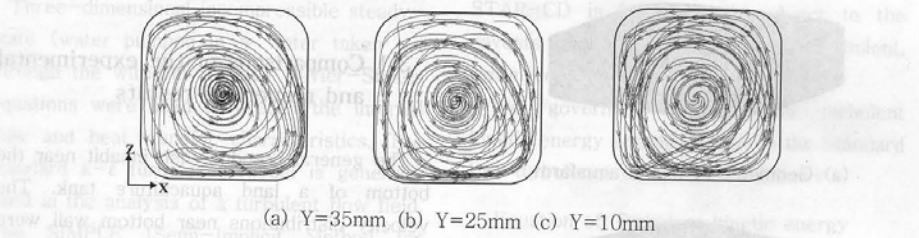
Fig. 4 shows the time-averaged velocity vectors of the experimental results. Aquarium tank height from bottom are set to 10mm, 25mm and 35mm. The entire flow has a swirling flow pattern. The unique flow pattern



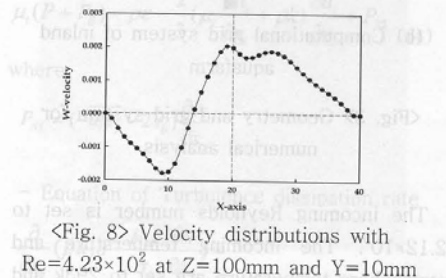
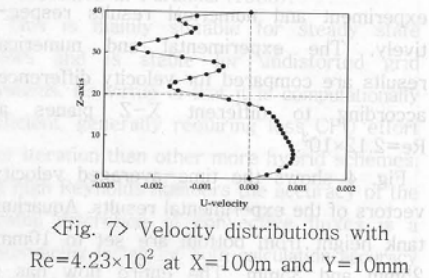
<Fig. 4> Distributions of Velocity vectors for experimental results(X-Z plane,  $Re=2.12 \times 10^3$ )



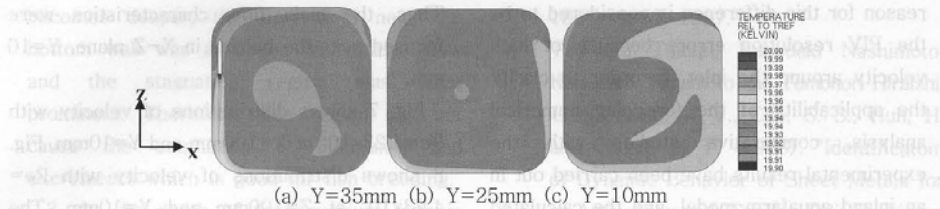
<Fig. 5> Distributions of Velocity vectors for numerical analysis(X-Z plane,  $Re=2.12 \times 10^3$ )



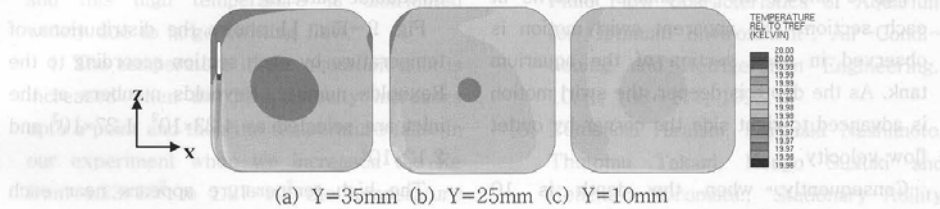
<Fig. 6> Streamline for numerical analysis(X-Z plane,  $Re=2.12 \times 10^3$ )



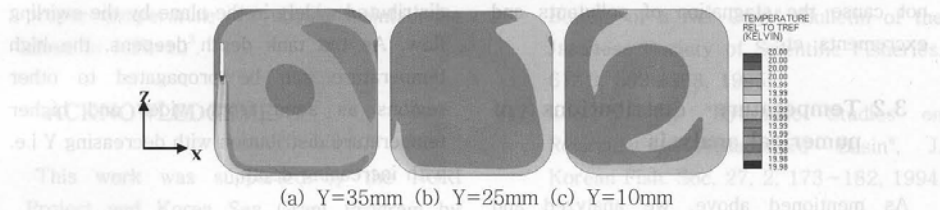




<Fig. 9> Temperature contours for numerical results(X-Z plane,  $Re=4.23 \times 10^2$ )



<Fig. 10> Temperature contours for numerical analysis(X-Z plane,  $Re=1.27 \times 10^3$ )



<Fig. 11> Temperature contours for numerical analysis(X-Z plane,  $Re=2.12 \times 10^3$ )

appeared at near center. Velocity magnitude of this flow is decreased because the aquarium tank is shallow, and the velocity magnitude of walls are decreased by friction. Fig 4(b) shows the stagnation region at the corner of the right side. This is because of the increased fluid velocity as the depth is decreased by X-Z plane at  $Re=2.12 \times 10^3$ . The stagnation region is the smallest near the bottom which implies fluid flow is more stable at the bottom.

As the aquarium tank is shallow, the

stagnation region is decreased to least area at the bottom of the aquarium tank.

Fig. 5 shows the time-averaged velocity vectors at the numerical analysis results. Fig. 5(a) shows that the velocity increases near the inlet as evident from the increased velocity vectors at  $Y=35\text{mm}$  near where the inlet is located. This is because the inlet velocity is streamed by a narrow pipe. Results of this section, the velocity values have some difference between the experiment and the numerical analysis results. The

reason for this difference is considered to be the PIV resolution errors because of high velocity around the inlet. In order to clarify the applicability of the foregoing numerical analysis, comparative studies with the experimental results have been carried out in an inland aquafarm model, and the calculated results had good agreements with the experiment.

Fig. 6 shows the streamline patterns at each section. The apparent swirl motion is observed in each section of the aquarium tank. As the depth is deeper, the swirl motion is advanced to right side the corner by outlet flow velocity.

Consequently, when the depth is 10 millimeters, the flow at near right hand side of the centre can not be shown as the stagnation region. Therefore, this region can not cause the stagnation of pollutants and excrements, etc..

### 3.2 Temperature distributions of numerical analysis

As mentioned above, we analyzed and verified the flow field in an inland aquafarm model. One of the main purposes of this study is to obtain the flow and temperature profile in the actual aquaculture tank. In the aquaculture industry, the optimum temperature for breeding fish is about 20°C in winter season. Thus, in this study, the size and temperature of the aquarium tank for calculation was set to the same conditions. In the case of an actual aquarium tank for breeding fish, the aquarium tank depth is not over 400 mm. Therefore, the aquaculture tank depth selected was between 10 to 35 mm. The costly breeding of fish in aquarium tanks is found to occur at near bottom of tank.

Thus, the main flow characteristics were focused near the bottom in X-Z plane, Y=10 mm.

Fig. 7 shows distributions of velocity with  $Re=4.23 \times 10^2$  at X=100mm and Y=10mm. Fig. 8 shows distributions of velocity with  $Re=4.23 \times 10^2$  at Z=100mm and Y=10mm. The counterclockwise rotation vortex was formulated at the center point on the same streamline pattern.

Fig. 9~Fig. 11 shows the distributions of temperature by each section according to the Reynolds number. Reynolds numbers at the inlet are selected as  $4.23 \times 10^2$ ,  $1.27 \times 10^3$  and  $2.12 \times 10^3$ .

The high temperature appears near each wall of the X-direction and Z-direction where the hot recirculated water enters the aquafarm, and this high temperature is distributed widely in the plane by the swirling flow. As the tank depth deepens, the high temperature can be propagated to other regions as seen from wider and higher temperature distribution with decreasing Y i.e. with increasing depth.

## 4. CONCLUSION

In order to verify the calculation code, the numerical analysis and experimental PIV data were compared in the aquaculture tank model. Based on this calculation code, the flow field in the aquaculture tank was carried out for various tank geometry. Some important results can be summarized as follows.

1. The comparative studies with experimental results have been carried out, and the calculated results had good agreements with the experiment.
2. When the depth of the aquarium tank

becomes deeper, the flow field near the bottom wall was advanced with stable flow and the stagnation region was least prominent. Therefore, this region can not cause the stagnation of pollutants and excrements which is good for fish breeding.

3. As the depth of the aquarium tank is deeper, the high temperature appeared near the wall in the X-direction and Z-direction, and this high temperature is distributed widely due to large swirling flow.

4. The temperature in the aquarium tank is increased when the inlet velocity increases upto a point and then the temperature falls. In our experiment when we increased the Re from  $4.23 \times 10^2$  to  $1.27 \times 10^3$  the temperature for a particular Y value increased and decreased as we further increased the Re from  $1.27 \times 10^3$  to  $2.12 \times 10^3$ . So to maintain proper temperature we should maintain Re close to  $1.27 \times 10^3$ .

#### ACKNOWLEDGEMENT

This work was supported by the NURI Project and Korea Sea Grant Program by Ministry of Marine Affairs & Fisheries. The authors gratefully appreciate the supports.

#### REFERENCES

- [1] Kim, H. G., "Recent Harmful Algal Blooms and Mitigation Strategies in Korea", *Ocean Research*, 19(2), 185~192, 1997.
- [2] Partridge, B. L., "The Structure and Function of Fish School", *Sci. Am.*, 246, 90~99, 1989.
- [3] Sannomiya, N. and Matuda, K., "Least Squares Estimation in Fish Behavior Model", *Bull. Japan. Soc. Sci. Fish.*, 53, 1951~1957, 1987.
- [4] Tsutomu Takagi, Kausuaki Nashimoto, Katsutaro Yamamoto and Tomonori Hiraishi, (1993) Kang, W. J., Cho, S. S., Huh, H. and Chung, D. T. (1998). "Identification of Dynamic Behavior of Sheet Metals for an Auto-body with Tension Split Hopkinson Bar", *SAE 981010*, 115~119.
- [5] Jeong, H. M. and Chung, H. S., "Study on Fluid Flow Characteristics of Aquarium for Optimum Environment", *Air-Conditioning and Refrigeration Engineering.*, 10, 1, 108~117, 1998.
- [6] Tomonori Hiraishi, Karsuaki Nashimoto, Thutomu Takagi, Kengo Suxuki and Keiichiro Moromatu., "Stationary Ability of Bastard Halibut *Paralichthys olivaceus* and Longsnout Flounder *Limanda punctatissima* Water Current at the Bottom of a Net Cage", *Bulletin of the Japanese Society of Scientific Fisheries*, 61, 3, 363~368, 1995.
- [7] Lee, J. S., "Hydraulic Studies on Recirculating Aquaculture Basin", *J. Korean Fish. Soc.*, 27, 2, 173~182, 1994.

한국산학연 논문집 제5권 제3호

## 스팀 구동식 에젝터를 이용한 냉각장치 개발

### Development of Cooling System by Steam Driven Ejector

김영근, 신유식\* (경상대학교 대학원)

이운환\*\* (백림정공)

정효민, 정한식\*\*\* (경상대학교 기계항공공학부 · 해양산업연구소)

Yeong-Geun Kim, You-Sik Shin\*

(Graduate School, Gyeongsang National Univ.)

Youn-Hwan Lee\*\* (Baekclim Precision Engineering Co.)

Hyo-Min Jeong, Han-Shik Chung\*\*\* (School of Mechanical & Aerospace  
Engineering · The Institute of Marine Industry, Gyeongsang National Univ.)



사단  
법인 산학연전국협의회

## 스팀 구동식 에젝터를 이용한 냉각장치 개발

# Development of Cooling System by Steam Driven Ejector

김영근, 신유식\* (경상대학교 대학원)

이훈환\*\* (백림정공)

정효민, 정한식\*\*\* (경상대학교 기계항공공학부 · 해양산업연구소)

Yeong-Geun Kim, You-Sik Shin\* (Graduate School, Gyeongsang National Univ.)

Youn-Hwan Lee\*\* (Baekclim Precision Engineering Co.)

Hyo-Min Jeong, Han-Shik Chung\*\*\* (School of Mechanical & Aerospace Engineering · The Institute of Marine Industry, Gyeongsang National Univ.)

### Abstract

This study performed of a water cooling system by using a steam ejector and jet condenser to drop the temperature of the water in aquafarm by about 5°C from 25°C or higher. In this research, to replace the present water cooling system, we focused on a water cooling system operated by latent heat of evaporation, thus this system needs a vacuum pressure to evaporate the water in enclosed tank. The water cooling effects are dependent on the vacuum pressure in the enclosed tank, and the cooling water is generated by evaporation. As the experimental results, the absolute vacuum pressure obtained was about 5~8 mmHg using a steam driven ejector with jet condenser.

**Key Words** : Steam driven ejector (스팀 구동 에젝터), Jet condenser (제트 콘덴서), Latent heat of evaporation (증발잠열).

### 1. 서 론

우리나라의 양식 산업에 있어서 광어나 조피볼락은 고급 어종으로 고수익을 올릴 수 있어 육상 양식장에서 많이 양식되고 있다. 육상 양식장에서 질병에 강하면서도 치어들을 빠르게 성장시키기 위해서는 각 어종에 따른 최적의 환경을 유지하여야 하며, 환경 요소들 중에 온도는 중요한 비중을 차지하고 있다. 그래서 육상 양식장에서는 온도를 제어하기 위한 냉·난방 설비가 요구된다. 육상 양식장에 관

한 선행 연구들을 살펴보면 먼저 Kim(1997)<sup>[1]</sup>은 생물학적 관점에서의 해양 오염에 대한 연구를 수행하였다. 육상 양식장의 수조는 해상 양식장에서 의 적조나 수질오염 등으로부터 분리되어 있기 때문에 육상 양식 산업에 대한 생물학적 대처는 문제 없다고 발표하였다.

Partridge(1989)<sup>[6]</sup>와 Sannomiya(1987)<sup>[5]</sup>는 어류의 유영 구조와 행동에 관해 연구하였으며, Takagi(1993)<sup>[2]</sup>는 수조 탱크의 크기와 형상에 대해 연구하였다. 일반적으로 육상 양식 설비는 해수를 순환시키는 타입(Open Type)과 순환시키지 않

는 타입(Closed Type)으로 나뉜다.

Jeong(1998)<sup>[1]</sup>은 육상 양식장 수조에 대한 수치해석과 유동가시화 실험을 하였으며, Hirashi(1995)<sup>[7]</sup>은 육상 양식 환경에서의 해수의 흐름에 대해 실험하였다. Closed Type은 해수가 수조 탱크 내부에서 계속 순환하는 시스템이며, Open Type의 경우 해수는 양식장 수조를 지나 다시 바다로 방출된다. 첫 번째 시스템은 고가의 설비를 필요로 하지만, 겨울철 동안 양식장 물의 가열 에너지를 아낄 수 있다.

Lee(1994)<sup>[4]</sup>는 폐수조에서의 유동 특성에 대해 연구하였으며, 양식장 수조의 디자인에 있어서 양식 환경의 중요성을 강조하였다. 이것은 잘못된 수조 디자인은 양식 어류의 집단 폐사를 야기할 수도 있다는 것을 의미한다.

양식장에서 양식 어류를 위한 많은 중요한 요인들이 존재한다. 몇몇 이런 요인들은 생물학적 요인 외에도 해수의 온도와 같은 것들이 있다. 좋은 품질의 어류를 양식하기 위해 특히 중요한 것은 최적 양식온도를 유지하는 것이다. 여름철 해수의 온도가 약 25°C 이상이 될 경우 어류의 성장 상태가 나빠지며, 질병이 퍼지게 된다.

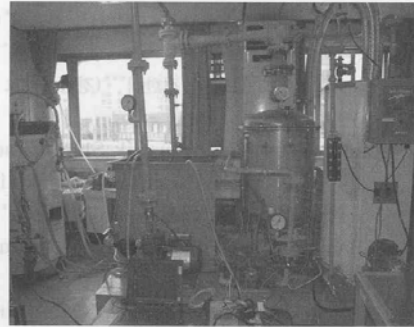
본 연구는 육상수조의 해수 온도를 25°C 또는 그 이상의 온도로부터 약 5°C 정도 떨어뜨리기 위해 스팀에젝터를 이용한 해수 냉각 시스템에 관한 연구를 수행하였다. 현재의 냉각 시스템을 대체하기 위해 본 연구는 밀폐 탱크 내부에서 물의 진공 증발을 이용한 증발잠열에 초점을 두었다. 물의 냉각 효과는 밀폐 탱크의 진공도에 의존하며 냉각수는 증발작용에 의해 발생된다.

## 2. 실험 장치 및 방법

### 2.1 실험 장치

Fig. 1은 본 실험장치의 사진을 나타낸다. 실험 장치는 제트 콘덴서와 이를 구동하기 위한 모터 그리고 물탱크, 스팀 에젝터와 이를 구동하기 위한 스팀 보일러, 진공 탱크, 보일러, 데이터를 취득하기 위한 데이터 로그, 데이터를 저장하기 위한 PC로

구성되어져 있다. 실험 장치는 물탱크의 물이 모터에 의해 제트 콘덴서를 통과한 후 외부로 배출되며, 스팀 보일러에서 생성된 스팀은 스팀 에젝터를 통과한 후 제트 콘덴서를 거쳐 외부로 배출되는 시스템으로 이루어져 있다.



<Fig. 1> Photograph of experimental setup

### 2.2 실험 방법

시스템 각부의 온도측정은 RTD-Type 열전대를 사용하였으며, 측정지점은 진공 탱크 내부 6곳, 진공 탱크 내부의 열교환기 입 출구 온도로서 총 8 곳을 측정하였다. 실험 변수로는 진공 탱크 내부의 수위와, 진공 탱크 내부의 열교환기의 유량을 변수로 두었다. Table 1은 본 실험의 실험 조건을 나타낸 표로서 진공 탱크 내부의 수위를 0ℓ, 50ℓ, 100ℓ, 150ℓ로 변화를 주었으며, 각각의 수위에 대하여 열교환기의 유량은 0ℓ/min, 4.5ℓ/min, 4ℓ/min로 주었다. 따라서 총 변수는 7개로 10가지의 실험을 진행하였다.

실험전 모든 온도는 거의 동일하게 유지하였으며, 스팀 에젝터는 진공 탱크 내부의 압력이 제트 콘덴서를 사용하여 60mmHg에 도달하였을 때 스팀 보일러의 밸브를 개방하여 작동하였다. 또한, 열교환기로 유입되는 물의 온도는 25°C를 유지하기 위해 보일러를 사용하여 제어하였다. 실험 시간은 물탱크의 물이 다 소진 될 때까지 하였으며, 물탱크에 유입되는 물의 양이 매일 일정하지 않아 각 실험마다 실험시간은 같지 않다.

<Table 1> 실험 조건

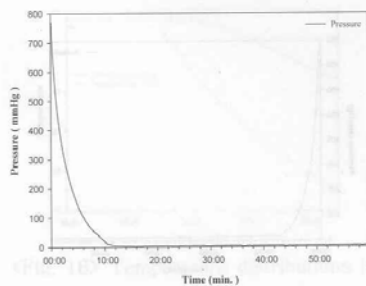
	진공 탱크 내부의 수위(ℓ)	열교환기의 유량(ℓ/min)
Type 1	0 ℓ	0 ℓ/min
Type 2	50 ℓ	0 ℓ/min
Type 3	100 ℓ	0 ℓ/min
Type 4	150 ℓ	0 ℓ/min
Type 5	50 ℓ	4 ℓ/min
Type 6	100 ℓ	4 ℓ/min
Type 7	150 ℓ	4 ℓ/min
Type 8	50 ℓ	4.5 ℓ/min
Type 9	100 ℓ	4.5 ℓ/min
Type 10	150 ℓ	4.5 ℓ/min

### 3. 결과 및 고찰

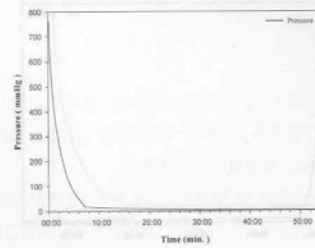
Fig. 2, 3, 5, 7은 Type 1, 2, 3, 4일 때의 진공 탱크 내부의 압력을 나타내고 있다.

실험 시작 15~20분 경과후 압력은 거의 정상 상태에 도달하였으며, 압력 값은 5~8mmHg.abs 정도였다.

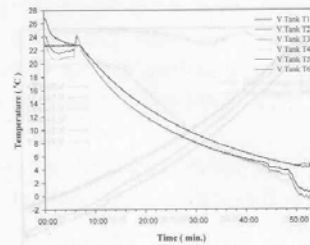
Fig. 4, 6, 8은 Type 2, 3, 4 일때의 진공 탱크 내부의 온도 분포를 나타내고 있다. 각각의 타입에서  $\Delta T$ 는 약 10℃ 정도였으며, 온도 압력에 관한 실험 그래프를 통해 이 시스템이 타당함을 알 수 있다.



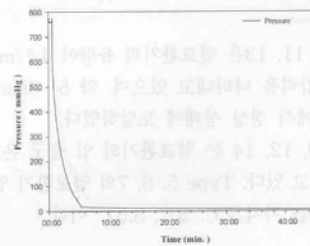
<Fig. 2> Vacuum pressure of Type 1



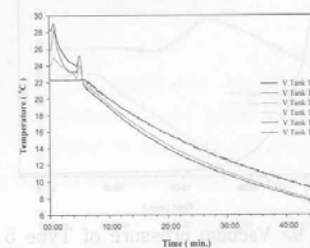
<Fig. 3> Vacuum pressure of Type 2



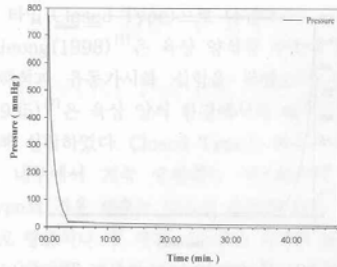
<Fig. 4> Temperature distributions in enclosed tank of Type 2



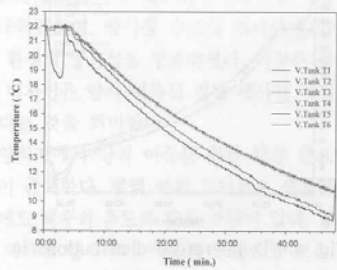
<Fig. 5> Vacuum pressure of Type 3



<Fig. 6> Temperature distributions in enclosed tank of Type 3



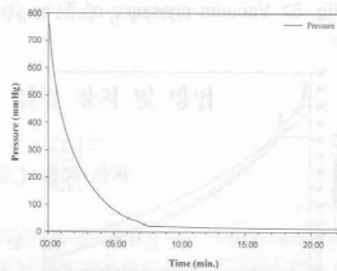
<Fig. 7> Vacuum pressure of Type 4



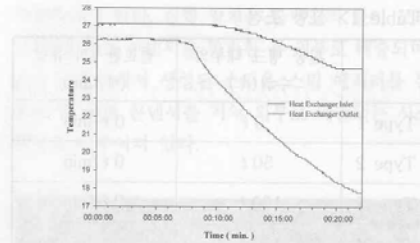
<Fig. 8> Temperature distributions in enclosed tank of Type 4

Fig. 9, 11, 13은 열교환기의 유량이 4 l/min일 때 진공 압력을 나타내고 있으며, 약 5~8mmHg. abs 정도에서 정상 상태에 도달하였다.

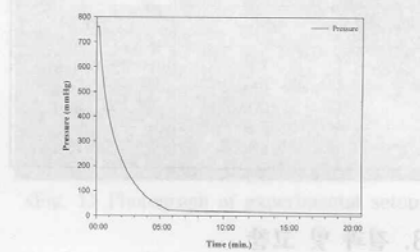
Fig. 10, 12, 14는 열교환기의 입 출구 온도차를 나타내고 있다. Type 5, 6, 7의 열교환기 입 출구 온도차는 각각 7°C, 5°C, 5.5°C 이다.



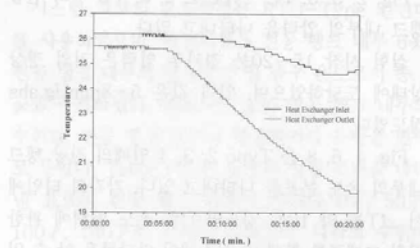
<Fig. 9> Vacuum pressure of Type 5



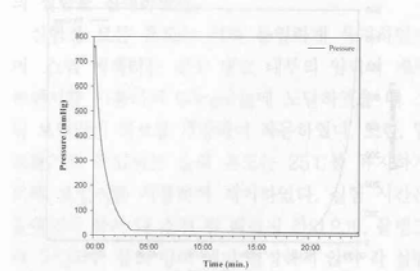
<Fig. 10> Temperature distributions in enclosed tank of Type 5



<Fig. 11> Vacuum pressure of Type 6

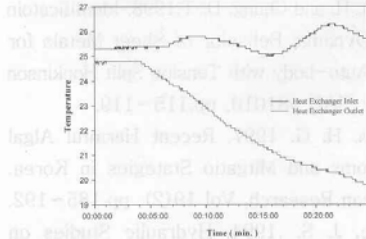


<Fig. 12> Temperature distributions in enclosed tank of Type 6



<Fig. 13> Vacuum pressure of Type 7

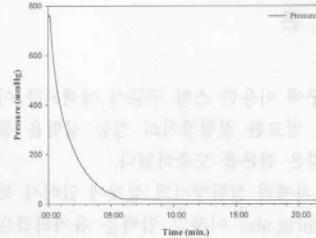




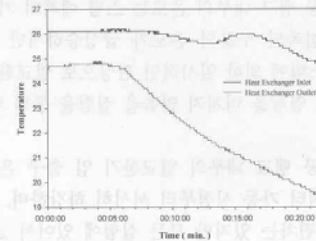
<Fig. 14> Temperature distributions in enclosed tank of Type 7

Fig. 15, 17, 19는 열교환기의 유량이 4.5 l/min일 때 진공 압력을 나타내며, 약 5~8 mmHg. abs 정도에서 정상 상태에 도달하였다.

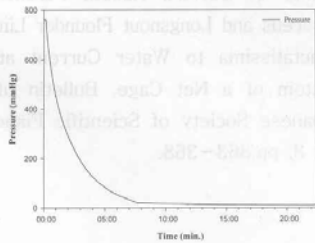
Fig. 16, 18, 20은 열교환기 입출구 온도를 나타내고 있으며, Type 8, 9, 10의 열교환기 입 출구 온도차는 각각 5.5°C, 5.5°C, 5.5°C이다. 열교환기의 유량이 4 l/min, 4.5 l/min일 때 열교환기 입 출구 온도 그래프를 비교해 보면 유량이 적을수록 온도차는 더 크게 나타남을 알 수 있다.



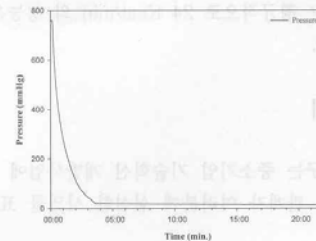
<Fig. 17> Vacuum pressure of Type 9



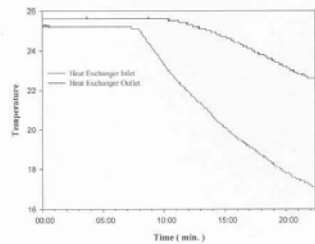
<Fig. 18> Temperature distributions in enclosed tank of Type 9



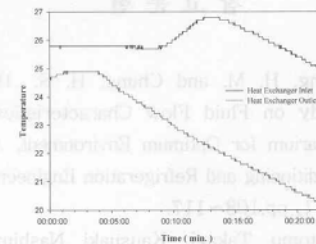
<Fig. 15> Vacuum pressure of Type 8



<Fig. 19> Vacuum pressure of Type 10



<Fig. 16> Temperature distributions in enclosed tank of Type 8



<Fig. 20> Temperature distributions in enclosed tank of Type 10

#### 4. 결 론

본 연구에 이용한 스팀 구동식 에젝터를 이용한 냉각기용 열교환 실험장치의 성능 실험을 통하여 다음과 같은 결론을 도출하였다.

1) 본 과제의 실험장치의 설계에 있어서 목표치인 20mmHg.abs 이하의 압력을 유지하였으므로 제트 콘덴서와 스팀 에젝터의 설계가 적합함을 실험을 통해 알 수 있었다.

2) 진공 탱크 내부의 온도는 스팀 에젝터 가동시 공기와 접촉된 부분의 온도가 급상승하지만 이는 고온의 스팀에 의한 일시적인 현상으로 열교환기의 성능에는 영향을 미치지 않음을 실험을 통해 알 수 있었다.

3) 진공 탱크 내부의 열교환기 입 출구 온도는 스팀 에젝터 가동 시점부터 서서히 하강하며, 조건에 따라 편차는 있지만 모든 실험에 있어서  $\Delta T = 5^{\circ}\text{C}$  이상의 성능을 보였다.

4) 열교환 양에 있어서 최고의 성능을 나타낸 것은 Type 5의 경우로 27 Kcal/min 였으나 나머지의 경우는 평균적으로 24 Kcal/min 의 성능을 나타내었다.

#### 후 기

본 연구는 중소기업 기술혁신 개발사업에 의한 것으로서 관계자 여러분께 심심한 사의를 표합니다.

#### 참 고 문 헌

[1] Jeong, H. M. and Chung, H. S., 1998, Study on Fluid Flow Characteristics of Aquarium for Optimum Environment, Air-Conditioning and Refrigeration Engineering., 10, 1, pp.108~117.

[2] Tsutomu Takagi, Kausuaki Nashimoto, Katsutarō Yamamoto and Tomonori Hiraishi 1993, Kang, W. J., Cho, S. S.,

Huh, H. and Chung, D. T. 1998, Identificatoin of Dynamic Behavior of Sheet Metals for an Auto-body with Tension Split Hopkinson Bar, SAE 981010, pp.115~119.

[3] Kim, H. G. 1997. Recent Harmful Algal Blooms and Mitgatio Strategies in Korea. Ocean Research, Vol 19(2), pp.185~192.

[4] Lee, J. S. ,1994, Hydraulic Studies on Recirculating Aquaculture Basin, J. Korean Fish. Soc, 27, 2, pp.173~182.

[5] Sannomiya, N. and Matuda, K.,1987, Least Squares Estmation in Fish Behavior Model, Bull. Japan. Soc. Sci. Fish., 53, pp.1951~1957.

[6] Partridge, B. L., 1989, The Structure ad Function of Fish School, Sci. Am., 246, pp.90~99.

[7] Tomonori Hiraishi, Karsuaki Nashimoto, Thutomu Takagi, Kengo Suxuki and Keiichiro Moromatu, 1995, Stationary Ability of Bastard Halibut Paralichthys olivaceus and Longsnout Flounder Limanda punctatissima to Water Current at the Bottom of a Net Cage, Bulletin of the Japanese Society of Scientific Fisheries, 61, 3, pp.363~368.



## 스팀 에젝터에 의한 강제 증발 방식의 냉각 특성에 관한 연구 Study on Cooling Characteristics of Forced Evaporation by using Steam Ejector

손호재 · 정효민 · 이윤환 · 김영근

H. J. Son, H. M. Jeong, Y. H. Lee and Y. G. Kim

**Key Words** : Steam driven ejector(스팀 구동 에젝터), Jet condenser(제트 콘덴서), Latent heat of evaporation(증발잠열)

**Abstract** : This study shows a water cooling system by using a steam ejector and jet condenser to drop the temperature of the water by about 5°C from 25°C or higher. In this research, to replace the present water cooling system, we focused on a water cooling system by latent heat of evaporation, thus this system needs a vacuum pressure to evaporate the water in enclosed tank. The water cooling effects are depended on the vacuum pressure in the enclosed tank, and the cooling water is generated by latent head of evaporation. As the experimental results, the absolute vacuum pressure obtained was about 5~8 mmHg using a steam driven ejector with jet condenser.

### 1. 서 론

우리나라의 양식 산업에 있어서 광어나 조피볼락은 고급 어종으로 고수익을 올릴 수 있어 육상 양식장에서 많이 양식되고 있다. 육상 양식장에서 질병에 강하면서도 치어들을 빠르게 성장시키기 위해서는 각 어종에 따른 최적의 환경을 유지하여야 하며, 환경 요소들 중에 온도는 중요한 비중을 차지하고 있다. 그래서 육상 양식장에서는 온도를 제어하기 위한 냉·난방 설비가 요구된다. 일반적으로 육상 양식 설비는 해수를 순환시키는 타입(Open Type)과 순환시키지 않는 타입(Closed Type)으로 나뉜다. Closed Type은 해수가 수조 탱크 내부에서 계속 순환하는 시스템이며, Open Type의 경우 해수는 양식장 수조를 지나 다시 바다로 방출된다. 첫 번째 시스템은 고가의 설비를 필요로 하지만, 겨울철 동안 양식장 물의 가열 에너지를 절약할 수 있다.

양식장에서 양식 어류를 위한 많은 중요한 요인들이 존재한다. 몇몇 이런 요인들은 생물학적 요인

외에도 해수의 온도와 같은 것들이 있다. 좋은 품질의 어류를 양식하기 위해 특히 중요한 것은 최적 양식온도를 유지하는 것이다. 여름철 해수의 온도가 약 25°C 이상이 될 경우 어류의 성장 상태가 나빠지며, 질병이 퍼지게 된다.

본 연구는 육상수조의 해수 온도를 25°C 또는 그 이상의 온도로부터 약 5°C 정도 떨어뜨리기 위해 스팀에젝터를 이용한 해수 냉각 시스템에 관한 연구를 수행하였다. 현재의 냉각 시스템을 대체하기 위해 본 연구는 밀폐 탱크 내부에서 물의 진공 증발을 이용한 증발잠열에 초점을 두었다. 물의 냉각 효과는 밀폐 탱크의 진공도에 의존하며 냉각수는 증발작용에 의해 발생된다.

### 2. 실험장치 및 방법

#### 2.1 실험 장치

Fig 1은 본 실험장치의 사진을 나타낸다. 실험 장치는 제트 콘덴서와 이를 구동하기 위한 모터 그리고 물탱크, 스팀 에젝터와 이를 구동하기 위한 스팀 보일러, 진공 탱크, 보일러, 데이터를 취득하기 위한 데이터 로그, 데이터를 저장하기 위한 PC로 구성되어 있다. 실험 장치는 물탱크의 물이 모터에 의해 제트 콘덴서를 통과한 후 외부로 배출되며, 스팀 보일러에서 생성된 스팀은 스팀 에젝터를 통과한 후

접수일 : 2006년 4월 8일  
정효민(책임저자) : 경상대학교 기계항공공학부 · 해양산업연구소  
E-mail : hmjeong@gnu.ac.kr Tel. 055-640-3184  
김영근, 이윤환 : 경상대학교 정밀기계공학과  
손호재 : 거제대학 메카트로닉스계열

제트 콘덴서를 거쳐 외부로 배출되는 시스템으로 이루어져 있다.

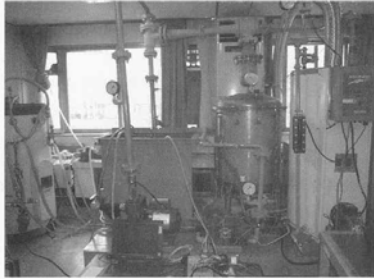


Fig. 1 Photograph of experimental setup

2.2 실험 방법

시스템 각부의 온도측정은 RTD-Type 열전대를 사용하였으며, 측정지점은 진공 탱크 내부 6곳, 진공 탱크 내부의 열교환기 입 출구 온도로서 총 8곳을 측정하였다. 실험 변수로는 진공 탱크 내부의 수위와, 진공 탱크 내부의 열교환기의 유량을 변수로 두었다. Table 1은 본 실험의 실험 조건을 나타낸 표로써 진공 탱크 내부 물의 량을 0ℓ, 50ℓ, 100ℓ, 150ℓ로 변화를 주었으며, 각각의 수위에 대하여 열교환기의 유량은 0ℓ/min, 4ℓ/min, 4.5ℓ/min. 로 주었다. 따라서 총 변수는 7개로 10가지의 실험을 진행하였다.

Table 1 실험 조건

	진공 탱크 내부 물의 량 (ℓ)	열교환기의 유량 (ℓ/min)
Type 1	0 ℓ	0 ℓ/min
Type 2	50 ℓ	0 ℓ/min
Type 3	100 ℓ	0 ℓ/min
Type 4	150 ℓ	0 ℓ/min
Type 5	50 ℓ	4 ℓ/min
Type 6	100 ℓ	4 ℓ/min
Type 7	150 ℓ	4 ℓ/min
Type 8	50 ℓ	4.5 ℓ/min
Type 9	100 ℓ	4.5 ℓ/min
Type 10	150 ℓ	4.5 ℓ/min

실험전 모든 온도는 거의 동일하게 유지하였으며, 스팀 에젝터는 진공 탱크 내부의 압력이 제트 콘덴서를 사용하여 60 mmHg에 도달하였을 때 스팀 보일러의 밸브를 개방하여 작동하였다. 또한, 열교환기로 유입되는 물의 온도는 25℃ 를 유지하기 위해 보

일러를 사용하여 제어하였다. 실험 시간은 물탱크의 물이 다 소진 될 때까지 하였으며, 물탱크에 유입되는 물의 양이 매일 일정하지 않아 각 실험마다 실험 시간은 같지 않다.

3. 결과 및 고찰

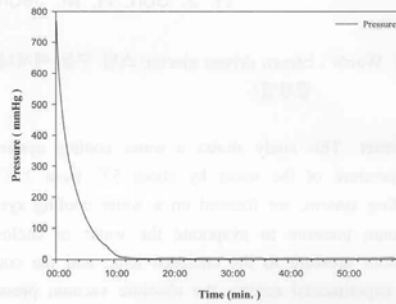


Fig 2. Vacuum pressure of Type1

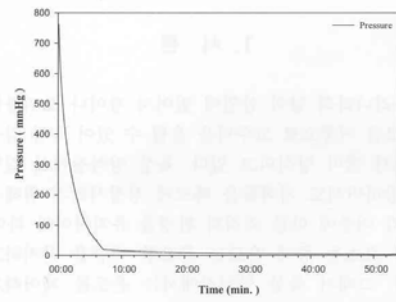


Fig 3. Vacuum pressure of Type2

Fig. 2, 3, 5, 7은 Type 1, 2, 3, 4일 때의 진공 탱크 내부의 압력을 나타내고 있다. 실험 시작 15~20분 경과후 압력은 거의 정상 상태에 도달하였으며, 압력 값은 5~8 mmHg.abs 정도였다. Fig. 4, 6, 8은 Type 2, 3, 4 일때의 진공 탱크 내부의 온도 분포를 나타내고 있다. Type 2에서는 탱크 내에서는 T5와 T6는 물에 잠긴 상태이며 나머지는 공기와 접촉하고 있다. 탱크 내부의 온도는 스팀 에젝터를 가동함과 동시에 공기와 접촉하고 있는 T1~T4는 온도가 조금 상승하다 서서히 하강하였으며 물에 잠겨있는 T5와 T6는 급격한 변화 없이 서서히 온도가 하강한 반면 T1~T4는 서서히 하강하다 약 48분경 급격히 하강하다 다시 상승하는 경향을 보였다. Type 3에서는 T1~T3는 공기와 접촉하고 있으

며 나머지는 물에 잠긴 상태이다. 탱크 내부의 온도는 스팀 에젝터를 가동하자 공기와 접촉한 T1~T3는 온도가 잠시 급상승후 서서히 하강하였으며 나머지 온도는 스팀 에젝터 가동후 서서히 하강하였다. Test 3에서는 앞 실험과는 달리 스팀 에젝터 가동후 모든 온도가 서서히 하강하는 경향만을 보였다.

Type 4에서는 T1 만이 공기와 접촉하며 나머지는 물에 잠겨 있는 상태이다. 스팀 에젝터를 가동후 공기와 접촉하고 있는 T1 만이 온도가 급상승후 서서히 하강하였으며 나머지 온도는 스팀 에젝터 가동후 서서히 하강하였다. 각각의 타입에서  $\Delta T$ 는 약  $10^{\circ}\text{C}$  정도였으며, 온도 압력에 관한 실험 그래프를

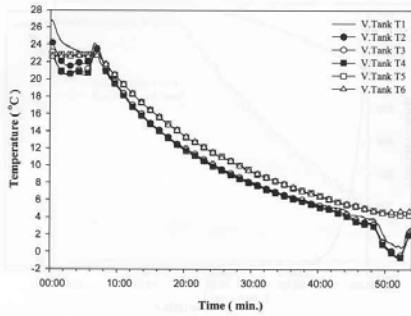


Fig 4. Temperature distributions in enclosed tank of Type2

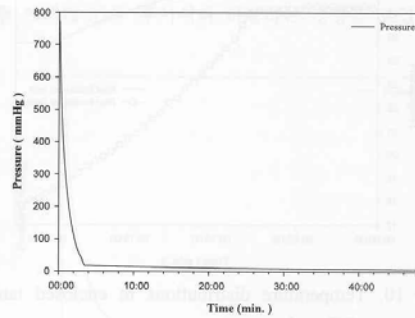


Fig 7. Vacuum pressure of Type4

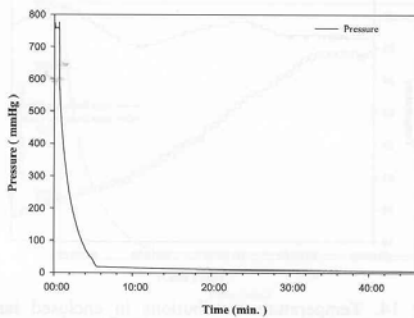


Fig 5. Vacuum pressure of Type3

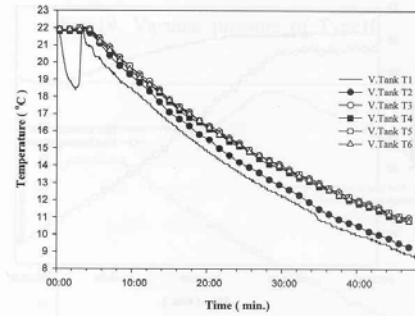


Fig 8. Temperature distributions in enclosed tank of Type4

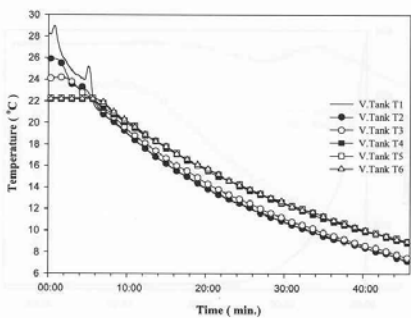


Fig 6. Temperature distributions in enclosed tank of Type3

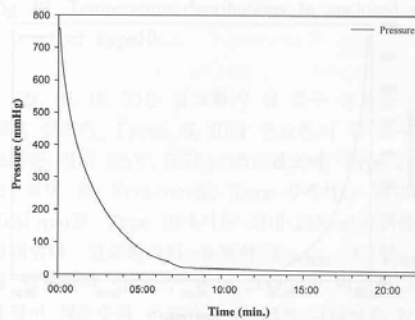


Fig 9. Vacuum pressure of Type5

통해 이 시스템이 타당함을 알 수 있다.

Fig. 9, 11, 13은 열교환기의 유량이 4 l/min 일 때 진공 압력을 나타내고 있으며, 약 5~8 mmHg.abs 정도에서 정상 상태에 도달하였다.

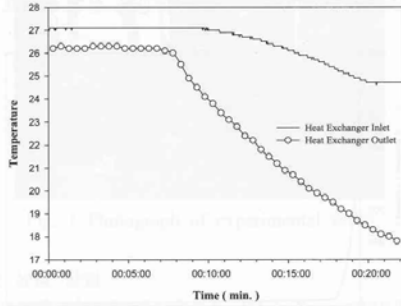


Fig 10. Temperature distributions in enclosed tank of Type5

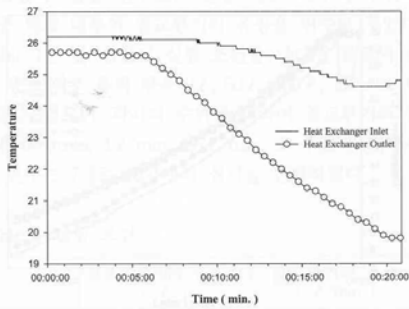


Fig 12. Temperature distributions in enclosed tank of Type6

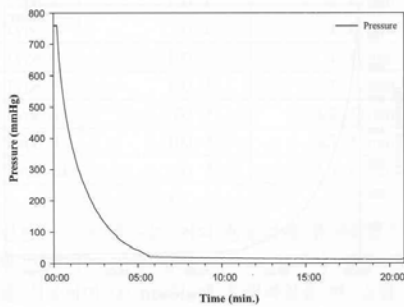


Fig 11. Vacuum pressure of Type6

Type 4,5,6 모두 탱크 내부의 온도는 스팀 에젝터 가동 후 공기와 접촉하고 있는 부분은 온도가 급격히 상승후 서서히 하강하였으며 물과 접촉하고 있는 부분은 서서히 하강하는 경향을 보였다. 열교환기의 출구온도 또한 스팀 에젝터 가동 후 서서히 하강하는 경향을 보였다.

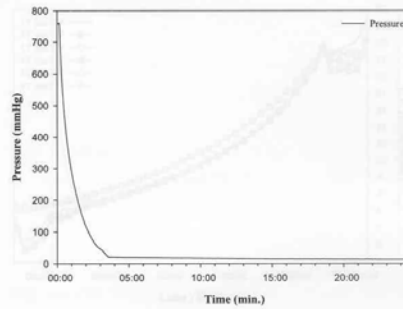


Fig 13. Vacuum pressure of Type7

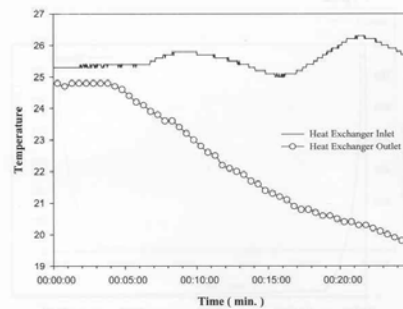


Fig 14. Temperature distributions in enclosed tank of Type7

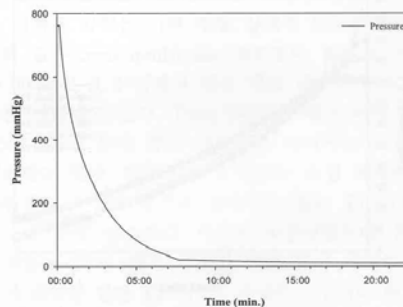


Fig 15. Vacuum pressure of Type8

Fig. 10, 12, 14는 열교환기의 입 출구 온도차를 나타내고 있다. Type 5, 6, 7의 열교환기 입 출구 온도차는 각각 7℃, 5℃, 5.5℃였으며, 열교환 양은 스티프 에세터 가동 후 서서히 증가하여 Type 5에서는 최대 27 Kcal/min를, Type 6에서는 22 Kcal/min를, Type 7에서는 24Kcal/min를 나타내었다.

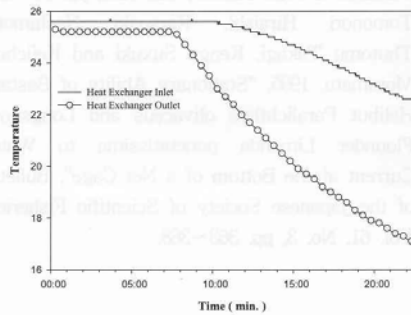


Fig 16. Temperature distributions in enclosed tank of Type8

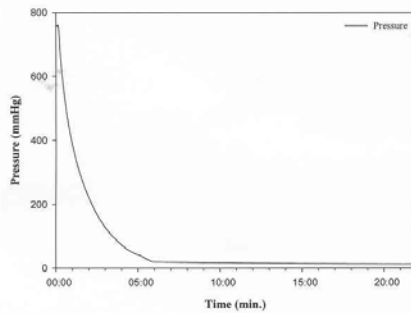


Fig 17. Vacuum pressure of Type9

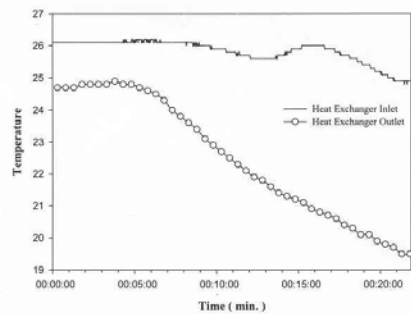


Fig 18. Temperature distributions in enclosed tank of Type9

Fig. 15, 17, 19 는 열교환기의 유량이 4.5 ℓ/min 일 때 진공 압력을 나타내며, 약 5~8mmHg.abs 정도에서 정상 상태에 도달하였다. Type 8,9,10 모두 탱크 내부의 온도는 스티프 에세터 가동 후 공기와 접촉하고 있는 부분은 온도가 급격히 상승후 서서히 하강하였으며 물과 접촉하고 있는 부분은 서서히 하강하는 경향을 보였다. 열교환기의 출구온도 또한 스티프 에세터 가동 후서서히 하강하는 경향을 보였다.

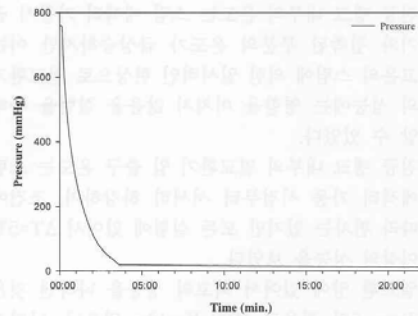


Fig 19. Vacuum pressure of Type10

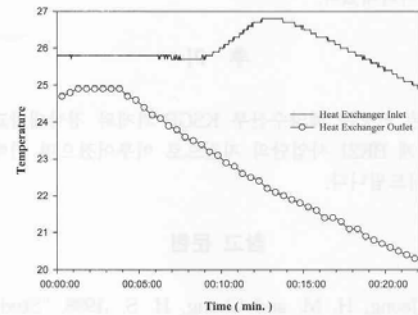


Fig 20. Temperature distributions in enclosed tank of Type10

Fig. 16, 18, 20은 열교환기 입 출구 온도를 나타내고 있으며, Type8, 9, 10의 열교환기 입 출구 온도차는 각각 5.5℃, 5.5℃, 5.5℃였으며, Type 8에서는 최대 24 Kcal/min를, Type 9에서는 최대 24 Kcal/min를, Type 10에서는 최대 21Kcal/min를 나타내었다. 열교환기의 유량이 4 ℓ/min, 4.5 ℓ/min일 때 열교환기 입 출구 온도 그래프를 비교해 보면 유량이 적을수록 온도차는 더 크게 나타남을 알 수 있다.



#### 4. 결 론

본 연구에 이용한 스팀 구동식 에젝터를 이용한 냉각기용 열교환 실험장치의 성능 실험을 통하여 다음과 같은 결론을 도출하였다.

- 1) 본 연구의 실험장치의 설계에 있어서 증발압력인 20 mmHg.abs 이하의 압력을 유지하였으므로 제트 콘덴서와 스팀 에젝터의 설계가 적합함을 실험을 통해 알 수 있었다.
- 2) 진공 탱크 내부의 온도는 스팀 에젝터 가동시 공기와 접촉된 부분의 온도가 급상승하지만 이는 고온의 스팀에 의한 일시적인 현상으로 열교환기의 성능에는 영향을 미치지 않음을 실험을 통해 알 수 있었다.
- 3) 진공 탱크 내부의 열교환기 입 출구 온도는 스팀 에젝터 가동 시점부터 서서히 하강하며, 조건에 따라 편차는 있지만 모든 실험에 있어서  $\Delta T=5^{\circ}\text{C}$  이상의 성능을 보였다.
- 4) 열교환 양에 있어서 최고의 성능을 나타낸 것은 Type 5의 경우로 1620 Kcal/hr 였으나, 나머지의 경우는 평균적으로 1440 Kcal/hr 의 성능을 나타내었다.

#### 후 기

본 연구는 해양수산부 KSGP 과제와 경상대학교 2단계 BK21 사업단의 지원으로 이루어졌으며 이에 감사드립니다.

#### 참고 문헌

1. Jeong, H. M. and Chung, H. S. ,1998, "Study on Fluid Flow Characteristics of Aquarium for Optimum Environment", Air-Conditioning and Refrigeration Engineering., Vol. 10, No. 1, pp. 108~117.
2. Kang, W. J., Cho, S. S., Huh, H. and Chung, D. T. 1998, "Identification of Dynamic Behavior of Sheet Metals for an Auto-body with Tension Split Hopkinson Bar", SAE 981010, pp115-119.
3. Kim, H. G. 1997, "Recent Harmful Algal Blooms and Mitgatio Stategies in Korea", Ocean Research, Vol. 19, No. 2, pp. 185~192.
4. Lee, J. S., 1994, "Hydraulic Studies on

Recirculating Aquaculture Basin", J. Korean Fish. Soc, Vol. 27, No. 2, pp. 173~182.

5. Sannomiya, N. and Matuda, K., 1987, "Least Squares Estimation in Fish Behavior Model", Bull. Japan. Soc. Sci. Fish., pp. 1951~1957.
6. Partridge, B. L., 1989, "The Structure ad Function of Fish School", Sci. Am., pp. 90~99.
7. Tomonori Hiraishi, Karsuaki Nashimoto, Thutomu Takagi, Kengo Suxuki and Keichiro Moromatu, 1995, "Stationary Ability of Bastard Halibut Paralichthys olivaceus and Longsnout Flounder Limanda punctatissima to Water Current at the Bottom of a Net Cage", Bulletin of the Japanese Society of Scientific Fisheries, Vol. 61, No. 3, pp. 363~368.

## PIV를 이용한 육상 수조식 양식장내의 유체 유동에 관한 연구

김보한\* · 공태우\* · 완다 알리 악바르\* · 서종수\* · 정한식\*\*

### Study on Fluid Flow in the Land Aquaculture Tank by Using PIV

Bo-Han Kim\*, Tae-Woo Kong\*, Wanda Ali Akbar\*, Jong-Soo Seo\* and Han-Shik Chung\*\*

#### ABSTRACT

The aquaculture tank is a place for fish breeding by using sea water. This aquaculture system is free from the marine pollutions and outside sea water conditions. However a land aquaculture tank needs larger space and more equipment for circulating sea water. The design of land aquaculture tank is very important for the fish growth. Therefore, the water circulator system influences to the water temperature and velocity of flow in a land aquaculture tank. There are many kinds of the aquarium tanks, the general type usually has circle or rectangular shape with rounded corners. But the optimum design of aquarium researches seems to be lack on the engineering point of view.

In this study, we adopt the rectangular shape with round off corner type. The PIV is adopted to investigate the basic flow characteristics of experimental model. This paper is intended as an investigation of the flow characteristics in aquarium tank, the flow pattern and velocity distributions could be obtained.

Key words: PIV(입자영상유속계), Land Aquaculture Tank(육상 수조식 양식장), Kinetic Energy(운동에너지)

#### 기호설명

$d$  : 직경  
 $X, Y, Z$  : 각 방향 길이  
 $x, y, z$  : 무차원 각 방향 길이  $L/X, H/Y, W/Z$   
 $H$  : Y-방향 길이(mm)  
 $L$  : X-방향 길이(mm)  
 $W$  : Z-방향 길이(mm)  
 $R_e$  : 레이놀즈수  
 $t$  : 두께  
 $X$  : 공간좌표

#### 하첨자

in : 입구  
out : 출구

#### 1. 서론

최근 우리나라의 바다는 임해공단의 건설과 도시의 발달, 인구의 증가로 육상 오폐수가 적지 않게 유입되고 있으며 매립과 간척, 해양투기, 잦은 기름유출 사고 등으로 인하여 연안의 바다는 점차 그 기능을 상실하고 있다. 외해에 비해 내해는 항만으로부터 오염의 정도가 점차 깊어지고 있고, 오염의 과부하로 주변 해역은 몸살을 앓고 있다.<sup>(1,2)</sup>

\* 경상대학교 대학원 정밀기계공학과  
\*\* 경상대학교 기계항공공학부 · 해양산업연구소

유용 수산생물을 길러서 수확하는 수산양식장은 연안 생태계의 파괴로 인해 적신호를 부르고 있으며 계속해서 환경요인들을 적절히 관리하여 현상을 극복해야하는 시점에 이르게 된 것이다. 양식장의 주요환경 요인으로서 온도, 용존산소, 염분, 이산화탄소, 암모니아, PH, 영양염류 등이 있고 어종별로 맞는 수심, 조석, 유속 등도 중요하다. 이러한 요소 중 어류 양식의 특성을 결정하는 가장 중요한 요인으로 대두된 수온은 계절변동의 심함으로 인해 어류에 있어서 성장이나 어병 등에 심각한 영향을 주고 있는 실정이다.<sup>(3)</sup>

한국 어류 양식의 주된 구도를 볼 때 양식 어업인이 선호하는 산업적 부가가치가 높고 자금회전율이 좋은 넙치와 기르기에 안정성이 있는 조피볼락이 주 생산 품목이다. 이들 생산품을 치어육성과 성어관리에 있어 질병이 강하고 보다 빠른 성장률을 보일 수 있게 하기 위해서는 풍부한 용존 산소량이 가장 필요로 하며<sup>(4)</sup> 이를 위해서는 많은 환경적 요인이 있겠지만, 그 중에서도 적절한 수온과 유속을 유지시켜 줌으로서 해결책을 마련할 수 있으리라 생각된다. 또한 육상수조에 있어 고부가가치를 창출해 낼 수 있는 어류 생산을 달성하기 위해서는 순환 여과 사육기술 개발에 의한 양식기술을 고도화시킬 필요가 있다. 특히 인위적으로 폐공간에 해수를 유입시켜 순환시키는 육상수조 양식장은 이들 문제점을 해결하는데 기본적인 방안을 강구할 수 있는 특성을 갖추고 있으며, 잘못된 설계는 어류에 큰 영향을 미치게 되어 생산비를 증가시키는 요인으로 남게 된다.<sup>(5,6,7,8)</sup>

따라서 본 연구에서는 쾌적한 환경을 제공하여 어류 성장에 기여하고자 한다. 이를 위하여 열 유체 공학적인 측면에서 실험적 연구를 통하여 육상수조식 양식장 내의 양식장 환경을 개선하고자 하는 데 목적이 있다.

## 2. 실험 및 방법

### 2.1 실험장치

Fig. 1의 (a)는 실제 육상 양식장이다. 크기는

가로, 세로가 5m이며 높이가 1.5m로 되어 있고 물은 평균 1m를 사용하고 있다. (b)는 수조내의 유동패턴을 조사하기 위해 실제 육상 양식장을 1/25로 상사하여 모델을 설정하였다. 모델 수조의 크기는 가로(L), 세로(W)가 200mm이고 높이(H)를 150mm로 제작하였다. 또한 작동유체가 유입되는 입구와 유출되는 출구는 각각 하나씩이며 직경을 5mm로 하였고 수조에 물을 40mm로 채웠다. 본 실험을 위해 유입수의 Re값을  $4.23 \times 10^2$ ,  $1.27 \times 10^3$ ,  $2.12 \times 10^3$  로 하였으며 유입된 물이 출구로 흘러나가서 재유입 되는 폐회로로 구성하였다. Re값  $4.23 \times 10^2$ 의 실제 속도는 0.083m/s 이다.

Fig. 2는 수조내의 유동패턴을 가시화하기 위한 실험장치의 실제 전경 사진이며, Fig. 3은 개략도를 나타내고 있다.

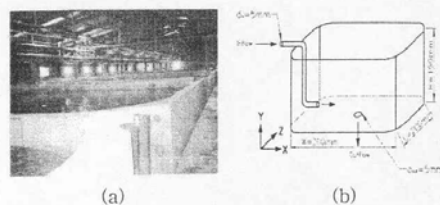


Fig. 1. Photograph of aquaculture tank and Schematic diagram of experimental model

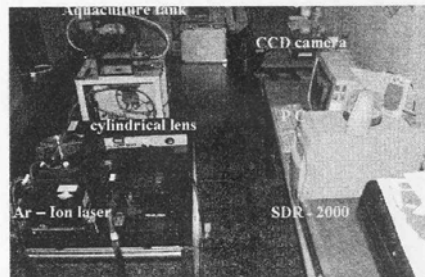


Fig. 2. Photograph of experimental apparatus.

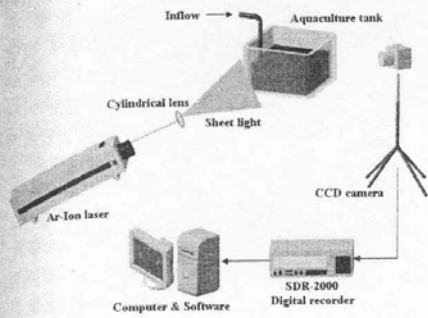


Fig. 3. Schematic diagram of experimental apparatus.

### 2.2 실험방법

아크릴로 제작된 수조(200x200x150)에 물을 40mm로 채운 후 펌프를 이용하여 유동장을 형성하였다. 작동유체는 20℃의 시수를 사용하였다. 유체유동 순환을 위하여 펌프를 사용하였다. 실험 장치는 폐회로로 구성하였으며 유입수의 유량은 면적식 유량계(Variable area flow meter)를 이용하여 유량 조절밸브로 조절하였다.

Table 1. Experimental conditions for PIV measurement.

Item	Specification
Image grabber	DT3155(640×480, B & W)
Light source	490mW, Ar-Ion Laser
Particle seed	PVC(Poly Vinyl Chloride:200 $\mu$ m)
Working fluid	Water(20℃)
Sheet light	Cylindrical Lens, $t=2.4\pm 5\%$ (mm)
Image recorder	SDR-2000
Computer	Intel Pentium III PC(800MHz)
Frame number for time-averaged	200 Frames
Identification	Two Frame Gray-Level Cross Correlation Algorithm

유동가시화를 위해 사용된 입자는 중합도 약 1020이고 직경이 200 $\mu$ m 전후의 PVC(Poly Vinyl Chloride) 백색 구형입자를 사용하였다. 그리고 조명장치로는 490mW상태에서 연속광 Ar-Ion laser (MELLES GRIOT사의 Model 543-MA-A03), 파장( $\lambda$ )은 초록색 457-514nm를 사용하였다. 유동장에 조사되는 빔의 직경은 1.20 $\pm$ 5%(mm)이며 실린더형 렌즈로 1차원으로 초점화 된 빔을 확산시키는 방식으로 2차원 평면광(Sheet light)을 형성한 후 두께 2.4 $\pm$ 5%(mm)의 평면조명으로 만들었다. 광원으로 측정영역에 sheet light를 형성하면 산란광이 발생하므로 이를 최소화하기 위해 측정영역의 나머지 부분은 검은색 시트지를 사용하여 반사광성분을 최소화하였으며 실험 모델 외부에 하나의 수조를 추가적으로 설치하여 광원이 촬영영역에 고르게 형성될 수 있게 하였다. CCD 카메라는 수조의 각 단면을 촬영하기 위해 대상 단면의 전방에 설치를 하였으며 촬영된 영상은 모니터를 통해 직접 확인을 하면서 Digital recorder(SDR-2000)로 기록을 하였다. 기록된 영상을 DT3155 영상입력장치(640×480pixel)를 이용하여 PC로 입력하였다. 영상처리작업은 호스트 컴퓨터인 PC에서 해석하였다. 본 실험에 사용된 실험 조건을 Table 1에 나타내었다.

### 2.3 실험모델 선정

양식장의 형태는 현장에서 다양한 기하학적 형태로 사용되고 있다. 이 중에서 수평면의 형태가 원형인 것과 사각형 혹은 사각형의 모서리 부분을 원형 처리한 것 등과 같이 유효적절한 공간 활용 등의 측면에서 다양한 형태를 사용하고 있다. 본 연구에서는 기초적인 사각형의 형태에서 모서리를 원형화하여 변형을 준 형태를 선정하였다. 또한 실제 양식장에서 환수량과 수조의 깊이에 따른 유동 분포 및 온도환경은 양식어의 활용영역에 관하여 매우 중요하기 때문에 본 연구에서는 실제 양식장을 모사하여 양식장 내의 유동 분포에 있어서 선행 실험을 실시하였다.

### 3. 실험결과 및 고찰

#### 3.1 수조 깊이에 따른 유동

Fig. 4는 각각의 레이놀즈 값에 따른 수조의 X-Z평면에서 Y=35mm인 지점의 유동 분포를 나타내고 있다. 유입수가 유입되는 입구는 그림에서 왼쪽 상단의 부분이다. 유입수의 유량이 증가할수록

벽 표면 유동의 속도가 크게 나타나는 것을 볼 수 있으며 유동이 입구의 반대쪽까지 원활하게 발달되는 것이 아니라 오른쪽 하단에서 유동이 정체하는 것을 볼 수 있었다. 또한 수조의 전면을 거쳐서 유동이 발달하는 것이 아니라 오른쪽 하단에서 바닥 쪽으로 대각선 방향으로 유동이 발달되는 것을 볼 수 있었다.

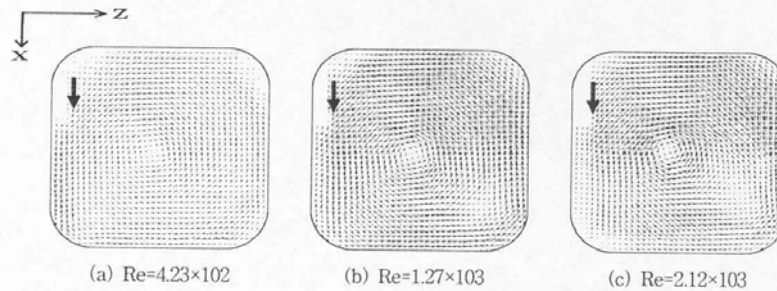


Fig. 4 Distributions of Velocity vectors at X-Z plane, Y=35mm

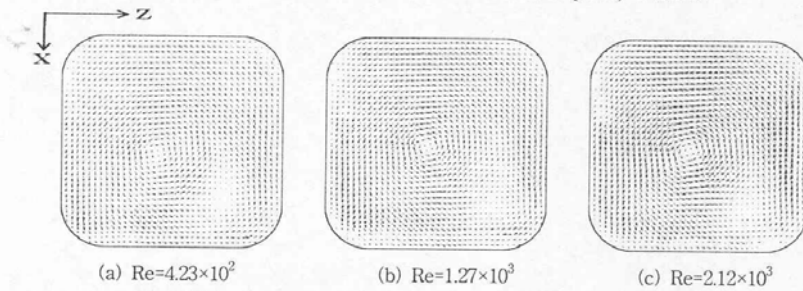


Fig. 5 Distributions of Velocity vectors at X-Z plane, Y=25mm

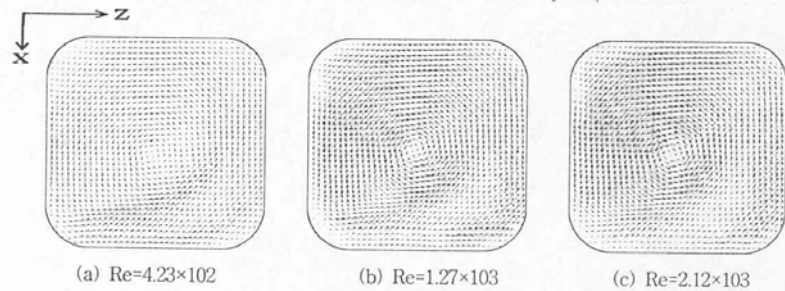


Fig. 6. Distributions of Velocity vectors at X-Z plane, Y=10mm

Fig. 5와 6은 각각의 레이놀즈 값에 따른 수조의 X-Z평면에서 Y=25mm와 10mm인 지점의 유동 분포를 나타내고 있다. 수조의 바닥 근처의 유동부분을 보면 레이놀즈 값이 클 경우 수조의 표면에서 나타난 유동의 정체현상이 나타나지 않는 것을 확인할 수 있었다. 또한 수조의 바닥으로 갈수록 유속이 증가하는 특성을 나타내었는데, 이러한 현상은 출구 쪽으로 펌프를 통해 유입수가 빨려나가는 영향으로 생각된다. 그리고 고가 어종인 넙치 및 조피뽕락은 일반적으로 수조의 바닥에서 생존하는 특성을 가지고 있기 때문에 수조의 바닥 근처의 유동분포를 파악하는 것이 매우 중요하다고 할 수 있다. 따라서 Fig. 7과 Fig. 8에 수조 표면의 평균 운동에너지와 바닥에서의 평균 와류도를 나타내었다.

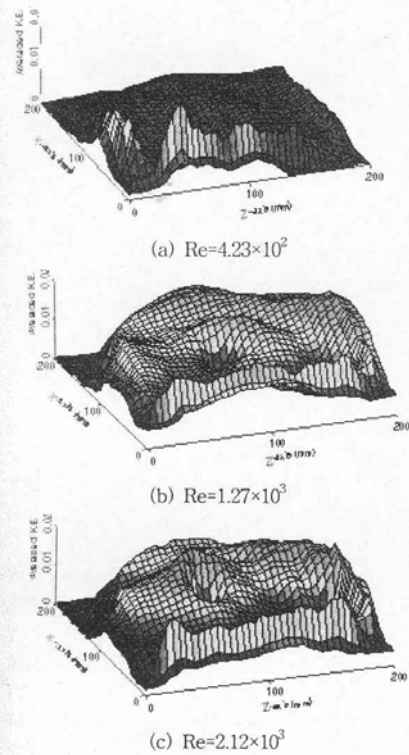


Fig. 7. Kinetic energy of X-Z plane at Y=35mm

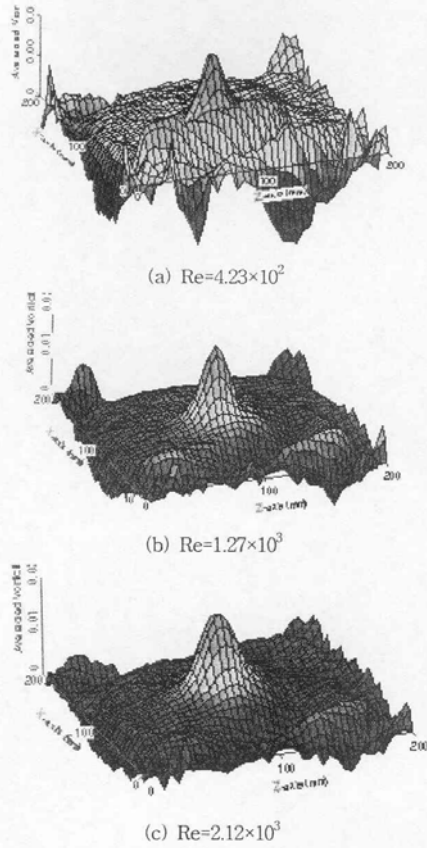


Fig. 8. Vorticity of X-Z plane at Y=10mm

Fig. 7은 각각의 레이놀즈 값에 따른 수조의 X-Z평면에서 Y=35mm인 지점에서의 평균 운동에너지를 나타내고 있다. 전반적으로 수조의 모서리에서는 운동에너지가 낮게 나타나는 것을 알 수 있다. (a)의 경우 입구에서 유입되는 유속이 약하기 때문에 입구 근처에서 Z축 벽면 근처까지만 운동에너지가 크게 나타나는 것을 볼 수 있다. 이러한 운동에너지는 레이놀즈 값이 증가할수록 수조 전반에 영향을 미치는 것을 볼 수 있다.

Fig. 8은 각각의 레이놀즈 값에 따른 수조의

X-Z평면에서 Y=10mm인 지점에서의 평균 와류도를 나타내고 있다. (a)의 경우 유속이 약하기 때문에 수조 바닥에서 부분적으로 유동의 와류 현상이 나타나는 것으로 보인다. 하지만 (c)의 경우는 유속의 증가에 따라 출구 쪽으로 빠져나가는 유동과 모서리 부분 외에는 전반적으로 유동정체 및 와류 현상이 나타나지 않는 것으로 생각된다.

3.2 수조 측면의 유동

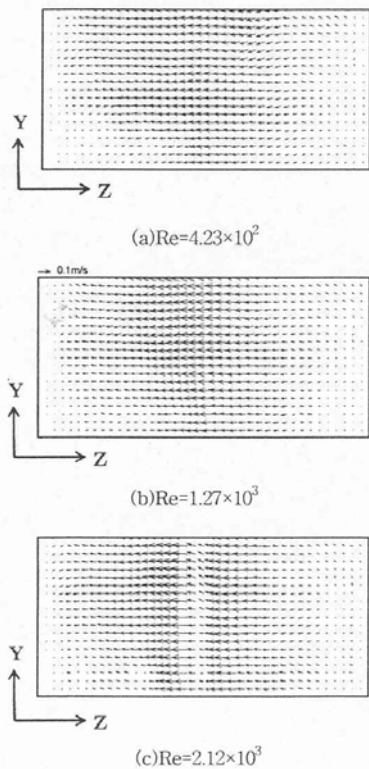


Fig. 9. Distributions of Velocity vectors at X-Y plane, X=70mm

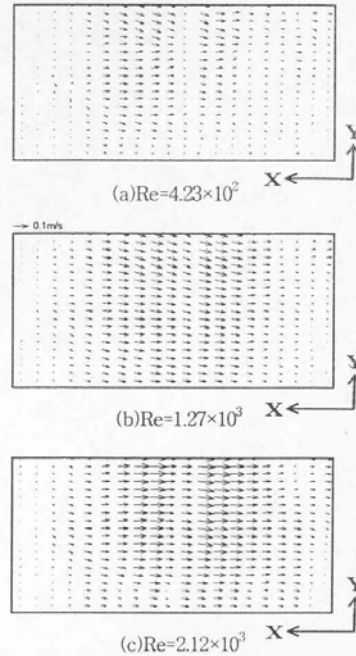


Fig. 10. Distributions of Velocity vectors at Y-Z plane, Z=150mm

수조 측면의 유동에 있어서 선행 연구에서 실험한 사각 수조의 유동은 각 단면에서 와류가 크게 발달함을 볼 수 있었는데, 본 실험에서의 수조 모델의 특성상 모서리를 원형으로 가공하였기 때문에 전반적으로 유동 정체현상 및 와류의 발생이 적다는 것을 알 수 있었다.

Fig. 9는 각각의 레이놀즈 값에 따른 수조의 Y-Z평면에서 X=70mm인 지점의 유동 분포를, Fig. 10은 각각의 레이놀즈수에 따른 수조의 X-Y평면에서 Z=150mm인 지점의 유동 분포를 나타내고 있다. Fig. 9의 (a) 경우 유속이 너무 느리게 나타나고 있으며 (c)의 경우는 유속이 증가함에 따라 속도분포가 크게 발달하는 것을 볼 수 있다. 그 영향으로 중앙 부분에 자유와류가 크게 발생하



었다. 그러나 (b)의 경우는 유속도 원만하고 와류도 형성되지 않은 유동현상을 볼 수 있었다. Fig. 10의 (a) 경우 오른쪽 하단에서 유동이 작게 나타나는 이유는 3차원의 실험이기 때문에 X방향에 비해 Z방향의 유속이 크게 발달함에 따른 현상이라고 생각된다. 그림 (c)의 경우도 중앙 쪽에 와류 현상이 발달함을 알 수 있었다. (b)의 경우에 있어서는 Fig. 9의 (b)현상과 같이 유동의 원활함이 유사함을 알 수 있었다.

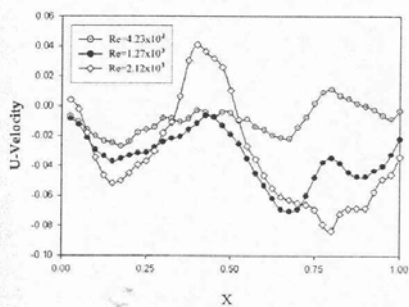


Fig. 11. Velocity distributions with various Re for X axis at Z=100mm and Y=35mm.

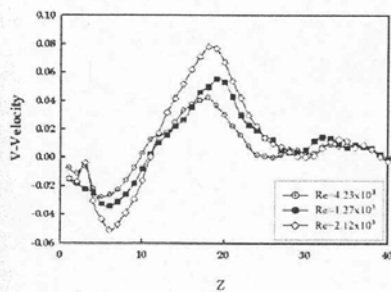


Fig. 12. Velocity distributions with various Re for Z axis at X=100mm and Y=25mm.

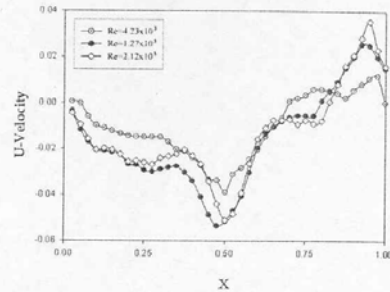


Fig. 13. Velocity distributions with various Re X axis at Z=100mm and Y=10mm.

Fig. 11과 13은 수조의 깊이가 35mm와 10mm에서 Z=100mm 떨어진 X축에 대한 각각의 속도 분포이며, Fig. 12는 수조의 깊이가 25mm에서 X=100mm 떨어진 Z축에 대한 각각의 레이놀즈수에 따른 속도 분포를 나타낸 것이다. Fig. 11에서는 수조 벽면의 마찰에 의해 속도가 0에 가까운 값을 나타내며 수조 표면에서는 유입된 유입수가 벽면에 닿아 일부 정체함으로 인해 부분적으로 불안정한 유동 현상이 발생한다는 것을 확인할 수 있다. 그러나 수조의 바닥으로 갈수록 유동이 안정되었으며 유속은 입구 측과 중앙부분에 있어 유입수의 영향과 바닥의 빨아들임에 의해 레이놀즈 값의 증가에 따라 비례함을 Fig. 12와 Fig. 13에서 알 수 있고, 바닥에서 높이 25mm 와 10mm 떨어진 평면 중앙부의 유속이 각각 0.08m/s, 0.055m/s 정도로 최고 속도를 나타냄을 알 수 있다.

#### 4. 결론

최근 해산어류는 양식 환경에 있어 수온 및 유속의 영향을 매우 많이 받는다. 따라서 고가 어종의 활동영역에 있어서 수조의 깊이와 유입 유량의 변화에 대한 유동 분포를 파악하는 것은 최적의 양식 환경을 조성하는데 중요하다. 본 실험의 유동 변수인 Re값을  $4.23 \times 10^3$ ,  $1.27 \times 10^3$  그리고  $2.12 \times 10^3$ 으로 변화시키며 수조의 유동분포를 실험한 결과



다음과 같은 결론을 얻을 수 있었다.

- 1) Y=35mm에서는 Re값이 증가함에 따라 비정상 유체가 크게 발생하였다. 이는 유체가 벽면에 반사되어 X축의 반대 벽면에 와류를 형성시킨 결과로 판단된다. Y=25mm와 Y=10mm에서는 Re 값의 증가에 비례해서 속도 값이 일정하게 증가함을 알 수 있었다.
- 2) 수조의 바닥으로 갈수록 유동의 정체 현상 및 와류가 발달되지 않고 안정된 것을 알 수 있고, 높이 25mm와 10mm의 중앙부에서 각각 0.08m/sec, 0.055m/sec 정도로 최고 속도를 나타냄을 알 수 있었다.
- 3) 측면 유동의 경우  $Re=2.12 \times 10^3$ 일 경우 중앙 부분에 혼들림 현상이 크게 나타남을 알 수 있었다.
- 4) 운동에너지는 수조의 모서리 부분에서 낮게 나타났고, 와류도는 Re값이 증가할수록 유동 정체 및 와류 현상이 나타나지 않음을 알 수 있었다.
- 4) 고가 어종인 넙치와 조피볼락의 생존 영역인 수조 바닥의 유동분포 및 속도는 생존 조건으로 매우 중요하다. 현재의 실험을 통한 결과로서 입구 유속이  $1.27 \times 10^3$ 인 경우가 유동 패턴이 가장 좋을 것으로 생각되나 어종에 따른 피로 속도가 존재하므로 부가하여 생물학적 연구가 진행되어야 할 것으로 판단된다.
- 5) 차후 연구 방향으로 본 실험과 동일한 조건의 수조 모델링을 통하여 수치해석을 수행하고 이 결과를 비교, 검토하여 여러 가지 변수를 통한 육상 수조식 양식장의 최적 양식 환경을 도출하고자 한다.

## 후 기

본 연구는 산업자원부 지역혁신인력양성 사업 지원, KSGP 사업과 경상대학교 NURI의 지원에 의하여 연구되었습니다. 이에 관계자 여러분께 감사드립니다.

## 참고문헌

1. 국립수산진흥원, 1986, "어류축양핸드북", 제 2호, pp. 165-174.
2. 국립수산진흥원, 1984, "수산기술지", pp. 3-21.
3. 이종섭, 1994, "순환여과식 사육수조의 수리학적 연구", 한국수산학회지, 제 27권, 제 2호, pp. 173-182.
4. 수산양식, 1992, 7월호, "넙치양식발전 방향", pp. 64-76.
5. B. L. Partridge, 1989, "The structure and function of fish school", Sci. Am. Vol. 246, pp. 90-99.
6. N. Sannomiya and K. Matuda, 1987, "Least squares estimation in fish behavior model", Bull. Japan. Soc. Sci. Fish., Vol. 53, pp. 1952-1957.
7. H. M. Jeong, H. S. Chung, S. W. Ahn, 1997, "Fluid and Thermal Characteristics of Aquarium Basin, Proceedings of the SAREK Annual Summer Conference(II), pp. 628-633.
8. 정효민, 정한식, 1998, "최적 양식환경을 위한 수조식 양식장내의 유동특성에 관한 연구", 공기조화·냉동공학 논문집, 제 10권, 제 1호, pp. 108-117.

## 5. 국제학술회의 발표 실적 : 7건

Proceedings of the International Conference on the Cooling and Heating Technology, ICCHT 2005  
Copyright © 2005 ICCHT

### A Study on the Thermal and Fluid Flow Characteristics in an inland Aquafarm

Bo Han Kim<sup>1\*</sup>, Jun Yong Lee<sup>1</sup>, Se Hyun Kim<sup>1</sup>, Han Shik Chung<sup>2</sup>

<sup>1</sup>Graduate School, Department of Mechanical and Precision Engineering, Gyeongsang National University, 445 Inpyeongdong, Gyeongsangnamdo 650-160, Korea

<sup>2</sup>School of Mechanical and Aerospace Engineering · The Institute of Marine Industry, Gyeongsang National University, 445 Inpyeongdong, Gyeongsangnamdo 650-160, Korea

**ABSTRACT**—The aquafarm is used for breeding fish by using sea water, and this paper represents the characteristics of fluid flow in the aquafarm by the variations of tank geometry and flow rate. The numerical analysis has been developed for calculating the velocity and temperature distributions in a rectangular water tank, and the finite volume method and SIMPLE algorithm were used for the numerical analysis. The numerical model is assumed as the steady state, the incompressible flow and the 3-dimensional standard k- $\epsilon$  turbulence model. For the comparison with the experiment and the numerical analysis, the numerical results had good agreement with the experimental results, and obtained the relationship between the aquarium depth and aquacultural conditions of the mean velocity and temperature.

**KEY WORDS:** PIV(Particle Image Velocimetry), Standard k- $\epsilon$  turbulence model, FVM(Finite Volume Method)

#### 1. INTRODUCTION

These days our coasts have been damaged by the polluted water that resulted from the construction of industry on the shore, increasing population, and urbanization. As compared with the open sea, an inland sea a higher pollution level because of eutrophication and red tide. etc.. Aquaculture that raises aquatic products for eating, has generated many problems by destroying of an ecosystem.

The major environmental factors include water temperature, the amount of melted oxygen, salt, CO<sub>2</sub>, ammonia, PH and nourished salt that are associated with the breeding of the aquaculture because it may have effects on the growth of the creatures and lead to their serious diseases.

In the Korean aquaculture industry, lefteye flounder (*Paralichthys olivaceus*) and rock fish (*Sebastes schlegelii*) are preferred by fishermen on the grounds that the former is characterized by highly added value and better returns, and the latter has advantage of raising the creatures. Nowadays, inland aquafarm uses recirculated sea water. This implies that to help quickly grow and to be strong enough to get over diseases needs

to have much of melted oxygen, to have a better control on temperature. Therefore, recirculated sea water cause many problems. The major problem with this process is increased cost of production and the disease to fish.

Several investigations of aquaculture in sea water have been reported. Kim(1997) examined the marine pollutions in view of biology. This biological treatment has no problems in aquaculture industry because the aquarium tank is separated from the water pollution. Partridge(1989) and Sannomiya(1987) examined the swimming structure and behavior of fish in aquarium tank. Takaki et al.(1993) considered the effect of the aquarium tanks size and shape. Generally, the aquaculture equipment has two types of closed and open flow systems. Jeong et al.(1998) reported the flow characteristic by comparing numerical analysis and flow visualization images. Mirashi et al. (1995) examined the effect of water current in the aquaculture environment of the seas. The closed type is the system which the sea water is recirculated again in the aquarium tank. The water in the case of the open flow system is discharged to the sea. Thus, the first system needs more expensive equipment, but this system can save on the energy for heating needed the aquarium tank water in winter season. Lee(1994) carried out the experiment of a flow characteristics in the closed aquarium tank. In the design of an aquarium tank, what needs to be emphasized is the aquaculture environments, This

\* Corresponding author. e-mail: p-hyunjang@hanmail.net

means that the wrong design can cause the mass mortality of the breeding fish.

In this paper, we performed a numerical analysis for fluid flow characteristics in an inland aquafarm, and the numerical results are compared with the experimental results by visualization technique with PIV. This paper is intended as an investigation of the flow characteristics in an inland aquafarm, and we will concentrate on the temperature and velocity distributions.

## 2. STUDY METHODS

### 2.1 Experimental study

Figure 1 shows the schematic diagram of the numerical analysis model. The geometry of an inland aquafarm model is  $W \times H \times L = 0.2 \times 0.2 \times 0.04$  (m). This model consisted of one inlet and one outlet with the size of  $d = 0.005$  m.

Figure 2(a) and (b) shows the photograph and schematic diagram of the experimental apparatus. The experimental test model has a rectangular type top opening which has rounded four corner. The top surface is opened with an outside temperature of  $10^\circ\text{C}$ . The working fluid used by water at  $20^\circ\text{C}$  and the incoming flow rate was set to  $2.108 \times 10^3$ . The bottom and side walls were covered with black paint to achieve good particle image by CCD camera. The laser source was projected by an Argon-Ion laser with 490mW.

Table 1 shows the condition of the present experimental study. The particle tracers are PVC (Poly Vinyl Chloride) and the average diameter is  $200 \mu\text{m}$ . The CCD camera, model CV-M50, was used for image capturing. The number of images is 200 frames to get an average image. The cross-correlation algorithm was adopted to calculate the coefficients from two consecutive images. 200 consecutive image frames were captured successively and digitized with a frame grabber into arrays of  $640 \times 480$  pixels.

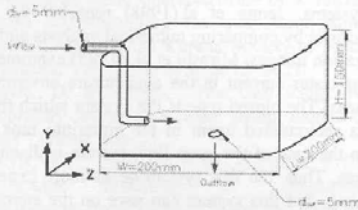
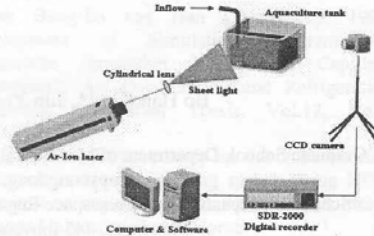
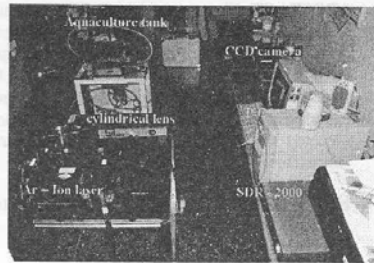


Figure 1. Schematic diagram for numerical model.



(a) Schematic diagram of experimental apparatus



(b) Photograph of experimental apparatus

Figure 2. Schematic diagram and Photograph.

Table 1. Experimental conditions for PIV measurement

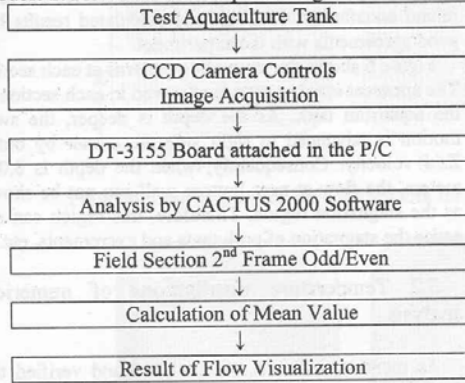
Item	Specification
Image grabber	DT3155(640×480 pixel, B & W)
Light source	750mW, Ar-Ion Laser
Particle seed	PVC(Poly Vinyl Chloride : 200 μm)
Working fluid	Water(20°C)
Sheet light	Cylindrical Lens
Image recorder	SDR-2000
Computer	Intel Pentium III PC(800MHz)
Frame number for time-averaged	200 Frames
Identification	Two-Frame Gray-Level Cross Correlation Algorithm

### 2.2 Numerical analysis

Three-dimensional incompressible steady-state Navier-Stokes equations were used to predict the internal flow and heat transfer characteristics. The standard k-ε turbulence model is generally used in the analysis of a turbulent flow field. The SIMPLE(Semi-

Implicit Method for Pressure-Linked Equations) solution algorithm for correcting the pressure field was used, as explained in Parankar(1980).

Table 2. Flow chart of PIV processing.



This is mainly suitable for steady state flows and is stable for undistorted grid systems. Its virtue is that it is computationally efficient, generally requiring less CPU effort per iteration than other more hybrid schemes. At high Reynolds numbers the accuracy of the spatial discretion of convective fluxes is a determining factor for both calculation accuracy and stability.

The continuity and momentum equations can be described in Cartesian tensor notation as follows:

- Equation of continuity

$$\frac{\partial}{\partial X_j}(\rho u_j) = 0 \tag{1}$$

- Equation of momentum

$$\frac{\partial}{\partial X_j}(\rho u_i u_j - \tau_{ij}) = \frac{\partial P}{\partial x_i} + S_i \tag{2}$$

- Equation of energy

$$\frac{\partial(\rho U_j T)}{\partial X_j} = \frac{\partial}{\partial X_j} \left[ \left( \frac{\mu}{P_r} + \frac{\mu_t}{\sigma_r} \right) \frac{\partial T}{\partial X_i} \right] \tag{3}$$

where  $\rho$  is the density of water and  $u_i$  is the velocity component.  $\tau_{ij}$  and  $S_i$  denote the component of the stress tensor and momentum source respectively.

The particular high Reynolds number form the k- $\epsilon$  turbulence model used in the STAR-CD is 'appropriate', subject to the caveats given earlier, to fully turbulent, incompressible or compressible flows.

The governing equations for turbulent kinetic energy and dissipation in the Standard k- $\epsilon$  turbulence model are as follows :

- Equation of Turbulent kinetic energy

$$\frac{\partial}{\partial u_j} \left( \rho \bar{u}_j k - \frac{\mu_{eff}}{\sigma_k} \frac{\partial k}{\partial x_j} \right) = \mu_t (P + P_B) - \rho \epsilon - \frac{2}{3} \left( \mu_t \frac{\partial u_i}{\partial x_i} + \rho k \right) \frac{\partial u_i}{\partial x_i} + P_{NL} \tag{4}$$

where  $P_{NL} = (-\bar{u}_i u_j - 2s_{ij}) \frac{\partial u_i}{\partial x_j}$

- Equation of Turbulence dissipation rate

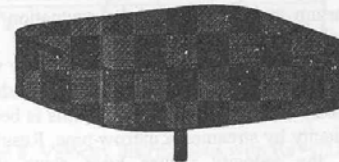
$$\frac{\partial}{\partial x_j} \left( \rho \bar{u}_j \epsilon - \frac{\mu_{eff}}{\sigma_\epsilon} \frac{\partial \epsilon}{\partial x_j} \right) = C_{\epsilon 1} \frac{\epsilon}{k} \left[ \mu_t (P + C_{\epsilon 3} P_B) - \frac{2}{3} \left( \mu_t \frac{\partial u_i}{\partial x_i} + \rho k \right) \frac{\partial u_i}{\partial x_i} \right] - C_{\epsilon 2} \rho \frac{\epsilon^2}{k} + C_{\epsilon 4} \rho \epsilon \frac{\partial u_i}{\partial x_i} + C_{\epsilon 1} \frac{\epsilon}{k} P_{NL} \tag{5}$$

where  $\sigma_\epsilon$ ,  $C_{\epsilon 1}$ ,  $C_{\epsilon 2}$ ,  $C_{\epsilon 3}$  and  $C_{\epsilon 4}$  are empirical coefficients whose values, taken from references, are given in Table-3. The right-hand side terms represent similar effects to those described above for the k equation.

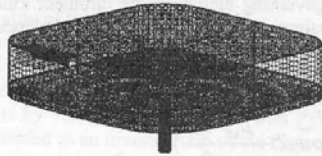
Table 3. Values assigned to standard k-  $\epsilon$  turbulence model coefficients.

$C_\mu$	0.09	$C_{\epsilon 4}$	-0.33
$C_{\epsilon 1}$	1.44	$\sigma_k$	1.0
$C_{\epsilon 2}$	1.92	$\sigma_\epsilon$	1.22
$C_{\epsilon 3}$	0.0 or 1.0	$\sigma_s$	0.9

The incoming Reynolds number is set to  $2.108 \times 10^3$ . The incoming temperature and atmosphere temperature are set to 293k and 283k, respectively. The vertical velocity was assumed to be 0, and turbulence intensity is set to 5% uniformly. The dynamic condition near the walls used wallfunction and adiabatic condition. The heat flux is set to  $-20W/m^2$ .



(a) Geometry of inland aquafarm



(b) Computational grid system of inland aquafarm  
Figure 3. Geometry and grid system for numerical analysis.

3D model calculation was performed using CATIA, and PRO-AM was used to create the lattice. The total number of lattices used for numerical modeling was 60,000. Actual calculation of the model used the common CFD code, STAR-CD ver-3.15A. Figure 3(a) shows the measurement of inland aquafarm. The grid system of the numerical model is shown in Figure 3(b). The calculation is repeated at steady state, and the iteration was assumed to be converged when the residual value of the dependent variables was  $10^{-3}$  or less.

### 3. RESULTS & DISCUSSIONS

#### 3.1 Comparisons of the experimental and numerical results

The general breeding fish inhabit near the bottom of a land aquaculture tank. The velocity distributions are near bottom wall were selected as a horizontal plane. Figure 4 and 5 represent the velocity vectors between the experiment and numerical results. The experimental and numerical results are compared velocity difference according to X-Z plane at  $Re=2.108 \times 10^3$ .

Figure 4 shows the time-averaged velocity vectors at the experimental results. Aquarium tank depth is set to 0.010m, 0.025m and 0.035m. The entire flow pattern has a swirling flow pattern. The unique flow pattern appeared at near center. Velocity magnitude of this flow is decreased because the depth of the aquarium tank is shallow, and the velocity magnitude of walls are decreased by friction. Fig 4(b) shows the stagnation region at the corner of the right side. This is because of the increased fluid velocity as the Y-axis(depth direction) by X-Z plane at  $Re=2.108 \times 10^3$ . As the depth of aquarium tank is shallow, the stagnation region is decreased at the aquarium tank.

Figure 5 shows the time-averaged velocity vectors at the numerical analysis results. Figure 5(a) shows that the velocity increases near the inlet. This is because the inlet velocity by streamed a narrow pipe. Results of this section, the velocity values have some difference between the experiment and the numerical analysis

results. The reason for this difference is considered to be the PIV resolution errors because of high velocity around the inlet. In order to clarify the applicability of the foregoing numerical analysis, comparative studies with the experimental results have been carried out in an inland aquafarm model, and the calculated results had good agreements with the experiment.

Figure 6 shows the streamline patterns at each section. The apparent swirl motion is observed in each section of the aquarium tank. As the depth is deeper, the swirl motion is advanced to right side the corner by outlet flow velocity. Consequently, when the depth is 0.010 meters, the flow at near bottom wall can not be shown as the stagnation region. Therefore, this region can not cause the stagnation of pollutants and excrements, etc..

#### 3.2 Temperature distributions of numerical analysis

As mentioned above, we analyzed and verified the flow field in an inland aquafarm model. One of the main purposes of this study is to obtain the flow and temperature profile in the actual aquaculture tank. In the aquaculture industry, the optimum temperature for breeding fish is about  $20^\circ\text{C}$  in winter season. Thus, in this study, the size of the aquarium tank for calculation was set to the same conditions. In the case of an actual aquarium tank for breeding fish, the aquarium tank depth is not over 0.4 meter. Therefore, the aquaculture tank depth selected was between 0.01 to 0.035 meter in this study. The costly breeding of fish in aquarium tanks behave at near bottom of tank. Thus, the main flow characteristics were focused near the bottom in X-Z plane,  $Y=0.010$  m.

Figure 7 shows distributions of velocity with  $Re=4.215 \times 10^2$  at  $X=0.1\text{m}$  and  $Y=0.010\text{m}$ . Figure 8 shows distributions of velocity with  $Re=4.215 \times 10^2$  at  $Z=0.1\text{m}$  and  $Y=0.01\text{m}$ . The counterclockwise rotation vortex was formulated at the center point on the same streamline pattern.

Figure 9 ~ Figure 11 shows the distributions of temperature by each section according to the Reynolds number. Reynolds numbers at the inlet are selected as  $4.215 \times 10^2$ ,  $1.265 \times 10^3$  and  $2.108 \times 10^3$ . The high temperature appears near each wall of the X-direction and Z-direction, and this high temperature is distributed widely in the plane by the swirling flow. As the tank depth deepens, the high temperature can be propagated to other regions.



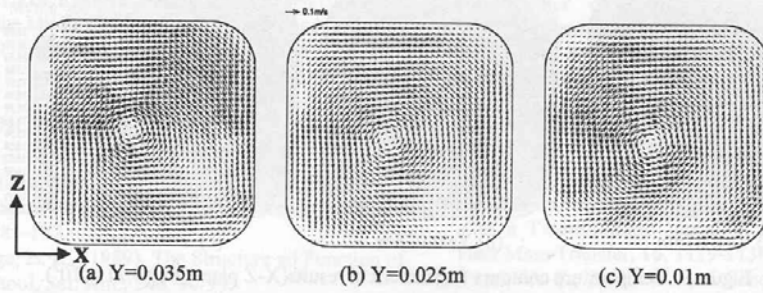


Figure 4. Distributions of Velocity vectors for experimental results(X-Z plane,  $Re=2.108 \times 10^3$ ).

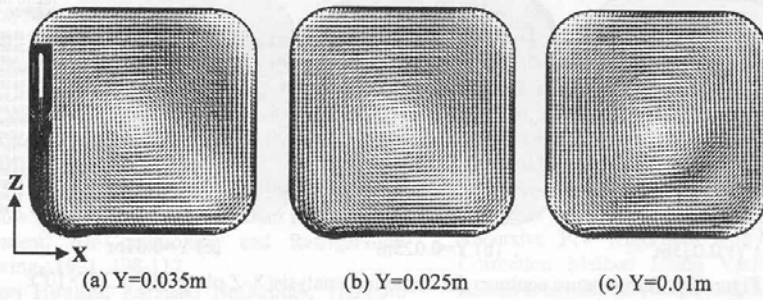


Figure 5. Distributions of Velocity vectors for numerical analysis(X-Z plane,  $Re=2.108 \times 10^3$ ).

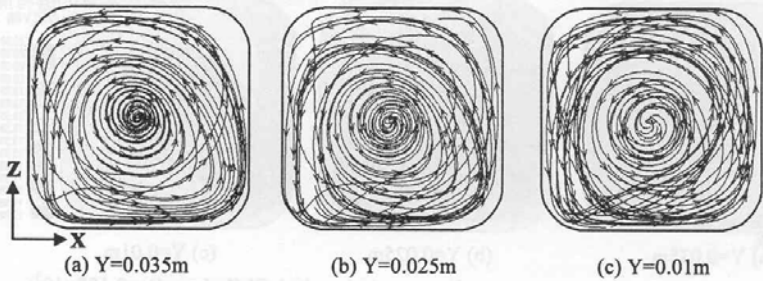


Figure 6. Streamline for numerical analysis(X-Z plane,  $Re=2.108 \times 10^3$ ).

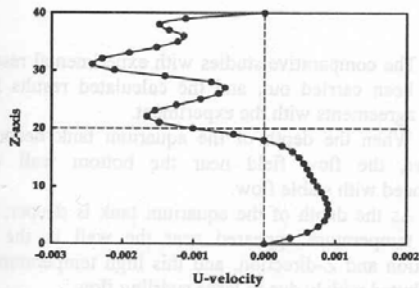


Figure 7. Velocity distributions with  $Re=4.215 \times 10^2$  at  $X=0.1\text{m}$  and  $Y=0.01\text{m}$ .

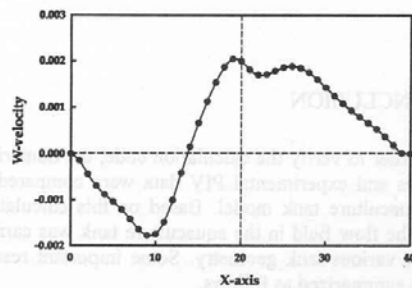


Figure 8. Velocity distributions with  $Re=4.215 \times 10^2$  at  $Z=0.1\text{m}$  and  $Y=0.01\text{m}$ .

A Study on the Thermal and Fluid Flow Characteristics in an Inland Aquafarm

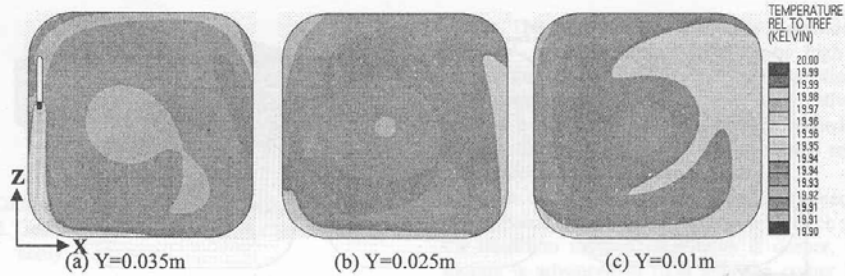


Figure 9. Temperature contours for numerical results(X-Z plane,  $Re=4.215 \times 10^2$ ).

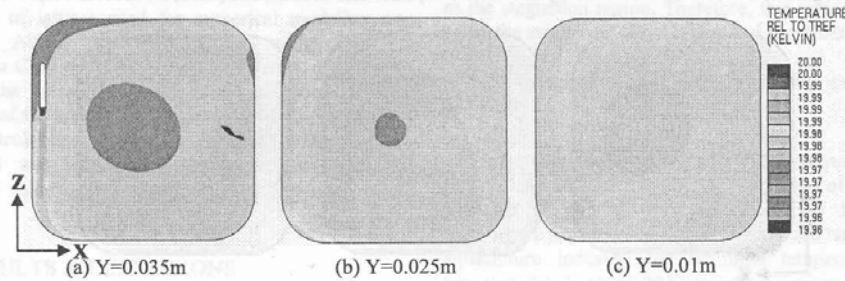


Figure 10. Temperature contours for numerical analysis(X-Z plane,  $Re=1.265 \times 10^3$ ).

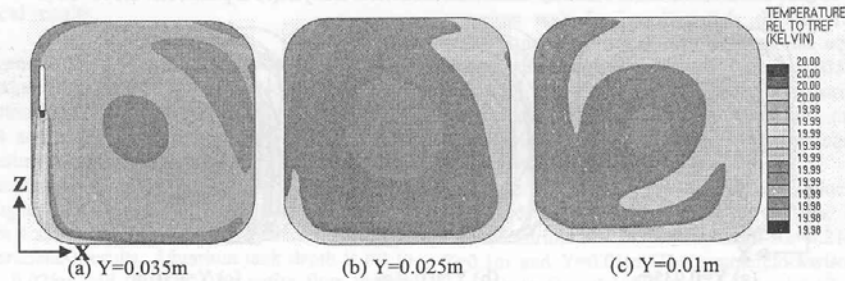


Figure 11. Temperature contours for numerical analysis(X-Z plane,  $Re=2.108 \times 10^3$ ).

4. CONCLUSION

In order to verify the calculation code, the numerical analysis and experimental PIV data were compared in the aquaculture tank model. Based on this calculation code, the flow field in the aquaculture tank was carried out for various tank geometry. Some important results can be summarized as follows.

1. The comparative studies with experimental results have been carried out, and the calculated results had good agreements with the experiment.
2. When the depth of the aquarium tank becomes deeper, the flow field near the bottom wall was advanced with stable flow.
3. As the depth of the aquarium tank is deeper, the high temperature appeared near the wall in the X-direction and Z-direction, and this high temperature is distributed widely due to large swirling flow.
4. The temperature in the aquarium tank is increased when the inlet velocity increases.

**ACKNOWLEDGEMENT**—This work was supported by RIS project by the Ministry of Commerce, Industry and Energy of the Korean Government and Korea Sea Grant Program (KSGP)

**REFERENCES**

[1]Kim, H. G. (1997), Recent Harmful Algal Blooms and Mitgatio Strategies in Korea, *Ocean Research*, **19(2)**, 185-192.  
[2]Partridge, B. L., (1989), The Structure ad Function of Fish School, *Sci. Am.*, **246**, 90-99.  
[3]Sannomiya, N. and Matuda, K.,(1987), Least Squares Estimaticoin of Dynamic Behavior of Sheet Metals for an Auto-body with Tension Split Hopkinson Bar, *SAE 981010*, 115-119.  
[5]Jeong, H. M. and Chung, H. S. (1998). Study on Fluid Flow Characteristics of Aquarium for Optimum Environment, Air-Conditioning and Refrigeration Engineering., **10, 1**, 108-117.  
[6]Tomonori Hiraishi, Karsuaki Nashimoto, Thutomu Takagi, Kengo Suxuki and Keiichiro Moromatu. (1995). Stationary Ability of Bastard Halibut

*Paralichthys olivaceus* and Longsnout Flounder *Limanda punctatissima* to Water Current at the Bottom of a Net Cage, *Bulletin of the Japanese Society of Scientific Fisheries*, **61, 3**, 363-368.  
[7]Lee, J. S. (1994). Hydraulic Studies on Recirculating Aquaculture Basin, *J. Korean Fish. Soc.*, **27, 2**, 173-182.  
[8]Jones, W. P. and Launder, B. E. (1973). The Calculation of Low-Reynolds-Number Phenomena with a Two-Equation Model of Turbulence, *Int. J. Heat Mass Transfer*, **16**, 1119-1130.  
[9]Patel, V. C., Rodi, W. and Scheuerer, G. (1985)). Turbulence Models for Near-Wall and Low Reynolds Number Flows, A Review, *AIAA J.*, **23, 9**, 1308-1319.  
[10]Seo, H. T., Lee, D. S., Yoon, S. H. and Boo, J. S. (1998). Numerical Analysis on Wall Attaching Offset Jet with Various Turbulent k- $\epsilon$  Models and Upwind Scheme, *Trans. OfKSME*, Part B, 828-835.  
[11]Patankar, S. V. (1980). Numerical Heat Transfer and Fluid Flow, Hemisphere Publishing corporation, McGraw-Hill, New-York.  
[12]Daichin and Lee, S. J. (2003). Evaluation of Recursive PIV Algorithm with Correlation Based Correction Method Using Various Flow Images, *KSME International Journal*, **17, 3**, 409-421.

**INTRODUCTION**

Recently, the researcher are believing that LTP which making car-use product, building materials can-use product, glass of IT, building-materials during it's manufacture process. Distorted product by an increasing rate of defectiveness and increasing cost of investments, and processing cost. Therefore, new replacing material research is gradually increased. At the end of 1990 year, Engineering Plastic is named "Plastic of 21st Century" because of its many advantages. After that production and marketing since 1990 years, it's use is shown which more than 40 years. But applications of technical part increased only according to compared with other history.

It's usage are medicine, light, chemistry, electronics and automobile etc. focus on industrial products and automobile. Engineering Plastic is defined low price, low weight performance plastic, such as replacing metal products in structure parts and machine parts. The other is called "hard plastic" is high-strength, electricity high resistance parts. This product has over 1000kg/cm<sup>2</sup> tensile strength and over 20,000 kg/cm<sup>2</sup> welding strength and over 100% thermal expansion.

This manuscript, we focused on the polymer and analysis of polymer registration agent of Korea, took Japan LTP and these results can be use for basic design in a new material development. The LTP is developed 1960's LTP patent in 2001 year, industrial experimental program, recently technical trend, currently technical method and main description chart of technology is classified by country, a kind of technology and various program.



## Analysis Study of the Patent Trend for Engineering Plastic

Kyu Jin Shim<sup>1</sup>, Seuck Cheun Choi<sup>1</sup>, Hyo Deok Lee<sup>1</sup>, Young Heung Chun<sup>2\*</sup>, Hyo-Min Jeong<sup>3</sup>, Han-Shik Chung<sup>3</sup>

<sup>1</sup>Graduate School, Department of Mechanical and Precision Engineering, Gyeongsang National University, 445 Inpyeongdong, Gyeongsangnamdo 650-160, Korea

<sup>2</sup>School of Mechanical & Aerospace Engineering, Gyeongsang National Univ, 445 Inpyeongdong, Gyeongsangnamdo 650-160, Korea

<sup>3</sup>School of Mechanical and Aerospace Engineering • The Institute of Marine Industry, Gyeongsang National University, 445 Inpyeongdong, Gyeongsangnamdo 650-160, Korea

**ABSTRACT**– A technical analysis was conducted to predict the development trend of engineering plastic and articles form fundamental resin researches. The study was based on a submitted patent during 1965 and 2003 in Korea, Japan and America. The Total number of extruded patents from the registered database was 1733 and the filtering process makes the reduction for the data number to 1605. The patent of USA for the industrial part is compared to the other country due to approximately 61%. Otherwise, the patent of Japan for the research and development is compared with the other country. We expects to the gradually increasing for engineering plastic research because the patent of korea is increasing after 1995

**KEY WORDS:** Engineering Plastic, Patent , Resin

### 1. INTRODUCTION

Recently, the researches are increasing about E/P, which replacing cast-iron product. Existing metallic cast-iron product cause of 10% bubble defectiveness during it's manufacture process. Cast-iron producer try to decreasing rate of defectiveness and decreasing rate of manufacturing and processing cost. Therefore, now replacing material research is gradually increased. At the end of 1956 year, Engineering Plastic, its means "Plastic of challenge the metal"

Dupont(American)company developed Polyacetal Homopolymer. After than production and marketing since 1960 years, its have a short article history during 40 year. But application of industrial part increased truly amazing as compared with short history.

It's usage are machine, flight, electricity, electronic and automobile etc. focus on industrial products and continually. Engineering Plastic is defined tow parts. one is high performance plastic, such as replacing metal product in structure parts and machine parts. The other is industry used plastic in automobile, electricity parts, electronic parts. This product has over 500Kg.f/cm<sup>2</sup>, tensile strength and over 20,000 Kg.f/cm<sup>2</sup>, winding elasticity and over 100 °C thermal endurance.

This researches, we focused on the inquiry and analysis of patent registration trend of Korea, USA, Japan' E/P, and these results can be use for basic design in a new material development. The data is collected 1960's E/P patent to 2003 year, technical improvement progress, recently technical trend, disparity in technique. Situation and main distribution chart of technique etc. classified by country, a field of technique and articles group.

\* Corresponding author. e-mail : yhchun@gsnu.ac.kr

2. STUDY METHODS

The E/P patent is divide two parts in patent purpose. First resin composite patent such as raw material resin of Engineering plastic that production method of manufacturing. Second, patent of special E/P resin. For technical analysis of E/P utilized patent in formation index in patent technical.

Information center(www.kipris.or.kr), Finding abstract list and then find full papers or patent registration list.

Table 1. Result of raw data filtering process

Country	Raw data	Data processing		Available data
		Erase duplicated date	Total(%)	
Korea	143	15	10.5	128
USA	798	76	9.5	732
Japan	792	47	5.9	745
Total	1733	138	8.6	1605

In a information searching period, Korea investigated since 1979, USA since 1966, Japan since 1975 investigated after E/P patent was starting. Patent technical search results are 1773 in three countries, it's include overlapping data.

All data is filtered by removing noise data and overlap data. The rate of overlapping data is 8.6% compare with all results data. Table 1 shows the result of E/P patent.

3. RESULTS AND DISCUSSION

Finding data is collected about 1605 data. Above data is divided two parts by technical separate system. According to E/P technical analysis during 1996 to 2003 year, we can separate various parameters which is technical trend, disparity in technique by country, field of technique.

3.1 E/P technique development

In order to find patent registration, we check E/P patent registration in three countries patent office. Table 2 shows the patent registration or patent registration the present position result are below.

Table 2. Patent registration list.

Country	USA	Korea	Japan
Patent Registrationl	745	732	128

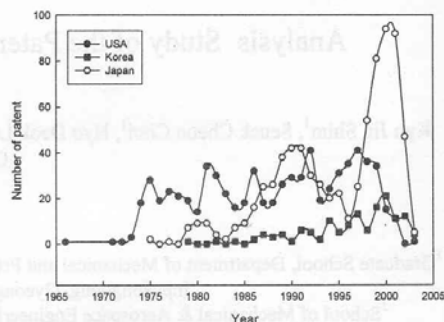


Figure 1. Trend of patent registration between each country.

Patent registration trend by graph each country in Fig. 1. Korea is start in 1976 year gradually increase transition at every year, compare with USA and Japan rate of patent registration E/P. Korea is gradually increase transition of patent registration in recently. Japan begin a extremely increase patent registration in 1980 year. Patent registration about E/P is higher level during the middle of 1970's. This meaning USA alternate development study of E/P cast-iron material ahead of Korea and Japan.

3.2 Classified by technical Development trend

Table 3 shows dividing patent registration in present. Patent registration is divided development of resin, forming, manufacturing and application of product. Patent registration about resin is 935 data(58%), patent of articles registration is 670 data(42%) in the Patent for analysis total 1605 data. The rate of patent registration in korea is low level compare with USA and Japan. In case of Japan, patent registration of resin is 4 times higher than of product patent registration

This result imply in Japan focus on the basic development of resin more than E/P products. On the other hand, the patent registration of application is 1.5 times bigger than in case of USA. USA developed not only E/P but also normal plastic of various kinds resin, the beginning Dupont company progressed development and study, the present time is able to definite that increase of articles application.

Table 3. Patent registration number of each country with a classified category.

Category	Country		
	Japan	USA	Korea
Resin	578	288	69
Articles	167	444	59

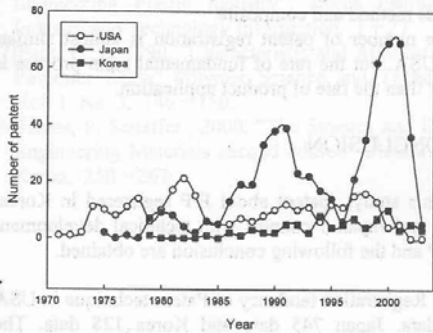


Figure 2. Patent registration trend between three country (Resin).

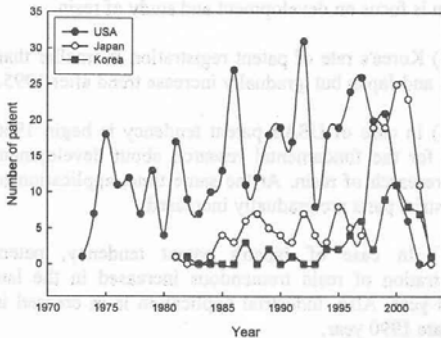


Figure 3. Patent registration trend between three country (Articles).

Fig. 2 and Fig 3. shows classified registration year and trend. In the patent registration of total 128 data correspond to 53% about resin of 69 data and the other about application articles. Patent registration for resin is slowly increase after the middle of 1990's in patent trend. At the same time patent registration of articles application is increased. Recently, report resin development and article application about E/P in government and company published in papers. This meaning that Korea research about E/P is a little behind compare with two countries.

In case of USA, 444 data(60%) is application from among registered 732 total data, about resin is 288 matter(40%) its, compare with the rate of resin in E/P whole patent is 58% that meaning is differ numerical value result. From the middle of 1970 to recent years, resin have registered almost 9 times by each year. Also, patent registration of applied product shows constant results after 1970.

76% is resin patent and the rest parts are applied patent in case of Japan. In case of resin, the patent registration is high in 1990 to 2000 year. After this year, the patent registration 20 times by each years in case of Japan. In case of patent register is the highest value in 1999 year. After 1999 year, average 60 data is registered in patent.

### 3.3 Classified by application rate of patent registration for E/P

E/P analyzed different registered patent. Wide separation of E/P analysis divided resin and application of product. Detail separation of E/P analysis divided resin process method and resin composite. And application of product is industry, electronic, construction, automobile. The rest parts included flight, toy, marine, medical, textiles, sports, ship etc. Fig. 4 shows the rate of patent trend separation in three countries.

This percentage is more than half value in all of patent technique. This imply for resin development and research is more activate than a application of product by classified each country.

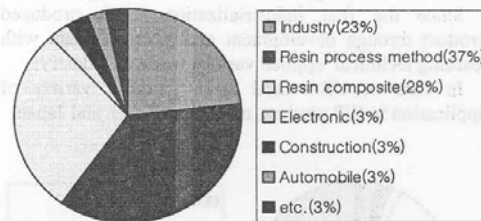


Figure 4. Patent registration ratio in the three country.

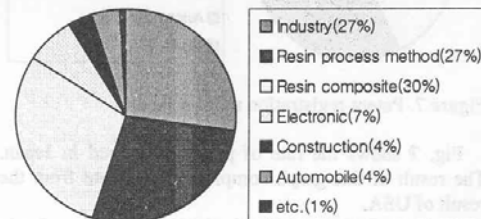


Figure 5. Patent registration ratio in Korea.

Fig. 5 shows the rate of patent registered in Korea. The rate of Resin process method(27%), Resin composite(27%) and industry(30%) are almost similar with each other.

As I said earlier, Korea' E/P technique present condition is underdeveloped compare with USA and Japan.

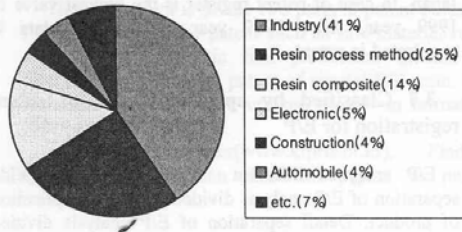


Figure 6. Patent registration ratio in USA.

Fig. 6 shows the rate of patent registered in USA. The patent registration of resin(39%) is lower than the rest parts which is industry(41%), electronic(5%), construction (4%), automobile(4%) and etc(7%). USA is strong power country about E/P, produced resin since 1960's. there is no comparison between Korea and USA technical level for development of resin and process method and forming method about resin composite.

Since the first industrialization, USA produced product through development and study of resin with learning technical applied various fields of industry.

In case of USA used more parts of variety of application in E/P product. more than Korea and Japan.

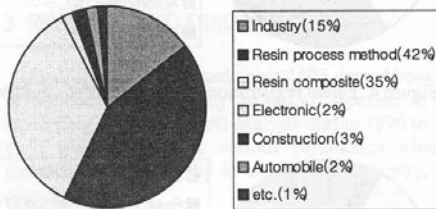


Figure 7. Patent registration ratio in Japan.

Fig. 7 shows the rate of patent registered in Japan. The result of this graph completely different from the result of USA.

Resin process method(42%) and Resin composite(35%) are more than industry application product rate(23%) in Japan. Recently, Japan is tremendous effort about development of resin and researches.

In case of Japan is 8 times bigger than Korea in resin patent registration

This results imply about Japan is various industrial application through the study of fundamental resin process method and composite.

The number of patent registration is almost similar with USA. but the rate of fundamental resin process is higher than the rate of product application.

#### 4. CONCLUSION

In this study, patent about E/P registered in Korea, USA, and Japan 3 country with technical development of E/P and the following conclusion are obtained.

(1) Registration tendency of Patent technique in USA 732 data, Japan 745 data and Korea 128 data. The number of registration tendency of patent technique in USA is similar with Japan.

(2) USA has many patent about industry(61%) but Japan is focus on development and study of resin.

(3) Korea's rate of patent registration is smaller than USA and Japan but gradually increase trend after 1995.

(4) In case of USA's patent tendency is begin 1960 year for the fundamental research about development and research of resin. At the same time, application of industrial parts are gradually increased.

(5) In case of Japan's patent tendency, patent registration of resin tremendous increased in the late 1980 year. Also, industrial application is in creased in the late 1990 year.

**ACKNOWLEDGEMENT**—This work was supported by the Brain Korea 21 project and Korea Sea Grant Program(KSGP).

#### REFERENCES

- [1]Shim, K, C, 2004, "Application Trend of Engineering Plastic Cylinder Block Material" Proceedings of the KSME Spring Annual Meeting, 46 ~ 51
- [2]Choi, K. Y., 1981, "Engineering Plastics. I " Polymer(korea) Vol. 5, No. 6, 432 ~ 436.
- [3]Min, B. H., 1999, "Development of Engineering Plastic Gear Based on Injection Molding Process" Journal of the Korean Society of Precision Engineering Vol. 16, No. 8, 71 ~ 78.
- [4]Jeong, H. M., 1990, " A high polymer alloy" Polymer Science and Technology Vol. 1, No. 3, 178 ~ 182.
- [5]Nam, K. W., 1996, "Fracture Toughness and AE Characteristics of Engineering Plastic according to Thickness" The Korea Committee for Ocean Resources and Engineering Vol. 10, No. 4, 51 ~ 57.

Kyu Jin Shim, Seuck Cheun Choi, Hyo Deok Lee, Young Heung Chun, Hyo-Min Jeong, Han-Shik hung

- [6]Hwang, S. I., "Technical development Tendency of Engineering Plastic Industry", Korea Institute of Industry and Technology Information, 1~27
- [7]Park, H. J., 1990, "Characteristic and Application of Polyester Resin" Polymer Science and Technology Vol. 1, No. 3, 146~150.
- [8]James, P. Schaffer., 2000, "The Science and Design Engineering Materials second edition" McGraw-Hill Korea, 250~267.
- [9]<http://www.kipris.or.kr>
- [10]<http://www.polymer-com.com>
- [11]<http://www.kopla.com>
- [12]<http://www.burimchem.co.kr>
- [13]<http://www.polymerland.co.kr>
- [14]<http://www.platech.com>
- [15]<http://www.geplastics.co.kr>
- [16]<http://www.basf-korea.com.kr>

Optimization of Strain Gauge Placement for Vibration Measurement for Blade / Chang Ling Chen, Marc P. Mysoled and Byoung Kwon Choi, USA

Spring Steel at Compressive Multiaxial Stress and Predicted Toughness by Neural Network / Hyeon Hee Park, Young Heung Lee and Hyeon Jo Park, KOREA

The Progress of Ducting, Ventilation and Air Conditioning Technology by SARAH Magarino and ASHRAF Jomard / Hyeon Seok Kwon, KOREA

# The Sixth KSME-JSME Thermal and Fluids Engineering Conference



- Program Overview
- Sessions A & B
- Session C
- Session D
- Session E
- Session F
- Session G
- Sessions H & I
- Session J
- Session K
- Sponsors
- CD-ROM Help

**F  
TEC6**  
<http://www.tfec6.org>



## Session G

- GA.01 Analysis on thermal reliability of a UHP lamp.  
*Jung-Hwan Moon, Tae-Gu Lee, Jong-Sun Moon, Jae-Heon Lee (Hanyang Univ.)*
- GA.02 Modeling and verification of once through heat recovery steam generator.  
*Hyungee Kim, Youngjun Choi, Chaesoo Lee, Chaehon Chong (Doosan Heavy Industries & Construction Co.)*
- GA.03 Fluid flow and heat transfer characteristics around a surface-mounted module cooled by a piezoelectric fan.  
*Cyu Jin Park, Sang Hee Park (Kumoh Nat'l Inst. Tech.), Wataru Nakayama (ThermTech International)*
- GA.04 Numerical analysis of an arc plasma in a DC electric furnace.  
*Jong-Hoon Lee, Yeon-Won Lee (Pukyong Nat'l Univ.)*
- GA.05 Study on the optimization of absorption performance of the vertical falling film type absorber.  
*Jungkuk Kim, Keumnam Cho (Sungkyunkwan Univ.)*
- GA.06 Numerical study of sweat test for air-conditioner reliability.  
*Tae-hun Kim, Chul-ho Baek, Seung-hun Yu, Young-tae Kim, Baek Youn (Samsung Elec.)*
- GA.07 The heating characteristic analysis of the silicon wafers stacked in the heating furnace for the batch processing.  
*Takafumi Sasaki, Kazushige Kikuta, Takemi Chikahisa (Hokkaido Univ.), Yukio Hishinuma (E&E Research INC), Kazuhiro Morimitsu (Hitachi Kokusai Electric INC.)*
- GA.08 Simulation of etching characteristics for optimization of etching process.  
*Heung-Cheol Jeong, Ji-Won Jung, Gyung-Min Choi, Duck-Jool Kim (Pusan Nat'l Univ.)*
- GA.09 An experimental study on hydration heat control of the mass concrete using oscillating heat pipe with arranged intervals.  
*Taejin Yang, Yongbin Im, Dongil Baek, Myungsik Kim, Jongsoo Kim (Pukyong Nat'l Univ.), Chisun Youm (Bosung Construction Co.)*
- GA.10 The fabrication and numerical analysis on the softlithography-based pH self-regulating system.  
*Young-Min Kim, Woo-Seung Kim (Hanyang Univ.), Sang-Hoon Lee, Jeong-Yun Kim (Dankook Univ.)*
- GA.11 Thermal reliability analysis of a BLDC motor in a high speed axial fan.  
*Tae-gu Lee, Junghwan Moon, Jongsun Moon, Jae-heon Lee (Hanyang Univ.)*
- GA.12 Cooling and refrigeration system utilizing latent heat of vaporization of LNG.  
*Yeong Geun Kim, Sang Chul Lee, Hyo Min Jeong, Han Shik Chung, Young Heung Chun (Gyeongsang Nat'l Univ.)*
- GA.13 A study on a water maker system using peltier devices.  
*Tsutomu Hayashi, Wei Liu (Toitoti Univ.), Kengo Nojima (Industrial Research Inst. of Toitoti Prefecture), Yutaka Hara, Kotaro Tagawa (Toitoti Univ.)*
- GA.14 Thermal analysis on the satellite solar panel with blocking diodes.  
*Bum-Seok Hyun, Hui-Kyung Kim, Jang-Joon Lee, Joon-Min Choi (KARI)*
- GA.15 Experimental study on the water cooling system by steam driven ejector.  
*You Sik Shin, Seuk Cheun Choi, Kang Youl Bae, Hyo Min Jeong, Han Shik Chung (Gyeongsang Nat'l Univ.)*

## Experimental Study on the Water Cooling System by Steam Driven Ejector

You Sik Shin<sup>1</sup>, Seuk Cheun Choi<sup>1</sup>, Kang Youl Bae<sup>1</sup>, Hyo Min Jeong<sup>2</sup> & Han Shik Chung<sup>2</sup>

<sup>1</sup>Graduate School of Department of Mechanical and Precision Engineering, Gyeongsang National University, 445 Inpyeongdong, Gyeongsangnamdo 650-160, Korea  
s\_ysshin@gshp.gsnu.ac.kr

<sup>2</sup>School of Mechanical & Aerospace Engineering, Gyeongsang National Univ, Institute of Marine Industry, 445 Inpyeongdong, Gyeongsangnamdo 650-160, Korea,

**ABSTRACT**– There are many important factors for breeding fish in an aquafarm. Some of these factors are biological others include sea water temperature and so on. What is especially important for good quality breeding or fish is the maintenance of optimum aquaculture temperature. In summertime, when sea temperatures rise above 25°C the growth condition is bad and cause a diseases in fish spread.

In this study water cooling system using a steam ejector was used to drop the temperature of the water in the aquafarm by about 5°C from 25°C or higher. To replace the present water cooling system, we focused on system operated by the latent heat of evaporation. This can be get by using a vacuum pressure to evaporate the water in an enclosed tank. The water cooling effects are dependent on the vacuum pressure in the enclosed tank, and the cooling water is generated by evaporation.

As the experimental result, the absolute vacuum pressure obtained was about 8–10mmHg using a steam driven ejector with jet condenser. The time needed to reach this vacuum pressure was about 8–10 minutes and the temperature difference of the water is about 6°C.

**KEY WORDS:** Steam driven ejector, Aquafarm, Latent heat of evaporation, Vacuum pressure

### 1. INTRODUCTION

These days, our coasts have been damaged by polluted water resulting from the construction of industry complexes, increasing population, and the development of metropolitans.

Major environmental factors include water temperature, the amount of melted oxygen, salt, CO<sub>2</sub>, ammonia and PH. Nourished salts that are associated with the breeding of the aquaculture are also important because they may effect the growth of the fish and lead to serious diseases.

In Korean aquaculture industry, flatfish and jacobever are preferred by fishermen on the ground that the former is characterized by the highly added value and better returns and the latter has advantage of raising the creatures. This implies that to help fries to quickly grow and to be strong enough to get over diseases needs to have much of melted oxygen, especially to have a better control on temperature.

Several investigations of aquaculture in sea water have been reported. Kim(1997) examined the marine pollutions in view of biology. This biological treatment poses no problems to the aquaculture industry because the aquarium tank is separated from the water pollution. Partridge(1989) and Sannomiya(1987) examined the swimming structure and behavior of fish in an aquarium. Takaki et al.(1993) considered the effect of the

aquarium tank size and shape. Generally, the aquaculture equipment have two types of closed and open flow systems. Jeong et al.(1998) reported the flow characteristic by comparing a numerical analysis and flow visualization images. Mirashi et al. (1995) examined the effect of water current in the aquaculture environments of the sea. The closed type is the system which the sea water is recirculated again in the aquarium tank. The water in the case of the open flow system is discharged into the sea. The first system needs a more expensive equipment, but this system can save energy in heating the aquarium water during the winter season. Lee(1994) carried out the experiment of a flow characteristics in the closed aquarium. In the design of the aquaculture tank, what needs to be emphasized is the aquaculture environments. This means that the wrong design can cause mass mortality of breeding fish.

There are many important factors for breeding fish in an aquafarm. Some of these factors are biological others include sea water temperature and so on. What is especially important for good quality is the maintenance of the optimum aquaculture temperature. In summertime, when sea temperatures rise above 25°C the growth condition is bad and cause a diseases in fish spread.

Therefore, we performed a study of a sea water cooling system by using a steam ejector to drop the temperature of the water in the aquafarm by about 5°C from 25°C or higher. To replace the present water cooling system, we



focused on a system operated by the latent heat of evaporation, using a vacuum pressure to evaporate the water in enclosed tank. The water cooling effects are dependent on the vacuum pressure in the enclosed tank, and the cooling water is generated by evaporation.

## 2. STEAM EJECTOR THEORY

A steam ejector is a equipment which compresses the gases to a desired discharge pressure. Steam ejectors are constructed of three parts ; a suction chamber, a motive nozzle and a diffuser. The high velocity jet stream of steam emitted by the motive nozzle creates a suction chamber which draws the low pressure gases. The diffuser converts the kinetic energy of high velocity flow to pressure energy[21].

A schematic view of a typical steam ejector is shown in Figure 1. The flow process is also presented in Mollier's chart [1,5] Figure 2. Referring to Figure 1, as the high pressure steam(P), known as 'primary fluid', expands and accelerates through the primary nozzle (i), it flows out with supersonic speed to create a very low pressure region at the nozzle exit plane (ii) and hence in the mixing chamber. According to the differences of pressure of the two positions, higher-pressure vapor, which, can be called the 'secondary fluid' (S), can be entrained into the mixing chamber. The primary fluid's expanded wave was thought to flow and form a converging duct without mixing with the secondary fluid. At some cross-section along this duct, the speed of secondary fluid rises to sonic value (iii) and chokes. This cross-section was defined by Munday and Bagster [6] as the 'effective area'. The experimental results and analysis, provided in [7,8], indicated that this hypothetical area was not constant but varied with the operating conditions. Munday and Bagster also suggested that the mixing process begins after the secondary flow chokes.

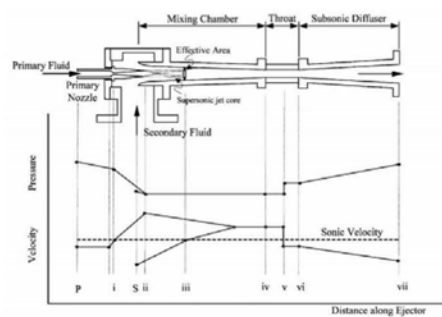


Figure 1. Schematic view and the variation in stream pressure and velocity as a function of location along a steam ejector.

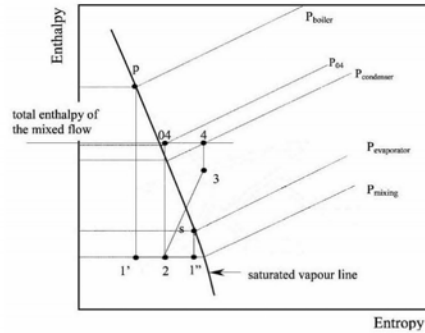


Figure 2. Mollier's chart of an ejector.

This mixing causes the primary flow to be retarded whilst secondary flow is accelerated. By the end of the mixing chamber, the two streams are completely mixed and the static pressure was assumed to remain constant [1] until it reaches the throat section (iv). The pressure in the mixing chamber was a function of primary fluid, secondary fluid and the back pressure of ejector [9]. Due to a high-pressure region downstream of the mixing chamber's throat, a normal shock of essential zero thickness is induced (v). This shock causes a major compression effect and a sudden drop in the flow speed from supersonic to subsonic. We have to note that this normal shock is valid in the assumption of one-dimensional analysis only. In real situations, because of a thick boundary layer, the shock is not fully normal but includes complex oblique shock patterns. A further compression of the flow is achieved (vi) as it is brought to stagnation through a subsonic diffuser. The experimental results of static pressure profile measurement taken along the wall of ejector have shown these assumptions to be valid in the studies of Eames et al. [22], Huang et al.[7], Chunnanond and Aphornratana [23] and Chen and Sun [10].

The above one-dimensional ejector theory was first introduced by Keenan et al. [11]. Their mathematical analysis was based on an ideal gas dynamics together with the principles of mass, momentum, and energy conservation, and it has been used as a theoretical basis in ejector design for the past fifty years. However, Keenan's theory, cannot predict the constant-capacity characteristic that was proposed later by Munday and Bagster [6]. In order to eliminate the analytical error induced by the ideal gas assumption when the ejector issued with refrigerants, the thermodynamics properties of real gases were applied [3,12,14]. However, the studies of Aphornratana [14] and Abdel-Aal et al. [13] indicated that both approaches provide the similar results. Since the pressure in the mixing chamber is very low, therefore, the fluids behave like an ideal gas.



the pressure inside of the vacuum tank to a vaporable pressure.

Figure 7 shows photography of experimental setup of steam ejector. The pressure and temperature signal are transmitted to a personal computer and data logger.



Figure 7. Photography of experimental setup.

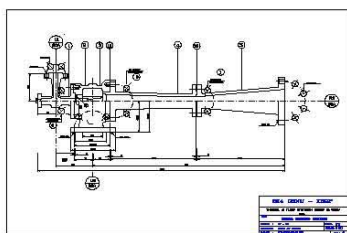


Figure 8. Drawing of steam ejector.

Figure 8. shows the drawing of a steam ejector. The steam ejector is constructed of three parts ; a suction chamber, a motive nozzle and a diffuser. The high velocity jet stream of steam emitted by the motive nozzle creates a suction chamber, which draws the low pressure gases. The diffuser converts the kinetic energy of high velocity flow to pressure energy.

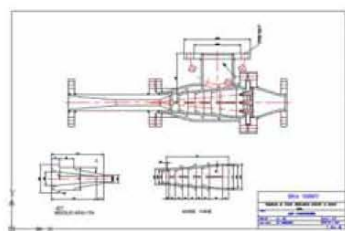


Figure 9. Drawing of jet condenser.

Figure 9 shows the drawing of a jet condenser. Jet condensers in an ejector system reduce the amount of

vapor load that a downstream ejector must handle. Jet condensers in an ejector system are designed to condense steam.

Table 1 shows experimented with three types of water ejectors. The different parameters are flow rate in the heat exchanger of the ejector water and condensing.

Table 2 shows the main parameter for water cooling test by using steam ejector. The experimental was conducted using three different driven conditions; a steam ejector, jet condenser and steam ejector with jet condenser.

Table 1. Main experimental parameters for the water cooling test by using a water ejector.

	Type1	Type2	Type3
Enclosed tank volume(Liters)	568	568	568
Filled water and air volume(Liters)	300L <sub>w</sub> 268L <sub>a</sub>	300L <sub>w</sub> 268L <sub>a</sub>	300L <sub>w</sub> 268L <sub>a</sub>
Flow rate into ejector pump, Q <sub>p</sub> (L/M)	50	50	50
Flow rate in heat exchanger of ejector water, Q <sub>ew</sub> (L/M)	none	8	none
Flow rate in heat exchanger of condensing, Q <sub>ec</sub> (L/M)	none	none	5.3

Table 2. Main experimental parameter for water cooling test.

	Type1	Type2	Type3
Driven condition	Steam ejector	Jet condenser	Steam ejector with Jet condenser
Enclosed tank volume(Liters)	85	85	85
Flow rate into ejector pump, Q <sub>p</sub> (L/M)	55L <sub>w</sub> 30L <sub>a</sub>	55L <sub>w</sub> 30L <sub>a</sub>	55L <sub>w</sub> 30L <sub>a</sub>
Steam pressure (kgf/cm <sup>2</sup> ) or Flow rate into jet condenser pump(L/M)	3.5-5kgf/cm <sup>2</sup>	100L/M	3.5-5kgf/cm <sup>2</sup> and 100L/M

#### 4. RESULTS AND DISCUSSION

To achieve cooling water, the water should be in an evaporating condition. This condition can be achieved by vacuuming. The water driven ejector and steam driven ejector were introduced in this study.

Figure 10 shows the vapor pressure and temperature curve. The pressure in the vacuum chamber has to search the vapor pressure to obtain the cooling effects by using the latent heat of evaporating.

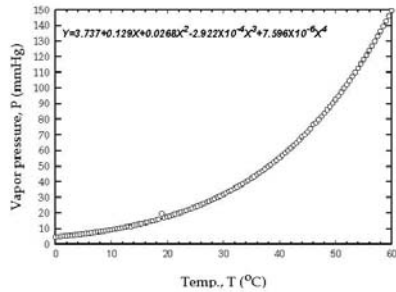


Figure 10. Chararistics curve of vapor pressure by the variation of temperature.

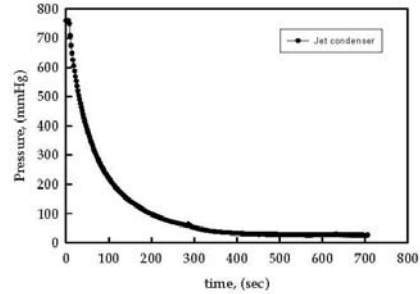


Figure 13. Vacuum pressure of type2 in table2.

Figure 13 shows vacuum pressure by jet condenser. The absolute vacuum pressure obtained was about 40mmHg.

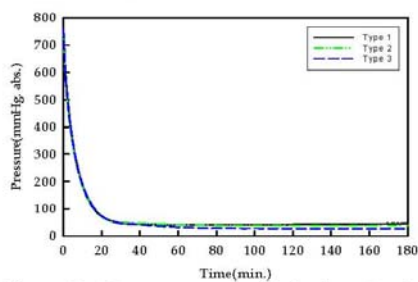


Figure 11. Vacuum pressure distributions for three types ; Type1, Type2 and Type3 in table1.

Figure 11 shows the vacuum pressure distributions for three types of ejector in table1. The absolute vacuum pressure obtained was about 30~50mmHg using a water ejector.

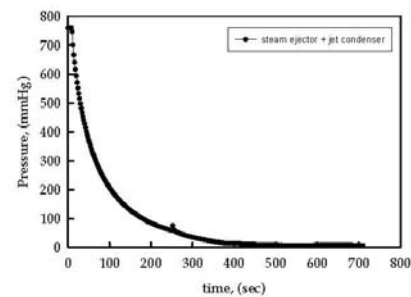


Figure 14 Vacuum pressure of type3 in table2.

Figure 14 shows vacuum pressure by steam ejector with jet condenser. The steam ejector is operated after getting 60mmHg vacuum pressure by using a jet condenser. This figure shows the performance of the absolute vacuum pressure shows about 8~10mmHg.

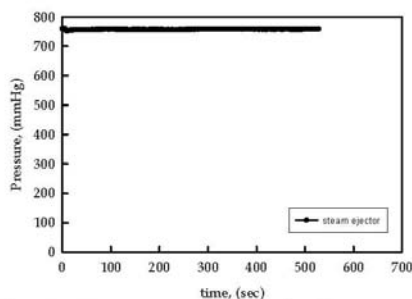


Figure 12. Vacuum pressure of type1 in table2.

Figure 12 Shows vacuum pressure of the steam ejector. Steam ejector used in this experiment is a single stage steam ejector. To get the desired vacuum pressure is impossible by using a single stage steam ejector.

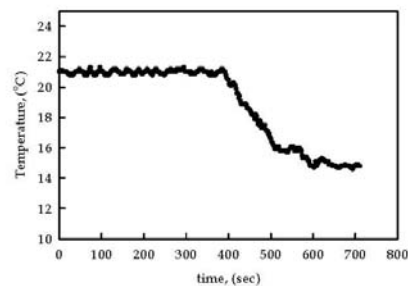


Figure 15. A variation of temperature in enclosed tank of type3 in table2.

Figure 15 shows a variation of temperature in enclosed tank of type3 in table2, obtained about  $\Delta T=6^{\circ}\text{C}$ .

## 5. CONCLUSION

In this research, to replace the present water cooling systems, we focused on a system operated by latent heat of evaporation, using a vacuum pressure to evaporate the water in an enclosed tank. The water cooling effects are dependent on the vacuum pressure in the enclosed tank, and the cooling water is generated by evaporation.

As the experimental result, it is impossible to get the desired vacuum pressure by using a single stage steam ejector. Thus a multiple stage steam ejector is needed to get the vacuum pressure.

The absolute vacuum pressure obtained was about 30–50mmHg using a water ejector. However, we could not get the desired vacuum pressure. The absolute vacuum pressure obtained about 40mmHg by a jet driven condenser.

The absolute vacuum pressure obtained was about 8–10mmHg using a steam driven ejector with jet condenser. The time needed to reach this vacuum pressure was about 8–10 minutes and the temperature difference of the water is about 6°C.

**ACKNOWLEDGEMENT**-This work was supported by the NURI project and Korea Sea Grant Program(KSGP).

## REFERENCES

- [1] Stoecker WF. Steam-jet refrigeration. Boston, MA: McGraw-Hill; 1958.
- [2] Rogdakis ED, Alexis GK. Design and parametric investigation of an ejector in an air-conditioning system. *Appl Therm Engng* 2000;20:213.26.
- [3] Rogdakis ED, Alexis GK. Investigation of ejector design at optimum operating condition. *Energy Conver Mngmnt* 2000;41:1841.9.
- [4] Alexis GK, Rogdakis ED. Performance of solar driven methanol-water combined ejector-absorption cycle in the Athens area. *Renew Energy* 2002;25:249.66.
- [5] Chen LT. Heat driven mobile refrigeration cycle analysis. *Energy Conver* 1978;18:25.9.
- [6] Munday JT, Bagster DF. A new theory applied to steamjet refrigeration. *Ind Eng ChemProcess Des Dev* 1977;16(4):442.9.
- [7] Huang BJ, Jiang CB, Hu FL. Ejector performance characteristics and design analysis of jet refrigeration system. *Trans ASME* 1985;107:792.802.
- [8] Huang BJ, Chang JM. Empirical correlation of ejector design. *Int J Refrig* 1999;22:379.88.
- [9] Zeren F. Freon-12 vapor compression jet pump solar cooling system. PhD thesis, Texas A&M University;1982.
- [10] Chen YM, Sun CY. Experimental study of the performance characteristics of a steam-ejector refrigeration system. *Exp Fluid Sci* 1997;15:384.94.
- [11] Keenan JH, Neumann EP, Lustwerk F. An investigation of ejector design by analysis and experiment. *ASME J Appl MechTrans* 1950;72:299.309.
- [12] Sokolov M, Hershgal D. Enhanced ejector refrigeration cycles powered by low grade heat. Part 1. Systems characterization. *Int J Refrig* 1990;13:351.6.
- [13] Abdel-Aal HK, Al-Zakri AS, El-Sarha ME, El-Swify ME, Assassa GM. Other options of mass and energy input for steamjet refrigeration systems. *ChemEngng J* 1990;45:99.110.
- [14] Aphornratana S. Theoretical and experimental investigation of a combine ejector-absorption refrigerator. PhD thesis, University of Sheffield, UK; 1994.
- [15] Korres CJ, Papaioannou AT, Lygerou V, Koumoutsos NG. Solar cooling by thermal compression the dependence of the jet thermal compressor efficiency on the compression ratio. *Energy* 2002;27:795.805.
- [16] Al-Khalidy N, Zayonia A. Design and experimental investigation of an ejector in an air-conditioning and refrigeration system. *ASHRAE Trans* 1995;101(2):383.91.
- [17] Hoggarth ML. The design and performance of high-pressure injector as gas jet booster. *Proc Instn Mech Eng* 1970;185(56-71):755.66.
- [18] Cizungu K, Mani A, Groll M. Performance comparison of vapour jet refrigeration system with environment friendly working fluid. *Appl Therm Engng* 2001;21:585.98.
- [19] Bevilacqua P. Mechanical refrigeration using and ejector-injector to transfer the working fluid from the evaporator to the condenser. *Int J Refrig* 1991;14:137.9.
- [20] El-Dessouky H, Ettouney H, Alatiqi I, Al-Nuwaibit G. Evaluation of steamjet ejector. *Chem Engng Process* 2002;41:551.61.
- [21] K.K. Kim., Y.M. Kim., M.H. Kim., S.D. Kang. 1987, "A Study on the Computer-Aided Design of Steam Ejector", *Journal of Korean Society of Marine Engineers*, Vol.11, No.3, pp.219–226.
- [22] Eames IW, Wu S, Worall M, Aphornratana S. An experimental investigation of steam ejectors for application in jet-pump refrigerators powered by low-grade heat. *Proc Instn Mech Eng A* 1999;213:351.61.
- [23] Chunnanond K, Aphornratana S. An experimental investigation of steam-ejector refrigerator, the analysis of pressure profile along ejector. In: *The Asia-Pacific Conference on Sustainable Energy and Environment Technologies*; 2003, pp.184.8.



# Study on Breakdown Characteristics of Polymer Material at the Super Low Temperature Environment

Kyu Jin Shim<sup>1</sup>, Sang Chul Lee<sup>1</sup>, Young Gem Kim<sup>1</sup>, Lubi Rahadiyan<sup>1</sup>,  
Hyo Min Jeong<sup>2</sup>, Han Shik Chung<sup>2</sup>

<sup>1</sup>Graduate School, Department of Mechanical and Precision Engineering, Gyeongsang National University, Tongyeong, KOREA

<sup>2</sup>School of Mechanical & Aerospace Engineering, Gyeongsang National University, Tongyeong, KOREA

**Abstract:** Resources recycling are very important and urgent technology for world industry. Development of waste recycling process includes environment protection and resources aspect. This process is very important for raw material of plastic industry, and the profit from this process is going to contribute national revenue. Especially waste plastic materials, if this process is not performed, it will cause serious problem for our environment. Therefore, recycling process technology of macro molecular material such as plastic is very important to be developed. The system for the treatment temperature ( $T_g$ ) of waste material by using liquefied gas with super low temperature and technology is proposed for plastic recycling process. In addition, In this study, Impact energy is obtained for comminution of the low temperature in industry waste PE, PP, PVC material. The result of impact strength PE, PP and PVC in the super low temperature experiment at  $-80 \sim -86^\circ\text{C}$  is compared with normal temperature at  $18^\circ\text{C}$ . It is found that the impact strength of PE, PP, and PVC decrease about 94.6%, 90.57%, 93.12% respectively

**Keywords:** Liquefied Gas, Super Low Temperature, Impact strength, Plastic, Comminution

## NOMENCLATURE

T : Temperature [ $^\circ\text{C}$ ]  
 $\alpha$  : Initial angle [ $^\circ$ ]  
 $\beta$  : Angle after collision with specimen [ $^\circ$ ]  
U : Impact value [ $\text{N}\cdot\text{cm}/\text{cm}^2$ ]  
E : Impact energy [ $\text{N}\cdot\text{cm}$ ]  
A : Area of notch cross section [ $\text{cm}$ ]  
W : Weight of hammer [ $\text{kg}$ ]  
R : Radius of hammer arm [ $\text{cm}$ ]  
h1 : Initial height of the hammer [ $\text{cm}$ ]  
h2 : Height of hammer after collision [ $\text{cm}$ ]

## 1. INTRODUCTION

Resources recycling are very important and urgent technology for world industry. Development of waste recycling process includes environment protection and resources aspect. [1-5], this process is very important for raw material of plastic industry, and the profit from this process is going to contribute national revenue. In case of waste plastic materials, if this process is not performed, it will cause serious problem for our environment. Therefore, recycling process technology of macro molecular material such as plastic is very important to be developed. [6-8] The system for the treatment temperature ( $T_g$ ) of waste material by using liquefied gas with super low

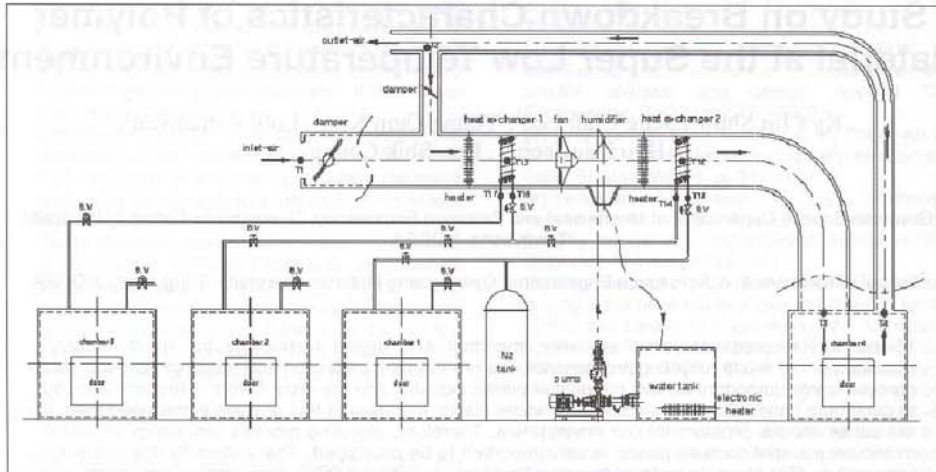
temperature and technology is proposed for plastic recycling process.

In this study, Impact energy is obtained for comminution of the low temperature in industry waste PE, PP, PVC material. In order to obtain glass transition temperature of each material, the chamber is made and the temperature is controlled. This system will achieve glass transition temperature from  $-120^\circ\text{C}$ , which is transition temperature of PE, up to ambient temperature. With this, delay time is studied at the each transition temperature and information of glass transition temperature is acquired

## 2. PREPARING THE MANUSCRIPT DESIGN OF VAPORIZATION SYSTEM BY USING LIQUEFIED NITROGEN

In this study, liquefied nitrogen is utilized as cooling energy. To utilize the cooling energy, direct cooling energy environment and indirect cooling energy environment was constructed, and then this system is used to conduct experimental study of glass transition temperature.

Figure 1 illustrate schematic diagram of experimental equipment in order to used cooling energy system.



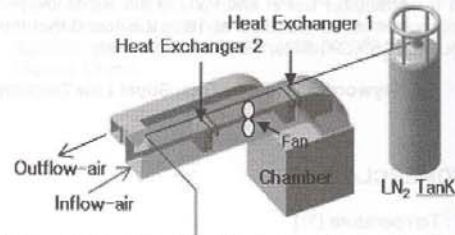
**Figure 1:** System of the Waste Matter Treatment Tg by Using Liquefied Gas with Super Low Temperature.

In this system, nitrogen from LN<sub>2</sub> tank is supplied to direct cooling energy chamber. At the same time, indirect cooling energy chamber is cooled by heat exchanger which is connected to LN<sub>2</sub> tank. Say chamber 1, 2 and 3 are direct cooling energy environment. Chamber 4 is indirect cooling energy environment. At the schematic diagram (Fig. 1), chamber 1 is super low temperature nitrogen gas from which nitrogen is discharged into the chamber at once. LN<sub>2</sub> tank also supplies super low temperature nitrogen to heat exchanger 2. After passing heat exchanger 2, this nitrogen will be sent to the chamber 2. Therefore chamber 2 temperature will be higher than chamber 1. Likewise, the heat exchanger 2 receive nitrogen LN<sub>2</sub> tank and transmit it to the chamber 3. Because air inlet temperature at heat exchanger 1 is higher than air inlet temperature at heat exchanger 2, therefore temperature of chamber 3 will be higher than chamber 2. Meanwhile, indirect cooling energy from the air passes heat exchanger 1 and 2. So this chamber temperature will be higher than direct cooling energy chamber.

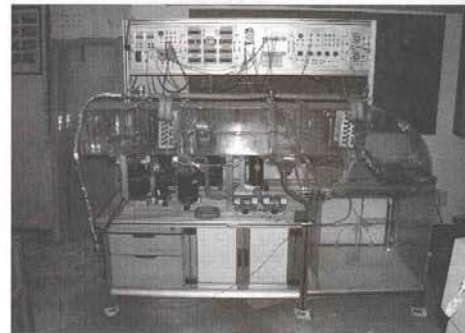
First, testing specimen of plastic and rubber produce, after the test, the physical properties of material at the glass transition temperature in each chamber are obtained and ensure the whole process technology for comminution.

Figure 2 illustrate cooling energy system which is drawn by using CATIA. First, super low temperature nitrogen is discharged from the LN<sub>2</sub> tank, Passing through heat exchanger 1 and heat exchanger 2 and discharged to the liquid dewar. Inlet air from outside was sucked by fan. This inlet air passes heat exchanger 1 and heat exchanger 2 respectively. This air is used to cool down chamber in order to reach glass transition temperature for experimental plastic and after exchange cool energy to the chamber, this air is rejected to the environment.

Figure 3 depict experimental equipment in order to make cooling environment.



**Figure 2:** Design of heating and cooling system



**Figure 3:** Experimental system Apparatus

Upper panel is controller unit for controlling entire system and measuring temperature of each part. And this experimental is made up 2 Heat Exchanger and a Fan.

### 3. IMPACT TEST SUIING CHARPY' METHOD

Basic experiment is performed by using CHARPY' for impact testing of high molecular substance such



as plastic. The purpose of this impact testing is to measure impact resistance, ductility and brittleness of plastic material by CHARPY' impact testing. [9-13] Ambient impact tester and super low temperature condition is approached at this experimental study. Figure 4 is CHARPY' impact tester which is measured impact strength under glass transition temperature at the experiment apparatus manufactured for cool energy environment construction. First, plastic is set on the anvil which is located at bottom left. Second, hammer was lifted up under specific angle and drop [14-18]. Finishing cut the plastic specimen, hammer swing one times, going through anvil and stopped by bend brake. Finally, quantity of absorption energy can be read from impact gage in order to obtain the impact strength.

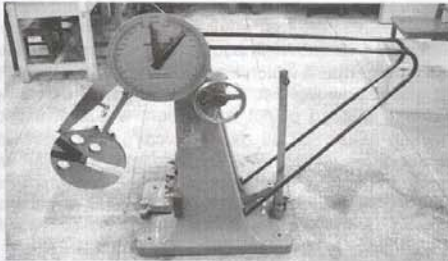


Figure 4: CHARPY' impact tester

Figure 5 is Principle of CHARPY' impact tester. R is radius of hammer arm,  $\alpha$  is initial angle,  $\beta$  is angle after collision with specimen,  $h_1$  is initial height of the hammer,  $h_2$  is height of hammer after collision, W is weight of hammer. Impact energy for cutting specimen is calculated as follows [18-19]

$$E = Wh_1 - Wh_2$$

$$Wh_1 = W(1 - \cos \alpha)$$

$$Wh_2 = W(1 - \cos \beta)$$

Impact energy E is

$$E = WR (\cos \beta - \cos \alpha)$$

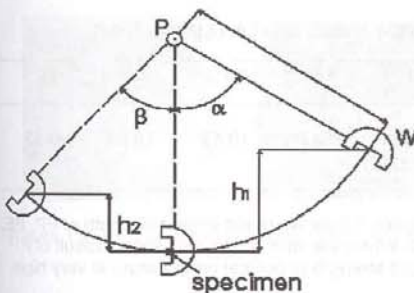


Figure 5: Principle of CHARPY' impact tester

Impact value U is

$$U = \frac{E}{A}$$

$$\therefore U = \frac{Wl(\cos \beta - \cos \alpha)}{A} \text{ kgf} \cdot \text{m/cm}^2$$

(A: Area of notch cross section)

V or U notch is prepared at middle cutting part of specimen to show stress concentration effect.

#### 4. INVESTIGATION AND RESULT FO EXPERIMENT

This test is using PP, PE, PVC standard specimen(10mm×10mm×55mm) and impact test is conducted at ambient temperature (18°C), at super low temperature (-196°C), exposure specimen in ambient temperature after 1 minute and 2 minute.



Figure 6: Specimen of PP, PE and PVC

Figure 6 shows three type of specimen (PP, PE, PVC) that is tested in this experimental. These specimens were tested 5 times for each of 20 specimens. Next picture shows LN<sub>2</sub> gas in gas cylinder to set the specimen environment under super low temperature. Each specimen is measured for 5 times. Except for ambient temperature test, PP, PE and PVC specimens were only tested one time.



Figure 7: Lay up Liquid Dewar of LN<sub>2</sub>



#### 4.1 Temperature distributions of PP, PE and PVC

Figure 8–10 is temperature distributions of PE, PP, PVC in the gas cylinder during 10 minute, 20 minute and 30 minute in the super low temperature. In this graph, each specimen is measured at the ambient temperature for 10 minute. At the first time, specimen temperature show at intervals of  $-5^{\circ}\text{C}$ – $-10^{\circ}\text{C}$  under the exposure from gas cylinder to ambient temperature. But immediately, each specimen display relatively same temperature distribution. To measure temperature of specimen, T type thermocouple was utilized to measure temperature down to  $-200^{\circ}\text{C}$ . This thermocouple was inserted into 10mm hole at middle-left position. This condition is employed to the PP, PE, PVC and disregard adiabatic characteristic of specimen. In a CHARPY impact tester, length of hammer is 76cm, Weight of hammer is 30kg, initial angle is  $30^{\circ}$  for all condition.

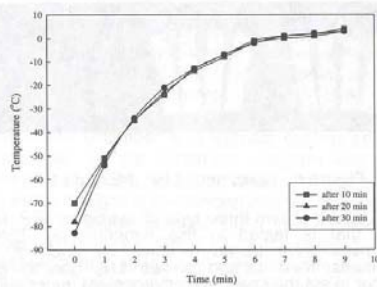


Figure 8: Temperature distributions of PE

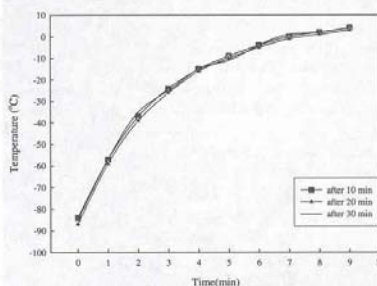


Figure 9: Temperature distributions of PE

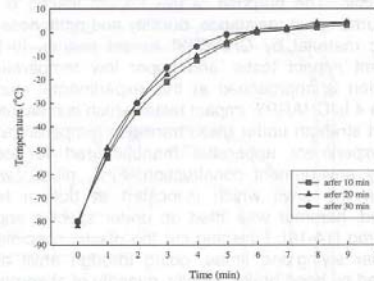


Figure 10: Temperature distributions of PVC

#### 4.2 Impact strength of PP, PE and PVC for each temperature

Table 1–3 shows impact strength of specimen for each temperature which is calculated by equation (2). PP shows the highest impact strength of all testing material. Instead of cut it just bent. Value of impact strength was  $367.39 \text{ N} \cdot \text{cm}/\text{cm}^2$ . Also, smallest impact strength occur when the test is under the condition of super low temperature  $\text{LN}_2$  gas which the plastic only get short exposure. All kind of material showed same result impact strength by  $19.59 \text{ N} \cdot \text{cm}/\text{cm}^2$ .

Table 1: Impact strength of PP

T (°C)	18°C	-86°C	-58°C	-37°C
Impact Strength	367.39	19.59	19.59	56.95

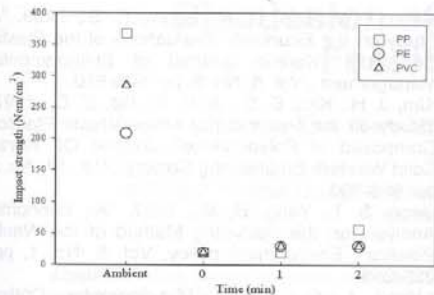
Table 2: Impact strength of PE

T (°C)	18°C	-86°C	-58°C	-37°C
Impact Strength	207.76	19.59	29.16	29.16

Table 3: Impact strength of PVC

T (°C)	18°C	-86°C	-58°C	-37°C
Impact Strength	284.91	19.59	19.59	29.16

Figure 11 shows result impact strength of PP, PE, PVC. When the time is 0, X axis shows result of PP impact strength at normal temperature is very high.



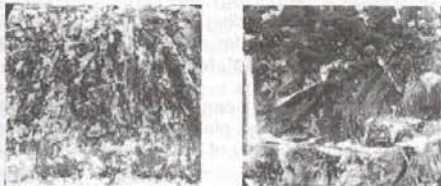
**Figure 11:** Impact strength distributions of PP, PE and PVC

At the axis equal to 1 (when the material get short exposure to normal temperature), Y axis shows the value of impact strength of PP, PE and PVC have same results. The test result of three materials at ambient temperature exposure after 1 minute and 2 minute only shows little variation.

#### 4.3 Observation of cutting surface of PP, PE, PVC

The picture of four different temperatures cutting surface, when hammer cut the specimen of PP, PE and PVC, is taken by close photograph digital camera. First, picture at ambient temperature, second, at quick exposure from LN<sub>2</sub> gas cylinder to ambient temperature. Third, after exposure at ambient temperature during 1 minute and the fourth is after 2 minute of exposure.

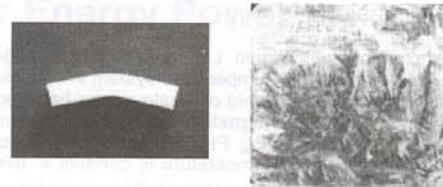
Figure 12-17 shows cutting surface after measured by CHARPY impact strength with two piece of PP, PE and PVC



**Figure 12:** PE Fracture surface at 18°C and -80°C



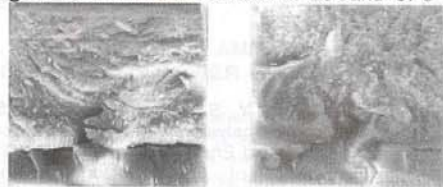
**Figure 13:** PE Fracture surface at -53°C and -35°C



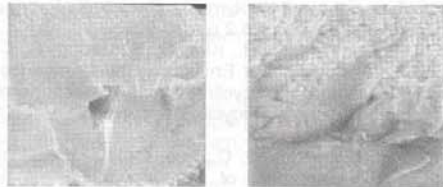
**Figure 14:** PE Fracture surface at 18°C and -86°C



**Figure 15:** PE Fracture surface at -58°C and -37°C



**Figure 16:** PE Fracture surface at 18°C and -80°C



**Figure 17:** PE Fracture surface at -50°C and -30°C

Figure 12 - 17 compare cutting surface at normal temperature (18°C) and quick (-86°C~-80°C) exposure to ambient temperature. By using this picture, characteristic of impact strength at low temperature will be able to study. In the figure 12 - 17 hammer smash the specimen from the bottom to upper direction. At the first time, cutting surface (b) showed smooth fracture which exposed to ambient temperature. In the contrary ambient temperature (18°C) specimens show rough fracture. (Left side photographs)

This is the reason why glass transition temperature for specimen with super low temperature LN<sub>2</sub> gas has brittleness characteristic. By comparing impact strength result for instance PP, result of impact strength at ambient temperature (18°C, 207.76 N · cm/cm<sup>2</sup>) is 20 times higher than at the low temperature (-80°C, 15.59 N · cm/cm<sup>2</sup>)



## 5. CONCLUSION

A chamber with liquid LN<sub>2</sub> gas is installed for constructing super low temperature system in order to develop technical treatment of waste matter handling using super low temperature liquid gas.

Experiment for testing PP, PE and PVC impact strength at super low temperature is conduct in this study.

This experimental study shows that the impact strength of PP, PC and PVC specimen is very low at super low temperature condition. This material is very brittle at super low temperature. Therefore this condition is very suitable for PP, PC and PVC waste recycling process

**ACKNOWLEDGEMENT** This work was partially supported by the grants from the NURI project of GSNU, the Program for the Training of Graduate Students in Regional Innovation which was conducted by the Ministry of Commerce, Industry and Energy, and KSGP by Ministry of Marine Affairs & Fisheries, Korea.

## REFERENCES

- [1] Lee, G. S., Chang, Y. S., and Ro, S. T., 1995, "Thermodynamic Analysis of the Extraction Process and the Cold Energy Utilization of LNG", Korean Journal of Air-Conditioning and Refrigeration Engineering, Vol. 7, No. 1 pp. 120-131.
- [2] Kim, H. S., 1999, "Studies about ritualization process of waste-polymer", Samchok National University, Vol. 32, No.2 pp. 79-92.
- [3] Oh, G. J., Park, C. H., Kim, G. H., Jeong, G. C., 2003, "A study about Environmental Comparison on the Method of Recycling Waste Plastic", Korea Organic Resource Recycling Association, Vol. 11, No. 1, pp. 77-83.
- [4] Chung, J. Y., Park, J. C., Lee, C. H., Kim, J. W., 2003, "Development of Institutional System for Efficient Recycling of Waste Plastic", Korea Organic Resource Recycling Association, Vol. 11, No. 1, pp. 138-148.
- [5] Kim, J. O., Park, T. S., Kim, J. A., 1995, "Recycling of Plastic Wastes : Resource of Plastic recirculate", The Polymer Society of Korea, Vol. 6, No. 1, pp. 8-15.
- [6] Sung, I. W., Min, D. K., Beom, B. S., 1999, "A Study on the Economic Evaluations of the Plastic Recycling", Korean Journal of Environmental Management , Vol. 5, No. 3, pp. 505-510.
- [7] Kim, J. H., Kim, E. S., Ji, H. S., Go, E. C., 1997, "Study on the Recycling of Mixed Waste Plastics Composed of Polyethylene", Journal OF Korea Solid Wasters Engineering Society , Vol. 14, No. 8, pp. 895-900.
- [8] Jeon, S. I., Yang, B. M., 1997, "An Economic Analysis on the Recycling Method of the Waste Plastics", Environment policy, Vol. 5, No. 1, pp. 239-259.
- [9] Kim, J. G., 1994, "Metallography Optical Microscope", A book concern Gold, Vol. 12, No. 1, pp. 46-51.
- [10] You, E. E., 1998, "Catalytic Approaches to the Recycling of Waste Plastics", Korean Society of Industrial and Engineering Chemistry, Vol. 2, No. 1, pp. 282-285.
- [11] Kim, T. H., 2003, "Waste Plastics Recycling and It's Application", The University of Suwon, A master's thesis , Viii pp. 73.
- [12] Lee, H. J., 2003, "A Study on the Improvement in the Properties of Multicomponent Polymer Blends for the Recycling of Mixed Waste Plastics", Konkuk University, A master's thesis, Viii pp. 86.
- [13] Park, M. S., 2002, "A Study on the Determination of Fracture Parameters for Rubber Toughened Polymeric Materials Using an Instrumented Charpy Impact Test, Myongji University, A master's thesis.
- [14] Youn, G. B., 1995, "Study on the recycling system of the automobile plastic material", Hanyang University, A master's thesis, Vi pp. 63.
- [15] Kim, G. Y., 1993, "Preliminary investigation for recycling of commingled plastic wastes", Ministry of Science & Technology, pp. 111.
- [16] Kia, 1900, "Recycling technology of wasted plastics: Technology for resource of waste at the first step annual report", Ministry of Environment, a separate volume
- [17] Kia technology center, 1997, "Recycling technology of wasted plastics at the second step annual report, Ministry of Environment, a separate volume.
- [18] KIST, 2003, "Development of recycling technology for commingled plastic wastes using special compatibilizers " Industrial waste recycling R&D program, Ministry of Environment, a separate volume

## Experimental Study on the Pressure Drop and Water Cooling Characteristics by Steam Driven Ejector and Jet Condenser

You Sik Shin<sup>1</sup>, Youn Hwan Lee<sup>1</sup>, Hyo Min Jeong<sup>2</sup>, Han Shik Chung<sup>2</sup>, Young Heung Chun<sup>2</sup>  
and Sun Jung Kim<sup>3</sup>

<sup>1</sup>Graduate School, Dept. of Mechanical and Precision Engineering, Gyeongsang National University, Tongyeong, KOREA

<sup>2</sup>School of Mechanical and Aerospace Engineering, Gyeongsang National University, Tongyeong, KOREA

<sup>3</sup>Department of Building Services Engineering, Hanbat National University, Daejeon, KOREA

**Abstract:** This study performed of a water cooling system by using a steam ejector and jet condenser to drop the temperature of the water in aquafarm by about 5°C from 25°C or higher. In this research, to replace the present water cooling system, we focused on a water cooling system operated by latent heat of evaporation, thus this system needs a vacuum pressure to evaporate the water in enclosed tank. The water cooling effects are dependent on the vacuum pressure in the enclosed tank, and the cooling water is generated by evaporation. As the experimental results, the absolute vacuum pressure obtained was about 5–8mmHg using a steam driven ejector with jet condenser in experiments from Type 1 to Type12. The temperature difference of the water is about 5°C from Figure 8, 10, 12. Figure 13, 15 and 17 is the graphs of temperature difference of heat exchanger. The obtained results are respectively  $\Delta T=7^\circ\text{C}$ ,  $\Delta T=5^\circ\text{C}$  and  $\Delta T=5.5^\circ\text{C}$ . Figure 19, 21 and 23 is the graphs of temperature difference of heat exchanger. The obtained results are respectively  $\Delta T=5.5^\circ\text{C}$ ,  $\Delta T=5.5^\circ\text{C}$  and  $\Delta T=5.5^\circ\text{C}$ .

**Keywords:** driven ejector, Jet condenser, Aquafarm, Vacuum, Latent heat of evaporation

### NOMENCLATURE

$L_A$  : Air volume in enclosed tank [ L ]  
 $L_w$  : Water volume in enclosed tank [ L ]  
 $Q$  : Flow rate [L/min.]  
 $T$  : Temperature [ °C ]

### 1. INTRODUCTION

In Korean aquaculture industry, flatfish and jacobever are preferred by fishermen on the ground that the former is characterized by the highly added value and better returns and the latter has advantage of raising the creatures. This implies that to help fries to quickly grow and to be strong enough to get over diseases needs to have much of melted oxygen, especially to have a better control on temperature.

Several investigations of aquaculture in sea water have been reported. Kim(1997)<sup>[3]</sup> examined the marine pollutions in view of biology. This biological treatment poses no problems to the aquaculture industry because the aquarium tank is separated from the water pollution. Partridge(1989)<sup>[6]</sup> and Sannomiya(1987)<sup>[5]</sup> examined the swimming

structure and behavior of fish in an aquarium. Takagi et al.(1993)<sup>[2]</sup> considered the effect of the aquarium tank size and shape. Generally, the aquaculture equipment has two types of closed and open flow systems. Jeong et al.(1998)<sup>[1]</sup> reported the flow characteristic by comparing a numerical analysis and flow visualization images. Hirashi et al. (1995)<sup>[7]</sup> examined the effect of water current in the aquaculture environments of the sea. The closed type is the system which the sea water is recirculated again in the aquarium tank. The water in the case of the open flow system is discharged into the sea. The first system needs more expensive equipment, but this system can save energy in heating the aquarium water during the winter season. Lee(1994)<sup>[4]</sup> carried out the experiment of a flow characteristics in the closed aquarium. In the design of the aquaculture tank, what need to be emphasized are the aquaculture environments. This means that the wrong design can cause mass mortality of breeding fish.

There are many important factors for breeding fish in an aquafarm. Some of these factors are biological others include sea water



temperature and so on. What is especially important for good quality is the maintenance of the optimum aquaculture temperature. In summertime, when sea temperatures rise above 25°C the growth condition is greater and diseases in fish spread.

Therefore, we performed a study of a sea water cooling system by using a steam ejector to drop the temperature of the water in the aquafarm by about 5°C from 25°C or higher. To replace the present water cooling system, we focused on a system operated by the latent heat of evaporation, using a vacuum pressure to evaporate the water in enclosed tank. The water cooling effects are dependent on the vacuum pressure in the enclosed tank, and the cooling water is generated by evaporation.

## 2. EXPERIMENTAL APPARATUS AND DESCRIPTION

The cooling effects are dependent on the vacuum pressure, thus the vacuum pump has to achieve the pressure of evaporation. As the general vacuum pump is designed for high vacuuming in a small space, the ejector pump system is more suitable than the vacuum pump. In this paper, the steam driven ejector pump system is proposed for vacuuming in the enclosed tank.

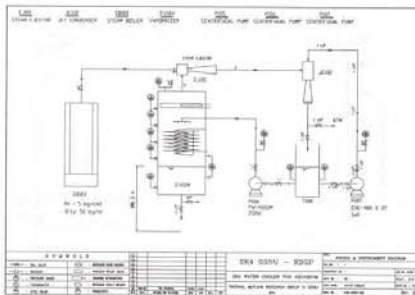


Figure 1: Schematic diagram of the experimental apparatus.

Figure 1 shows the experimental apparatus to measure the effect of vacuum levels in the enclosed tank. The designed vacuum chamber has a capacity of 200L and the inside air of the vacuum tank is evacuated by a steam driven ejector. One heat exchanger was installed in the experimental apparatus.

Figure 1 shows the system generating cooling water by using latent heat of evaporation at low pressure. The low pressure generating system adopts vapor driven in this research. The vapor is created by a steam boiler and goes

through a steam ejector. As the steam which passed the ejector goes through a jet condenser, it drops the pressure inside of the vacuum tank to a vaporable pressure.

The pressure transducer (PSHA0760HAAJ) was installed on the top of the vacuum tank. Six thermocouples (RTD PT100Ω) were installed inside vacuum tank at regular intervals. The pressure signal is transmitted to a personal computer and data logger (DA100, YOKOGAWA).



Figure 2: Photography of experimental setup.

Figure 2 shows photography of experimental setup of steam ejector. The pressure and temperature signal are transmitted to a personal computer and data logger.

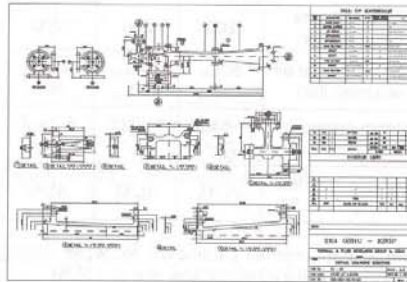


Figure 3: Drawing of steam ejector.

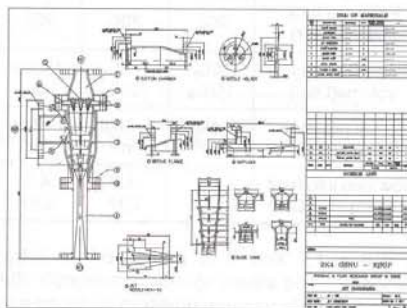


Figure 4: Drawing of jet condenser.

Figure 3 shows the drawing of a steam ejector. The steam ejector is constructed of three parts; a suction chamber, a motive nozzle and a diffuser. The high velocity jet stream of steam emitted by the motive nozzle creates a suction chamber, which draws the low pressure gases. The diffuser converts the kinetic energy of high velocity flow to pressure energy.

Figure 4 shows the drawing of a jet condenser. Jet condenser in an ejector system reduces the amount of vapor load that a downstream ejector must handle. Jet condenser in an ejector system is designed to condense steam.

**Table 1:** Experimental parameters for water cooling effect and vacuum efficiency of the system.

	Type1	Type 2	Type3	Type4
Enclosed tank volume(Liter)	200	200	200	200
Filled water and air volume(Liter)	0L <sub>w</sub> 200L <sub>a</sub>	50L <sub>w</sub> 150L <sub>a</sub>	100L <sub>w</sub> 100L <sub>a</sub>	150L <sub>w</sub> 50L <sub>a</sub>
Steam pressure (kgf/cm <sup>2</sup> )	4~5gf / cm <sup>2</sup>	4~5gf / cm <sup>2</sup>	4~5gf / cm <sup>2</sup>	4~5gf / cm <sup>2</sup>

**Table 2:** Experimental parameters for water cooling efficiency of heat exchanger flow rate at 4L/M.

	Type5	Type6	Type7
Enclosed tank volume(Liter)	200	200	200
Filled water and air volume(Liter)	50L <sub>w</sub> 150L <sub>a</sub>	100L <sub>w</sub> 100L <sub>a</sub>	150L <sub>w</sub> 50L <sub>a</sub>
Steam pressure (kgf/cm <sup>2</sup> )	4~5kgf/ cm <sup>2</sup>	4~5kgf/ cm <sup>2</sup>	4~5kgf/ cm <sup>2</sup>
Flow rate into heat exchanger Q(L/M)	4L/M	4L/M	4L/M

**Table 3:** Experimental parameters for water cooling efficiency of heat exchanger flow rate at 4.5L/M.

	Type8	Type9	Type10
Enclosed tank volume(Liter)	200	200	200
Filled water and air volume(Liter)	50L <sub>w</sub> 150L <sub>a</sub>	100L <sub>w</sub> 100L <sub>a</sub>	150L <sub>w</sub> 50L <sub>a</sub>
Steam pressure (kgf/cm <sup>2</sup> )	4~5kgf/ cm <sup>2</sup>	4~5kgf/ cm <sup>2</sup>	4~5kgf/ cm <sup>2</sup>
Flow rate into heat exchanger Q(L/M)	4.5 L/M	4.5 L/M	4.5 L/M

Table 1,2 and 3 is processed as follow method. The steam ejector is operated after getting 60mmHg vacuum pressure by using a jet

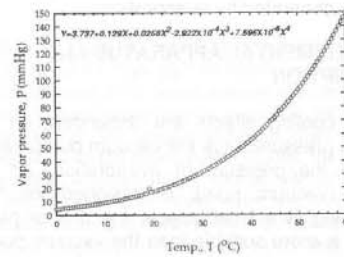
condenser, and then cooling efficiency is measured by experiments with each flow rate of heat exchanger.

### 3. RESULT AND DISCUSSION

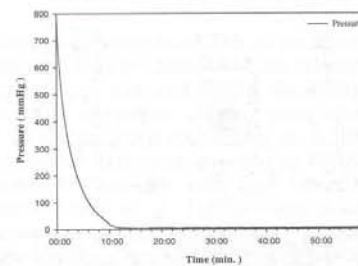
To achieve cooling water, the water should be in an evaporating condition.

This condition can be achieved by vacuuming.

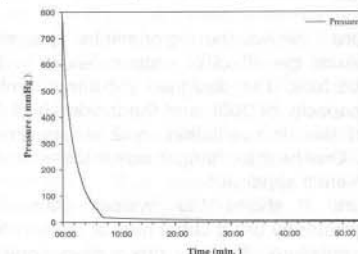
Figure 5 shows the vapor pressure and temperature curve. The pressure in the vacuum chamber has to search the vapor pressure to obtain the cooling effects by using the latent heat of evaporating.



**Figure 5:** Characteristics curve of vapor pressure by the variation of temperature. at-10°C≤T≤60°C



**Figure 6:** Vacuum pressure of Type1 in table 1.



**Figure 7:** Vacuum pressure of Type2 in table 1.

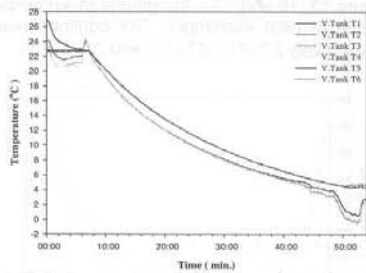


Figure 8: Temperature distributions in enclosed tank of Type2 in table 1.

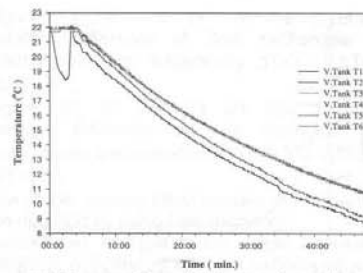


Figure 11: Temperature distributions in enclosed tank of Type4 in table 1.

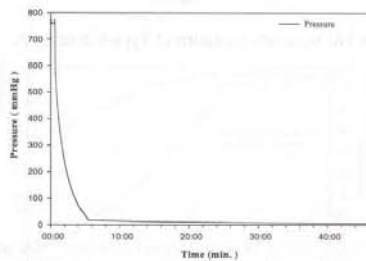


Figure 9: Vacuum pressure of Type3 in table 1.

Figure 6, 7, 9 and 10 represents the vacuum pressure distributions for the four experiments as shown in table 1.

Table 1. After 15-20minutes, the pressure had an almost steady condition and the pressure values of Type1, Type2, Type3 and Type4 were recorded 5-8mmHg. abs.

Figure 8, 10 and 11 show the temperature distributions of the enclosed tank for each type.  $\Delta T$  obtained from each type is about 10°C and the pertinence of this system is proved by experimental graphs of pressure and temperature.

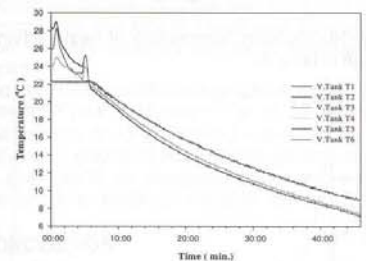


Figure 10: Temperature distributions in enclosed tank of Type3 in table 1.

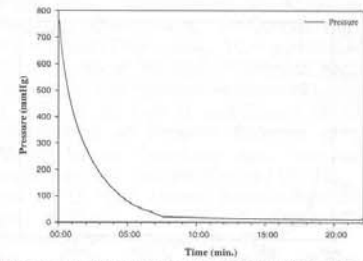


Figure 12: Vacuum pressure of Type5 in table 2.

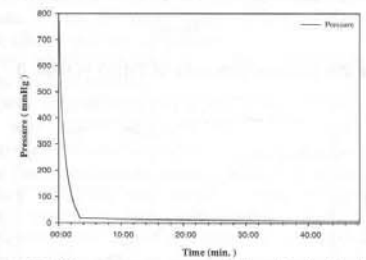


Figure 11: Vacuum pressure of Type4 in table 1.

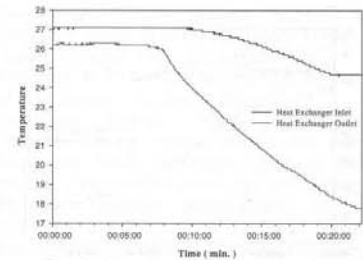


Figure 13: Variation temperature of heat exchanger at Type5 in table 2.



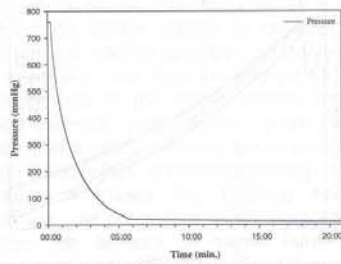


Figure 14: Vacuum pressure of Type6 in table 2.

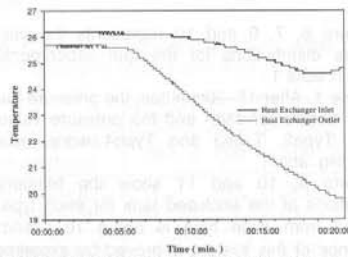


Figure 15: Variation temperature of heat exchanger at Type6 in table 2.

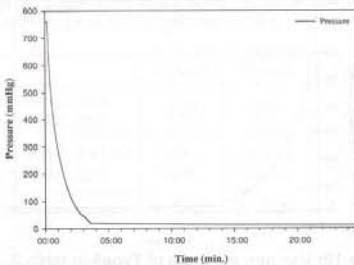


Figure 16: Vacuum pressure of Type7 in table 2.

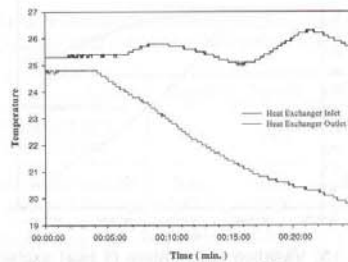


Figure 17: Variation temperature of heat exchanger at Type7 in table 2.

Figure 12, 14 and 16 show vacuum pressure of heat exchanger flow rate at 4L/M and the absolute vacuum pressure obtained was about 5–8mmHg at this point.

Figure 13, 15 and 17 is the graphs of temperature difference of heat exchanger. The obtained results are respectively  $\Delta T=7^{\circ}\text{C}$ ,  $\Delta T=5^{\circ}\text{C}$  and  $\Delta T=5.5^{\circ}\text{C}$ .

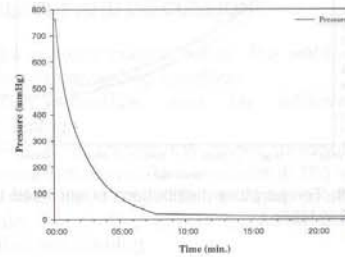


Figure 18: Vacuum pressure of Type8 in table 3.

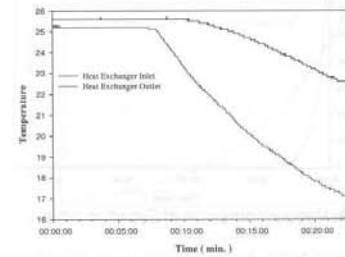


Figure 19: Variation temperature of heat exchanger at Type8 in table 3.

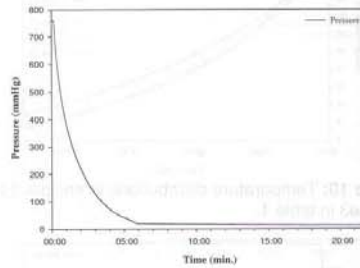


Figure 20: Vacuum pressure of Type9 in table 3.

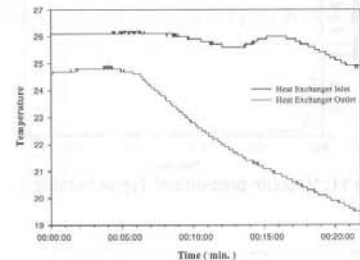


Figure 21: Variation temperature of heat exchanger at Type9 in table 3.



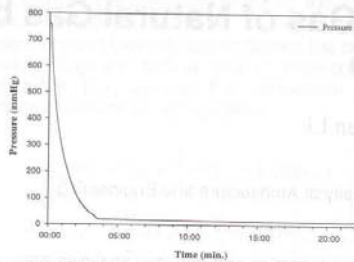


Figure 22: Vacuum pressure of Type10 in table 3.

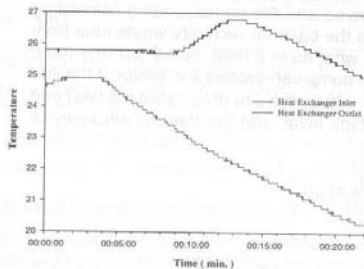


Figure 23: Variation temperature of heat exchanger at Type10 in table 3.

Figure 18, 20 and 22 show vacuum pressure of heat exchanger flow rate at 4.5L/M and the absolute vacuum pressure obtained was about 5–8mmHg at this point.

Figure 19, 21 and 23 is the graphs of temperature difference of heat exchanger. The obtained results are respectively  $\Delta T=5.5^{\circ}\text{C}$ ,  $\Delta T=5.5^{\circ}\text{C}$  and  $\Delta T=5.5^{\circ}\text{C}$ .

When the graphs of heat exchanger flow rate at 4L/M and 4.5L/M are compared bigger temperature difference can be obtained with lower flow rate.

#### 4. CONCLUSION

In this research, we proposed a water cooling system by latent heat of evaporation. This system consists of the enclosed vacuum tank and steam driven ejector with jet condenser.

From an experimental result, the conclusions are summarized as follows;

Water temperature proposed in this research is  $25^{\circ}\text{C}$  and higher and the cooling system that temperature difference is about  $5^{\circ}\text{C}$  was introduced.

As the experimental results, the absolute vacuum pressure obtained was about 5–8mmHg using a steam driven ejector with jet condenser in experiments from Type 1 to Type12. The temperature difference of the water is about  $5^{\circ}\text{C}$  from Figure 8, 10, 12.

Figure 13, 15 and 17 are the graphs of temperature difference of heat exchanger. The obtained results are respectively  $\Delta T=7^{\circ}\text{C}$ ,  $\Delta T=5^{\circ}\text{C}$  and  $\Delta T=5.5^{\circ}\text{C}$ .

Figure 19, 21 and 23 are the graphs of temperature difference of heat exchanger. The obtained results are respectively  $\Delta T=5.5^{\circ}\text{C}$ ,  $\Delta T=5.5^{\circ}\text{C}$  and  $\Delta T=5.5^{\circ}\text{C}$ .

The proper cooling effect needed in this research can be obtained by using heat exchanger.

From Type1 to Type 4, the bigger temperature difference is occurred when heat exchanged is not used. It means that the bigger cooling effect can be obtained with the system of water circulating through inside of tank.

#### ACKNOWLEDGEMENT

This work was partially supported by the grants from the NURI project of GSNU, the Program for the Training of Graduate Students in Regional Innovation which was conducted by the Ministry of Commerce, Industry and Energy, and KSGP by Ministry of Marine Affairs & Fisheries, Korea.

#### REFERENCES

- [1] Jeong, H. M. and Chung, H. S., 1998, Study on Fluid Flow Characteristics of Aquarium for Optimum Environment, Air-Conditioning and Refrigeration Engineering., 10, 1, pp108-117.
- [2] Tsutomu Takagi, Kausuaki Nashimoto, Katsutaro Yamamoto and Tomonori Hiraishi1993,Kang, W. J., Cho, S. S., Huh, H. and Chung, D. T.1998, Identificatoin of Dynamic Behavior of Sheet Metals for an Auto-body with Tension Split Hopkinson Bar, SAE 981010, pp115-119.
- [3] Kim, H. G. 1997. Recent Harmful Algal Blooms and Mitgatio Strategies in Korea. Ocean Research, Vol 19(2), pp185-192.
- [4] Lee, J. S., 1994, Hydraulic Studies on Recirculating Aquaculture Basin, J. Korean Fish. Soc, 27, 2, pp173-182.
- [5] Sannomiya, N. and Matuda, K.,1987, Least Squares Estmation in Fish Behavior Model, Bull. Japan. Soc. Sci. Fish., 53, pp1951-1957.
- [6] Partridge, B. L., 1989, The Structure ad Function of Fish School, Sci. Am., 246, pp90-99.
- [7] Tomonori Hiraishi, Karsuaki Nashimoto, Thutomu Takagi, Kengo Suxuki and Keiichiro Moromatu, 1995, Stationary Ability of Bastard Halibut *Paralichthys olivaceus* and Longsnout Flounder *Limanda punctatissima* to Water Current at the Bottom of a Net Cage, Bulletin of the Japanese Society of Scientific Fisheries, 61, 3, pp363-368.

## Numerical Analysis and Experiment of Starfined Vaporizer for Liquefied Natural Gas

Tae Woo Kong<sup>1</sup>, Sang Chul Lee<sup>1</sup>, Chung Seub Yi<sup>1</sup>  
Han Shik Chung<sup>2</sup>, Hyo Min Jeong<sup>2</sup>, Chan Kyu Lee<sup>3</sup>

<sup>1</sup>Graduate School, Department of Mechanical and Precision Engineering, Gyeongsang National University, 445 Inpyeongdong, Gyeongsangnamdo, 650-160, Korea

<sup>2</sup>School of Mechanical and Aerospace Engineering, Gyeongsang National University, 445, Inpyeongdong, Gyeongsangnamdo, 650-160, Korea

<sup>3</sup>Dept. of Mechanical Engineering, Koje College, 654-1, Jangsungpo-dong, 656-701, Korea

**Abstract:** LNG Vaporizers must be smaller, more efficient, and easier to operate and maintain. Recently, the vaporizers with greatly enhanced performance as compared to conventional type have been developed to fulfill these requirements. This paper was studied for optimum design of the used vaporizer at a satellite station. Generally, the moisture freezing of air is created by temperature drop under 0°C on vaporizer surface. This problem is increasingly appeared as time passed and humidity rise. In addition, the moisture freezing makes an ice layer and heat transfer on vaporizer is decreased by the ice layer form into the adiabatic condition. By this reason, recent vaporizer system is installed as parallel type, and it takes tree times of vaporizer capacity. But this vaporizer system has much installation costs and is restricted by some space. To solve this problem is very important, and main impacts of vaporizer can be the circumference distance or angle between fin and fin, length, thickness, materials, temperature conditions inner vaporizer and so on. This paper was carried out the numerical analysis and experiment to get the optimum design information of vaporizer fin for liquefied natural gas with super low temperature. The geometry of numerical analysis and experiment were identical. Used parameters are the circumference distance or angle between fins, and fin thickness of vaporizer. Results on numerical analysis were represented about the correlations with the ice layer thickness of vaporizer surface according to the temperature variations inner vaporizer, fin thickness and circumference distance between fins of vaporizer. These results were also verified by experimental study. Finally, the information for optimum design of vaporizer was proposed with correlation equations in this paper.

**Keywords:** LNG, super low temperature, vaporizer

### NOMENCLATURE

$D_o$ : outside diameter of vaporizer tube [mm]  
 $t/s$ : ratio of fin thickness by circumference distance of outside diameter between fins  
 $\Phi$  (or  $s$ ): angle or circumference distance of outside diameter between fins [°]  
 $TH_f$  (or  $f$ ): thickness of vaporizer fin [mm]  
 $T_{FE}$ : temperature of fin end point [°C]  
 $T_{IN}$ : inner working fluid temperature of vaporizer [°C]  
 $R$ : a radius of vaporizer tube [mm]

### 1. INTRODUCTION

Recently, many Korea researchers have been concentrating on the super low temperature fields due to the increasing demand of the LNG which has many applications like quick freezing, a power generation by cold energy, low temperature refrigeration and so on.<sup>[1-2]</sup> LNG consists of CH<sub>4</sub> as main component, which is made by cooling and pressurization process of natural gas. LNG is carried and saved as a liquid

below -162°C from the outside. But, LNG must be vaporized for using like fuels in industries and home and so on, and then cold energy was generated about latent heat of 120kcal/kg and sensible heat of 80kcal/kg, while the vaporization process. In fact, much additional cost and facilities are demanded for vaporization of LNG.<sup>[3-4]</sup> Therefore, this utilization of cold energy and develop of vaporizer is very important. Generally, the vaporization method of LNG is compartmentalized into two types. One is to use the air of atmosphere and another is to use the sea water. The sea water type is used in LNG undertaking station require much heat quantity, however it has some problems to make ice on vaporizer surface in sea water. The vaporizer used at the satellite station is almost by the air vaporization method. In case of air type, the freezing moisture of air is created by temperature drop under 0°C on vaporizer surface, too. This problem is increasingly appeared according to rising of time and humidity. In addition, the freezing moisture makes ice layer and heat transfer on vaporizer decrease by the ice layer formation form into the adiabatic condition.<sup>[5]</sup> Because of this reason,



recent vaporizer system is installed as parallel type, and it takes three times of vaporizer capacity. But this vaporizer system requires much installation costs and larger space. Therefore, LNG vaporizer system must be smaller, more efficient, and easier to operate and maintain. But, Korea is in the initial stages of super low temperature fields as vaporizer and utilization technologies of cold energy about LNG, which are lacked of data on the physical and theoretical of super low temperature fields.

The geometry of vaporizer in this paper likes one of vaporizer at the satellite station which is star fin-tube type. Additionally, the geometry change of this vaporizer determine to promote the heat transfer and ice layer formation. Accordingly, parameters such as circumference distance or angle between fin and fin, thickness of fin and temperature conditions of working fluid inner vaporizer were adapted in this study. Liquefied natural gas was supposed as working fluid inner vaporizer, and outside of vaporizer was assumed to be heated by ambient air. Ultimate purpose of this study is to get information of optimal design of vaporizer such star fin-tube which can be used in LNG satellite station by prediction of ice layer thickness on vaporizer surface through numerical analysis. As one of results, optimal ratio of  $t/s$  as thickness of fin by outside diameter circumference distance between fins was proposed this paper

## 2. NUMERICAL ANALYSIS

Using vaporizer in LNG satellite station is distinguished from general heat changers of industry. For adequate vaporization of LNG, the supplied flow-rates of LNG, the conditions of air such as humidity and velocity of air, the geometries of fin like width, length and spacing were very important. Therefore, the numerical model of vaporizer this paper was presented in Fig. 1.

Fig. 1 shows the numerical models of vaporizer according to angle or circumference distance between fins, and  $TH_F$  means the thickness of fin which is 2mm, 4mm, 6mm, and  $T_{IN}$  as inner working fluid temperature of vaporizer is given each temperature such  $-162^\circ\text{C}$ ,  $-120^\circ\text{C}$ ,  $-80^\circ\text{C}$ ,  $-40^\circ\text{C}$ ,  $-20^\circ\text{C}$ .

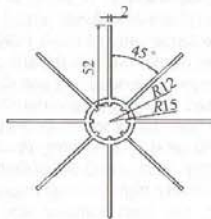


Fig 1: Geometry of vaporizer models for numerical analysis

Above numerical model are two dimensions, and assumed that fin and tube are pure aluminium. Two dimensions model of Vaporizer was not considering the effect of gravity because it supposed horizontal section about vertical arrangement of vaporizer. Also, inner working fluid of vaporizer is always kept on the

selected temperature, and the conditions of ambient air have temperature of  $20^\circ\text{C}$ , pressure of 1.013bar. Hence, heat conduction equation of steady state was only used in this paper because it is calculated by temperature difference due to no effect of gravity and no flow of mass. First of all, main assumption of this study is that ice layer on vaporizer surface is formatted from surface temperature of vaporizer to  $0^\circ\text{C}$  of surrounding.

For this study, creating surface of numerical model was carried out by using CAD, and creating grid as hexahedral mesh was made by ICFM-CFD software. Lastly, the calculation of model for numerical analysis was accomplished by STAR-CD such common CFD code. The grid system for the calculation zone was shown Fig. 2 and used grid numbers were required about 40,000.

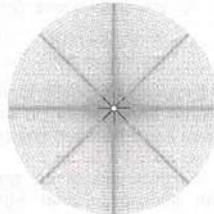


Fig 2: Grid system for the calculation zone

## 3. NUMERICAL ANALYSIS RESULTS & DISCUSSIONS



Fig 3: Actual photograph of ice layer formation of the general vaporizer

Fig. 3 shows a picture of using vaporizer in LNG satellite station. Ice layer formation between fins on vaporizer surface thickly presented in Fig. 3. Therefore, the thickness of ice layer and end point temperature of fin length in numerical study can be presented like Fig. 4 leading to variation of the circumference distance or angle of between fins, working fluid temperature like LNG and fin thickness.

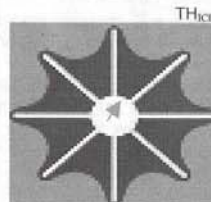
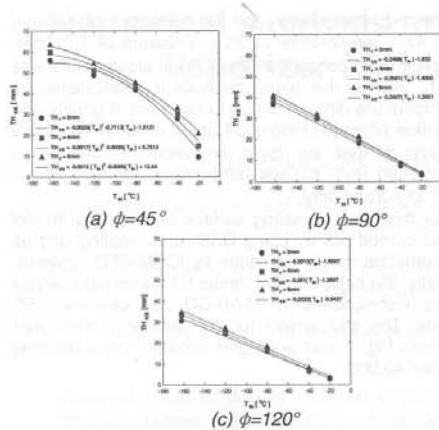


Fig 4: A part of the calculated ice layer thickness and end point temperature of fin on each vaporizer



**Fig 5:** Ice layer thickness according to variation of fin thickness and inner temperature on vaporizer with each other different angle between fins

Fig. 5 shows the thickness of ice layer formation according to fin thickness, inner temperature of vaporizer with different angle between fins, and horizontal axis presents inner working fluid temperature of vaporizer. As shown, thickness of ice layer was decreased when the angle between fins and the working fluid temperature inner vaporizer grow larger, and it has also the increasing trend due to rise of the fin thickness. However, comparing the thickness difference of ice layer about different fin thickness, the case  $\Phi=45^\circ$  shows the decreasing of ice thickness difference to  $-80^\circ\text{C}$  after thickness difference increased with temperature grow of inner working fluid. On the other hand, ice thickness difference of the case  $\Phi=90^\circ$  and  $\Phi=120^\circ$  were gradually decreased with temperature grow of inner working fluid.

**Table 1:** summary of numerical analysis results

$T_{in}$ [°C]	$\phi$	$TH_{ice}$ [mm]	$T_{in}$ [°C]	$\phi$ [°]	$TH_f$ [mm]	
-162	0.0637	30.5	153	120	2	
	0.0649	36.77	154.9	90	2	
	0.1274	33.26	157	120	4	
	0.1699	56	155.7	45	2	
	0.1699	38.9	158.2	90	4	
	0.1911	34.52	158.6	120	6	
	0.2548	40.65	159.3	90	6	
	0.3397	59.93	158.5	45	4	
	0.5096	63.45	159.5	45	6	
	0.0637	38.27	113.9	120	2	
	0.0649	29.82	114.3	90	2	
	0.1274	24.97	116.5	120	4	
-120	0.1699	48.69	115.3	45	2	
	0.1699	30.75	117.2	90	4	
	0.1911	26.98	117.5	120	6	
	0.2548	31.67	118	90	6	
	0.3397	51.2	117.4	45	4	
	0.5096	54.48	118.2	45	6	
	-80	0.0637	15.83	75.64	120	2
		0.0649	18.03	76.24	90	2
		0.1274	16.21	77.62	120	4
		0.1699	41.81	76.75	45	2
		0.1699	19.92	78.1	90	4
		0.1911	18.15	78.31	120	6
0.2548		21.34	78.65	90	6	
0.3397		43.66	78.21	45	4	
0.5096		45.31	78.74	45	6	

-60	0.0637	6.8	37.5	120	2	
	0.0649	7.297	37.77	90	2	
	0.1274	6.78	38.61	120	4	
	0.1699	27.83	38.1	45	2	
	0.1699	5.16	38.9	90	4	
	0.1911	8.06	39.08	120	6	
	0.2548	8.52	38.2	90	6	
	0.3397	30.37	38.95	45	4	
	0.5096	32.85	39.27	45	6	
	-20	0.0637	2.77	18.37	120	2
		0.0649	3.01	18.54	90	2
		0.1274	3.07	18.12	120	4
0.1699		9.43	18.78	45	2	
0.1699		3.36	19.28	90	4	
0.1911		3.37	19.37	120	6	
0.2548		3.75	19.49	90	6	
0.3397		14.52	19.31	45	4	
0.5096		20.6	19.52	45	6	

Therefore, ice thickness from more than  $\Phi=90^\circ$  was hardly affected by the variation of fin thickness according to the temperature increase of the inner working fluid. Here, we can find that a vaporizer model with fin thickness of 2mm was well suited. And, the ice thickness was affected by the angle( $\Phi$ ) or circumference distance(s) between fins more than fin thickness( $t$ ). This result was guessed due to effect by decrease of some space between fins. Accordingly, ratio of  $t/s$  as fin thickness by outside diameter circumference distance between fins was presented with the correlation equations about ice layer thickness according to temperature variation in Table 2.

**Table 2:** Correlation equations of ice layer thickness according to inner temperature variation of vaporizer

$t/s$	Correlation Eq.	$\phi$ [°]	$TH_f$ [mm]
0.0637	$TH_{ice} = -0.2013(T_{in}) - 1.6567$	120	2
0.0649	$TH_{ice} = -0.2468(T_{in}) - 1.832$	90	2
0.1274	$TH_{ice} = -0.261(T_{in}) - 1.8697$	120	4
0.1699	$TH_{ice} = -0.0023(T_{in})^2 - 0.7113(T_{in}) - 1.0121$	45	2
0.1699	$TH_{ice} = -0.2561(T_{in}) - 1.4202$	90	4
0.1911	$TH_{ice} = -0.2223(T_{in}) - 0.5437$	120	6
0.2548	$TH_{ice} = -0.2657(T_{in}) - 1.2651$	90	6
0.3397	$TH_{ice} = -0.0017(T_{in})^2 - 0.6035(T_{in}) + 5.7513$	45	4
0.5096	$TH_{ice} = -0.0012(T_{in})^2 - 0.5065(T_{in}) + 12.44$	45	6

Fig. 6 shows the correlation between the ice layer thickness and ratios of  $t/s$  according to the LNG temperature. In this study, geometries of same ratio is  $t/s$ , one is the vaporizer in case of  $\Phi=45^\circ$  and  $TH_f=2\text{mm}$ , and the others are  $\Phi=90^\circ$  and  $TH_f=4\text{mm}$ . All of both have the same ratio of  $t/s=0.1699$  however the ice thickness by numerical results are different each other. The ice layer thickness in case  $\Phi=90^\circ$  and  $TH_f=4$  was presented less than the case  $\Phi=45^\circ$  and  $TH_f=2\text{mm}$ , which can be known in Fig. 7(a). Also,  $t/s=0.1699$  ( $\Phi=90^\circ$  and  $TH_f=4\text{mm}$ ),  $t/s=0.2584$  ( $\Phi=45^\circ$  and  $TH_f=4\text{mm}$ ) and  $t/s=0.5096$  ( $\Phi=45^\circ$  and  $TH_f=6\text{mm}$ ) had relatively high ice thickness than others. By this reason, the heat transfer and efficiency of vaporizer must be considered apart from the vaporizer geometries is  $t/s$  of 1.699, 0.2584 and 0.5096. additionally the ice thickness in case of all was not increased by increasing of  $t/s$  ratios but general ice thickness by increasing of  $t/s$  ratios show the increasing tendency.



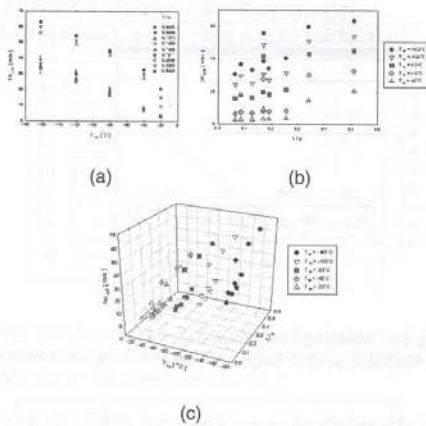


Fig 6: the ice layer thickness of vaporizer surface according to the increase of LNG temperature and ratios of  $t/s$

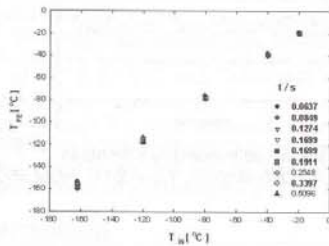


Fig 7: End point temperature distributions of vaporizer fin according to the increase of LNG temperature and ratios of  $t/s$

Fig. 7 shows the end point temperature distributions of vaporizer fin according to the increase of LNG temperature and ratios of  $t/s$ . to increase of fin end point by temperature increase of working fluid is general a fact. Therefore, the temperature of fin end point was increased with the increasing of vaporizer inner temperature, in the contrary the temperature difference of fin end point by the variation of  $t/s$  ratios was reduced according to inner temperature increase of vaporizer. additionally the fin end temperature in case of  $t/s=0.0637$  was presented the best high temperature. Order of the fin end temperature in respect to  $t/s$  ratios is:

- 0.0637( $\Phi=120^\circ$  and  $TH_F=2mm$ ) >
- 0.0849( $\Phi=90^\circ$  and  $TH_F=2mm$ ) >
- 0.1699( $\Phi=90^\circ$  and  $TH_F=4mm$ ) >
- 0.1274( $\Phi=120^\circ$  and  $TH_F=4mm$ ) >
- 0.1699( $\Phi=45^\circ$  and  $TH_F=2mm$ ) >
- 0.3397( $\Phi=45^\circ$  and  $TH_F=4mm$ ) >
- 0.1911( $\Phi=120^\circ$  and  $TH_F=6mm$ ) >
- 0.2548( $\Phi=90^\circ$  and  $TH_F=6mm$ ) >

0.5096( $\Phi=45^\circ$  and  $TH_F=6mm$ )

Accordingly, the correlation equations about ice layer thickness according to LNG temperature variation were summarized in Table 3.

Table 3: Correlation equations of fin end point temperature according to inner temperature variation of vaporizer

$t/s$	Correlation Eq.	$\phi [^\circ]$	$TH_F [mm]$
0.0637	$T_{SP} = 0.9493(T_{IN}) + 0.4412$	120	2
0.0849	$T_{SP} = 0.9595(T_{IN}) + 0.6287$	90	2
0.1274	$T_{SP} = 0.9733(T_{IN}) + 0.2035$	120	4
0.1699	$T_{SP} = 0.9645(T_{IN}) + 0.4814$	45	2
0.1699	$T_{SP} = 0.9783(T_{IN}) + 0.2349$	90	4
0.1911	$T_{SP} = 0.9805(T_{IN}) + 0.1878$	120	6
0.2548	$T_{SP} = 0.9846(T_{IN}) + 0.1745$	90	6
0.3397	$T_{SP} = 0.9802(T_{IN}) + 0.2588$	45	4
0.5096	$T_{SP} = 0.9859(T_{IN}) + 0.1647$	45	6

#### 4. EXPERIMENT

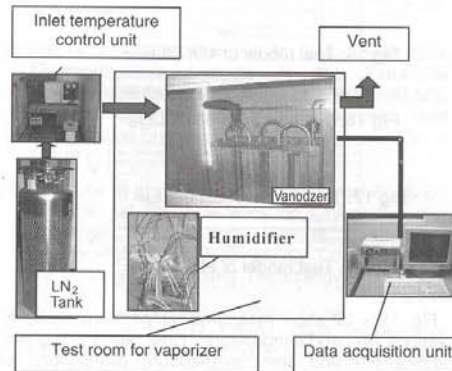


Fig 8: Experimental setup for vaporizer

Fig. 8 shows the experiment system of vaporizer according to angle or circumference distance between fins, and the thickness of fin which is 2mm and  $T_{IN}$  as inner working fluid temperature of vaporizer is given each temperature such  $-170^\circ\text{C}$ ,  $-120^\circ\text{C}$ ,  $-80^\circ\text{C}$ ,  $-40^\circ\text{C}$ . The working fluid is  $\text{LN}_2$ .

Above experiment system are inlet temperature control unit and  $\text{LN}_2$  tank and humidifier and data acquisition unit

Fig. 9-18 shows the vaporizer model for experiment which has ratio  $TH_F=2mm$ . Inner working fluid of vaporizer for experiment was used the liquefied nitrogen which has a low boiling point of  $-196^\circ\text{C}$  at 1atm. However, for identical temperature condition like working fluid of numerical analysis, the nitrogen temperature of  $-162^\circ\text{C}$  was constantly maintained by controlling of heating coil. The testing room has temperature of  $20^\circ\text{C}$  and air humidity of 50%. The material of physical vaporizer is A6063S and has

excellent heat conductivity. T-type thermocouple was installed at fin end point to get fin end temperature according to time.



Fig 9: Test model of Finless.



Fig 10: Test model of 3fin25LE<sub>HF</sub>



Fig 11: Test model of 3fin50LE<sub>HF</sub>



Fig 12: Test model of 3fin75LE<sub>HF</sub>

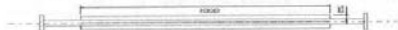


Fig 13: Test model of 4fin25LE<sub>HF</sub>



Fig 14: Test model of 4fin50LE<sub>HF</sub>



Fig 15: Test model of 4fin75LE<sub>HF</sub>



Fig 16: Test model of 8fin25LE<sub>HF</sub>



Fig 17: Test model of 8fin50LE<sub>HF</sub>

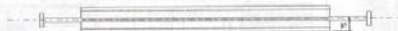


Fig 18: Test model of 8fin75LE<sub>HF</sub>

Fig. 19 – 22 show measured temperature profile to various type and temperature. Flow rate is 0.5kg/min. shows the end point temperature distributions of vaporizer fin according to the increase of LN<sub>2</sub> temperature to increase of fin end point by temperature increase of working fluid is general a fact. In the various model, present 4fin50LE<sub>HF</sub> have most efficient according to temperature grade in Table 4.

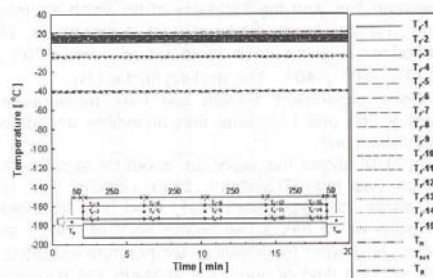


Fig 19: Measured temperature profile to 4fin50LE<sub>HF</sub>, Q=0.5kg/min, T<sub>IN</sub>=-40°C, HUM.=50%

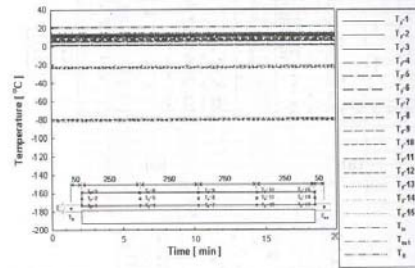


Fig 20: Measured temperature profile to 4fin50LE<sub>HF</sub>, Q=0.5kg/min, T<sub>IN</sub>=-80°C, HUM.=50%

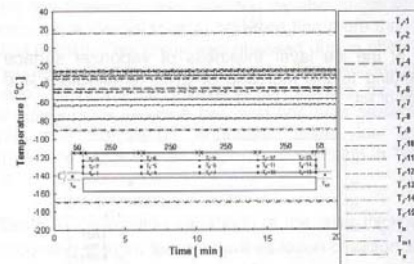


Fig 21: Measured temperature profile to 4fin50LE<sub>HF</sub>, Q=0.5kg/min, T<sub>IN</sub>=-120°C, HUM.=50%

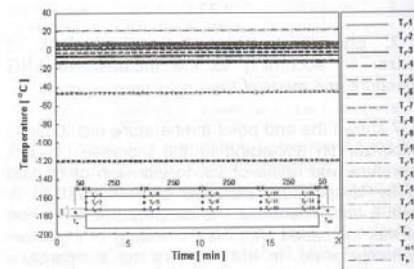


Fig 22: Measured temperature profile to 4fin50LE<sub>HF</sub>, Q=0.5kg/min, T<sub>IN</sub>=-170°C, HUM.=50

Table 4: Grade of various types on the Outlet temperature at Inlet temperature of -170°C

Type	Inlet temperature	Outlet temperature	Grade
finless	-170°C	-132°C	7
3fin25LE <sub>HF</sub>	-170°C	-154°C	8
3fin50LE <sub>HF</sub>	-170°C	-100°C	6
3fin75LE <sub>HF</sub>	-170°C	-78°C	1
4fin25LE <sub>HF</sub>	-170°C	-159°C	9
4fin50LE <sub>HF</sub>	-170°C	-91°C	3
4fin75LE <sub>HF</sub>	-170°C	-88°C	2
8fin25LE <sub>HF</sub>	-170°C	-161°C	10
8fin50LE <sub>HF</sub>	-170°C	-92°C	4
8fin75LE <sub>HF</sub>	-170°C	-98°C	5



## 5. COMPARISON VERIFICATION OF NUMERICAL ANALYSIS & EXPERIMENT

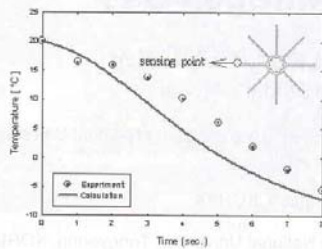


Fig 23: the fin end temperature distributions of the experiment and calculation according to time at the working fluid temperature of  $-162^{\circ}\text{C}$

Fig. 23 shows the temperature distributions of fin end on the experiment and calculation result with respect to time. The experimental result takes about 6.5 sec to reach  $0^{\circ}\text{C}$ , and the numerical result takes 5 sec to reach  $0^{\circ}\text{C}$ . Like this, the heat transfer before ice layer formation rapidly occurred by supplying of much heat quantity from outside. But, the heat transfer after ice layer formation will be reduced by effect of it. And, the time difference between experimental and numerical results reaching  $0^{\circ}\text{C}$  is 1.5 sec. Although the numerical result is faster than experiment, the temperature distribution pattern of the numerical result is well met with the experiment, and this can be known by comparing the graph in Fig. 11.

## 6. CONCLUSION

Numerical analysis and experiment for the optimum design and the prediction of the ice layer formation on the vaporizer fin has been carried out

1) By increasing of the fin thickness and decreasing of angle or circumference distance between fins, the heat transfer on vaporizer of the initial stage of vaporizer operating can be promoted due to grow of heat transfer area but it in late stage was predicted to reduce by increasing of the ice layer thickness.

2) Considering initial stage and late stage of vaporizer operating,  $t/s=0.849$  (i.e.  $\phi=90^{\circ}$  and  $TH_F=2\text{mm}$ ) was evaluated as optimum geometry of others. And, the geometries are allowed to change according to circumstances in range of  $t/s$  ratios, excluding  $t/s=0.1699$  ( $\phi=90^{\circ}$  and  $TH_F=4\text{mm}$ ),  $t/s=0.2584$  ( $\phi=45^{\circ}$  and  $TH_F=4\text{mm}$ ) and  $t/s=0.5096$  ( $\phi=45^{\circ}$  and  $TH_F=6\text{mm}$ ).

3) Ratio of  $t/s$  as fin thickness by outside diameter circumference distance between fins was defined in this paper, and quantitative values of the information about the ice layer thickness and fin end temperature according to LNG temperatures and  $0.0637 \leq t/s \leq 0.5096$  were obtained.

4) The correlation equations of the ice layer thickness and fin end temperature according to LNG temperature variation were proposed. The numerical

result was verified by comparison with experimental result and was agreed with experiment.

5) In the experiment models, 4fin50LE<sub>HF</sub> type have most efficient according to outlet temperature grade.

## ACKNOWLEDGEMENT

This work was partially supported by NURI project and, the KSGP by Ministry of Marine Affairs & Fisheries and the Program for the Training of Graduate Students in Regional Innovation which was conducted by the Ministry of Commerce, Industry and Energy, Korea.

## REFERENCES

- [1] J. I. Yoon, 2001, Trends of Research and Development of LNG Cold, Journal of the KSPSE, Vol. 5, No. 4, pp. 5 ~ 10.
- [2] S. C. Nam, S. C. Lee and B. D. Park, 2000, Performance of Evaporation Heat Transfer Enhancement and Pressure Drop for Liquid Nitrogen, Trans. Of KSME(B), Vol. 24, No. 3, pp. 363 ~ 372.
- [3] Lee, G. S., Chang, Y. S and Ro, S. T., 1995., 2001, Thermodynamic Analysis of the Extraction Process and the Cold Energy Utilization of LNG, Korean Journal of Air-Conditioning and Refrigeration Engineering, Vol. 7, No. 1, pp. 120 ~ 131.
- [4] S. C. Lee et al., 2005, The Experimental Study on the Thermal Characteristics on Cryogenic Heat Exchange System with Various Parameters, Proceedings of the International Conference on the Cooling and Heating Technology, Vol. 1, pp. 11 ~ 17.
- [5] K. I. Choi and G. M. Chang, 1999, Influence of formation in a cryogenic nitrogen-ambient air heat exchanger on power generation cycle utilizing cold energy, Proceedings of the SAREK, pp. 95 ~ 100.
- [6] Aytunc Ereğ, Baris Ozerdem, Levvnt Bilir and Zafer Ilken, 2005, Effect of geometrical parameters on heat transfer and pressure drop characteristics of plate fin and tube heat exchangers, Applied Thermal Engineering, Vol. 25, pp. 2421 ~ 2431.
- [7] Tahat MA, Babus'Haq RF, Probert SD, 1994, Thermal performance of a pin-fin arrays and performance, Applied Energy, Vol. 48, pp. 419 ~ 442.
- [8] Bayram Sahin, Kenam Yakut and Isak Kotcioglu, 2005, Optimum design parameters of a heat exchanger, Applied Energy, Vol. 82, pp. 90 ~ 106.
- [9] Pedro J. Mago, S.A. Sherif, 2004, Frost formation and heat transfer on a cold surface in ice fog, International Journal of Refrigeration, Vol. 28, pp. 538 ~ 546.

## Fluid Flow Characteristics for Various Inflow in the Land Aquaculture

Bo Han Kim<sup>1</sup>, Tae Woo Kong<sup>1</sup>, Chung Seub Yi<sup>1</sup>,  
Hyo Min jeong<sup>2</sup>, Han Shik Chung<sup>2</sup>, Cheol Jae Lee<sup>3</sup>

<sup>1</sup>Graduate School, Department of Mechanical and Precision Engineering, Tongyeong KOREA

<sup>2</sup>School of Mechanical and Aerospace Engineering, Gyeongsang National University, Tongyeong KOREA

<sup>3</sup>Dept. of Automobile Engineering, Tong Myong College, Busan, KOREA

**Abstract:** The aquafarm is a system used for breeding fish by using sea water. The main advantage of this paper presents the characteristics of fluid flow and temperature distribution at different plans in the aquafarm by the variations of inlet pipe position, inlet water temperature and flow rate. The paper aims to find an optimum combination of these factors which produces a velocity and temperature profile ideally suited for the breeding of a certain type of fish. The numerical analysis has been developed for calculating the velocity and temperature distributions in a rectangular model of an actual aquafarm scaled down by 25 times, the finite volume method and SIMPLE algorithm being used for the numerical analysis. The numerical model is based on the assumptions of steady state incompressible flow and uses 3-dimensional standard k- $\epsilon$  turbulence model. Experiments were also done. This experiments were compared with the results of numerical analysis showed good agreement.

**Keywords:** PIV(Particle Image Velocimetry), Standard k- $\epsilon$  turbulence model, FVM(Finite Volume Method)

### 1. INTRODUCTION

Nowadays our coasts have been damaged by the water pollution that resulted from the construction of industry on the shore, increasing population, and urbanization. As compared with the open sea, an inland sea has higher pollution level because of eutrophication and red tide, etc. Aquaculture, that raises aquatic products for eating, has generated many problems by destroying of an ecosystem.

The major environmental factors include water temperature, the amount of melted oxygen, salt, CO<sub>2</sub>, ammonia, PH and nourished salt that are associated with the breeding of the aquaculture because it may have effects on the growth of the creatures and lead to their serious diseases.

In the Korean aquaculture industry, fisherman on the grounds prefer lefteye flounder (*Paralichthys olivaceus*) and rockfish (*Sebastes schlegelii*). The former is characterized by highly benefit and better returns, and the latter has advantage of raising the creatures. Nowadays, inland aquafarm uses recirculated sea water. This implies that to help quickly grow and to be strong enough to get over diseases needs to have much of melted oxygen, to have a better control on temperature. Therefore, recirculated seawater causes many problems. The major problem on this process is the increasing- cost of production and the disease to fish.

Several investigations of aquaculture in sea water have been reported. Kim(1997) examined the marine pollutions in biology point of view. This biological treatment has no problems in aquaculture industry

because the aquarium tank is separated from the water pollution. Partridge(1989) and Sannomiya(1987) examined the swimming structure and behavior of fish in aquarium tank. Takagi et al.(1993) considered the effect of the size and shape of aquarium tanks. Generally, the aquaculture equipment has two types of closed and open flow systems. Jeong et al.(1998) reported the flow characteristic by comparing numerical analysis and flow visualization images. Hirashi et al. (1995) examined the effect of water current in the aquaculture environment of the seas. The closed type is the system in which the sea water is recirculated again in the aquarium tank. The water in the case of the open flow system is discharged to the sea. Thus, the first system needs more expensive equipment, but this system can save on the energy for heating needed by the aquarium tank water in winter season. Lee(1994) carried out the experiment of a flow characteristics in the closed aquarium tank. In the design of an aquarium tank, what needs to be emphasized is the aquaculture environments. This means that the wrong design can cause the mass mortality of the breeding fish.

In this paper, we performed a numerical analysis for fluid flow characteristics in a land aquaculture tank is performed, and the numerical results are compared to the experimental results by visualization technique with PIV. This paper is intended as an investigation of the flow characteristics in an inland aquafarm, and will be focused on the distributions temperature and velocity.

### 2. STUDY METHOD



### 2.1 Experimental Study

Figure 1 shows the schematic diagram of the numerical analysis model. The geometry of an inland aquafarm model is  $W \times H \times L = 0.2 \times 0.2 \times 0.04$  (m). This model consisted of one inlet and one outlet with the size of  $d = 0.005$  m.

Figure 2(a) and (b) shows the photograph and schematic diagram of the experimental apparatus. The experimental test model has a rectangular type top opening which has rounded four corner. The top surface is opened with an outside temperature of  $10^\circ\text{C}$ . The working fluid used by water at  $20^\circ\text{C}$  and the incoming flow rate was set to  $1.27 \times 10^3$ . The bottom and sidewalls were covered with black paint to achieve good particle image by CCD camera. The laser source was projected by an Argon-Ion laser with 490mW.

Table 1 shows the condition of the present experimental study. The particle tracers are PVC (Poly Vinyl Chloride) and the average diameter is 200. The CCD camera, model CV-M50, was used for image capturing. The number of images is 200 frames to get an average image. The cross-correlation algorithm was adopted to calculate the coefficients from two consecutive images. 200 consecutive image frames were captured successively and digitized with a frame grabber into arrays of  $640 \times 480$  pixels.

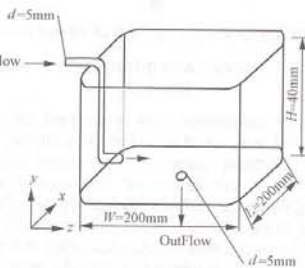
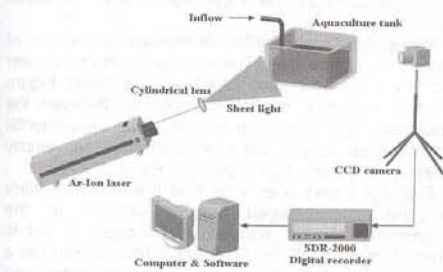
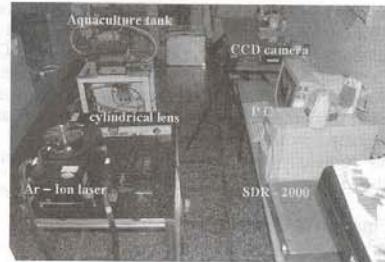


Figure 1: Schematic diagram for numerical model.



(a) Schematic diagram of experimental apparatus.



(b) Photograph of experimental apparatus.

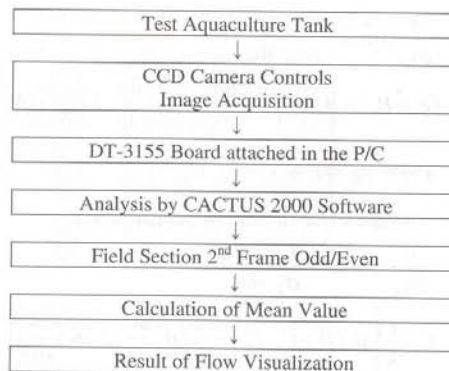
Figure 2: Schematic diagram and Photograph.

Table 1: Experimental conditions for PIV measurement.

Item	Specification
Image grabber	DT3155(640x480 pixel, B & W)
Light source	750mW, Ar-Ion Laser
Particle seed	PVC(Poly Vinyl Chloride : 200.)
Working fluid	Water(20°C)
Sheet light	Cylindrical Lens
Image recorder	SDR-2000
Computer	Intel Pentium III PC(800MHz)
Frame number for time-averaged	200 Frames
Identification	Two-Frame Gray-Level Cross Correlation Algorithm

### 2.2 Numerical Analysis

Table 2: Flow chart of PIV processing.



Three-dimensional incompressible steady-state Navier-Stokes equations were used to predict the internal flow and heat transfer characteristics. The standard  $k-\epsilon$  turbulence model is generally used in the analysis of a turbulent flow field. The SIMPLE (Semi-Implicit Method for Pressure-Linked Equations) solution algorithm for correcting the pressure field was used, as explained in Patankar(1980).

This is mainly suitable for steady state flows and is stable for undistorted grid systems. Its virtue is that it is computationally efficient, generally requiring less CPU effort per iteration than other more hybrid schemes. At high Reynolds numbers the accuracy of the spatial discretization of convective fluxes is a determining factor for both calculation accuracy and stability.

The continuity and momentum equations can be described in Cartesian tensor notation as follows:

- Equation of continuity

$$\frac{\partial}{\partial X_j}(\rho u_j) = 0 \quad (1)$$

- Equation of momentum

$$\frac{\partial}{\partial X_j}(\rho u_j u_i - \tau_{ij}) = \frac{\partial P}{\partial x_i} + S_i \quad (2)$$

- Equation of energy

$$\frac{\partial(\rho U_j T)}{\partial X_j} = \frac{\partial}{\partial X_j} \left[ \left( \frac{\mu}{P_r} + \frac{\mu_t}{\sigma_r} \right) \frac{\partial T}{\partial X_i} \right] \quad (3)$$

where  $\rho$  is the density of water and  $u_i$  is the velocity component.  $\tau_{ij}$  and  $S_i$  denote the component of the stress tensor and momentum source respectively.

The particular high Reynolds number form the k- $\epsilon$  turbulence model used in the STAR-CD is 'appropriate', subject to the caveats given earlier, to fully turbulent, incompressible or compressible flows

The governing equations for turbulent kinetic energy and dissipation in the Standard k- $\epsilon$  turbulence model are as follows:

- Equation of Turbulent kinetic energy

$$\frac{\partial}{\partial u_j}(\rho \bar{u}_j k - \frac{\mu_{eff}}{\sigma_k} \frac{\partial k}{\partial x_j}) = \mu_t(P + P_B) - \rho \epsilon - \frac{2}{3}(\mu_t \frac{\partial u_i}{\partial x_i} + \rho k) \frac{\partial u_i}{\partial x_i} + P_{NL} \quad (4)$$

$$\text{where } P_{NL} = (-\overline{u_i u_j} - 2s_{ij}) \frac{\partial u_i}{\partial x_j}$$

- Equation of Turbulence dissipation rate

$$\frac{\partial}{\partial x_j}(\rho \bar{u}_j \epsilon - \frac{\mu_{eff}}{\sigma_k} \frac{\partial \epsilon}{\partial x_j}) = C_{\epsilon 1} \frac{\epsilon}{k} \left[ \mu_t(P + C_{\epsilon 3} P_B) - \frac{2}{3}(\mu_t \frac{\partial u_i}{\partial x_i} + \rho k) \frac{\partial u_i}{\partial x_i} \right] - C_{\epsilon 2} \rho \frac{\epsilon^2}{k} + C_{\epsilon 4} \rho \epsilon \frac{\partial u_i}{\partial x_i} + C_{\epsilon 1} \frac{\epsilon}{k} P_{NL} \quad (5)$$

where  $\sigma_k$ ,  $C_{\epsilon 1}$ ,  $C_{\epsilon 2}$ ,  $C_{\epsilon 3}$  and  $C_{\epsilon 4}$  are empirical coefficients whose values, taken from references, are given in Table-3. The right-hand side terms represent similar effects to those described above for the k equation.

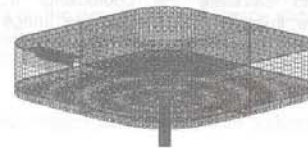
**Table 3:** Values assigned to standard k- $\epsilon$  turbulence model coefficients.

$C_{\mu}$	0.09	$C_{\epsilon 4}$	-0.33
$C_{\epsilon 1}$	1.44	$\sigma_k$	1.0
$C_{\epsilon 2}$	1.92	$\sigma_r$	1.22
$C_{\epsilon 3}$	0.0 or 1.0	$\sigma_h$	0.9

The incoming Reynolds number is set to  $2.108 \times 10^3$ . The incoming temperature and atmosphere temperature are set to 293k and 283k, respectively. The vertical velocity was assumed to be 0, and turbulence intensity is set to 5% uniformly. The dynamic condition near the walls used wall function and adiabatic condition. The heat flux is set to  $-20W/m^2$ .



(a) Geometry of inland aquafarm.



(b) Computational grid system of inland aquafarm.

**Figure 3:** Geometry and grid system for numerical analysis.

3D model calculation was performed using CATIA, and PRO-AM was used to create the lattice. The total number of lattices used for numerical modeling is 60,000. Actual calculation of the model used the common CFD code, STAR-CD ver-3.15A. Figure 3(a) shows the measurement of inland aquafarm. The grid system of the numerical model is shown in Figure 3(b). The calculation is repeated at steady state, and the iteration was assumed to be converged when the residual value of the dependent variables was  $10^{-3}$  or less.

### 3. RESULTS & DISCUSSIONS

#### 3.1 Comparisons of the experimental and numerical results

The general breeding fish inhabit near the bottom of a land aquaculture tank. The velocity distributions near bottom wall were selected as a horizontal plane. Figure 4 and 5 represent the velocity vectors between the experiment and numerical results. The experimental and numerical results are compared base on velocity difference according to X-Z plane at  $Re=1.27 \times 10^3$ .

Figure 4 shows each inlet fluid flow characteristics and the time-averaged velocity vectors at the experimental results. Aquarium tank depth is set to 10mm, 25mm and 35mm. The entire flow pattern has a swirling flow pattern. The unique flow pattern appeared at near center. Velocity magnitude of this flow is decreased because the depth of the aquarium tank is shallow, and the velocity magnitude of walls is



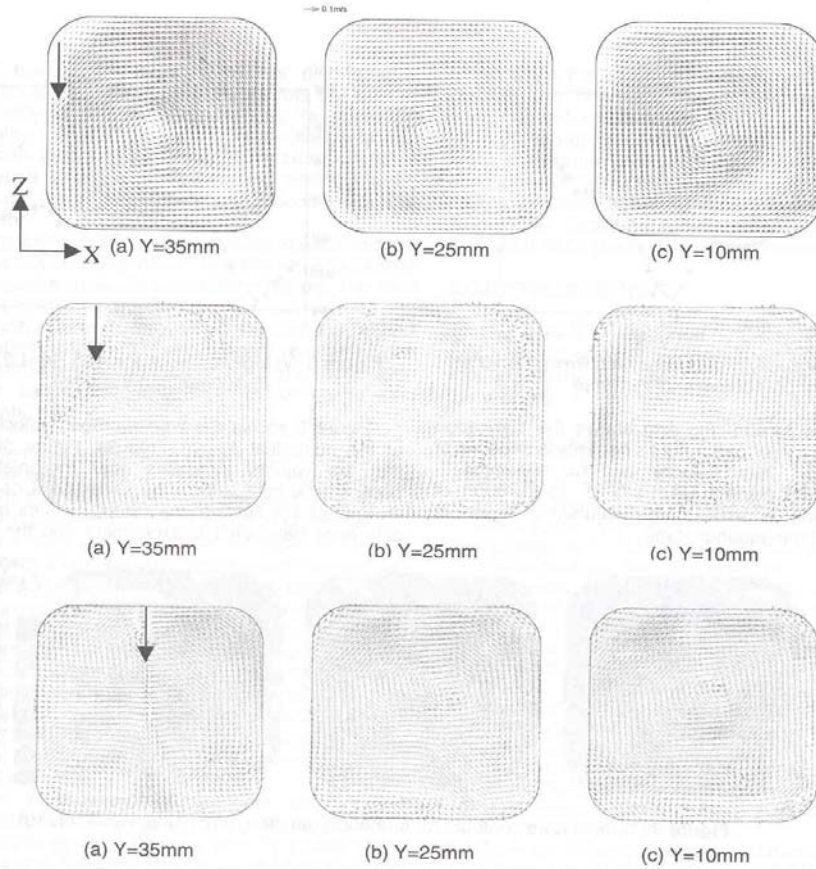


Figure 4: Distributions of Velocity vectors for experimental results at X-Z plane,  $Re=1.27 \times 10^3$ .

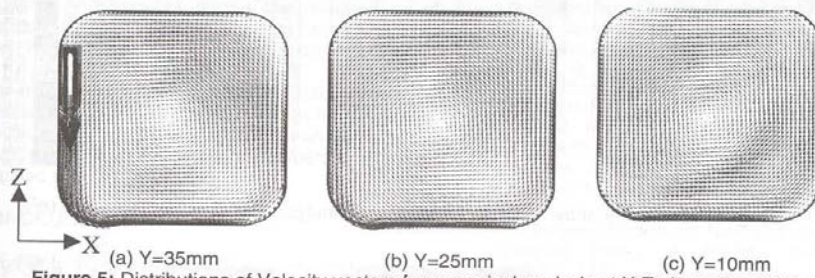


Figure 5: Distributions of Velocity vectors for numerical analysis at X-Z plane,  $Re=1.27 \times 10^3$ .

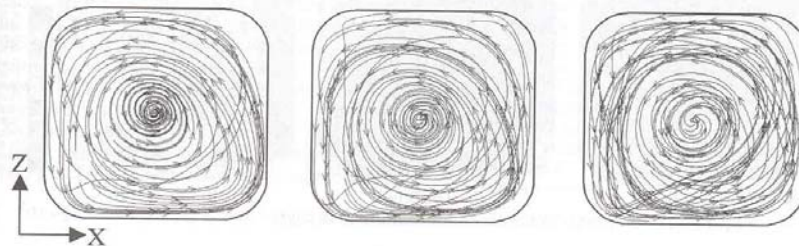
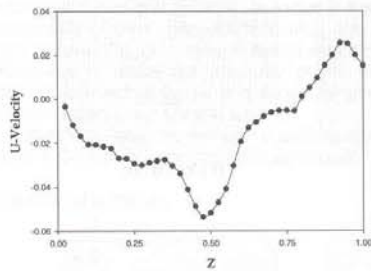
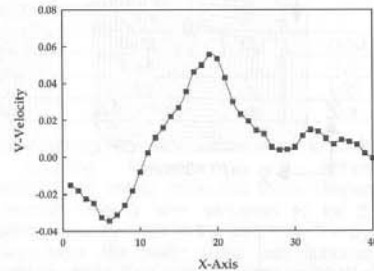


Figure 6: Particle tracking for numerical analysis at X-Z plane,  $Re=2.12 \times 10^3$ .



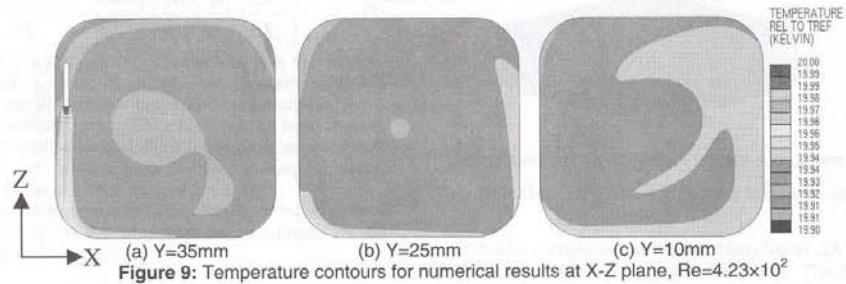
**Figure 7:** Velocity distributions with  $Re=1.27 \times 10^3$  at  $X=100\text{mm}$  and  $Y=10\text{mm}$



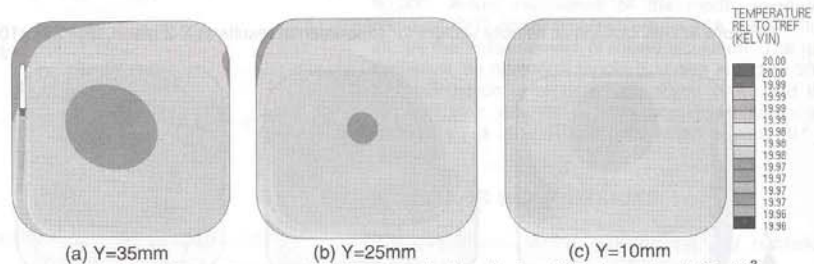
**Figure 8:** Velocity distributions with  $Re=1.27 \times 10^3$  at  $Z=100\text{mm}$  and  $Y=25\text{mm}$ .

decreased by friction. Fig 4(b) shows the stagnation region at the corner of the right side. This is because of the increased fluid velocity on the Y-axis (depth direction) by X-Z plane at  $Re=1.27 \times 10^3$ . As the depth of aquarium tank is shallow, the stagnation region is decreased at the aquarium tank.

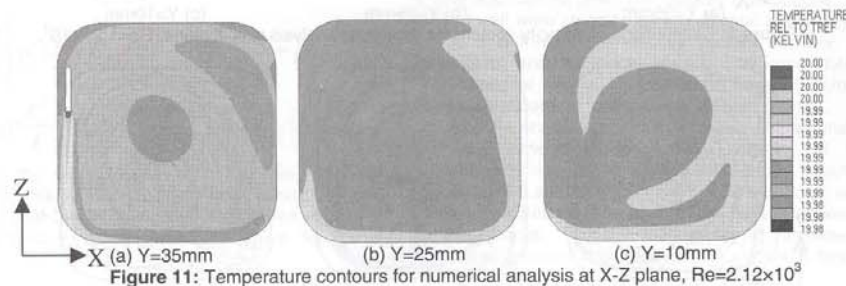
Figure 5 shows the time-averaged velocity vectors at the numerical analysis results. Figure 5(a) shows that the velocity increases near the inlet. This is because the inlet velocity by streamed a narrow pipe. Results of this section, the velocity values have some difference between the experiment and the numerical



**Figure 9:** Temperature contours for numerical results at X-Z plane,  $Re=4.23 \times 10^2$



**Figure 10:** Temperature contours for numerical analysis at X-Z plane,  $Re=1.27 \times 10^3$



**Figure 11:** Temperature contours for numerical analysis at X-Z plane,  $Re=2.12 \times 10^3$



analysis results. The reason for this difference is considered to be the PIV resolution errors because of high velocity around the inlet. In order to clarify the applicability of the foregoing numerical analysis, comparative studies with the experimental results have been carried out in an inland aquafarm model, and the calculated results had good agreements with the experiment.

Figure 6 shows the particle tracking at each section. The apparent swirl motion is observed in each section of the aquarium tank. As the depth is deeper, the swirl motion is advanced to right side the corner by outlet flow velocity. Consequently, when the depth is 10 and 25 millimeters, the flow at near bottom wall can not be shown as the stagnation region. Therefore, this region can not cause the stagnation of pollutants and excrements, etc..

### 3.2 Temperature distributions of numerical analysis

As mentioned above, this study analyzes and verified the flow field in an inland aquafarm model. One of the main purposes of this study is to obtain the flow and temperature profile in the actual aquaculture tank. In the aquaculture industry, the optimum temperature for breeding fish is about 20°C in winter season. Thus, in this study, the size of the aquarium tank for calculation was set to the same conditions. In the case of an actual aquarium tank for breeding fish, the aquarium tank depth is not over 40 millimeter. Therefore, the aquaculture tank depth selected was between 10 to 35 millimeter in this study. The costly breeding of fish in aquarium tanks behave at near bottom of tank. Thus, the main flow characteristics were focused near the bottom in X-Z plane, Y=10mm.

Figure 7 shows distributions of velocity with  $Re=1.27 \times 10^3$ , at X=100mm and Y=10mm. Figure 8 shows distributions of velocity with  $Re=1.27 \times 10^3$ , at Z=100mm and Y=25mm. The counterclockwise rotation vortex was formulated at the center point on the same streamline pattern.

Figure 9 - Figure 11 shows the distributions of temperature by each section according to the Reynolds number. Reynolds numbers at the inlet are selected as,  $4.23 \times 10^2$ ,  $1.27 \times 10^3$  and  $2.12 \times 10^3$ .

The high temperature appears near each wall of the X-direction and Z-direction, and this high temperature is distributed widely in the plane by the swirling flow. As the tank depth deepens, the high temperature can be propagated to other regions.

## 4. CONCLUSION

In order to verify the calculation code, the numerical analysis and experimental PIV data were compared in the aquaculture tank model. Based on this calculation code, the flow field in the aquaculture tank was carried out for various tank geometries. Some important results can be summarized as follows.

1. Inlet flow close by z-direction maintains normal fluid than different type.

2. The comparative studies with experimental results have been carried out, and the calculation results had good agreements with the experiment.

3. When the depth of the aquarium tank becomes deeper, the flow field near the bottom wall was advanced with stable flow.

4. As the depth of the aquarium tank is deeper, the high temperature appeared near the wall in the X-direction and Z-direction, and this high temperature is distributed widely due to large swirling flow.

5. The temperature in the aquarium tank is increased when the inlet velocity increases.

## ACKNOWLEDGEMENT

This work was supported by the NURI Project, RIS and Korea Sea Grant Program by Ministry of Marine Affairs & Fisheries. The authors gratefully appreciate the supports.

## REFERENCES

- [1] Kim, H. G. 1997. Recent Harmful Algal Blooms and Mitigation Strategies in Korea. Ocean Research, Vol 19(2), pp185-192.
- [2] Partridge, B. L., 1989, The Structure and Function of Fish School, Sci. Am., 246, pp90-99.
- [3] Sannomiya, N. and Matuda, K., 1987, Least Squares Estimation in Fish Behavior Model, Bull. Japan. Soc. Sci. Fish., 53, pp1951-1957.
- [4] Tsutomu Takagi, Kausuaki Nashimoto, Katsutaro Yamamoto and Tomonori Hiraishi 1993, Kang, W. J., Cho, S. S., Huh, H. and Chung, D. T. 1998, Identification of Dynamic Behavior of Sheet Metals for an Auto-body with Tension Split Hopkinson Bar, SAE 981010, pp115-119.
- [5] Jeong, H. M. and Chung, H. S., 1998, Study on Fluid Flow Characteristics of Aquarium for Optimum Environment, Air-Conditioning and Refrigeration Engineering, 10, 1, pp108-117.
- [6] Tomonori Hiraishi, Karsuaki Nashimoto, Tsutomu Takagi, Kengo Suxuki and Keiichiro Moromatu, 1995, Stationary Ability of Bastard Halibut *Paralichthys olivaceus* and Longsnout Flounder *Limanda punctatissima* to Water Current at the Bottom of a Net Cage, Bulletin of the Japanese Society of Scientific Fisheries, 61, 3, pp363-368.
- [7] Lee, J. S., 1994, Hydraulic Studies on Recirculating Aquaculture Basin, J. Korean Fish. Soc, 27, 2, pp173-182.
- [8] Jones, W. P. and Launder, B. E., 1973, The Calculation of Low-Reynolds-Number Phenomena with a Two-Equation Model of Turbulence, Int. J. Heat Mass Transfer, 16, pp1119-1130.
- [9] Patel, V. C., Rodi, W. and Scheuerer, G., 1985, Turbulence Models for Near-Wall and Low Reynolds Number Flows, A Review, AIAA J., 23, 9, pp1308-1319.
- [10] Seo, H. T., Lee, D. S., Yoon, S. H. and Boo, J. S., 1998, Numerical Analysis on Wall Attaching Offset Jet with Various Turbulent k-ε Models and Upwind Scheme, Trans. Of KSME, Part B, pp828-835.
- [11] Patankar, S. V., 1980, Numerical Heat Transfer and Fluid Flow, Hemisphere Publishing corporation, McGraw-Hill, New-York.
- [12] Daichin and Lee, S. J., 2003, Evaluation of Recursive PIV Algorithm with Correlation Based Correction Method Using Various Flow Images, KSME International Journal, 17, 3, pp409-421.

## 6. 국내학술회의 발표 실적 : 3건

### Experimental Study on the Water Cooling Characteristics by Steam Driven Ejector

Zhen-Hua Jin<sup>†</sup>, You-Sik Shin<sup>\*</sup>, You-Sin Jun<sup>\*</sup>, Hyo-Min Jeong<sup>\*\*</sup> and Han-Shik Chung<sup>\*\*</sup>

**Key Words :** steam ejector, vacuum pressure, latent heat of evaporation

#### Abstract

A steam ejector is a device which is used to transport vapor or liquid at low pressure to a higher pressure or to make vacuum as its simplicity and reliability. It is widely used in refrigeration system, power system and food industry etc. This study showed the water cooling system by using a steam ejector to drop water temperature by about 5°C from 25°C or higher. In this study, to replace the present water cooling system, we focused on a water cooling system operated by the latent heat of evaporation, thus this system needs a vacuum pressure to evaporate the water in enclosed tank. The water cooling effects are depended on the vacuum pressure in the enclosed tank, and the cooling water is generated by the latent heat of evaporation. As the experimental results, the absolute vacuum pressure was obtained about 7~11mmHg by using a steam ejector. The necessary time to reach this vacuum pressure was about 3~5minutes and the temperature difference of the water were obtained about 6°C.

#### 1. Introduction

Global warming and ozone layer depletion are serious environmental concerns which have become a focus for new research in the field of refrigeration. Efforts have been targeted to the energy conversion systems that would be capable of meeting cooling. One overlooked technology that could be used to produce cooling is the steam ejector<sup>(1)</sup>. A Steam ejector is a device which is used to transport vapor or liquid at low pressure to a higher pressure or to make vacuuming pressure<sup>(2)</sup>.

Steam ejectors are constructed of three parts: a suction chamber, nozzle and diffuser. The high velocity jet stream of steam emitted by the motive nozzle creates a suction chamber which draws the low pressure air. The diffuser converts the kinetic energy of high velocity flow to pressure energy<sup>(3)</sup>.

The ejector is used to get low pressure, and it has been applied to a lot of industry field like the heat engine, the power plant, the food industry, environmental industry etc, and there are not any problems even it is mixed with any kind of liquid, gas and solid<sup>(4)</sup>.

In aquaculture industry, there are many important factors for breeding fish in an aquafarm. What is especially important for good quality is the maintenance of the optimum aquaculture temperature.

Therefore, we performed a study of water cooling system by using steam ejector to drop the temperature of the water in the aquafarm from 25°C or higher. This study focused on the system operated by the latent heat of evaporation and it is working under vacuum pressure to evaporate the water in enclosed tank. The water cooling effects are depended on the vacuum pressure in the enclosed tank.

#### 2. Experimental Apparatus and Description

##### 2.1 Experimental set up

Fig.1 shows the experimental apparatus for the water cooling by steam driven ejector. It consists of the steam boiler, ejector, vacuum tank, jet condenser, data logger and computer. The steam with high pressure and temperature is used as the primary fluid for the ejector. When the steam from the boiler passes through ejector draws the air from vacuum tank. And then the vacuum

---

<sup>†</sup> Graduate School, Department of Mechanical and Precision Engineering, Gyeongsang National University  
E-mail : jinzhenhua2001@yahoo.com.cn  
TEL : (055)646-4766 FAX : (055)644-4766

<sup>\*</sup> Graduate School, Department of Mechanical and Precision Engineering, Gyeongsang National University

<sup>\*\*</sup> School of Mechanical and Aerospace Engineering, Gyeongsang National University

---

tank achieves a low pressure state because of suction. Therefore, the water in the vacuum tank achieves an evaporation condition and the water is cooled down.



Fig.1 Experimental apparatus

The pressure transducer (PSHA0760HAAJ) was installed at top of the vacuum tank. The pressure signal is transmitted to computer by data logger (DA100, YOKOGAWA). RTD-Type thermocouples are set at heat exchanger inlet, outlet, vacuum tank and jet condenser outlet. There are six thermocouples by regular intervals in the vacuum tank. The vacuum tank has a capacity of 200Liters.



Fig.2 Thermocouple positions in the vacuum tank

## 2.2 Description

Fig.2 presents the schematic diagram of a water cooling system using steam ejector. In this system, the vapor (primary fluid) from the boiler through the nozzle of the ejector and entrains the air (secondary fluid) from vacuum tank at low pressure. The primary fluid and secondary fluid mix in the mixing section and recover a pressure in diffuser. The combined fluid flows to jet condenser<sup>(3)</sup>.

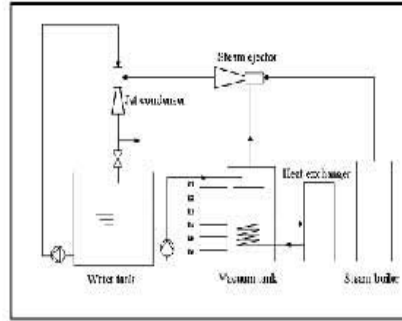


Fig.3 Schematic of experimental apparatus

Table 1 shows the experimental conditions. In this study, experimental tests were conducted with a range of flow rate of into heat exchanger from 4 ℓ /min to 8 ℓ /min. The filled water in vacuum tank was set constant of 115 Liters.

Table 1 Experimental condition

	Filled water in vacuum tank (Liter)	Flow rate of heat exchanger (ℓ /min)
Type 1	115	0
Type 2	115	4
Type 3	115	5
Type 4	115	6
Type 5	115	7
Type 6	115	8

## 3. Results and Discussion

Experimental tests were conducted with a range of flow rate of heat exchanger from 4 ℓ /min to 8 ℓ /min.

### 3.1 Basic experiment

From Fig.4, the pressure of vacuum tank is decreased rapidly within four minutes, and then it arrives to stable state. Absolute vacuum pressure is obtained about 3~7mmHg by using a steam ejector.

Fig.5 shows the temperature distribution of the enclosed vacuum tank. T1 and T2 are exposed the air temperature in vacuum tank, T3~T6 shows the water temperature in vacuum tank. As can be seen in Fig.5, the air temperature was lower than the water temperature in vacuum tank. The temperature was drop gradually with the decreasing pressure of vacuum tank

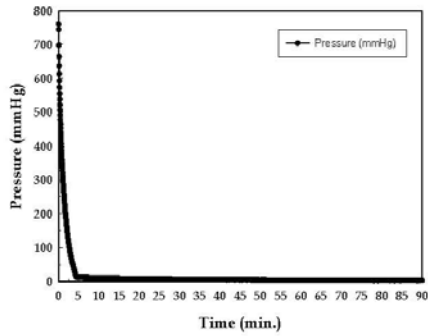


Fig.4 Vacuum pressure distribution in enclosed tank with 115ℓ water, 0ℓ/min flow rate of heat exchanger

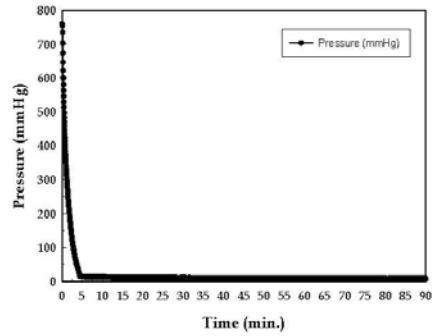


Fig.6 Vacuum pressure distribution in enclosed tank with 115ℓ water, 4ℓ/min flow rate of heat exchanger

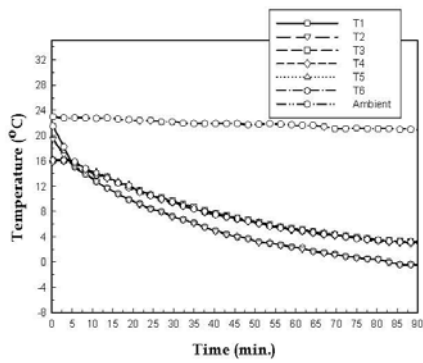


Fig.5 Temperature distributions in enclosed tank with 115ℓ water, 0ℓ/min flow rate of heat exchanger

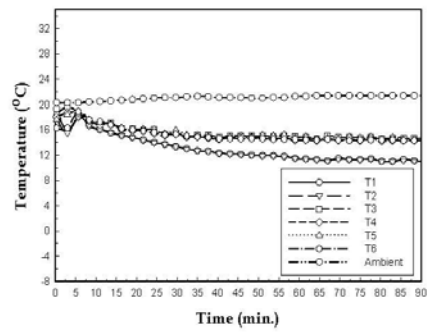


Fig.7 Temperature distributions in enclosed tank with 115ℓ water, 4ℓ/min flow rate of heat exchanger

### 3.2 Temperature characteristics by heat exchanger

Fig. 6-Fig.8 shows the distribution of pressure and temperature when the flow rate of into heat exchanger was 4 ℓ /min. From Fig.6, the pressure of vacuum tank is decreased rapidly within four minutes, and than it arrives to stable state. Absolute vacuum pressure is obtained about 7-10mmHg. Fig.7 shows the temperature distribution of the enclosed vacuum tank. The temperature was decreasing gradually with the decreasing pressure of vacuum tank. Fig. 8 shows the temperature variation of heat exchanger inlet and outlet when the flow rate of heat exchanger at 4 ℓ /min and  $\Delta T=6.7^{\circ}\text{C}$  was obtained.

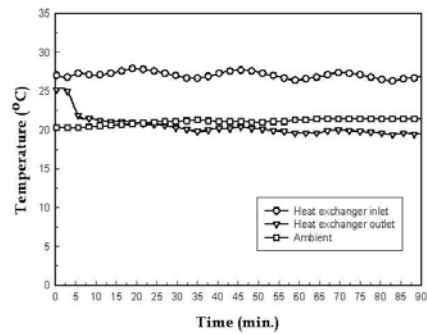


Fig.8 Temperature Variation of heat exchanger at 4ℓ/min flow rate



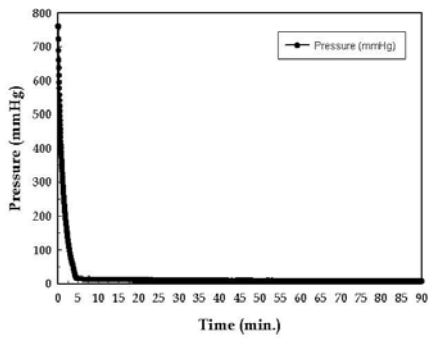


Fig.9 Vacuum pressure distribution in enclosed tank with 115ℓ water, 5ℓ/min flow rate of heat exchanger

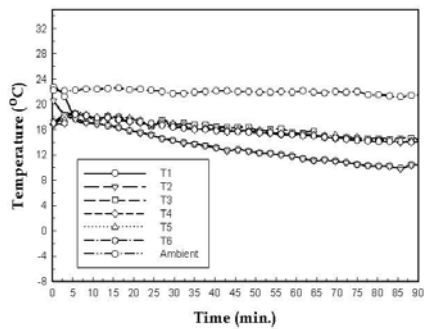


Fig.10 Temperature distributions in enclosed tank with 115ℓ water, 5ℓ/min flow rate of heat exchanger

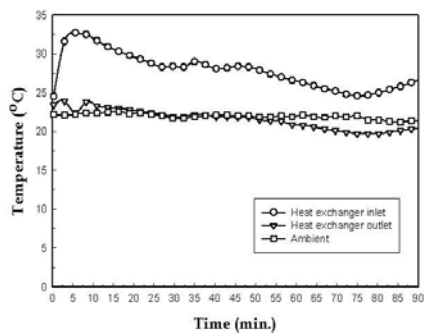


Fig.11 Temperature Variation of heat exchanger at 5ℓ/min flow rate

From Fig.9, the pressure of vacuum tank is decreased rapidly within four minutes, and than it arrives to stable state. Absolute vacuum pressure is obtained about 7-10mmHg. Fig.10 shows the temperature distribution of the enclosed vacuum tank. Fig. 11 shows the temperature variation of heat exchanger inlet and outlet with flow rate of into heat exchanger at 5 ℓ /min and  $\Delta T=6.3^{\circ}\text{C}$  was obtained. Fig.12 shows the pressure of vacuum tank is decreased rapidly within four minutes, and than it arrives to stable state. Absolute vacuum pressure is obtained about 9-11mmHg. Fig.13 shows the temperature distribution of the enclosed vacuum tank. Fig. 14 shows the temperature variation of heat exchanger inlet and outlet when the flow rate of into heat exchanger at 6 ℓ /min and  $\Delta T=6.1^{\circ}\text{C}$  was obtained.

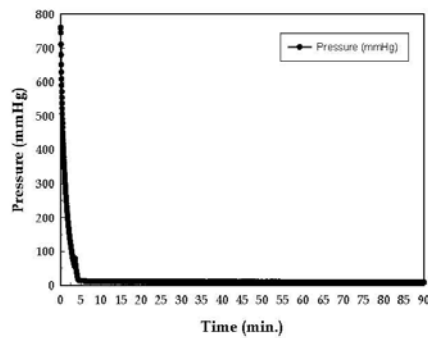


Fig.12 Vacuum pressure distribution in enclosed tank with 115ℓ water, 6ℓ/min flow rate of heat exchanger

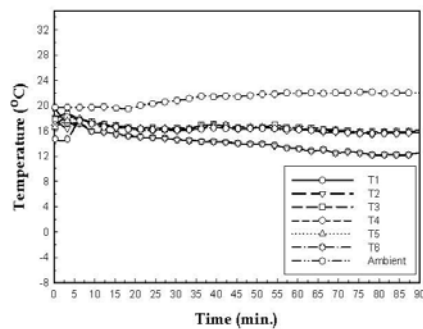


Fig.13 Temperature distributions in enclosed tank with 115ℓ water, 6ℓ/min flow rate of heat exchanger

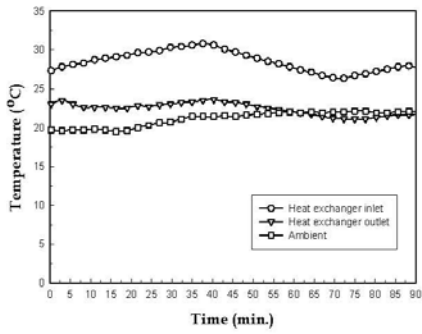


Fig.14 Temperature Variation of heat exchanger at 6l/min flow rate

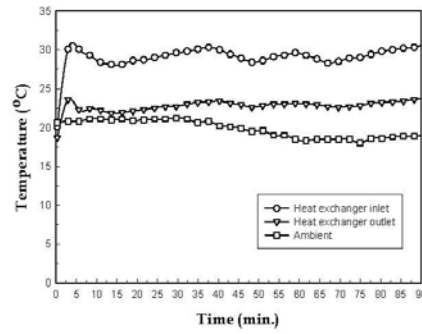


Fig.17 Temperature Variation of heat exchanger at 7l/min flow rate

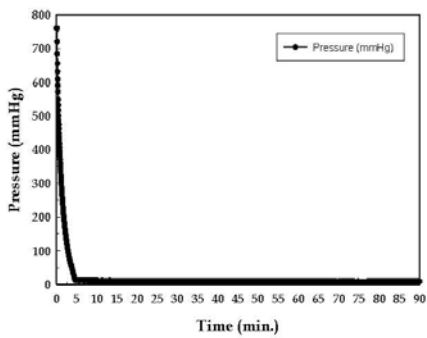


Fig.15 Vacuum pressure distribution in enclosed tank with 115l water, 7l/min flow rate of heat exchanger

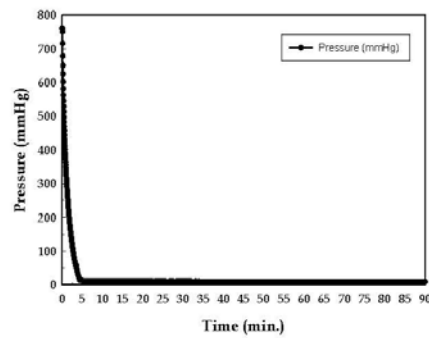


Fig.18 Vacuum pressure distribution in enclosed tank with 115l water, 8l/min flow rate of heat exchanger

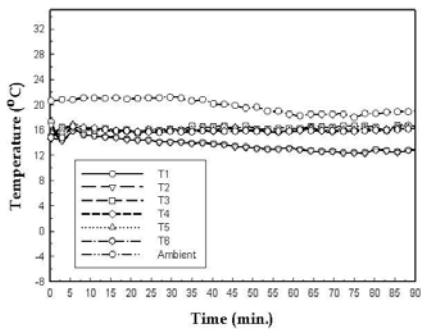


Fig.16 Temperature distributions in enclosed tank with 115l water, 7l/min flow rate of heat exchanger

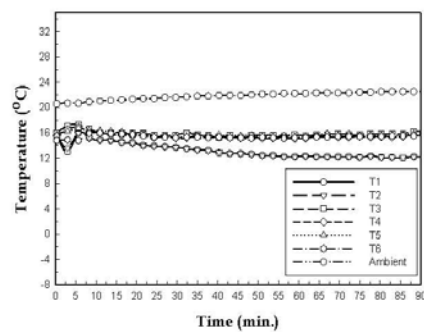
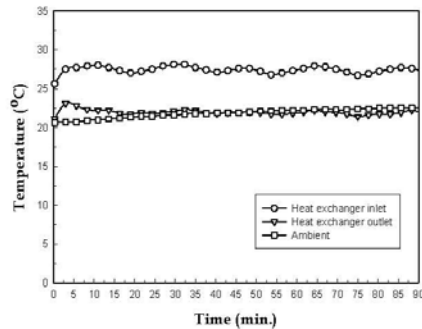


Fig.19 Temperature distributions in enclosed tank with 115l water, 8l/min flow rate of heat exchanger



**Fig.20** Temperature Variation of heat exchanger at 8l/min flow rate

Fig.15 shows the pressure of vacuum tank is decreased rapidly within four minutes, and than it arrives to stable state. Absolute vacuum pressure is obtained about 8~11mmHg. Fig.16 shows the temperature distribution of the enclosed vacuum tank. Fig. 17 shows the temperature variation of heat exchanger inlet and outlet when the flow rate of heat exchanger at 7 l /min and  $\Delta T=6.3^{\circ}\text{C}$  was obtained.

Fig.18 shows the pressure of vacuum tank is decreased rapidly within four minutes, and than it arrives to stable state. Absolute vacuum pressure is obtained about 8~11mmHg. Fig.19 shows the temperature distribution of the enclosed vacuum tank. Fig. 20 shows the temperature variation of heat exchanger inlet and outlet when the flow rate of heat exchanger at 8 l /min and  $\Delta T=5.5^{\circ}\text{C}$  was obtained.

#### 4. Conclusion

This study focused on a system operated by the latent heat of evaporation, using a vacuum pressure to evaporate the water in enclosed tank. In this study the water cooling system by latent heat of evaporation. From experimental results showed as follows:

As the experimental results showed that the pressure of vacuum tank is decreased rapidly within five minutes, and than it arrives to stable state. Absolute vacuum pressure is obtained about 7~11mmHg by using a steam ejector.

The temperature variation of heat exchanger inlet and outlet with different flow rate was  $\Delta T=6.7^{\circ}\text{C}$ ,  $\Delta T=6.3^{\circ}\text{C}$ ,  $\Delta T=6.1^{\circ}\text{C}$ ,  $\Delta T=6.3^{\circ}\text{C}$  and  $\Delta T=5.5^{\circ}\text{C}$ , respectively.

#### Acknowledgements

This work was supported by the Post BK21, Korea Sea grant Program by Ministry of Marine Affairs & Fisheries, the Program for the Training of Graduate Students in Regional Innovation which was conducted by the Ministry of Commerce, Industry and Energy of Korean Government, the authors gratefully appreciate for the support.

#### References

- (1) Riffat, S. B. and Omer, S. A., 2001, "CFD Modeling and Experimental Investigation of an Ejector Refrigeration System Using Methanol as the Working Fluid", *International Journal of Energy Research*, 2001;25:115~128
- (2) Shen, S. Q. and Li, H. J., 2005, "Simulation on Phase Change in Supersonic Flow in Ejector", *The 4th International Conference of Sustainable Energy Technologies, Jinan, CHINA*, pp.280~284.
- (3) Kanjanapon, C., Satha, A., 2004, "Ejector: Applications in Refrigeration Technology", *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 8(2004)129~155.
- (4) Shin, Y. S., Choi, S. C., Bae, K. Y., Jeong, H. M. and Chung, H. S., 2005, "Experimental Study on the Water Cooling System by Steam Driven Ejector", *The Sixth KSME-JSME Thermal and Fluid Engineering Conference, 2005, Jeju, KOREA*
- (5) Cho, S. I., 2003, "A Study on the Flow Characteristics in Ejector", pp.1~5.
- (6) Yu, J. L., Chen, H., Ren, Y. F. and Li, Y. Z., 2006, "A New Ejector Refrigeration System With an Additional Jet Pump", *Applied Thermal Engineering* 26(2006), pp.312~319.

Numerical Analysis on the Flow Characteristics in Steam Ejector.

You Sik Shin<sup>\*†</sup>, Zhen Hua Jin<sup>\*</sup>, You Sin Chun<sup>\*</sup>, Sang Chul Lee<sup>\*</sup>,  
Hyo Min Jeong<sup>\*\*</sup> and Han Shik Chung<sup>\*\*</sup>

<sup>\*</sup>Graduate School, Dept. of Mechanical and Precision Engineering, Gyeongsang National University,  
Tongyeong, KOREA

<sup>\*\*</sup>School of Mechanical and Aerospace Engineering, Gyeongsang National University, Tongyeong, KOREA

**Key words:** driven ejector, Jet condenser, Aquafarm, Vacuum, Latent heat of evaporation

**ABSTRACT:** This study performed of a water cooling system by using a steam ejector and jet condenser to drop the temperature of the water in aquafarm by about 5°C from 25°C or higher. In this research, to replace the present water cooling system, we focused on a water cooling system operated by latent heat of evaporation, thus this system needs a vacuum pressure to evaporate the water in enclosed tank. The water cooling effects are dependent on the vacuum pressure in the enclosed tank, and the cooling water is generated by evaporation. As the experimental results, the absolute vacuum pressure obtained was about 5~8mmHg using a steam driven ejector with jet condenser in experiments. The obtained results are respectively ΔT=7°C, ΔT=5°C and ΔT=5.5°C at heat exchanger flow rate 4L/M. The obtained results are respectively ΔT=5.5°C, ΔT=5.5°C and ΔT=5.5°C at heat exchanger flow rate 4.5L/M.

Nomenclature

L<sub>A</sub> : Air volume in enclosed tank [L]  
L<sub>w</sub> : Water volume in enclosed tank [L]  
Q : Flow rate [L/min.]  
T : Temperature [°C]

1. INTRODUCTION

In Korean aquaculture industry, flatfish and jacoever are preferred by fishermen on the ground that the former is characterized by the

highly added value and better returns and the latter has advantage of raising the creatures. This implies that to help fries to quickly grow and to be strong enough to get over diseases needs to have much of melted oxygen, especially to have a better control on temperature. Several investigations of aquaculture in sea water have been reported. Kim(1997)<sup>3</sup> examined the marine pollutions in view of biology. This biological treatment poses no problems to the aquaculture industry because the aquarium tank is separated from the water pollution. Partridge(1989)<sup>5</sup> and Sannomiya(1987)<sup>5</sup> examined the swimming structure and behavior of fish in an aquarium. Takagi et al.(1993)<sup>2</sup> considered the effect of the aquarium tank size and shape. Generally, the aquaculture equipment has two types of closed

†경상대학교  
E-mail : hmjeong@gnu.ac.kr  
TEL : (055)640-3184 FAX : (055)640-3180  
\* 경상대학교 대학원  
\*\* 경상대학교 기계항공공학부, 해양산업연구소

and open flow systems. Jeong et al.(1998)<sup>1</sup> reported the flow characteristic by comparing a numerical analysis and flow visualization images. Hirashi et al. (1995)<sup>7</sup> examined the effect of water current in the aquaculture environments of the sea. The closed type is the system which the sea water is recirculated again in the aquarium tank. The water in the case of the open flow system is discharged into the sea. The first system needs more expensive equipment, but this system can save energy in heating the aquarium water during the winter season. Lee(1994)<sup>4</sup> carried out the experiment of a flow characteristics in the closed aquarium. In the design of the aquaculture tank, what need to be emphasized are the aquaculture environments. This means that the wrong design can cause mass mortality of breeding fish.

There are many important factors for breeding fish in an aquafarm. Some of these factors are biological others include sea water temperature and so on. What is especially important for good quality is the maintenance of the optimum aquaculture temperature. In summertime, when sea temperatures rise above 25°C the growth condition is greater and diseases in fish spread.

Therefore, we performed a study of a sea water cooling system by using a steam ejector to drop the temperature of the water in the aquafarm by about 5°C from 25°C or higher. To replace the present water cooling system, we focused on a system operated by the latent heat of evaporation, using a vacuum pressure to evaporate the water in enclosed tank. The water cooling effects are dependent on the vacuum pressure in the enclosed tank, and the cooling water is generated by evaporation. Much attention is given to dual-evaporator refrigeration cycles in these days.<sup>4-8</sup>

## 2. Experimental apparatus and description.

The cooling effects are dependent on the vacuum pressure, thus the vacuum pump has to achieve the pressure of evaporation. As the general vacuum pump is designed for high vacuuming in a small space, the ejector pump system is more suitable than the vacuum pump. In this paper, the steam driven ejector pump system is proposed for vacuuming in the enclosed tank.

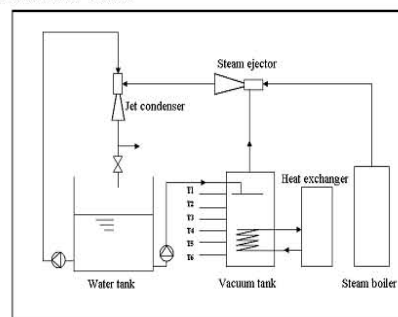


Fig. 1 Schematic diagram of the experimental apparatus.

Fig. 1 shows the experimental apparatus to measure the effect of vacuum levels in the enclosed tank. The designed vacuum chamber has a capacity of 200L and the inside air of the vacuum tank is evacuated by a steam driven ejector. One heat exchanger was installed in the experimental apparatus.

Fig. 1 shows the system generating cooling water by using latent heat of evaporation at low pressure. The low pressure generating system adopts vapor driven in this research. The vapor is created by a steam boiler and goes through a steam ejector. As the steam which passed the ejector goes through a jet condenser, it drops the pressure inside of the vacuum tank to a vaporable pressure.

The pressure transducer (PSHA0760HAAJ) was installed on the top of the vacuum tank. Six thermocouples(RTD PT100Q) were installed inside vacuum tank at regular intervals. The pressure signal is transmitted to a personal computer and data logger (DA100,

YOKO-GAWA).



Fig. 2 Photography of experimental setup.

Fig. 2 shows photography of experimental setup of steam ejector. The pressure and temperature signal are transmitted to a personal computer and data logger.

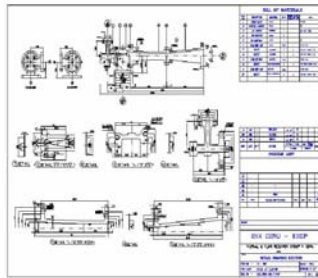


Fig. 3 Drawing of steam ejector.

Fig. 3 shows the drawing of a steam ejector. The steam ejector is constructed of three parts: a suction chamber, a motive nozzle and a diffuser. The high velocity jet stream of steam emitted by the motive nozzle creates a suction chamber, which draws the low pressure gases. The diffuser converts the kinetic energy of high velocity flow to pressure energy.

Table 1, 2 is processed as follow method. The steam ejector is operated after getting 60mmHg vacuum pressure by using a jet condenser, and then cooling efficiency is measured by experiments with each flow rate of heat exchanger.

Table. 1 Experimental parameters for water cooling efficiency of heat exchanger flow rate at 4L/M.

	Type1	Type2	Type3
Enclosed tank volume(Liter)	200	200	200
Filled water and air volume(Liter)	50L <sub>w</sub> 150L <sub>a</sub>	100L <sub>w</sub> 100L <sub>a</sub>	150L <sub>w</sub> 50L <sub>a</sub>
Steam pressure (kgf/cm <sup>2</sup> )	4 ~ 5kgf/cm <sup>2</sup>	4 ~ 5kgf/cm <sup>2</sup>	4 ~ 5kgf/cm <sup>2</sup>
Flow rate into heat exchanger Q(L/M)	4L/M	4L/M	4L/M

Table. 2 Experimental parameters for water cooling efficiency of heat exchanger flow rate at 4.5L/M.

	Type4	Type5	Type6
Enclosed tank volume(Liter)	200	200	200
Filled water and air volume(Liter)	50L <sub>w</sub> 150L <sub>a</sub>	100L <sub>w</sub> 100L <sub>a</sub>	150L <sub>w</sub> 50L <sub>a</sub>
Steam pressure (kgf/cm <sup>2</sup> )	4 ~ 5kgf/cm <sup>2</sup>	4 ~ 5kgf/cm <sup>2</sup>	4 ~ 5kgf/cm <sup>2</sup>
Flow rate into heat exchanger Q(L/M)	4.5 L/M	4.5 L/M	4.5 L/M

### 3. Results and discussion

To achieve cooling water, the water should be in an evaporating condition.

This condition can be achieved by vacuuming. Fig. 4 shows the vapor pressure and temperature curve. The pressure in the vacuum chamber has to search the vapor pressure to obtain the cooling effects by using the latent heat of evaporating.

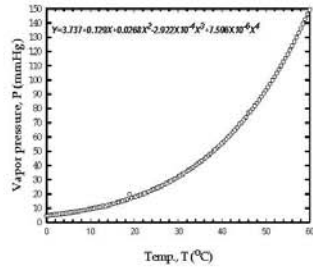


Fig. 4 Characteristics curve of vapor pressure by the variation of temperature at  $0^{\circ}\text{C} \leq T \leq 60^{\circ}\text{C}$ .

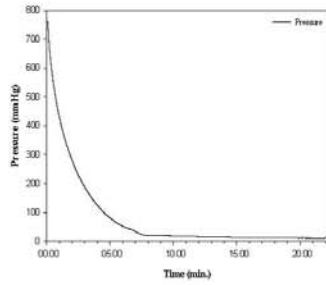


Fig. 5 Vacuum pressure of Type1 in table 1.

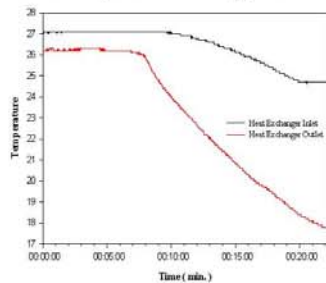


Fig. 6 Variation temperature of heat exchanger at Type1 in table 1.

Fig. 5, 7 and 9 show vacuum pressure of heat exchanger flow rate at 4L/M and the absolute vacuum pressure obtained was about 5~3mmHg at this point.

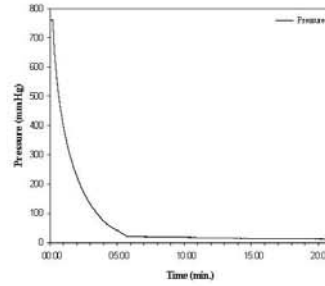


Fig. 7 Vacuum pressure of Type2 in table 1.

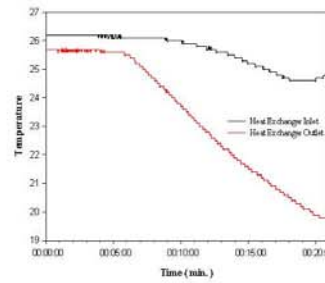


Fig. 8 Variation temperature of heat exchanger at Type2 in table 1.

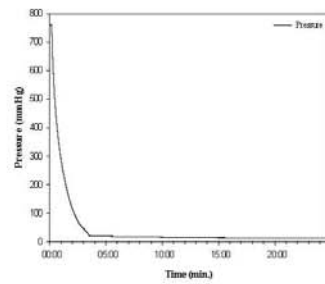


Fig. 9 Vacuum pressure of Type3 in table 1.

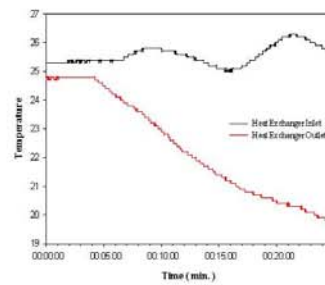


Fig. 10 Variation temperature of heat exchanger at Type3 in table 1.



exchanger at Type3 in table 1.

Fig. 6, 8 and 10 is the graphs of temperature difference of heat exchanger. The obtained results are respectively  $\Delta T=7^{\circ}\text{C}$ ,  $\Delta T=5^{\circ}\text{C}$  and  $\Delta T=5.5^{\circ}\text{C}$ .

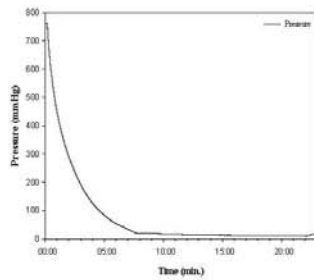


Fig. 11 Vacuum pressure of Type4 in table 2.

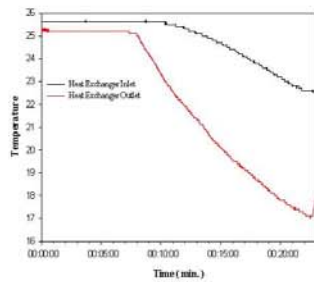


Fig. 12 Variation temperature of heat exchanger at Type4 in table 2.

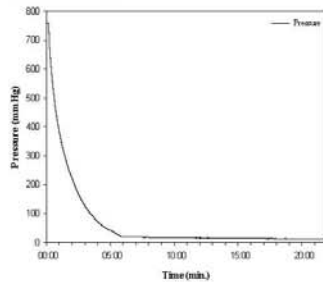


Fig. 13 Vacuum pressure of Type5 in table 2.

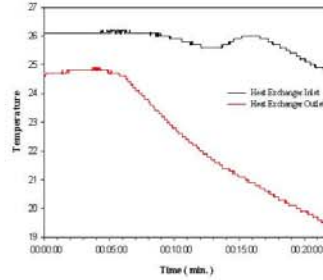


Fig. 14 Variation temperature of heat exchanger at Type5 in table 2.

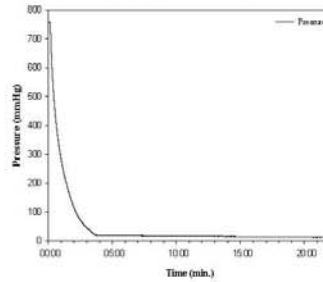


Fig. 15 Vacuum pressure of Type6 in table 2.

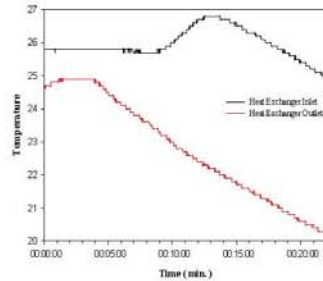


Fig. 16 Variation temperature of heat exchanger at Type6 in table 2.

Fig. 11, 13 and 15 show vacuum pressure of heat exchanger flow rate at 4.5L/M and the absolute vacuum pressure obtained was about 5 ~ 8mmHg at this point.

Fig. 12, 14 and 16 is the graphs of temperature difference of heat exchanger. The obtained results are respectively  $\Delta T=5.5^{\circ}\text{C}$ ,  $\Delta T=5.5^{\circ}\text{C}$  and  $\Delta T=5.5^{\circ}\text{C}$ .

When the graphs of heat exchanger flow rate



at 4L/M and 4.5L/M are compared bigger temperature difference can be obtained with lower flow rate.

#### 4. CONCLUSIONS

In this research, we proposed a water cooling system by latent heat of evaporation. This system consists of the enclosed vacuum tank and steam driven ejector with jet condenser. From an experimental result, the conclusions are summarized as follows;

Water temperature proposed in this research is 25°C and higher and the cooling system that temperature difference is about 5°C was introduced.

As the experimental results, the absolute vacuum pressure obtained was about 5~8mmHg using a steam driven ejector with jet condenser in experiments.

The obtained results are respectively  $\Delta T=7^\circ\text{C}$ ,  $\Delta T=5^\circ\text{C}$  and  $\Delta T=5.5^\circ\text{C}$  at heat exchanger flow rate 4L/M.

The obtained results are respectively  $\Delta T=5.5^\circ\text{C}$ ,  $\Delta T=5.5^\circ\text{C}$  and  $\Delta T=5.5^\circ\text{C}$  at heat exchanger flow rate 4.5L/M.

The proper cooling effect needed in this research can be obtained by using heat exchanger.

#### ACKNOWLEDGEMENT

This work was supported by the Post BK21, Korea Sea grant Program by Ministry of Marine Affairs & Fisheries, the Program for the Training of Graduate Students in Regional Innovation which was conducted by the Ministry of Commerce, Industry and Energy of Korean Government, the authors gratefully appreciate for the support.

#### REFERENCES

1. Jeong, H. M. and Chung, H. S. ,1998, Study on Fluid Flow Characteristics of Aquarium for Optimum Environment, Air-Conditioning and Refrigeration Engineering., 10, 1, pp108-117.
2. Tsutomu Takagi, Kausuaki Nashimoto, Katsutaro Yamamoto and Tomonori Hiraishi1993,Kang, W. J., Cho, S. S., Huh, H. and Chung, D. T.1998, Identificatoin of Dynamic Behavior of Sheet Metals for an Auto-body with Tension Split Hopkinson Bar, SAE 981010, pp115-119.
3. Kim, H. G. 1997. Recent Harmful Algal Blooms and Mitgatio Strategies in Korea. Ocean Research, Vol 19(2), pp185-192.
4. Lee, J. S. ,1994, Hydraulic Studies on Recirculating Aquaculture Basin, J. Korean Fish. Soc, 27, 2, pp173-182.
5. Sannomiya, N. and Matuda, K.,1987, Least Squares Estmation in Fish Behavior Model, Bull. Japan. Soc. Sci. Fish., 53, pp1951-1957.
6. Partridge, B. L., 1989, The Structure ad Function of Fish School, Sci. Am., 246, pp90-99.
7. Tomonori Hiraishi, Karsuaki Nashimoto, Thutomu Takagi, Kengo Suxuki and Keiichiro Moromatu, 1995, Stationary Ability of Bastard Halibut *Paralichthys olivaceus* and Longsnout Flounder *Limanda punctatissimato* Water Current at the Bottom of a Net Cage, Bulletin of the Japanese Society of Scientific Fisheries, 61, 3, pp363-368.

## 증기압력 변화에 따른 증기 이젝터의 성능에 관한 연구

전 유 신<sup>†</sup>, 신 유 식\*, Jin Zhen Hua\*, 정 효 민\*\*, 정 한 식\*\*

\*경상대학교 대학원 정밀기계공학과, \*\*경상대학교 기계항공공학부, 해양산업 연구소

### A Study on the Performance of Steam Ejector by Variation of Steam Pressure

You Sin Jun<sup>†</sup>, You Sik Shin\*, Zhen Hua Jin\*, Hyo-Min Jeong\*\*, Han-Shik Chung\*\*

\*Graduate School, Department of Mechanical and Precision Engineering, Gyeongsang National University, 445 Inpyeong-dong, Gyeongsang-namdo 650160, Korea

\*\*School of Mechanical and Aerospace Engineering, the Institute of Marine Industry, Gyeongsang National University, 445 Inpyeong-dong, Gyeongsang-namdo 650160, Korea

**ABSTRACT:** This paper describes a study on the performance of steam ejector by variation of steam pressure. Water temperature is especially important for good quality of fish in an inland aquafam. In summer season, the water temperature increases above 25°C, but for good quality breeding or fish is the maintenance of optimum aquafam temperature by about 20°C. Therefore it is needed to drop the water temperature to provide suitable conditions of fish growth. There are many kinds of cooling system, in this study using steam ejector. After cooling the water in vacuum tank with the steam ejector then circulate this water to inland aquafam. In this way to minimizes fish stress that it is caused by water temperature. The objective of research confirms the difference of the case which there is no water in the vacuum tank and has water in the vacuum tank. The purpose of this paper is to examine the effects on the performance of steam ejector by variation of steam pressure.

**Key words:** Inland aquafam(육상 수조), Steam driven ejector(스팀 구동 이젝터)

### 1. 서 론

최근 많이 양식하고 있는 어류의 경우 최적온도가 약 15~25°C이기 때문에 이온도를 유지해 주기 위해서는 겨울철의 경우 보일러 등을 이용하여 가온 해수를 유입시켜 온도를 유지할 수 있으나 여름철의 경우 해수온도가 25°C 이상이 되면 어류

의 성장 속도가 느려지고 각종 어병이 발생한다. 하계철의 경우에는 현재의 대다수의 양식장에서는 취수구의 해수온도를 기준으로 1일 환수량으로 하여 양식장에 해수를 공급하고 있다. 환수량이 상대적으로 많아지면 수조내의 해수의 온도 불안정, 오염물질의 유동성 증대, 펌프 등의 운용 장비의 과부하, 운용인력의 수시 제어 등의 필요로 많은 문제점이 노출되고 있는 실정이며 특히 육상 양식장내의 해수유동이 상대적으로 빨라져 양식어의 자기피로로 인한 폐사 혹은 생육에 큰 지장을 주고 있다. 따라서 보다 현실적인 하계철 육상 양식장의 환경 유지를 위하여 일부 냉동기

<sup>†</sup>전유신, 경상대학교 대학원  
Tel.: +82-55-646-4766; fax: +82-55-644-4766  
E-mail address: yousin0j@daum.net

시스템에 의한 냉수 보급방안으로 대처하거나 극단적인 방법으로 대형 얼음을 직접 수조 안에 투입하여 활용하고 있다. 이러한 방법들은 근본적인 대처가 될 수 없는 실정으로 육상양식장의 특성을 파악하고 해수의 온도를 적정상태로 유지할 수 있도록 설치비용이 현저히 적고 대용량의 냉수 발생이 가능한 시스템의 개발이 우선되어야 한다. 이를 위하여 Kim에<sup>1)</sup> 의한 선행연구에서 CFD를 이용한 해석과 열교환기의 유량, 진공탱크내의 수위를 변수로 한 실험을 통하여 증기 이젝터를 이용한 저압 증발형 육상 양식장용 냉수기에 대하여 연구를 진행하였다. 본 연구의 목적은 진공탱크를 부착한 이젝터에서 유입되는 증기의 압력변화에 대한 진공탱크 내의 압력과 온도의 변화에 있어서 최적의 상태를 알고자 하였고, 진공탱크내의 공기 또는 물이 존재하는 경우에 대하여 증기의 압력을 변수로 하여 압력이 증기 이젝터의 성능에 미치는 영향의 정도를 실험을 통하여 알고자 하였다.

## 2. 실험방법



Fig. 1 Photograph of experimental apparatus

본 연구에 사용된 실험 장치는 저압 증발시의 증발잠열(Latent Heat of Evaporation)을 이용하여 냉각수를 생성시키는 시스템으로서 증기 구동식을 채택하였고 Fig.1은 실험에 사용된 실험장치의 구성을 사진으로 나타내었다. Fig. 2는 본 실험 장치의 구동순서를 나타내는 개략도이다. 실험에서 증기의 발생은 스팀 보일러에 의하여 생성되며 이 증기는 1차적으로 스팀 이젝터를 통과하게 된다.<sup>2-3)</sup> 이때에 증발에 소요되는 일시적

인 압력이 유지되며 이 이젝터를 통과한 스팀은 제차 제트콘덴서(Jet Condenser)를 통과하면서 증발기 내부를 증발 가능한 압력까지 저하시킨다. 그리고 제트콘덴서의 구동은 별도로 설치된 물 공급 탱크에서 펌프를 통하여 구동시키는 시스템으로 구성된다. 증발기에서 증발 잠열에 의하여 냉각된 물은 저장탱크에서 재 가열시켜 증발기로 유입되게 된다. Fig. 3은 실험에 사용된 진공탱크를 개략적으로 나타낸 것이다. 실험에 사용된 탱크의 재질은 SUS-304, 두께는 5mm, 최대 용량은 200ℓ이다. 그리고 시스템 각부의 온도측정을 위하여 RTD-Type 열전대를 사용하였으며, 측정지점은 진공 탱크 내부 6곳을 측정하였다. 실험 변수로는 진공 탱크 내부에 100ℓ의 물을 넣었을 때와 공기만 있을 때의 증기 이젝터에 유입되는 증기의 압력을 변수로 하여 실험을 진행하였다. 또한 실험은 각 Type당 1시간 동안 진행하였으며 실험한 Data를 얻기 위하여 Data Logger를 이용하여 2초당 데이터를 취득하였다.

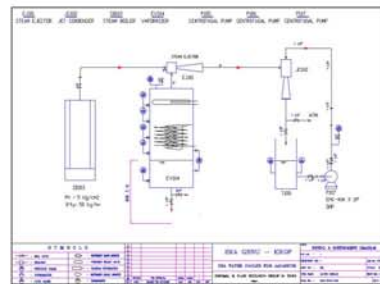


Fig. 2 Schematic diagram of device

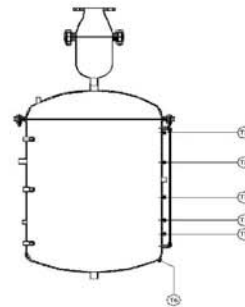
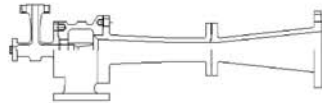


Fig. 3 Schematic diagram of Vacuum tank



(a) Photo of Steam ejector



(b) Schematic diagram of Steam ejector

Fig. 4 schematic diagram of Steam ejector

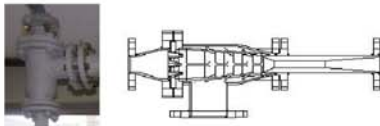


Fig. 5 Photo and schematic diagram of jet condenser

Fig. 4는 이젝터(Ejector)란 고압의 유체를 노즐로 분출시켜 유속을 빠르게 하고 압력을 낮추어서 그 주위의 기체와 운동에너지를 이용하여 저압을 얻는 장치로서 작동유체가 증기인 증기 이젝터의 사진과 개략도를 나타내었다. Fig. 5는 제트콘덴서의 사진과 개략도를 나타낸 것으로 이 장치의 역할은 1차적인 저압 형성을 이젝터에서 행하고 2차적인 저압은 제트콘덴서에서 행하게 되는데 내부에는 수개의 노즐이 형성되어 있어 최소 온도가 약 20°C에서 증발하기 위해서는 최소한 20mmHg의 압력이 될 수 있도록 하기 위하여 다단의 노즐로 설계되어 있다.<sup>4-5)</sup> Table 1과 Table 2에는 실험에 사용된 제트펌프(Jet pump)와 스팀보일러(Steam boiler)의 제원을 나타내었다. Table 3은 실험 변수로서 진공 탱크 내부에 100ℓ의 물이 존재할 때와 공기가 존재할 경우의 증기 이젝터의 내부로 유입되는 증기 압력을 나타낸 것이다. 최고 및 최저 압력의 편차는 ±0.5이다. 압력에 대하여 편차를 준 것은 증기 보일러의 압력 스위치의 자체 보호회로의 작용에 의하여 발생하는 것이다. 따라서 총 변수는 4개로 8가지의 실험을 진행 하였다. 실험 전 모든 온도는 거의 동일하게 유지 하였으며, 고온고압인 증기 이젝터는 이젝터의 특성상 빠른 응축으로 효율을 좋게 하기 위해서 진공 탱크 내부의 압력이 제트 콘덴서를 사용하여 60 mmHg 에 도달하였을 때 스팀 보일러의 밸브를 개방하여 작동하였다.

Table 1 Specification of jet pump

	H (m)	Q <sub>g</sub> (ℓ/min)	H <sub>s</sub> (m)	H <sub>p</sub> (m)	W (kW)
Specification	9	400	8m	24m	2.6

Table 2 Specification of steam boiler

	Q <sub>E</sub> (kg/h)	A (m <sup>2</sup> )	P <sub>max</sub> (kg/cm <sup>2</sup> )	H <sub>g</sub> (%)	C <sub>m</sub> (kg/h)
Specification	80	3.2	7	80	2.9-5.0

Table 3 Experimental condition of Pressure

	W <sub>r</sub>	P <sub>R</sub>	P <sub>max</sub>	P <sub>min</sub>	P <sub>max</sub> -P <sub>R</sub>	P <sub>R</sub> -P <sub>min</sub>
Model 1	0	2	2.5	1.5	+0.5	-0.5
Model 2		3	3.5	2.5		
Model 3		4	4.5	3.5		
Model 4		5	5.5	4.5		
Model 5	100	2	2.5	1.5	+0.5	-0.5
Model 6		3	3.5	2.5		
Model 7		4	4.5	3.5		
Model 8		5	5.5	4.5		

### 3. 결과 및 고찰

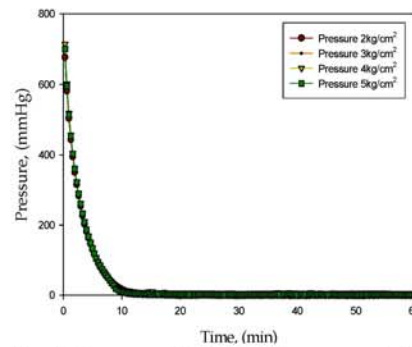


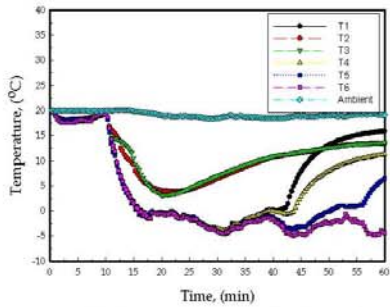
Fig. 6 Pressure distribution in vacuum tank of model 1 ~ 4

Fig. 6은 탱크 내에 공기만을 넣고 실험을 했을 때 2 ~ 5kg/cm<sup>2</sup>까지의 증기압력의 변화를 나타낸 것이다. 대기압에서 진공으로 떨어지는 압력의 양상은 똑같음을 알 수 있었다.

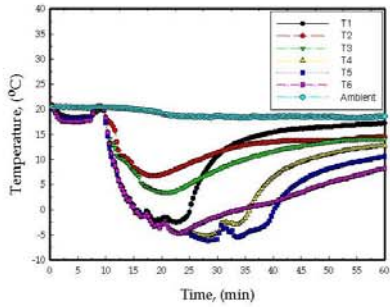
Fig. 7은 Fig. 6의 진공탱크 내에 공기만 존재할 때 온도 측정부의 온도의 변화들이다. (a)초기 가동 후 약 10분 뒤에 전체적인 온도의 하강을 보였 다. 그러나 T2와 T3은 다른 온도 보다 늦은 온도의 하강을 보였으며 약 20분경과 후 온도는 상승 하는 양상을 보였다. 약 40분 이후로 점차 T6을



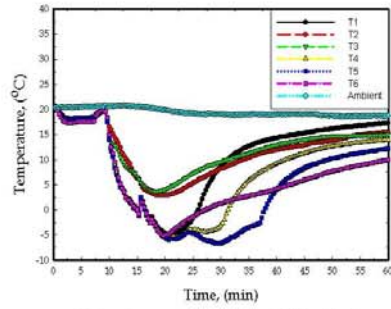
제외한 다른 온도들은 점차 상승하는 그래프를 보였다. (b)역시 (a)와 같이 온도의 하강은 약 10분 후에 하강을 하였으며 T2와 T3은 역시 다른 온도측정부와 다른 양상을 나타냈다. (a)와는 달리 약 20분에서 30분 사이에 모든 온도들이 상승하였다. (a)와는 달리 T6의 온도는 약 20분에서 25분 사이에 상승하였다. 또한 T1은 다른 그래프에서와 달리 빠른 온도의 상승이 나타났다. (c)도 약 10분 후에 온도의 하강이 발생 후 약 20분에서 30분 사이에 전체적으로 온도의 상승이 발생하였다. (d)도 다른 그래프와 마찬가지로 온도의 하강은 약 10분 후에 생기며 약 35분 후에 온도의 상승이 발생하였다. 전체적으로 특이한 사항은 다른 온도들보다 T2와 T3은 적은 하강과 빠른 상승의 현상이 발생되었다. 온도는 중심부에서 측정되었는데 다른 측정부와는 달리 윗부분과 아랫부분은 낮은 온도를 보이니 중심부는 다른 부에 비하여 온도가 높은 편이었다. (a)와 (d)는 (b)와 (c)에 비하여 최저 온도가 높은 편이다.



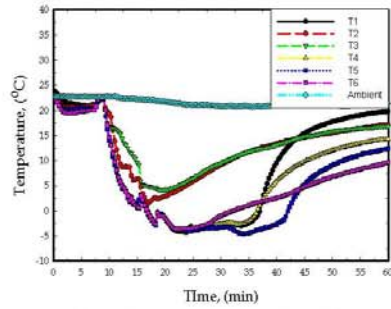
(a) steam pressure of 2 kgf/cm<sup>2</sup>



(b) steam pressure of 3 kgf/cm<sup>2</sup>



(c) steam pressure of 4 kgf/cm<sup>2</sup>



(d) steam pressure of 5 kgf/cm<sup>2</sup>

Fig. 7 Temperature distribution in vacuum tank of model 1 ~ 4

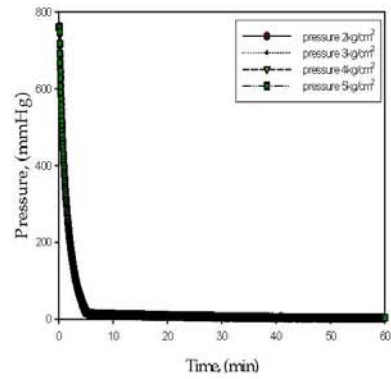
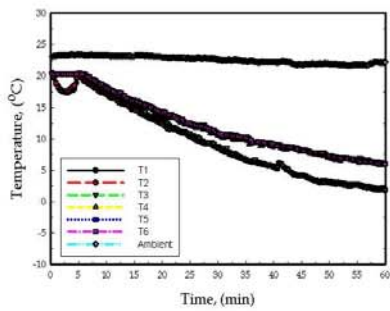
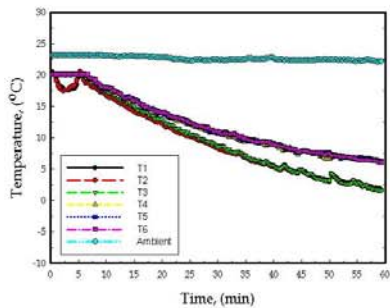


Fig. 8 Pressure distribution in vacuum tank of model 5 ~ 8

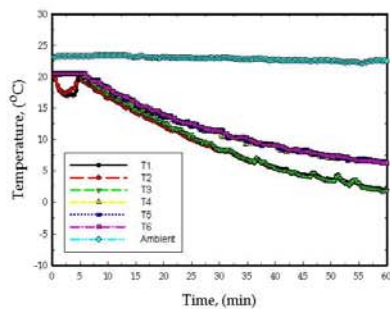
Fig. 8은 탱크 내에 물 100ℓ을 넣고 2~5kgf/cm<sup>2</sup>까지의 증기압력의 변화를 나타낸 것이다. 대기압에서 진공으로 떨어지는 압력의 양상은 공기만이 존재할 경우와 같은 양상을 보여주고 있다.



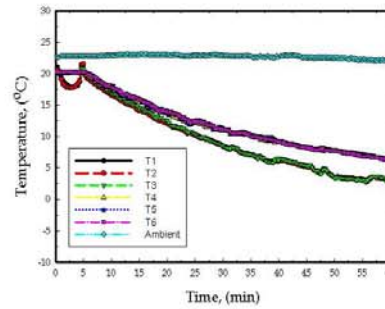
(a) steam pressure of 2 kgf/cm<sup>2</sup>



(b) steam pressure of 3 kgf/cm<sup>2</sup>



(c) steam pressure of 4 kgf/cm<sup>2</sup>



(d) steam pressure of 5 kgf/cm<sup>2</sup>

Fig. 9 Temperature distribution in vacuum tank of model 5~8

Fig 9는 Fig. 3의 진공탱크 내에 물이 존재할 때 온도 측정부의 온도의 변화들이다. 수온의 변화는 약 5분 뒤부터 하강하기 시작한다. T1과 T2는 초기 5분 이전에 약 17정도 까지 하강 후 다시 상승 하여 5분 후부터 점차적으로 다른 수온들과 마찬가지로 하강하는 양상을 보였다. 그 이유는 초기의 온도 하강은 탱크에 물을 채웠을 때 T1과 T2는 물에 잠겨 있지 않은 부분인 수위 위에 있기 때문인 것으로 생각된다. 그리고 약 15분 뒤부터는 물에 잠기지 않은 공기 부분, 표면에 증발 잠열이 발생하는 부분과 잠긴 부분의 두 온도의 양극화 현상이 발생하였다. (a)와 마찬가지로의 양상이나 특이한 것은 오히려 T1과 T2의 온도가 약간 수온 보다 더 상승하는 양상을 보였다.(c)의 그래프는 오히려 (b)의 그래프와는 달리 (a)의 그래프에 더 가까운 양상을 보였다. 약간의 다른 점은 T1의 온도가 (a)와는 약간 다르게 약 4분 까지 더 하강 후 상승하는 현상을 보였다. (d)는 (b)와 같은 현상이나 오히려 공기부분의 온도는 더 많은 상승의 현상이 발생되었다. 온도의 변화만으로는 수온일 경우는 압력의 변화에 관계없이 거의 같은 형상을 나타내었다.

Fig. 10과 Fig. 11은 증기 압력의 변화를 알기 쉽게 나타내기 위하여 10mmHg 이하로 하여 압력의 변화를 나타낸 것이다. 증기의 압력이 2~4 kgf/cm<sup>2</sup>인 경우진공의 상태에 가까운 경우에 압력의 변동 폭이 적은 상태이나 5kgf/cm<sup>2</sup>인 경우에는 압력의 변동 폭이 크게 나타났다. 진공탱크 내에 공기만 있을 경우에는 거의 진공의 상태까지 진행이 되었다. 진공탱크의 내부에 100ℓ의 물이 채워진 경우에는 2~5kgf/cm<sup>2</sup>의 압력에 상관없이

모두 균일한 압력의 변동 폭이 생성 되었다. 그러나 공기만 있을 경우와는 달리 빠른 진공의 상태까지는 도달하지 않고 장시간의 작동 시 거의 가까운 곳까지 도달하리라 생각된다.

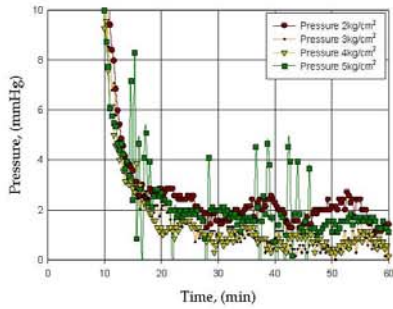


Fig. 10 Pressure distribution in vacuum tank of model 1~4 (in magnified Y axis)

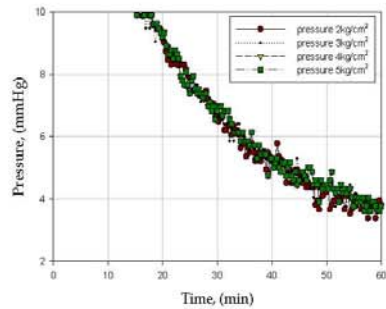


Fig. 11 Pressure distribution in vacuum tank of model 5~8 (in magnified Y axis)

#### 4. 결론

본 실험장치는 육상수조 양식장의 냉각을 위하여 제작된 시스템으로 내부의 열교환기를 사용하여 열 교환을 하거나 또는 해수를 탱크내로 입수하여 직접 냉각하여 순환하는 장치이다. 여기에서 증기의 소모량을 감안하였을 때 증기가 2kgf/cm<sup>2</sup>이나 3kgf/cm<sup>2</sup>, 4kgf/cm<sup>2</sup>, 5kgf/cm<sup>2</sup>에서 비교하였을 때 많은 차이점이 없는 걸로 판단되었다. 이는 적은 양의 증기를 사용하여도 충분한 냉각이 가능하다 생각된다. 본 장치에서는 해수를 냉각하

여 순환하는 시스템의 구조상 많은 증기를 발생시켜 냉각 하는 것보다 적은 증기를 사용하여도 가능하기 때문에 효율상이나 연료 소모성에서 좀 더 나은 현상이 발생되었다.

#### 후 기

본 연구는 해양수산부(KSGP)와 경상대학교 2단계 BK21의 지원으로 이루어졌으며, 이에 감사드립니다.

#### 참고문헌

1. Bo -Han Kim, 2006, "A Study on the Flow Characteristics of a Land Aquaculture Tank", A Doctor's Thesis, Department of Mechanical and Precision Engineering Graduate School, Gyeongsang National University.
3. R. Royds and E. Jonson, The fundamental principles of the steam ejector, Proceeding institution of mechanical engineers, Vol. 145, pp.193-209(1941)
4. L.F. Whitney, The mercury ejector refrigerator, Refrigerating engineering, Vol. 24, pp.134-146(1931)
5. S.S Eichacker and H. Hoge, Jet-compression efficiencies as influenced by the driving gases, Journal of the aerospace sciences, Vol. 27, pp.636-7(1960)
6. J.H Keenan, E.P. Neumann, and F.Lustwerk, An investigation of ejector design by analysis and experiment, Journal of applied mechanics, Vol. 17, pp. 209-309(1950)