



저작자표시 2.0 대한민국

이용자는 아래의 조건을 따르는 경우에 한하여 자유롭게

- 이 저작물을 복제, 배포, 전송, 전시, 공연 및 방송할 수 있습니다.
- 이차적 저작물을 작성할 수 있습니다.
- 이 저작물을 영리 목적으로 이용할 수 있습니다.

다음과 같은 조건을 따라야 합니다:



저작자표시. 귀하는 원저작자를 표시하여야 합니다.

- 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](#) 

공 학 석 사 학 위 논 문

만액식 증발기를 적용한
해수냉각시스템용 전열촉진관의
열전달 특성 연구



2018년 2월

부 경 대 학 교 대 학 원

냉동공조공학과

한 형 민

공 학 석 사 학 위 논 문

만액식 증발기를 적용한
해수냉각시스템용 전열촉진관의
열전달 특성 연구

지도교수 윤 정 인

이 논문을 공학석사 학위논문으로 제출함

2018년 2월

부 경 대 학 교 대 학 원

냉동공조공학과

한 형 민

한형민의 공학석사 학위논문을 인준함.

2018년 2월 23일



위 원 장	공학박사	최 광 환	(인)
위 원	공학박사	손 창 효	(인)
위 원	공학박사	윤 정 인	(인)

Abstract	iii
List of figures	iv
List of tables	vii
Nomenclature	viii
 제 1 장 서 론	 1
1.1 연구배경	1
1.2 종래연구	2
1.3 연구목적	4
 제 2 장 실험 장치 및 방법	 5
2.1 실험장치	5
2.1.1 전열 촉진관	5
2.1.2 만액식 증발기	13
2.1.3 P&ID	15
2.2 실험장치 구성 및 계측 장치	18
2.3 실험 방법	22
2.4 데이터 해석	24
 제 3 장 결과 및 고찰	 27
3.1 실험 조건	27
3.2 실험 결과 분석 및 비교	28
3.2.1 Cooper 상관식 비교 실험	28

3.2.2	해수 유속에 따른 외측열전달 실험	31
3.2.3	열유속에 따른 외측열전달 실험	34
3.2.4	냉매 증발온도에 따른 외측열전달 실험	37
3.2.5	해수 입구온도에 따른 외측열전달 실험	40
3.2.6	일정 온도차에 따른 외측열전달 실험	43
제 4 장 결 론		46
참고문헌		48
감사의 글		51



Heat Transfer Characteristics of Enhanced Tubes for The Chilled Seawater Cooling System with Flooded Evaporator

Hyung Min Han

Department of Refrigeration and Air-conditioning Engineering,
The Graduate School,
Pukyong National University

Abstract

The marine industry has limited marine environment related problems with the previous marine environment problems. In particular, the marine environment, unlike pollution on land, has a wide variety of regional and enduring properties, causing damage to aquatic resources. Due to global warming, it is causing serious damage to the marine fishing industry due to rising sea temperatures, rising sea surface temperature, and rising sea levels.

Development of a seawater cooling system is needed to solve the problem of marine industry due to environmental problems. Furthermore, heat transfer characteristics should be studied for the enhanced tubes of a flooded evaporator used in seawater cooling systems. Based on this need, the heat transfer characteristics of the heat transfer tube of the seawater dedicated heat transfer characteristics, al-brass and copper-nickel, titanium tubes will be represented. In addition, a comparison of heat transfer characteristics to refrigerant R134a and R22 could make it an important data in the design of a flooded evaporator.

List of figures

Fig 2.1 Shape of the fpi 26 low-fin tubes used in the flood-type evaporator

Fig 2.2 Shape of the TC tubes used in the flood-type evaporator

Fig 2.3 Shape of the TCN ubes used in the flood-type evaporator

Fig 2.4 Shape of the TCN ubes used in the flood-type evaporator

Fig 2.5 Photograph of the shape of the plain and low-fin tubes in the flooded-type evaporator

Fig 2.6 TCN tube(26) heat transfer area with calculation of CATIA [16]

Fig 2.7 Flooded type evaporator design and tubes measurements [15]

Fig 2.8 Flooded type evaporator of production

Fig 2.9 Experimental devices for assessing the boiling heat transfer of the flood-type evaporator [15]

Fig 2.10 Experimental apparatus of flooded type evaporator

Fig 3.1 Comparison between the measured heat transfer coefficient from the experiment and the predicted value using R134a from Cooper correlation with respect to the heat flux

Fig 3.2 Comparison between the measured heat transfer coefficient from the experiment and the predicted value using R22 from Cooper correlation with respect to the heat flux

Fig 3.3 Heat transfer coefficient of six types of tube using R134a with respect to the velocity of chilled seawater

Fig 3.4 Heat transfer coefficient of six types of tube using R22 with respect to the velocity of chilled seawater

Fig 3.5 Heat transfer coefficient of six types of tubes using R134a with respect to the heat flux

Fig 3.6 Heat transfer coefficient of six types of tubes using R22 with respect to the heat flux

Fig 3.7 Heat transfer coefficient of six types of tubes using R134a according to evaporation temperature of refrigerant

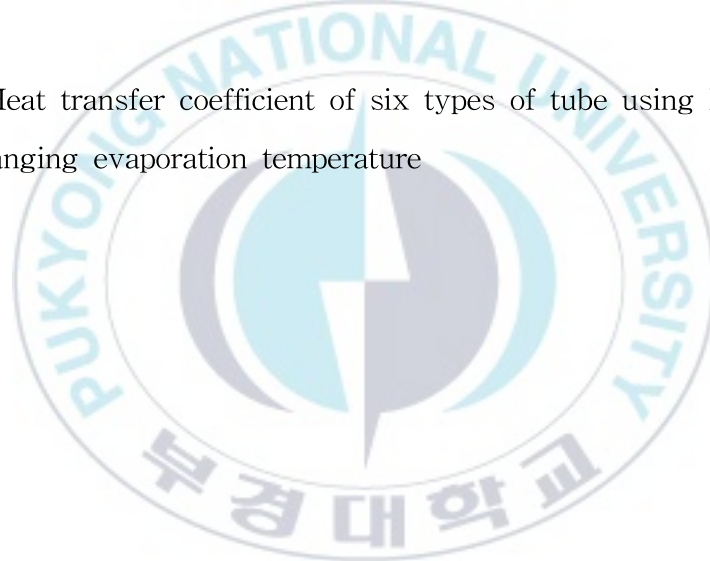
Fig 3.8 Heat transfer coefficient of six types of tubes using R22 according to evaporation temperature of refrigerant

Fig 3.9 Heat transfer coefficient of six types of tubes using R134a according to inlet temperature of chilled seawater

Fig 3.10 Heat transfer coefficient of six types of tubes using R22 according to inlet temperature of chilled seawater

Fig 3.11 Heat transfer coefficient of six types of tube using R134a a changing evaporation temperature

Fig 3.12 Heat transfer coefficient of six types of tube using R22 a changing evaporation temperature



List of tables

Table 2.1 Meaning of abbreviation

Table 2.2 Detailed measurements of the fpi 26 low-fin tube

Table 2.3 Detailed measurements of the TC tube

Table 2.4 Detailed measurements of the TCN tube

Table 2.5 Detailed measurements of the titanium plain tube

Table 2.6 Specifications of instruments

Table 3.1 Experimental analysis conditions

NOMENCLATURE

SYMBOLS



A	Area	[m ²]
d	Pipe size	[m]
G	Flow rate	[kg/h]
h	Heat transfer coefficient	[kW/m ² ·K]
k	Thermal conductivity	[kW/m·K]
L	Characteristic length	[m]
M	Molar weight	
P	Pressure	[kPa]
q	Heat flux	[kW/m ²]
Q	Heat capacity	[kW]
R	Roughness	
T	Temperature	[K]
U	Overall heat transfer coefficient	[kW/m ² ·K]

DIMENSIONLESS NUMBERS

Re	Reynolds number
Nu	Nusselt number
Pr	Prandtl number

GREEK SYMBOLS

Δ	Difference	
ρ	Density	[kg/m ³]
μ	Dynamic viscosity	[kg/m·s]
v	Velocity	[m/s]
Φ	Heat flux	[W/m ²]

SUBSCRIPTS

cw	Chilled water
e	Evaporating
i	In
LMTD	Logarithmic mean temperature difference
o	Outer
r	Reduced
w	Wall

제 1 장 서 론

1.1 연구배경

수산업은 이전의 해양산업과 관련한 기술로는 여러 해양환경 문제로 한계가 있다. 특히나 해양환경은 육상에서의 오염과 달리 광역적이고 지속성을 가지고 있어 여러 수산 자원의 피해를 입히게 된다.[1] 그리고 지구온난화로 인하여 해수의 온도 상승, 해수 표면 상승 등으로 인하여 직, 간접적으로 수산업에 많은 피해를 주고 있다.[2]

이를 극복하기 위하여 여러 방면으로 기술 개발에 힘쓰고 있다. 이 중에서 최근 해수냉각 시스템에 대한 연구가 진행되고 있다. 해수냉각시스템이란 어선에 냉각시스템을 설치하여 해수를 직접 냉각시켜 어획물을 저장하는 것을 말한다. 어선에서 어획물 저장시 기존의 육상빙을 이용한 저장을 하게 된다면 어획물의 신선도 및 육상빙 구매 및 이동으로 인한 경제적 손실이 따른다.[3] 이러한 문제점을 해결할 수 있는 해수냉각시스템은 최근 해수 온도에 따라 시스템 성능, 중간기 열원수 온도에 따른 시스템 성능을 분석하는 등의 연구가 활발히 진행되고 있다.[4][5] 이러한 시스템 성능 등에 대한 활발한 분석에 따라 이 시스템에 사용되는 열교환기에 대한 열전달적 성능 분석 또한 필요한 실정이다. 선박에 설치되는 열교환기는 사이즈의 문제가 있기에 이러한 부분을 해결하기 위하여 동일 사이즈에서 높은 열교환 성능을 가지는 만액식 증발기에 대한 연구가 필요하다. 기존의 만

액식 증발기에 대한 열전달 성능 분석은 강관, 동관 등의 해수에 부식성이 있는 재질의 관을 이용하여 해수냉각 시스템에 적절한 자료로 사용 될 수 없었다. 그래서 기존의 만액식 증발기가 아닌 해수에 부식성이 없는 알루미늄과 카파니켈을 이용하여 만든 관을 적용한 만액식 증발기에 대한 열전달 특성 연구가 진행되었다.[6] 이러한 연구를 바탕으로 하여 여러 냉매 및 관의 여러 형상에 따른 열전달 성능을 연구함으로써 이후 해수냉각 시스템에 적용되는 전열관을 삽입한 만액식 증발기 설계에 사용될 수 있는 기초 자료가 요구 된다.

1.2 종래연구

해수냉각시스템의 필요성이 대두되고 있는 만큼 향후 연구에 바탕이 될 수 있는 기존의 연구를 분석하였다. 열교환기에 대한 열전달 성능에 대한 기존의 연구는 많이 이루어졌지만 해수를 적용하는 만액식 증발기에 대한 연구는 부족한 실정이다. 그래서 기존의 만액식 증발기의 전열 촉진관에 대한 열전달 성능에 대해서 분석한 연구에 대해서 데이터의 수치 및 경향을 참고하였다.

이번 실험을 진행하기 위하여 1.1절에서 언급한 Kang[6]의 연구를 기본으로 하여 진행하였다. Kang[6]은 해수냉각시스템용 만액식 증발기의 열전달 특성에 관한 실험적 연구를 진행하였다. 기본적으로 만액식 증발기와 해수를 이용하기 위해 Al-brass 재질과 Copper-nikel 재질에 대해서 열전달 성능 특성을 나타내었다.[6] Byun은 낮은 GWP 수치를 가지는 냉매들에 대해서 만액식 증발기내 전열촉진관을 적용하여 열량 및 Reynolds 수에 따른 비등열전달 계수를 측정하였다.[7] 또한 Lee는 만액식 증발기 내

에 전열촉진관의 핀 형상에 대해서 비등열전달 계수를 측정하고 임계 열유속까지의 풀 비등 열전달 계수를 측정하여 비등곡선에 대한 이론을 실험적으로 나타내었다.[8] 또한 Park은 만액식 증발기내 전열 촉진관의 열전달 및 비등 이력현상 특성에 관한 실험적 연구를 하였다. 이 연구에서는 관내 마찰계수를 측정하여 관내의 비등열전달 계수 및 Wilson plot법을 이용하여 외측 열전달 계수를 측정하였다.[9] 그리고 Hwang 등은 티타늄 가공관의 열전달 및 압력강하 특성에 관한 실험적 연구를 진행하였다. 이 연구에서는 직접 관 벽의 온도를 측정하여 관외 응축열전달 계수 및 총괄열전달계수를 나타내었다.[10] 그리고 Heo 등은 티타늄 평활관 및 전열촉진관에서 R-134a의 관외측 풀비등 열전달 특성에 대한 연구를 진행하였으며 다양한 상관식에 대한 실험값의 정확도를 증명하였으며, 열유속에 따른 외측 비등열전달 계수를 측정하였다.[11] 또한 냉매측 열전달 계수를 측정할 수 있는 상관식을 제시한 Cooper는 만액식 증발기에서 적용될 수 있는 열전달 특성을 정리하였다.[12] 또한 Dittus, F.W., and Boelter, L.M.K.은 열전달에서 누셀수와 레이놀즈 프란틀수의 관계를 증명하여 상관식(2-8)으로 제시하였다.[13] Cha는 Wilson plot법을 이용하여 만액식 고효율 증발 전열관의 열전달 실험적 연구를 하였다.[14] 또한 Yoon은 Al-brass와 Copper 재질의 19 low-fin 형상의 외측 열전달 계수를 계산하여 이 연구의 선임 연구로 활용 되었다.[15]

1.3 연구목적

1.1절에서 언급한 것과 같이 해수냉각시스템의 필요성이 대두되고 있는 실정에서 이에 필요한 만액식 증발기의 설계에 대한 기초자료와 전열축진을 위해 면적 증가 및 핀 형상에 의한 열전달 성능에 미치는 영향을 분석할 것이다. 기존의 만액식 증발기에 대한 열전성능을 나타내는 연구는 많았으나 해수를 이용할 수 있는 관에 대하여 전열 성능을 나타내는 연구는 부족한 실정이다. 이러한 부족한 상황을 보완하고 향후 해수냉각시스템에 적용될 수 있는 기초자료를 마련할 것이다.

구체적으로 여러 가지 전열 축진관 및 해수에 내식성을 가지는 재질인 Al-brass, Copper-nikel, Titanium으로 실제 해수냉각시스템에서 사용되는 냉매인 R22와 R134a에 대하여 유속 및 유량 그리고 열량에 대한 최적의 열전성능을 찾는다. 또한 기본 평활관에 대비 열전성능의 비교를 통하여 향후 설계 시 경제성에 대한 고찰이 가능할 것이며, 실제 어획물의 저장 조건 및 해역 온도에 따른 해수의 온도별 외측열전달 성능을 연구함으로써 시스템 성능 연구에도 도움이 될 수 있는 자료를 확보하는 것에 목적이 있다.

제 2 장 실험 장치 및 방법

2.1 실험장치

2.1.1 전열 촉진관

이전의 연구들[6][15]에서는 Al-brass Low-fin 관의 전열 성능이 가장 우수하였다. 따라서 기존의 연구와 비교 분석하기 위하여 Al-brass 재질을 유지하며 기존의 19fpi 전열관을 Fig 2.1와 같이 26fpi 전열관으로 교체하였다. 또한 해수가 통과하는 내측에 전열 면적의 증가 위해 45도 기울기의 홈 또한 추가 되었다. 이러한 관을 Al-brass Turbo chill Low-fin(26)이라고 향후 TC 관이라고 통칭하며 Fig 2.2와 같다. 그리고 이러한 TC 관에 추가적인 외표면적 증가를 위해 핀 하나에 약 0.5mm 간격으로 톱니바퀴 모양의 홈을 만든 관을 Al-brass Turbo chill notched Low-fin(26)이라고 하며 향후 TCN 관이라고 통칭하며 Fig 2.3와 같다. 그리고 낮은 전열성능을 보이지만 높은 내식성으로 해수용 열교환기 제작에 사용되는 Titanium 재질의 평활관을 제작하여 열전달 성능을 측정하였다. 실험에 사용된 19fpi, 26fpi, TC, TCN, 평활관의 재질별 외표면 및 단면은 Fig 2.5에 나타내었다. 각 관의 구체적인 치수는 Table 2.2 ~ 2.5에 나타나 있으며 수식에 필요한 외측, 내측 열전 면적은 Fig 2.6 인 3D CAD 프로그램 CATIA V.5 [16]로 계산하였다.

Table 2.1 Meaning of abbreviation

FOD	Outside diameter of finned section
FUT	Wall thickness of finned section
FH	Height of fin
RH	Ridge (Height of Rib)
RN	Ridge (Number)
RA	Ridge (Angle)
N	Notch
OD	Outside diameter of unfinned section
T	Wall thickness of unfinned section
L1	Plain end length (Left side)
L2	Plain end length (Right side)
L	Total length

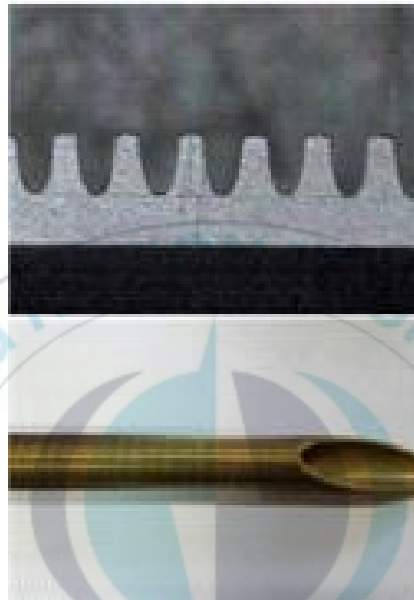


Fig 2.1 Shape of the fpi 26 low-fin tubes used in the flood-type evaporator

Table 2.2 Detailed measurements of the fpi 26 low-fin tube

Finned Section (mm)				Unfinned Section (mm)				
FPI	FOD	FUT	FH	OD	T	L1	L2	L
26	15.47	0.73	0.85	15.86	1.24	102	103	1,201



Fig 2.2 Shape of the TC tubes used in the flood-type evaporator

Table 2.3 Detailed measurements of the TC tube

Finned Section (mm)						Unfinned Section (mm)					
FPI	FOD	FUT	FH	RH	RN	RA	OD	T	L1	L2	L
26	15.47	0.73	0.85	0.154	10	45°	15.86	1.24	102	103	1,201

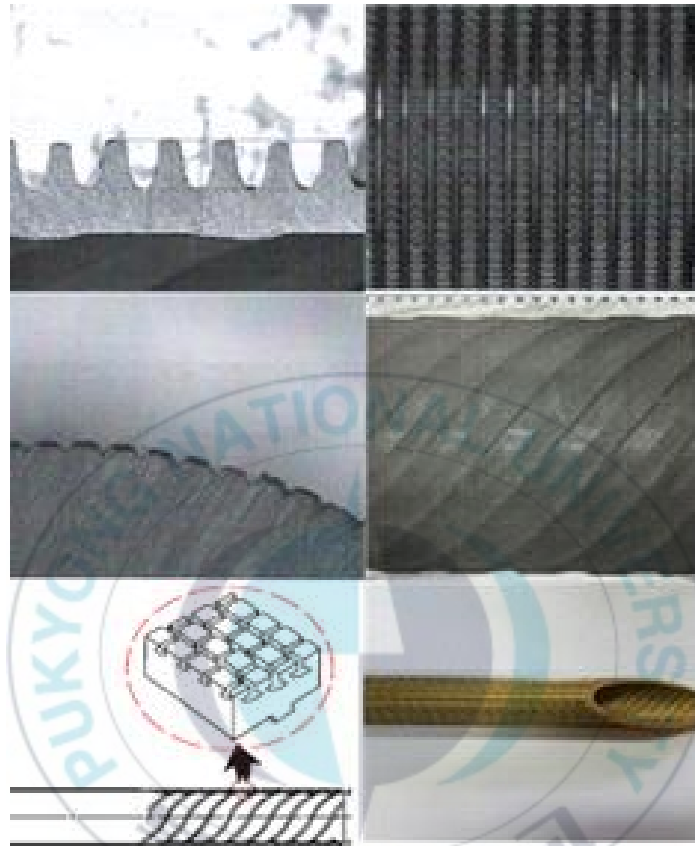


Fig 2.3 Shape of the TCN tubes used in the flood-type evaporator

Table 2.4 Detailed measurements of the TCN tube

Finned Section (mm)							Unfinned Section (mm)					
FPI	FOD	FUT	FH	RH	RN	N	RA	OD	T	L1	L2	L
26	15.47	0.73	0.85	0.14	10	0.15	45°	15.87	1.24	102	103	1,201



Fig 2.4 Shape of the TCN ubes used in the flood-type evaporator

Table 2.5 Detailed measurements of the titanium plain tube

Unfinned Section (mm)		
OD	T	L
15.88	0.8	1,200

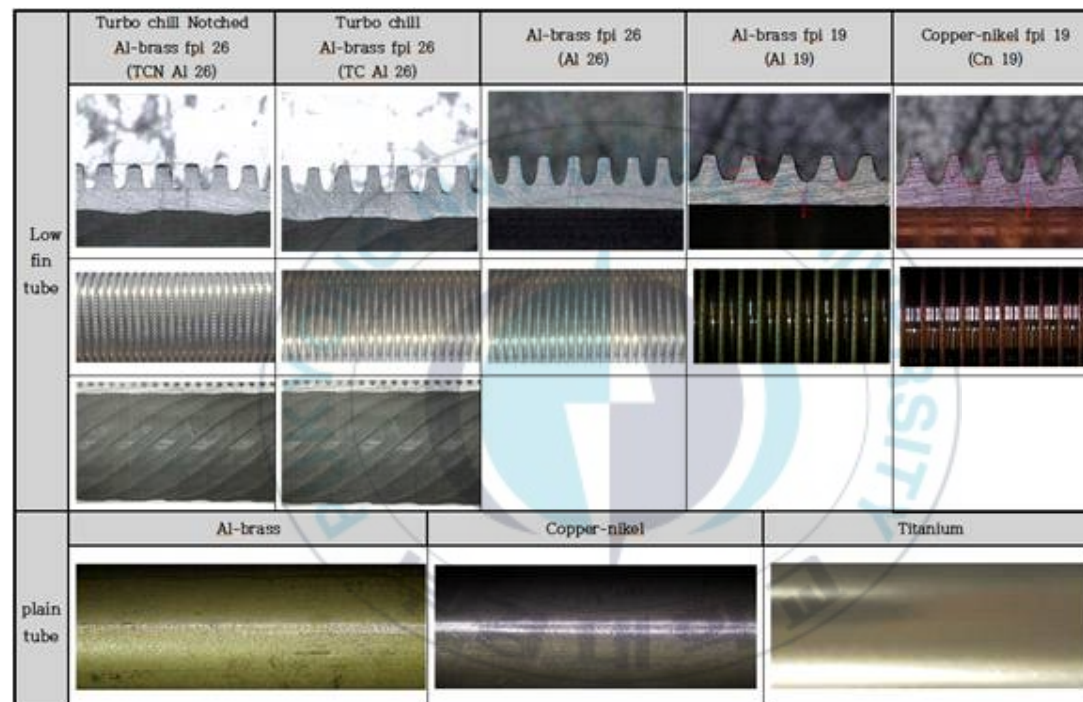


Fig 2.5 Photograph of the shape of the plain and low-fin tubes in the flooded-type evaporator

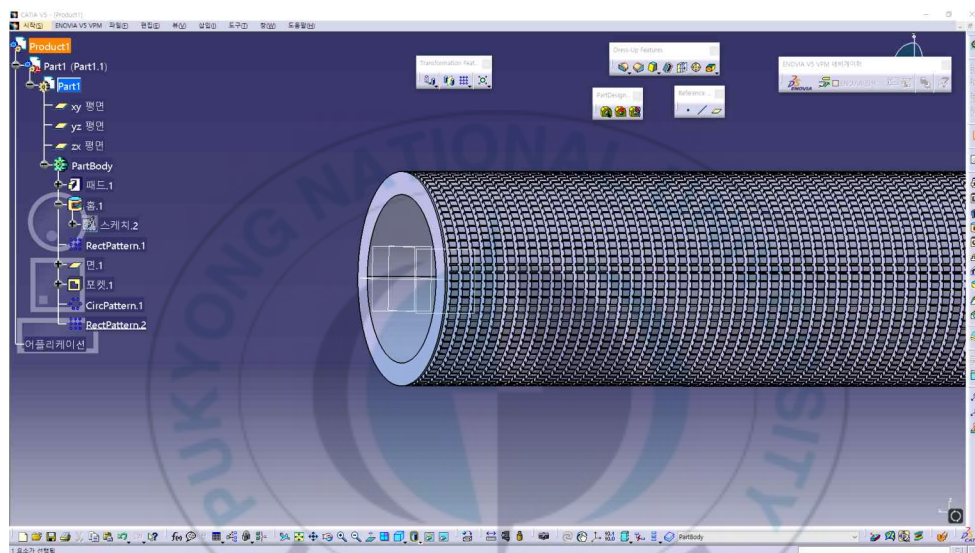


Fig 2.6 TCN tube(26) heat transfer area with calculation of CATIA [16]

2.1.2 만액식 증발기

만액식 증발기의 형상 및 치수는 Fig 2.7을 통하여 확인할 수 있다. 전열 촉진관의 열전달 성능을 나타내기 위해서는 다양한 관마다 동일 조건을 바탕으로 실험을 진행하여야 하였으며, 이를 위해 하나의 만액식 증발기에 수평 위치로 여러 전열관을 삽입하였으며 이는 외부 주름관으로 되어있는 해수관에 연결될 수 있도록 피팅 부속품이 연결되어있다. 또한 만액식 증발기 내 전열관의 길이는 1m이며, 증발기 하부의 액 공급관과 상부의 증기관의 직경 차이는 냉매 액과 증기의 비체적의 차이에 근거한다. 냉매액의 수위는 두 개의 sight glass를 통하여 관찰할 수 있다. 그리고 증발기 상부, 하부에 압력센서와 온도센서를 삽입하여 냉매액과 냉매증기의 압력과 온도를 측정할 수 있도록 하였다.

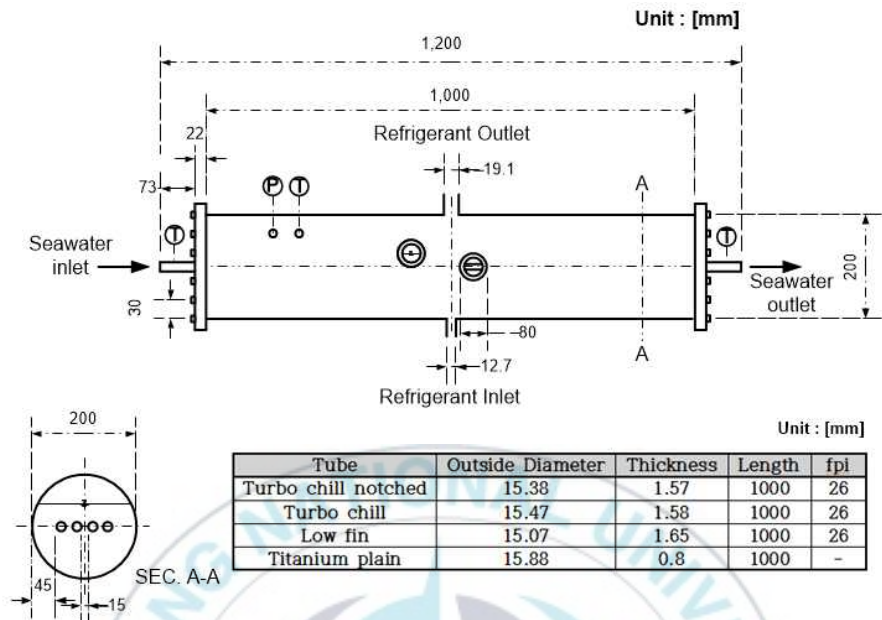


Fig 2.7 Flooded type evaporator design and tubes measurements
[15]

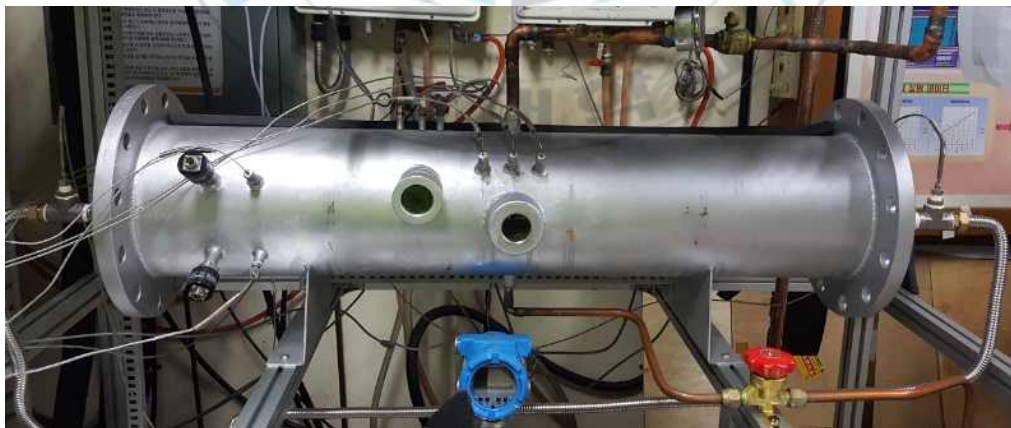


Fig 2.8 Flooded type evaporator of production

2.1.3 P&ID

만액식 증발기 내의 전열 촉진관의 열전달 성능을 측정하기 위하여 다음과 같은 장치를 구성하였다. 냉매 순환부와 해수 순환부가 있으며 이 두 유체의 순환은 펌프를 통하여 이루어진다. 또한 항온조를 이용하여 저온 브라인을 이중관 열교환기로 보내고 냉매 증기와 열교환 하여 냉매 액이 되어 수액기로 들어간다.

만액식 증발기로 들어가는 해수입구 온도는 해수탱크에 설치되어 있는 히터를 인버터제어로 조절하여 일정하게 유지한다. 또한 질량유량계와 밸브를 통하여 일정 유속을 조절할 수 있도록 하였다. 냉매의 증발온도를 조절하기 위하여 이중관 열교환기에서 열 교환하는 저온 브라인(약 -20℃)의 양을 밸브로 조절하여 냉매 액의 온도를 조절한다. 또한 sight glass를 통하여 냉매 수위를 관찰하며 일정 수준을 유지할 수 있도록 증발기로 공급되는 냉매 액 밸브를 조절하였다.

증기압축 사이클이 아닌 단순한 열교환기의 성능을 나타내기 위한 장치이므로 펌프를 이용하여 냉매액, 해수를 유동시켰다. 단, 이중관 열교환기가 수액기와 증발기보다 높은 위치에 있어 증기와 액의 밀도 차이로 인한 순환이 이루어지고 있다. 이후 수액기에서 증발기로의 냉매액 공급은 펌프를 이용하여 순환시키고 있으며 바이패스 배관을 통하여 냉매 액 공급을 원활히 할 수 있게 하였다.

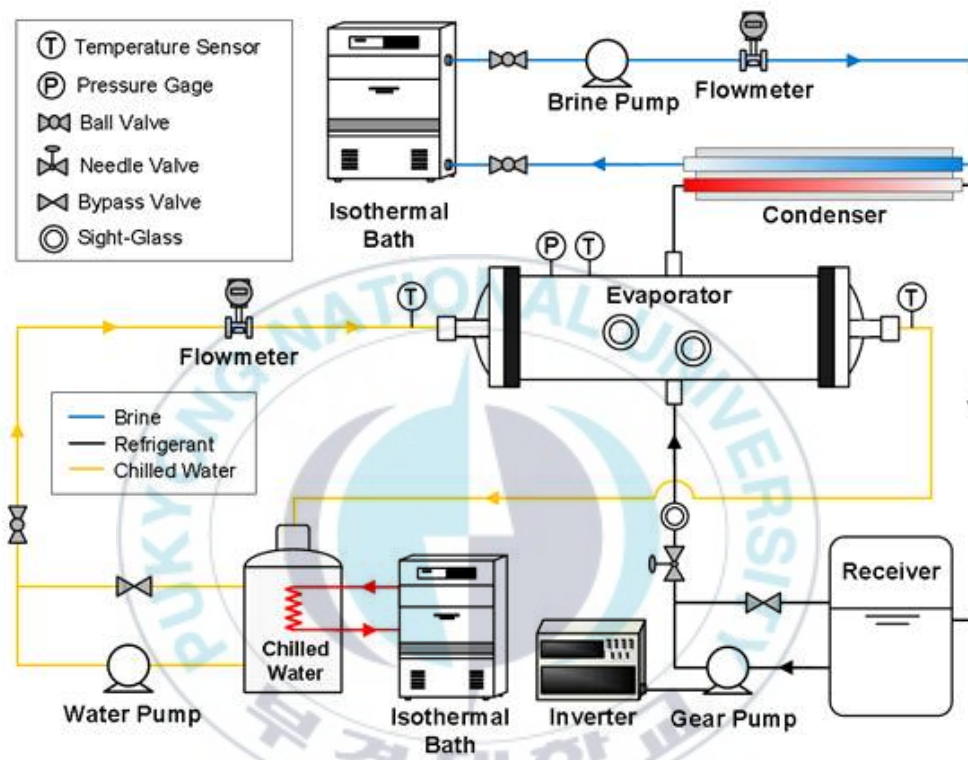


Fig 2.9 Experimental devices for assessing the boiling heat transfer of the flood-type evaporator [15]



Fig 2.10 Experimental apparatus of flooded
type evaporator

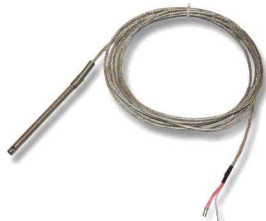
2.2 실험장치 구성 및 계측 장치

기존의 해수냉각시스템용 만액식 증발기의 열전달 특성에 관한 실험적 연구[6]의 실험 장치를 활용하였다. 만액식 증발기, 이중관식 열교환기, 수액기, 기어펌프, 펌프, 히터, 항온조, 유속계, 압력센서, 온도센서를 이용하였으며 구체적인 성능은 Table 2.6을 통하여 알 수 있다.

Table 2.6 Specifications of instruments

Flooded evaporator		
Shell		
Size	$\Phi 200.3 \times 1054L(mm)$	
Working fluid	R134a, R22	
Tube		
Size	$\Phi 15.88 \times 1000L (mm)$	
Material	Al-Brass, Titanium	
Number of tubes	4(EA)	
Shape	Plain, Low-fin	
Working fluid	Seawater	
Condensor [6]		
Material	Titanium	
Resist test pressure	33(R), 10(W) (kg/cm ²)	
Design pressure	22 (kg/cm ²)	

Receiver		
Model number	Busung BRV-150	
Volume	14(L)	
Material	SPFS370	
Fusible plug	72(℃)	
Resist test pressure	2.42(MPa)	
Gear pump[6]		
Model number	Tuthill DDS1.2	
Differential pressure	9.7 (3500RPM) (bar)	
System pressures	34.5(bar)	
Material	SUS316	
Temperatures	-46 ~ 176(℃)	
Speed	5,000(Max)(RPM)	
Viscosity	0.3 ~ 2000(cps)	
Seawater pump[6]		
Model number	Wilo PU-S600M	
Pump power	600(W)	
Tatal head	15(m)	
Maximum suction lift	8(m)	
Maximum pump capacity	17,000(1/m)	
Heater		
Type	Flange	
Heating capacity	5(kW)	
Material	SUS316	

Constant low temperature bath		
Cooling capacity	8(kW)	
Temperatures	-50 ~ 0(℃)	
Flowmeter[6]		
Model number	TBF-III-AD	
Fluid	Sea water	
Material	SUS316	
Flow range	2.84 ~ 28.39(LPM)	
Pressure sensor[6]		
Model number	PSCE0030KCPJ-C R	
Output	1~5(VDC)	
Pressure range	30(kgf/cm ² abs)	
PT-100Ω[6]		
Model number	SS-3105/SS3109 R/B 3P PT-100Ω	
Temperature range	-200~600(℃)	

Data logger[6]		
Model number	YOKOGAWA MX-100	
Number of channels	20(EA)	



2.3 실험 방법

기존의 냉매 측 열전달 측정 실험을 위한 장치 Fig 2.10 을 활용한 이후 해수 측의 전열 축진관을 교체하여 실험을 진행하였다. 냉매 R134a와 R22를 사용하기 때문에 냉매 교체 시 절대 진공에 가깝게 진공을 잡은 이후 냉매를 주입하였으며, 위치는 하부의 수액기에 주입하였다.

냉매 측의 열전달 특성을 나타내기 위하여 해수 측의 입·출구 온도와 유량을 측정하였으며 냉매 측은 만액식 증발기 셀 하단 측 냉매액 압력과 온도, 셀 상단 측 냉매 증기온도를 측정하였다.

이러한 측정값들을 통하여 관의 직경에 알맞은 해수의 입구 유속별 외측 열전달계수, 열유속별 외측 열전달계수, 어획물이 포획되는 해역 근처 온도 영역별 외측 열전달계수, 어획물 저장 온도에 맞는 해수 온도를 공급하기 위한 냉매온도별 외측 열전달계수, 또한 냉매의 증발 온도와 해수 측 입구 온도 차이를 10°C 로 고정시켜 열교환량을 일정하게 했을 때 온도레벨을 상승시켰을 때의 외측 열전달계수를 측정하였다.

먼저 인버터 제어를 통해 펌프의 회전수를 조절하여 냉매 공급량을 일정하게 해주었으며, 해수 전열관의 열교환으로 증발되는 냉매만큼의 양은 수액기에서 증발기로 연결되어있는 밸브를 조절하여 냉매 수위를 일정하게 하였다. 또한 인버터 제어를 통하여 해수 탱크의 히터용량을 제어하여 해수 입구 온도를 일정하게 조절할 수 있도록

록 하였다. 그리고 전열관 교체 전 4가지 전열 촉진관, 교체 후 4가지의 전열 촉진관에 대하여 실험을 진행 할 수 있도록 하였다.

쿠파 상관식 실험에서는 냉매 증발온도 0°C 해수 입구온도 10°C 로 고정한 이후 해수 유속을 $0.6 \sim 2.1\text{m/s}$ 로 0.3m/s 간격으로 측정된 값으로 열유속별 외측 열전달 계수를 측정하여 실험값과 상관식 값을 비교하였다. 해수 유속을 해수 유속별 외측 열전달 계수 측정 실험에서는 냉매 증발온도 0°C 해수 입구온도 10°C 로 고정한 이후 해수 유속을 $0.6 \sim 2.1\text{m/s}$ 로 0.3m/s 간격으로 관별 6개의 측정데이터를 나타냈다. 해수 입구 온도별 외측 열전달 계수 측정 실험에서 해수 유속은 해수 유속 별 실험결과 값으로 가장 효율적인 유속 1.8m/s , 냉매 증발 온도는 0°C 로 고정하여 실험하였다. 해수 온도를 $5 \sim 15^{\circ}\text{C}$ 로 2°C 간격으로 관별 6개의 측정데이터를 나타냈다. 냉매 증발 온도별 외측 열전달 계수 측정 실험에서는 마찬가지로 효율이 가장 좋은 해수 유속 1.8m/s 로 고정하였으며, 해수 입구온도는 10°C 로 고정하였다. 이후 냉매 증발 온도를 $-5 \sim 5^{\circ}\text{C}$ 로 2°C 간격으로 관별 6개의 측정데이터를 나타냈다. 일정 온도차에 따른 외측열전달 실험은 해수 유속 1.8m/s 로 고정한 이후, 냉매 증발 온도를 $-5 \sim 5^{\circ}\text{C}$ 로 2°C 간격으로 해수 입구온도와의 온도차가 10°C 로 고정하여 외측 열전달 계수를 측정하였다.

2.4 데이터 해석

먼저 식 (2-1)은 실험 데이터와의 신뢰성 비교를 위한 쿠퍼상관식[12] 이다.

$$h_o = (1.7)55P_r^{0.12-0.4343\ln R_p}(-0.4343\ln P_r)^{-0.55}M^{-0.5}\Phi^{0.67} \quad (2-1)$$

아래의 Wilson plot법[14]을 이용하여 외측 열전달 계수를 구한 식과 비교하기 위하여 reduced pressure, Roughness, heat flux, molar weight을 대입하여 외측 열전달 계수를 측정하는 식이다.

식 (2-2)은 해수 측의 입·출구 온도와 정압비열, 질량유량을 통하여 증발열량을 측정하는 식이며 이를 통해 전열관의 외측 전열면적으로 나누게 되면 열유속을 구할 수 있다.

$$Q_e = G_{cw}C_{p,cw}(T_{cw,i} - T_{cw,o}) \quad (2-2)$$

식 (2-3)는 (2-2)에서 구한 증발열량과 외측 표면적과 대수평균온도차(LMTD)를 이용하여 총괄열전달 계수를 구하는 식이다.

$$U_o = \frac{Q_e}{A_o \cdot \Delta T_{LMTD}} \quad (2-3)$$

이때, 대수평균온도차(LMTD)를 구하는 식은 식 (2-4)와 같으며 해수 측의 입구온도와 냉매 측의 증기 온도차와 해수 측의 출구 온도와 냉매 측의 액 온도차 값으로 구한다.

$$\Delta T_{LMTD} = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln\left(\frac{\Delta T_1}{\Delta T_2}\right)} \quad (2-4)$$

$$\Delta T_1 = T_{cw.i} - T_{e.o} \quad (2-5)$$

$$\Delta T_2 = T_{cw.o} - T_{e.i} \quad (2-6)$$

다음으로 관성력과 점성력의 비를 나타낸 무차원수 Reynolds number (2-7)와 유체와 고체 표면 사이에서 열을 주고받은 비를 나타낸 무차원수 Nusselt number (2-8)[13], (2-9)를 통해 해수측 열전달 계수를 계산할 수 있다.

$$Re_i = \frac{\rho v L}{\mu} \quad (2-7)$$

$$Nu_i = 0.023 Re^{4/5} Pr^{0.3} \quad (2-8)$$

$$Nu_i = \frac{h_i L}{k} \quad (2-9)$$

마지막으로 이와 위의 식들로 구한 해수 측 열전달 계수와 총괄 열전달 계수를 통하여 냉매 측 열전달 계수를 계산할 수 있는 식(2-10)이다. 이 값들 이외에도 전열관의 열전도 저항이 필요하며 이는 식 (2-11)이다. 또한 물성치는 상용프로그램인 REFPROP Version 8.0[17]

$$\frac{1}{U_o A_o} = \frac{1}{h_i A_i} + R_w + \frac{1}{h_o A_o} \quad (2-10)$$

$$R_w = \frac{\ln(d_o/d_i)}{2\pi Lk} \quad (2-11)$$

(2-1)부터 (2-11)까지의 식들로 최종 계산 값인 냉매 측 열전달 계수를 측정할 수 있다. 외측의 비등 열전달 계수를 측정하기 위해서는 외측의 온도와 냉매 유량을 직접적으로 측정하여 계산하는 것이 가장 정확한 값이지만 만액식 증발기의 특성으로 직접 측정하는 것에 대한 제약이 있다. 이를 극복하기 위해 해수 측의 입·출구 온도, 유량을 통하여 냉매 측 열전달 계수를 계산하였다.



제 3 장 결과 및 고찰

3.1 실험조건

Table 3.1은 해수전용 만액식 증발기의 외측 열전달 계수를 측정하기 위한 조건들이다. 냉매는 R134a, R22를 이용하며 냉매간의 열전달 성능을 비교하였으며, 해수 유속, 냉매 증발온도, 해수 입구 온도를 해당 조건의 변수로 하여 실험을 진행하였다.

Table 3.1 Experimental analysis conditions

Parameter	Unit	Value
Refrigerant	–	R134a, R22
Chilled seawater inlet temperature	℃	10 (5~25)
Evaporating temperature	℃	0 (-5~5)
Velocity of chilled seawater	m/s	1.8 (0.6~2.1)

3.2 실험 결과 분석 및 비교

위 언급된 실험장치와 실험을 통해 온도와 압력, 유량 등을 측정하였고, 측정된 데이터를 계산하여 결과를 그래프에 나타내었다. 결과 그래프의 분석을 통해 다음과 같은 결과들을 얻을 수 있었다.

3.2.1 Cooper 상관식 비교 실험

Copper 상관식(2-1)[12]을 이용하여 실험 데이터의 신뢰성을 검증하였다. 내측 해수의 입출구 온도와 유속, 여러 물성치를 이용하여 외측 외측열전달 계수를 구하는 Wilson plot법[14]을 Titanium plain tube의 유속변화에 따른 열유속별 열전달계수를 측정 후 Copper 상관식(2-1)[12] 값과 비교하였다. 식 (2-1)에서 P_r 은 환산압력으로 임계압력과 측정압력의 비이며 쿠퍼 상관식 적용 범위는 $0.002 \leq P_r \leq 0.9$ 이다. 또한 물증량의 범위는 $2 \leq M \leq 200$ 이며 P_r 의 실험 데이터 범위는 0.066 ± 0.005 이며, M은 R134a 경우 102.3, R22 경우 86.47로 쿠퍼 상관식에 적용할 수 있는 범위 내의 값이었다.

실험 조건은 냉매 R22, R134a의 증발온도를 0°C , 해수 유속을 $0.6 \sim 2.1\text{m/s}$ 변화시키며 실험하였다. 실험 결과, 조건 내 열유속에서 8% 내외의 오차범위에 있었으며, 실험 데이터의 정확도를 나타내는 근거가 되었다.

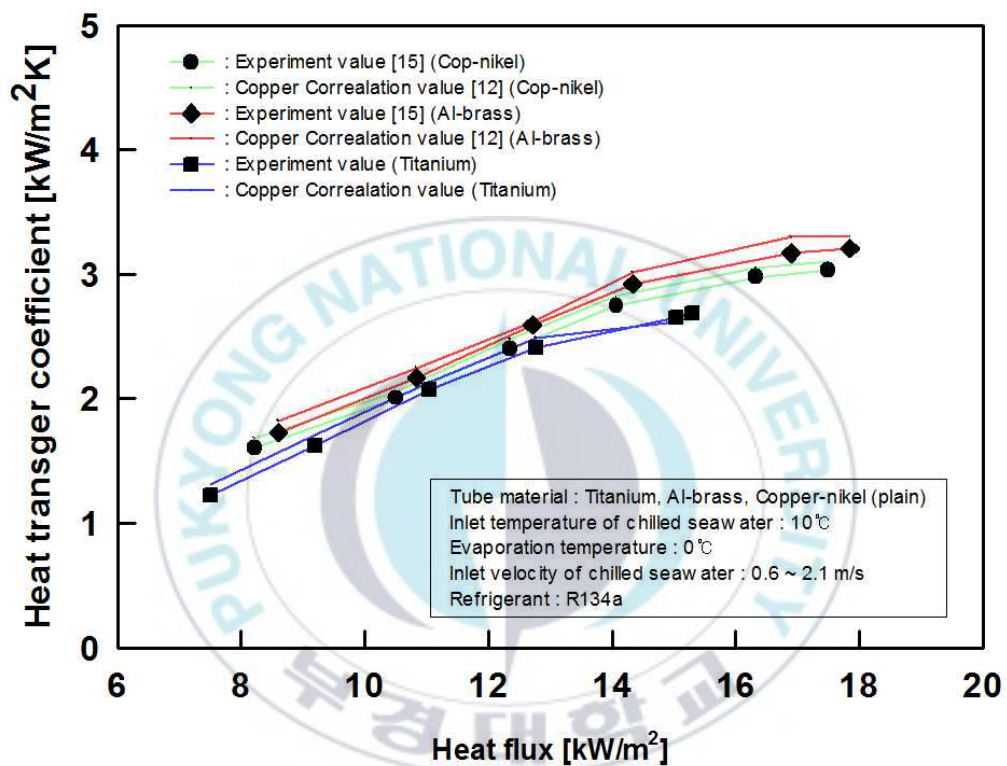


Fig 3.1 Comparison between the measured heat transfer coefficient from the experiment and the predicted value using R134a from Cooper correlation with respect to the heat flux

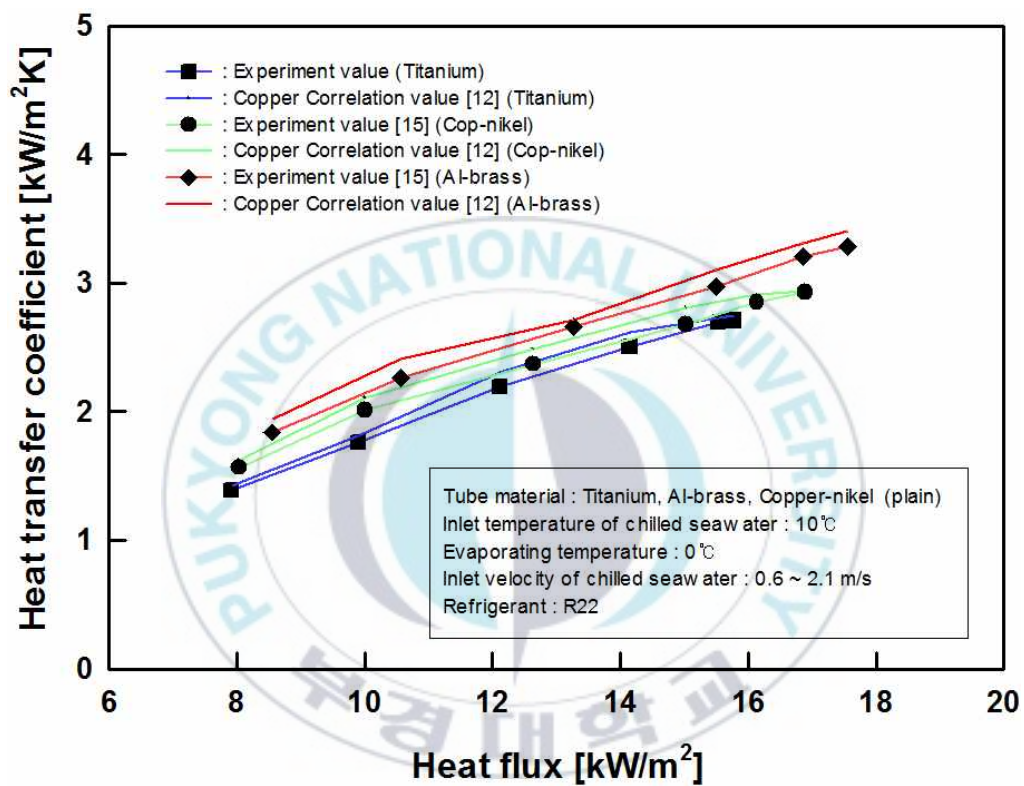


Fig 3.2 Comparison between the measured heat transfer coefficient from the experiment and the predicted value using R22 from Cooper correlation with respect to the heat flux

3.2.2 해수 유속에 따른 외측열전달 실험

Fig 3.3, Fig 3.4는 해수용 전열관의 열유속별 열전달 실험 그래프이다. 냉매는 R134a와 R22를 사용하였으며 해수 유속이 0.6 ~ 2.1 m/s에서 발생하는 외측 열전달계수를 나타낸다. 기존의 데이터[15]는 Al-brass 와 Copper-nikel 관의 평활관과 fpi 19의 외측 열전달계수이다. 추가적으로 fpi 26의 Al-brass 관과 TC관, TCN관, Titanium 평활관에 대하여 외측 열전달 계수를 측정하였다. 전체적으로는 해수유속 1.8m/s 까지는 동일한 간격으로 외측 열전달 계수가 증가하는 것을 알 수 있다. 1.8m/s 이전은 유속 증가에 따른 Reynolds 수의 증가로 인한 내측 대류열전달계수가 증가하였기 때문이다. 이후 구간에서는 관내에 해수가 일정 영역 이상일 때에 전해지는 열전달량이 한계가 있음을 의미하고 이러한 이유는 빠른 유속에 의한 관내 마찰의 증가와 동일 구간에서의 열교환이 충분한 시간 내에 이뤄질 수 없기 때문이라고 분석된다. 외측 열전달이 높은 순으로는 TCN, TC, fpi 26 Al-brass관, fpi 19 Al-brass, fpi 19 Copper-nikel, Al-brass, Copper-nikel, Titanium 평활관 순이다. 이는 외측 면적, 내측 면적, 관의 열전도율이 높은 순이다. TCN 관과 TC관의 외측 열전달 계수의 차이보다 fpi 19, 26 관의 차이 약 6%가 크며 이는 외측 표면적의 증가비율이 비슷함에도 TCN 관의 fin에 있는 Notched 즉, 톱니 모양의 홈의 깊이가 매우 낮아 열교환 면적의 증가 대비 열교환량이 증가하지는 못하였다고 판단했다. 또한 fpi 26 Al-brass 관과 TC관의 차이는 내 표면적의 증가로 인하여 물측 열교환량이 증가하였고, 내측의 핀에 의하여 층류가 아닌 난류 형성을 통하여 열교환이 더욱 잘 이뤄지게 하였다고 판단했다.

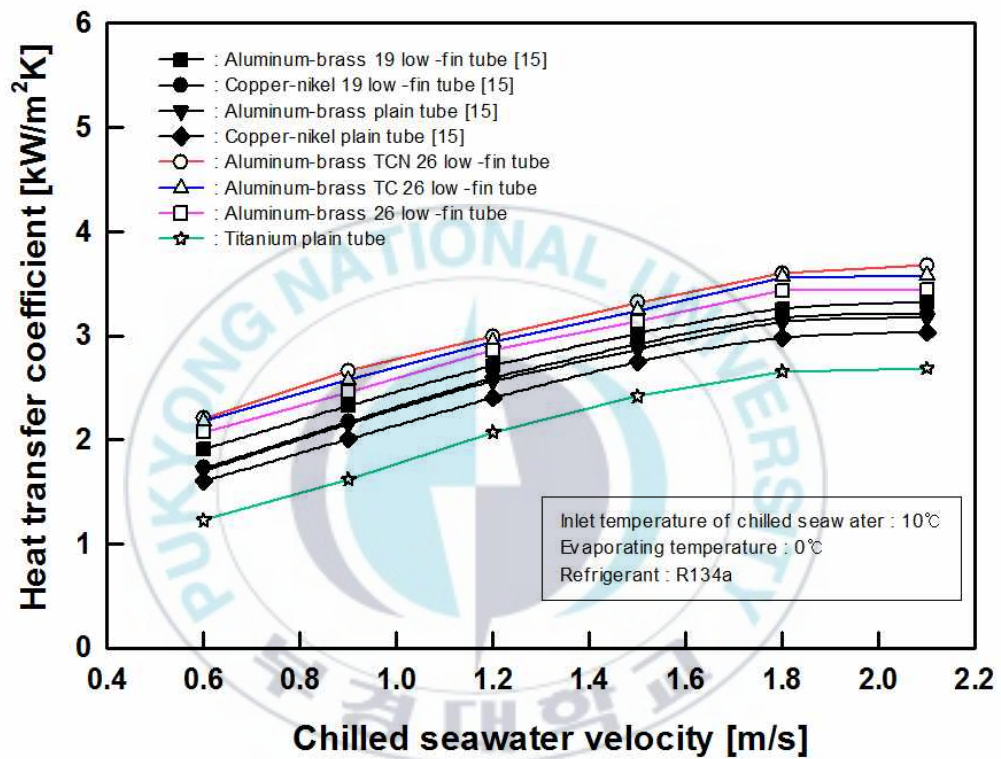


Fig 3.3 Heat transfer coefficient of six types of tube using R134a with respect to the velocity of chilled seawater

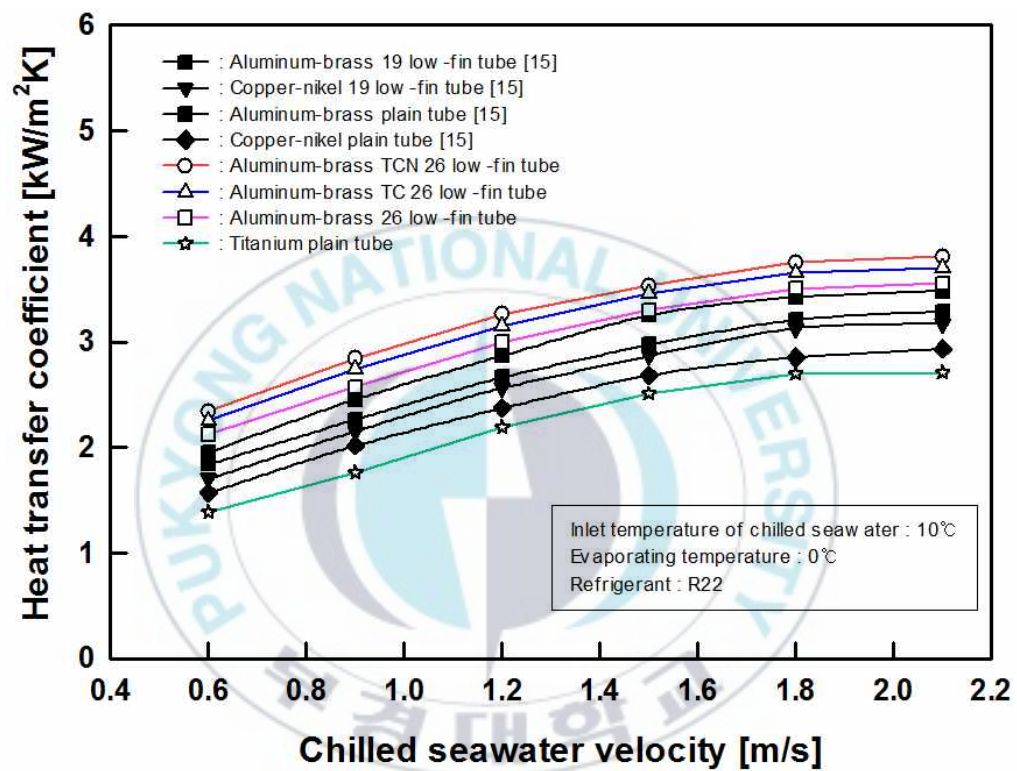


Fig 3.4 Heat transfer coefficient of six types of tube using R22 with respect to the velocity of chilled seawater

3.2.3 열유속에 따른 외측열전달 실험

Fig 3.5, Fig 3.6 은 해수용 전열관의 열유속별 외측열전달 실험 그래프이다. 냉매는 R134a와 R22를 사용하였으며 열유속은 해수 유속이 0.6 ~ 2.1 m/s에서 발생하는 관의 열량과 외측 표면적으로 구한 값의 범위이다. 이전 실험[15]과 비교하기 위하여 fpi 19 의 Aluminum-brass 재질의 low-fin, plain 두 형상의 관과 Copper-nikel 재질의 low-fin, plain 두 형상의 관의 외측열전달 계수를 나타내었고, 이번 실험을 통하여 fpi 26의 Aluminum-brass 관, TC관, TCN 관과 해수에 높은 내식성을 가지는 Titanium 관에 대하여 외측열전달을 나타내었다.

전체적인 경향으로 열유속이 증가할수록 외측열전달 계수가 증가함을 보였다. 이는 관에서의 냉매와 해수의 열교환량 증가에 따른 결과이다. 또한 전열 촉진관에 비하여 Plain 관에서는 높은 열유속을 가지는 것을 알 수 있는데 이는 외측 전열면적의 차이임을 알 수 있으며 전열면적의 증가대비 열량의 증가가 충분히 이루어지지 않았다는 것을 의미한다. 또한 TCN, TC, fpi 26의 Aluminum-brass관 동일 열유속별 외측열전달 계수가 높은 것을 확인할 수 있다. 이것은 내측 및 외측의 표면적 증가에 따른 해수의 입출구의 온도차가 증가하였기 때문이다. 해수에 대한 내식성은 우수하지만 열전도율이 Aluminum-brass관보다 80%정도 낮은 Titanium 관이 동일 유속에서의 열 유속과 외측열전달이 약 23% 낮았다. 열전도율에 비하면 크게 차이가 나지 않는데 이는 관의 두께가 Titanium 관이 더 얇아 열전달량이 향상되었기 때문이라 판단된다. 모든 경향은 냉매 R134a와 R22가 같음을 보였다.

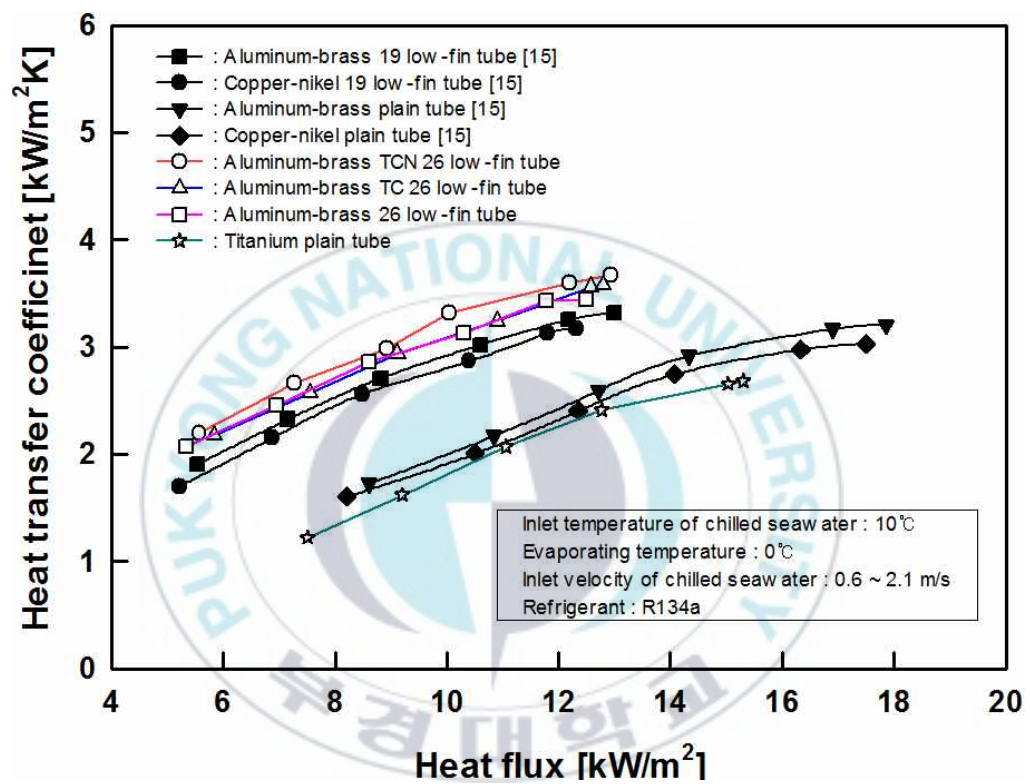


Fig 3.5 Heat transfer coefficient of six types of tubes using R134a with respect to the heat flux

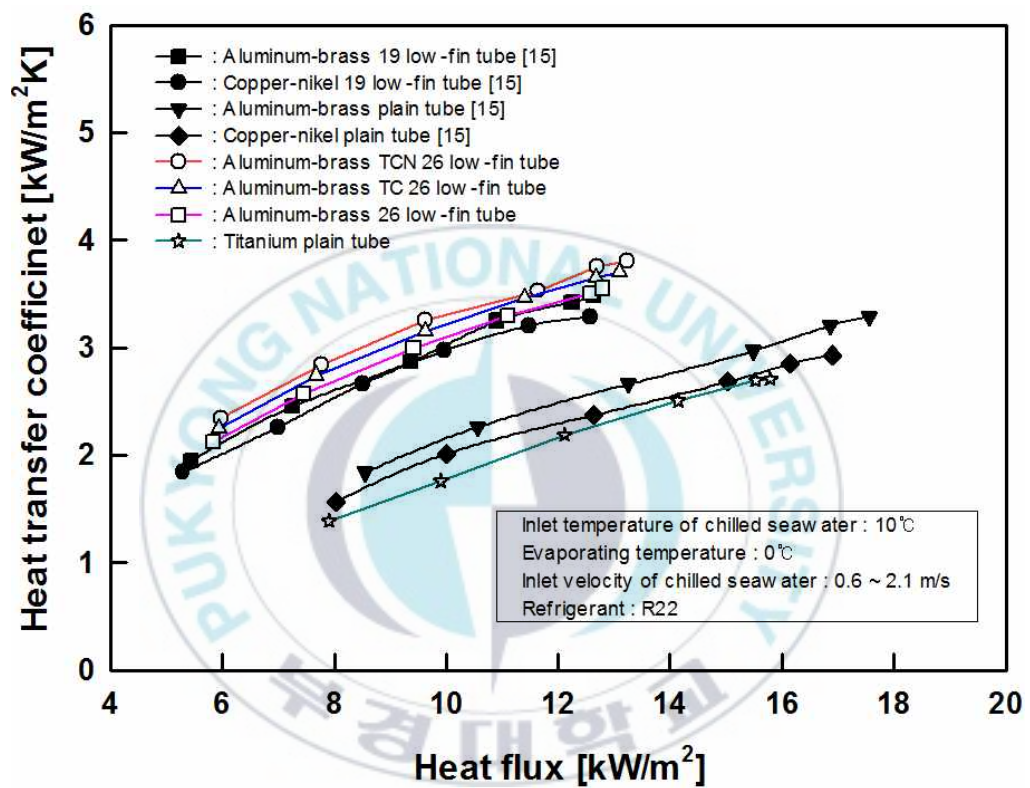


Fig 3.6 Heat transfer coefficient of six types of tubes using R22 with respect to the heat flux

3.2.4 냉매 증발온도에 따른 외측열전달 실험

Fig 3.7과 Fig 3.8은 냉매의 증발온도에 따른 각 관의 외측열전달 계수를 나타낸 그래프이다. 냉매는 R134a와 R22를 사용하였으며 해수 입구 온도는 10℃, 해수 유속은 외측열전달 계수증가폭의 감소가 시작되는 1.8m/s로 고정하였다.

이전 fpi 19의 Aluminum-brass 재질의 low-fin 관과 Copper-nikel 재질의 low-fin관에 대한 데이터[15]와 비교하러 fpi 26의 Aluminum-brass 관, TC 관, TCN 관과 해수에 높은 내식성을 가지는 Titanium 관에 대하여 외측열전달을 나타내었다. 전체적으로 냉매 증발온도가 증가함에 따라 외측열전달계수가 감소하는 것을 확인할 수 있다. 이는 해수입구 온도와의 차이 감소에 따른 열교환량이 감소되었기 때문이다.

전열 촉진관을 사용함으로써 외측 열교환 면적의 증가에 따라 열교환량이 증가하였다. 이에 따라 Aluminum-brass 19 low-fin 관의 기준 외측열전달 계수는 약 15% 증가하였다. TC 관은 27.5% TCN관은 46% 증가하였으며 Titanium plain 관은 96%, Copper-nikel 19 low-fin 관은 27% 감소하였다. 이러한 값들은 R22와 R134a 적용시 평균 값이며 두 냉매 적용시 경향은 같게 나타난다.

이러한 열교환면적에 따른 면적에 따른 외측열전달계수의 증가는 앞서 해수유속에 따른 변화에 따른 외측열전달계수보다 낮은 증가율을 보인다. 이는 유속 변화에 따른 레이놀즈수의 변화와 관내 난류의 형성이 열교환량에 큰 영향을 준다는 것으로 판단하였다.

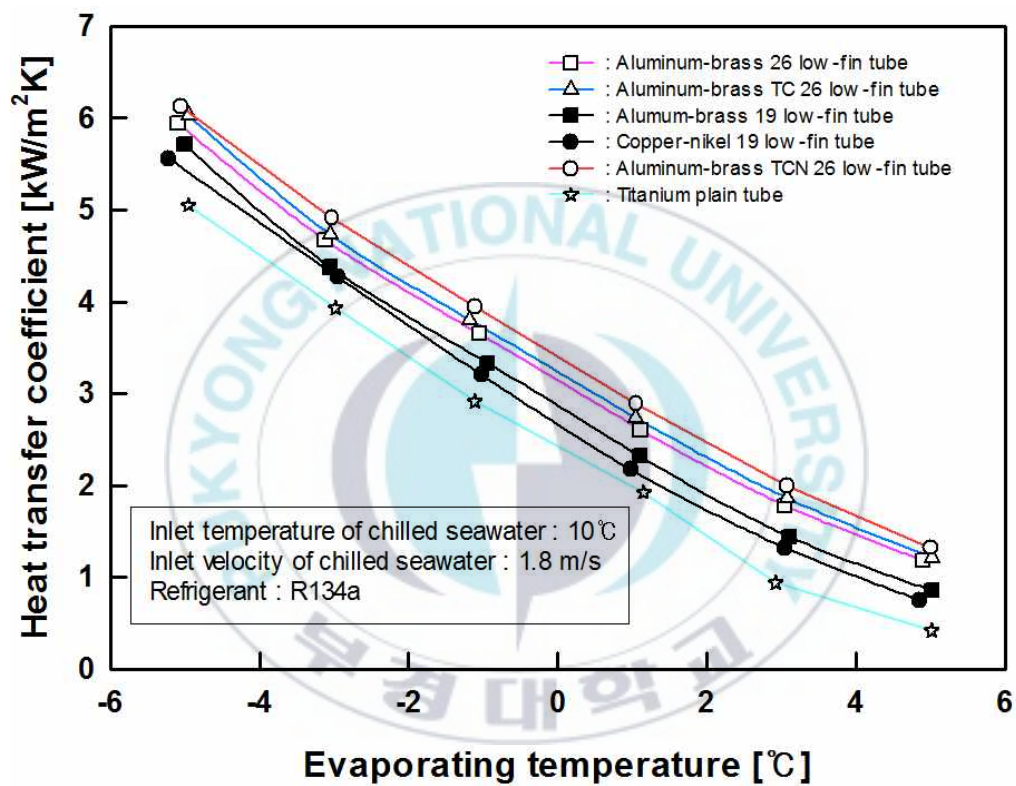


Fig 3.7 Heat transfer coefficient of six types of tubes using R134a according to evaporating temperature of refrigerant

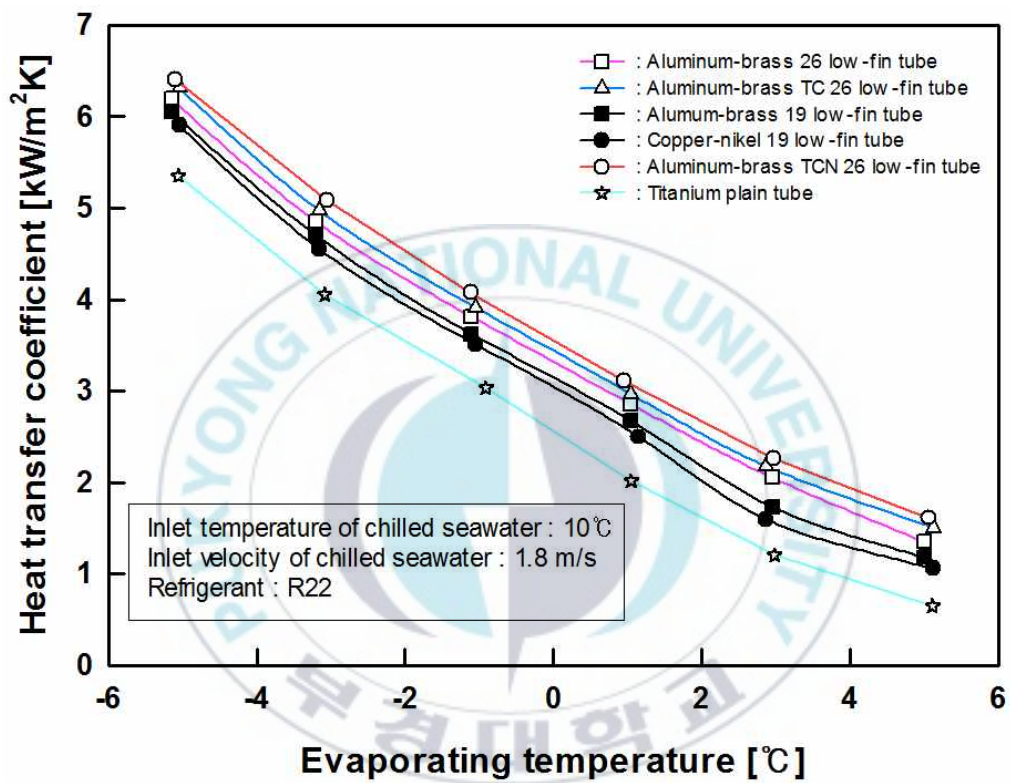


Fig 3.8 Heat transfer coefficient of six types of tubes using R22 according to evaporating temperature of refrigerant

3.2.5 해수 입구온도에 따른 외측열전달 실험

Fig 3.9와 Fig 3.10은 해수 입구온도에 따른 외측열전달 계수를 나타낸 그래프이다. 앞의 결과들과 같이 기존의 데이터[15]와 비교하였다. 전체적으로 냉매증발온도 0℃ 상태에서 해수증발온도가 증가할수록 외측열전달계수는 증가한다. 이는 냉매, 해수 두 유체 사이의 온도차가 커져 열교환량 증가의 결과이다. 또한 동일 튜브 냉매 별 열전달 계수의 차이는 11%로 R22가 높은 것으로 결과가 났으며, Al-brass 19 low-fin 관 기준으로 Titanium 관은 -96%, Copper-nikel 19 low-fin 관은 -27%, Al-brass 26 low-fin 관은 15%, TC 관은 27.5%, TCN 관은 46% 증가함을 보였다. 이는 냉매 R22와 R134a 두 냉매 적용시 평균치이며 같은 경향을 보였다. 여기서 가장 효율적인 관은 TCN 관이었으며 해수측의 온도가 증가할수록 TCN 관의 내측 강선에 의한 난류 생성으로 열교환이 좀 더 일어난다고 판단하였다. TC관 또한 내측의 강선이 있지만 TCN 관에 비해 외측의 열전면적 감소로 인한 열교환량이 감소하여 열전달 계수가 낮게 나온 것으로 확인된다.

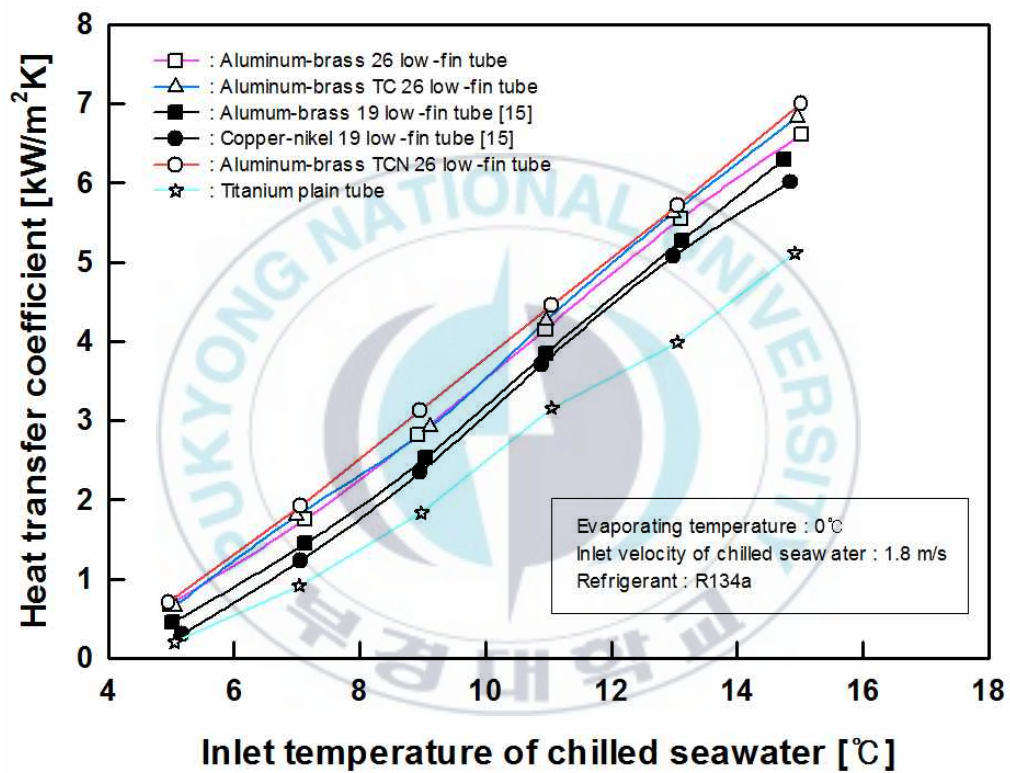


Fig 3.9 Heat transfer coefficient of six types of tubes using R134a according to inlet temperature of chilled seawater

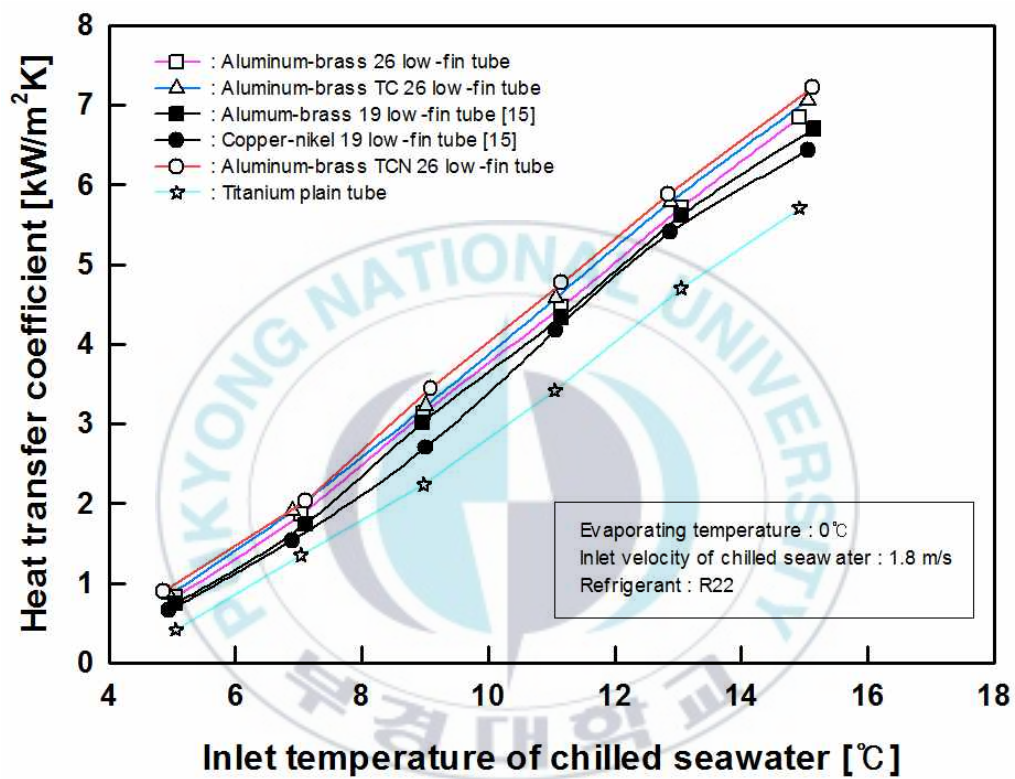


Fig 3.10 Heat transfer coefficient of six types of tubes using R22 according to inlet temperature of chilled seawater

3.2.6 일정 온도차에 따른 외측열전달 실험

일정 온도차에 따른 외측열전달 실험은 해수 유속 1.8m/s로 고정한 이후, 냉매 증발 온도를 $-5 \sim 5^{\circ}\text{C}$ 로 2°C 간격으로 해수 입구온도와의 온도차가 10°C 로 고정하여 외측 열전달 계수를 측정하였다. Fig 3.11, Fig 3.12 에서 확인 할 수 있듯이 냉매 R22, R134a 모두에서 고온레벨로 갈수록 외측 열전달 계수가 증가함을 보였다. 이는 냉매액이 고온이 될수록 압력과 온도가 증가하여 외측의 점성력 강하와 비등 열전달의 증가로 인하여 열전달 성능이 높아진다고 판단하였다. 또한 고온레벨로 갈수록 튜브 외측 형상 및 열전 면적에 영향이 커진다는 것을 알 수 있었다.

냉매 R134 적용이 관별 평균 차이는 17.34%로 냉매 R22 적용시보다 약 4% 차이로 높았으며 이는 오차범위내에 있는 것으로 판단하였다.

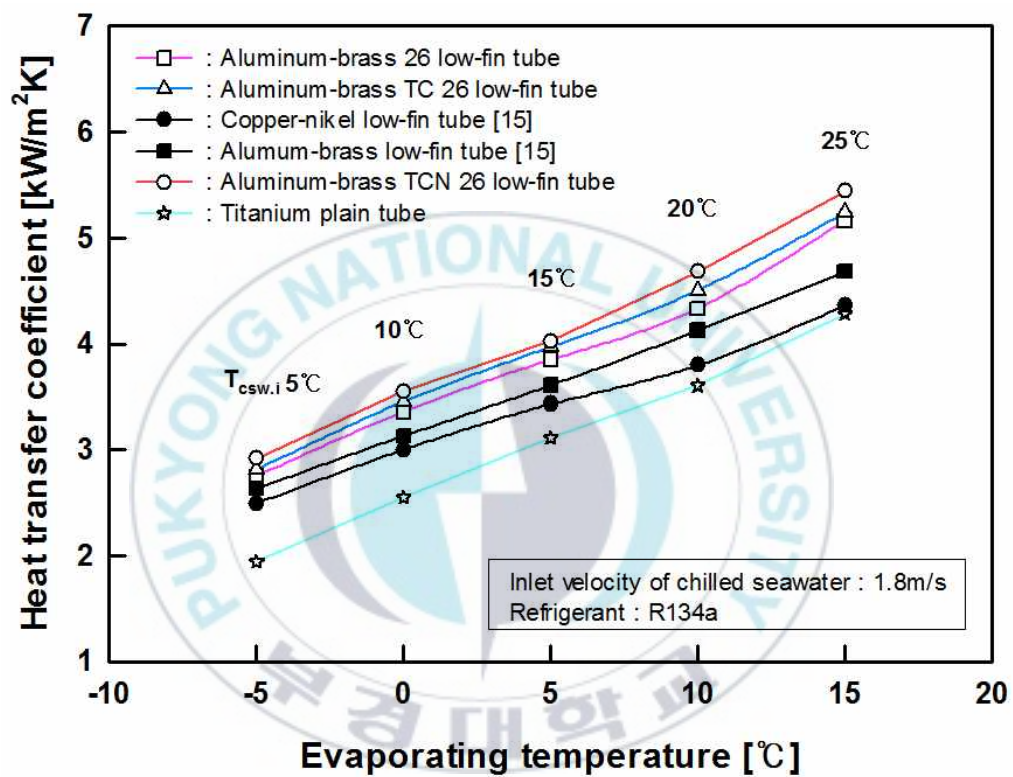


Fig 3.11 Heat transfer coefficient of six types of tube using R134a
a changing evaporation temperature

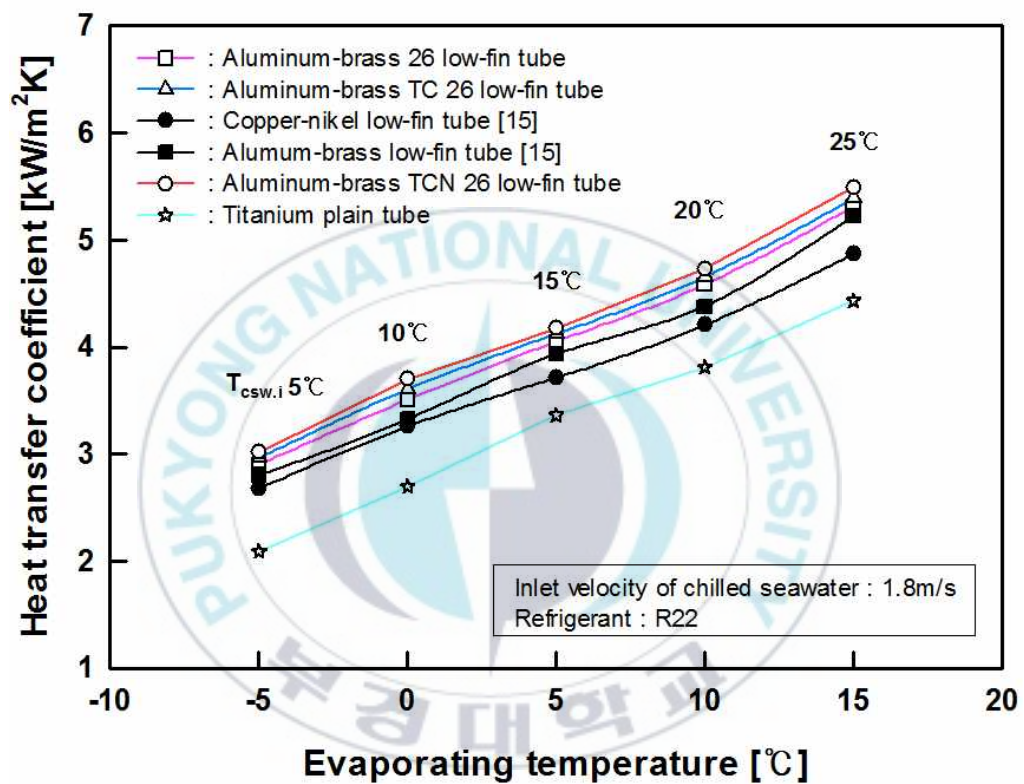


Fig 3.12 Heat transfer coefficient of six types of tube using R22
a changing evaporation temperature

제 4 장 결 론

본 논문은 실험을 통해 해수냉각시스템에 사용되는 만액식 증발기 전용 전열축진관의 열전달 특성을 확인하였다. 실험 조건은 어획물을 포획하여 저장하는 해역의 온도와 어획물 저장 온도, 관에 알맞은 유속으로 진행하였으며 실험에 대한 결론은 다음과 같다.

- (1) 여러 재질 비교시 재질의 열전도율 순으로 외측 열전달 계수가 높았다. Al-brass 관의 열전도율은 $100 \text{ w/m}^{\circ}\text{C}$ 이며 Copper-nikel의 열전도율은 $71 \text{ w/m}^{\circ}\text{C}$, Titanium 의 열전도율은 $20 \text{ w/m}^{\circ}\text{C}$ 이다.
- (2) 동일 재질 비교시 표면 및 내측의 열교환 면적이 넓은 순으로 외측 열전달 계수가 높다. 따라서 TCN 관의 열전달 성능이 가장 좋으며 만액식 증발기 설계에 적용된다면 가장 높은 열전달 효율을 나타낼 것이다. (TCN > TC > fpi 26 Albrass low-fin > fpi 19 Albrass low-fin)
- (3) 냉매간에서는 R22 냉매의 냉매측 열전달 계수가 높다.(5.3 ~ 14%) 이는 냉매간 물성치 차이로 인한 외측 비등 및 열전달 촉진 시기 때문이다.
- (4) 15A 관에서는 해수 유속 1.8m/s 으로 설계하는 것이 가장 효율적이다. 1.8m/s 이후 유속의 증가는 있으나 이에 따른 해수측 입출구 온도차가 더 내려가지 않아 효율적이지 못하며, 이는 마찰저항선도에서

의 단위길이당 압력 손실이 상대적으로 매우 크기 때문이다.

(1)~(4)의 결론을 바탕으로, 해수냉각시스템에 적용될 수 있는 만액식 증발기의 전열촉진관 열전달 특성을 분석하였으며, TCN 관이 가장 열전 효율이 높게 나오므로 설계에 사용될 필요가 있다고 판단한다. 또한 각 조건에서의 데이터를 이용하여 실제 어획물의 저장 조건, 해역 조건 등을 고려하여 실험 결과를 분석한다면 해수냉각시스템 전용 만액식 증발기 설계에 기초 자료가 될 것이다.



참 고 문 헌

- [1] H. D. Lee, K. N. Lee, 1996, “Damage Assessment on Fisheries Affected by Oil-Spill Incident”, Ocean Policy Research, Korea Maritime Institute, Vol. 11, No. 1, pp. 29-59.
- [2] H. R. Lee, 1996, “地球温暖化가 沿岸域에 미치는 影響”, Ocean Policy Research, Korea Maritime Institute, Vol. 156 , pp. 8-17.
- [3] J. K. Lim, H. M. Jeong, J. D. Kim and J. I. Yoon, 1991, “Fluid and Thermal Characteristics of Fish Hold Storage for Sea Water Cooling System”, Proceedings of 1991 The Korean Society of Mechanical Engineers Meeting, pp. 885-890.
- [4] C. H. Son, J. I. Yoon, K. H. Choi, I. H. Kang, C. R. Kim, S. H. Seo, 2016, “Performance Comparison of Flooded Seawater Cooling System with respect to Heat Sink Temperature”, Journal of the Korean Society for Power System Engineering, Vol 20, No. 2, pp. 91-96.
- [5] J. I. Yoon, C. H. Son, J. M. Lee, I. H. Kang, 2017, “Performance Characteristics of Flooded Type Evaporator for Seawater Cooling System with Heat Source Temperature of Mid-year”, Journal of the Korean Society for Power System Engineering, Vol 21, No. 2, pp. 64-69.
- [6] I. H. Kang, 2017, “Experimental study on Heat Transfer Characteristics of Flooded Type Evaporator for Seawater Cooling System”, MS thesis, Pukyong National University.
- [7] H. W. Byun, D. H. Kim, S. H. Yoon, C. H. Song, K. H. Lee, O. J. Kim, 2017, “Pool boiling performance of enhanced tubes on low GWP

- refrigerants”, Applied Thermal Engineering, Vol 123 , pp. 791–798.
- [8] Y. H. Lee, D. S. Jung, 2011, “Pool Boiling Heat Transfer Coefficients Up to Critical Heat flux on Low-fin and Turbo-B Surfaces”, Korean Journal of Air-Conditioning and Refrigeration Engineering, Vol 23, No. 3, pp. 179–187.
- [9] J. I. Park, 2003, “An Experimental Study for Heat Transfer Performance and Boiling Hysteresis Characteristics on Enhanced Tubes in Flooded Evaporator”, MS thesis, Kyung Hee University.
- [10] K. D. Hwang, J. S. Jeong, S. G. Hyun, K. Saito, S. Kawai, Y. Nakagawa, K. Inagaki, R. Ozawa, 2002, “Heat Transfer and Pressure Drop Characteristics of Single – Phase Turbulent Flow in Corrugated Titanium Tubes”, Journal of the Society Of Air-Conditioning And Refrigerating Engineers Of Korea, pp. 337–342.
- [11] J. H. Heo, R. Yun, Y. C. Kim, J. T. Chung, Y. J. Moon, 2005, “Pool Boiling Heat Transfer Characteristics of R-134a in Titanium Horizontal Plain and Low Finned Tubes”, Transactions of the Korean Society of Mechanical Engineers, Vol 29, No. 7, pp. 854–860.
- [12] Cooper, M. G., 1984, “Heat Flow Rates in Saturated Nucleate Pool Boiling a Wide-ranging Examination Using Reduced Properties”, Advances in Heat Transfer, Vol. 16, pp. 157–239.
- [13] Dittus, F.W., and Boelter, L.M.K., 1930, “Heat Transfer in Automobile Radiators of the Tubular Type”, Publications in Engineering, University of California, Berkeley, Vol. 2, pp. 443
- [14] I. H. Cha, 2005, “Experimental correlation of heat transfer for enhanced surface tubes used in flooded evaporating using Wilson plot method

- hod", MS thesis, Kyunghee University, Seoul, Korea.
- [15] J. I. Yoon, C. H. Son, K. H. Choi, S. H. Jung, H. M. Han, and S. H. Seol, 2018, "Heat Transfer Characteristics of Flood-type Evaporator Using R22 and R134a for Fishing Vessels", Heat Transfer Engineering, In press.
- [16] CATIA, Version 5.0, Dassault System Inc, 2011
- [17] REFPROP, Version 8.0, NIST Inc, 2007.



감사의 글

고등학교 때부터 정말 오고 싶었던 부경대학교 냉동공조공학과에 입학하는 순간부터 많은 삶의 변화가 있었다고 생각합니다. 이러한 삶의 변화들이 저에게 여러 방향으로 긍정적으로 다가왔으며, 그 결과 석사과정을 마칠 수 있을 만큼 발전할 수 있었다고 생각합니다.

학사부터 석사과정까지 무탈하게 졸업할 수 있었던 것은 주위에서 많은 힘이 되어준 가족, 교수님, 친구들, 선·후배님들이 있었기 때문이라고 생각합니다.

먼저 저의 지도교수님이신 윤정인 교수님께 감사의 말씀을 드리고 싶습니다. 교수님께서 정말 부족한 저에게 연구 및 업무에 대해서 힘이 될 때 긍정적인 말씀과 전공적인 조언으로 여러 성과를 낼 수 있었습니다. 또한 개인적인 고민 또한 정말 편한 마음으로 상담해주시어 많은 힘이 되었습니다. 그리고 정말 저를 편하게 대해주셔서 힘들 것만 같았던 석사 생활을 즐겁게 할 수 있었던 것 같습니다. 글로 표현할 수 없는 그러한 감사한 마음들이 있습니다. 이러한 마음은 졸업 이후 계속하여 보답할 수 있도록 노력하겠습니다. 그리고 윤정인 교수님과 함께 저희의 입장에서 먼저 생각해주시고 힘이 되어주신 손창호 교수님께도 감사의 말씀 전해드리고 싶습니다. 이외에도 학생들에게 전공에 있어 다양한 방법으로 접근할 수 있도록 도와주신 최광환 교수님, 그리고 학생들에게 공기조화에 대한 심도 있는 수업과 가끔의 위트로 웃음을 주신 김종수 교수님, 수업시간에 저를 유심히 관찰하고 좋아해주셨던 금종수 교수님, 교육자, 연구자로서 정도의 길이가 학생들에게 귀감을 주시는 정석권 교수님, 그리고 김은필 교수님까지도 감사의 말씀을 전합니다.

그리고 많은 선배님, 동기, 후배들에게도 감사의 말씀을 전하고 싶습니다. 항상 켄틀하시고 학생들에게 조언을 아끼지 않으시는 설원실 선배님, 전공적으로 부족한 저희들에게 많은 도움을 주시고 저희들의 우상이신 문춘근 선배님, 학부 시절부터 저에게 많은 관심 가져주시고 에너지시스템 연구실에 들어올 수 있도록 도와주신 백승문 선배님, 엔시스 모임의 총무로써, 에너지시스템 연구실의 선배님으로써 항상 신경 써주시고 조언을 아끼지 않아주신 이호생 선배님 감사드립니다. 그리고 같이 생활은 얼마 못하였지만 만날 때마다 잘해주시고 조언해주는 병효형, 정말 엘리트한 모습으로 저희들에게 많은 가르침을 준 정호형, 많은 에피소드를 남기고 가서 저희들에게 회자될 때마다 큰 웃음을 주는 동일이형, 저희의 정신적 지주이자 실험실 생활에서 가장 큰 영향을 주고, 저에게 진심으로 어떤 방향으로 나아가야할지 고민해주고 도움을 주는 성훈이 형, 특히나 형을 통해서 배워야 할 점이 많다고 느꼈고, 앞으로도 본받고 싶습니다. 일본에서 꼭 무탈하게 졸업하셔서 저희 엔시스를 빛내주세요! 그리고 형들에게도 사회성으로 인정받고 동생들에게는 정말 재밌게 대해주어 그러한 점을 본받고 싶은 정현이 형, 그리고 어창라인의 선구두자로 부족하지만 좋은 동생으로 생각하고 항상 긍정적으로 생활한 청래형, 어떨 때보면 동생인 나보다 더 여리다고 생각되지만 열심히 생활하고 있는 창민이 형, 그리고 언제나 잘생기고 켄틀한 희민이형, 취업 준비에 도움이 되는 말들 많이 해줘서 고맙다고 생각합니다. 그리고 두 번째 어창라인 인호형은 음... 뭐랄까... 꾸준히 연락하는 형이라서 고맙습니다. 동생들에게 진지하게 고민상담도 해줄 때도 있지만 대부분이 행님들과 동생들 편하게 해주려고 분위기 메이커를 담당하였고 그러한 형 덕분에 재밌게 생활 할 수 있었습니다. 그리고 아쉽게 학부생활로 마쳤지만 지금은 취업 성공해서 잘지내고 있는 연구실을 위해 노력해준 준봉이형, 중간에 사정이 있어 나가게 되었지만 동기로써 많은 힘이 되어

준 병화, 그리고 아직 한해 남았지만 학부생부터 고생 많이 하고, 친구로써 많은 에피소드를 남긴 광석이, 고생하고 있지만 나름 잘 해가고 있는 승주, 이제 막 들어와서 생활하고 있는 지훈이까지. 모두가 저에게 소중한 사람들이라고 생각하고 지금껏 받아온 도움들에 대해서 보답해 나가는 제가 되겠습니다.

마지막으로 가족들에게 먼저 정말 고맙다고 말하고 싶습니다. 어렸을 때부터 순탄치 않은 가정사로 인하여 많이 고생한 가족에게 표현이 서툴러 집에서는 조용한 아들로, 동생으로 지냈습니다. 그리고 성인이 되어서도 늦둥이 막내라는 이유로 집안일에도 신경을 많이 쓰지 못한 것 같아 미안한 마음이 항상 마음 한켠에 자리 잡고 있습니다. 이런 저에게 마음으로 섭섭하다고 느낄 때도 많으셨을테고, 아들로서 부족하다고 생각하셨을거라 생각합니다. 가족들의 한없는 사랑에는 부족하겠지만 조금씩 그러한 부족한 부분을 채워나갈 수 있도록 노력하겠습니다. 또한 졸업 이후 최선을 다해서 사회에 나가 가족들의 자랑이 될 수 있는 그러한 제가 되겠습니다.

이렇게 감사의 말씀을 적다보니 고마운 분들이 계속해서 떠올랐지만 다 적지 못하여 죄송한 마음이 듭니다. 이러한 마음이 드는 것을 제가 꾸준히 노력하며 보답하라는 계기로 받아들이고 실천하겠습니다. 또한 저 혼자만의 삶을 살아온 것이 아니라고 생각되어 매우 감사합니다. 아직 많이 부족하다고 생각하지만 선배님들이 그래왔던 것처럼 부족한 부분을 채워나가며 에너지시스템 연구실의 자랑이 될 수 있는 그러한 사람으로 커나갈 수 있도록 노력하겠습니다. 감사합니다.