



저작자표시-비영리-변경금지 2.0 대한민국

이용자는 아래의 조건을 따르는 경우에 한하여 자유롭게

- 이 저작물을 복제, 배포, 전송, 전시, 공연 및 방송할 수 있습니다.

다음과 같은 조건을 따라야 합니다:



저작자표시. 귀하는 원저작자를 표시하여야 합니다.



비영리. 귀하는 이 저작물을 영리 목적으로 이용할 수 없습니다.



변경금지. 귀하는 이 저작물을 개작, 변형 또는 가공할 수 없습니다.

- 귀하는, 이 저작물의 재이용이나 배포의 경우, 이 저작물에 적용된 이용허락조건을 명확하게 나타내어야 합니다.
- 저작권자로부터 별도의 허가를 받으면 이러한 조건들은 적용되지 않습니다.

저작권법에 따른 이용자의 권리는 위의 내용에 의하여 영향을 받지 않습니다.

이것은 [이용허락규약\(Legal Code\)](#)을 이해하기 쉽게 요약한 것입니다.

[Disclaimer](#)

공학석사 학위논문
비정상상태 속도장에서의 실험적
대류열전달계수 산출

The Calculation of Experimental Convective Heat Transfer
Coefficients in the Unsteady State Velocity Field

지도교수 도 덕 희

2018년 2월

한국해양대학교 대학원

냉동공조공학과

김 경 원

본 논문을 김경원의 공학석사 학위논문으로 인준함

위원장 : 김의간 (인)

위원 : 조경래 (인)

위원 : 도덕희 (인)



2017 년 12 월 22 일

한국해양대학교 일반대학원

목 차

그림 목차	i
사용 기호	vi
Abstract	viii
제1장 서 론	1
1.1 연구배경	1
1.2 연구목적	4
제2장 대류열전달계수	5
2.1 대류열전달계수 산출 방법	5
2.1.1 경험식 이용	7
2.1.2 열저항 이용	9
2.1.3 CFD결과 이용	13
2.2 대류열전달계수 산출 방법에 대한 고찰	15
2.2.1 시스템 운전 특성 분석	17
2.2.2 대류열전달계수 산출 과정	20

제3장 온도 측정 실험	23
3.1 실험 장비	23
3.1.1 항온항습챔버	23
3.1.2 증발기챔버	26
3.1.3 단열챔버	27
3.1.4 가시화챔버	28
3.2 속도 측정 실험	34
3.3 온도 측정 실험	37
3.3.1 실험 Case	37
3.3.2 실험 방법	38
제4장 실험 결과 및 분석	42
4.1 온도 측정 실험 결과	42
4.1.1 측정 지점별 온도 분포	44
4.1.2 운전 설정 온도별 온도차	55
4.2 열 침입량 산출	59
4.3 대류열전달계수 산출	67
제5장 결론	73
참고문헌	75

그림 목차

- Figure 2.1 Heat Transfer at a) single wall, b) multiple wall
- Figure 2.2 Temperature Chart
- Figure 2.3 Division of $Q_{H.T.}$
- Figure 3.1 Data Logger
- Figure 3.2 Temperature and R.H. Graph of Data Logger
- Figure 3.3 Temperature & Humidity Chamber
- Figure 3.4 Evaporator Chamber
- Figure 3.5 Insulation Chamber(Thickness 90mm)
- Figure 3.6 Visualization Chamber
- Figure 3.7 Equipment Setting
- Figure 3.8 Schematic diagram of PIV
- Figure 3.9 PIV results at Point 1
- Figure 3.10 Inside wall Temperature per hours. Case 1
- Figure 3.11 Measurement Points and Thermocouples Position
- Figure 4.1 (a) Inside wall Temperature at each point in case of
Insulation Thickness 30mm

Figure 4.1 (b) Inside wall Temperature at each point in case of Insulation Thickness 60mm

Figure 4.1 (c) Inside wall Temperature at each point in case of Insulation Thickness 90mm

Figure 4.2 (a) Inside 3cm Temperature at each point in case of Insulation Thickness 30mm

Figure 4.2 (b) Inside 3cm Temperature at each point in case of Insulation Thickness 60mm

Figure 4.2 (c) Inside 3cm Temperature at each point in case of Insulation Thickness 90mm

Figure 4.3 (a) Temperature differences between $T_{in,w}$ & $T_{in,3cm}$ in case of Insulation Thickness 30mm

Figure 4.3 (b) Temperature differences between $T_{in,w}$ & $T_{in,3cm}$ in case of Insulation Thickness 60mm

Figure 4.3 (c) Temperature differences between $T_{in,w}$ & $T_{in,3cm}$ in case of Insulation Thickness 90mm

Figure 4.4 (a) Averaged Temperature differences between $T_{in,w}$ & $T_{in,3cm}$ in case of Insulation Thickness 30mm

Figure 4.4 (b) Averaged Temperature differences between $T_{in,w}$ & $T_{in,3cm}$ in case of Insulation Thickness 60mm

Figure 4.4 (c) Averaged Temperature differences between $T_{in,w}$ & $T_{in,3cm}$
in case of Insulation Thickness 90mm

Figure 4.5 (a) Conductive Heat Transfer at each positions in case
of Insulation Thickness 30mm

Figure 4.5 (b) Conductive Heat Transfer at each positions in case
of Insulation Thickness 60mm

Figure 4.5 (c) Conductive Heat Transfer at each positions in case
of Insulation Thickness 90mm

Figure 4.6 (a) Convective Heat Transfer at each positions in case
of Insulation Thickness 30mm

Figure 4.6 (b) Convective Heat Transfer at each positions in case
of Insulation Thickness 60mm

Figure 4.6 (c) Convective Heat Transfer at each positions in case
of Insulation Thickness 90mm

Figure 4.7 (a) Convective Heat Transfer Coefficient at each
positions in case of Insulation Thickness 30mm

Figure 4.7 (b) Convective Heat Transfer Coefficient at each
positions in case of Insulation Thickness 60mm

Figure 4.7 (c) Convective Heat Transfer Coefficient at each
positions in case of Insulation Thickness 90mm

Figure 4.8 Convective Heat Transfer Coefficient per Insulation Thickness



비정상상태 속도장에서의 실험적 대류열전달계수 산출

김 경 원

한국해양대학교 대학원 냉동공조공학전공

Abstract

본 논문은 냉동실의 목표온도까지 냉동실 내부에 공급되는 냉열에너지가 냉동실 벽체의 재료, 두께 및 유동특성에 따라서 어떻게 전달되는가를 정량적으로 평가하는 내용을 담고 있다.

냉동실 벽체는 내벽, 단열재, 외벽으로 구성되는데 냉열에너지가 냉동실 내부로 공급되었을 때 대류열전달 및 열전도에 의하여 냉동실 외부로 유출되는 에너지량과 냉동에너지원으로 재회수(순환)되는 에너지량을 평가함으로써 대류열전달 계수를 평가하였다.

본 논문에서는 시스템 분석 및 운전특성 분석에 의거하여 의미 있는 구간의 온도만을 사용하는 방안을 적용함으로써 냉동실 내부에서의 열전달 성능을 평가할 수 있었다.

본 논문에서 구현한 단힌계의 냉동실 내부의 대류열전달 계수 산출방식

에 의거, 열전달 내벽과 외벽의 재료와 두께는 그대로 두고 단열재 두께를 30mm, 60mm 그리고 90mm일 때의 대류열전달 계수를 산출하였는데, 두께에 따른 대류열전달 계수는 90mm일 때 가장 높았으며, 단열 두께가 증가함에 따라 평균 대류열전달계수는 $34.76\text{W/m}^2\text{K}$, $40.35\text{W/m}^2\text{K}$, $43.25\text{W/m}^2\text{K}$ 로 산출되었다.



Experimental Calculation for Convective Heat Transfer Coefficients in Unsteady State Velocity Field

by Kyoung Won Kim

*Department of Refrigeration and Air-Conditioning Engineering
Graduate School of Korea Maritime and Ocean University*

Abstract

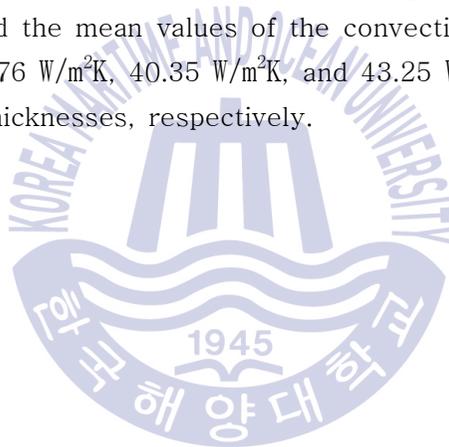
The purpose of this paper is to evaluate the heat transfer of the cold energy inside of a cold chamber according to the thickness of the insulation materials and the flow characteristics, quantitatively. The cold chamber consists of inner walls, insulations and outer walls. Cold air from the refrigeration system has been supplied into the cold chamber, and the energy balance has been investigated by thermocouple measurements.

The convective heat transfer coefficients have been estimated by calculating the energy balances between the energy supplied by the refrigeration system into the cold chamber and the energy returned to the refrigeration system.

The performances of the heat transfer inside the cold chamber have been evaluated based on the analyses of the system's operational

characteristics in which the temperature changing cycles are consistently maintained with decreasing profiles.

Based on the analyses method adopted in this paper for estimating the convective heat transfer coefficient in the cold chamber, a closed-system, the influences of the thicknesses of the insulation materials have been investigated for 30mm, 60mm, and 90mm with the same thickness of the inner wall material and the outer wall materials. It has been validated that the convective heat transfer coefficient was the highest in the cases of 90mm thickness, and the mean values of the convective heat transfer coefficients were $4.76 \text{ W/m}^2\text{K}$, $40.35 \text{ W/m}^2\text{K}$, and $43.25 \text{ W/m}^2\text{K}$ for 30mm, 60mm, and 90mm thicknesses, respectively.



제 1 장 서 론

1.1 연구배경

계(System)의 온도를 사용자의 편의에 따라 조절할 수 있는 냉장고, 냉동 챔버 등을 개발하고 설계하는 단계에 있어서 가장 큰 영향을 미치는 과정은 열해석 과정이다. 이러한 열해석과 관련된 열전달은 크게 전도, 대류 그리고 복사의 세 가지 메커니즘으로 구분되는데, 이 중 대류열전달이 가장 큰 관심사가 된다. 그 이유는 전도 열전달의 경우, 설계 단계에서 결정된 재료에 의존적인 관계로 전체 열전도계수 산출에 있어서 제품이 완성된 단계에서는 크게 영향을 받지 않기 때문이다. 또한 특별한 복사열원이 존재하지 않는 경우 복사 열전달에 대한 고려는 무시 가능하다. 따라서 계로 냉기를 공급하는 Fan, 계의 구조적 형상 등의 영향을 받는 대류열전달에 대한 연구가 중점적으로 진행되고 있다.

대류열전달계수를 산출하는 방법으로는 크게 세 가지가 존재한다. 첫 번째 방법으로, 실험적 상관식을 통해 산출하는 방법이 있다. 실험적 상관식이란 특정 System 및 경계조건에 대해 수많은 반복 실험을 통하여 얻은 실험 결과를 바탕으로 통계적으로 제시된 수식을 말하며(D. W. Zhou, 2006)(Jung, et. al, 2013), 해당 실험에서의 열유동 조건과 동일한 유동의 경우 높은 정확도를 보인다. 하지만 모든 경우에 적용할 수 있는 일

반식은 도출된 바가 없으며, 해당 실험적 상관식에 적용된 열유동 조건과 다른 경우 오차가 발생하게 된다. 따라서 실제 산업에서는 그 오차를 감안하고 개발 제품의 열유동 특성과 가장 유사한 가정이 적용된 실험적 상관식을 자신들의 개발 제품에 대한 열해석에 적용하고 있는 상황이다. 또한 특정 지점에서 유체의 유속을 정확하게 측정하기란 쉽지 않다는 단점이 있다. 대류열전달계수를 산출하는 두 번째 방법으로는 1차원 정상상태 열전달 방정식을 통해 산출하는 방법이다. 실존하는 모든 현상은 3차원 비정상상태의 경계조건을 가지나, 이를 단순화하기 위하여 1차원 정상상태로 가정하고 그 해를 구하는 방법이다. 이러한 방법은 간단한 온도 측정을 통해 손쉽게 대류열전달계수를 산출할 수 있으나 실제 현상에서 발생하는 열확산, 열저장, 계산 불가능한 손실 등을 고려할 수 없으므로 그 오차가 크게 발생하는 문제점이 있다. 마지막 세 번째 산출 방법으로는 전산해석(CFD)을 통한 예측 방법(Stephen Whitaker, 1972)이 있다. 전산해석이란 해석하고자 하는 물리적 현상의 지배방정식을 경계조건을 입력받아 컴퓨터 알고리즘을 통해 계산하는 수치해석 기법이다. 많은 기업에서 전산해석 상용 코드를 이용하여 열유체 해석뿐만 아니라, 구조해석 또한 수행하여 제품 개발에 적용하고 있다. 사용자가 원하는 검사체적을 3D-모델링 툴을 이용해 모델링하고, 이에 대한 적절한 입력값을 입력하면 결과를 얻을 수 있으므로 따로 열유동 특성이 유사한 실험적 상관식을 찾을 필요가 없으며, 자유롭게 검사체적이나 경계조건을 변화시킬 수

있다는 장점을 가진다. 하지만 해석하고자 하는 System 및 경계조건에 따라 계산에 드는 비용이 상이하며 계산비용에는 시간, 경제적 비용 등이 포함되어 있다. 특히 냉각 과정을 포함하는 System의 경우, On/Off 제어로 인해 비정상상태의 경계조건을 가지고, 비정상상태 해석에는 시간에 따른 변화를 계산하는 Transient 해석이 요구되므로 계산 비용이 증가한다. 또한 전산해석 상용 코드는 가격이 매우 높으므로 모든 기업이 사용할 수 있는 것은 아니다. 이러한 단점들을 보완하기 위해서는 측정이 용이한 온도장을 데이터를 이용하여 실험적으로 대류열전달계수를 산출할 수 있는 방안이 필요하다.

따라서 본 연구에서는 단순한 형상의 냉동 챔버를 제작하고, 이에 대한 온도장 측정 실험 및 속도장 측정 실험을 통해 대류열전달계수 산출 방안을 제시하였다.

1.2 연구목적

본 연구는 단순 정육면체 형상의 냉동 챔버에 대한 내부 대류열전달계수 산출 방안을 제시하는 것을 목적으로 한다. 이를 위한 논문의 구성은 다음과 같다.

제 1장에서는 연구의 배경과 목적에 대해 설명하고, 본 연구를 진행하기 위해서는 실험 장비의 구성과 해당 실험 장비의 운전 특성 파악이 선행되어야 하므로 제 2장에서는 실험 장비 및 시스템 분석에 대하여 설명한다. 제 3장에서는 앞서 설명한 실험 장비를 이용한 온도 측정 실험 방법과 결과를 제시하고, 제 4장에서 실험 결과에 대한 분석 과정을 설명한다. 마지막으로 제 5장에서는 결론 및 본 연구의 추후 발전 가능성에 대하여 기술하였다.

제 2 장 대류열전달계수

2.1 대류열전달계수 산출 방법

대류열전달계수란 서로 다른 온도를 갖는 고체의 표면과 운동하는 유체간의 대류열전달에 관여하는 비례 상수를 말한다. 이러한 대류열전달계수는 대류 열전달의 세 분류인 자연 대류, 강제 대류, 혼합 대류의 경우에 따라 그 범위가 달라지며, 유체의 거동과 밀접한 연관이 있다. 따라서 대류열전달계수는 검사 체적의 재료, 구조, 형상 및 유체의 유동 특성 등 다양한 인자에 의해 불규칙적으로 변화하므로, 선행 연구에서는 특정 경계조건을 정의하고, 해당 경우에 국한된 실험적 상관식을 제시하였다. 그 예시로 Jung 등(2013)은 수직과 수평으로 설치된 히트싱크의 자연대류 특성에 대한 실험을 수행하여, 그 실험값을 기존 연구에서 제시된 단순한 수평 평판에 대한 상관식과 비교하였을 때 그 경향과 값에 있어서 수평 유동의 경우에는 잘 일치하는 결과를 얻었으나, 이와 유동 형태가 상이한 수직 유동의 경우에는 약 25%의 오차가 발생한 것을 확인한 바가 있다. 이렇듯 대류열전달계수는 경계 조건 및 기타 요인에 의해 변화하므로 모든 경우를 포함하는 일반적 상관식을 제시하기란 매우 어렵다.

대류열전달계수를 특정 경계조건에 따라 산출하기 위한 방법에는 앞서 언급한 실험적 상관식 도출을 포함하여 크게 세 가지가 존재한다. 첫 번

째는 무차원수를 통한 대류열전달계수 산출 방법이고, 두 번째로는 열전달 방정식을 통한 대류열전달계수 산출 방법이 있다. 마지막으로 세 번째 방법으로 전산해석(CFD, Computational Fluid Dynamics)을 이용하는 방식이 있다. 아래에는 세 가지 방법에 대해 기술한다.



2.1.1 경험식 이용

외부 유동에 해당하는 평판에 대한 평균 대류열전달계수는 Newton의 냉각법칙으로부터 계산될 수 있고, 특성 길이와 유체의 물성치로부터 Nusselt 수, Reynolds 수, Prandtl 수를 각각 계산할 수 있다. 이를 통해 각 물성치는 Reynolds 수에 대한 Nusselt 수의 지수 형태의 함수로 나타낼 수 있고(Frank P. Incropera, et. al.), 모든 유체에 대해 고려한 기본 대수식의 형태는 다음과 같다.

$$\overline{Nu_L} = C Re_L^m Pr^n \dots\dots\dots 1)$$

위의 식과 같이 실험적으로 온도 및 속도를 측정하여 대류열전달계수를 산출할 수 있는 식을 경험적 상관식(empirical correlation)이라 부른다. 여기서 계수 C 및 지수 m, n의 값은 평판의 기하학적 형상의 성질과 유체의 거동 특성에 따라 변화하는데, 이러한 계수 및 지수의 결정은 수많은 반복실험을 통해 경험적으로 얻어진 값이다. 이 식에는 일정한 유체 물성치라는 가정이 암시적으로 포함되어 있으며, 우리는 물성치를 막온도(Film temperature)라고 하는 평균 경계층 온도를 사용하여 계산한다(John D. Anderson Jr., 2005).

$$T_f \equiv \frac{T_s + T_\infty}{2} \dots\dots\dots 2)$$

실험을 통하여 유체의 온도 및 속도 등의 상태량을 얻고, 실험 대상의 계에 상응하는 적절한 실험적 상관식을 선택하여 Nusselt 수를 산출한다. 이때 Nusselt 수의 정의를 살펴보면 다음과 같다.

$$Nu_L = \frac{hL}{k_f} \dots\dots\dots 3)$$

이를 이용하여 Nusselt 수를 통해 대류열전달계수를 구할 수 있게 된다.

위에 설명한 바와 같은 가정 및 일련의 과정들을 통해 평판 상의 외부 유동 뿐만 아니라 그 외의 경우에서도 대류열전달계수를 산출할 수 있다. 이는 상대적으로 정확도가 높은 방법이지만 실험적 상관식을 사용하기 위해서는 유체의 정확한 물성치가 필요하며, 이때 계 내부를 유동하는 작동 유체의 유속이 필수적이다. 유체의 유속을 측정하는 방법에는 대표적으로 유동 가시화 기법이 있으며, 본 연구의 사전 연구로써 유동 가시화를 이용한 실험적 상관식 적용을 실시하였다. 이는 이후 3장에서 자세하게 기술하기로 한다.

2.1.2 열저항 이용

실제 계에서 발생하는 열전달은 3차원 비정상상태 조건하에서 이루어지지만, 이를 해석하기 위해서는 집중 용량법부터 유한차분법 등의 해석 방법이 필요하다. 특히 냉동 챔버와 같이 내부와 외부의 대류열전달계수가 다르고 비정상상태의 열전달이 발생할 경우에는 이를 해석하기 위해 필요한 경계조건을 알기란 쉽지 않다. 따라서 대부분의 경우 1차원 정상상태 열전달 방정식을 사용하는데, 이때 열저항의 개념이 적용된다. 열저항이란 아래 그림과 같이 열전달 과정에 있어서 전기 회로에 있어서 저항과 같은 개념으로 정의한 것을 말한다. 평면 벽 내의 전도 열저항은 아래 식으로 표현된다.

$$R_{t,cond} = \frac{T_{s,1} - T_{s,2}}{q_x} = \frac{L}{kA} \dots\dots\dots 4)$$

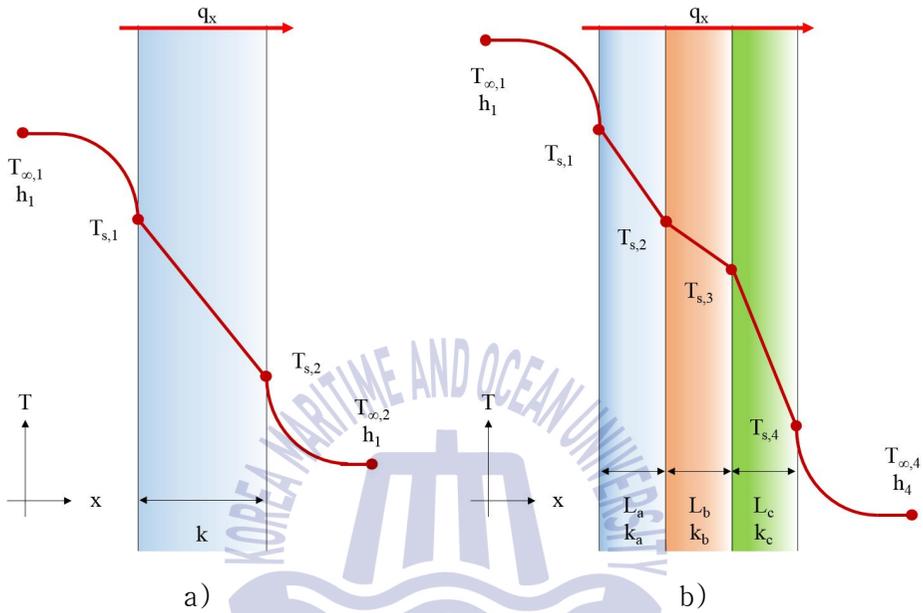


Figure 2.1 Heat Transfer at a) single wall, b) multiple wall

또한 표면에서의 대류에 대한 열저항은 Newton의 냉각법칙으로부터 다음의 식으로 표현된다.

$$R_{t,conv} = \frac{T_s - T_\infty}{q} = \frac{1}{hA} \dots\dots\dots 5)$$

여러 개의 저항이 직렬로 연결되어있는 경우와 마찬가지로, 열전달률은 회로의 각 요소를 개별적으로 고려함으로써 구할 수 있다.

$$q = \frac{T_{\infty,1} - T_{s,1}}{1/h_1A} = \frac{T_{s,1} - T_{s,2}}{L/kA} = \frac{T_{s,2} - T_{\infty,2}}{1/h_2A} \dots\dots\dots 6)$$

여기서 벽체가 두 개 이상의 복합 벽체라 가정하면

$$q = \frac{T_{\infty,1} - T_{s,1}}{1/h_1A} = \frac{T_{s,1} - T_{s,2}}{L_a/k_aA} = \frac{T_{s,2} - T_{s,3}}{L_b/k_bA}$$

$$= \frac{T_{s,3} - T_{\infty,3}}{1/h_3A} \dots\dots\dots 7)$$

이를 단순화하여 총합 온도차와 총 열저항의 항으로써 표현하면 아래와 같이 간단하게 표현된다.

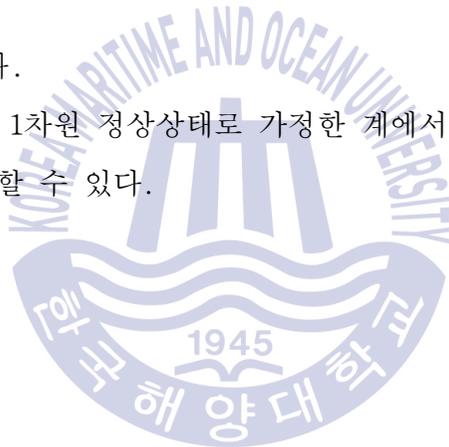
$$q = \frac{T_{\infty,1} - T_{\infty,2}}{R_{tot}} \dots\dots\dots 8)$$

따라서 Figure 2.1 b)와 같이 복합 벽에 대한 전도 및 대류 열저항이 직렬로 연결되어 있다고 가정하면 R_{tot} 은

$$R_{tot} = \frac{1}{h_1 A} + \frac{L_a}{k_a A} + \dots + \frac{L_n}{k_n A} + \frac{1}{h_2 A} \dots\dots\dots 9)$$

으로 나타낼 수 있다.

위의 개념을 통해 1차원 정상상태로 가정한 계에서의 전도 및 대류열전달계수를 쉽게 산출할 수 있다.



2.1.3 전산유체역학(CFD) 결과 이용

전산유체역학(이하 CFD, Computational Fluid Dynamics)이란 유체 유동의 지배 방정식인 나비에-스톡스 방정식(Navier-Stokes Equations)을 유한차분법, 유한체적법, 유한요소법 등의 방법들을 통해 대수 방정식으로 변환하고 이를 알고리즘을 사용하여 이를 해석하는 학문을 말한다. CFD는 단상 유동뿐 만 아니라 다상 유동, 난류, 연소 등의 공학적 문제에도 적용할 수 있도록 개발되어 왔다. CFD는 특정 경계조건을 가지는 유체의 거동 특성 및 열전달 특성을 수치적으로 예측할 수 있으므로 실험 비용을 줄이고, 개발 시간을 획기적으로 단축하는데 일조하고 있다. 하지만 이를 뒤집어 말하면 경계조건을 특정하기 힘든 경우에는 그 정확도가 매우 낮아지므로 계에 대한 정확한 분석이 선행되어야함을 의미한다. 계의 경계조건이 비정상상태인 경우, 경계조건은 함수의 형태로 주어져야하며, 이를 통해 입구 경계면에서의 속도 변화에 대한 문제점을 해결할 수 있다. 또한 비정상상태 경계조건에 의한 영향 뿐 아니라, 그로 인한 내부 온도 변화에 의한 물성치 변화 또한 고려해야한다. 냉동 사이클은 내부 공기를 흡입하여 재냉각한 후 토출한다. 이를 전산해석으로 표현하기 위해서는 과도 해석(Transient analysis)을 진행한다.

이러한 CFD는 연구소 차원에서 해석 모델에 대한 연구를 목적으로 자체적으로 개발한 In-house Program을 통해 이루어지거나, 상용 코드가 내장

된 상용 프로그램을 통해 이루어지는데, 두 경우 모두 경제적 비용이 크고 해당 프로그램에 대한 충분한 이해와 숙달 과정이 없는 경우 해석하고자 하는 정확한 시뮬레이션을 수행할 수 없다는 단점이 있다.



2.2 대류열전달계수 산출 방법에 대한 고찰

앞서 설명한 세 가지 방법 중 첫 번째인 Nu 수를 통한 대류열전달계수 산출 방법은 먼저 유동장의 정확한 온도 및 속도 데이터를 필요로 한다 (D. W. Zhou, 2006). 그 중 속도장을 도출하기 위해서 사용하는 방법으로는 유체의 거동을 광학적으로 관찰하여 정량적으로 해석하는 유동 가시화 기법이 있으며, 기체의 경우 스모그를 이용하여 가시화를 진행한다. 이 방법을 통해 대류열전달계수를 구하기 위해서는 이 방법을 통하여 내부의 거시적인 속도장을 도출할 수 있으나, 이를 대류열전달계수 산출에 적용하기는 어렵다. 그 이유는 경계 조건이 비정상상태인 난류 영역이고, 공기가 순환되는 순환 유동이므로 경계층 이론을 도입하기 어려워 해당 유동장의 정확한 V_{∞} 값을 선정할 수 없다. 따라서 합리적인 Re 수 및 Nu 수를 산출하기 어려우며, 결과적으로 정확한 대류열전달계수를 산출할 수 없다. 또한 이러한 방식은 수많은 반복 실험을 거쳐야하므로 실제 제품 개발 단계에 적용시키기에는 매우 큰 경제적인 비용을 필요로 한다.

두 번째 방법인 1차원 정상상태 열전달 방정식을 이용해 대류열전달계수를 산출하는 방법은 아주 단순한 방법인 반면 오차가 크게 존재한다. 냉동 챔버의 경우 On/Off 제어로 인해 열전달량이 일정하지 않고, 열전달의 방향이 일정하지 않으며, 벽체의 열용량에 의해 챔버 외부로부터의 흡열 및 챔버 내부로의 배열에 시간차가 존재하기 때문에 해당 방정식으로

는 냉동 챔버의 열전달을 수학적으로 정확하게 표현할 수 없다.

세 번째 방법인 전산유체역학(CFD) 해석을 통한 대류열전달계수 산출 방법은 세 방법 중 가장 신뢰도가 높은 방법이지만, 정상상태 해석의 경우 실제 냉동 챔버의 제어 방식인 On/Off 제어의 특성을 반영할 수 없으며, 이에 따른 계산 오차가 발생한다. 특히 경험적으로 알 수 있는 실험과 전산해석간의 오차 중 첫 번째로, 정상상태 해석의 경우 전산해석에서의 냉동 챔버의 벽체 표면의 온도가 실험을 통해 얻은 냉동 챔버 내부의 벽체 표면의 온도보다 낮게 산출되는 현상을 예로 들 수 있다. 두 번째로는 운전 설정 온도에 따른 내부 유동 특성이 실험적으로는 각각 상이하게 관찰되나, 전산해석 상에서는 모두 동일하게 계산되는 차이점이 존재하였다.

대류열전달계수 산출 방법에 있어서 위와 같은 문제점들을 보완하기 위해서는 경제적인 고려와 정확성에 대한 고려가 함께 필요하다. 따라서 본 논문에서는 다음과 같은 산출 방안을 제시한다.

2.2.1 시스템 운전 특성 분석

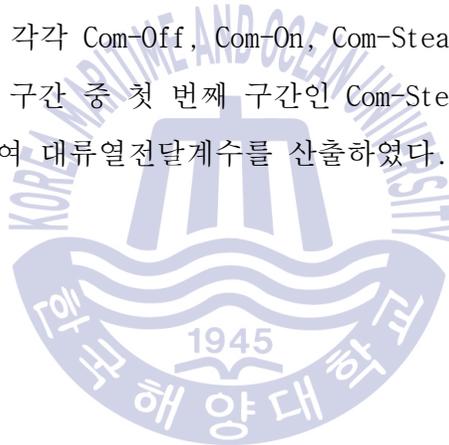
냉동 챔버의 대류열전달계수를 산출하기 위하여 먼저 해당 계의 특징을 분석한다. 냉동 챔버의 운전에 있어서 가장 큰 특징은 On/Off 제어라 할 수 있다. Figure 2.2는 On/Off 제어방식에 의해 운전되는 계 내부 온도를 측정하여 표현한 그래프이다. 증발기 직후에서 측정하였고, 실험 시작 후 3시간부터 4시간까지의 데이터를 표현하였다.

On/Off 제어는 계의 특정 지점의 온도를 센서를 통해 측정하고, 측정된 온도 데이터를 기준으로 삼아 냉동 사이클이 운전, 또는 정지하게 되는 제어방식으로, 위 그래프에 그 특성이 잘 나타나있다. 그래프는 계가 안정되어 On/Off 제어가 시작된 이후부터 총 세 구간으로 나눌 수 있다.

첫 번째 구간은 위의 그래프에 파란색 점선으로 표시된 구간으로, 온도가 상승하는 구간이다. 목표 온도에 도달한 경우 냉동 사이클이 정지하여 냉기가 유입되지 않고 외부로부터의 열 침입에 의해 온도가 천천히 상승하는 구간이다. 이 구간은 미리 설정된 임의의 온도에 도달하여 다시 냉동 사이클이 운전되기까지 지속된다. 두 번째 구간은 위의 그래프에 붉은색 점선으로 표시된 구간으로, 일정하던 온도 상승 기울기가 급격하게 증가하는 구간이다. 냉동 사이클이 운전을 시작할 때 압축기와 Fan이 동시에 가동되고, 이때 냉매가 충분히 공급되지 않은 유닛 쿨러 내부에는 n 회 운전 사이클에서 가동된 Fan의 모터에 의한 열이 남아있게 된다. 결

국 $n+1$ 회 사이클이 시작될 때 잔존 열에 의해 데워진 유닛 쿨러 내부의 공기가 먼저 계 내부로 토출되게 되고, 그 결과 온도가 빠르게 상승하게 된다. 세 번째 구간은 위의 그래프에서 초록색 점선으로 표시된 구간으로, 온도가 일정하게 감소하고 냉동 사이클이 운전되는 구간이다. 이 구간에서는 증발기에서 열교환을 통해 차가워진 공기가 Fan에 의해 계로 유입되는 구간으로 계가 목표 온도에 도달할 때 까지 지속된다. 위의 세 구간을 본 연구에서는 각각 Com-Off, Com-On, Com-Steady으로 명명하였다.

본 연구에서는 세 구간 중 첫 번째 구간인 Com-Steady 구간에서만 온도 데이터를 사용하여 대류열전달계수를 산출하였다.



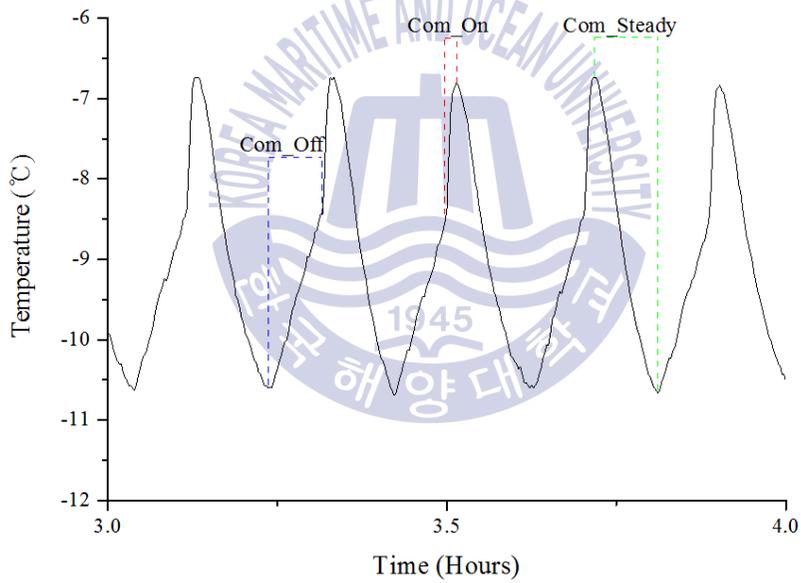


Figure 2.2 Temperature Chart

2.2.2 대류열전달계수 산출 과정

앞서 전술한 방법으로 분할한 데이터를 대류열전달계수 산출에 적용하기 위해서는 계를 통과한 열량을 결정하는 과정이 선행되어야한다. 냉동 챔버의 경우, 계 내부의 공기는 스스로 내부에너지를 가지며, 외부로부터 침입되는 열을 공급받고, 또한 Fan 모터의 열 또한 공급받는다. 이 모든 열전달은 계로 냉기가 공급되는 입구의 온도와 계에서 공기가 빠져나가는 출구의 온도 차이로써 나타난다. 이를 수식으로 나타내면 다음과 같다.

$$Q_{tot} = Q_{internal} + Q_{H.T.} + (t_{op}^* Q_{fan}) \dots\dots\dots 10)$$

$Q_{internal}$ 은 계의 내부에너지를, $Q_{H.T.}$ 는 침입 열량, Q_{fan} 은 Fan 운전 시 발생하는 열량을, t_{op} 는 Fan의 운전 시간을 뜻한다. 위 식을 세분화하면

$$\begin{aligned} \dot{m}_{fan} C_p (T_{ex} - T_{fan}) &= m_{chamber} C_p (T_{t2} - T_{t1}) \dots\dots\dots 11) \\ &+ UA (T_{out\infty} - T_{in\infty}) \\ &+ (t_{op}^* Q_{fan}) \end{aligned}$$

위와 같이 표현할 수 있다. 이 중 대류열전달 산출에 사용되는 열량은 $Q_{H.T.}$ 로, 외부로부터의 침입 열량만을 계산하여 사용하였다.

이렇게 산출한 침입 열량은 모든 면으로부터 침입한 전체 침입 열량으로, 각 지점의 온도를 측정하여 대류열전달계수를 산출하기 위해서는 해당 지점으로의 분할이 필요하다. 이를 위해 Fourier의 법칙을 통해 얻은 1차원 정상상태 전도 열전달량을 구하였고, 이는 계를 1차원으로 가정한 열전달량 이므로 단열재로의 확산, 단열재의 열용량에 의한 시간 지연 등은 고려되지 않았으므로 실제 전도 열전달량보다 낮게 산출된다. 이러한 확산, 시간 지연 등의 현상이 모든 위치에 대해 동일하게 발생한다고 가정하면, 전도 열전달량이 각 지점에서 각각 구해졌을 때, 각 지점의 전도 열전달량의 비와 동일하게 $Q_{H.T.}$ 를 분할할 수 있다. 예를 들어, 5개의 지점에서 측정한 전도 열전달량이 그림 2.4 a)와 같고 앞서 전술한 방법으로 산출한 $Q_{H.T.}$ 가 20 [W] 이라면 각 지점에서의 $Q_{H.T.}$ 는 그림 2.4 b)와 같이 분할할 수 있다.

이와 같이 1차원 정상상태 전도 열전달량을 이용하여 분할하면 각 지점에서의 $Q_{H.T.}$ 를 합리적으로 구할 수 있고, 이 열량을 이용하여 다음의 식으로 대류열전달계수를 산출한다.

$$Q_{H.T.} = Q_{convection,out} = Q_{conduction} = Q_{convection,in} \dots\dots\dots 12)$$

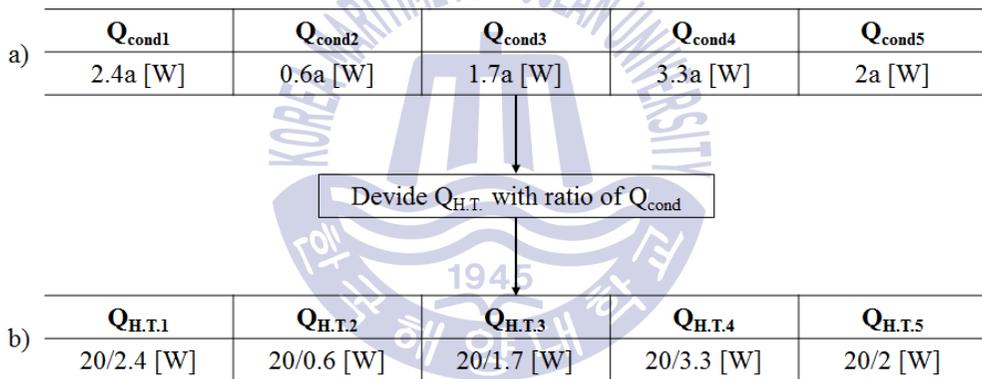


Figure 2.3 Division of $Q_{H.T.}$

제 3 장 온도 및 속도 측정 실험

3.1 실험 장비

본 실험에서 냉동 챔버 내부를 계(System)로, 그 외의 공간은 주위(Surrounding)로 정의한다. 계의 각각의 위치에서의 온도 데이터를 측정하기 위하여 실험 장비를 구성하고, 실험을 진행하였다. 다음 절에서는 실험에 사용된 장비와 실험 방법에 대해 설명한다.

3.1.1 항온항습챔버

본 실험에서는 검사체적이 되는 계의 변수를 조절함으로써 그 영향을 알아보고자 하였고, 때문에 주위의 열 및 유동 조건을 균일하게 유지할 필요가 있다. 이를 위하여 항온항습챔버를 이용해 주위를 온도 25℃, 상대습도 80%로 유지하였고, 이때 사용한 실제 항온항습챔버의 모습은 Figure 3.3에 나타내었다. 하지만 항온항습챔버 또한 하나의 온도 및 습도 제어 챔버로, 냉동 챔버와 마찬가지로 On/off 제어를 통해 내부 환경을 조성하므로 외부의 온도 및 습도 또한 시간에 따라 변화하게 된다. 이러한 실시간 데이터를 정확히 측정하기 위하여 데이터 로거(Data Logger)라는 온/습도 측정 장비를 이용해 실험 중 항온항습실 내의 온/습

도 또한 측정하였다. 데이터 로거는 Giltron 사의 GT-171모델로, 온도 측정 범위 $-40^{\circ}\text{C}\sim 70^{\circ}\text{C}$ (응답시간 20초), 상대습도 0%~100%(응답시간 5초)의 사양을 가지고 있는 제품이다. Figure 3.1과 Figure 3.2에 데이터 로거의 모습과 데이터 로거로 측정한 온도, 습도 그리고 이를 통해 계산된 이슬점을 표시한 그래프를 나타내었다.





Figure 3.1 Data Logger

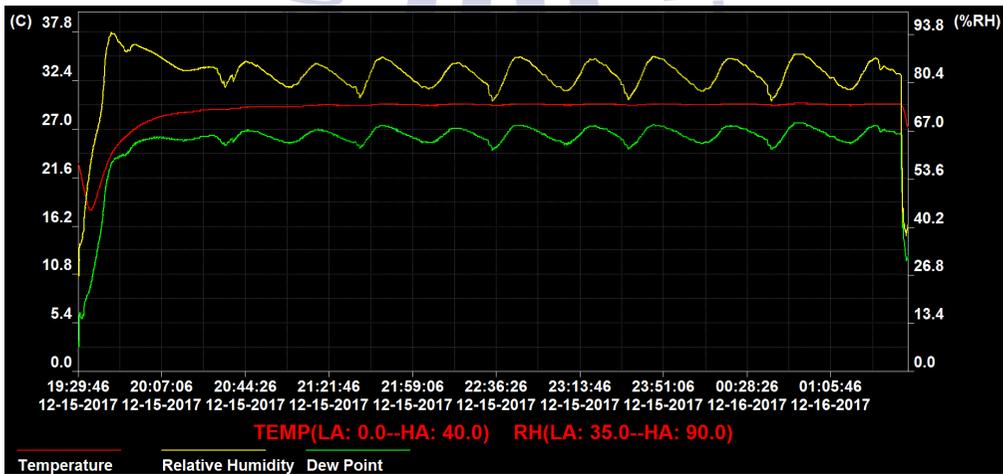


Figure 3.2 Temperature and R.H. Graph of Data Logger

3.1.2 증발기챔버

계 내부의 온도를 주위보다 낮게 유지하기 위해서는 냉기를 공급해주는 냉동 사이클이 필요하다. 냉동 사이클에서 냉기를 공급해주는 장비는 증발기로, 증발기는 수냉식과 공랭식으로 구분된다. 두 가지의 경우 열전달 측면에서 현저한 차이가 있으나, 관심 대상인 냉장고의 경우 공랭식을 채택하고 있으므로 실험 장비 또한 공랭식을 채택하였다. 이때 21냉각관과 송풍기로 구성 된 유닛 쿨러(Unit Cooler)를 사용하여 냉동사이클을 구성하였다.(Figure 3.4) 내부 온도 조성에 직접적인 영향을 미치는 유닛 쿨러는 중앙냉동기(주)사의 모델 명 CUC-S04로, 5.8CMM의 송풍 유량을 가지며 유량에 변화는 없다. 유닛 쿨러의 제어는 On/Off 제어 방식을 통해 이루어진다. Figure 3.4에 실제 제작한 장비의 모습을 표현하였다.

3.1.3 단열챔버

본 연구의 검사 체적이 되는 단열 챔버는 Steel 0.5mm의 외벽, Acrylic 2mm의 내벽으로 이루어져 있고, 외벽과 내벽 사이에 경질 폴리 우레탄 폼 (Rigid Poly Urethane Foam)인 단열재가 삽입되어있다. 경질 폴리 우레탄 폼은 단위 길이당 열저항이 커 단열성이 우수하다. 단열재는 30mm, 60mm, 90mm 세 가지 두께를 사용하였고, 아래 그림은 단열 두께 90mm 단열 챔버의 실제 모습이다. 단열챔버의 외부 체적은 가로, 세로, 높이 각각 1m * 1m * 1m의 1Lube 체적을 가지고, 단열 두께가 변화함에 따라 내부 체적이 변화한다. Figure 3.5에 실제 제작한 실험 장비의 모습을 표현하였고, 실험을 위해 Figure 3.7과 같이 증발기챔버와 단열챔버를 결합하여 사용하였다. 단열 챔버 제작에 사용 된 벽체 재료의 물성치는 Table 3.1과 같다. 단열 두께에 따라 총 열저항은 각각 수정하여 사용하였다.

Table 3.1 Material properties

	k [W/mk]
Steel	60.8
Rigid Poly Urethane Foam	0.023
Acrylic	0.2

3.1.4 가시화챔버

2장에서 언급하였듯이 실험적 상관식 적용에 대한 가능성을 확인하기 위하여 가시화 실험을 진행하였다. 유동 가시화란 육안으로 확인할 수 없는 유체의 세부적인 유동을 광학장비를 이용하여 관찰하고, 계산 알고리즘을 통해 수치적인 데이터를 추출하는 기법이다. 본 연구에서는 유동 가시화 기법 중 하나인 입자영상유속측정법 (PIV, Particle Image Velocimetry)를 사용하였다. PIV 실험을 위해 단열 두께 30mm의 단열 챔버와 동일한 내부 체적의 아크릴로 이루어진 투명 챔버를 제작하였고, 이를 가시화챔버라 명명하여 그 실물은 Figure 3.6에 나타내었다.

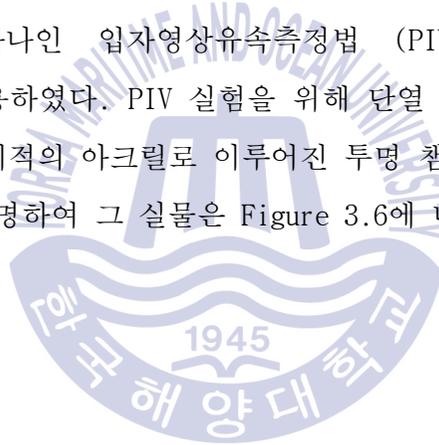




Figure 3.3 Temperature & Humidity Chamber



Figure 3.4 Evaporator Chamber

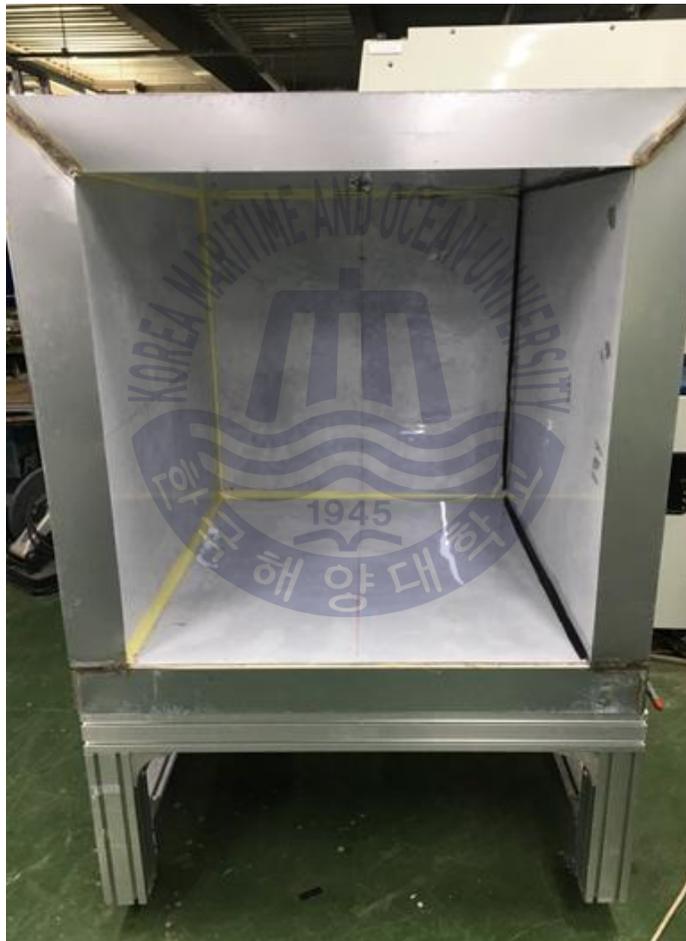


Figure 3.5 Insulation Chamber(Thickness 90mm)

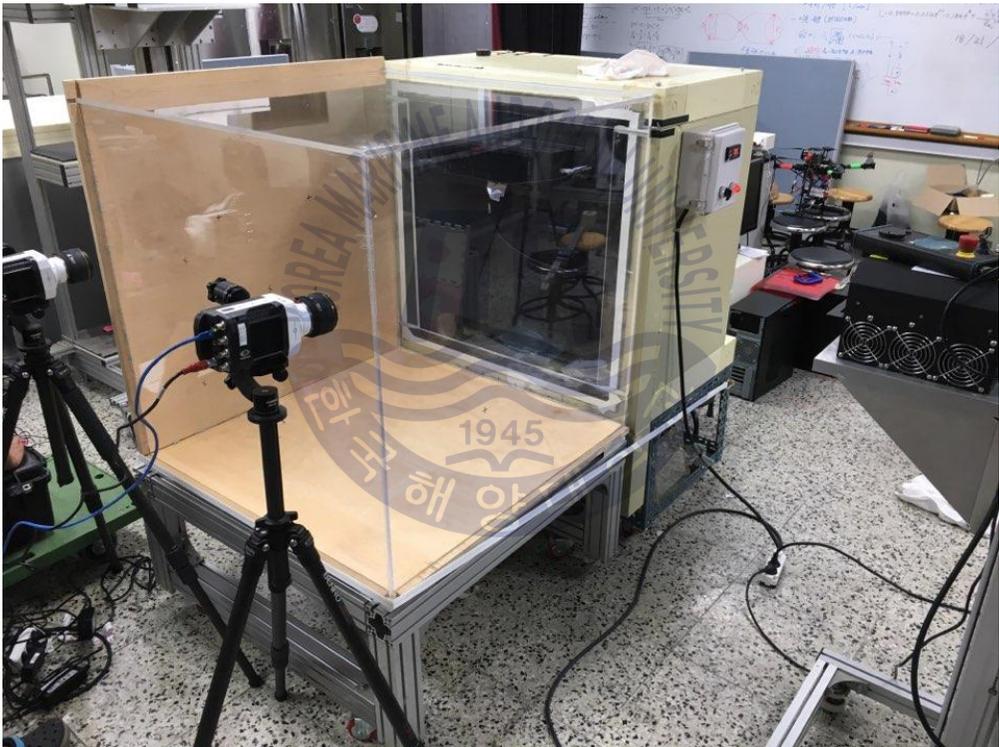


Figure 3.6 Visualization Chamber



Figure 3.7 Equipment Setting

3.2 속도 측정 실험

속도 측정 실험은 단열 두께 30mm에 대해 진행하였으며, 결과 도출 가능성을 확인하기 위해 이루어진 실험이므로 가시화챔버에 대해 총 4지점에서 측정을 진행하였다. 촬영은 Figure 3.8의 개략도와 같은 방식으로 진행하였고, 각 지점의 국소 유속을 측정하였다. 증발기 챔버 운전 시작 후 2시간 후부터 10분 경과할 때마다 3200FPS로 1회 고속 촬영하여 총 6회 촬영하였고 그 결과는 RMS 평균을 취하여 사용하였다. 위와 같이 얻은 결과 중 1번 지점에서 촬영한 영상 중 3개의 이미지를 무작위로 추출하여 Figure 3.9에 나타내었다.

Figure 3.9 (a)의 경우 $+x$ 방향으로 비교적 큰 속도 벡터가 관찰되지만, Figure 3.9 (b)에서는 같은 방향으로 매우 작은 속도 벡터가 관찰되고, Figure 3.9 (c)의 경우와 같이 벡터의 방향이 $-x$ 방향으로 변화하는 경우 또한 있었다. 이는 벽면 근처의 유동이 비정상상태임을 뜻하는 결과이고, 이를 평균한 값을 사용한다면 그 유속은 매우 낮게 계산되어 신뢰하기 어려운 결과가 도출될 것으로 예상된다. 본 연구의 실험 장비와 같이 Fan에 의해 토출되는 유체는 모두 난류 영역에 있는 유동이며, 이러한 데이터를 단순히 평균을 취하여 사용하는 것은 어려울 것으로 판단된다.

따라서 본 연구에서는 온도 측정 실험을 통해 얻은 온도 데이터를 이용해 대류열전달계수를 산출하기로 한다.

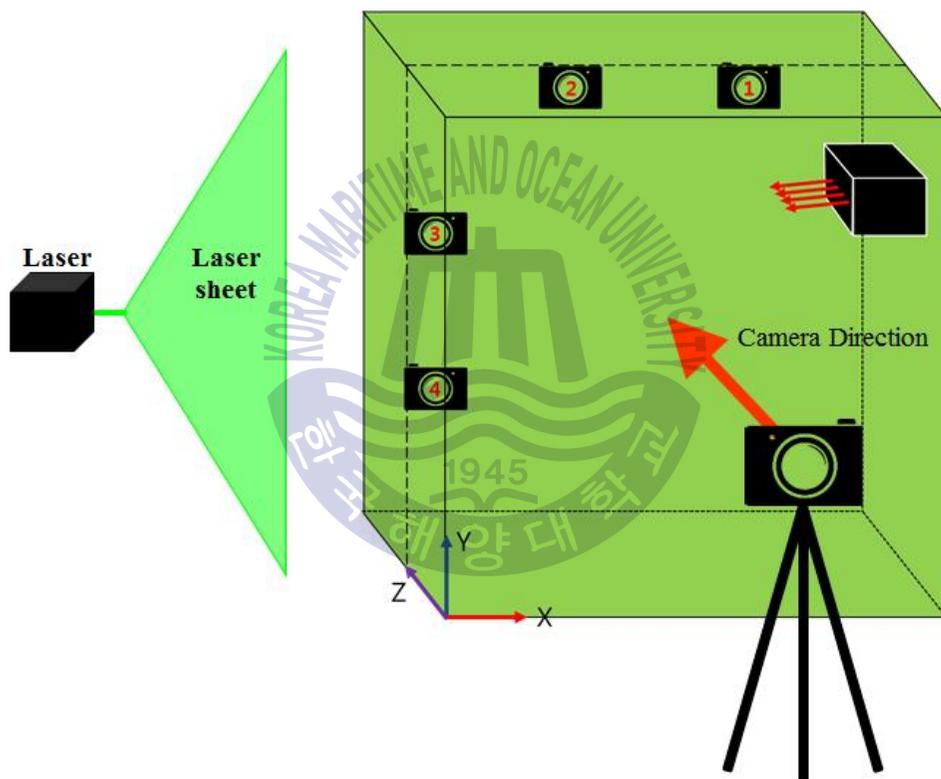
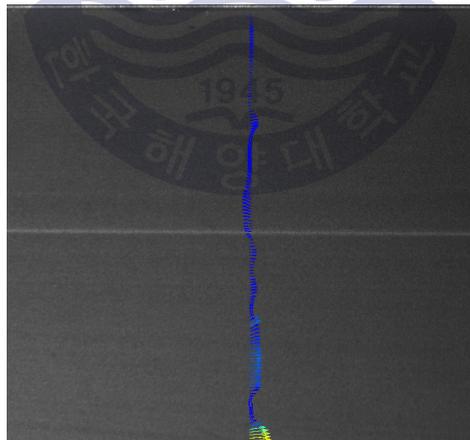


Figure 3.8 Schematic diagram of PIV



(a) (b)



(c)

Figure 3.9 PIV results at Point 1

3.3 온도 측정 실험

3.3.1 실험 Case

실험 Case는 Table 3.1에 나타내었다. 총 15개의 Case로, 단열 두께 및 운전 설정 온도에 따라 분류하였으며, 모든 Case는 각각 5회 반복 실험하여 그 평균을 사용하였다. 단열 두께를 변화시킴으로써 열 침입량과 대류 열전달계수 간의 관계를 확인하였고, 또한 동시에 내부 체적의 변화에 따른 대류열전달계수 변화 또한 관찰하였다. 그리고 운전 설정 온도를 변화시킴으로써 내부 온도와 대류열전달계수 간의 관계를 확인하였다.

Table 3.1 Experiment Cases

Cases	-12℃	-10℃	-8℃	-2℃	+3℃
30mm	Case1	Case2	Case3	Case4	Case5
60mm	Case6	Case7	Case8	Case9	Case10
90mm	Case11	Case12	Case13	Case14	Case15

3.3.2 실험 방법

온도차에 의한 열전달이 존재하도록 단열챔버 내부를 주위보다 낮은 온도로 유지해주어야 한다. 이를 위해 증발기챔버를 이용해 운전 온도를 설정하여 단열챔버 내의 온도를 주위보다 낮게 유지한다. 이때 단열챔버 내부 온도장을 파악하고 열전달량 및 대류열전달계수를 산출하기 위하여 T-type 부착형 열전대를 사용하였다. T-type 열전대는 +극은 구리(Copper)이고, -극은 구리와 니켈의 합금(Constantan)으로 이루어져있으며 영하의 온도에서도 정확한 온도측정이 가능한 열전대이다. 단열 챔버의 내부, 외부 벽면 각각 10개의 지점(P1~P10)에 부착하여 온도를 측정하였고, Q_{tot} 을 산출하기 위하여 증발기 직후 온도(P_{eva})와 단열챔버 토출구(P_{ex})에서의 온도 또한 측정하였다. 10개의 벽체 온도는 단열챔버의 각 면을 이분할하여, 해당 면의 대표온도로 가정하여 계산하였다. 각각의 온도 측정 지점을 표시한 개념도와 각 지점에서의 열전대 부착 위치를 Figure 3.7에 표시하였다. 증발기 직후 온도와 토출구 온도는 고체 벽면의 온도가 아닌 공기의 온도를 측정하는 지점이므로 동구를 사용하였다. 동구란 구리 재질의 원기둥 형태 제품으로, 부착형 열전대를 이용해 공기의 온도를 측정할 때 풍랭효과에 의한 오차를 방지하고 안정적인 온도 데이터를 얻기 위해 사용된다.

증발기챔버가 작동을 시작하여 단열챔버 내부의 온도를 미리 설정되어

있는 운전 설정온도까지 냉각하는 데에는 시간이 필요하다. 이러한 목표 온도 도달시간은 냉동기의 운전 설정 온도, 단열 두께에 따라 다르고, 단열의 관점에서 가장 열악한 조건인 Case1(단열두께 30mm, 운전 설정 온도 -12°C)에서 그 시간이 가장 길 것으로 예상되므로 Case1을 기준으로 실험 시간을 결정하였다. Case1의 목표 온도 도달시간은 평균 1.1시간으로, 이를 근거로 모든 실험은 각 Case 당 총 4시간동안 진행하여 그 중 2시간 ~ 4시간 사이의 온도 데이터만을 사용하기로 하였다. Figure 3.7은 Case1의 총 10개 지점의 내부 벽면에서 측정된 온도를 시간에 따라 표현한 그래프로, 2시간 이후의 데이터를 사용하는 것이 합리적임을 보여준다.

또한 벽체의 온도와 T_{∞} 의 차이를 열전달량에 나누어줌으로써 대류열전달계수를 산출할 수 있다. 이를 위해서는 먼저 T_{∞} 를 결정해야한다. 일반적으로 T_{∞} 란 열적 경계층의 온도로, 벽체의 온도와는 무관하게 유체의 초기 온도와 근사하게 유지되는 지점의 온도를 말한다. 이는 경계층 두께를 계산하여 해당 지점의 온도를 측정하는 것이 가장 정확한 방법이나, 공급되는 유체의 경계 조건이 비정상상태인 경우 그 경계층 두께를 계산해내기는 어렵다. 따라서 열전대 및 동구(Copper ball)를 이용해 측정할 수 있는 가장 가까운 위치인 벽체로부터 3cm 지점의 온도를 측정하여 사용하였다.

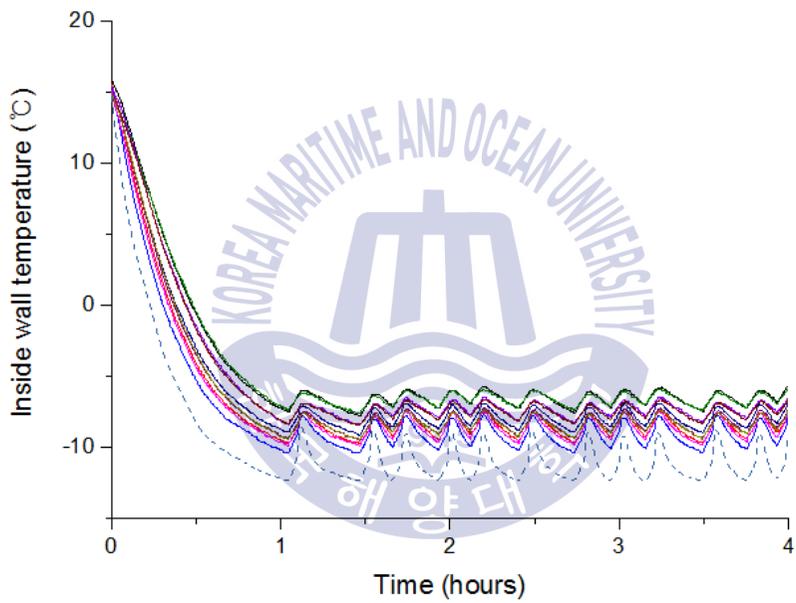


Figure 3.10 Inside wall Temperature per hours. Case 1

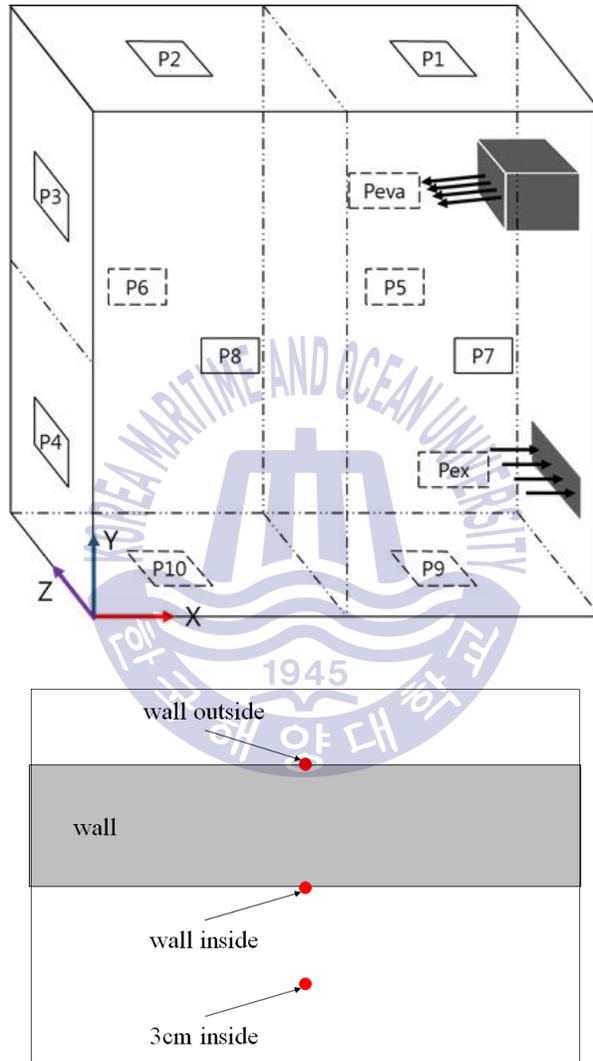


Figure 3.11 Measurement Points and Thermocouples Position

제 4 장 실험 결과 및 분석

4.1 온도 측정 실험 결과

온도 측정 실험을 통하여 단열 챔버 내부의 온도장을 파악하였다. 측정된 온도 데이터는 P1부터 P10까지의 벽면 온도와 P_{eva} , P_{ex} 에서의 공기 온도를 측정하였고, 벽면의 온도는 각 지점에서의 외부 벽면, 내부 벽면, 내부 벽면에서 3cm 이격된 지점의 온도 총 세 개의 온도 데이터를 측정하였다.

이렇게 측정된 결과는 Figure 3.7과 같이 시간에 따라 변화하는 데이터이다. 앞서 전술한 바와 마찬가지로 시간에 따라 일정하게 감소하는 구간인 Com-Steady 구간에서만 온도 데이터를 따로 분할하여 사용하였다. On/Off 제어에 따라 온도 그래프에서 사이클이 나타나는데, 이후 대류열 전달계수 산출 시 결과의 통일성을 갖기 위해서는 이 사이클 횟수를 모든 실험 Case에 대해 일정하게 고정할 필요가 있다. 사이클 횟수는 목표 온도에 도달하는데 걸리는 시간에 의해 결정되는데, 이는 단열 성능이 떨어질수록, 목표 온도가 낮을수록 목표 온도 도달 시간이 길어지고 사이클 횟수는 줄어들을 뜻한다. 사이클 횟수가 가장 낮은 실험 Case는 Case 1로 Figure 3.7에서와 같이 2시간 이후 7회의 사이클이 나타나는 것을 확인할

수 있다. 반복실험에서 6회의 사이클이 나타나는 경우가 있었으므로 최종적으로 총 6회의 사이클에 대한 데이터를 사용하였다.

이렇게 측정된 온도 분포에 대해 측정 지점, 단열 두께, 그리고 운전 설정 온도에 따른 분석을 진행하였다.



4.1.1 측정 지점별 온도 분포

냉기의 거동을 예상해 보았을 때, 증발기로부터 토출되는 냉기는 모멘트를 가지고 P3 지점을 향해 이동하고 P3 지점에 도달한 냉기는 Jet와 유사하게 y방향으로 P2, P4, P10 지점 그리고 z방향으로 P6, P8 지점으로 퍼져나가게 됨을 쉽게 유추할 수 있다. 또한 챔버 출구가 아래에 위치해 있으므로 확산된 냉기의 거동 방향은 압력차에 의해 -y방향으로 집중될 것으로 보이며, 따라서 P1 지점은 전체 계에서 가장 유속이 낮은 정체 지점이 될 것으로 예상할 수 있다.

온도 측정 실험 결과, 앞서 유체 거동을 예상한 바와 동일한 결과를 얻을 수 있었다. Figure 4.1에 단열챔버 내부 벽면에서 측정한 온도 분포를 그래프로 나타내었다. (a)는 단열 두께 30mm, (b)는 단열 두께 60mm, (c)는 단열 두께 90mm의 온도 측정 결과이다. P2, P3, P4 지점은 실험 Case 전체에 대해 온도가 낮게 측정이 되었고, 반대로 P1, P5, P6은 온도가 높게 측정되었다. 단열챔버의 출구와 가까운 P9번의 경우, 온도값이 모든 지점과 비교하였을 때 높게 측정되지는 않았으나, 인접한 위치점과 비교하였을 때 상대적으로 높게 측정되었다.

벽면에서 3cm 이격된 위치에서의 온도는 Figure 4.2에 나타내었고 Figure 4.1과 마찬가지로 단열 두께 별로 (a), (b), (c)로 구분하였다. 온도 분포 특성은 벽면의 온도와 일치하였고, 그 값은 단열 두께 및 지점

별로 벽면의 온도보다 낮게 측정되는 경향을 보였다. 3cm 이격 된 지점에서 공기 온도는 벽체의 온도보다 항상 낮게 분포하였고, 벽면 온도와 이격 지점의 온도 차이는 단열 두께 및 측정 지점에 따라 약 0.5℃에서 2.5℃까지 변화하였다.

대류열전달계수 산출에는 실험을 통해 얻은 벽면에서의 온도와, 3cm 이격 된 지점에서의 온도의 차이를 구하여 사용한다. Figure 4.2에 각 측정 지점에서의 온도차를 단열 두께 별로 나타내었다. 먼저, 세 가지 모든 단열 두께의 경우에 P1지점의 온도차가 가장 크게 나타났다. 이는 P1지점에서 유동이 정체되어 대류열전달이 잘 일어나지 않음을 뜻한다. 두 번째로 단열챔버 출구와 인접한 P5, P7, P9에서의 온도차보다 P6, P8, P10의 온도차가 작게 측정됨을 확인하였다. 세 번째로 단열 두께가 증가함에 따라 온도차가 감소하고, 그 편차 또한 감소하는 경향을 보였는데, 이는 내부 체적의 감소로 인한 열 침입량 감소, 측정 지점에서의 국소 유속 증가, 냉방 부하 감소로 인한 결과로 분석된다. 특히 단열 두께가 90mm인 경우 P5 ~ P10 에서의 온도차가 크게 감소하였는데, 이는 앞서 설명한 바와 같이 내부 체적이 감소함에 따라 냉기가 전체적으로 잘 순환하게 됨을 뜻한다.

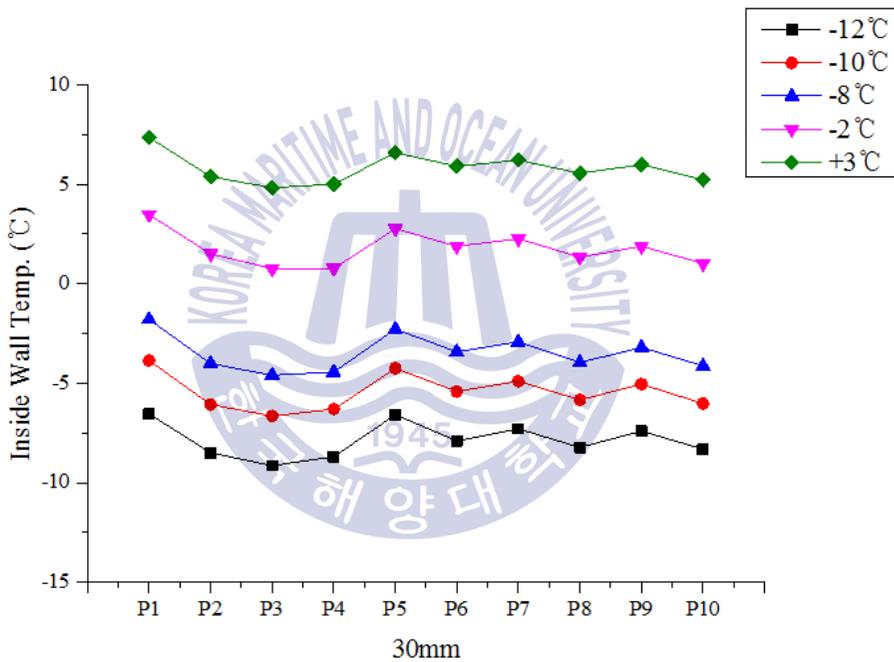


Figure 4.1 (a) Inside wall Temperature at each point in case of Insulation Thickness 30mm

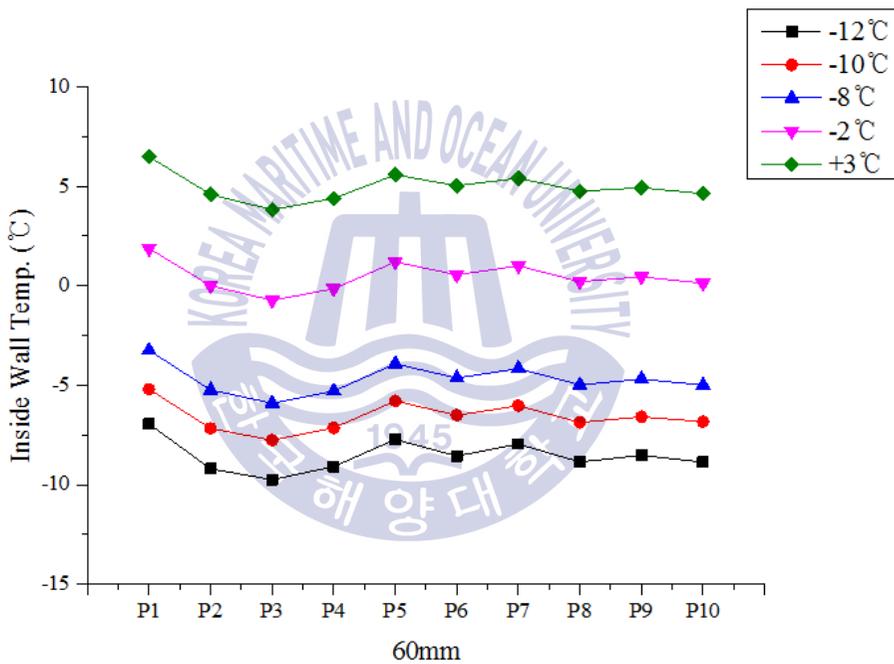


Figure 4.1 (b) Inside wall Temperature at each point in case of Insulation Thickness 60mm

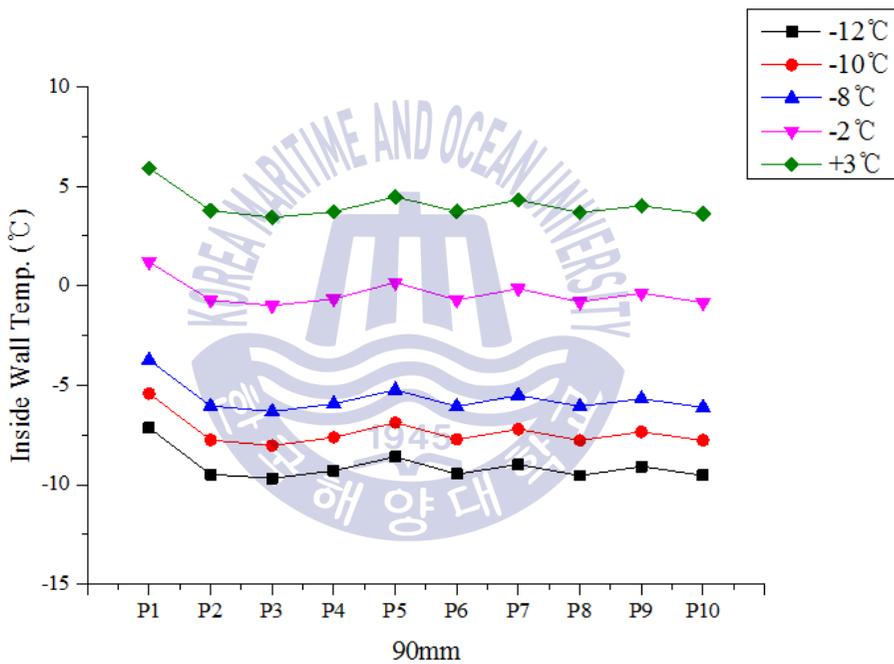


Figure 4.1 (c) Inside wall Temperature at each point in case of Insulation Thickness 90mm

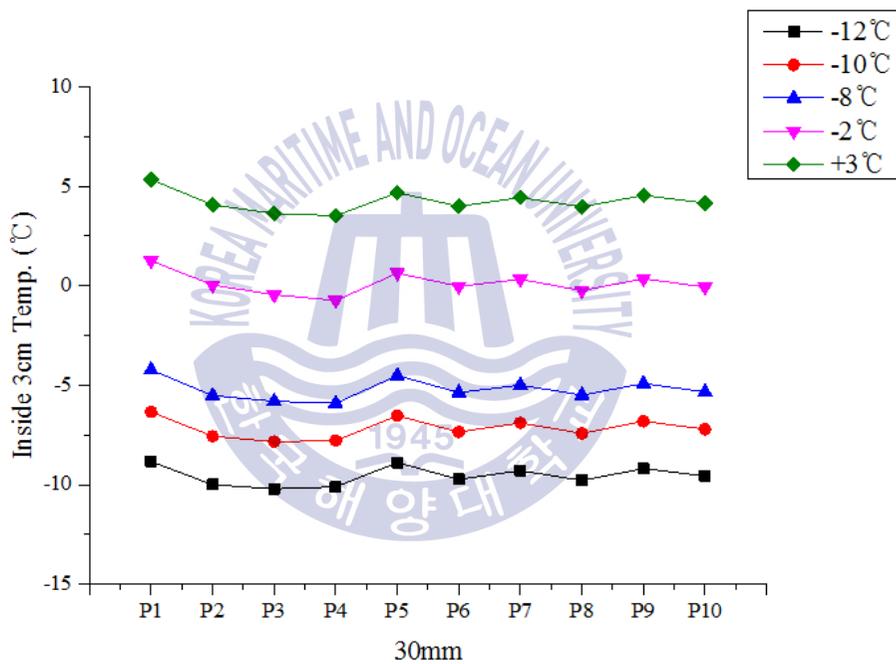


Figure 4.2 (a) Inside 3cm Temperature at each point in case of Insulation Thickness 30mm

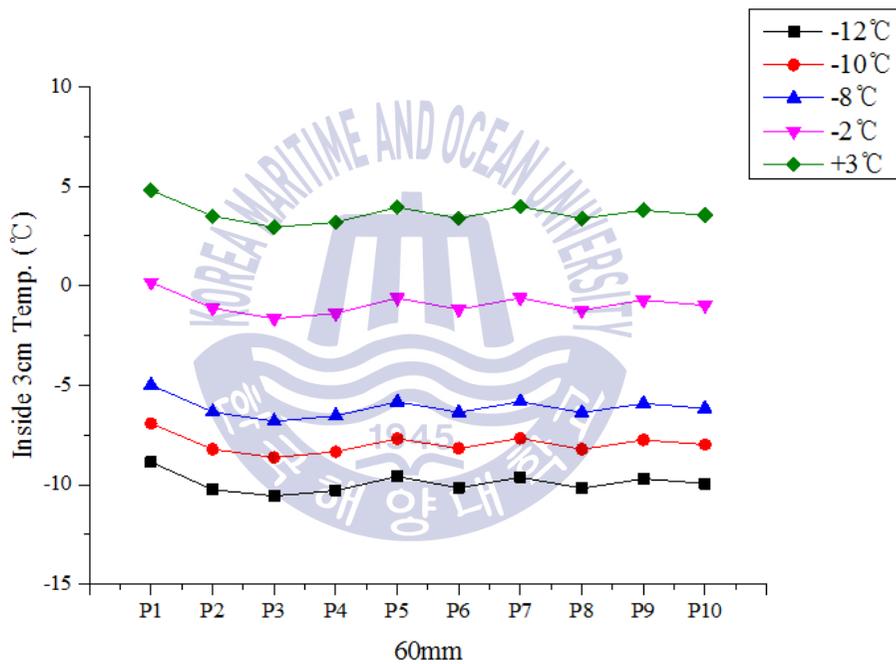


Figure 4.2 (b) Inside 3cm Temperature at each point in case of Insulation Thickness 60mm

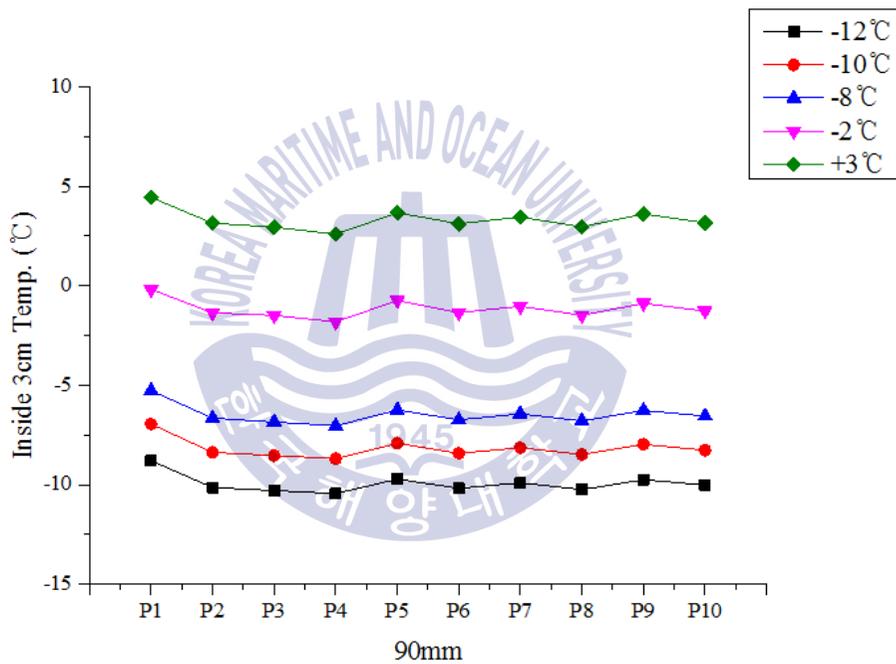


Figure 4.2 (c) Inside 3cm Temperature at each point in case of Insulation Thickness 90mm

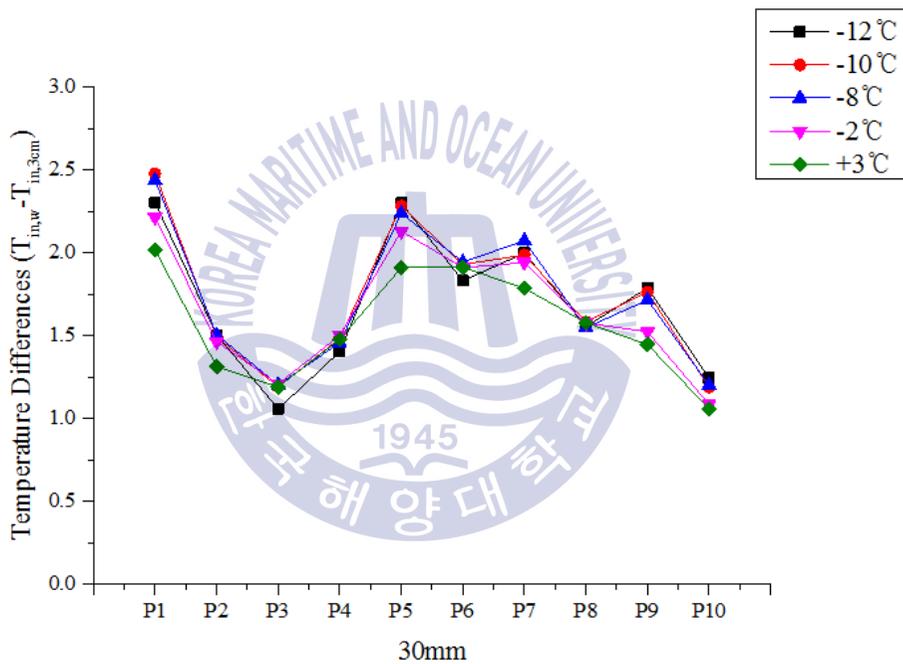


Figure 4.3 (a) Temperature differences between $T_{in,w}$ & $T_{in,3cm}$ in case of Insulation Thickness 30mm

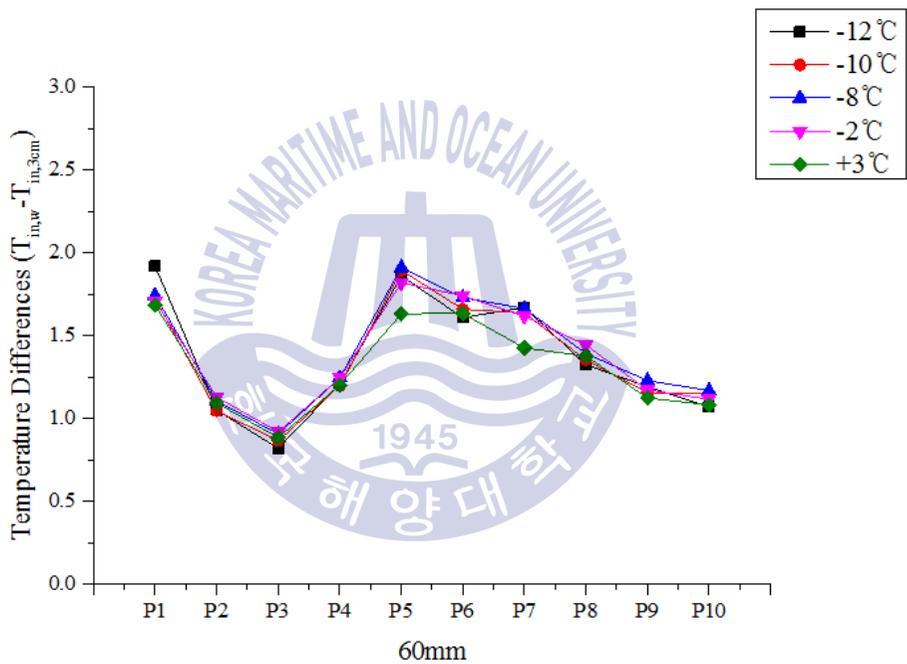


Figure 4.3 (b) Temperature differences between $T_{in,w}$ & $T_{in,3cm}$ in case of Insulation Thickness 60mm

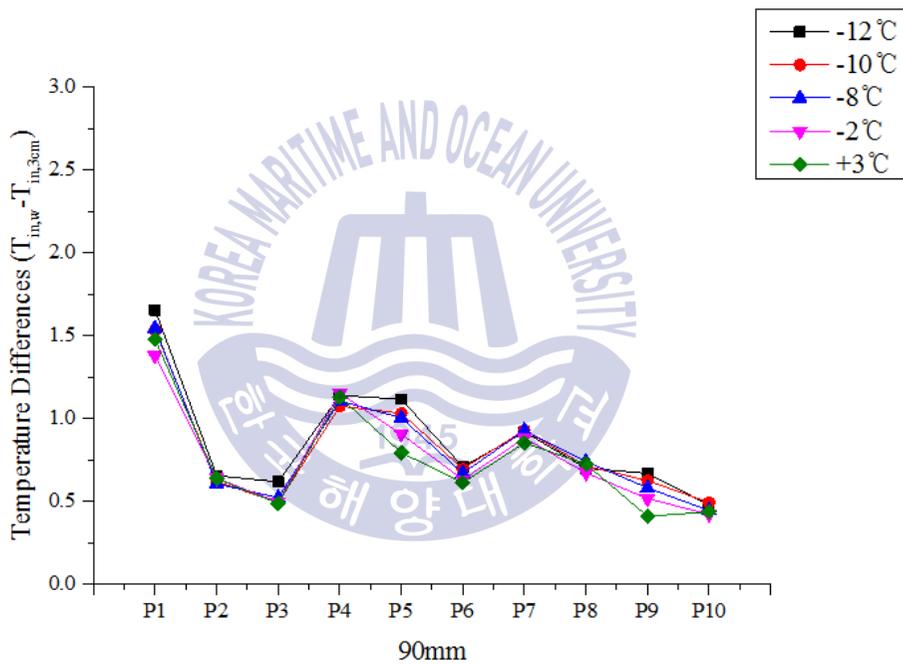


Figure 4.3 (c) Temperature differences between $T_{in,w}$ & $T_{in,3cm}$ in case of Insulation Thickness 90mm

4.1.2 운전 설정 온도별 온도차

대류열전달계수에 직접적인 영향을 미치는 온도차 데이터는 운전 설정 온도에 따른 분석 또한 필요하다. 운전 설정 온도가 변화하더라도 증발기의 운전 시간이 변화할 뿐 공급 유량 및 유속에는 변화가 없으므로, 각 측정 지점에서의 온도차 및 대류열전달계수는 유사할 것으로 예측하였다. 이를 확인하기 위하여 단열챔버 내부 벽면의 온도와 3cm 이격된 지점의 온도간의 차이를 단열 두께에 따라 Figure 4.4에 나타내었다.

Figure 4.4에는 단열 두께에 따른 평균 온도차를 그래프로 나타내었다. 운전 설정 온도에 따른 각 지점에서의 온도차 데이터를 평균하여 제시하였고, 오차막대로 그 표준편차를 제시하였다. 표준편차가 가장 높은 지점은 단열 두께 30mm P1 지점에서 1.6°C 로 나타났으며, 이는 내부 온도 분포 및 대류열전달계수가 운전 설정 온도에 큰 영향을 받지 않음을 보여주는 결과이다. 또한 단열두께가 증가할수록 온도차가 작아지는 경향은 단열챔버 내부에서 대류열전달이 잘 일어남을 의미하고, 이는 앞서 전술한 바와 마찬가지로 내부 체적 변화에 의한 영향으로 볼 수 있다.

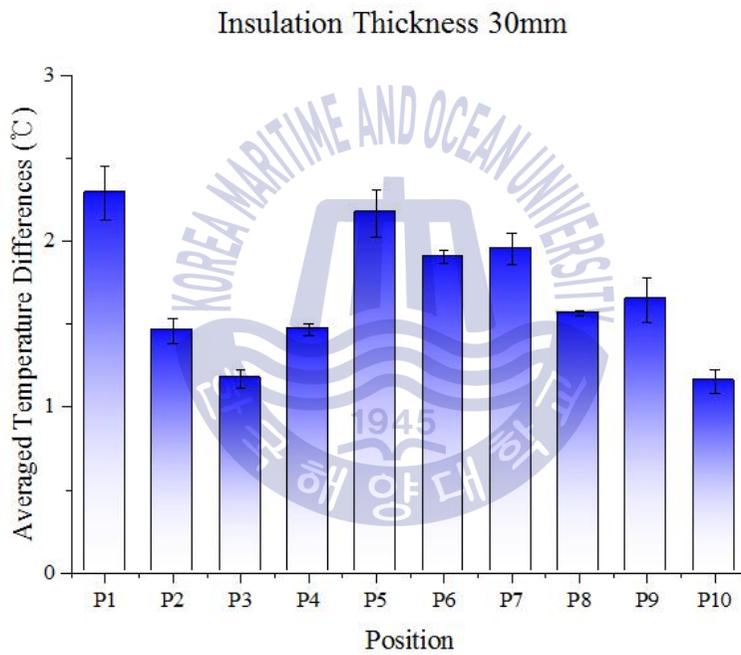


Figure 4.4 (a) Averaged Temperature differences between $T_{in,w}$ & $T_{in,3cm}$ in case of Insulation Thickness 30mm

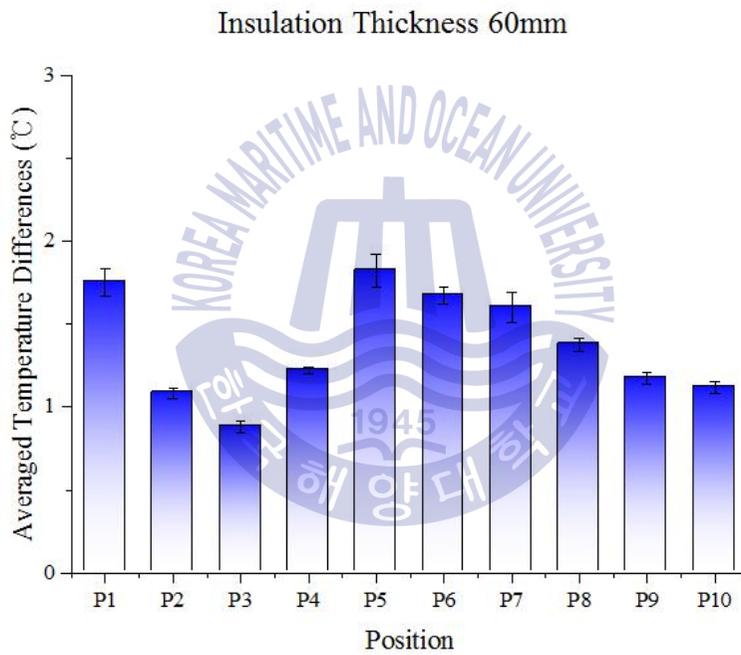


Figure 4.4 (b) Averaged Temperature differences between $T_{in,w}$ & $T_{in,3cm}$ in case of Insulation Thickness 60mm

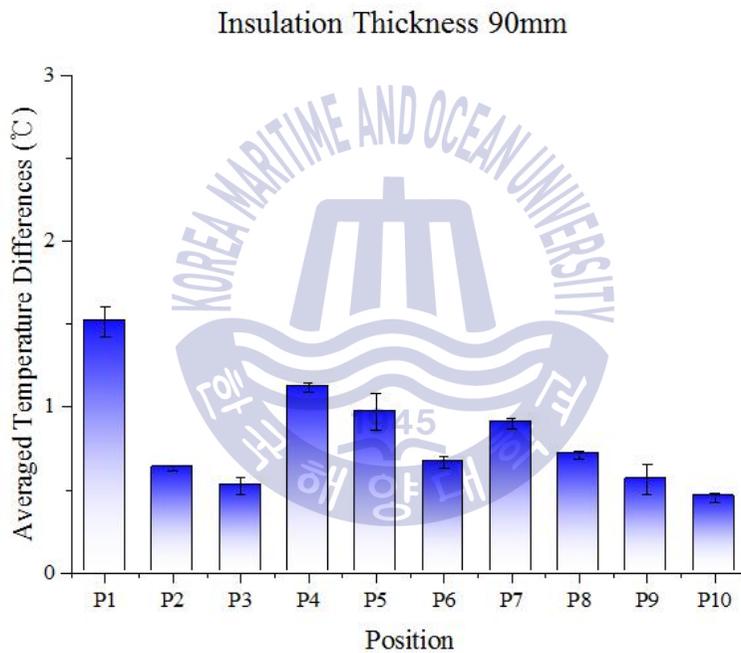


Figure 4.4 (c) Averaged Temperature differences between $T_{in,w}$ & $T_{in,3cm}$ in case of Insulation Thickness 90mm

4.2 열 침입량 산출

앞서 온도 측정 실험을 통해 얻은 온도를 이용하여 대류열전달계수를 산출하기 위해서는, 해당 지점을 통과하는 열전달량을 계산해야한다. 열전달량 산출은 총 세 단계를 거쳐 이루어진다. 먼저, P_{eva} 와 P_{ex} 에서의 온도를 이용해 Q_{tot} 를 산출한다. 두 번째로 앞서 구한 Q_{tot} 에서, 시간 $t+1$ 에서의 내부에너지와 시간 t 에서의 내부에너지의 차를 구하여 감하고, 세 번째로 최소자승법을 이용해 구한 Q_{fan} 의 열량을 감해주면 대류열전달계수 산출에 사용 될 열 침입량 $Q_{h.T.}$ 를 구할 수 있다. $Q_{h.T.}$ 는 실제 실험 장비에서 운전 설정 온도에 따라 차이를 보일 수 있으나, 이론적으로 유닛 클러의 냉동능력과 Fan의 송풍량 및 토출 유속이 일정하므로 본 연구에서는 운전 설정 온도에 무관하게 $Q_{h.T.}$ 는 동일한 단열두께에 대해서는 일정하다고 가정하였다.

2장에서 설명한 바와 마찬가지로, 위의 세 단계를 거쳐 얻은 열량은 단열챔버 전체에 대한 열량이므로 온도 측정 지점에서의 분할 과정이 필요하다. 이를 위해 1차원 열전도 방정식과 온도 측정 결과 및 벽체의 물성치를 이용하여 전도 열전달량을 산출하였다. 여기서 전도 열전달량은 실제 3차원인 실험 장비를 1차원으로 가정하여 해석하기 때문에 이로 인해 발생하는 오차로 그 절대적인 값에서 신뢰성 및 정확도가 떨어지나, 벽체 재료에 따라 이미 결정된 열전도도, 실험적으로 측정한 벽체의 내/외부

벽면 온도를 이용하여 산출하였으므로 위치별 분포 특성은 매우 잘 일치한다고 볼 수 있다. Figure 4.5에 측정 위치별 전도 열전달량을 그래프로 나타내었다. 단열챔버의 단열 두께가 증가함에 따라 전도 열전달량은 감소하였는데, 이는 단열챔버 내/외부 벽면 온도차의 감소, 열전도도의 감소에 의한 것으로 분석할 수 있다. 또한 온도 측정 실험 결과와 동일하게 P1지점에서의 전도 열전달량이 가장 낮은 것으로 나타났으며, 그 외 측정 지점에서의 전도 열전달량이 모든 경우에 대해 일정한 경향성을 보였으므로, 측정 지점별 전도 열전달량을 이용해 열 침입량을 분할하는 것은 합리적이라 할 수 있다. 따라서 이를 기반으로 분할한 측정 지점에 따른 대류열전달량을 Figure 4.6에 표시하였다.

전도 열전달량을 기반으로 대류열전달량을 분배하였으므로 측정 위치별 분포 특성은 동일하게 나타났다. 또한 운전 설정 온도에 따른 대류열전달 계수의 차이는 없다고 가정하였으므로 모든 대류열전달량 데이터가 잘 일치함을 확인하였고, 단열 두께에 따라 대류 열전달량은 감소하는 것을 확인하였다.

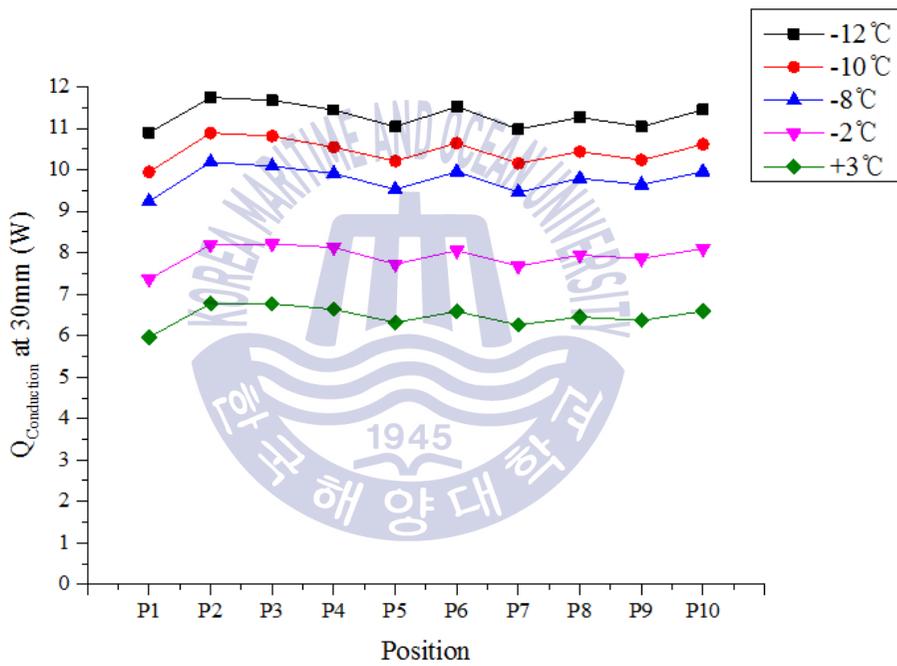


Figure 4.5 (a) Conductive Heat Transfer at each positions in case of Insulation Thickness 30mm

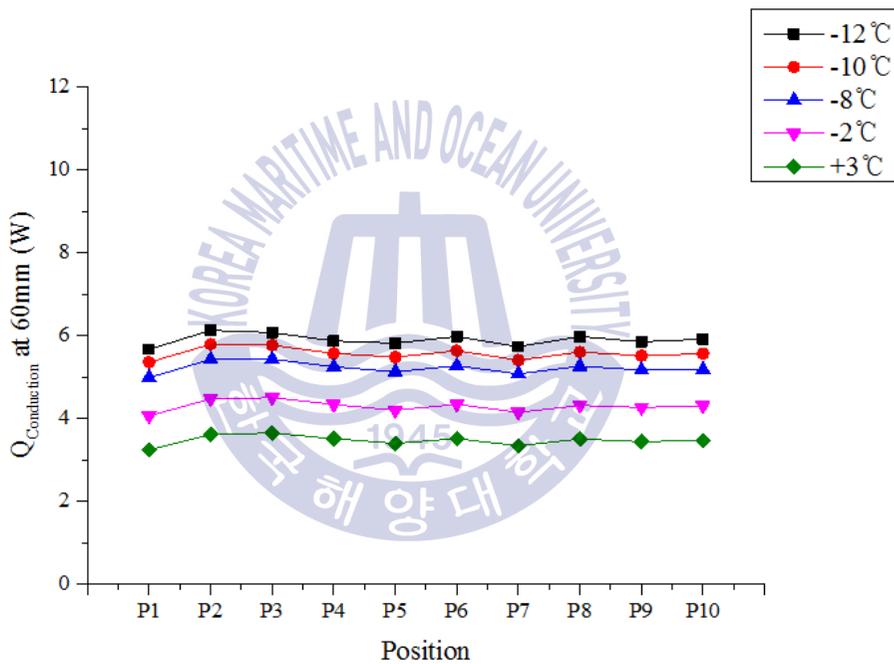


Figure 4.5 (b) Conductive Heat Transfer at each positions in case of Insulation Thickness 60mm

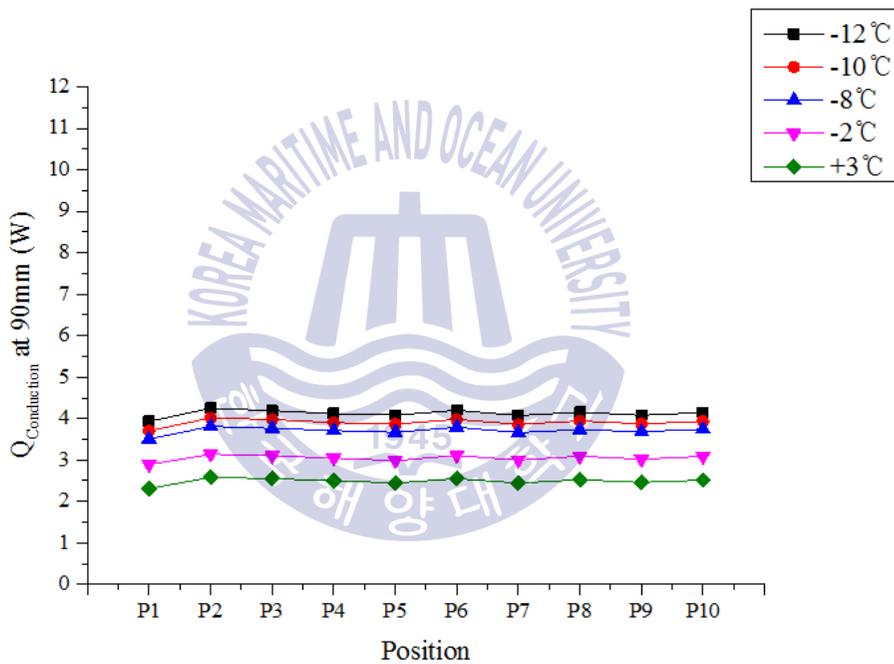


Figure 4.5 (c) Conductive Heat Transfer at each positions in case of Insulation Thickness 90mm

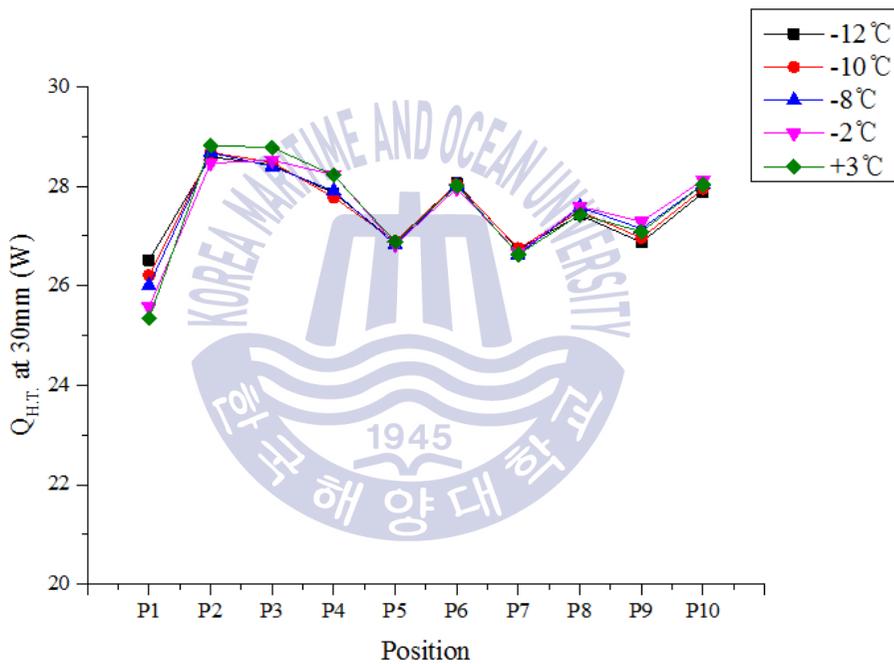


Figure 4.6 (a) Convective Heat Transfer at each positions in case of Insulation Thickness 30mm

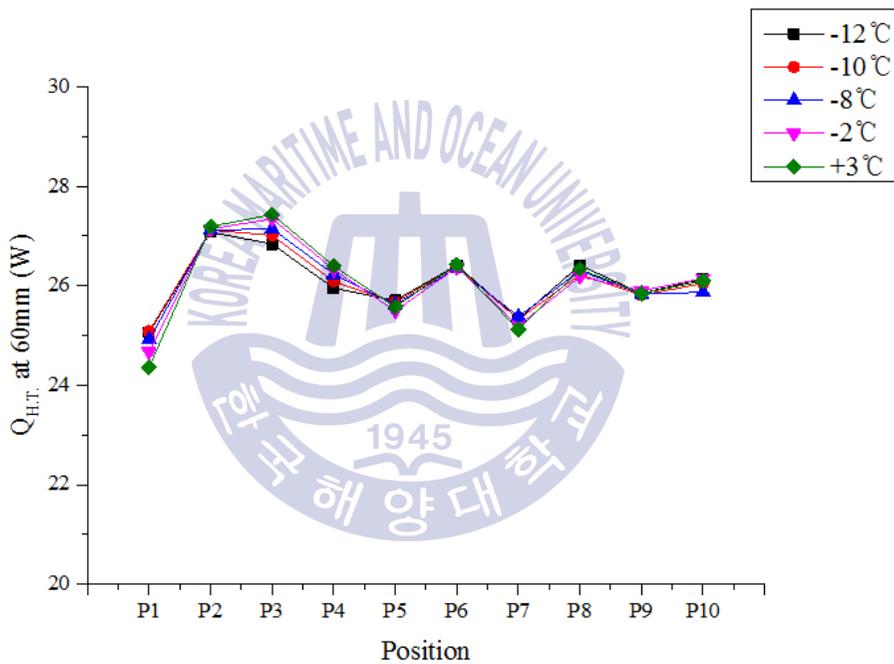


Figure 4.6 (b) Convective Heat Transfer at each positions
in case of Insulation Thickness 60mm

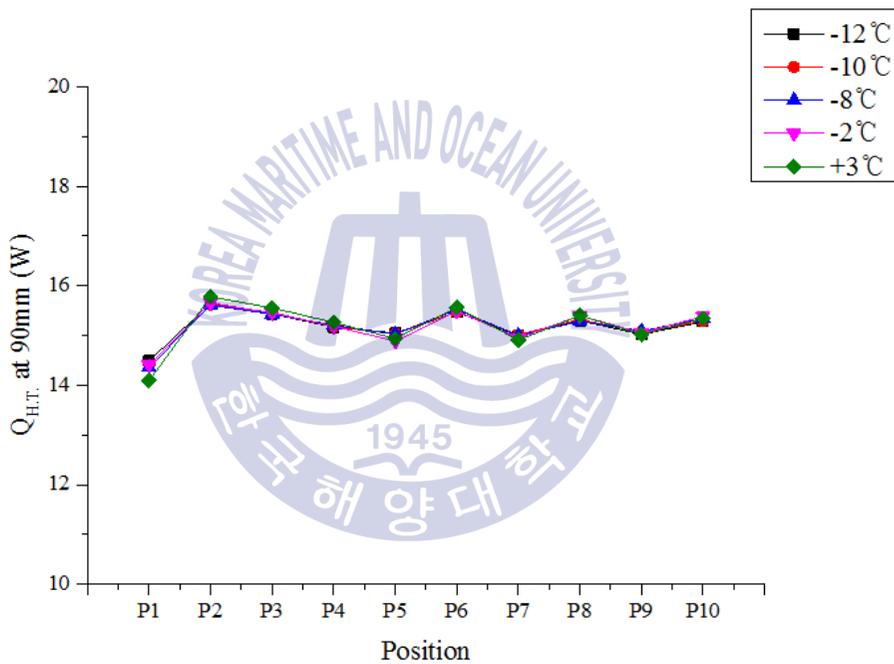


Figure 4.6 (c) Convective Heat Transfer at each positions
in case of Insulation Thickness 90mm

4.3 대류열전달계수 산출

내부 벽면 온도와 3cm 이격 지점에서의 온도의 차, 그리고 대류열전달량을 이용하면 식 12를 이용해 대류열전달계수를 산출할 수 있다. 각 온도 측정 지점에서의 대류열전달계수 산출 결과는 Figure 4.7에 나타내었다. 대류열전달계수는 온도차에 반비례하고, 열 침입량에 비례하는 결과를 보였다. 단열 두께가 90mm인 경우, P2, P3, P6, P8, P9, P10에서의 대류열전달계수가 기타 단열 두께의 경우보다 증가하였다. 이는 해당 지점의 열 침입량에 의한 영향보다는 온도차에 의한 영향으로 보인다. 단열 두께 90mm인 경우에서 온도차가 특히 낮게 측정되는 이유는 단열챔버의 내부 체적 감소가 가장 큰 원인이라 판단된다.

체적 변화에 의한 영향을 확인하기 위하여 Figure 4.8에 운전 설정 온도에 대해 평균한 대류열전달계수를 단열 두께별로 나타내었다. 단열 두께가 30mm에서의 내부 체적이 1이라 두고(실제 체적 0.85m^3), 기타 단열 두께의 경우와 상대비교를 하면 60mm의 경우는 내부 체적이 약 0.85(실제 체적 0.72m^3), 90mm의 경우 약 0.71(실제 체적 0.60m^3)로 각각 15%, 30% 가량 감소하였고, 내부 체적과 마찬가지로 방법으로 30mm에서의 대류열전달계수를 1로 두고 상대 비교를 하면 60mm의 경우에는 약 1.16배, 90mm의 경우에는 약 1.25배로 각각 15%, 25% 증가하여 체적이 변화함에 따라 대류열전달계수는 반비례함을 확인하였다. 또한 온도 측정 실험 결과 및

열량 산출 결과와 동일하게 운전 설정 온도에 의한 영향은 단열 두께별로 각각 표준편차 1.27W/m²K, 1.00 W/m²K, 2.77W/m²K로 그 영향이 매우 작은 것을 대류열전달계수 산출 결과에서 또한 확인하였다.

실험 Case에 해당하는 평균 대류열전달계수 산출 결과를 Table 4.1에 표현하였다.

Table 4.1 Convective Heat Transfer Coefficient

CHTC [W/m ² K]	-12℃	-10℃	-8℃	-2℃	+3℃	S.D.
30mm	34.56	33.68	33.75	35.05	36.80	1.27
60mm	40.90	40.54	39.15	39.55	41.59	1.00
90mm	39.74	41.87	42.72	45.10	46.83	2.77

표준 편차가 약 1.7W/m²K로, 단열 두께별 편차는 작았으며 이 오차는 계산오차 및 실험오차로 분석된다. 이는 1차원 온도 측정을 통해 얻은 결과이므로, 이는 온도 측정 타점을 증가시키면 오차를 줄일 수 있을 것으로 판단된다.

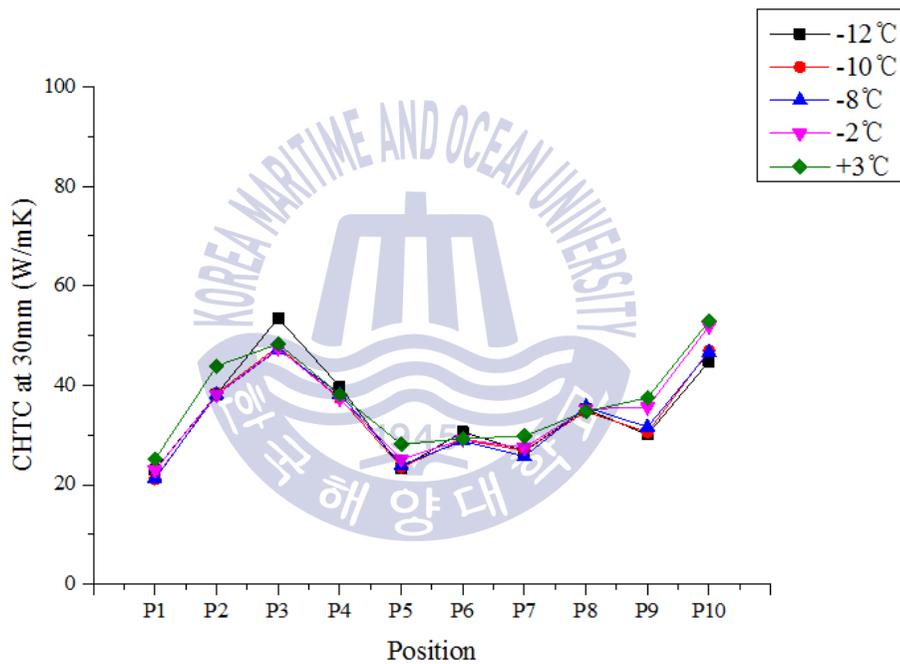


Figure 4.7 (a) Convective Heat Transfer Coefficient at each positions in case of Insulation Thickness 30mm

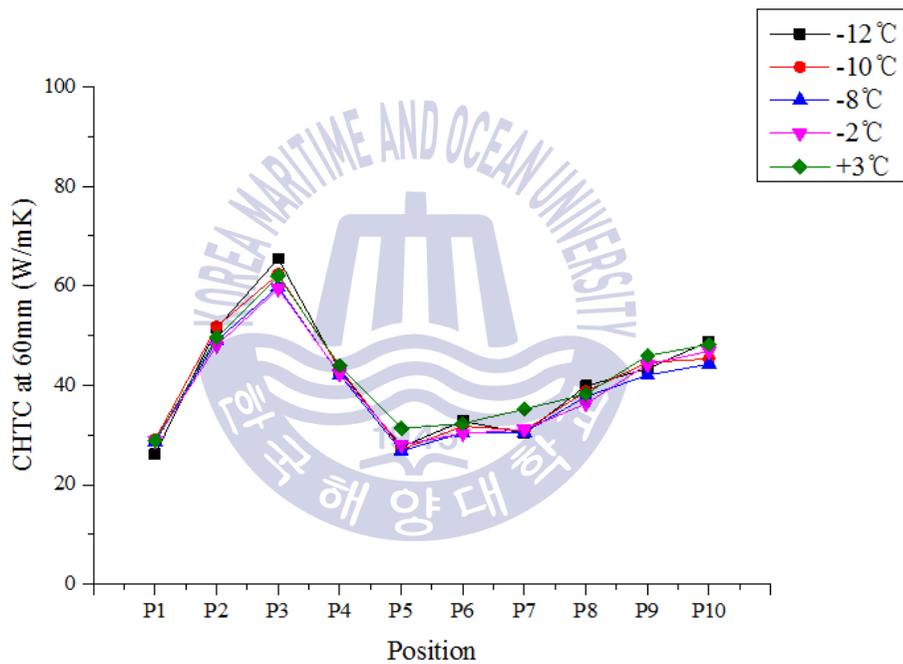


Figure 4.7 (b) Convective Heat Transfer Coefficient at each positions in case of Insulation Thickness 60mm

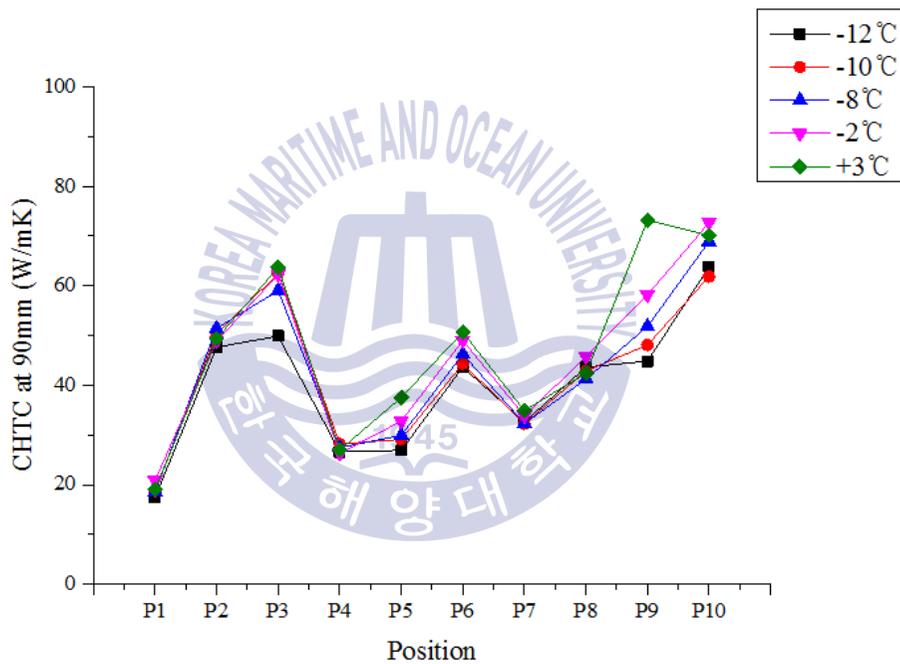
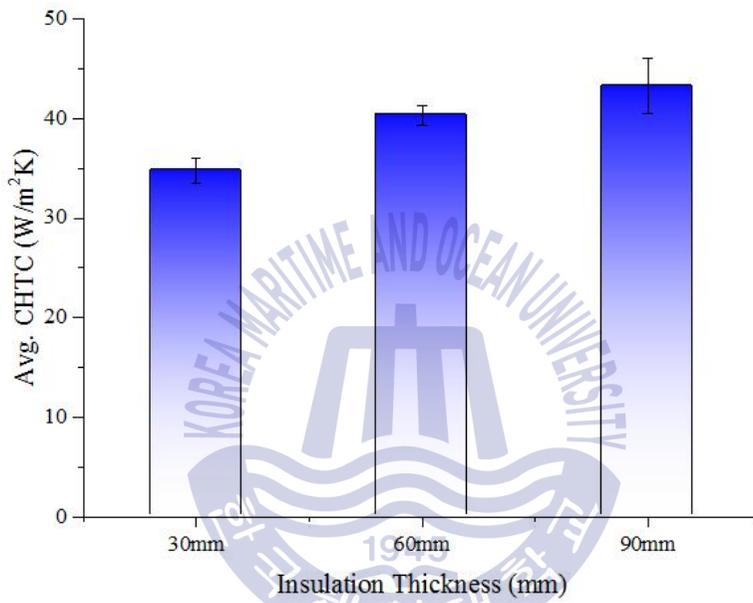


Figure 4.7 (c) Convective Heat Transfer Coefficient at each positions in case of Insulation Thickness 90mm



[W/m ² K]	30mm	60mm	90mm
Average	34.76	40.35	43.25
S.D.	1.27	1.00	2.77

Figure 4.8 Convective Heat Transfer Coefficient per Insulation Thickness

제 5 장 결론

본 연구에서는 비정상속도분포를 지닌 냉동시스템 내부벽면에서의 대류 열전달계수 산출 방법의 간략화 및 편의성 확보를 위하여 온도 측정 실험을 통해 대류열전달계수를 산출하는 방안을 제시하였다.

1차원적 온도 측정을 통해 3차원 계(System)의 열전달량 및 대류열전달계수를 산출하기 위하여 먼저 계의 운전특성 및 온도 분포 특성을 파악하였다. 운전 특성은 유닛 쿨러의 제어 방식인 On/Off 방식에 의해 결정되었고, 여기서 온도가 일정하게 감소하는 Com-Steady 구간에서만 온도 데이터를 사용하였다. 또한 유닛 쿨러 토출구의 위치, 형상, 챔버의 형상 등에 따라 내부 온도 분포가 크게 달라졌는데, 본 실험의 경우 P1지점에서 유동 정체점이 발생하여 국소 열전달량이 크게 감소함을 확인하였다. 증발기의 토출구와 인접한 각각의 지점의 온도와 대류열전달계수는 상대적으로 멀리 떨어진 지점에 비해 낮게 측정되는 경향을 확인하였다. 단, P2, P3, P4 지점은 증발기에서 토출되는 냉기가 직접적으로 충돌하는 지점으로 온도와 대류열전달계수가 가장 낮게 측정되었다.

이와 같은 결과는 본 논문에서 제시한 시스템 분석 및 운전 특성 분석에 의거하고 있는데, 이로부터 의미 있는 구간의 온도만을 사용하는 방안만으로도 냉동실 내부에서의 열전달 성능을 평가할 수 있음을 뜻하며, 제품의 형상 및 구조를 결정함에 있어 설계근거 자료로 활용할 수 있음을

시사한다.

이후 본 연구를 바탕으로 추가 연구를 진행하여 단열챔버 내부의 구조적 복잡성, 외부 체적 및 형상 변화, 증발기 토출 유량 및 유속 변화 등에 의한 영향을 분석함으로써 본 연구에서 제안한 대류열전달계수 산출방안에 대해 보완 및 개선을 해 나갈 수 있을 것으로 보인다.



참고 문헌

- [1] Philip M. Gerhart, Richard J. Gross, John I. Hochstein, “Fluid Dynamics, 2nd edition” , Addison Wesley
- [2] Frank P. Incropera, David P. DeWitt, Theodore L. Bergman, Adrienne S. Lavine, “Introduction to Heat Transfer, 5th edition” , John Wiley & Sons
- [3] Hinze, J, “Turbulence, 2nd edition” , McGRAW-HILL
- [4] Warren M. Rohsenow, James P. Hartnett, Young I. Cho, “Handbook of Heat Transfer, 3rd edition” , McGRAW-HILL
- [5] M. Necati Ozisik, “Heat Conduction, 3rd edition” , John Wiley & Sons
- [6] Tae Sung Jung, Hwan Kook Kang, 2013, “Investigation of Natural Convective Heat Flow Characteristics of Heat Sink” , The Korean Society of Mechanical Engineering, pp. 27-33
- [7] D.W. Zhou, Sang-Joon Lee, “Forced Convective Heat Transfer with Impinging Rectangular Jets” , International Journal of Heat and Mass Transfer 50 (2007), pp. 1916-1926

- [8] Masoud Rokni, Carl-Olof Olosson, Bengt Sundén, “Numerical and Experimental Investigation of Turbulent Flow in A Rectangular Duct” , International Journal for Numerical Method in Fluids 28 (1998), pp. 225-242
- [9] Stefano Lepri, Roberto Livi, Antonio Politi, “Thermal Conduction in Classical Low-Dimensional Lattices” , Physics Reports 377 (2003), pp. 1-80
- [10] Seong Jin Kim, Seok Hoon Kang, Ki Hong Park, Won Sul Yoo, Sang Hu Park, Ho Jin Choi, “A Study on the Reduction of Dew Generation on a Surface using Induced Heat from Room Temperature” , Journal of the Korean Society for Precision Engineering 28 (2011), pp. 724-731
- [11] Thijs Defraeye, Bert Blocken, Jan Carmeliet, “CFD analysis of Convective Heat Transfer at the Surfaces of a Cube Immersed in a Turbulent Boundary Layer” , International Journal of Heat and Mass Transfer 53 (2010), pp. 297-308
- [12] D. S. Bae, N. S. Kim, W. H. Cho, “A Study on Natural Convection Flows Using Particle Image Analysis” , Journal of the Korean Society for Power System Engineering 4 (2000), pp. 11-16
- [13] H. K. Myoung, E. J. Jin, “Numerical Simulation for Mixed

Convective Heat Transfer in a Two-Dimensional Rectangular Enclosure” ,
The Society of Air-Conditioning and Refrigerating Engineers (1997),
pp. 536-541

[14] Byong Hoon Chang, “Natural Convection Heat Transfer in Inclined
Rectangular Enclosures” , Korean Society for Energy 20 (2011), pp.
44-53



감사의 글

유동가시화실험실에 몸을 담기로 결정한 것은 제 인생에 있어서 가장 현명한 선택이었습니다. 10평 정도의 작은 공간에서 교수님의 지도 아래 여러 연구실원과 생활한 추억은 저를 더 큰 세상으로 이끌어 주었습니다.

먼저 다듬어지지 않은 저를 학문적으로, 정신적으로 보살펴주신 도덕희 지도교수님께 먼저 깊은 감사의 말씀을 드립니다. 그리고 이 논문을 쓰는 과정에 있어서 지속적으로 큰 도움을 주신 조경래 박사님께 감사를 드립니다. 또한 논문의 심사를 통해 저의 부족한 부분을 채워주신 김의간 교수님께도 감사를 드립니다.

석사과정 생활을 하면서 흔들리는 저를 잡아주고, 앞으로 나아가게끔 옆에서 항상 힘이 되어준 동익이, 준호 형, 대경이, 영환이, 장호, 성진이, 산이, 그리고 연구실의 홍일점 효진이와 지면에 실지 못한 선후배에게 고마운 마음을 전합니다.

마지막으로 제 인생의 원동력인 가족에게 감사를 드립니다. 저를 낳아 주신, 이 순간에도 저를 사랑해주시는 부모님과, 무엇보다 바꿀 수 없는 하나뿐인 동생에게 이 논문을 바칩니다.