

공 학 석 사 학 위 논 문

진동형 히트 파이프를 이용한
고성능 환기배열 회수기
개발에 관한 연구

2006년 2월

부 경 대 학 교 대 학 원

냉동공조공학과

최 상 조

공 학 석 사 학 위 논 문

진동형 히트 파이프를 이용한
고성능 환기배열 회수기 개발에 관한 연구

지도교수 김 종 수

이 논문을 공학석사 학위논문으로 제출함

2006년 2월

부 경 대 학 교 대 학 원

냉동공조공학과

최 상 조

최상조의 공학석사 학위논문을 인준함

2005년 12월

주	심	공학박사	정 석 권 (인)
위	원	공학박사	최 광 환 (인)
위	원	공학박사	김 중 수 (인)

목 차

Abstract	i
Nomenclatures	iii
제 1 장 서 론	1
1.1 연구의 배경 및 목적	1
1.2 환기열 회수기에 대한 고찰	4
제 2 장 진동형 히트 파이프의 개요 및 특성	8
2.1 PHP의 원리	8
2.2 작동 유체의 선정	12
제 3 장 실험 장치 및 방법	18
3.1 실험 장치의 구성	18
3.2 실험 방법	24
3.3 데이터 처리	26
제 4 장 실험 결과 및 고찰	33
4.1 열 회수 성능 (1 unit case)	33
4.2 열 회수 성능 (2 unit, 3 unit case)	39
4.3 압력 강하 특성	44
4.4 상용 제품과의 효율 비교	46
4.5 j-factor와 f-factor	50

제 5 장 결 론	53
-----------------	----

참고문헌	56
------------	----

謝 辭	59
-----------	----

Development of High Efficiency Waste Heat Recovery Ventilator with Heat Exchanger Using the Pulsating Heat Pipe

Sang-Joe Choi

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

Abstract

In this study, waste heat recovery ventilator with high efficiency was developed using principle of pulsating heat pipe. 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 extruded flat aluminum tube with 6 channel (i.d 2.25×2.75 mm) and louvered fin. Through basic performance experiment results, the working fluids were R-134a and its charging ratio was 30%, 40% in total inner volume of heat exchanger(ϕ). The specification of heat exchanger used the size of extruded flat aluminum tube was 1000×400 mm, thickness 22mm and composed of 10 turns. The experiment was performed by variation of air velocity, charging ratio and unit of heat exchanger.

From the experimental result, the efficiency of heat transfer according to variation of air velocity was about 44% to 72% and the heat transfer rate

and effective thermal conductivity increased in case of ϕ 40% type. Also, the performance of heat exchanger was evaluated by using j-factor and f-factor method.

I estimated PHP type waste heat recovery ventilator through the comparison to conventional models. The difference of performance was small within 10% in result of comparison with real experimental values.

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}	Total area of heat exchanger	[m ²]
C	Heat capacity rate	[KJ/K]
C_p	Specific heat	[KJ/kg · 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 K]
h	Heat transfer coefficient	[W/m ² K]
h_{lg}	Latent heat	[KJ/kg]
k	Thermal conductivity	[W/m · K]
L	Length of heat exchanger	[m]
l	Length between evaporation and condensation	[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]
V	Velocity	[m/s]
U	Overall heat transfer coefficient	[W/m ² °C]

Greek symbols

μ	Viscosity	[kg/s · m]
ρ	Density	[kg/m ³]

제 1 장 서 론

1.1 연구의 배경 및 목적

고도의 경제 성장과 사회 변동은 사람들의 가치관과 삶의 목표를 급격히 변화시키고 있다. 고도 경제 성장과 사회 변동은 경제적, 물질적 조건을 나타내는 객관적 지표보다 그것을 전제로 한 자신의 만족감, 즐거움, 쾌적감 등의 주관적 지표에 더 의미를 두고 있다.

삶을 영위하는 가정, 삶의 터전인 직장을 비롯한 모든 건축물에는 이 쾌적감을 기본적으로 충족시켜야 하겠다. 하지만 고도로 밀폐화되어 가는 건물 내의 환경은 인간의 건강마저 위협하고 있는 실정이다. 특히 실내에서 1/3 이상을 생활하는 현대인에게 있어 실내 공기질(Indoor Air Quality : IAQ)의 중요성이 인식되어, 근래 선진국을 비롯한 많은 나라에서는 실내 공기오염이 새로운 환경공해 문제로 부각되며 그에 대한 연구가 활발히 진행되고 있다. 뒤늦게나마 국내에서도 실내 공기질 관리의 의무화라는 취지 아래 2004년 5월 30일부터 실내 공기질 관리법이 시행되기에 이르렀다. 실내 공간에서의 주요 공기오염 물질의 발생원 및 인체에 미치는 영향을 Table 1에 나타냈다[1].

하지만 에너지 위기가 도래하자, 각종 산업 분야에서 에너지 절약 및 효율을 높이기 위한 노력으로 건물의 단열을 통한 밀폐화와 에너지 절감장치를 설치하는 건물이 증가되는데 비하여, 그 건물에서 생활하는 사람이 그들의 생활양식을 이해하지 못해, 민감한 실내의 거주환경에서의 적절한 환기와 에너지 절감을 실시하지 못하고 있는 실정이다. 예를 들면, 고층 건물의 경우 자연환기를 실시할 수 없는 환경적인 문제가 있어 전적으로 기계적 환기를 실시하게 된다.

Table 1 The kind of air pollution materials

오염물질	발생원	인체에 미치는 영향
먼지	인체활동, 의복, 청소, 대기 중의 먼지 유입	호흡기 질환, 진폐증, 알레르기 (천식, 아토피피부염)
CO ₂	인체호흡, 연소기구, 자동차 배기가스	이명, 두통, 호흡장애
포름알데히드	각종 합판 및 가구, 단열재, 화장품	눈, 코, 목 등에 자극증상, 어지러움, 기침, 정서불안, 기억력 저하, 설사, 피부질환
생물성 물질(곰팡이, 꽃가루, 박테리아, 바이러스)	가습기, 에어컨, 냉장고, 애완동물, 침대	감염성 질환, 알레르기, 폐렴, 비염, 아토피 피부염, 결막염
담배연기	직간접 흡연	만성 폐질환, 기도 저항증가, 천식, 중추신경영향
라돈	콘크리트, 흙, 지하수, 화강암	폐암
석면	단열재, 절연재, 석면타일	피부질환, 호흡기 질환, 석면증, 폐암
유기용제	페인트, 접착제, 스프레이, 왁스, 방향제	피로감, 정신착란, 두통, 구토, 현기증, 기억장애
악취	각종 악취물질	불쾌감

또한 잦은 환기를 실시함에 따른 실내 온열환경이 자주 바뀌는 것을 꺼려하는 현대인들의 생활 패턴으로 인해 적시 적절한 환기가 이루어지지 못하고 있으며, 오로지 환기만을 고려하게 된다면 실내 냉·난방용 에너지 소비량의 25 ~ 60%에 이르는 환기 부하를 감당해야 한다. 즉, 실내공기 관리를 위해서 환기보다 더 이상적인 방법은 없지만 환기 자체의 목적을 달성하기 위해서는 많은 제약 사항을 고려하여야 하며, 환기시의 에너지 절약에 관한 대책을 마련하지 않는다면 그리 환영받지 못하는 시대적 상황에 처해있다. 이러한 환기로 인한 냉·난방용 에너지 손실을 최소화하여야 하는 시대적 요구를 충족시키기 위해, 에너지 절약에 대한 측면은 환기열 회수기에 맡겨두고, 환기를 자유롭게 할 수 있도록 하려면 고효율의 회수기가 반드시 필요하다.

기존의 환기열 회수기들을 살펴보면, 환기열 회수효율이 일정하지 않아 신뢰성 확보가 무엇보다 시급한 실정이다. 열교환 소자를 대부분 수입에 의존하고 있으며 제작 공정이 복잡해 가격이 높다는 것을 알 수 있다. 그리고 풍량별로 독립 모델을 제작하고 있어 제작 상에 많은 낭비가 초래되고 있다.

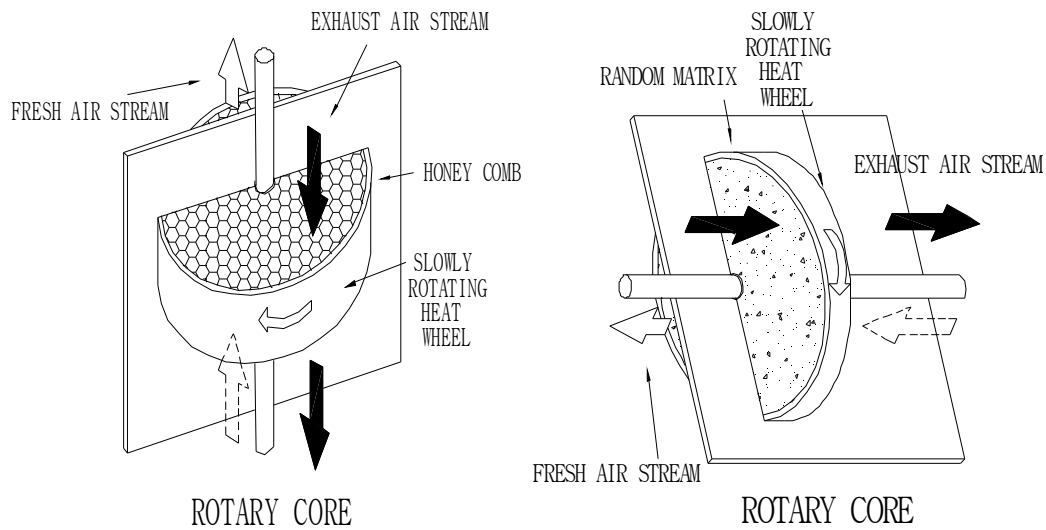
따라서 본 연구에서는 답보 상태에 머무르고 있는 환기열 회수기기의 성능을 개선하기 위해, 초열전도 소자로 널리 알려진 진동형 히트 파이프(Pulsating Heat Pipe, 이하 PHP)를 이용하여 열 회수 성능과 편의성, 경제성을 향상시키고자 하였다. PHP type 열교환기를 이용한 환기시스템은 별도의 구동시스템이 필요 없으며, 높은 열전달 성능으로 인한 높은 효율을 기대할 수 있다. 또한 단일 유닛만을 제작하여 부하 변동에 따라 다열 배치하는 cassette type이므로 상당히 효율적이고 경제적이다. 그리고 내부에 욱이 없어 다양한 형태로 제작 가능하며, 제작 공정이 간단해 저가격으로 제작이 가능하며, 자동차용 폐 라디에이터를 이용할 경우 제조단가는 더욱 낮아질 수 있을 것이다. 이와 같은 장점을 고려한다면 기존 환기열 회수기의 좋은 대안이 되리라 예상된다[2-3].

1.2 환기열 회수기에 대한 고찰

환기 시스템은 크게 공기오염 물질을 걸러내는 필터와 환기열을 회수하는 열 회수 부분으로 나눌 수 있는데, 그 중 필터 분야는 매년 비약적인 발전을 이루어 현재, $1.2\ \mu\text{m} \sim 1.7\ \mu\text{m}$ 의 미세먼지를 99.999% 이상 여과할 수 있는 초고효율 필터로 반도체나 LCD제조시설 내 클래스1 클린룸의 공기정화용으로 사용되는 울파 필터(ULPA : Ultra Efficiency Particulate Air) 등이 개발되었다. 하지만 열 회수 분야는 아직 각각의 장치들이 경합을 벌이며 성능 경쟁을 하고 있다. 다시 말해 확실한 열 회수 효율과 특색 있는 경쟁력을 지닌 기기들이 나타나지 않았다는 뜻과 일맥상통한다 하겠다. 이러한 시대적 흐름과 요구로 인해 현재는 많은 종류의 환기 시스템이 개발되어 상품화되고 있으며, 각각의 장단점을 살펴보면 다음과 같다.

(1) 로터리형 전열교환기

Fig. 1에 일반적인 로터리형 전열교환기 두 가지를 나타내었다. 환기부하 저감과 환기의 목적을 달성하기 위해 널리 사용되고 있는 로터리형 전열교환기의 경우 열교환을 위한 honeycomb, aluminum element, ceramic fiber 등의 재질로 제작되는데, **대부분 수입에 의존**하고 있어 전열교환기 가격의 상승요인이 되고 있다. 또한 **장기 사용시 배기누설**과 같은 내구성 문제와 honeycomb 등에 습기와 먼지가 퇴적되어 **세균과 미생물이 번식**하게 될 우려가 있다. 또한, **로터 회전을 위한 별도의 구동시스템이 필요**한데, 이를 장기간 사용하게 되면서 고장의 원인이 되고 있다.



Rotary honey comb type

Rotary random matrix type

Fig. 1 Rotary type ventilator

(2) 알루미늄 판형 배열회수기

Fig. 2와 같은 알루미늄 판형 배열회수기의 경우 구조가 간단하고 타 방식의 시스템보다 무게가 가벼워 설치가 쉬우며, 저가격이라는 장점이 있다. 하지만 이 또한 수입에 의존하고 있으며, 구조적으로 급기와 배기의 이동통로가 교차 될 수 있도록 하우징을 제작해야 하므로 열교환 용량에 비해 부피가 크며, 알루미늄 판의 표면 오염에 따른 급격한 성능 저하와 급·배기량의 변동에 대한 응답성이 낮아 일정 효율을 기대하기 어려우며, 효율 역시 45% 까지 급감한다.

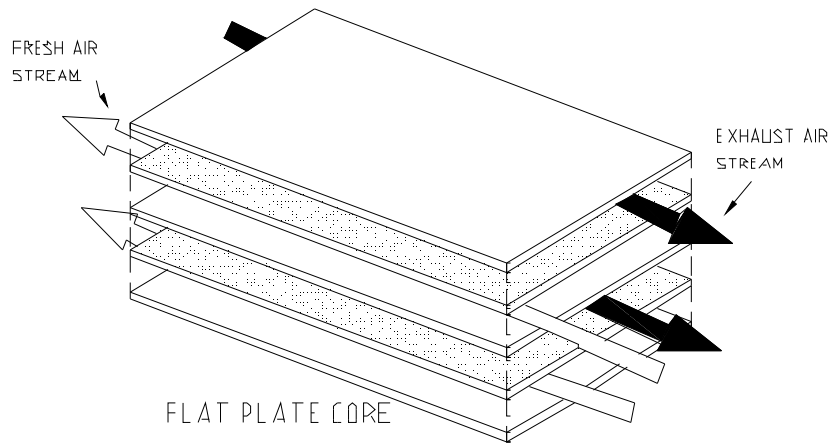


Fig. 2 Aluminum plate type ventilator

(3) 히트 파이프형 배열회수기

현재, 열전달 성능이 우수한 워(wick)형 히트파이프나 써모사이폰(thermosyphon)을 환기열 회수용 열교환기로 적용한 환기시스템이 일부 중소기업에 의해 제작되어 시판되고 있다. Fig. 3에서 보는 바와 같이 히트 파이프를 이용하기 때문에 열 회수 효율과 열 응답성이 높지만, 제조공정이 복잡하여 제작비용이 비싸, 환기시스템 보급에 크게 기여하지 못하고 있는 실정이다.

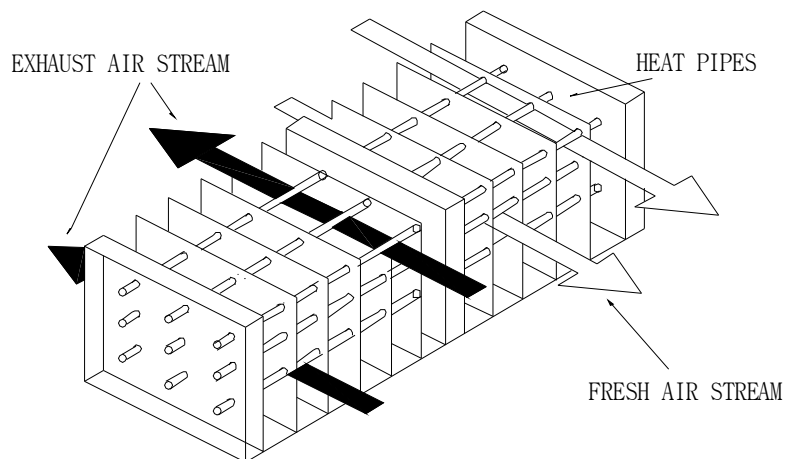


Fig. 3 Heat pipe type ventilator

위에서 살펴 본 시스템은 아직까지도 그 효율성에 대한 의구심이 사라지지 않아, 열 회수 효율과 응답성, 경제성을 제고하기 위한 새로운 기술이 요구되고 있다.

일반 열교환기에 대한 연구는 많은 연구자들이 다루어 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 -과 효율에 따른 열교환기 선정, 열교환기 설계 프로그램에 의한 열교환기 설계 및 응용은 이미 정립되어 널리 사용되고 있다. 하지만 PHP를 이용한 열교환기는 그 우수한 성능에도 불구하고, 아직 사용 분야가 한정되어 있으며, 적용 형상과 신뢰성에 대한 연구가 부족한 탓으로 적용이 제한되고 있는 실정이다.

하지만 PHP를 이용한 환기열 시스템 개발이나 연구에 대한 시도는 아직까지 없었다. 따라서 본 연구에서는 PHP를 이용한 환기열 회수기가 실제로 사용되었을 때의 성능을 살펴보고 어떠한 특성을 가지고 있는지 각 사용조건에 따라 살펴보고자 KS B 6879와 KARSE B 0300-2003의 폐열회수형 환기 유닛의 성능시험법에 따라 실험을 실시하였다. 또한 j-factor와 f-factor를 산출하여 차후 열교환기 설계 지표로 사용하도록 하였다.

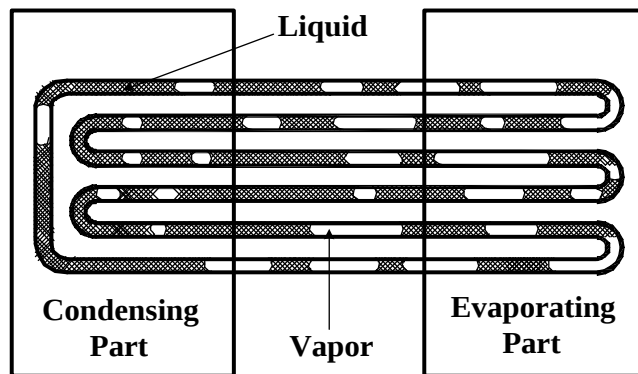
제 2 장 진동형 히트 파이프의 개요 및 특성

2.1 PHP의 원리

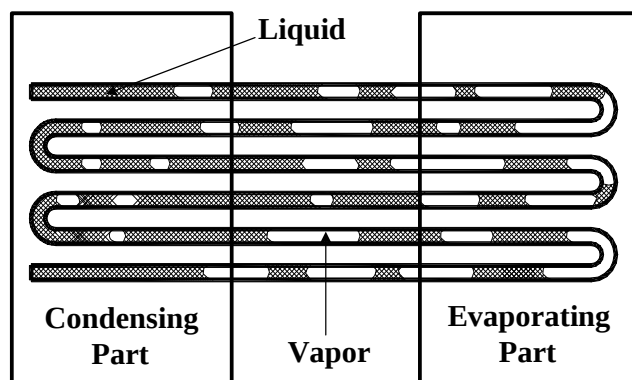
히트 파이프는 밀폐된 용기 내에서 작동 유체의 증발 및 응축을 연속적으로 행하여 잠열의 형태로서 열을 수송하는 열전달 기구(heat transfer device)이며, 그 대표적인 예로는 썬모사이폰(thermosyphon), 워(wick)형 히트 파이프, 마이크로 히트 파이프(micro heat pipe) 및 드림 파이프(dream pipe) 등이 있으며 각각이 이미 실용화되어 있다.

그러나, 썬모사이폰은 응축된 액을 중력에 의해 증발부로 환원시켜야 하기 때문에 증발부(가열부)가 항상 응축부(냉각부) 아래에 있어야 하는 사용 조건에 제한이 있으며, 썬모사이폰 및 워형 히트 파이프 모두, 앞서 언급한 설치 공간의 제약으로 인해 컴팩트화 측면에서 세관화가 요구되지만, 관경의 감소에 따른 열전달 한계가 있어 세관화가 어렵다. 물론 이러한 목적으로 마이크로 히트 파이프가 응용되고 있지만 제작이 어렵고, 이 또한 열수송량이 매우 작아서 대량의 열수송이 곤란하다.

이러한 기존의 단점을 극복하는 열 수송 기구로서, PHP에 대한 관심이 집중되고 있다. PHP는 1987년 Akachi[4]에 의해 처음으로 제안되었으며, Fig. 4와 같이 크게 루프형(looped type) PHP와 비루프형(non looped type 또는 closed-end) PHP로 나뉜다.



(a) Looped type



(b) Non-looped type

Fig. 4 Basic concept of pulsating heat pipe

PHP는 워(wick)에 의한 증발부로의 작동액의 환원 없이, 유체의 진동에 의해 열을 수송하는 열전달 기구로, 그 구조는 Fig. 5에 나타낸 것과 같이, 간단히 세관을 사행(serpentine)시킨 밀폐 구조로서, 진공 상태로 만든 후 임의의 비율로 작동 유체를 충전시킨 매우 단순한 구조로 되어있다. 그리고 그 형상은 매우 간단하고, 세관이기 때문에 유연성을 가지고 있으며, 고압에도 견딜 뿐만 아니라, 특히 일정 턴 수 이상에서는 상부·수평·하부 가열 모드에서도 정상적인 작동이 가능하다. PHP는 무엇보다도 저비용으로 제작이 가능하며, 제작공정도 매우 간단하다는 등의 장점을 가지고 있다.

기본적인 작동은 작동액 및 증기포의 불규칙적인 루프 내 순환 또는 축방향 진동에 의한 것이며, 가열부에 주어진 열량만큼의 핵비등(nuclear boiling)을 일으키고, 핵비등에 의해 발생된 기포는 합쳐진 후 기액 슬러그류(slug flow)의 형태로 된다. 슬러그류는 압력파(pressure wave)를 발생시킴과 동시에 축방향 진동을 동반하는 유동으로 되어 순환하고, 증기의 기포가 대류열전달과 잠열수송을 한다.

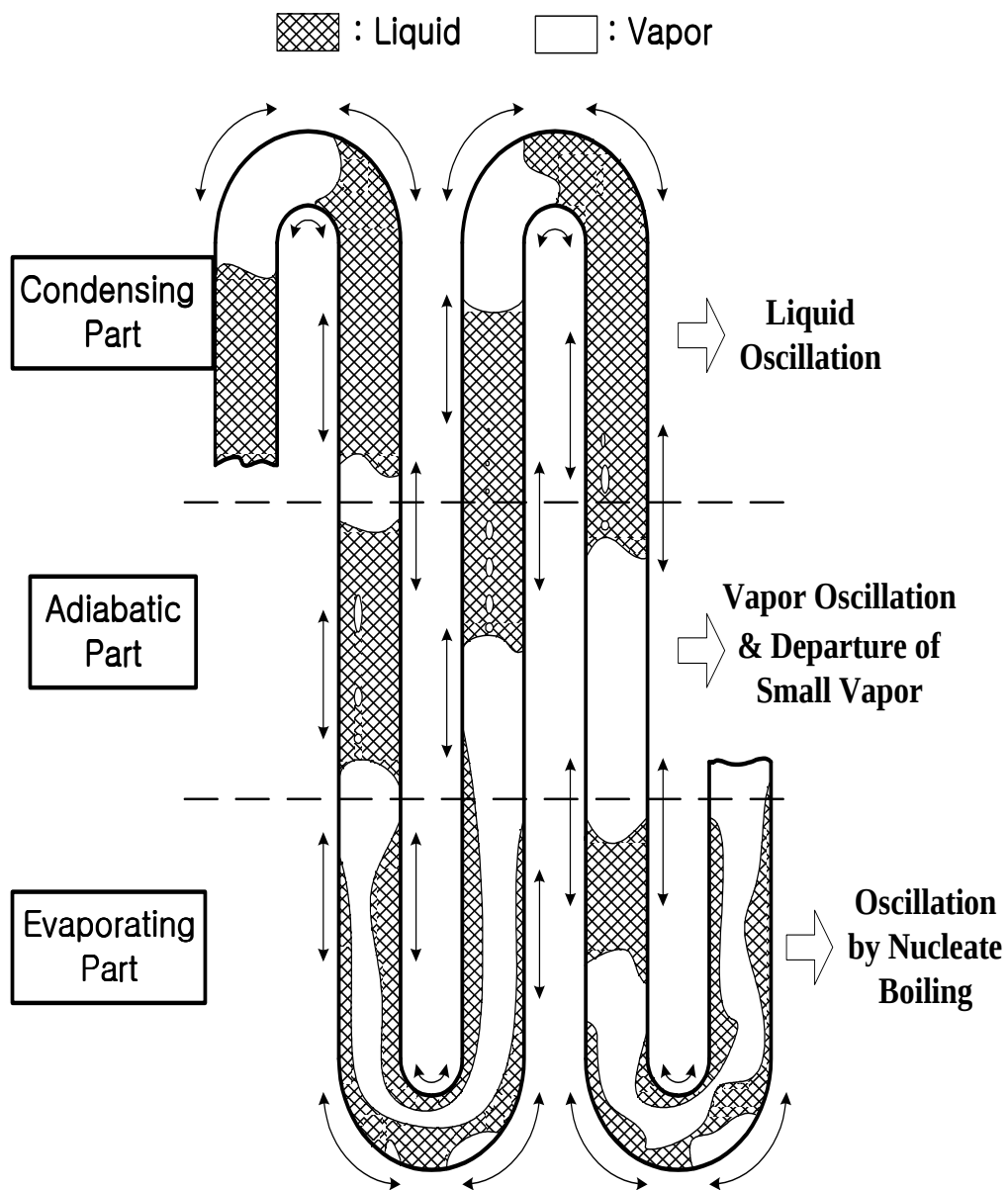


Fig. 5 Basic concept of pulsating heat pipe

2.2 작동유체의 선정

히트파이프의 근본적인 작동 요소가 작동유체의 증발과 응축이기 때문에 적절한 작동유체의 선정은 히트파이프의 설계 및 제조에 있어 가장 중요한 요소이다. 작동유체의 선정시 고려해야 될 사항에는 작동온도 범위, 증기압, 증발잠열 및 점성 계수 등과 같은 작동유체의 열·물리적 물성과 관 재료와의 친화성, 안정성 및 독성 등이 있다. 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 작동유체의 작동 온도에 따라 내부의 압력이 결정된다.

Table 2는 작동 온도에 따른 대표적인 작동 유체의 종류를 극저온용(0 ~ 200 K), 저온용(200 ~ 550 K), 중온용(550 ~ 750 K), 고온용(750 ~ 3000 K)으로 분류하였고, 임계점의 온도와 압력을 나타내었다. 극저온용으로는 헬륨, 아르곤등이 대표적인 작동유체이며, 저온용으로는 물과 프레온계 냉매를 비롯한 많은 종류의 작동유체가 있다. 또한, 고온용으로는 나트륨, 칼륨, 리튬 등과 같은 액체금속이 사용된다[5]. 하지만 이러한 온도 범위는 매우 넓기 때문에 효과적인 히트파이프 성능을 얻기 위해서 이러한 작동 온도에 따른 열수송 성능에 미치는 작동유체 열물성의 영향을 알 필요가 있다. 그러므로 히트파이프의 정확한 설계를 위해, 작동 유체의 열물성을 통해서 열수송 성능을 예측할 수 있는 평가지수인 Merit number[6]를 이용하며, 일반적으로 Merit number의 값이 클수록 열수송 성능이 우수하다고 알려져 있다. 히트 파이프의 경우는 식 (1)과 같으며,

$$M_h = \frac{\rho_f \sigma h_{fg}}{\mu_f} \quad (1)$$

썬모사이폰의 경우는 식 (2)와 같다.

$$M_t = \left[\frac{(k_f)^3 (\rho_f)^3 h_{fg}}{\mu_f} \right]^{0.25} \quad (2)$$

여기서, ρ_f , σ , μ_f , k_f 및 h_{fg} 는 각각 작동유체의 밀도, 표면장력, 점성계수, 열전도율 및 증발잠열이다. 상관식에 나타난 바와 같이 작동유체의 밀도, 표면장력, 열전도율 및 증발잠열이 클수록, 점성계수가 작을수록 열역학적 특성이 우수하다. Fig. 6 ~ 7은 작동온도(240 ~ 360 K)에서 워형 히트 파이프와 썬모사이폰에 사용되는 대표적인 작동 유체의 평가 지수를 나타낸 것이다.

기존의 Merit number는 워형 히트 파이프나 썬모사이폰의 경우에 적용이 가능하도록 각각 제시되어 있으며 PHP에 적용할 수 있는 기준이 아직까지는 명확하게 정립되지 않고 있다. 따라서 본 연구에서는 저온용(150 ~ 750 K)으로 사용되는 작동 유체 중에서 열적, 물리적으로 안정 상태에 있으며, 알루미늄 재질로 제작된 열교환기와 화학적 반응을 보이지 않는 것을 선택하도록 하였다. 먼저, M_h 와 M_t 가 높은 R-22, 아세톤, 물, R-134a를 선정하였다. 이중 물이 가장 우수한 성능을 나타내지만, 알루미늄 재질과의 친화성이 떨어지고, 비등점이 사용 온도 범위에서 너무 높으며 포화증기압을 고려할 때 적합하지 않은 것으로 판단되었다. 또한 GWP, ODP 등 환경에 영향을 미치지 않는 것도 고려하여, R-22는 환경에 미치는 영향과 사용 온도 범위에서 너무 높은 내부 압력을 가지므로 제외하였다. 따라서 최종적으로 R-134a를 작동 유체로 선택하였다.

Nishio(西尾)[7-8] 등은 증류수-유리관 PHP에 대해 실험한 결과 충전율 (ϕ : 내부체적)30 ~ 50%에서 가장 우수하다고 보고하였으며, Kim[9-10] 등은 작동 유체 R-141b, 알루미늄 편평 압출관(A_i : 1.75 mm $\times$ 0.8 mm) PHP를 제작하여 열

전달 성능을 분석한 결과 충전율 ϕ : 40% 내외에서 가장 우수하다고 보고하였으므로, 본 실험에서는 ϕ : 30%, 40% 두 가지를 이용하여 최적 충전율을 알아보고자 하였다. Table 3은 작동 유체와 재료 용기와의 친화성을 나타낸 것이다.

Table 2 Working fluids and temperature ranges

Logarithmic Temp. Scale	Working Fluids	Melting & Boiling Point, K at 1 atm	Critical Point, K & MPa(abs)	Useful Ranges, K
Cryogenic Temperature (0~200 K)	Helium	1.0 & 4.21	5.2 & 0.227	2 ~ 4
	Hydrogen	13.8 & 20.38	33.19 & 1.315	14 ~ 31
	Neon	24.4 & 27.09	44.5 & 0.018	27 ~ 37
	Nitrogen	63.1 & 77.35	126.19 & 3.397	73 ~ 103
	Argon	83.9 & 87.29	150.66 & 4.860	84 ~ 116
	Oxygen	54.7 & 90.18	154.58 & 5.043	73 ~ 119
	Methane	90.6 & 111.4	190.55 & 4.595	91 ~ 150
	Ethane	89.9 & 184.6	305.53 & 4.871	150 ~ 240
Low Temperature (200~550 K)	R-11	162 & 297	470.96 & 4.407	233 ~ 393
	R-22	113.1 & 232.2	369.17 & 4.990	193 ~ 297
	R-134a	169.70 & 246.3	374.03 & 4.056	213 ~ 300
	R-141b	253 ↓ & 302.0	423.0 ↑ & 1.81 ↑	253 ~ 420
	R-142b	223 ↓ & 263.3	398.0 ↑ & 3.37 ↑	223 ~ 373
	R-290	123 ↓ & 231.1	369.70 & 4.248	200 ~ 330
	Ammonia	195.5 & 239.9	402.22 & 11.333	213 ~ 373
	Ethanol	158.7 & 351.5	513.9 & 6.14	273 ~ 403
	Methanol	175.1 & 337.8	512.6 & 8.09	283 ~ 403
	Acetone	180.0 & 329.4	508.1 & 4.70	273 ~ 393
	Water	273.1 & 373.1	646.99 & 22.064	323 ~ 473
	Toluene	178.1 & 383.7	591.8 & 4.10	323 ~ 473
	Naphthalene	353.4 & 490	748.4 & 4.05	408 ~ 478
Medium Temperature (550~750 K)	Dowtherm	285.1 & 527.0	-	423 ~ 668
	Mercury	234.2 & 630.1	-	523 ~ 923
	Sulphur	385.9 & 717.8	-	530 ~ 947
High Temperature (750~3000 K)	Cesium	301.6 & 943.0	-	723 ~ 1173
	Sodium	371.0 & 1151	-	873 ~ 1473
	Lithium	453.7 & 1615	-	1273 ~ 2073
	Calcium	1112 & 1762	-	1400 ~ 2100
	Lead	600.6 & 2013	-	1670 ~ 2200
	Silver	1234 & 2485	-	2073 ~ 2573

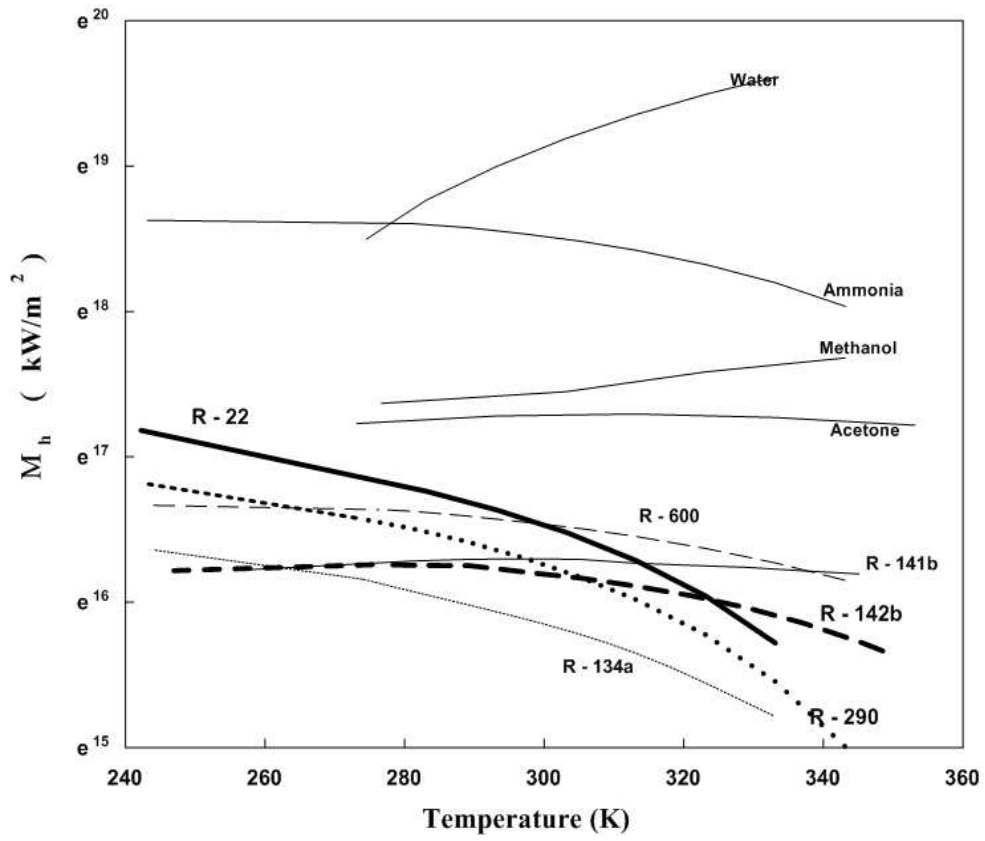


Fig. 6 Merit number of selected working fluids for heat pipe

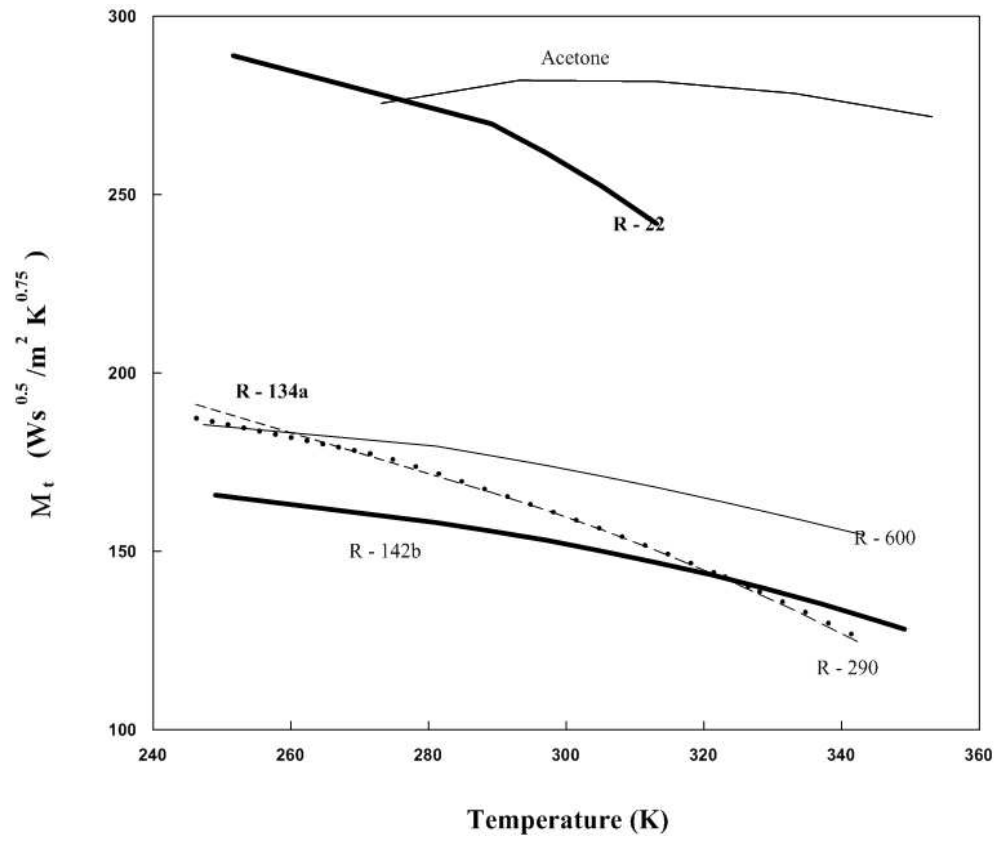


Fig. 7 Merit number of selected working fluids for thermosyphon

Table 3 Generalized results of experimental compatibility tests

Working Fluids	Compatible Material	Incompatible Material
Water	Stainless steel, Copper, Monel, Silica, Nickel, Titanium,	Aluminum, Inconel
Ammonia	Aluminum, Carbon steel, Stainless steel, Iron, Nickel,	Copper
Methanol	Stainless steel, Iron, Copper, Silica, Nickel, Brass	Aluminum
Acetone	Stainless steel, Aluminum, Copper, Brass, Silica, Nickel	
R-11	Aluminum	
R-21	Aluminum, Iron	
R-22	Aluminum, Copper	
R-134a	Aluminum, Copper	
Heptane	Aluminum	
Dowtherm	Stainless steel, Copper, Silica	
Lithium	Tungsten, Tantalum, Molybdenum, Niobium	Stainless steel, Nickel, Inconel, Titanium
Sodium	Stainless steel, Nickel, Inconel, Niobium	Titanium
Cesium	Titanium, Niobium	
Mercury	Stainless steel	Molybdenum, Nickel, Inconel, Tantalum, Titanium, Niobium
Lead	Tantalum, Tungsten	Stainless steel, Nickel, Inconel, Titanium, Niobium
Silver	Tantalum, Tungsten	Rhenium

제 3 장 실험 장치 및 방법

3.1 실험 장치의 구성

Fig. 8은 본 실험에 사용된 풍동의 실제 사진이다. Fig. 9와 10에 나타낸 것과 같이, 장치는 크게 시험부, 풍동 입구 온도와 풍량을 조절하는 제어부, 데이터 처리부로 구성하였다.

먼저 시험부로 사용될 PHP type 열교환기를 제작함에 있어, 우선 부피에 비해 전열면적밀도가 우수한 마이크로 채널 열교환기를 PHP의 용기로 사용하기로 하고, 외형의 크기는 Fig. 11과 같이 AHU에 삽입될 홈의 크기와 맞도록 가로 × 세로가 400 mm × 1000 mm이 되도록 하였으며, 설계조건으로서 실내외 온도차 10℃, 전열면적은 10 m² 내외로 산출되었다. 따라서 Fig. 12와 같은 두께 5 mm, 폭이 22 mm인 알루미늄 압출관을 제작하였으며, 압출관 내의 유로형상은 6개의 사각 채널이며 하나의 크기는 2.25 mm × 3 mm (수력직경 2.57 mm)이다. 그 관을 이용하여 serpentine 구조를 갖도록 10 turn을 벤딩하였고, 두께 0.1 mm, 폭 14 mm, 피치 1 mm, 높이 22 mm 인 루버 휠을 부착하였다.(Fig. 13) 그리고 손쉬운 냉매 충전을 위해 Fig. 14와 같은 냉매 주입구를 만들었다.

환기열 회수 성능을 알아보기 위해 풍동(wind tunnel)을 제작하였으며 재질은 두께 10 mm의 아크릴을 사용하였다. 상하부의 풍동 사이와 외부에 열손실을 막을 수 있도록 충분한 단열을 실시하였다. 실험실 내의 온도를 일정하게 유지하기 위해 에어컨디셔너를 이용하였으며, 가상의 실내외 온도조건을 구현하기 위해 Fig. 9에 나타냈듯이 냉동 사이클부와 냉각 코일, 항온조와 히팅 코일을 설치하였다. 또한 상하부 덕트 모두 똑같은 Blower(LG, 1200 W, 3800 CMH)를 사용했으며, 슬라이덱스의 회전수 제어로 풍량을 조절하였다. 그리고 정확한 풍량 측정을 위해 ASHRAE Fundamentals에서 소개한 orifice with

pressure tap (D : 178.8 mm)을 정밀 가공하여 경사 manometer (Dwyer社)와 연결하여 사용하였다[11]. PHP의 온도분포를 알아보기 위해 T type 열전대 (thermocouple)를 증발부 3지점, 응축부 3지점, 단열부 3지점, 증발부 끝단에서 응축부 길이방향으로 6지점을 추가하여 총 15지점을 부착하였다. 또한 ‘ASHRAE Fundamentals의 사각형 덕트 측정지점’[12]을 참고로 하여 상하부 입출구에 총 20지점의 열전대를 설치하여 상하부 풍동의 입출구 온도를 측정했다. 그리고 환기열 회수 전후의 압력강하 특성을 계측하기 위해 경사 manometer를 설치하였으며, 환기열 회수 성능 파악을 위해 측정된 온도 데이터는 Yokogawa사의 DR230 hybrid recorder를 통해 2초 간격으로 PC로 실시간 저장되었다.

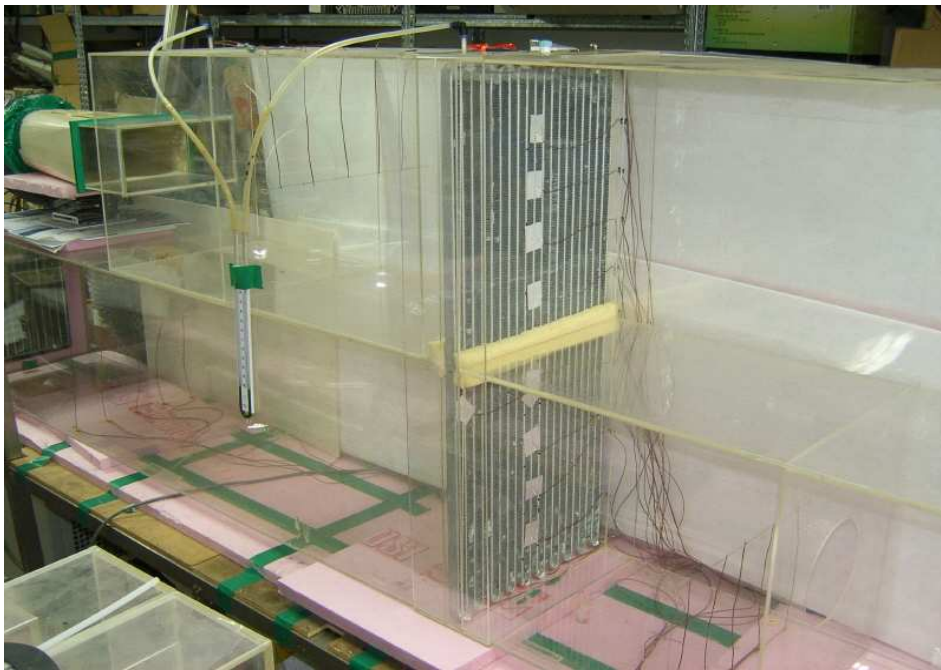
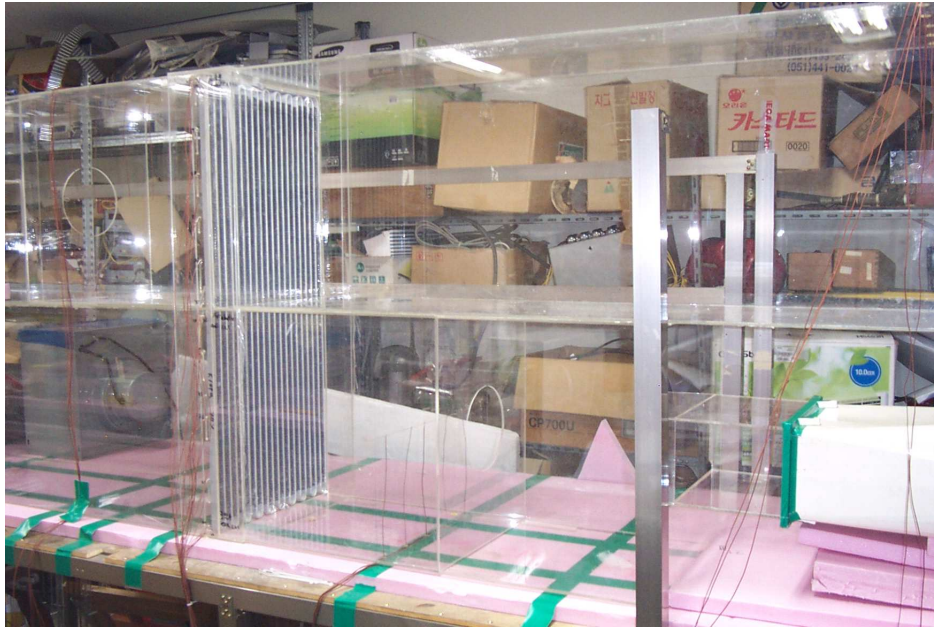


Fig. 8 Photograph of experimental setup

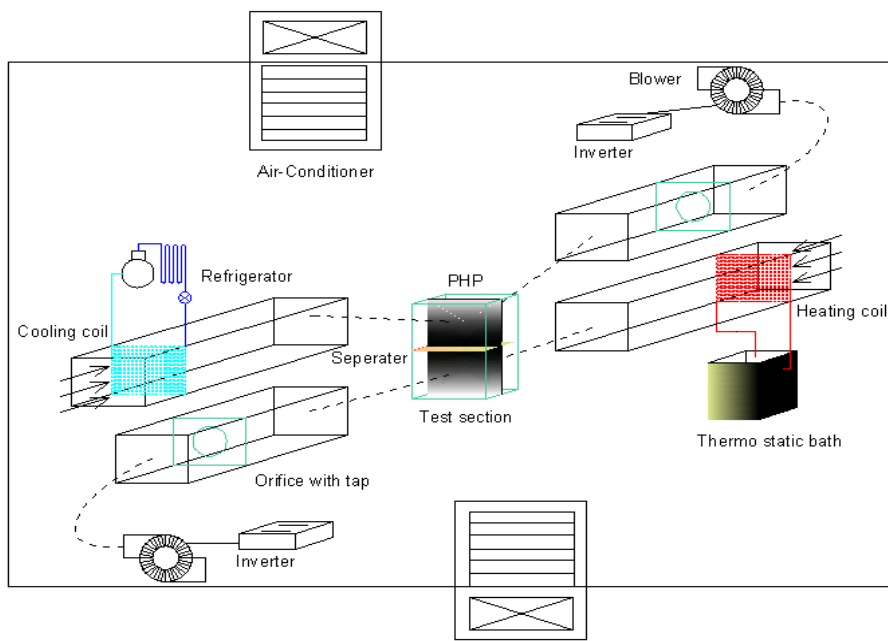


Fig. 9 Schematic diagram of experimental apparatus

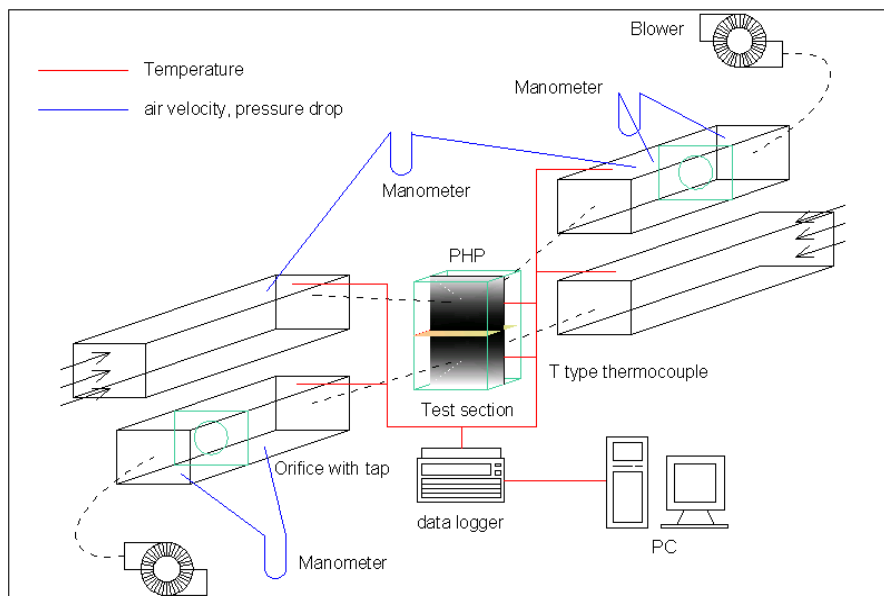


Fig. 10 Test points of experimental setup

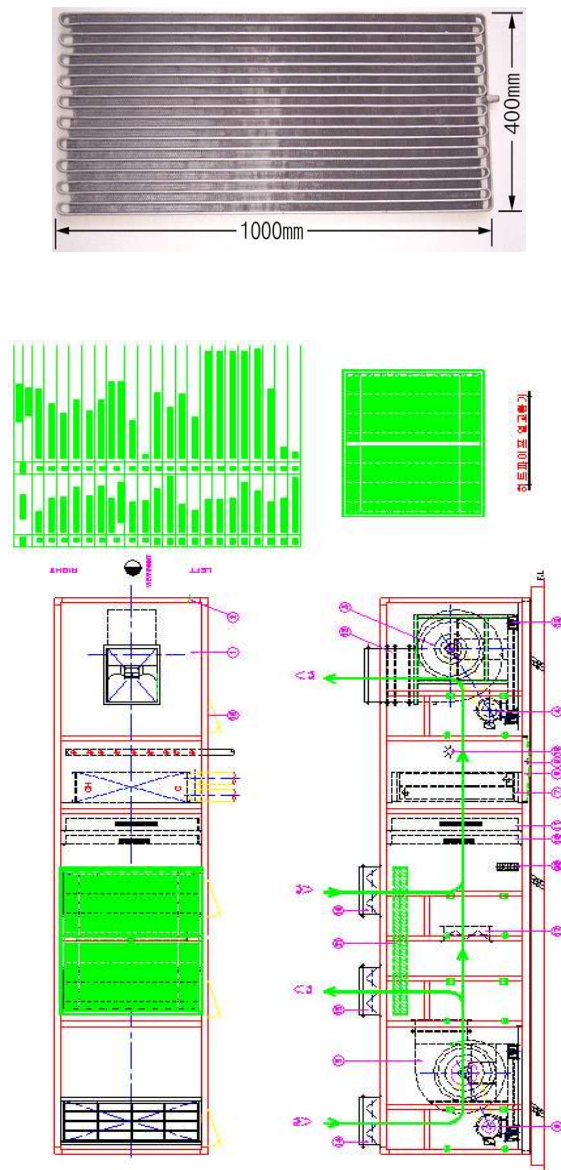


Fig. 11 The drawing of AHU with PHP

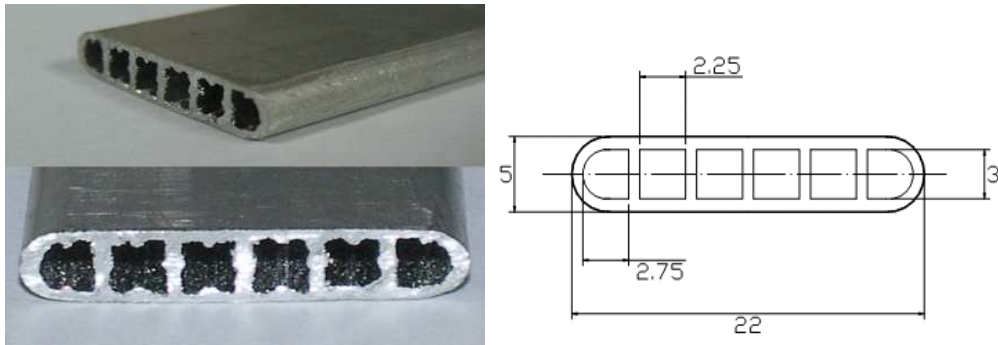


Fig. 12 Photograph of aluminum extruded flat tube

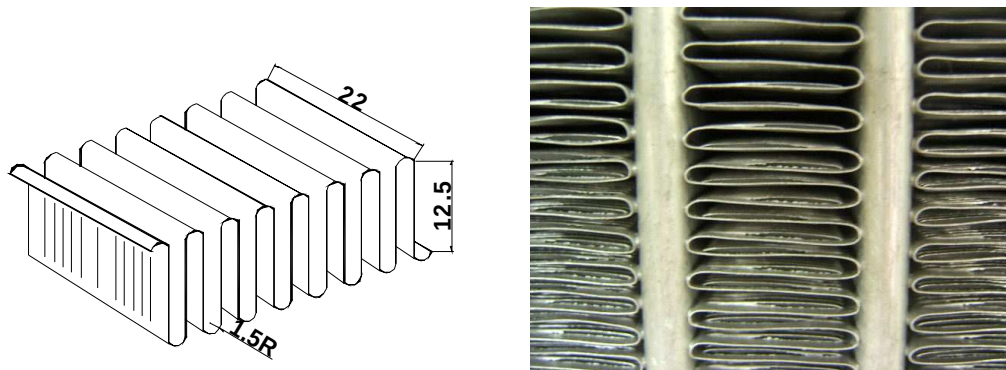


Fig. 13 Photograph of aluminum louvered fin



Fig. 14 Photograph of refrigerant inlet

3.2 실험 방법

본 연구에서는 PHP 내부의 불응축 가스를 제거하고 작동유체를 충전하기 위하여, 열교환기 내부를 Fig. 15와 같이 로터리 펌프(RP)와 디퓨저 펌프(DP)로 이루어진 고진공 시스템으로 5.0×10^{-5} torr까지 진공시키고 2시간 정도 유지하였다. 그리고 작동 유체는 R-134a로서 정확한 충전을 위하여 Fig. 16과 같은 냉매 충전 실린더를 사용하였다. 최적 충전율을 알아보기 위해 선행연구에서 우수하다고 알려져 있는 $\phi : 30, 40\text{(Vol.)}$ 두 가지 타입으로 준비하여, 1 unit case일 때 각각의 성능을 비교한 뒤 우수한 것을 이용하여 2 unit, 3 unit case를 실험했다.

AHU에 설치될 본 논문의 환기열 회수기는 KS B 6879의 폐열회수 환기장치 규격 조건과 KARSE B 0030-2003의 폐열회수형 환기유닛의 성능시험법을 기준으로 실험하였다. 풍량은 1500 CMH 이하이면서, 사용시 소음과 소비효율을 고려한 300 CMH ~ 1200 CMH의 실사용 기준 내에서 공기 유속 0.25 m/s, 0.5 m/s, 0.75 m/s를 실험조건으로 택하였다[13].

자세히 말하면, 여기서 공기 유속은 실내 기류속도를 말하며, 대류에 의한 인체의 열손실을 증가시키고 땀의 증발을 촉진 시키므로 인체의 열평형에 영향을 미치는 인자이다. 따라서 건물에서 기류속도는 0.5 m/s 이하가 되도록 건축법에 정해져 있으며(쾌적 기류 속도는 0.25~0.5 m/s, 더운 경우 1 m/s까지 쾌적 범위 상승), 기류속도가 빠르게 되면 드래프트 현상을 일으키므로 불쾌감 야기할 수 있기 때문에 위와 같은 유속을 정하였다.

그리고 시중에 판매 중인 다른 타입과의 비교를 위해 제품의 성능분석표와 같은 풍량으로 맞추며 강, 중, 약을 택할 수 있도록 한다는 조건에 따라 각각 0.3 m/s, 0.4 m/s, 0.5 m/s를 따로 실험하여 열교환 효율을 비교하였다. 현열교환만 이루어지므로 습도는 한국인의 쾌감대로 알려진 상대습도 60%로 일정하게 유지시킨 후, 하계와 동계시의 온도 조건을 고려하였다. 또한 카세트 타

입으로 적용가능한 PHP 환기열 회수기의 다단 배열 성능을 알아보기 위해 1 unit, 2 unit, 3 unit을 같은 조건으로 3회 이상 반복 실험하여 데이터를 취득하였다. 실험조건은 Table 4에 자세히 나타내었다.

Table 4 Test conditions

Working fluid	R-134a ϕ : 30%, 40%		
Air velocity	0.25 m/s, 0.5 m/s, 0.75 m/s, (0.3 m/s, 0.4 m/s, 0.5 m/s)		
Temperature condition	하 계	실 내	25℃
		실 외	35℃
	동 계	실 내	22℃
		실 외	12℃
Case	ϕ : 30% type	1 unit	
	ϕ : 40% type	1 unit 2 unit 3 unit	

3.3 데이터 처리

3.3.1 환기열 회수열량

열 회수량은 식 (3)으로 구할 수 있으며, 열 회수 효율은 식 (12)를 통해 구하였으며, 증발부와 응축부의 각 산술평균으로 구한 대표 값을 이용하였다.

$$Q = m_{air} \cdot c_{p,air} \Delta T \quad (3)$$

m_{air} : 풍동 내의 공기 유량

$c_{p,air}$: 공기의 비열

ΔT : 시험부 입, 출구의 온도차

단, 풍동 내는 충분히 단열을 하였으므로 열손실은 없는 것으로 가정한다.

여기서, m_{air} 는 FLUID MECHANICS[14]의 유체 유량 계산법에 따라 구했다. 정확한 유량측정을 위해 Bernoulli형 장애물 계측기인 orifice with tap을 사용하였으므로, 비압축성 비점성 정상유동에 대한 연속방정식과 Bernoulli 방정식을 적용하면 각각 식 (4), (5)와 같이 된다[15].

$$Q = \frac{\pi}{4} D^2 V_1 = \frac{\pi}{4} D_2^2 V_2 \quad (4)$$

$$p_0 = p_1 + \frac{1}{2} \rho V_1^2 = p_2 + \frac{1}{2} \rho V_2^2 \quad (5)$$

위 식에서 V_1 을 소거하면 V_2 나 Q 를 $p_1 - p_2$ 로 나타낼 수 있다.

$$\frac{Q}{A_2} = V_2 \approx \left[\frac{2(p_1 - p_2)}{\rho(1 - D_2^4/D^4)} \right]^{\frac{1}{2}} \quad (6)$$

실제로 마찰이 매우 중요하지만 무시되었으므로 위 식은 분명히 정확하지 않다. 더구나 베나 콘트랙타(vena contracta)의 직경은 알기 힘들다. 그래서 우리는 $D_2/D \approx \beta$ 라고 가정한 후 다음 식으로 보정하여 사용한다.

$$Q = A_t V_t = C_d A_t \left[\frac{2(p_1 - p_2)/\rho}{1 - \beta^4} \right]^{\frac{1}{2}} \quad (7)$$

여기서 아래첨자 t 는 장애물의 목(throat) 부분에서의 값을 나타낸다. 무차원 수인 송출계수 C_d 는 개략 해에서의 오차를 보정하는 역할을 한다.

식 (7)에서 β 를 포함하는 계수를 접근속도계수라고 한다.

$$E = (1 - \beta^4)^{-\frac{1}{2}} \quad (8)$$

C_d 와 E 를 곱하여 유동계수 α 로 정의한다.

$$\alpha = C_d E = \frac{C_d}{(1 - \beta^4)^{\frac{1}{2}}} \quad (9)$$

얇은 판 오리피스(thin-plate orifice)는 β 가 0.2~0.8의 범위로 만들어질 수 있으나 구멍의 직경 d 가 12.5 mm보다 작아서는 좋지 않다. 송출계수 C_d 를 구하는 방법으로 ASME는 ISO에 의해 작성된 공식을 추천하고 있다.

$$C_d = f(\beta) + 91.71\beta^{2.5}Re_D^{-0.75} + \frac{0.09\beta^4}{1-\beta^4}F_1 - 0.0337\beta^3F_2 \quad (10)$$

여기서

$$f(\beta) = 0.5959 + 0.0312\beta^{2.1} - 0.184\beta^8 \quad (11)$$

이다.

3.3.2 열 회수 효율

환기열 회수 유닛으로서 중요한 척도인 열 회수 효율을 식 (12)를 통해 구하였으며, 냉난방 조건과 풍속, 다단 배열에 따른 열 회수 효율을 살펴보았다. 식 (12)는 KS B 6879에서 밝힌 환기열 회수 효율식을 따른 것이다.

$$\eta_t = \frac{t_{OA} - t_{SA}}{t_{OA} - t_{RA}} \times 100 \quad (12)$$

3.3.3 열전달 계수

(1) 총괄열전달계수

열전달 성능을 나타내는 총괄열전달계수를 구하기 위해 다음과 같이 계산하였다.

$$UA = \frac{Q_a}{\Delta T_{LMTD}} \quad (13)$$

$$\Delta T_{LMTD} = \frac{(T_{h,i} - T_{c,o}) - (T_{h,o} - T_{c,i})}{\ln\left(\frac{T_{h,i} - T_{c,o}}{T_{h,o} - T_{c,i}}\right)} \quad (14)$$

여기서 U 와 A 는 총괄열전달계수 및 공기측 열전달 면적이며, 하첨자 h, c, i, o 는 각각 고온측, 저온측, 입구 및 출구를 나타낸다.

(2) 관 내측 열전달 계수

관 내측 열전달 계수 h_i 는 Rohsenow[16]의 관계식을 이용하여 다음과 같이 구할 수 있다.

$$\frac{C_{p,f}(T_{eva} - T_{adia})}{h_{fg}} = C_{SF} \left(\frac{q''}{\mu_f h_{fg}} \sqrt{\frac{\sigma_f}{g(\rho_f - \rho_g)}} \right)^{0.33} \left(\frac{C_{p,f} \mu_f}{k_f} \right)^n \quad (15)$$

(3) 공기측 열전달 계수

공기측 열전달 계수 h_a 를 구하기 위해서는 앞서 구한 UA 와 관 내측 열전달

계수 h_i 를 식에 대입하여 구할 수 있다.

$$\frac{1}{UA} = \frac{1}{A_i h_i} + R_R + \frac{\delta_R}{A_R k_R} + \frac{Y_f}{A_i} + \frac{1}{\eta_o h_a A_o} \quad (16)$$

여기서, A_i , A_o 와 A_R 은 관 내부의 면적, 총열전달 면적 및 관 외부면적을 나타내며, 총열전달 면적은 공기가 지나가는 환의 면적과 관의 면적을 합한 것이다. R_R 과 Y_f 는 관벽 전도열저항 및 불결계수를 나타낸 것으로 상대적으로 매우 작으므로 무시할 수 있다. k_R , δ_R 와 η_R 는 접촉 열전달 계수, 관벽의 두께 및 총괄표면 효율(overall surface efficiency)을 나타내며, 총괄표면 효율(η_o)은 Shah에 의해서 제시된 환 효율식을 이용하여 구할 수 있다.

$$\eta_o = 1 - \frac{A_f}{A_o}(1 - \eta_f) ; \eta_f = \frac{\tanh(ml)}{ml} \quad (17)$$

$$m = \left(\frac{2h_a}{k_f \delta_f} \left(1 + \frac{\delta_f}{F_d} \right) \right)^{1/2} \quad (18)$$

$$l = H/2 - \delta_f \quad (19)$$

여기서, A 는 환의 표면적을 나타내며, η 는 환 효율로서 식 (18), (19)에서 구할 수 있다. k_f , δ_f 와 H 는 환의 열전달 계수, 환의 두께 및 환 높이를 나타낸다.

3.3.4 j-factor와 f-factor

앞 서 구한 공기측 열전달 계수를 이용하여 공기측 열전달 특성을 나타내는 Colburn j-factor로 식 (20)과 같이 환산할 수 있다.

$$j = St \cdot Pr^{2/3} = \frac{h_a}{\rho_a c_{p_a} V_c} Pr^{2/3} \quad (20)$$

$$St = N / (Re \cdot Pr) \quad (21)$$

여기서, ρ_a 와 c_{p_a} 는 공기의 밀도 및 비열이며, V_c 는 열교환기 코어에서 공기 최대속도이다.

열교환기에서 열전달 성능과 함께 중요한 요소인 압력강하를 평가하기 위해 서 Kays and London이 제시한 식 (22)를 이용하여 식 (23)과 같이 f-factor로 정리하였다.

$$\frac{\Delta P}{P_1} = \frac{G^2 v_1}{2g_c P_1} \left[(1 - \sigma^2) + 2 \left(\frac{v_2}{v_1} - 1 \right) + f \frac{A v_m}{A_c v_1} - (1 - \sigma^2) \frac{v_2}{v_1} \right] \quad (22)$$

$$f = \frac{A_c \rho_m}{A \rho_{inlet}} \left[\left(\frac{2 \rho_{inlet} \Delta P}{(\rho_m V_c)^2} \right) - \left(1 + \left(\frac{A_c}{A_{fr}} \right)^2 \right) - 2 \left(\frac{\rho_{inlet}}{\rho_{outlet}} - 1 \right) + \left(1 + \left(\frac{A_c}{A_{fr}} \right)^2 \right) \frac{\rho_{inlet}}{\rho_{outlet}} \right] \quad (23)$$

여기서, A_c 와 A_{fr} 와 A 는 각각 최소자유유동면적, 공기측 전단면적 및 전체 공기측 열전달 면적을 나타내며, 하첨자 m 은 평균값을 나타낸다.



Fig. 15 Photograph of high vacuum system



Fig. 16 Photograph of refrigerant charging cylinder

제 4 장 실험 결과 및 고찰

4.1 열 회수 성능 (1 unit case)

4.1.1 표면온도 분포

Fig. 17과 Fig. 18은 충전율을 달리한 1 unit case별로 풍동 내의 유속을 달리하였을 때, 길이방향의 등간격으로 배치된 열전대를 통해 얻은 온도분포이다. 풍동 내의 유속이 증가하면서 증발부와 응축간의 온도차가 줄어드는 것을 알 수 있으며, 작동유체 충전율 ϕ 30%일 때보다 ϕ 40%일 때가 전체적인 온도 분포가 높은 것을 알 수 있고, 풍동 내의 유속의 증가에 따라 표면온도의 평균 분포는 낮아지는 경향을 보였다. 이것은 유속의 증가가 열전달을 촉진시켜 PHP의 작동을 원활하게 하였기 때문이라 판단된다. 전체적인 온도 분포는 냉방 운전 조건보다 난방 운전시에 유속에 의한 영향을 더 크게 받아 유속의 증가에 따라 온도 분포가 많은 차이를 가졌다. 공기의 밀도가 높은 난방 운전 조건에서는 같은 양의 유속 증가에 비해서도 상대적으로 많은 열량을 받을 수 있었기 때문으로 생각된다. 따라서 본 실험 조건 내에서는 작동유체 충전율 ϕ 40% case, 풍동 내 유속 0.5 m/s 이상이 적절한 것으로 판단된다.

4.1.2 열 회수량

PHP type 환기열 회수기를 냉방시와 난방시의 온도조건으로 운전하였을 경우, 충전율에 따른 열 회수량 그리고 풍속에 따른 열전달 성능을 알아보았다. 우선, 열전달 heat balance를 살펴보면 Fig. 19와 같이 데이터가 오차범위 $\pm 10\%$ 이내에 존재한다는 것을 알 수 있다.

Fig. 20은 ϕ 30%, 40%-1 unit case에서 풍동 내 속도가 변하였을 때의 열 회수량을 나타냈다. 난방 운전시는 대체로 냉방 운전시의 열전달 성능보다 우수하였으며, 이는 난방시의 엔탈피, 공기의 밀도가 상대적으로 높기 때문에 열량이 증가한 것으로 판단된다. 풍속이 증가함에 따라 열 회수량도 증가하였으나, ϕ 30% 타입은 0.5 m/s 이상으로 유속이 증가하자 증가폭이 ϕ 40% 타입에 비해 약간 둔화되는 경향을 보였다. 본 실험조건 내에서 ϕ 40%-1 unit case가 덕트 내의 풍속 0.75 m/s, 난방조건의 실험일 때, 최대 약 1140 W를 회수하였다.

4.1.3 열 회수 효율

냉난방 조건과 풍속, 충전율에 따른 열 회수 효율을 온도 효율식으로 구했으며, 그 영향을 살펴보았다. Fig. 21에 나타난 것과 같이, 실험 조건 내에서 풍속이 증가함에 따라 열 회수 효율은 증가하는 경향을 보였으며, 냉방 운전시에 비해 충전율이 ϕ 30% type인 경우가 ϕ 40% type보다 열 회수 효율이 낮은 경향을 확인할 수 있었다. 일반적으로 풍속이 증가하면 열 교환기와의 접촉시간이 줄어들기 때문에 유속의 증가와 더불어 난류촉진 등의 영향을 받지 못하여, 열교환량이 비약적으로 증가하지 못하게 되므로 효율이 낮아지는 현상이 발생한다. 하지만 본 실험에서는 이와는 반대로 풍동 내의 유속이 증가할수록 효율도 함께 상승하는 경향을 보였다. 이것은 PHP의 작동조건으로서 적절한 열량이 제공되어야 하나 0.4 m/s 이하의 유속에서는 불충분한 열량으로 인해 PHP의 원활한 작동을 기대할 수 없었기 때문이다. 더욱이 본 실험에서의 PHP type 환기열 회수 유닛은 두께가 22 mm에 불과하여 타 유닛과 비교했을 때 열 회수 효율이 더 낮아지게 되겠으나, PHP의 높은 열전도율로 인해 이를 보상받은 것으로 판단된다. 본 실험조건 내에서 ϕ 40%-1 unit case가 덕트 내의 풍속 0.75 m/s, 난방조건의 실험일 때, 61%의 효율을 보였다.

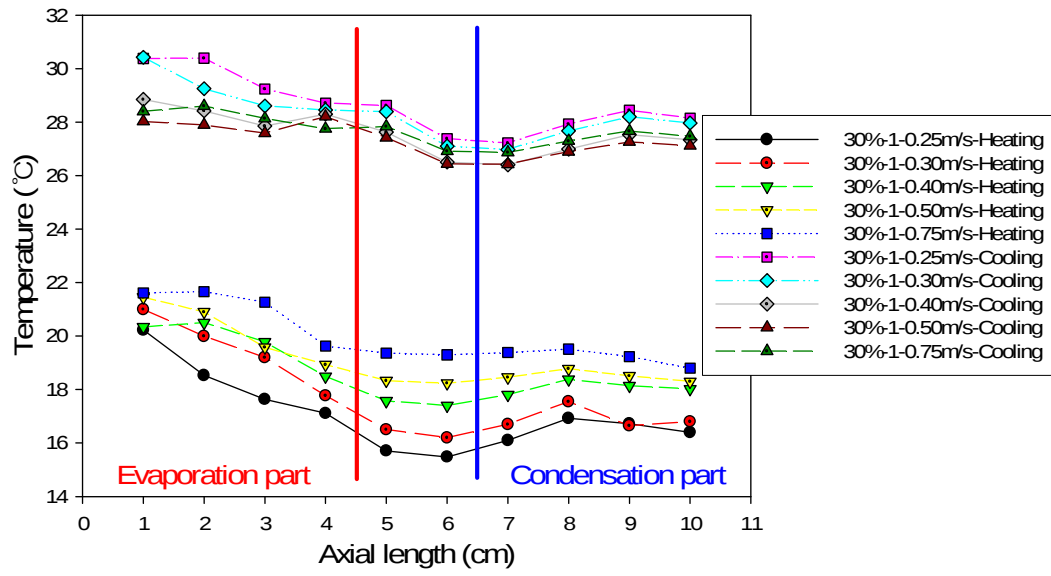


Fig. 17 Temperature profiles of PHP according to axial length (ϕ 30%-1 unit case)

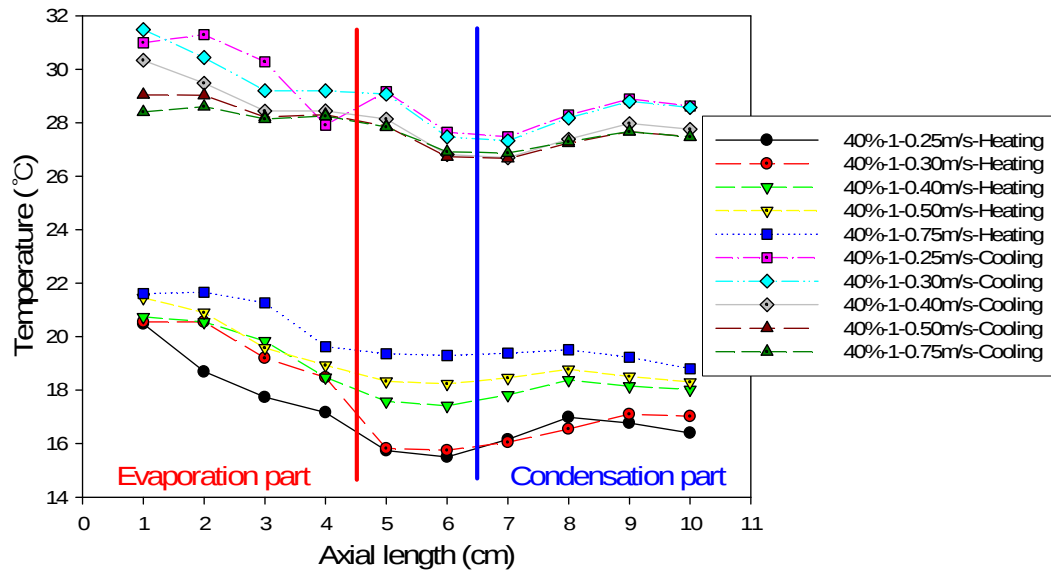


Fig. 18 Temperature profiles of PHP according to axial length (ϕ 40%-1 unit case)

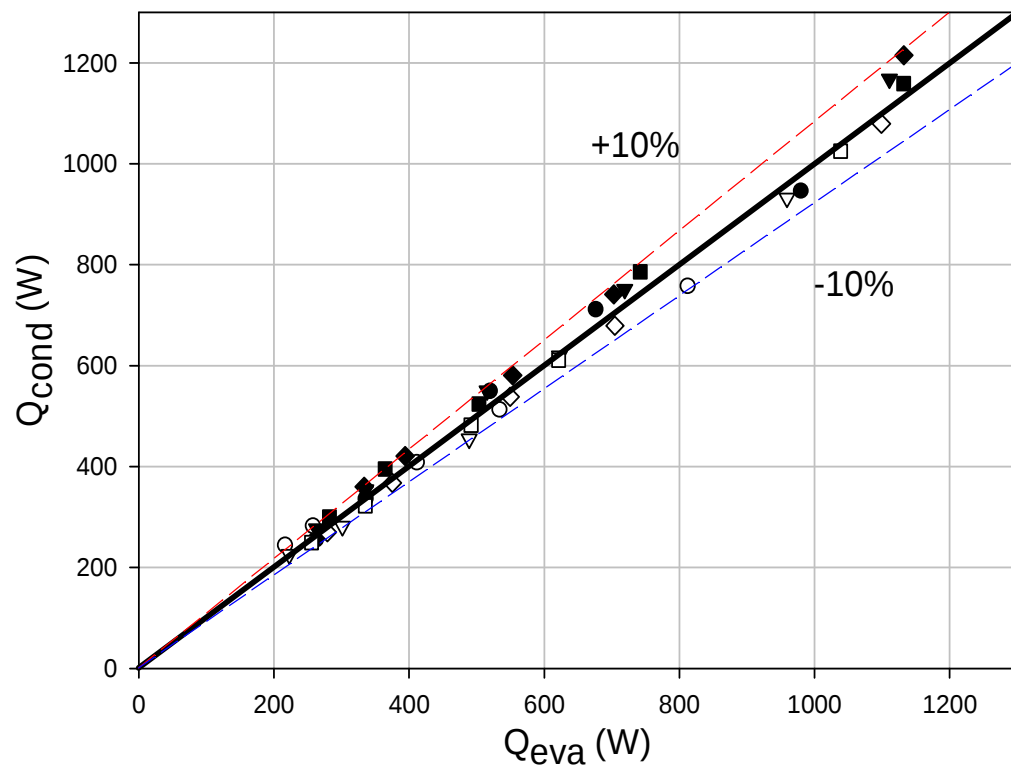


Fig. 19 Heat balance between evaporation part and condensation part

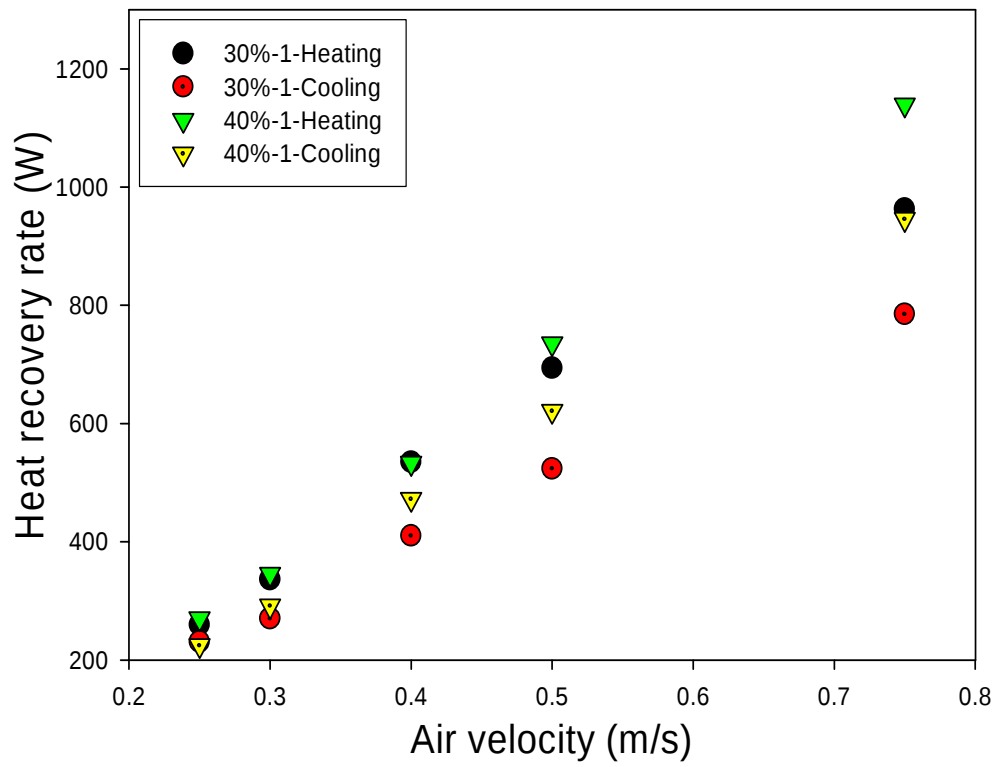


Fig. 20 Heat recovery rate according to air velocity
(ϕ 30%, 40%-1 unit case)

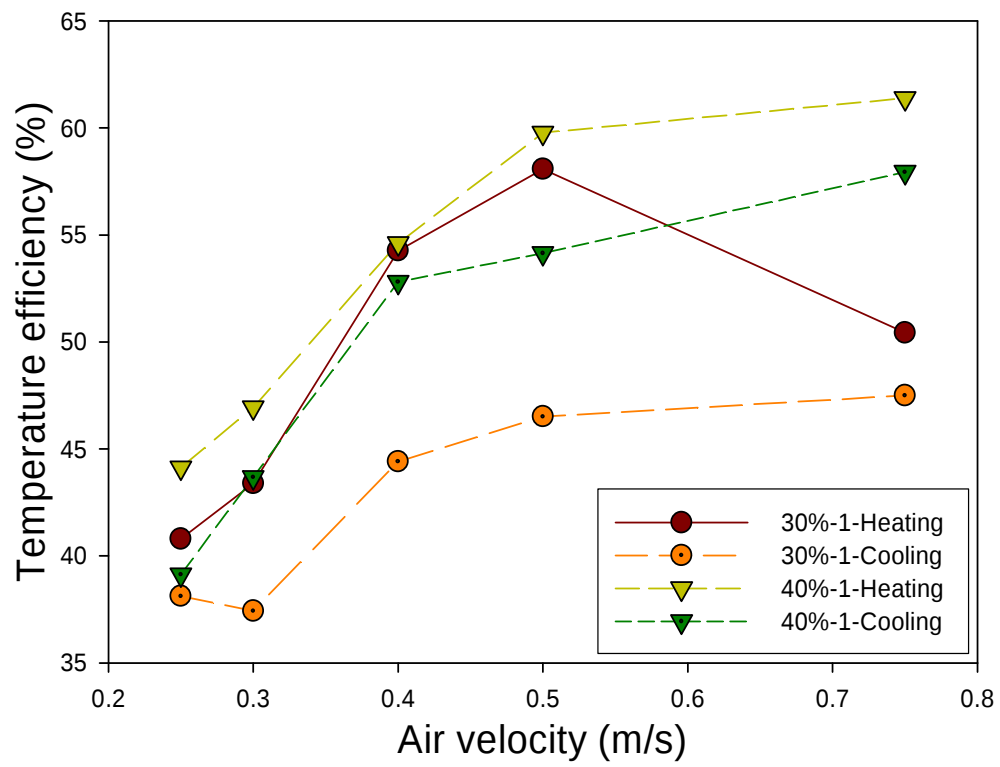


Fig. 21 Temperature efficiency according to air velocity
(ϕ 30%, 40%-1 unit case)

4.2 열 회수 성능 (2 unit, 3 unit case)

본 연구에 사용된 PHP type 환기열 회수기는 부하 변동에 적극적으로 대처할 수 있도록 cassette type으로 다열 배치가 가능한 형상으로 제작되었다. 이때 다열 배치의 성능을 알아보기 위해 2 unit, 3 unit case의 경우를 산정하였으며, 이 실험은 1 unit case에서 상대적으로 우수한 성능을 보인 작동유체 ϕ 40% type을 사용하여 실시하였다. 1 unit case와 같은 조건과 방법으로 데이터를 얻었으며, 3회 이상 반복하여 그 결과값을 산술 평균으로 처리하였다.

4.2.1 표면온도 분포

Fig. 22와 Fig. 23은 작동유체 충전율 ϕ 40% type을 2 unit, 3 unit case별로 풍동 내의 유속을 달리하였을 때, 길이방향의 온도분포를 나타냈다. 1 unit case와 비슷한 경향을 나타내고 있으며, 풍동 내의 유속의 증가에 따라 표면온도의 평균 분포는 낮아지고 있다. 그리고 2 unit case에 비해 3 unit case의 냉방 운전 조건에서 온도 분포가 더욱 밀집하고 있다. 이것은 환기열 회수기를 다열 배치하면서 생긴 틈에 공기가 원활히 흐르지 못하고 체류하면서 열접촉 시간이 증가하면서 안정적인 PHP 작동상태를 나타낸 것으로 생각된다. 하지만 1 unit case에 비해 평균 표면온도 분포가 밀집함에 따라 유속의 증가에 의한 영향이 줄어들었음을 알 수 있다.

4.2.2 열 회수량

2 unit case와 3 unit case에서 냉난방 운전 조건으로 실험하였을 때, 각각의 풍속에 따른 열전달 성능을 알아보았다. Fig. 24는 작동유체 충전율 ϕ 40%-2 unit과 3 unit case에서 풍동 내 속도를 변화시켰을 때의 열 회수량을 나타냈다. 이 또한 1 unit case의 경우와 크게 다르지 않았으며, 2 unit case는 3

unit case와 거의 차이가 나지 않았다. 작동유체 충전율 ϕ 40% type, 3 unit case, 풍동 내의 유속이 0.75 m/s일 때 1170 W정도를 회수할 수 있었다.

4.2.3 열 회수 효율

Fig. 25는 2 unit case와 3 unit case의 풍속의 변화에 따른 효율 변화를 나타낸 것이다. 대체로 0.4 m/s 이상이 되자 효율 증가가 둔화되는 모습이며, 2 unit case와 3 unit case의 효율 차이는 3% 이내로 완만한 효율 증가를 보여 주었다.

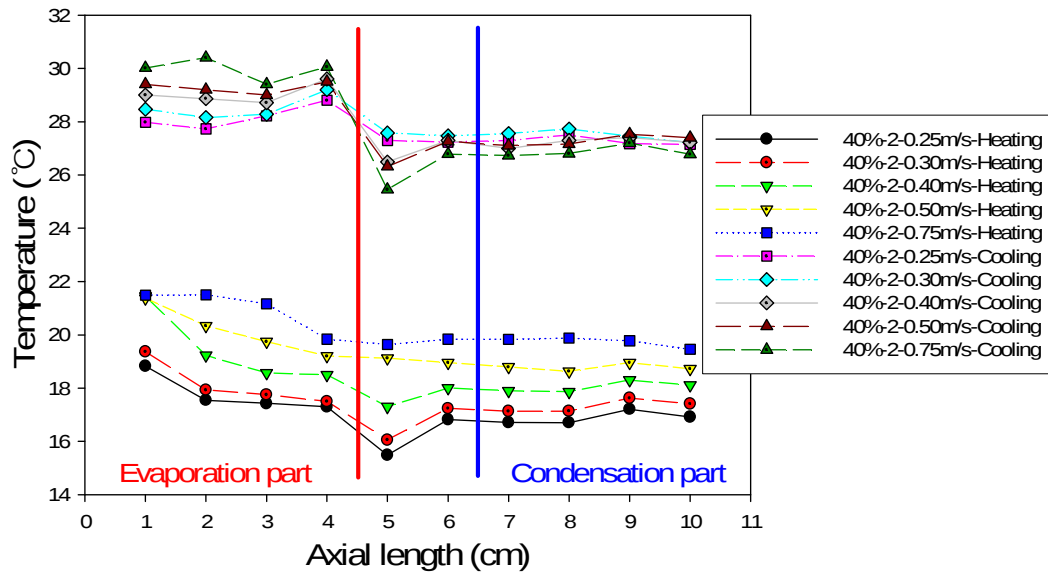


Fig. 22 Temperature profiles of PHP respect to axial length
(ϕ 40%-2 unit case)

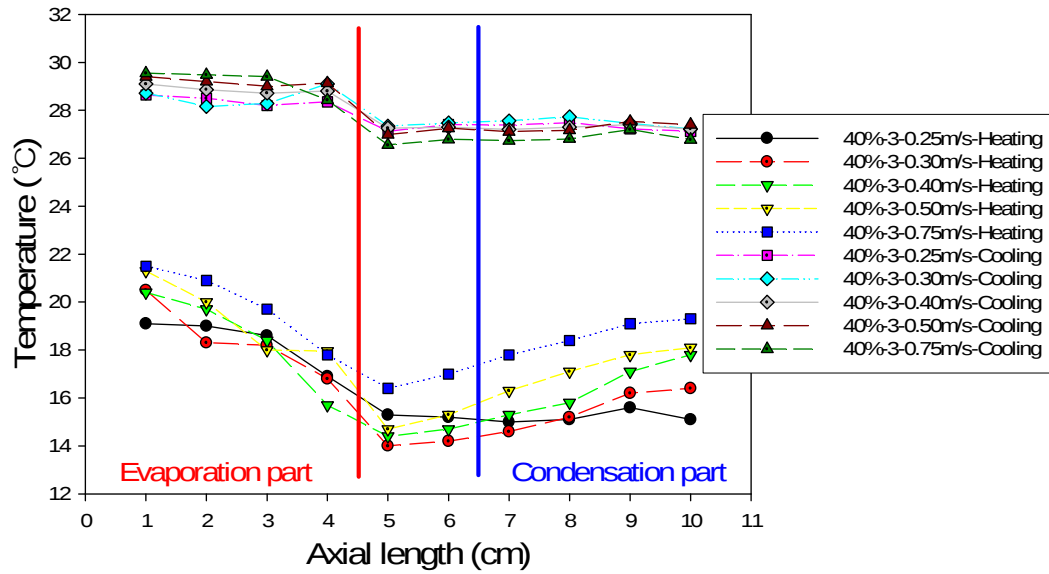


Fig. 23 Temperature profiles of PHP respect to axial length
(ϕ 40%-3 unit case)

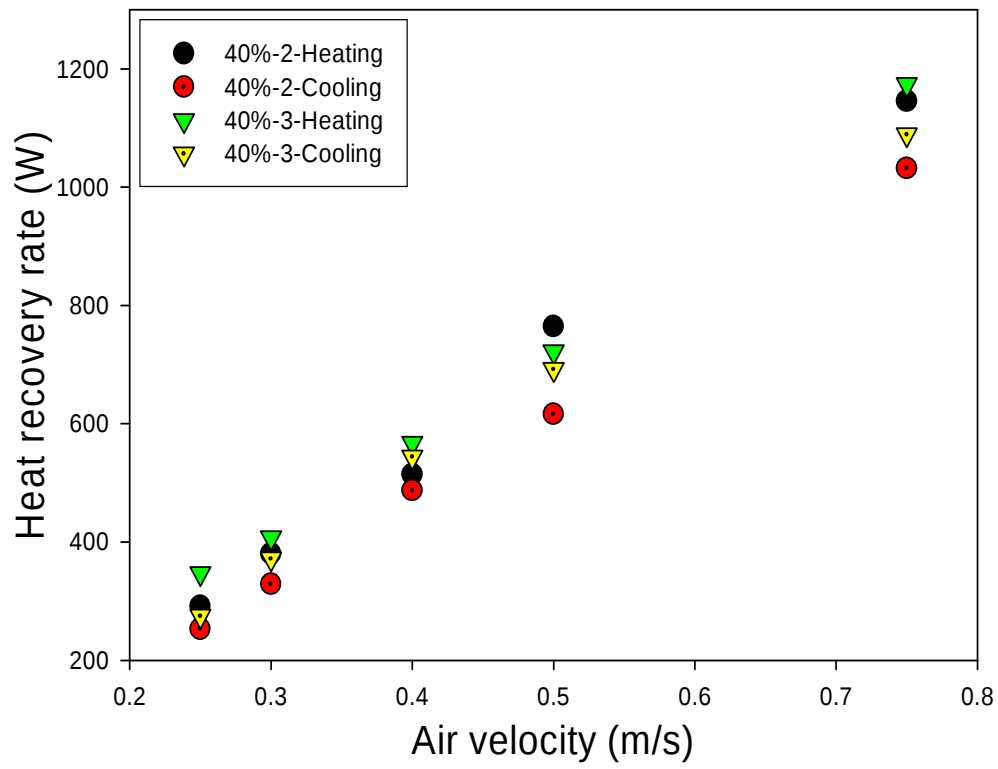


Fig. 24 Heat recovery rate according to air velocity
(ϕ 40%-2 unit, 3 unit case)

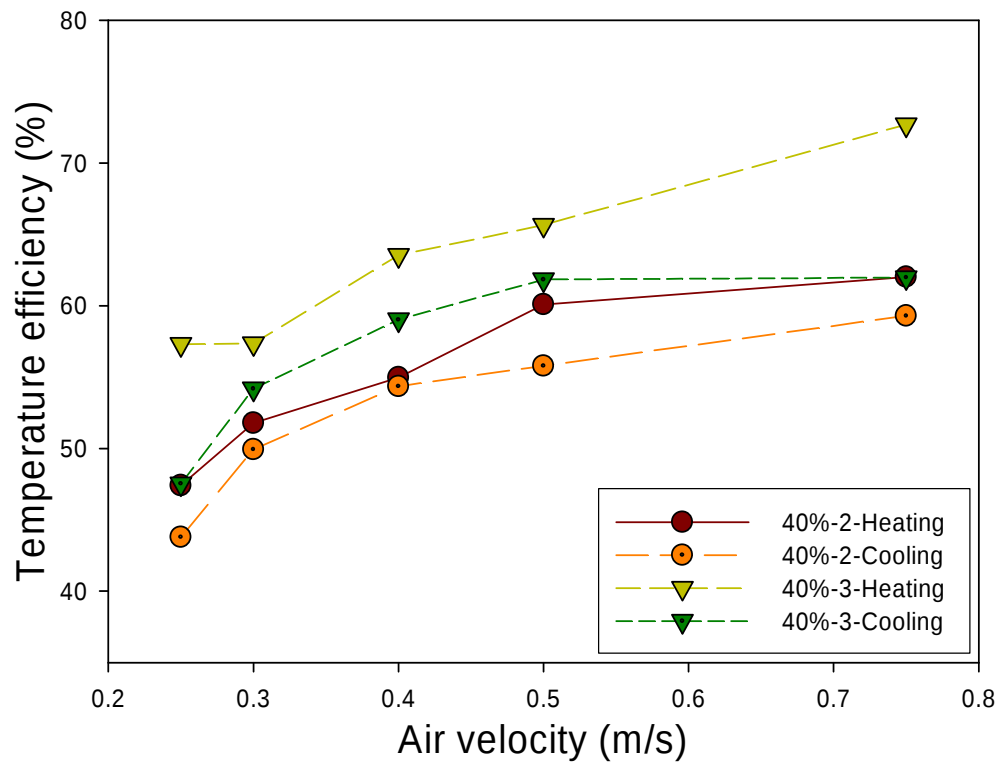


Fig. 25 Temperature efficiency according to air velocity
(ϕ 40%-2 unit, 3 unit case)

4.3 압력강하 특성

압력강하는 열교환기 선택이나 설계를 함에 있어 고려해야 하는 중요한 인자 중에 하나이다. 본 연구에 사용한 PHP type 환기열 회수기의 압력강하를 알아보기 위해 Fig. 26과 같이 PHP type 환기열 회수기가 설치된 풍동 내의 속도를 변화시키면서 난방 운전시와 냉방 운전시로 나누어 1 unit case, 2 unit case, 3 unit case을 실험하였다. 속도가 증가하면서 압력강하는 속도의 2차 함수 형태로 증가하는 것을 확인할 수 있으며, 난방 조건과 냉방 조건의 압력강하는 비슷한 값을 나타내고 있다. 이는 유속이 증가할수록 압력강하가 증가하는 일반적인 경향을 따르는 것이며, 1단과 2단의 경우는 완만한 증가를 보이는 반면에 3단의 경우는 급격한 증가 추이를 나타내고 있다.

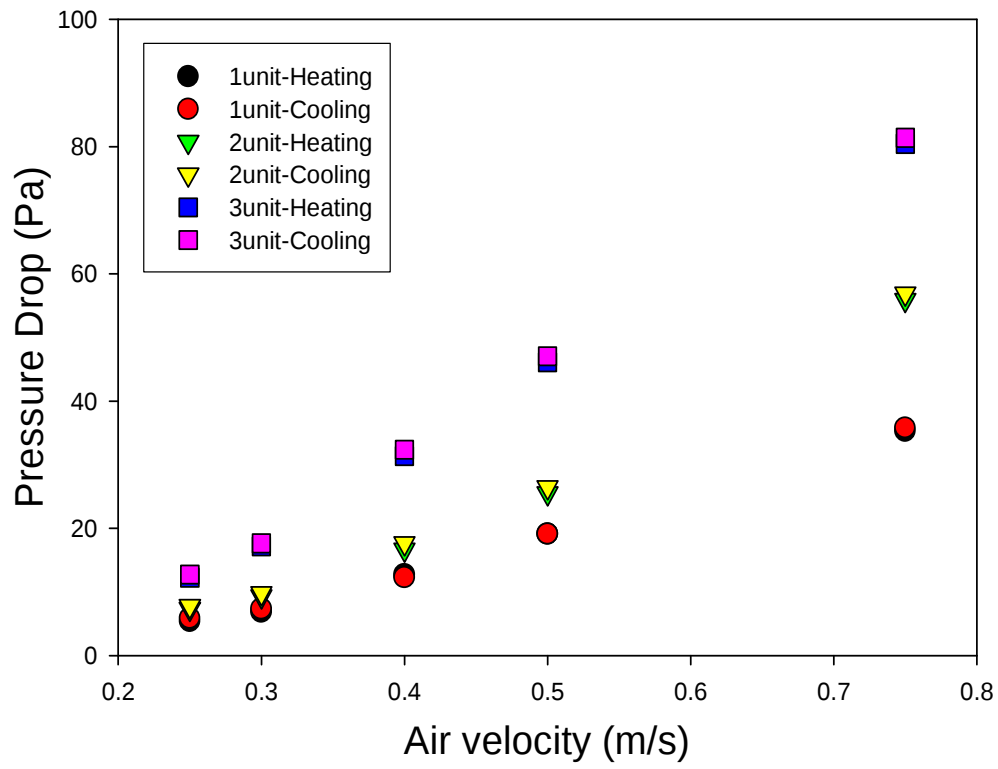


Fig. 26 Pressure drop according to air velocity
(ϕ 40%-1 unit, 2 unit, 3 unit case)

4.4 상용 제품과의 효율 비교

PHP type 환기열 회수기의 온도 효율을 객관적으로 검토하기 위해, 단일 유닛으로 시중에 판매되고 있는 여러 타입과의 비교를 실시하여, 열 회수 효율이 어느 정도 되는 것인지 알아보았다. 각 제품의 성능 데이터는 본 연구의 실험 규격과 동일하게 실험한 (사단법인)한국설비기술협회의 KARSE B 0300-2003 폐열회수형 환기유닛 평가법에 따라 실험한 상용 제품의 결과[17]와 각 제품들의 강, 중, 약풍량에 대응하도록 유속을 산정하여 비교하였다. Fig. 27 ~ 30은 환기배열 회수기의 existing model의 실험 사진들이며, Table 5에 각각의 자세한 제원을 나타내었다. Fig. 31은 각 제품별로 풍량에 따른 온도효율을 PHP type과 비교한 것이다. 기존의 제품들은 모두 풍량의 증가와 함께 온도효율이 감소하는 경향이나 PHP type은 이와 반대로 풍량의 증가와 함께 온도효율도 증가하였다. PHP에 적절한 열량이 가해져야 원활한 작동을 하므로, 조금 더 많은 풍량에서 보다 높은 효율을 기대할 수 있다고 판단되나 300 CMH 이후로는 온도효율의 증가폭이 완만하게 이루어 진다. 다시 말해, 기존의 제품들은 상용 풍량대가 250 CMH 정도로 고정되어 있으므로 이 영역을 벗어나면 온도 효율의 급락을 피할 수가 없게 된다. 하지만 PHP type은 소풍량의 경우에도 50% 중반을 유지하면서 풍량의 증가와 함께 효율이 증가하고 있어 더 높은 효율을 기대할 수가 있는 것이다.

따라서 비교 대상 외 풍량에서의 효율을 나타낸 Fig. 32를 보면, 더 자세하게 알 수 있다[18]. 풍량에 따른 온도효율의 값을 곡선회귀식으로 작성하면 식 (24)와 같이 4차 다항식으로 나타난다. 이 온도효율 예측식은 PHP type (Φ 40%-1 unit case)의 경우를 산정한 것이다. 온도효율 예측식에 따르면, 풍량 500 CMH의 경우 온도효율이 최대 67%에 이를 것으로 예상된다.

$$\eta_T = -2.421e^{-10}Q_{air}^4 + 7.075e^{-7}Q_{air}^3 - 7.648e^{-4}Q_{air}^2 + 0.360Q_{air} + 4.578 \quad (24)$$

Fig. 32에서 보듯이 PHP type 환기열 회수기는 적절한 풍량과 열량이 제공되어야 원활한 작동을 한다고 생각할 수 있다. 작동유체 Φ 40%-1 unit case의 경우, 풍량 300 CMH ~ 1100 CMH의 영역대가 풍량의 증가에 따른 효율의 감소없이 사용할 수 있는 가장 우수한 상용 조건이라 판단되므로, PHP type 환기열 회수기는 소풍량에서 대풍량까지도 사용할 수 있는 다목적 환기열 회수기로서 사용이 가능할 것으로 예상된다. 또한 넓은 사용 풍량대에서 안정적인 효율을 내고 있어 신뢰성이 높다.

Table 5 Conventional model on heat recovery ventilator

	A-1	A-2	B	C
엘리먼트	정지형	정지형	회전형	정지형
Type	관형	관형	로터형	히트파이프형
구조형태	덕트형	덕트형	덕트형	덕트형
설치형태	천정매립덕트형	천정매립덕트형	천정매립덕트형	천정매립덕트형
강풍량	312	244	290	342
중풍량	228	211	-	244
약풍량	139	160	-	179

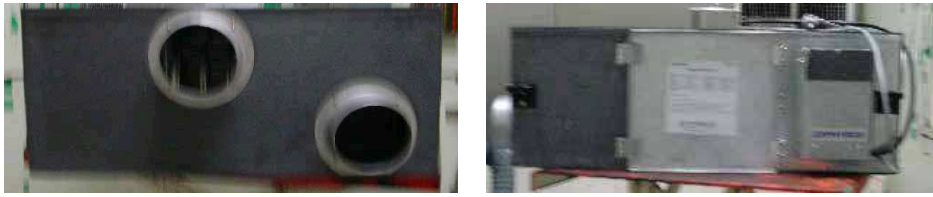


Fig. 27 A-1, Plate type



Fig. 28 A-2, Plate type



Fig. 29 B, Rotor type



Fig. 30 C, Heat pipe type

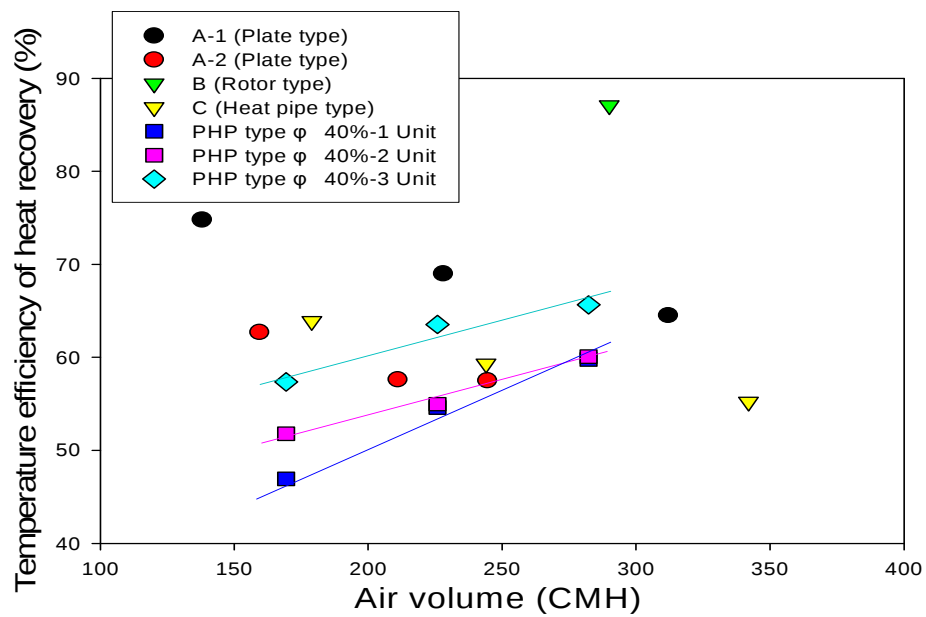


Fig. 31 Comparison the temperature efficiency according to air volume between PHP type waste heat recovery ventilator and exist model (ϕ 40%-1 unit, 2 unit, 3 unit case)

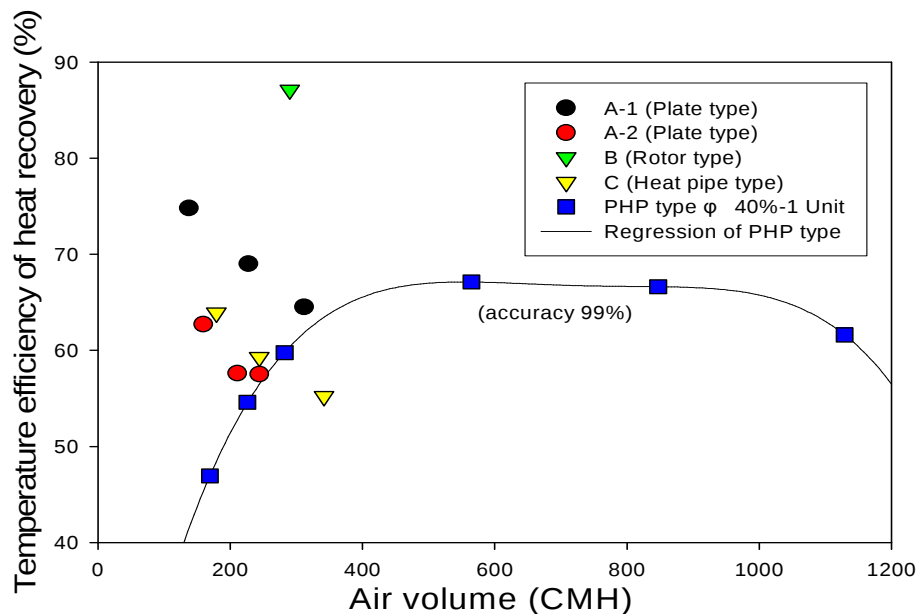


Fig. 32 Regression of temperature efficiency on PHP type (ϕ 40%-1 unit, 2 unit, 3 unit case)

4.5 j-factor와 f-factor

열교환기 설계에 필요한 압력강하 및 열전달 특성인 f-factor와 Colburn j-factor를 구하기 위해 본 연구에 사용되었던 루버 형의 재원을 Fig. 33에 나타냈다.

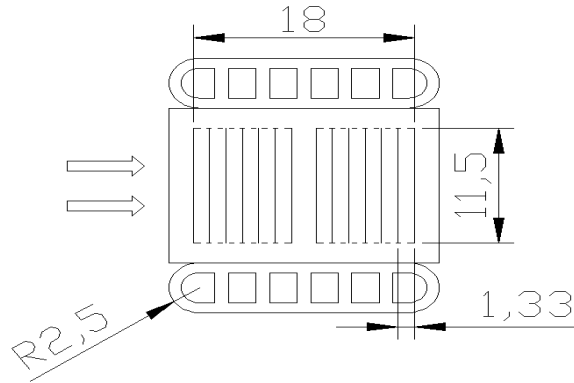


Fig. 33 Cross section of louver fins
for the aluminum heat exchanger

열교환기의 열전달 특성인 j-factor를 식 (20)을 사용하여 Fig. 34로 나타내었으며, Re_{Lp} 가 증가함에 따라 j-factor는 감소하였고, 난방 운전 조건이 냉방 운전 조건에 비해 높은 값을 가졌다. 또한 1 unit case에서 3 unit case로 갈수록 높은 값을 나타냈다.

풍동 내의 유속을 변화시키면서 1 unit, 2 unit, 3 unit case의 순으로 냉난방 운전 조건에서 실험하여, 입구공기 속도에 따른 열교환기의 공기측 입·출구 압력차를 측정하여 Fig. 26과 같이 나타내었으며, 식 (23)을 이용하여 f-factor로 환산하여 Fig. 35로 나타냈다. Fig. 26에서 나타났듯이 풍동 내의 유속이 증가함에 따라 압력차는 비선형적으로 커졌으며, 냉난방 운전 조건은 압력강하에 큰 영향을 미치지 못하였다. 이는 본 실험이 난류영역이므로 공기의 온도변화가 점성계수에 영향을 미치지 못하였기 때문이다.

위의 자료로부터 열교환기의 설계에 필요한 열전달 특성인 j-factor를 난방 운전조건 및 냉방조건에 맞도록 각각 식 (26), (27)과 같이 구하였고, 압력강하 특성인 f-factor의 상관식을 다열 배치에 의한 압력강하를 이용할 수 있도록 각 case별로 식 (27), (28), (29)을 구하였다.

$$j\text{-factor} = -2.8596e^{-9}Re_{Lp}^3 - 3.5200e^{-6}Re_{Lp}^2 + 4.9544e^{-4}Re_{Lp} + 0.047 : \text{Heating} \quad (25)$$

$$j\text{-factor} = 1.1296e^{-7}Re_{Lp}^3 - 2.9915e^{-5}Re_{Lp}^2 + 2.3426e^{-3}Re_{Lp} - 0.0183 : \text{Cooling} \quad (26)$$

$$f\text{-factor} = -1.3541e^{-5}Re_{Lp}^3 + 3.4565e^{-4}Re_{Lp}^2 - 0.0285Re_{Lp} + 1.0917 : 1 \text{ unit} \quad (27)$$

$$f\text{-factor} = -1.1190e^{-6}Re_{Lp}^3 + 2.9345e^{-4}Re_{Lp}^2 - 0.0248Re_{Lp} + 1.1368 : 2 \text{ unit} \quad (28)$$

$$f\text{-factor} = -1.3452e^{-7}Re_{Lp}^3 - 7.9742e^{-6}Re_{Lp}^2 + 1.5460e^{-3}Re_{Lp} + 0.828 : 3 \text{ unit} \quad (29)$$

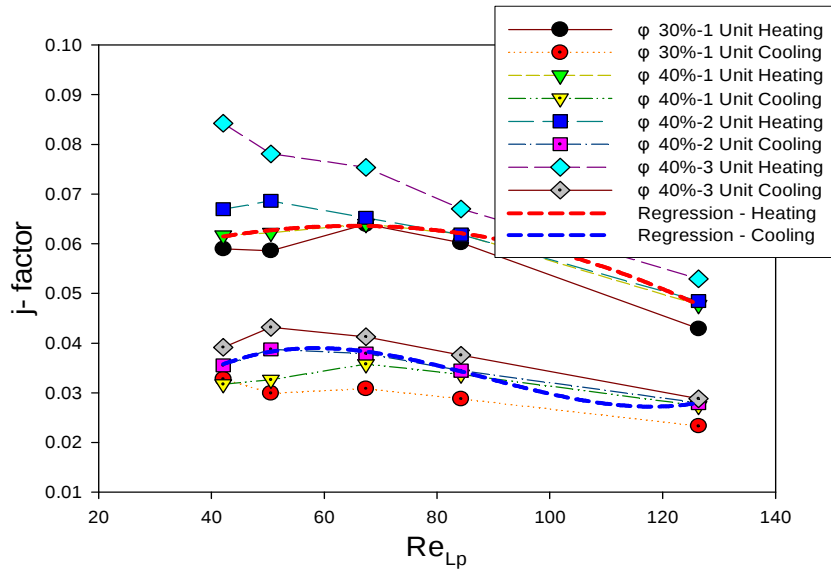


Fig. 34 Effect of Re_{Lp} on j-factor
(ϕ 30%-1 unit, ϕ 40%-1 unit, 2 unit, 3 unit case)

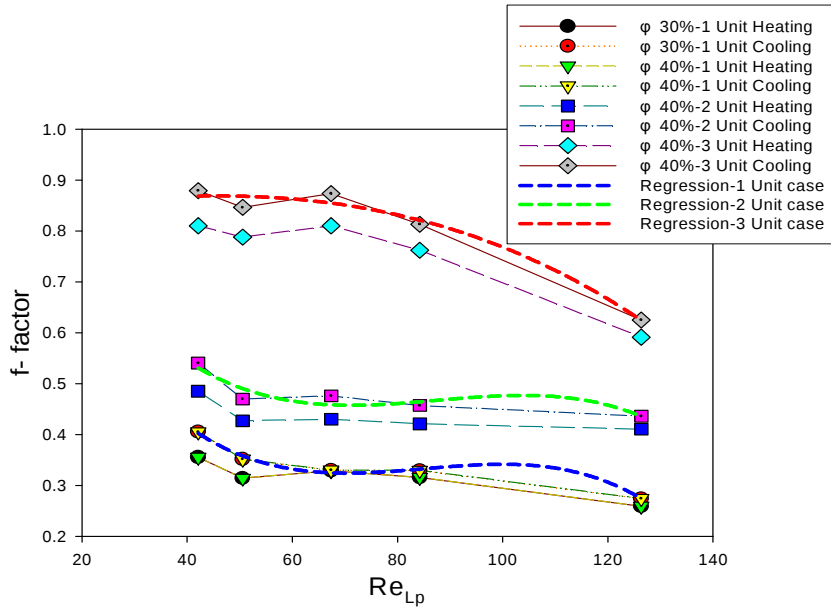


Fig. 35 f-factor according to Re_{Lp}
(ϕ 30%-1 unit, ϕ 40%-1 unit, 2 unit, 3 unit case)

제 5 장 결 론

본 논문에서는 최근 전자 기기의 냉각이나, 바닥 난방 시스템 등에 적용되고 있는 PHP를 이용하여 환기열 회수 유닛으로 제작하였을 때, 전열 성능을 파악해 보기 위해, ASHRAE의 air to air heat exchanger 실험방법을 고려하였다. 또한 실험 조건으로 KARSE B 0300-2003 폐열회수 환기유닛의 평가법의 조건으로 실험하였으며, 풍속은 0.25 m/s ~ 0.75 m/s 까지 다양하게 적용하였고, 냉난방 운전시의 온도를 사용하였다. 또한 부하 변동에 따른 대처 능력을 알아보기 위해 1 unit, 2 unit, 3 unit case별로 같은 실험을 반복하였고, 그 결과 다음과 결론을 얻을 수 있었다.

1. PHP type 환기열 회수기의 원활한 작동 상태를 확인할 수 있었다. 표면 온도 분포는 양 끝단을 비교하여 보았을 때 1 unit에서 3 unit으로 증가할수록 균일한 온도를 나타냈다. 또한 난방 운전시가 냉방 운전시에 비해 풍동 내 유속의 영향을 더 많이 받는 것을 알 수 있었다.
2. PHP의 작동유체 충전율 ϕ 40% 의 경우 30%를 충전한 것에 비해 표면 온도 분포는 균일하게 나타났고, PHP 길이 방향의 평균 온도 분포도 또한 높게 나타났다.
3. 본 실험 조건 내에서의 최대 열 회수량은 작동유체 충전율 ϕ 40%-3 unit case, 풍동 내의 유속 0.75 m/s, 난방 운전 조건에서 1174 W였다. 그 때의 열 회수 효율 역시 최대이며, 72.7%였다.
4. 열 회수 효율은 실험 조건 내에서 고른 성능을 나타내었으며, 이를 상용

제품과 각 타입별로 비교해 보았을 때, 1 unit case는 약간 낮은 수준이나 3 unit case의 경우 동등하거나 더 우수한 성능을 나타냈다.

5. 풍량이 적었을 때는 PHP의 성능이 양호하지 못하였으며, 풍량의 증가에 따라 온도효율이 증가하였다. 따라서 PHP type 환기열 회수기는 적절한 풍량과 열량이 제공되어야 원활한 작동을 할 것이다.

6. 풍량에 따른 온도효율의 값을 아래와 같은 곡선회귀식으로 작성하여 보았다. 1 unit case의 온도효율 예측식에 따르면, 풍량 500 CMH의 경우 온도효율이 최대 67%에 이를 것으로 예상된다.

$$\eta_T = -2.421e^{-10}Q_{air}^4 + 7.075e^{-7}Q_{air}^3 - 7.648e^{-4}Q_{air}^2 + 0.360Q_{air} + 4.578$$

7. 작동유체 ϕ 40%-1 unit case의 경우, 풍량 300 CMH ~ 1100 CMH의 영역대가 풍량의 증가에 따른 효율의 감소없이 사용할 수 있는 가장 우수한 상용 조건이라 판단되므로, PHP type 환기열 회수기는 소풍량에서 대풍량까지도 사용할 수 있는 다목적 환기열 회수기로서 사용이 가능할 것으로 예상된다. 또한 넓은 사용 풍량대에서 안정적인 효율을 내고 있어 신뢰성이 높다.

8. 부하의 변동에 따라 환기열 회수량을 늘리기 위해 cassette type으로 다열 장착하면 성능 향상이 가능하므로, 두께가 22 mm에 불과한 패널형태의 PHP type 환기열 회수기는 실용성과 경제성을 함께 갖췄다고 판단된다.

9. 열교환기의 설계에 필요한 열전달 특성인 j-factor를 난방 운전조건 및 냉방조건에 맞추도록 상관식을 구하였고, 아래와 같다.

$$j\text{-factor} = -2.8596e^{-9}Re_{Lp}^3 - 3.5200e^{-6}Re_{Lp}^2 + 4.9544e^{-4}Re_{Lp} + 0.047 : \text{Heating}$$

$$j\text{-factor} = 1.1296e^{-7}Re_{Lp}^3 - 2.9915e^{-5}Re_{Lp}^2 + 2.3426e^{-3}Re_{Lp} - 0.0183 : \text{Cooling}$$

또한, 압력강하 특성인 f-factor의 상관식을 다열 배열에 의한 압력강하를 이용할 수 있도록 각 case별로 상관식을 구하였다.

$$f\text{-factor} = -1.3541e^{-5}Re_{Lp}^3 + 3.4565e^{-4}Re_{Lp}^2 - 0.0285Re_{Lp} + 1.0917 : 1 \text{ unit}$$

$$f\text{-factor} = -1.1190e^{-6}Re_{Lp}^3 + 2.9345e^{-4}Re_{Lp}^2 - 0.0248Re_{Lp} + 1.1368 : 2 \text{ unit}$$

$$f\text{-factor} = -1.3452e^{-7}Re_{Lp}^3 - 7.9742e^{-6}Re_{Lp}^2 + 1.5460e^{-3}Re_{Lp} + 0.828 : 3 \text{ unit}$$

향후 에너지 절감을 위한 다각적인 노력이 절실히 될 경우, 막대한 양의 냉난방 에너지의 절감이 불가피해질 것으로 판단되며, 이와 아울러 심각한 도시 공기 오염 하에서의 쾌적한 주거 및 사무공간에 대한 욕구를 충족시켜 줄 수 있는 에너지 절약형 환기 유닛의 필요성이 점점 커지고 있는 실정이다. 이에 대한 해결책으로 본 연구에서는 PHP type 환기열 회수 유닛을 제작하여 그 성능을 살펴보았다. 2004년 기준으로 연간 51만 대의 자동차가 폐기되면서 함께 버려지는 자동차 폐 라디에이터를 재활용할 경우[19], 제작이 간단하여 단가가 싸고, 부하변동에 쉽게 대응할 수 있도록 카세트 타입으로 장착이 가능한 콤팩트 형이기 때문에 실용적이고 경제적인 측면까지 갖추어, PHP type 환기열 회수 유닛은 실내 공기질 확보, 에너지 절약에 있어 적절한 해결책이 될 것이라 여겨진다.

참고 문헌

- (1) 다중 이용 시설 등의 실내 공기질 관리 법률 (법·시행령·시행규칙), 2004, 환경부.
- (2) Lee. W. H, 2000, Study on heat transfer and flow characteristics of oscillating capillary tube heat pipe, Pukyong national university graduate school thesis for a degree of doctor, pp. 18 ~ 29, pp. 66 ~ 124.
- (3) Lee. W. H, Lee. J. H, Kim. J. S, 2000, Perfomance test of low temperature waste heat recovery heat exchanger using self-excited oscillating heat pipe, 설비공학 논문집 Vol. 12, No. 9, pp. 853 ~ 859.
- (4) Akachi, H, 1994, Looped capillary tube heat pipe, proceedings of 7th general meeting conference of JSME, Vol. 3, No. 940-10, pp. 606 ~ 611.
- (5) G. P. Peterson, 1994, An introduction to heat pipes, John wiley & sons, Inc., New York.
- (6) G. F. Hewitt, G. L. Shires and Y. V. Polezhaev, 1997, International encyclopedia of heat & mass transfer, CRC Press, New York, pp. 551 ~ 555.
- (7) 西尾茂文, 1997, 氣泡驅動型熱輸送管, 傳熱研究論文集, Vol. 3, No. 142, pp. 53 ~ 56.
- (8) 西尾茂文, 1998, 振動型細管ヒートパイプの動向, ヒートパイプ技術, Vol. 17, No. 2, pp. 8 ~ 15.
- (9) Lee. W. H., Kim. J. H., Kim. J. S. and Jang. I. S., 1999, The heat transfer characteristics of oscillating capillary tube heat pipe, 2th

- two-phase flow modeling and experimentation, Vol. 3, pp. 1713 ~ 1718, Pisa, Italy.
- (10) Wook-Hyun Lee, 2000, "Study on Heat Transfer and Flow Characteristics of Oscillating Capillary Tube Heat Pipe", Doctor thesis of Pukyung National University.
 - (11) ASHRAE, 1997, ASHRAE Handbook 1997 Fundamentals (SI edition), Measurement and Instruments 14.17 ~ 14.20 'FLOW RATE MEASUREMENT'.
 - (12) ASHRAE, 1997, ASHRAE Handbook 1997 Fundamentals (SI edition), Measurement and Instruments 14.16 ~ 14.17 'MEASURING FLOW IN DUCTS'.
 - (13) (사)한국설비기술협회, 2003, 한국설비기술협회규격 KARSE B 0030 - 2003 폐열회수 환기유닛, Heat-Recovery Ventilators.
 - (14) Frank M. White, 조강래 · 유정렬 · 강신형 공역, 1995, 6.10 유체계측기, FLUID MECHANICS, pp. 410 ~ 427.
 - (15) YANUS A. CENGEL, "Heat transfer", McGraw-Hill, pp. 570 ~ 620.
 - (16) G. F. Hewitt, G. L. Shires, T. R. Bott, 1994, "Process Heat Transfer", CRC Press, pp. 445 ~ 448.
 - (17) (사)한국설비기술협회, 2003, 한국설비기술협회규격 KARSE B 0030 - 2003 폐열회수 환기유닛, Heat-Recovery Ventilators 품질인증업체 현황 및 시험성적서
http://www.karse.or.kr/html/subpage_05_b.jsp?ncode=k0033.
 - (18) Choi. S. J., Im. Y. B., Kim. J. S., 2005, "Heat Transfer Characteristics of Mini Channel Heat Exchanger Using Pulsating Heat Pipe for Heat Recovery Ventilator of AHU", International Symposium on Marine Engineering (ISMT) 2005, pp. 175 ~ 180.

- (19) 한국자동차폐차업협회(KASA), 2005,
http://211.255.6.113/bbs/bbs_index.asp?cp=bbs006, 2004년 폐차통계 (1-12).
- (20) 張赫在, 2001, “평판관-루버핀 熱交換器의 熱傳達 및 壓力降下 특성에 관한 실험적 연구”, 국민대학교 대학원 석사논문, pp. 25 ~ 35.
- (21) Bae. C. H, Lim. Y. H, Diuraeva Gulnora, et al, 2005, A Study on the Characteristics of Total Heat Exchanger Under Various Conditions, 설비공학 논문집 Vol. 17, No. 10, pp. 891 ~ 897.
- (22) Jang. H. J, Kang. B. H, Kim. S., Kim. H. S., 2001, An Experimental Study on Heat Transfer and Pressure drop of Air side in a Plate-Louvered Fin Heat Exchanger, 대한설비공학회 2001동계학술발표회 논문집, pp. 185 ~ 190.

謝 辭

이렇게 미력한 첫걸음이지만 내딛을 수 있도록 용기와 도움을 주신 분들에게 감사의 글로나마 제 마음을 대신하고자함을 용서해주시기 바랍니다.

돌이켜보면 짧디 짧은 2년이었지만 그 누구보다 행복하고 보람된 시간을 지내왔습니다. 무엇보다, 2년 동안 자신의 울타리 안에 두시고 제가 많은 것을 가질 수 있도록 허락해주신 지도교수 김종수 교수님께 가장 먼저 감사의 말씀을 올리고 싶습니다. 부족한 저를 항상 이끌어 주신 따끔한 충고와 꾸짖음, 그리고 힘이 되어주시던 말씀, 잊지 않겠습니다. 그리고 논문심사를 위해 애쓰시고 학문적 충고 외에도 인생의 선배로서도 조언을 아끼지 않으셨던 오후규 교수님, 금종수 교수님, 김영수 교수님, 최광환 교수님, 윤정인 교수님, 정석권 교수님, 김은필 교수님께도 진심으로 감사의 말씀을 전해드리고 싶습니다.

실험실 안방 마님 용빈이형, 도움이 많이 못 되어 드려서 죄송합니다. 그리고 언제나 누나같은 수정이 누나, 누나같이 이쁜 딸 낳아서 행복하세요. 졸업 후에도 항상 실험실을 지켜주시고 우리를 도와주시는 기택이형. 이제는 너무 늙어버려(?) 동기라고 생각이 들지 않는 영원한 해병대 양태진. 친구처럼 친해져 버린 성호, 동환. 많은 것을 함께하지 못해 미안하다. 이제는 학부생님들에서 대학원생님들로 변신 준비 중이신, 학부 4년생들. 분위기 메이커에다 이제는 스타일리스트까지 섭렵한 우석, 이제나 저제나 멀리 있는 여자 친구 걱정 에 빠져 있어 나랑 비슷하다고 생각되는 석진이, 그리고 정중동이 무엇인지 온 몸으로 보여주는 민재. 실험실 들어온 지 얼마 안 되었다만, 졸업생 마인드를 품고 사는 승훈. 여러분 모두가 제 실험실 생활에서 즐거움과 행복을 느끼게 하는 근원이었기에 소중한 사람들로 기억될 것입니다.

그리고 이제는 떨어져 있지만 힘들 때, 목소리만 들어도 힘이 나는 그리고 나를 가장 잘 이해해 주는 친구, 새봄. 이제나 니 차례다. 봉균아. 항상 긍정적

이고 자신감에 찬 모습이 나의 본보기가 되었던 지훈, 우리 왕효자 진후. 우리 동네 사는 참한 동생 해인. 그의 애인인 감쪽한 포춘텔러 아람. 멀리 있어도 항상 서로를 바라보고 있는 친구들아! 다들 고맙다. 힘든 기색 없이 기쁠 때나 슬플 때나 함께 해줘서, 언제나 감사하고 미안한 우리 유빈이.

마지막으로, 항상 저를 자랑스러워하시는 부모님, 제가 설 수 있는 보금자리가 되어 주신 그 끝없는 사랑과 존경을 어찌 이 한 줄의 글로 다 표현할 수 있겠습니까. 그윽한 씬표가 되어 온 우리의 울타리 속에 식구가 늘었습니다. 형이랑 형수님, 하고 싶은 일 꼭 이루도록 다 같이 힘냅시다. 귀여운 우리 누나는 매형이랑 힘 합쳐서 예나를 사람으로 만들어 주세요.

여러분들께 간절하게 바라오니, 주신 사랑 더 큰 사랑으로 보답할 수 있도록 허락해 주십시오. 감사합니다.

2005년 12월 겨울

최 상 조 배상