

공학석사 학위논문

진동 세관형 히트 파이프를 이용한
제철 산업용 배열 회수 시스템
개발에 관한 연구

지도교수 김 종 수

이 논문을 공학석사 학위논문



2002년 2월

부 경 대 학 교 대 학 원

냉동공조공학과

허 태 운

허태운의 공학석사 학위논문을 인준함

2001년 12월 26일

주	심	공학박사	정 석 권
위	원	공학박사	김 영 수
위	원	공학박사	김 종 수



목 차

Abstract	----- I
Nomenclatures	-----Ⅲ
제 1 장 서론	-----1
1.1 연구의 배경	-----1
1.2 종래의 연구	-----4
제 2 장 진동 세관형 히트 파이프의 개요 및 특성	-----8
2.1 진동 세관형 히트 파이프의 작동 원리	-----8
2.2 작동 유체의 선정	-----10
제 3 장 실험 장치 및 방법	-----15
3.1 실험 장치의 구성	-----15
3.2 진동 세관형 히트 파이프를 이용한 배열 회수용 열교환기 제작	--16
3.3 실험 방법	-----17
제 4 장 실험 결과 및 고찰	-----27
4.1 진동 세관형 히트 파이프를 이용한 배열 회수용 열교환기의 열전달 특성	-----27
4.2 ε -NTU법에 의한 열교환기 성능 해석	-----37

제 5 장 배열 회수용 열교환기 성능 예측 프로그램 개발	41
5.1 배열 회수용 열교환기 설계	41
5.2 배열 회수용 열교환기 성능 예측 프로그램 개발	42
5.3 실험값과 프로그램 예측값의 비교	46
 제 6 장 결론	 47
 참고문헌	 49
 감사의 글	 52

Study on the development of waste heat recovery system for steel making industry using oscillating capillary tube heat pipe

Tae-Un Heo

Department of Refrigeration and Air conditioning Engineering,

Graduate School

Pukyong National University

Abstract

In this study, waste heat recovery heat exchanger on middle temperature of high efficiency and high performance was developed using principle of oscillating capillary tube heat pipe. It is a serpentine type and it has a high efficiency and performance.

Especially, this heat exchanger of serpentine type has operation mechanism of three dimensions and characteristics which are possible to manufacture easily by using conventional equipment. The heat exchanger of serpentine type was composed of 347 stainless steel pipe(i.d 1.8mm), extruded flat aluminum capillary tube with 6 channel(i.d 2.8×2.4 mm) and louvered fin. Through basic performance experiment results, the working fluids were water, R-141b, R-142b, Ethanol and their charging ratio was 40% in total inner volume of heat exchanger. The specification of heat

exchanger used 347 stainless steel pipe was length 350×200 mm and composed of 100 turns and heat exchanger used extruded flat aluminum capillary tube was length 350×200 mm, width 22mm, thickness 4mm and composed of 6 turns.

The experiment was performed by variation of air velocity, working fluid and unit of heat exchanger.

From the experimental result, the effectiveness according to variation of heat exchanger unit was about 0.28 to 0.7 and the heat transfer rate and effectiveness increased in case of an Ethanol as the working fluid. Also, the performance of heat exchanger was evaluated by using effectiveness-NTU method. In the study, the NTU of heat exchanger was 1.5 when two unit of heat exchanger used Ethanol as working fluid was used.

I developed the performance prediction program. The program was made by effectiveness-NTU method. The error range shows within 10% in result of comparison with real experimental values for reliability of prediction values through performance prediction program.

Nomenclature

A	Area	$[m^2]$
A_f	Area of fin	$[m^2]$
A_i	Inside surface area of heat pipe	$[m^2]$
A_o	Outside surface area of heat pipe	$[m^2]$
A_p	Area of extruded flat aluminum capillary tube	$[m^2]$
A_{tot}	Area of heat exchanger	$[m^2]$
C	Heat capacity rate	$[KJ/K]$
C_p	Specific heat	$[KJ/kg \cdot K]$
F_f	Frontal area of fin	$[m^2]$
F_h	Height of fin	$[m]$
F_l	Length of fin	$[m]$
F_n	Number of fin	
F_p	Frontal area of pipe	$[m^2]$
F_r	Curvature radius of fin	$[m]$
F_t	Thickness of fin	$[m]$
F_{tot}	Frontal area of heat exchanger	$[m^2]$
F_w	Width of fin	$[m]$
G	Mass velocity	$[kg/m^2 \cdot K]$
h	Heat transfer coefficient	$[W/m^2 \cdot K]$
h_{lg}	Latent heat	$[KJ/kg]$
k	Thermal conductivity	$[W/m \cdot K]$
L	Length of heat exchanger	$[m]$

m	Mass flow rate	[kg/h]
M_h	Merit number of heat pipe	[kW/m ²]
M_t	Merit number of thermosyphon	[kW ^{0.5} /m ² · °C ^{0.75}]
Q	Heat transfer rate	[kW]
T	Temperature	[°C] or [K]
T_r	Thickness of pipe	[m]
T_w	Width of pipe	[m]
V	Velocity	[m/s]
U	Overall heat transfer coefficient	[W/m ² °C]

Greek symbols

ε	Effectiveness	
μ	Viscosity	[kg/s · m]
ρ	Density	[kg/m ³]
σ	Surface tension	[N/m]

Subscripts

c	Cooling section
g	Gas
h	Heating section
i	Inlet
l	Liquid
o	Outlet

제 1 장 서 론

1.1 연구의 배경

오늘날 우리나라는 물론 전세계적으로 에너지 자원에 대한 부족과 환경 보호에 대한 국제 협약으로 산업 구조의 개선과 변화가 요구되고 있으며 특히 비산유국이면서 에너지 자원의 대부분을 수입에 의존하고 있는 우리나라의 경우, 에너지 사용량의 증가에 따른 에너지 절약의 필요성이 절실히 인식되고 있다. 특히 전체 에너지 소비량의 상당한 부분을 소비하는 철강업체의 경우는 에너지 절감 노력과 목표 달성이 필수적 사항이다. 이의 근본적인 해결책의 하나가 에너지 소비량의 50%에 달하는 배열을 효과적으로 회수하여 재 이용하기 위한 배열 회수 설비의 개발이 시급하다[1].

특히, 이러한 배열의 상당한 부분을 차지하는 종래의 제조단계의 가열 및 냉각공정의 고효율 에너지 변환과 이송 및 화학플랜트 등의 산업공정에서의 배열회수 방법은 전열교환형태[2]로서 회수율이 60% 정도로 그 한계성을 가지고 있으며, 대부분이 일본 및 유럽 등 선진국으로부터의 수입에 의존하고 있는 실정이다.

제철소 제품 생산 공정에서 발생하는 배열은 그 형태 및 배열량이 다양하므로 배열 회수 설비도 배열 상태에 적합하도록 선정하는 것이 필요하며, 한정된 공간에 전열 효율을 극대화할 수 있어야 한다. 또한 현재 제철소의 중·저온 배열은 분진 과다 및 열원의 불안정화 등으로 배열 회수 투자시 경제성이 낮아 설비 투자 여건이 불리하여 거의 회수되지 않고 있다[3-4].

이와 관련하여 배가스 열회수용 열교환기의 고성능화를 위해서는 배가스측과 공기측의 전열 면적확대가 가능하고 급기와 배기를 분할판으로 분할함으로

써 배가스의 영향을 받지 않고 중·저온용에서 우수한 성능의 열교환기 형태로 히트 파이프식 열교환기의 적용이 최적의 기술로 평가되고 있다.

히트 파이프는 추가적인 동력없이 먼 거리에서도 작은 온도차로 대량의 열수송이 가능하고, 설계 및 제작이 간편하며, 다양한 온도조건에서도 적용 가능하다는 장점이 있기 때문에 다양한 부문에 그 적용성이 높게 평가되고 있다.

히트 파이프는 밀폐된 용기 내에서 작동유체의 증발 및 응축을 연속적으로 행하여 잠열의 형태로서 열을 수송하는 열전달 기구이며, 그 대표적인 예로는 써모사이폰(thermosyphon), 워(wick)형 히트 파이프, 마이크로 히트 파이프(Micro heat pipe)[5] 및 드림 파이프(Dream pipe)[6] 등이 있으며, 그 각각이 이미 실용화되고 있으며 이론적 연구와 실험적 분석이 병행되어 오고 있다.

그러나, 써모사이폰은 응축된 액을 중력에 의해 증발부로 환원시켜야 하기 때문에 증발부(고온부)가 항상 응축부(저온부)아래에 있어야 하는 사용 조건에 제한이 있으며, 써모사이폰 및 워형 히트 파이프 모두 설치공간의 제약으로 인해 컴팩트화 측면에서 세관화가 요구되지만, 관경의 감소에 따른 열전달 한계[7]가 있어 세관화가 어렵다. 물론 이러한 목적으로 마이크로 히트 파이프가 응용되고 있지만 제작이 어렵고, 이 또한 열수송량이 매우 작아서 대량의 열수송이 곤란하다. 드림 파이프의 경우는 현열수송을 이용하기 때문에 상변화 열전달을 동반한 히트 파이프에 비해 열수송 효율이 떨어지며, 진동을 일으킬 수 있는 동력원이 필요하다는 문제점[8]을 안고 있다.

그러나, 진동 세관형 히트 파이프는 저비용, 소형 제작이 가능하며, 기존의 배열 회수기에 많이 적용되고 있는 복잡한 제조 공정의 히트 파이프와는 달리 응축액을 증발부로 환류시키는 워(wick)이 없는 간단한 구조와 쉬운 제작, 적용에 제약이 적은 플렉시블화(flexible)가 가능하며 그리고 다양한 온도 조건에서도 적용 가능하다는 특징을 가지고 있다.

따라서, 본 연구에서는 우수한 열전달 특성과 제작의 장점을 가진 진동 세관형 히트 파이프의 기초 열전달 특성을 이용한 공기-공기 방식의 배열 회수용 열교환기를 개발하여 열전달 특성과 열회수 성능을 연구하였으며 열교환기 성능평가중의 하나인 Kays와 London[9]에 의해 개발된 ϵ -NTU 방법을 이용하여 진동 세관형 히트 파이프를 이용한 배열 회수 열교환기의 최적 설계 조건을 제시하고자 한다.

1.2 종래의 연구

1.2.1 배열 회수 열교환기에 대한 연구 및 적용 사례

종래에 열교환기에 대한 연구는 많은 연구자들에 의해 연구되어 왔으며, 유체의 상태 [1)고온 고압 2)유체의 점도 3)Fouling 상태 4)Slurries 5)열에 민감한 유체 6)공기로 냉각하는 경우 7)부식성이 강한 유체 등], 효율에 따른 열교환기 선정 등이 이미 정립되어 있는 상태이며, 열교환기 설계프로그램의 개발을 통해 Shell & Tube 열교환기 등은 이미 설계, 활용되고 있다. 그러나, 진동 세관형 히트 파이프를 이용한 열교환기는 아직 그 적용 분야가 한정되어 있으며 적용의 형상과 신뢰성 대한 연구 결과의 부족으로 적용의 제한을 받고 있는 실정이다.

열교환기의 열전달 성능을 예측하는 방법으로 Kays와 London[9]은 유용도와 열전달 단위수를 사용하여 써모사이폰이나 히트 파이프를 사용하는 열교환기에 대해 나타내었으며, 최근에 Huang와 Tsuei[10]는 간단한 전도모델에 의한 유한차분법을 이용하여 히트 파이프 열교환기의 성능계산을 수행하였다.

Dunn, Reay[11]는 히트 파이프 배열 회수 열교환기의 몇 가지 적용 예를 나타내면서, 히트 파이프 열교환기의 열적 유용도가 파이프 길이 1~6m 범위에서 증가하며, 히트 파이프 직경이 12mm에서 19mm로 증가할 때 유용도가 약 9% 증가된다고 보고하고 있으며, Hsieh, Tsung와 Han[12]은 그들의 논문에서 컴팩트 대향류 열교환기와 히트 파이프 열교환기를 이용, 배열 회수 시스템에 적용하여 열교환기의 정량적인 분석과 히트 파이프 열교환기의 열전달율에 대한 배열의 영향을 나타내었다.

가. 열교환기 및 공기조화용 회수장치의 개발

히트 파이프 열교환기는 우수한 전열특성이 있는 히트 파이프를 열교환기에 적용한 것으로서 구조는 간단히 히트 파이프, 케이스, 칸막이의 3요소로 되어 있다. 히트 파이프는 전열면적을 넓히기 위해 핀 등을 부착하고 칸막이를 통해 관통해서 설치한다. 한쪽은 고온가스, 다른 한쪽은 저온가스를 접촉시키고 위치는 수평, 수평, 경사의 형태로 설치 가능하다. 히트 파이프를 이용한 열교환기의 일반적인 특징은 고온의 배기가스와 공급공기가 직접 섞이지 않으므로 오염의 문제가 없고 핀에 의한 접촉면적 증가가 용이하고, 구조가 일반 열교환기와 별로 다르지 않아 일반 열교환기 설계기술을 이용할 수 있으며 기계적 구동부위가 없어 운전비가 필요 없고, 구조가 간단하여 유지관리가 편리한 점 등이다.

나. 응축 열교환기로 적용

발전소 보일러의 배가스에 포함된 환경오염물질을 제어하는 측면에서 관심이 많이 집중되어지고 있다. 열교환기에서 응축점 부근까지 배가스를 냉각시킨 뒤 용매 슬러리를 분사하여 포화시키고 다시 열교환기에서 냉각응축하면 물과 함께 오염물질이 제거된다. 여기서 제거된 오염물질은 SO_2 , SO_3 , HCl , 미립자, 휘발성유기화합물 및 기타 독성물질들이다. 이 히트 파이프 열교환기의 튜브 및 셀의 내면은 테프론으로 코팅되어 있으며 이 표면에서 이루어지는 독특한 형태의 응축은 미세한 수적을 형성시켜 가스중의 마이크론 이하 크기의 미립자를 흡착 분리시키는 역할을 돕는 구조이다.

다. 보일러용 배열 회수

히트 파이프를 이용한 보일러의 배가스 배열을 회수, 공급공기를 예열하는 장치가 고안되었다. 공기 예열기는 보일러에서 배출되는 배가스의 현열을 회수하여 연소용 공기를 예열·공급함으로서 보일러의 배가스 손실을 줄여 효율을 증가시켜 주는 필수 설비이다. 일반 산업용 보일러의 절탄기 및 공기 예열기를 포함한 여러 분야에 널리 활용되고 있으나 발전용에 적용은 아직 일반화되지 않은 실정이며, 미국의 몇몇 발전소에 공기 예열기용으로 활용되고 있다. 하지만 히트 파이프의 우수한 특성 때문에 이의 효율적인 활용을 위하여 외국에서는 활발한 연구가 수행되고 있으며 주로 보일러 배가스의 에너지를 회수 방안으로 이루어지고 있고 경우에 따라서는 배가스중의 오염물질 제거 설비에 적용을 위한 연구도 수행되고 있다. 히트 파이프 공기 예열기는 여러 개의 단위 히트 파이프의 집합체로 구성되며 설치 및 교체가 용이하도록 다단구조물로 이루어진다. 배가스 측과 연소용 공기 측의 유동방향에 따라 수직형이나 수평형으로 설치될 수 있다. 수평형인 경우 수평면을 기준으로 하부에 위치하도록 구배를 주어 설치함으로서 중력에 의해 작동 유체의 귀환이 원활해지도록 되어 있다. 작동유체로서는 주로 물, 나프탈렌, 톨루엔 그리고 Downtherm 계통이 주종을 이룬다. 이들 작동유체는 일반적으로 설비의 운전온도에 따라 고온부, 중간부, 저온부로 분리 적용되기도 하며 단일유체가 사용되기도 한다.

라. 건조용 히트파이프

오물처리, 분진 제거 일체형, 일반 건조 등의 적용 용도가 있으며 건조기 배가스의 열원이 고온인 점을 고려할 때 에너지 절약과 배가스의 용제를 회수함

으로서 냉각기의 부하 경감과 증기 가열기의 증기 사용량을 감소할 수 있다.

마. 분리형 히트 파이프식 배열 회수 열교환기

산업체에서 많이 활용되고 있는 보일러 및 열풍로에서 배출되는 배열을 회수이용하기 위한 장치로는 기존의 에코노마이저가 있으나, 배열은 가스형태로 배출되고 있어 전열면적을 크게 하여야 하므로 열교환기가 커지는 단점이 있다. 이와 같은 열교환기를 대신할 수 있는 것이 소용량에서는 히트 파이프의 기본형인 단일관형이 있지만, 배가스 열이 배출되는 곳과 예열된 급기의 사용처가 멀리 떨어져 있으면 큰 덕트로 연결하여 이용하고자 하는 곳까지 예열된 급기를 이동시켜야 하는 어려운 문제가 발생하고 있다.

이러한 문제점을 해결하기 위해 큰 덕트의 설치없이 배열의 발생지로부터 급기 예열공기가 필요한 곳까지 가열부와 냉각부를 분리시켜 열을 이동시켜 이용하는 기구로서 분리형 히트 파이프식 배열 회수 열교환기에 대한 연구와 개발이 이루어지고 있다[13].

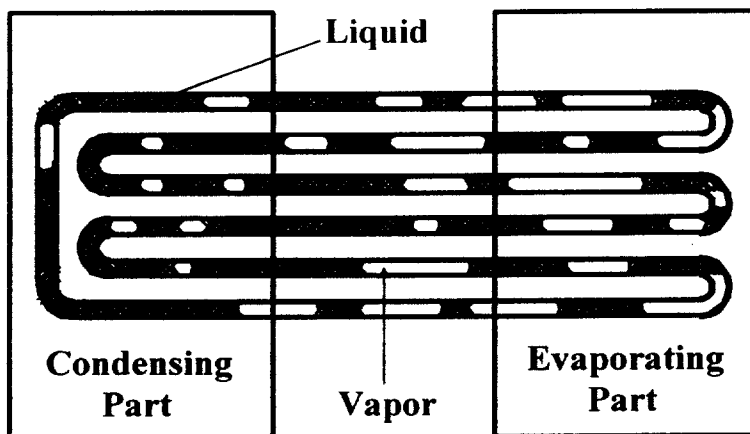
이상의 종래 연구에서와 같이 히트 파이프를 이용한 배열 회수 열교환기에 대한 연구는 열교환기의 설계와 실제 적용을 통한 연구가 병행하여 이루고 있으며 그 연구 동향 또한 환경 파괴에 대한 방지책을 제시할 뿐만 아니라 주거 환경의 개선과 자원 절약의 방안으로 실제 적용되고 있다.

제 2 장 진동 세관형 히트 파이프의 개요 및 특성

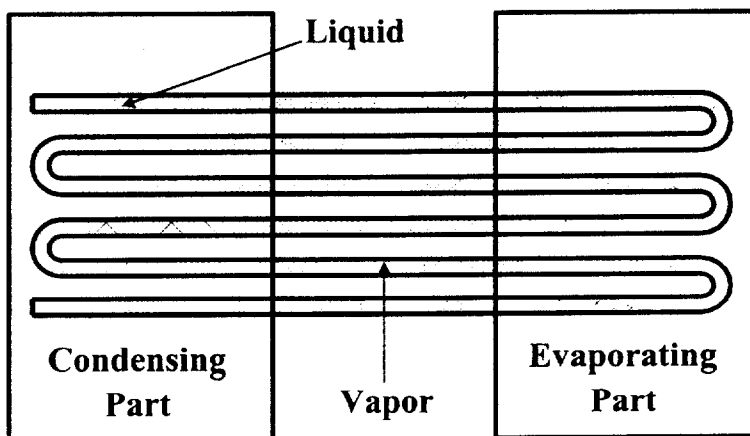
2.1 진동 세관형 히트 파이프의 작동 원리

진동 세관형 히트 파이프는 루프형 또는 비루프형의 사행 구조로 되어 있으며 응축액을 증발부로 환류시키는 획이 없는 특징을 가지고 있다.

Fig. 2.1에 진동 세관형 히트 파이프의 작동 원리의 개략도를 나타내었다. Fig. 2.1에서와 같이 진동 세관형 히트 파이프를 진공 시킨 후 적정량의 작동 유체를 봉입하게 되면 작동액의 표면 장력에 의해 모세관내에서 액슬러그와 증기플러그가 불규칙적으로 분포하며 유동이 없는 평형상태로 유지된다. 이 상태에서 진동 세관형 히트 파이프 한쪽 부분(증발부)에 열을 가하게 되거나, 온도차가 생기게 되면 핵 비동에 의해 연속적으로 증기포가 발생, 성장하게 되고 이것은 응축부쪽으로 빠르게 이동하며 단열부와 응축부에 있던 기-액 슬러그를 밀어 올리며 압축하게 된다. 그리고 응축부로 이동한 증기 플러그는 수축하며 잠열 수송을 하게 된다. 진동 세관형 히트 파이프는 전체 채널이 연결되어 있기 때문에 한 채널에서 발생한 압력파가 옆 채널로 전파되며, 결국 전체 채널에도 영향을 미치게 된다. 옆 채널과의 압력차가 적을 시에는 두 채널 사이에서 액과 증기 플러그의 진동이 일어나고, 두 채널 사이의 압력차가 크거나 전체 채널의 압력 불균형이 심할 시에는 응축부의 액이 옆 채널로 순환하게 된다. 열전달 측면에서 볼 때 현열 수송은 잠열 수송에 비해 매우 적은 양을 차지한다. 그러므로, 작동액의 증발과 응축에 의한 잠열량이 진동 세관형 히트 파이프의 열수송에 대부분을 차지하며, 또한 이때 발생한 채널간의 압력의 불균형이 기-액 슬러그의 진동과 순환에 대한 구동력을 제공하며, 획이 없이 증발부로 액을 귀환시키는 작동 메카니즘을 이루는 것이다[14, 15].



(a) Looped type



(b) Non-looped type

Fig. 2.1 Basic concept of oscillating capillary tube heat pipe.

2.2 작동 유체의 선정

히트 파이프의 근본적인 작동 요소가 작동 유체의 증발과 응축이기 때문에 적절한 작동 유체의 선정은 히트 파이프의 설계 및 제조에 있어 가장 중요한 요소이다. 작동 유체의 선정 시 고려해야 될 사항에는 작동 온도 범위, 증기압, 증발 잠열 및 점성 계수 등과 같은 작동 유체의 열·물리적 물성과 관 재료와의 상용성, 안정성 및 독성이다. 또한 작동 유체의 온도 범위는 고체와 액체 그리고, 기체가 공존하는 삼중점(triple point)과 임계점(critical point)사이이며, 기-액 상변화 선도의 포화곡선을 따라서 증발과 응축을 반복하므로 작동 유체의 작동 온도에 따라 내부의 압력이 결정되어진다.

Table 2.1은 히트 파이프에 적용되는 여러 가지 작동 유체의 적용 온도 범위를 나타낸 것이며, 극저온용(273K 미만), 저온용(273~500K) 그리고 고온용(500~3000K)으로 분류되어지고 있다. 극저온용으로는 헬륨, 아르곤등이 대표적인 작동 유체이며, 저온용으로는 물과 프레온계 냉매를 비롯한 많은 종류의 작동 유체가 있다. 또한, 고온용으로는 나트륨, 칼륨, 리튬 등과 같은 액체 금속이 사용된다. 하지만 이러한 온도 범위는 매우 넓기 때문에 효과적인 히트 파이프 성능을 얻기 위해서 이러한 작동 온도에 따른 열수송 성능에 미치는 작동 유체 열물성의 영향을 알 필요가 있다. 그러므로 히트 파이프의 정확한 설계를 위해, 작동 유체의 열물성을 통해서 열수송 성능을 예측할 수 있는 평가지수인 Merit Number가 있으며, Merit Number의 값이 크면 열수송 성능이 우수하다는 것을 의미한다[16].

히트 파이프의 경우는 식(1)과 같으며,

$$M_h = \frac{\rho_l \sigma h_{lg}}{\mu_l} \quad (2.1)$$

썬머썬이푼의 경우는 식(2)와 같다.

$$M_l = \left[\frac{(k_l)^3 (\rho_l)^2 h_{lg}}{\mu_l} \right]^{1/4} \quad (2.2)$$

그러나 기존의 Merit number는 워형 히트파이프나 썬머썬이푼의 경우에 적용이 가능하도록 각각 제시되어 있으며, 진동 세관형 히트 파이프에 적용할 수 있는 기준이 아직까지는 명확하게 정립되지 않고 있다. 따라서 본 연구에서는 저온용(150~750K)으로 사용되어지는 작동 유체 중에서 열적, 물리적으로 안정상태에 있으며, 시험부의 재료인 스텐레스관과 알루미늄에 화학적 반응을 보이지 않는 물, R-141b, R-142b와 에탄올을 작동유체로 선택하였다.

Fig. 2.2는 각 작동 유체에 대한 평가 지수를 나타낸 것이다.

Table 2.2는 각 작동유체와 재료 용기와의 친화성을 나타낸 것이다[7].

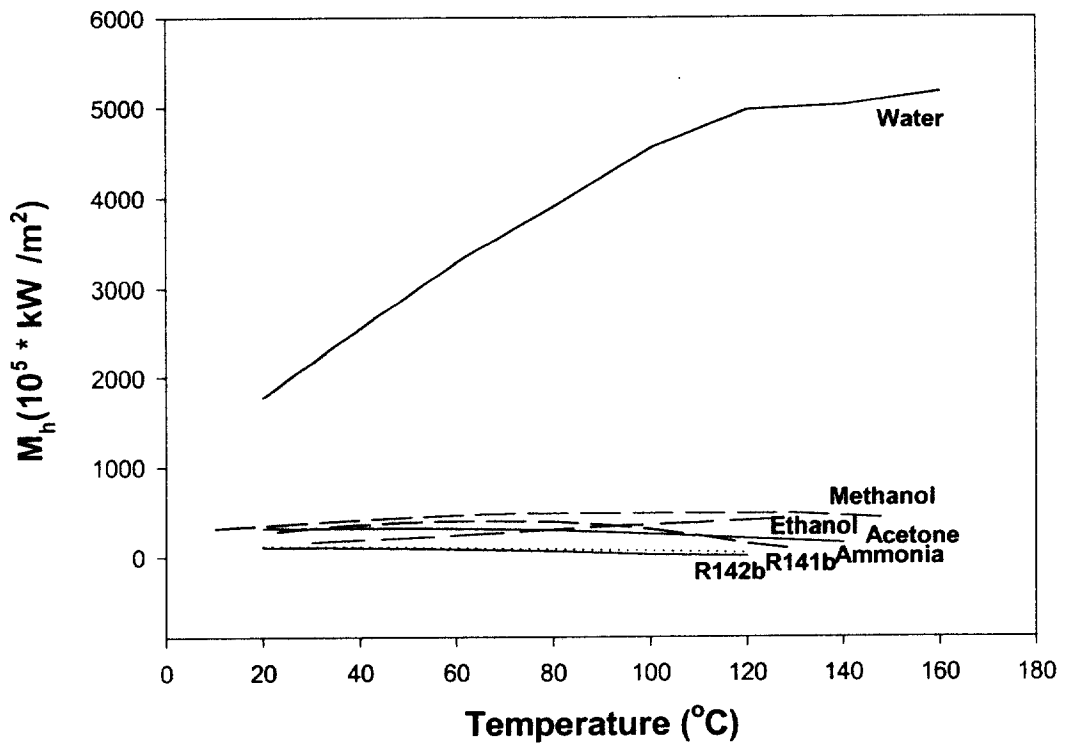


Fig. 2.2 Merit number of working fluids for heat pipe.

Table 2.1 Typical operating range for heat pipe working fluid

Working fluid	Melting point(°C)	Boiling point at 1 atm(°C)	Useful range(°C)
Ammonia	-78	-33	-60 ~ 100
R-142b	-131	-9.8	-
R-141b	-	32	-
R-11	-111	24	-40 ~ 120
R-113	-35	48	-10 ~ 100
Acetone	-95	57	0 ~ 120
Ethanol	-112	78	0 ~ 130
Methanol	-98	64	10 ~ 130
Water	0	100	30 ~ 200
Thermex	12	257	150 ~ 395
Mercury	-39	361	250 ~ 650
Caesium	29	670	450 ~ 900
Potassium	62	774	500 ~ 1000
Sodium	98	892	600 ~ 1200
Lithium	179	1340	1000 ~ 1800
Silver	960	2212	1800 ~ 2300

Table 2.2 Working fluid & container material suitability

	Recommended	Not Recommended
Ammonia	Aluminum Carbon Steel Nickel Stainless Steel	Copper
Acetone	Copper Silica Aluminum Stainless Steel	
Methanol	Copper Stainless Steel Silica Nickel	Aluminum
Water	Copper Monel 347 Stainless Steel Refrasil fiber	Aluminum Silica Inconel Nickel Carbon Steel
Thermex	Copper Silica Stainless Steel	

제 3 장 실험 장치 및 방법

3.1 실험 장치의 구성

본 실험에 사용된 실험 장치의 개략도를 Fig. 3.1에 나타내었다. 실험 장치는 크게 고온의 공기와 저온의 공기를 제어하여 순환시키는 풍동(wind tunnel), 배열 회수를 위한 진동 세관형 히트 파이프의 원리를 이용하여 제작된 열교환기($200 \times 350\text{mm}$) 및 데이터 처리 시스템으로 구성되어 있다.

풍동은 고온의 공기를 순환시키는 하단 가열부($200 \times 180\text{mm}$)와 저온의 공기를 순환시키는 상단 수열부($200 \times 180\text{mm}$)로 구성되어 있으며, 가열부 공기의 온도를 일정하게 유지하기 위해 히터를 설치하여 인버터로 제어하였다. 유입 공기의 회전성분의 감소와 덕트 단면에서의 속도 균일화를 위한 허니컴(honeycomb)과 이물질의 유입을 막기 위해 스크린(screen)을 설치하였다. 풍동의 내·외부는 냉간 압연 강판의 재질로 되어 있고 세라믹 보드, 우레탄 보드, 실리콘 패킹 등으로 단열되어 있다.

3.2 진동 세관형 히트 파이프를 이용한 배열 회수용 열교환기 제작

실험에 사용된 히트 파이프 열교환기의 전체 제원과 단일 튜브 단면을 각각 Fig. 3.2~3.5에 나타내었다.

배열 회수용으로 제작한 진동 세관형 히트 파이프는 347 Stainless steel pipe를 이용한 열교환기(Unit 1)와 알루미늄 편평 압출관을 이용한 열교환기(Unit 2, 3, 4, 5) 두 가지이다.

시험부로 사용된 347 Stainless steel pipe를 이용한 열교환기는 외경 2.4mm, 내경 1.8 mm이며 200 채널(channel)로 된 100턴으로 구성되어 있다. 열교환기의 크기는 Fig. 3.2와 같이 세로 350mm, 가로 200mm이다. 증발부(가열부)와 응축부(수열부)의 면적비는 1 : 1로, 각각의 전열 면적은 0.2337m^2 이다.

알루미늄 편평 압출관을 이용한 진동 세관형 히트 파이프 열교환기는 루프 형으로 크기는 Fig. 3.3과 같이 세로 350mm, 가로 200mm, 폭 22mm이고 6개의 채널(channel)를 가진 연속 압출된 알루미늄 튜브를 일정 길이마다 6번 밴딩(bending)한 사행(serpentine) 구조로 되어 있다. 이것은 일반적인 단관형 히트 파이프와는 달리 2차원 작동 구조의 형태를 가진 것이 특징이다. 증발부(가열부)와 응축부(수열부)의 면적비는 1 : 1로, 각각의 전열 면적은 1.068m^2 이다.

3.3 실험 방법

풍동으로 유입된 공기의 속도는 송풍기의 회전수를 가변하여 조절하였으며, 풍속은 시험부를 지난 덕트의 단면에서 사각 격자 형태로 된 5개소에서 클라이모마스터(Climomaster)와 열선 풍속계로 측정하여 그 평균값을 데이터 처리에 이용하였다.

시험부에서의 입구 공기 온도는 가열부에 설치된 히터를 가변 조절하여 제어하였으며, 시험부에서의 입·출구 공기온도는 시험부의 입출구에 각각 9개의 T형 열전대($\phi 0.2$, 오차 : $\pm 0.2\%$ in full scale)를 덕트 단면에 사각 격자 형태로 공기 흐름에 방해되지 않도록 설치하여 측정하였고, 그 평균값을 데이터 처리에 이용하였다. 또한, 시험부 표면 온도 측정을 위하여 가열부, 단열부, 수열부 중간 4지점에 각각 T형 열전대를 설치하였으며 각각의 측정된 온도는 데이터 로거(DR 230, Yokogawa)를 통해 PC에서 처리되도록 하였다.

제작된 진동 세관형 히트 파이프 열교환기에 작동액을 충전하기 위해 로터리 펌프(RP)와 확산 펌프(DP)가 직렬로 연결된 진공 시스템으로 시험부를 3×10^{-3} torr. 상태에서 6시간 이상 진공 한 후, 미소량 충전용 작동액 충전기(HPG-10, Taiatsu,)로 작동유체를 40(Vol. %) 충전한 후, 밀봉하였다.

Table 3.1에 실험의 조건을 나타내었다.

진동 세관형 히트 파이프 열교환기의 배열 회수 성능 평가를 위해 일정 입구 온도 하에서 배열회수 성능과 열전달 특성을 측정하였으며, 가열부와 수열부 입구 풍속의 변화, 작동 유체의 변화 그리고 열교환기 유니트 수를 병렬로 증가시켰을 경우의 열전달 특성과 배열 회수 성능을 실험하였다.

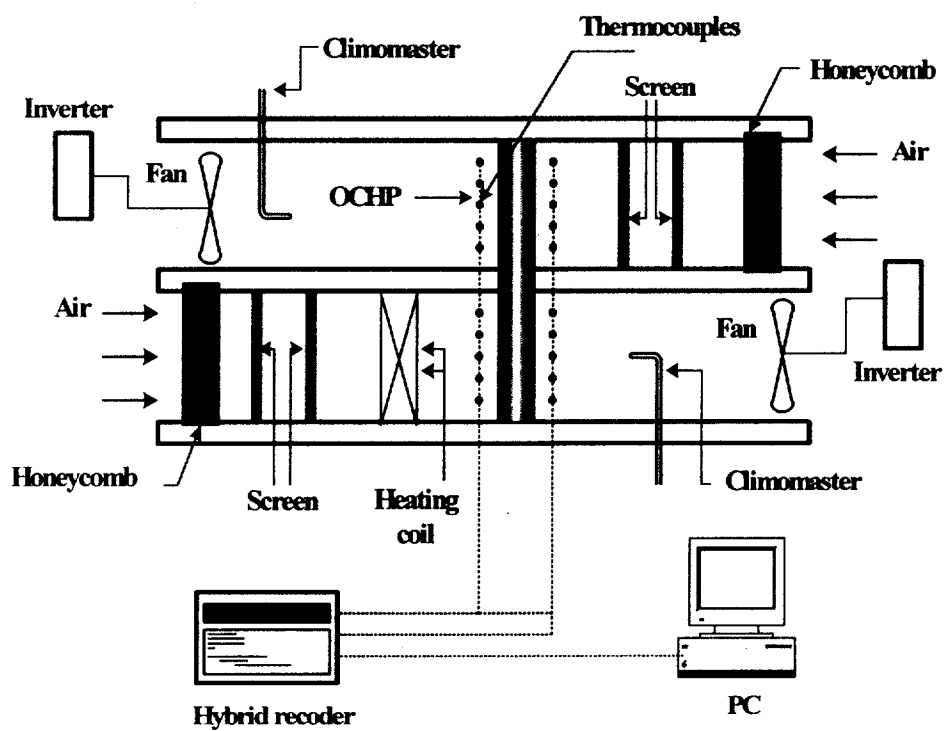


Fig. 3.1 Schematic diagram of experimental apparatus.

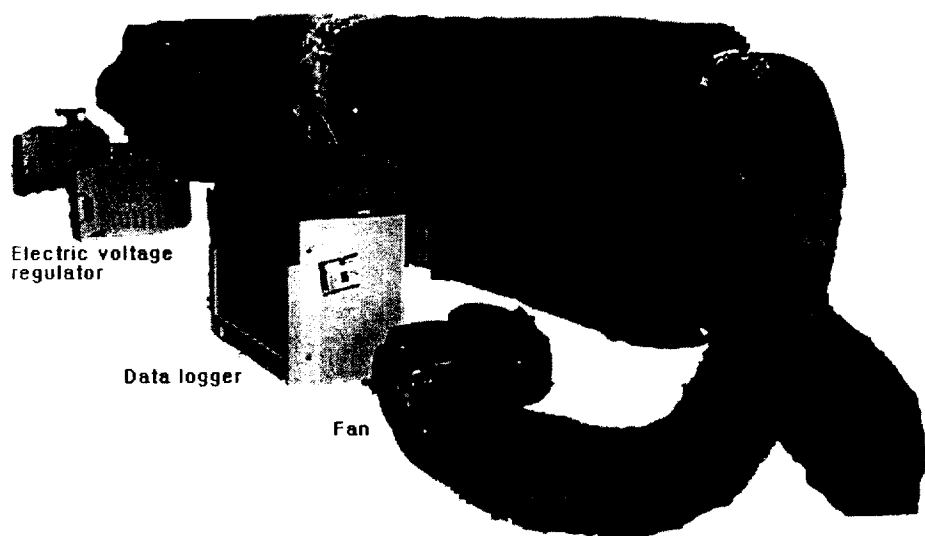


Photo. 3.1 Photograph of experimental apparatus.

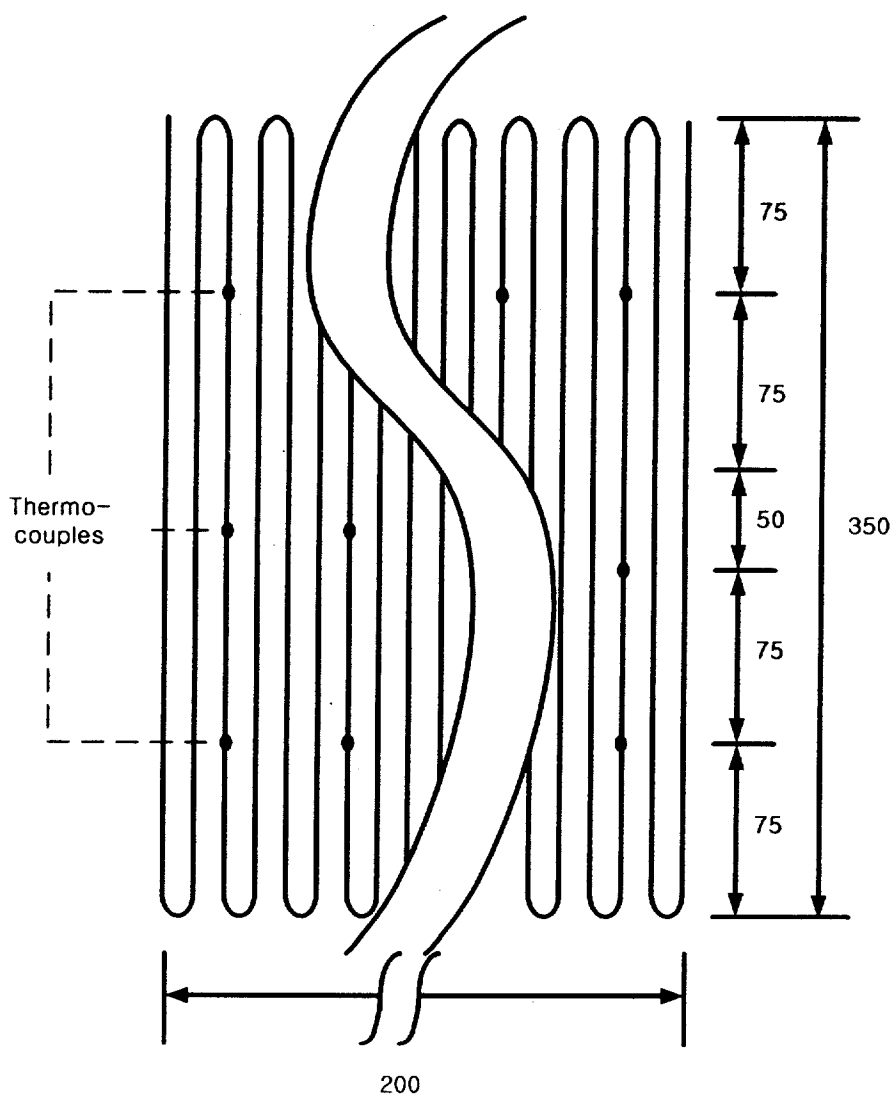


Fig. 3.2 Specification of waste heat recovery heat exchanger used 347 stainless steel pipe (Unit 1).

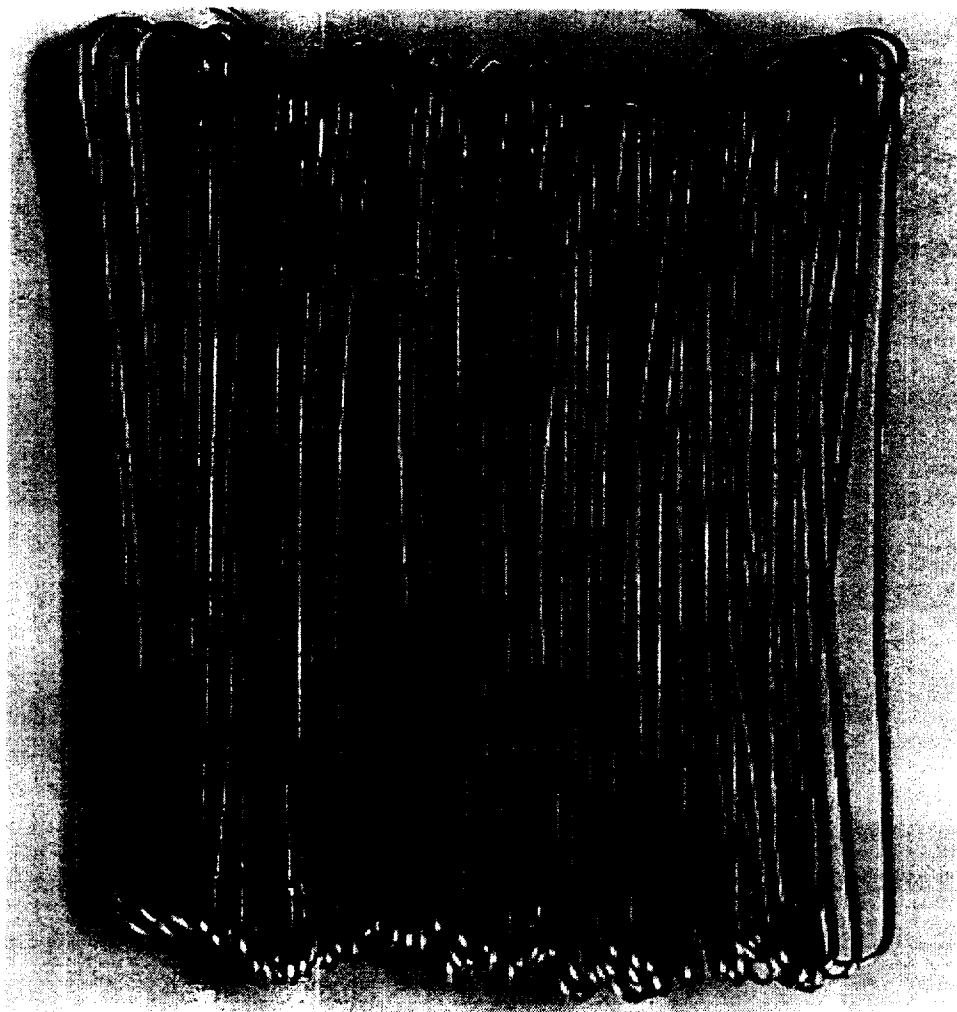


Photo. 3.2 Photograph of waste heat recovery heat exchanger used
347 stainless steel pipe (Unit 1).

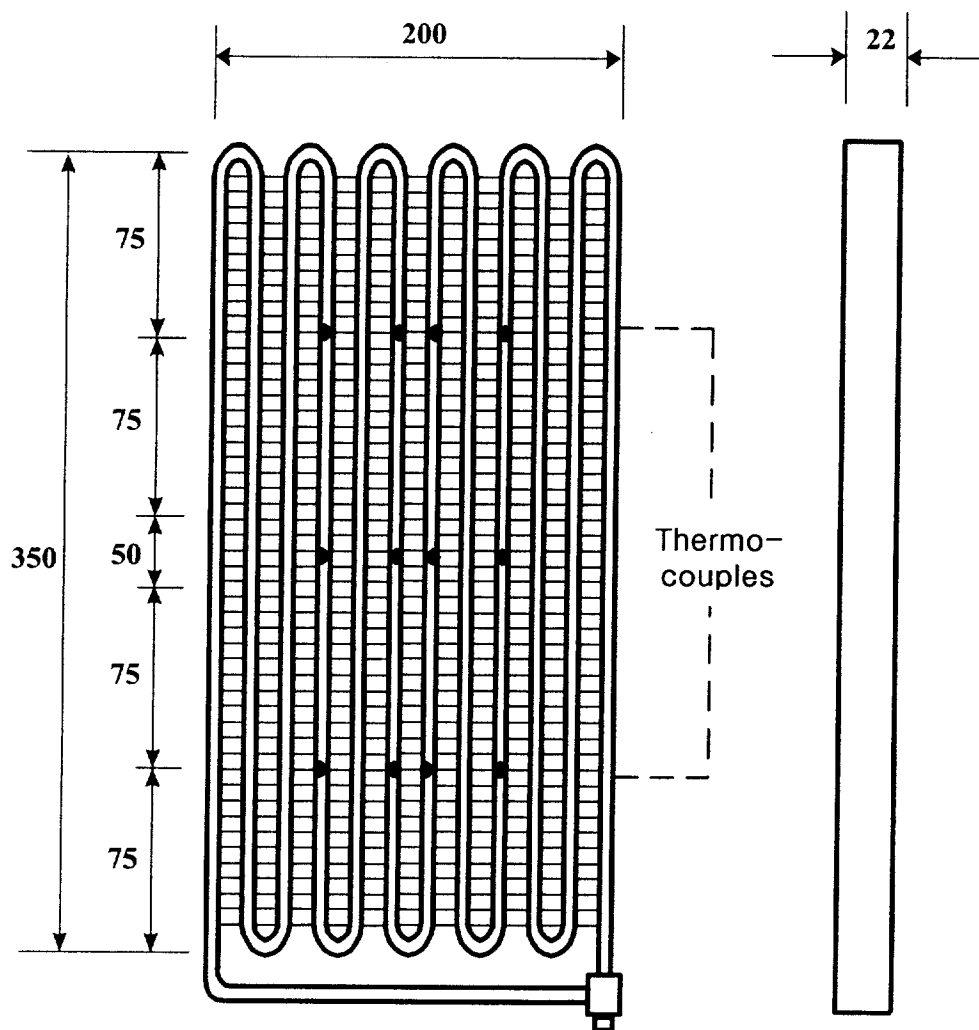


Fig. 3.3 Specification of waste heat recovery heat exchanger used extruded flat aluminum capillary tube (Unit 2, 3, 4, 5).

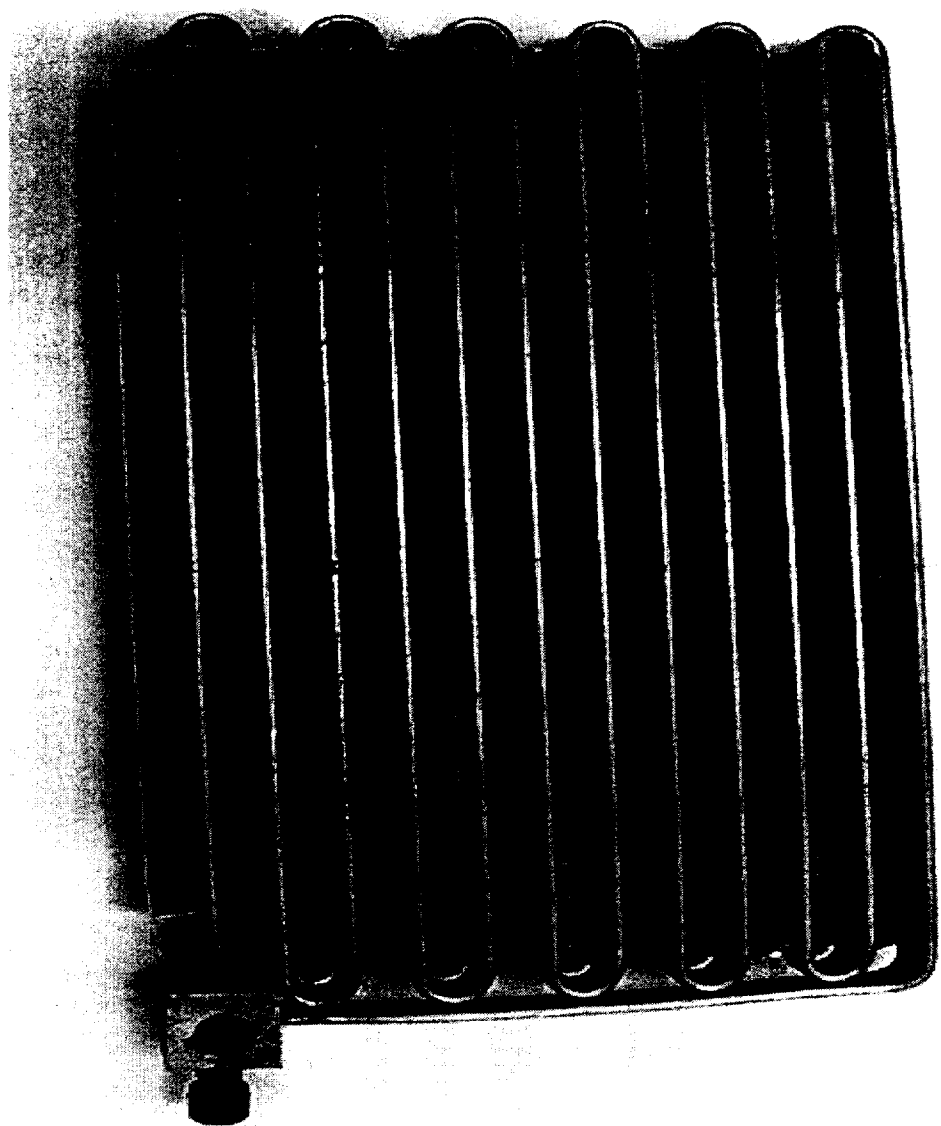


Photo. 3.3 Photograph of waste heat recovery heat exchanger used extruded flat aluminum capillary tube (Unit 2, 3, 4, 5).

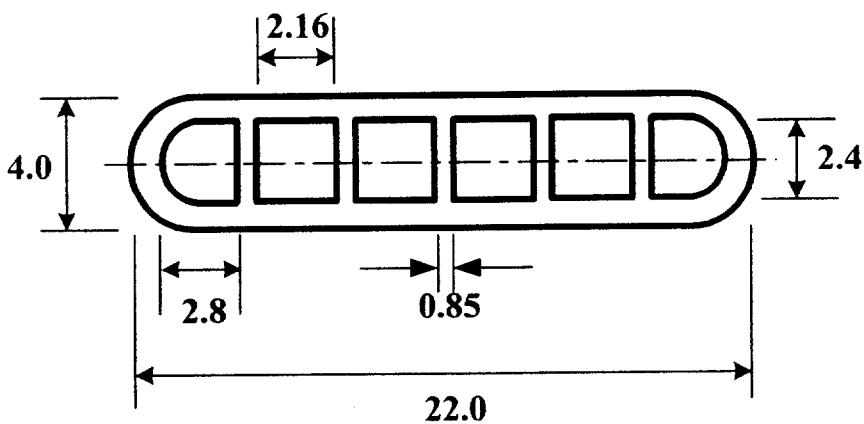


Fig. 3.4 Cross sectional area of test tube.

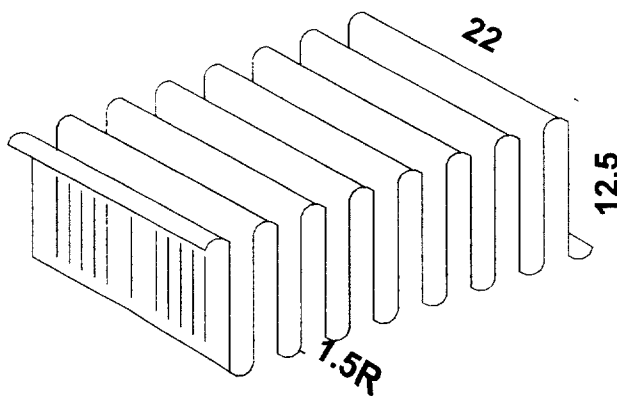


Fig. 3.5 Specification of louver fin.

Table 3.1 Test conditions

Items	Conditions
Working fluid	Water, R-141b, R-142b, Ethanol
Charging ratio	40 (Vol.%)
Inlet air temperature in evaporating section(℃)	200(℃)
Air velocity in evaporating section(m/s)	1.5, 2.0, 2.5, 3.0m/s
Air velocity in condensing section(m/s)	1.5, 2.0, 2.5, 2.8, 3.0, 3.5m/s
Number of heat exchanger unit	Unit1, Unit2, Unit3, Unit 4, Unit5

Table 3.2 Type of heat exchanger unit

Heat exchanger unit	Container material	Working fluid
Unit 1	347 stainless steel pipe	Water
Unit 2	Extruded flat aluminum	R-141b
Unit 3	Extruded flat aluminum	R-142b
Unit 4	Extruded flat aluminum	Ethanol
Unit 5	Extruded flat aluminum	Ethanol



Photo. 3.4 Photograph of charging cylinder.

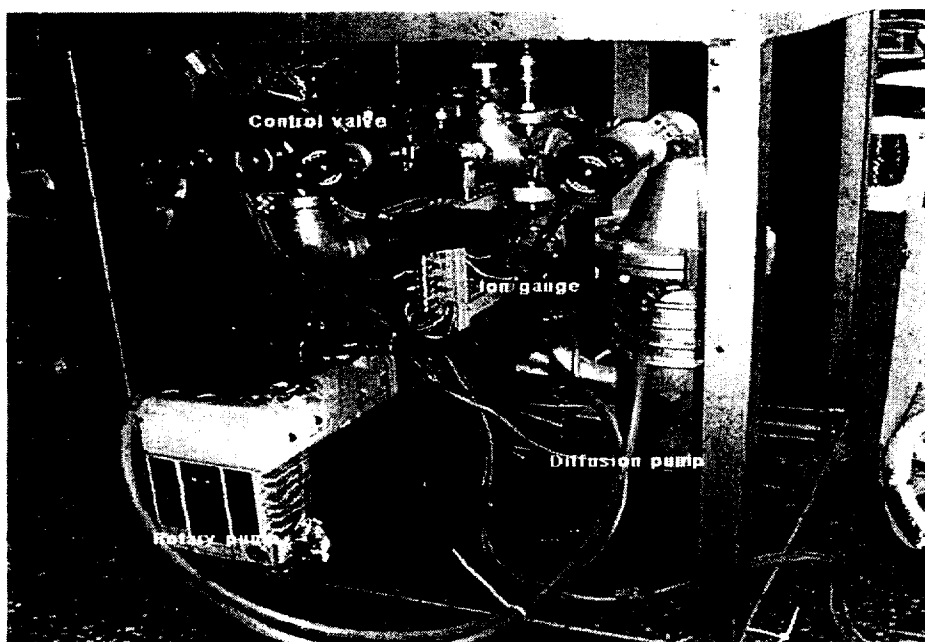


Photo. 3.5 Photograph of high vacuum system.

제 4 장 실험 결과 및 고찰

4.1 진동 세관형 히트 파이프를 이용한 배열 회수용 열교환기의 열전달 특성

배열 회수 열교환기는 배열의 온도와 유량에 따라 히트 파이프를 통해 전달된 열량을 2차 유체 즉 공기로 회수하는 목적을 가지고 있다. 본 실험에서는 진동 세관형 히트 파이프 열교환기의 열회수 성능을 평가하기 위해 가열부의 입구 온도를 일정하게 유지시킨 뒤 가열부와 수열부의 입구 풍속의 변화, 작동 유체의 변화와 열교환기 유니트 수를 병렬로 증가시켰을 경우의 열전달 특성과 배열 회수 성능을 실험하였다.

가열부의 입구 온도 200℃로 일정하게 유지한 뒤 열교환기의 수열부, 단열부, 가열부의 표면 온도 변화와 이에 따른 2차 유체인 공기를 통해 회수되는 열량을 측정하여 Fig. 4.1~4.5 에 나타내었다.

여기서 열전달량(Q)은 식(4.1)을 이용하여 구하였다.

$$Q = m c_p (T_{out} - T_{in}) \quad (4.1)$$

가열부와 수열부의 입출구 온도차는 열교환기로서 Unit 1를 사용할 때 가열부는 72℃ 그리고 수열부는 30℃ 정도의 온도차를 보이며 열교환기를 Unit 1+2로 설치하였을 경우 가열부는 120℃, 수열부는 50℃ 정도이며 Unit 1+2+3로 설치하였을 때 가열부 140℃, 수열부는 62℃ 정도의 온도차를 보였다. 또한 작동 유체로 에탄올을 사용한 Unit 4을 설치하였을 경우 가열부는 85℃ 그리고 수열부는 50℃ 정도의 온도차를 보이며 열교환기를 Unit 4+5로 설치하였을 경우 가열부는 110℃, 수열부는 80℃ 정도의 온도차를 보였다.

실험결과에서 나타나듯이 작동 유체로 에탄올을 사용한 경우 수열부 온도차가 크게 나타났다.

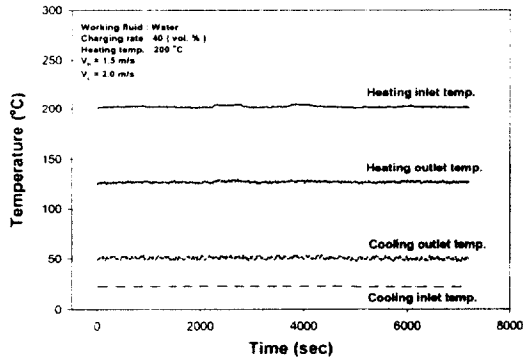
가열부 온도에 따른 히트 파이프의 증발부와 응축부의 표면 온도차는 Unit 1과 Unit 2의 경우 약 19℃ 정도로 Unit 3, Unit 4 그리고 Unit 5의 9℃ 보다 큰 차이를 나타내고 있다.

이는 작동 온도 범위에서 저비점 작동 유체의 사용으로 인해 국소적인 드라이 아웃이나 모세관 한계, 비산 한계 등을 일으키는 것으로 볼 수 있다.

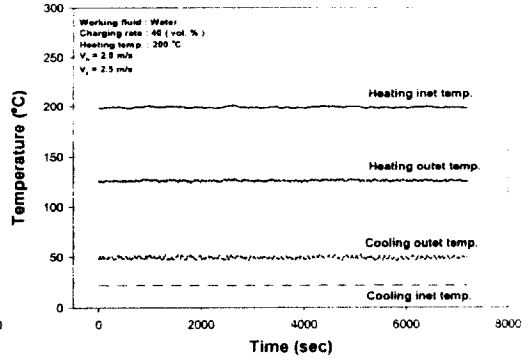
열교환기 유닛 수가 증가함에 따라 2차 유체의 공기를 통해 회수되어지는 열량도 선형적으로 증가하였으며, Unit 1, 2, 3의 열교환기는 유닛 수가 1대 증가할 때 마다 약 1kW 정도씩 회수 열량이 증가하였고 Unit 4, 5의 열교환기는 유닛 수가 1대 증가할 때 약 2.5kW 정도씩 회수 열량이 증가하는 것으로 나타났으며 Unit 4, 5의 열교환기 두 대를 설치할 경우 최종적으로 약 10kW를 회수하는 것으로 나타났다.

작동 유체로 에탄올(Unit 4+5)를 사용한 열교환기의 경우 비록 열교환기 유닛 수가 적지만 그 회수 열량은 Unit 1+2+3의 열교환기보다 약 1.5kW이상 회수 열량이 많은 것으로 나타났다.

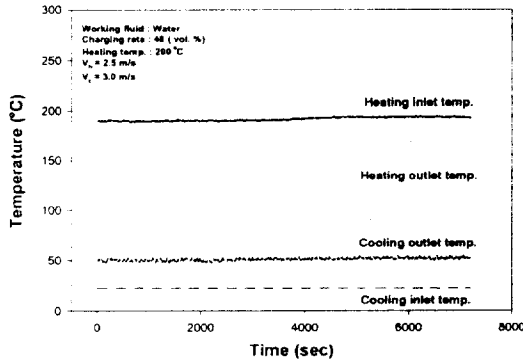
본 연구에 적용된 진동 세관형 히트 파이프를 이용한 배열 회수 열교환기의 성능 평가 실험에서 실험 조건하의 1차 열교환기를 통해 회수되어지는 열량 외에 바이패스되어 흘러가는 배열을 2차, 3차 열교환기를 통해 효과적으로 회수 할 수 있는 것으로 나타났다.



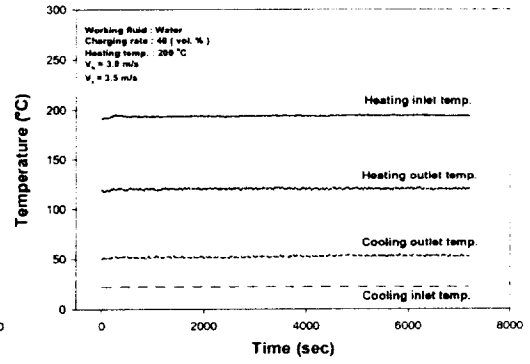
(a) Unit 1, $V_h = 1.5\text{m/s}$, $V_c = 2.0\text{m/s}$



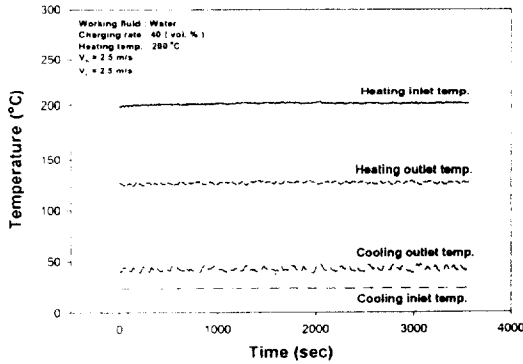
(b) Unit 1, $V_h = 2.0\text{m/s}$, $V_c = 2.5\text{m/s}$



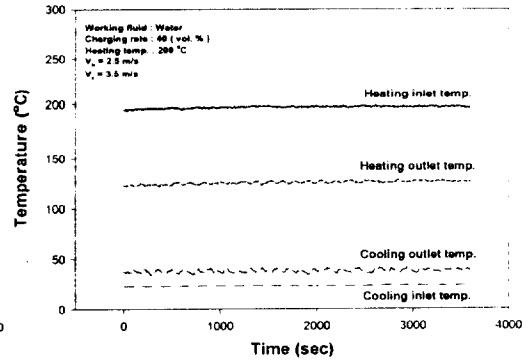
(c) Unit 1, $V_h = 2.5\text{m/s}$, $V_c = 3.0\text{m/s}$



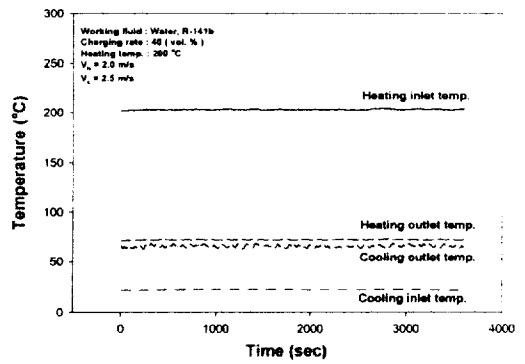
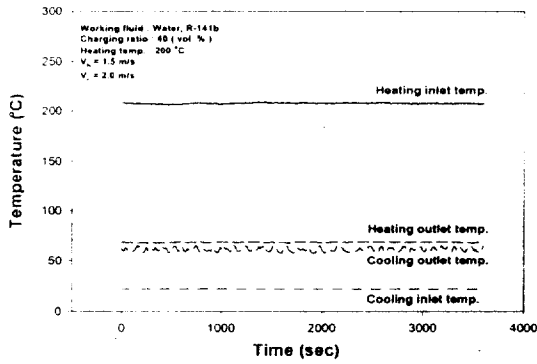
(d) Unit 1, $V_h = 3.0\text{m/s}$, $V_c = 3.5\text{m/s}$



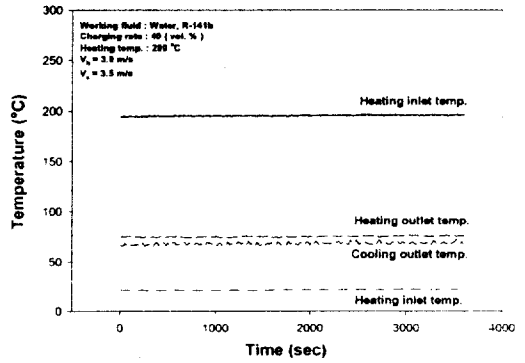
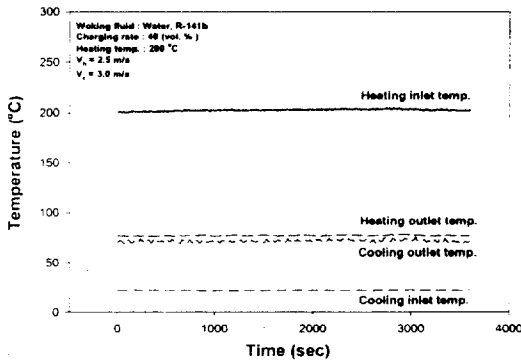
(e) Unit 1, $V_h = 2.5\text{m/s}$, $V_c = 2.5\text{m/s}$



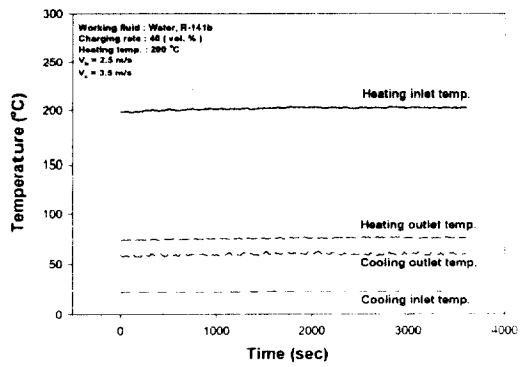
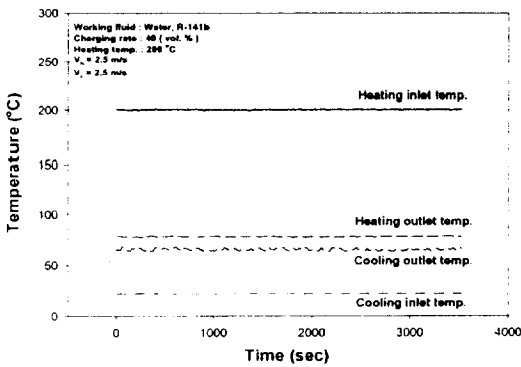
(f) Unit 1, $V_h = 2.5\text{m/s}$, $V_c = 3.5\text{m/s}$



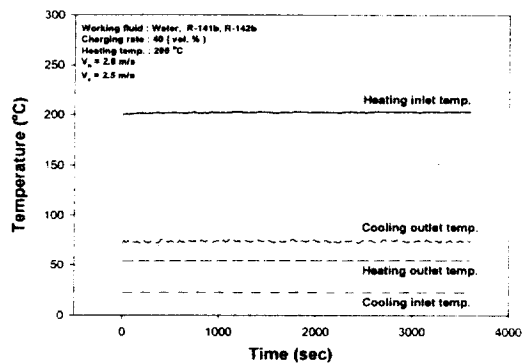
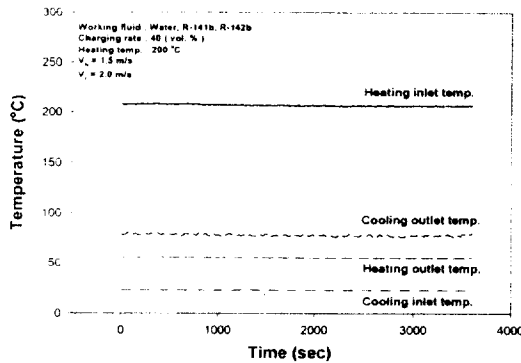
(g) Unit 1+2, $V_h = 1.5\text{m/s}$, $V_c = 2.0\text{m/s}$ (h) Unit 1+2, $V_h = 2.0\text{m/s}$, $V_c = 2.5\text{m/s}$



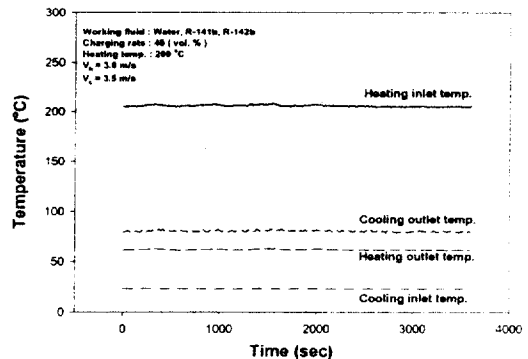
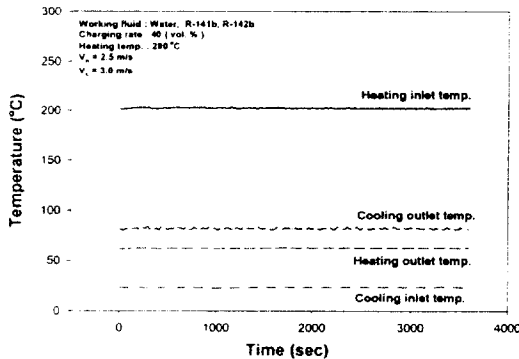
(i) Unit 1+2, $V_h = 2.5\text{m/s}$, $V_c = 3.0\text{m/s}$ (j) Unit 1+2, $V_h = 3.0\text{m/s}$, $V_c = 3.5\text{m/s}$



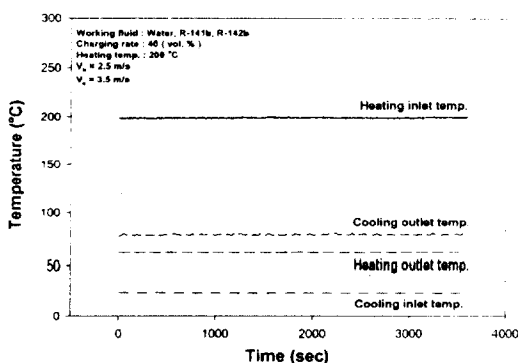
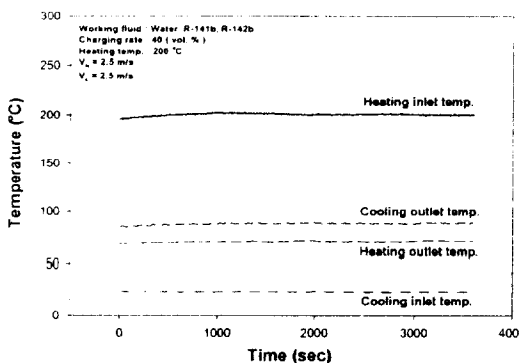
(k) Unit 1+2, $V_h = 2.5\text{m/s}$, $V_c = 2.5\text{m/s}$ (l) Unit 1+2, $V_h = 2.5\text{m/s}$, $V_c = 3.5\text{m/s}$



(m) Unit 1+2+3, $V_h = 1.5$ m/s, $V_c = 2.0$ m/s (n) Unit 1+2+3, $V_h = 2.0$ m/s, $V_c = 2.5$ m/s

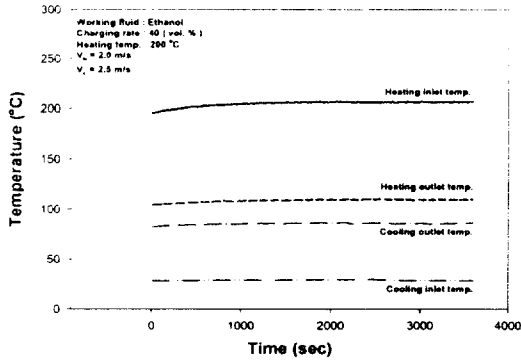


(o) Unit 1+2+3, $V_h = 2.5$ m/s, $V_c = 3.0$ m/s (p) Unit 1+2+3, $V_h = 3.0$ m/s, $V_c = 3.5$ m/s

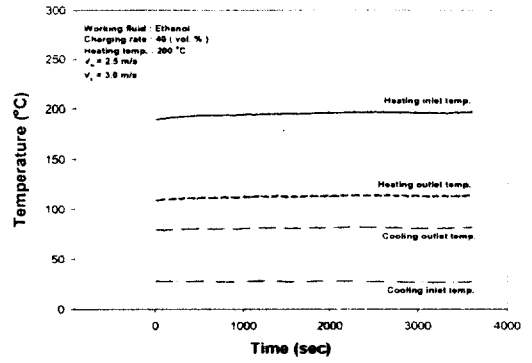


(q) Unit 1+2+3, $V_h = 2.5$ m/s, $V_c = 2.5$ m/s (r) Unit 1+2+3, $V_h = 2.5$ m/s, $V_c = 3.5$ m/s

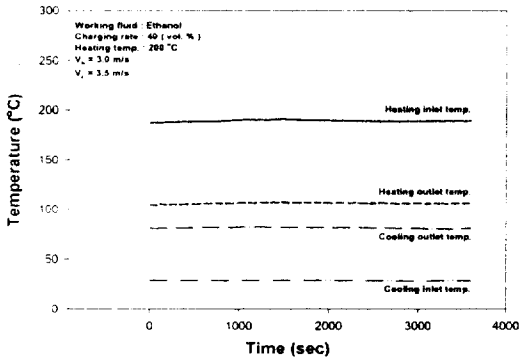
Fig. 4.1 Variation of inlet and outlet temperature with time variation and number of heat exchanger unit (Heat exchanger unit 1, 2, 3).



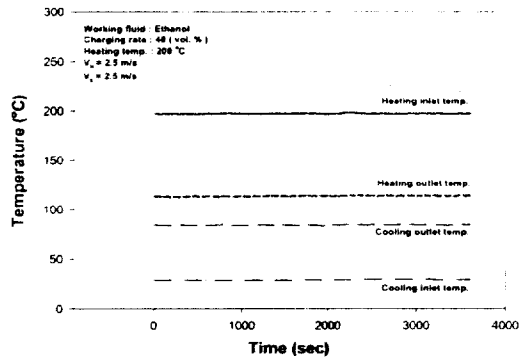
(a) Unit 4, $V_h = 2.0$ m/s, $V_c = 2.5$ m/s



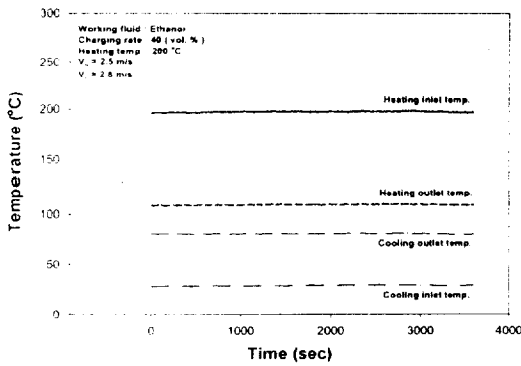
(b) Unit 4, $V_h = 2.5$ m/s, $V_c = 3.0$ m/s



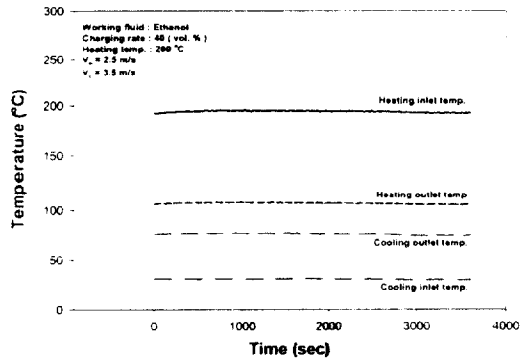
(c) Unit 4, $V_h = 3.0$ m/s, $V_c = 3.5$ m/s



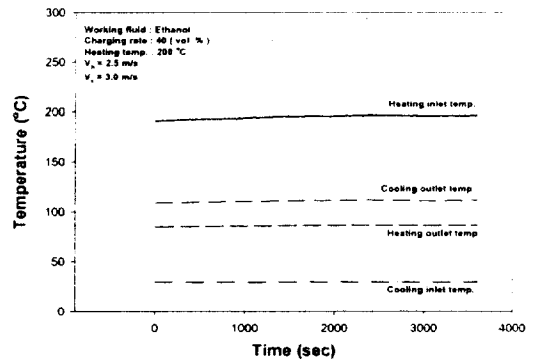
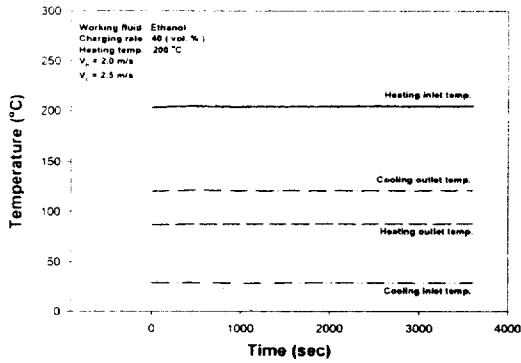
(d) Unit 4, $V_h = 2.5$ m/s, $V_c = 2.5$ m/s



(e) Unit 4, $V_h = 2.5$ m/s, $V_c = 2.8$ m/s

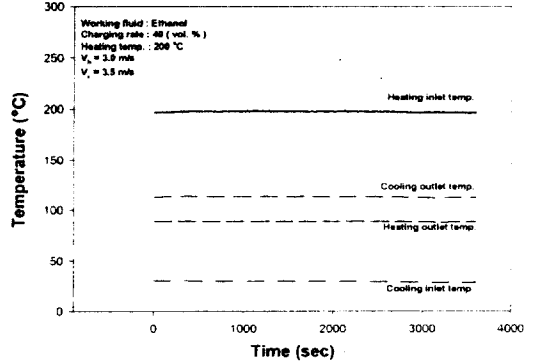
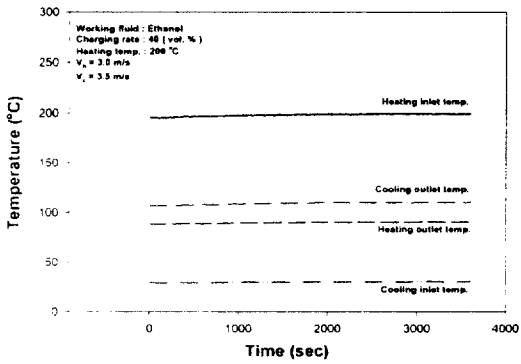


(f) Unit 4, $V_h = 2.5$ m/s, $V_c = 3.5$ m/s



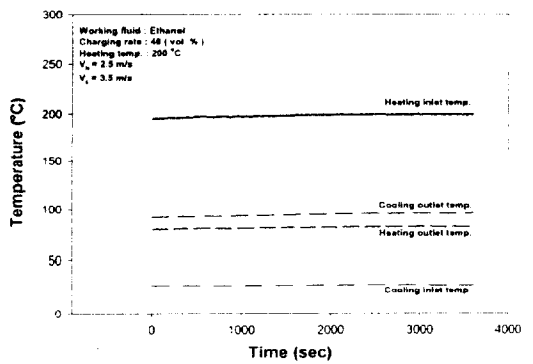
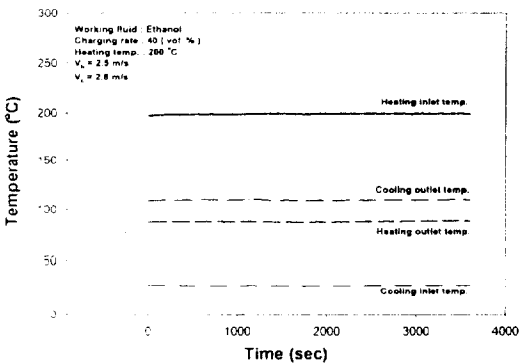
(g) Unit 4+5, $V_h = 2.0$ m/s, $V_c = 2.5$ m/s

(g) Unit 4+5, $V_h = 2.5$ m/s, $V_c = 3.0$ m/s



(h) Unit 4+5, $V_h = 3.0$ m/s, $V_c = 3.5$ m/s

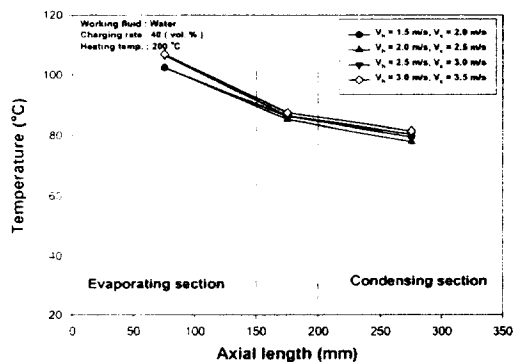
(i) Unit 4+5, $V_h = 2.5$ m/s, $V_c = 2.5$ m/s



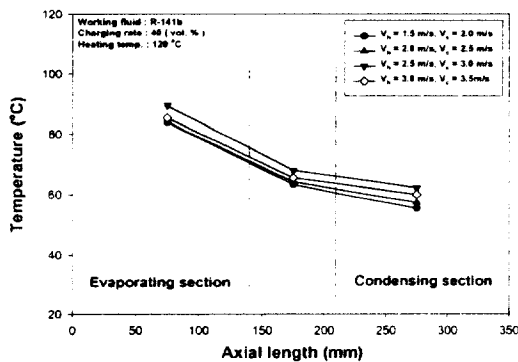
(j) Unit 4+5, $V_h = 2.5$ m/s, $V_c = 2.8$ m/s

(j) Unit 4+5, $V_h = 2.5$ m/s, $V_c = 3.5$ m/s

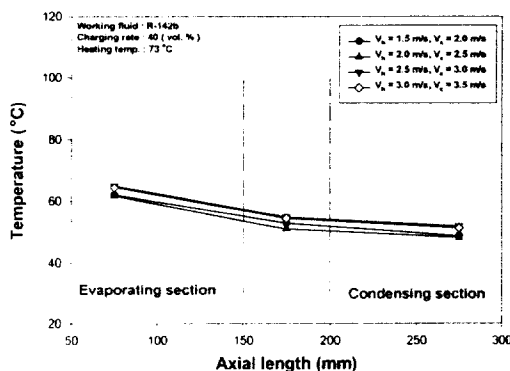
Fig. 4.2 Variation of inlet and outlet temperature with time variation and number of heat exchanger unit (Heat exchanger unit 4, 5).



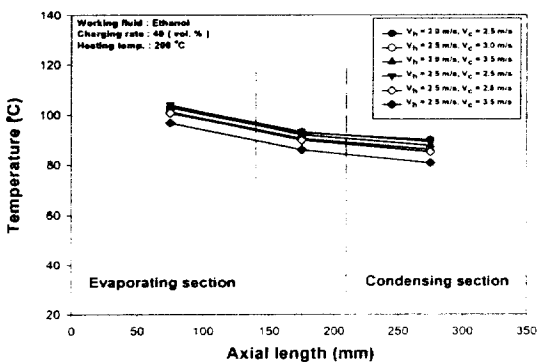
(a) Heat exchanger unit 1



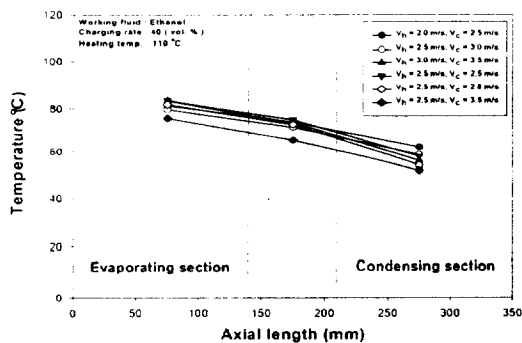
(b) Heat exchanger unit 2



(c) Heat exchanger unit 3

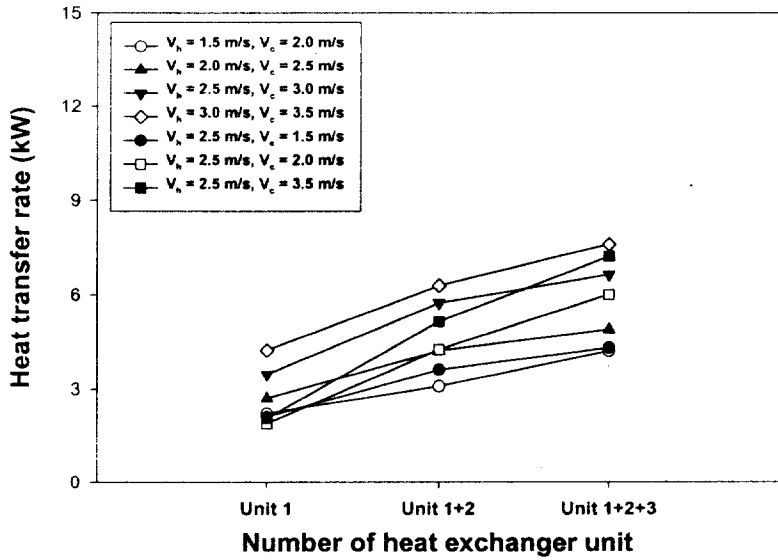


(d) Heat exchanger unit 4

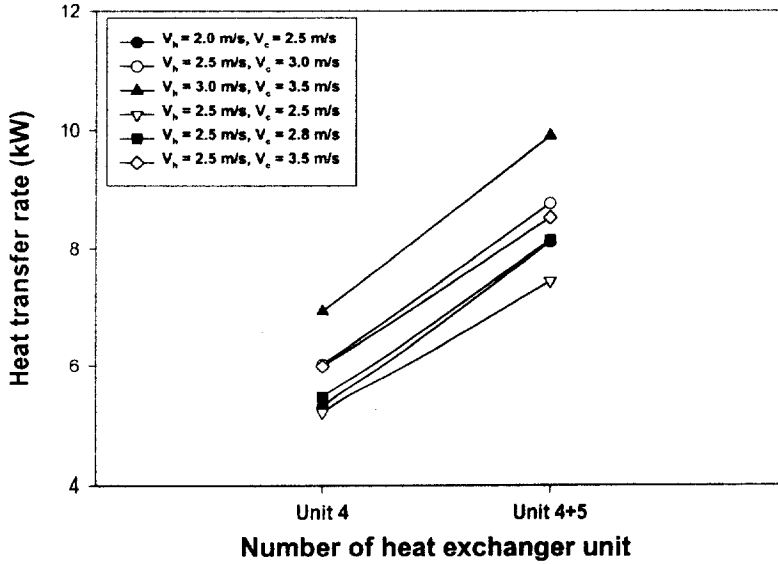


(e) Heat exchanger unit 5

Fig. 4.3 Temperature profile of heat pipe axial direction.

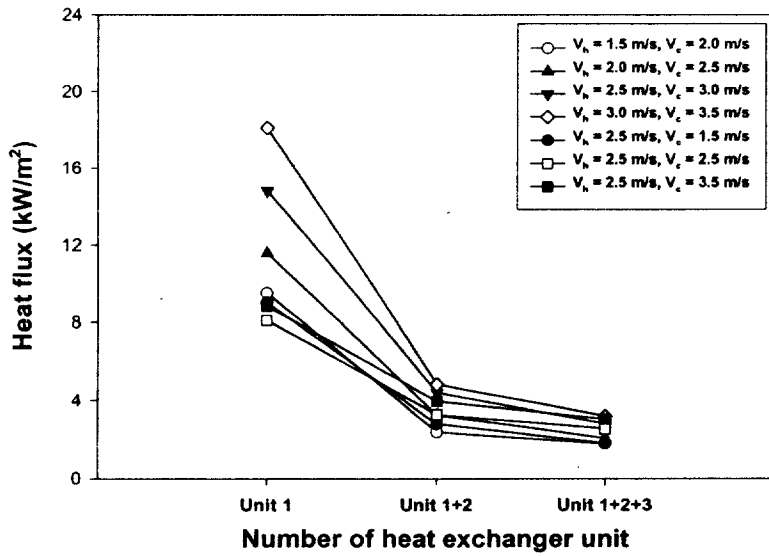


(a) Heat exchanger unit 1, 2, 3

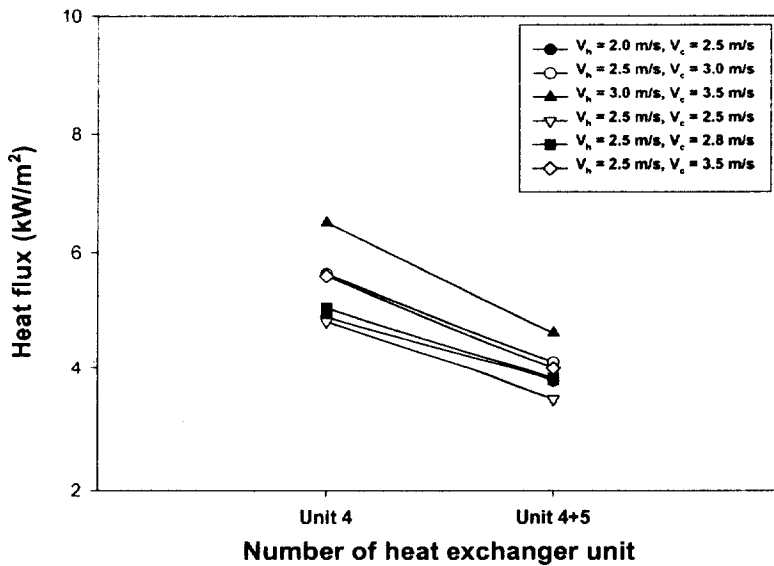


(b) Heat exchanger unit 4, 5

Fig. 4.4 Variation of heat transfer rate with number of heat exchanger unit.



(a) Heat exchanger unit 1, 2, 3



(b) Heat exchanger unit 4, 5

Fig. 4.5 Variation of heat flux with number of heat exchanger unit.

4.2 ϵ -NTU(Number of transfer units)법에 의한 열교환기 성능 해석

열교환기의 해석에 쓰이는 유용도 ϵ (Effectiveness)를 열교환기 유니트 수에 따라 Fig. 4.6에 나타내었다. 진동 세관형 히트 파이프의 원리를 이용하여 제작한 열교환기 Unit 1은 약 0.28 정도의 유용도를 나타냈으며, Unit 1+2의 경우 0.4 정도였으며 Unit 1+2+3을 설치하였을 경우는 0.5 정도의 값을 나타내었다. 또한 Unit 4의 경우 0.48 정도, Unit 4+5의 경우는 0.7 정도의 큰 값을 나타냈다.

Unit 4+5 열교환기의 유용도가 Unit 1+2+3보다 약 0.2 정도의 큰 값을 나타내었다.

여기에 사용된 유용도는 식 (4.2)과 같이 표현된다.

$$\epsilon = \frac{C_c (T_{c,o} - T_{c,i})}{C_{\min} (T_{h,i} - T_{c,i})} \quad (4.2)$$

이 식의 $C_{\min}(T_{h,i} - T_{c,i})$ 항은 최대 가능 열전달율이며, $C_c(T_{c,i} - T_{c,o})$ 항은 실제 열전달률로 정의되어진다.

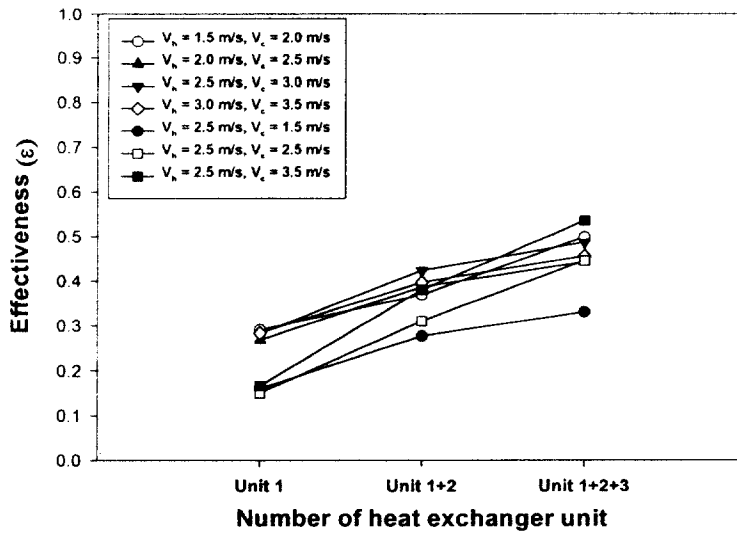
작동 유체로 에탄올을 사용한 열교환기의 경우 회수열량과 유용도가 더 좋은 것으로 나타났다. 이는 저비점 작동 유체인 R-141b와 R-142b의 경우 작동 온도가 높음에 따라 증발부의 국소적인 dry-out이 일어나 열전달 성능이 저하된 것이라 생각되어 진다.

유용도(Effectiveness)와 NTU에 의한 열교환기 성능 평가는 일반적으로 행하여지며 널리 알려진 방법이다. 따라서 본 연구에서는 ϵ -NTU 방법에 의한 진동 세관형 히트 파이프 배열 회수 열교환기의 성능을 나타내었으며 또한 진동 세관형 히트 파이프를 이용한 열교환기의 설계와 제작의 자료로 제공하고

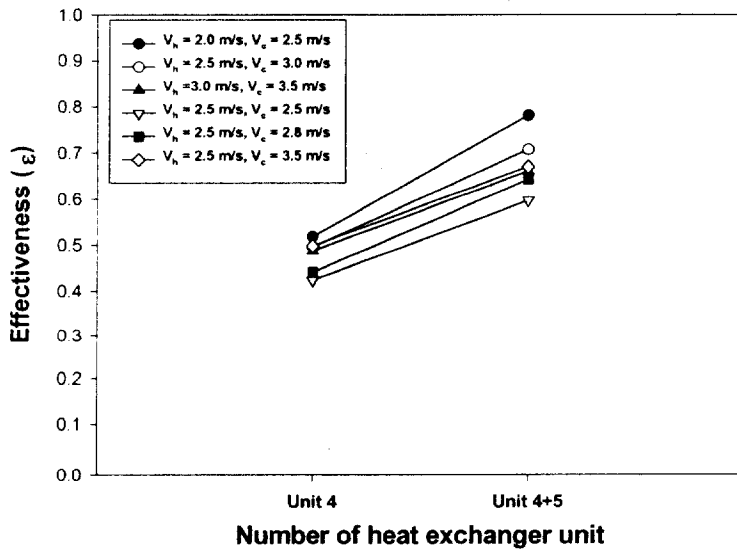
자 하였다[9].

실험결과 Unit 1일 때 NTU는 약 0.4정도를 나타냈으며 병렬로 Unit 1+2로 설치하였을 경우 NTU는 0.8, Unit 1+2+3일 경우 NTU는 1.2정도의 값을 나타내었다. 또한 Unit 4인 경우 NTU는 0.75정도의 값을 나타내고 있는데 이것은 설정온도에 대한 열량 중 전열면을 통해 회수되어지는 열량이 작기 때문인 것으로 보여지며, Unit 4+5일 때 NTU는 가열온도 범위에서 1.5정도를 나타내고 있는데 열교환기의 NTU가 1.5는 최적의 열전달 성능과 전열면적을 가진 것으로서 최적의 열교환 성능을 나타내며, 열교환기의 설계와 제작의 경우 가장 경제적인 조건으로 제시될 수 있다.

본 연구에서 적용한 형상의 열교환기를 작동 온도 범위에 따라 작동 유체를 달리하여 5대를 적용할 경우 최상의 효율과 최적의 설계를 나타낼 수 있을 것이다.

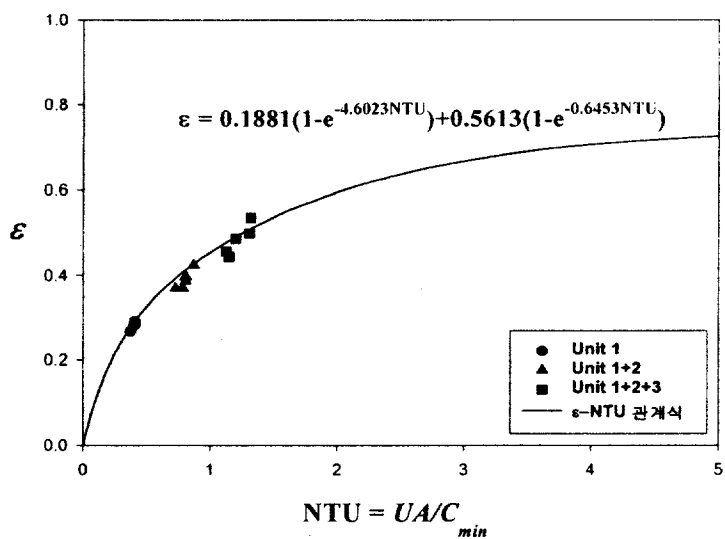


(a) Heat exchanger unit 1, 2, 3

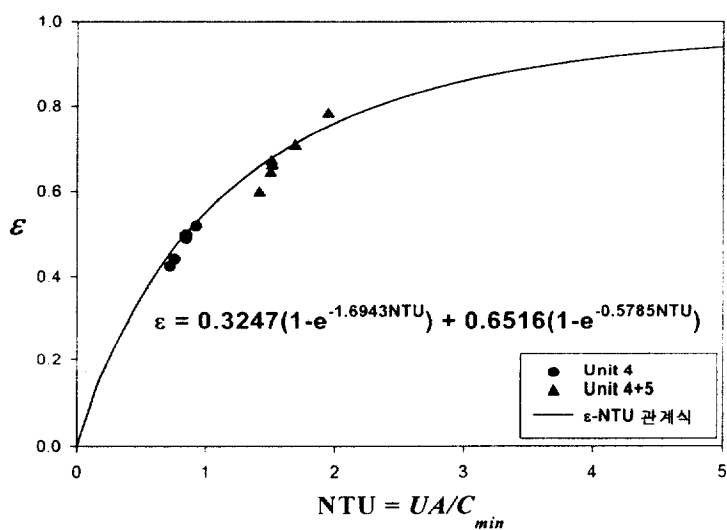


(b) Heat exchanger unit 4, 5

Fig. 4. 6 Effectiveness with number of heat exchanger unit.



(a) Heat exchanger unit 1, 2, 3



(b) Heat exchanger unit 4, 5.

Fig. 4.7 Effectiveness to NTU.

제 5 장 배열 회수용 열교환기 성능 예측 프로그램 개발

5.1 배열 회수용 열교환기 설계

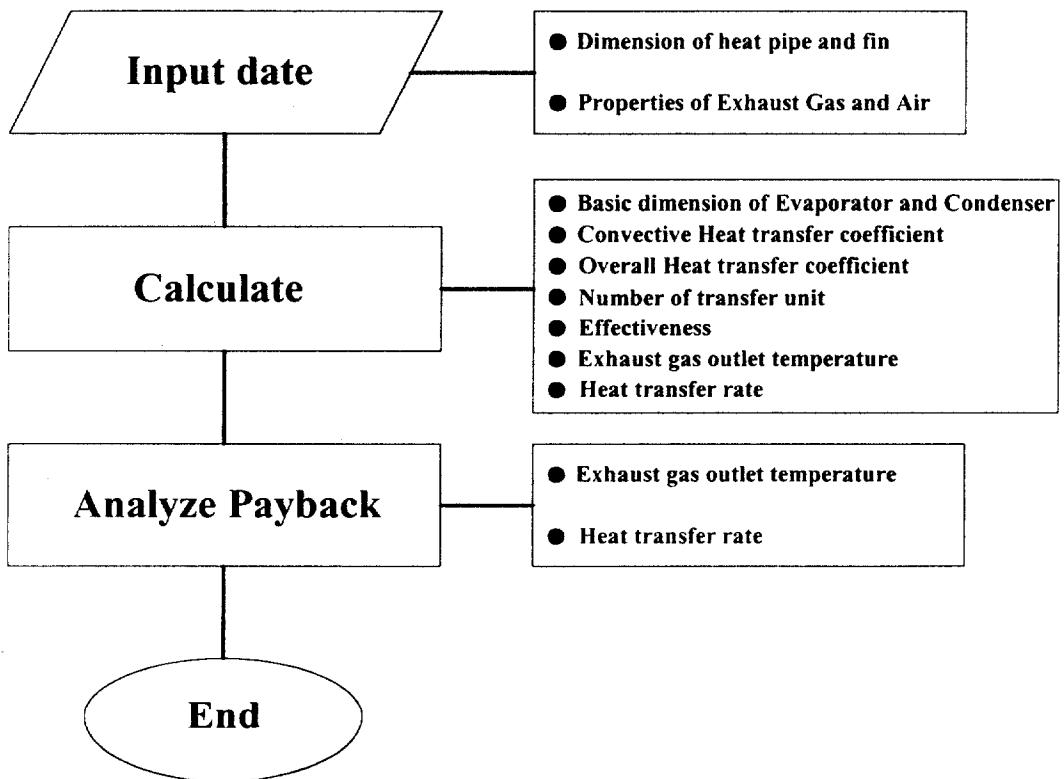


Fig. 5.1 Design flow chart of heat pipe heat exchanger.

5.2 배열 회수용 열교환기 성능 예측 프로그램 개발

- ※ 고온부와 저온부의 히트 파이프 면적비는 1 : 1로 하였다.
- ※ ϵ -NTU법을 통해 외부유체의 출구온도를 산출하였다.
- ※ 출구온도 산출은 프로그램 실행을 통해 일정온도가 산출될 때까지 반복하였다.
- ※ 히트 파이프내의 열전달계수는 고온, 저온측을 각각 6020, 4300 ($\text{kcal}/\text{m}^2\text{h}^\circ\text{C}$)로 한다.
- ※ 유체의 물성치는 유체의 입·출구 평균온도에 대한 값들을 적용하였다.

5.2.1 히트 파이프 전열면적

$$A_{tot} = A_p + A_f$$

파이프 면적

$$A_p = 2 \times (T_i \times L_h + T_u \times L_h + T_i \times T_w) \times T_{pass}$$

휀 면적

$$\begin{aligned} A_f = & 2 \times [(2 \times \pi \times F_r + F_h) \times F_i + (2 \times \pi \times F_r + F_h) \times F_w + F_i \times F_w] \times F_n \times (T_{pass} - 1) \times L_h \\ & + 2 \times (\pi \times F_h / 2 \times T_i + T_i \times T_w + \pi \times F_h / 2 \times T_w) \times (T_{pass} - 1) / 2 \\ & - (2 \times \pi \times F_r \times F_i) \times F_n \times L_h \times (T_{pass} - 1) \end{aligned}$$

5.2.2 관외측 열전달계수 (h_e)

$$h_{he} = 0.45 \times \left(\frac{(F_h + T_t) \times G_{\max}}{\mu_h} \right)^{0.625} \times \left(\frac{F_{tot}}{F_p} \right)^{-0.375} \times \left(\frac{C_{hp} \times \mu_h}{\lambda_h} \right)^{1/3} \times \left(\frac{\lambda_h}{(F_h + T_t)} \right)$$

h_{he} : 관외측 열전달계수 ($kcal/m^2 \cdot h \cdot K$)

$F_f = (2 \times \pi \times F_r + F_h) \times F_t \times F_n \times (T_{pass} - 1) \times L_h$ (휀 전면면적)

$F_p = (T_t \times L_h) \times T_{pass} + (\pi \times F_h / 2 \times T_t) \times (T_{pass} - 1) / 2$ (파이프 전면면적)

$F_{tot} = F_f + F_p$ (전체 전면면적)

$G_{\max}$: 최대질량속도 ($kg/m^2 \cdot h$) = $V_h(m/s) \times 3600 \times \rho$

C_{hp} : 유체의비열 ($kcal/kg \cdot K$)

λ_h : 유체의 열전도도 ($kcal/m \cdot h \cdot K$)

μ_h : 유체의 점성계수 ($kg/m \cdot h$)

5.2.3 열통과율(K)

$$K_h = \frac{1}{r_h + \frac{1}{h_h} + \frac{A_o}{A_i \cdot h_{ie}} + \frac{A_o}{A_i \cdot h_{ic}} + \frac{1}{h_c} + r_c}$$

A_o : 히트 파이프 외표면적 (m^2)

A_i : 히트 파이프 내표면적 (m^2)

$h_h, h_c = h_{he}$

r_h, r_c : 각각 고온, 저온측의 관외부 오염계수 ($m^2 \cdot h \cdot K/kcal$)

$r_h, r_c = 0.0004 m^2 \cdot h \cdot K/kcal$

$$h_{ie} = 6020 \text{ kcal/m}^2 \cdot \text{h} \cdot ^\circ\text{C}$$

$$h_{ic} = 4300 \text{ kcal/m}^2 \cdot \text{h} \cdot ^\circ\text{C}$$

h_{ie} , h_{ic} 는 증발·응축열전달계수로서 열유속과 포화증기압의 함수로 표시되며, 히트 파이프 단관의 성능 시험 자료로부터 도출하여 사용한다. 증·고온의 사용 온도 범위에서의 증발·응축 열전달값으로 일반적으로 6020, 4300 kcal/m²·h·°C을 적용한다[13, 17, 18].

여기서, 고온측과 저온측의 작동 유체가 동일하므로, 각각의 열전달계수를 같다고 가정하였으며, 히트 파이프의 열전도 저항은 무시하였다.

5.2.4 ϵ - NTU

$$NTU_h = \frac{U_h \times A_{tot}}{C_{min}} = \frac{U_h \times A_{tot}}{m_h \times C_{hp}}$$

여기서, C_{min} 은 관외측 공기의 열용량이다.

$$\epsilon_h = 0.3247(1 - e^{-1.6943NTU_h}) + 0.6516(1 - e^{-0.5785NTU_h})$$

5.2.5 고온측 출구온도(T_{ho})

$$T_{ho} = T_{hi} - \epsilon_h \times (T_{hi} - T_{ci})$$

5.2.6 열교환량

$$Q_h = m_h \times C_{hp} \times (T_{hi} - T_{ho})$$

고온측 열교환량을 기준으로 하여 저온측 출구온도를 산출하였다.

5.2.7 저온측 출구온도(T_{co})

$$T_{co} = T_{ci} + \frac{Q_h}{m_c \cdot C_{cp}}$$

5.3 실험값과 프로그램 예측값 비교

Table 5.1은 프로그램 예측값의 신빙성을 위해 실제 실험값과 비교하였다. 아래 표에서 알 수 있듯이 오차범위는 10%이내이다.

Table 5.1 Experimental results vs program results in Unit 4+5

	$V_h = 2.0 \text{ m/s}$ $V_c = 2.5 \text{ m/s}$		$V_h = 2.5 \text{ m/s}$ $V_c = 3.0 \text{ m/s}$		$V_h = 3.0 \text{ m/s}$ $V_c = 3.5 \text{ m/s}$		$V_h = 2.5 \text{ m/s}$ $V_c = 2.5 \text{ m/s}$		$V_h = 2.5 \text{ m/s}$ $V_c = 3.5 \text{ m/s}$	
	실험값	예측값	실험값	예측값	실험값	예측값	실험값	예측값	실험값	예측값
고온출구온도 ($^{\circ}\text{C}$)	87.7	107.29	86	108.45	89.7	114.93	88.9	108.47	81.6	109.85
저온출구온도 ($^{\circ}\text{C}$)	120.8	107.10	111.2	101.12	108.9	101.91	113.4	116.36	94.8	91.61
열통과율 ($\text{W/m}^{\circ}\text{C}$)	45.89	43.24	55.24	48.7	61.71	54.06	53.44	52.93	54.31	46.22
열교환량 (kW)	8.11	8.06	8.76	8.99	9.90	10.61	7.45	9.08	8.53	9.11

제 6 장 결 론

본 연구에서는 비산유국이면서 에너지 자원의 대부분을 수입에 의존하고 있는 우리나라의 에너지 과다 소비업체인 철강업체의 에너지 절감 노력과 목표 달성을 위한 해결책의 하나로 에너지 소비량의 50%에 달하는 배열을 효과적으로 회수하여 재이용하기 위한 고성능 고효율의 배열 회수 열교환기를 개발하기 위해 진동 세관형 히트 파이프를 이용한 열교환기를 제작하여 열전달 특성 및 열교환기 해석을 통해 다음과 같은 결론을 얻었다.

(1) 진동 세관형 히트 파이프의 원리를 이용하여 가스와 공기의 열교환을 통해 중·저온용 배열 회수 열교환기를 개발하였다.

(2) Unit 1, 2, 3의 열교환기는 유니트 수가 1대 증가할 때마다 약 1kW 정도씩 회수 열량이 증가하는 것으로 나타났으며 Unit 4, 5의 열교환기는 유니트 수가 1대 증가할 때 약 2.5kW 정도씩 회수 열량이 증가하는 것으로 나타났으며 Unit 4, 5의 열교환기 두 대를 설치할 경우 최종적으로 약 10kW를 회수하는 것으로 나타났다.

Unit 4+5 열교환기의 경우 Unit 1+2+3의 열교환기보다 열교환기 수가 적음에도 회수 열량은 약 1.5kW이상 많은 것으로 나타났다.

(3) 본 실험 조건하에서 나타난 열교환기의 유용도(Effectiveness)는 Unit 1일 때 약 0.28 정도를 나타냈으며, Unit 1+2의 경우 0.4 정도였으며 Unit 1+2+3을 설치하였을 경우는 0.5 정도의 값을 나타내었다. 또한 Unit 4의 경우 0.48 정도, Unit 4+5의 경우는 0.7 정도의 큰 값을 나타냈다.

Unit 4+5 열교환기의 유용도가 Unit 1+2+3보다 약 0.2 정도 크게 나타났다.

(4) ϵ -NTU 법에 의해 열교환기 성능을 평가하여 열교환기 Unit 1+2+3를 설치하였을 경우 NTU는 1.2정도의 값을 나타냈다. Unit 4+5일 때 NTU는 가열 온도 범위에서 1.5정도를 나타내고 있는데 열교환기의 NTU가 1.5는 최적의 열전달 성능과 전열면적을 가진 것으로서 최적의 열교환 성능을 나타내며, 열교환기의 설계와 제작의 경우 가장 경제적인 조건으로 제시될 수 있다.

(5) 중·저온용 진동 세관형 히트 파이프의 작동 유체로 물, R-141b, R-142b 및 에탄올을 사용하였을 때, 에탄올의 열전달 성능이 가장 우수하였다.

(6) 배열 회수용 열교환기 성능 예측 프로그램을 개발하여 프로그램 예측값의 신빙성을 위해 실제 실험값과 비교한 결과 오차범위는 10% 이내로 나타났다.

참고 문헌

- [1] Im, Y. B, LEE, W. H and Kim, J. S, Influence of Working Fluid to Heat Transfer Characteristics of Heat Exchanger using Oscillating Capillary Tube Heat Pipe for Low Temperature Waste Heat Recovery, Proceedings of '99 Summer Conference of SAREK, pp. 89-94, 1999
- [2] Akira, Hirota., Air to air Heat Exchanger, Refrigeration of Japanese association of Refrigeration, vol. 65, pp. 1214-1218, 1990
- [3] Cho. S. M., Park, Y. J., Kim, C. S. and Seo, W. B., Development of waste heat recovery technology in Iron and Steel making process, Proceeding of 14th Workshop for the technique of energy saving, pp. 361-365, 1999
- [4] Chun, W. P., Lee, K. W., Park, K. H., Lee, K. J., Kim, S. H. and Lee, K. A., Characteristics of waste heat recovery in thermal dryer of organic waste, Proceeding of 14th Workshop for the technique of energy saving, pp. 158-167, 1999
- [5] A. Faghri, Heat pipe science and technology, Taylor & Francis, Washington, DC, pp. 21-22, 625-671, 1995

- [6] U. H. Kurzweg and Ling de Zhao, Heat Transfer by High-frequency Oscillations : A New Hydrodynamic technique for achieving large effective thermal conductivities, *Phiys. Fluid*, Vol. 27, No. 11, pp. 2624-2627, 1984
- [7] G. P. Peterson, An introduction to heat pipes, John wiley & sons, Inc., New York, pp. 4-7, 85-95, 232-237, 1994
- [8] Z. Niekawa and Y. Kimura, Introduction of Micro Heat Pipe and Technique of Heat Radiation, pp. 1-6, 1999
- [9] YUNUS A. CENGEL, "Heat transfer", McGraw-Hill, pp. 570-620.
- [10] B. J. HUANG, J. T. TSUEI, "A method of analysis for heat pipe heat exchangers", *Int. J. Heat & Mass Transfer*, Vol. 28, No. 3, pp. 553-562, 1985
- [11] P. D. DUNN, D. A. REAY, "Heat pipes", PERGAMON, 1995
- [12] S. S. Hsieh, C. T. Liauh, and W. S. Han, Thermal performances of heat exchangers applicable to waste heat recovery systems, *Applied Energy*, vol. 29, pp. 191-200, 1998
- [13] Lee, K. W., Chang, K. C., Lee, K. J., A Study on the Heat transfer Characteristics by Counter Flow and Parallel Flow in Seperate Heat Pipe

Heat Exchanger, The 2nd Heat Pipe Workshop Korea, pp. 21-35, 1998

[14] K. Gi., T. Izumi, S. Maezawa and H. Akachi, Heat transfer Characteristics of Looped Oscillating Heat Pipe, 35th National Heat Transfer Symposium of Japan, vol. 2, pp. 519-520, 1998

[15] H. Akachi, Looped Capillary Tube Heat Pipe, Proceedings of 71th General Meeting Conference of JSME, vol. 3, pp. 606-611, 1994

[16] G. F. Hewitt, G. L. Shires and Y. V. Polezhaev, International encyclopedia of heat & mass transfer, CRC Press, New York, pp. 551-555 1997.

[17] Chen, Y.G., Gao M. C and Xin M. D., Experiments of Heat Transfer Performance of Seperate Type Thermosiphon, Int. Heat Pipe Symposium, 1986.

[18] Imura, H., Flow and Heat Transfer Characteristics in a Closed-Type Two-Phase Loop Thermosyphon, Trans. of the JAR Vol.6, No.2, 1989

감사의 글

2년이란 시간이 어떻게 흘러갔는지, 시작할 때의 맘속의 다짐들을 하나씩 되짚어 보면 아쉬움이 왜이리 많이 남는지, 하지만 아쉬움 속에서 많은 것을 느꼈고 이젠 하나씩 하나씩 보완해가면서 더욱 더 성숙한 삶으로 나아가려 합니다.

본 논문이 완성되기까지 부족한 저에게 항상 변함없는 지도와 격려, 사랑을 아끼지 않으신 김종수 교수님의 깊은 은혜에 감사 드립니다. 그리고 논문 심사를 위해 애써주시고 학문적인 조언을 주셨던 오후규 교수님, 금종수 교수님, 김영수 교수님, 최광환 교수님, 윤정인 교수님, 정석권 교수님, 김은필 교수님께도 깊은 감사 드립니다.

진심 어린 대화를 통해 항상 걱정해주고 어려울 때마다 도움을 아끼지 않으셨던 정훈형, 항상 실험실의 크고 작은 일까지 일일이 처리하면서 논문까지 쓰시느라 고생이 굉장히 많으셨던 주원형, 함께 지내면서 학문적인 조언을 아끼지 않으셨던 옥현형, 정말 깊이 감사합니다.

형처럼 많이 이끌어 주시고 같이 생활하면서 많은 도움을 주신 영태형, 용규형, 종현형, 현석형, 성준형, 정말 고맙습니다.

바쁘던 식사 생활을 항상 여유롭게 웃으면서 생활한 성복이, 믿음직한 모습으로 탁월한 리더십으로 연구실을 한해동안 잘 이끌어온 현석이, 세상 누구보다 뒤지지 않는 성실함을 타고난 성호, 모든 일을 열심히 하는 원호, 여자의 몸으로서 어려운 일도 쉽게 잘하는 수정, 이제 막 학부의 티를 벗은 재홍, 영수, 수현, 학부생 같지 않은 재욱, 태진, 태호, 그리고 머나먼 타지에서 오셔서 열심히 공부하시는 홍아저씨, 항상 힘들때마다 많은 도움을 준 영화, 은정씨, 친구들, 정말 고맙습니다.

오늘날 저를 이 자리에 있을 수 있게 해주신, 항상 믿어주시고 책임감과 성실함을 몸소 보여주신 아버님, 어머님, 그리고 형, 누나, 형수님들 정말 감사합니다. 이제 조금씩이나마 그 은혜 갚아 나가겠습니다.