



저작자표시-비영리-동일조건변경허락 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.

다음과 같은 조건을 따라야 합니다:



저작자표시. 귀하는 원저작자를 표시하여야 합니다.



비영리. 귀하는 이 저작물을 영리 목적으로 이용할 수 없습니다.



동일조건변경허락. 귀하가 이 저작물을 개작, 변형 또는 가공했을 경우에는, 이 저작물과 동일한 이용허락조건하에서만 배포할 수 있습니다.

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

저작권법에 따른 이용자의 권리는 위의 내용에 의하여 영향을 받지 않습니다.

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

[Disclaimer](#)

공학석사 학위 청구논문

분리형 히트파이프를 이용한 배기열회수
환기장치의 성능에 관한 연구



2007년 2월 23일

부경대학교 산업대학원

냉동공조공학과

이 재 화

공학석사 학위 청구논문

분리형 히트파이프를 이용한 배기열회수
환기장치의 성능에 관한 연구

지도교수 김 종 수

이 論文을 工學碩士學位論文으로 提出함



2007년 2월 23일

부경대학교 산업대학원

냉동공조공학과

이 재 화

이 논문을 이재화의 공학석사
학위논문으로 인준함

2007년 2월 23일



주 심 공학박사 오 후 규 (인)

위 원 공학박사 김 영 수 (인)

위 원 공학박사 김 종 수 (인)

목 차

목 차	i
Abstract	iii
Nomenclature	v
 제 1 장 서론	
1.1 연구의 배경 및 목적	1
1.2 배기열회수 환기장치에 대한 고찰	3
1.2.1 배기열 회수 환기장치의 분류	3
1.2.2 분리형 히트파이프	8
 제 2 장 실험장치 및 방법	
2.1 실험장치의 구성	10
2.2 실험방법	16
2.3 열회수 데이터 정리	20
2.3.1 배기열 회수량	20
2.3.2 열교환 효율	22
2.3.3 열전달 계수	23
 제 3 장 실험결과 및 고찰	
3.1 열회수 성능	25
3.1.1 온도분포	25
3.1.2 열 회수량	29

3.1.3 열교환 효율	31
3.2 압력강하 특성	34
3.3 배기열 회수장치의 성능 비교	36
 제 4 장 결론	 38
 참고문헌	 40
감사의 글	41



A Study on the Performance of Exhaust Heat Recovery Ventilator using Separate Type Heat Pipe

Jae-Hwa Lee

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

Abstract

In this study, we use a separate-type heat pipe that can provide exhaust heat again recovered from a ventilator which exhausts contaminant generated in a room and brings in external fresh air. The separate-type heat pipe is the one that two heat exchangers where a fin is attached are installed in upper and lower parts and they are connected with a gas-liquid connection pipe. It is a device recovering heat energy by repeating a cycle of that operation liquid in the lower evaporation part absorbs high heat and evaporates and moves to the upper condensation part and then, the evaporated steam condensates again by losing heat in the upper condensation part and moves down due to gravity and then, repeat the whole process again, i.e., it is a device recovering energy exhausted in a room by using evaporation latent heat of operation liquid (R-22).

After charging an amount of operation liquid corresponding to 40 %, 50% of the whole internal volume of the separate-type heat pipe heat exchanger in the heat exchanger, we examine the performance of the separate-type heat pipe heat exchanger by changing air velocity (0.4 – 1.5m/s) as a temperature condition at times of cooling and heating. As increasing air velocity, friction loss of the heat exchanger increased, and winter heat recovery rates are about 64% and 55% at air velocity 0.4m/s, charging rates 50% and 40%, respectively.

Key Words : Separate Type Heat Pipe(분리형 히트 파이프), Evaporator Section(증발부), Condenser Section(응축부), Effectiveness (효율)

Nomenclature

A	:	Area	$[\text{m}^2]$
A_f	:	Area of fin	$[\text{m}^2]$
A_i	:	Inside surface area of heat pipe	$[\text{m}^2]$
A_o	:	Outside surface area of heat pipe	$[\text{m}^2]$
A_{tot}	:	Total area of heat exchanger	$[\text{m}^2]$
C	:	Heat capacity rate	$[\text{kJ/K}]$
C_p	:	Specific heat	$[\text{kJ/kg}\cdot\text{K}]$
G	:	Mass velocity	$[\text{kg/m}^2\cdot\text{s}]$
h	:	Heat transfer coefficient	$[\text{W/m}^2\cdot\text{K}]$
k	:	Thermal conductivity	$[\text{W/m}\cdot\text{K}]$
L	:	Length of heat exchanger	$[\text{m}]$
$\dot{m}$	:	Mass flow rate	$[\text{kg/sec}]$
P	:	Pressure	$[\text{kPa}]$
Q	:	Heat transfer rate	$[\text{W}]$
T	:	Temperature	$[\text{°C}]$ or $[\text{K}]$
V	:	Velocity	$[\text{m/s}]$
U	:	Overall heat transfer coefficient	$[\text{W/m}^2\cdot\text{°C}]$

Greek symbols

ε	:	Effectiveness	[%]
ϕ	:	Relative humidity	[%]
ρ	:	Density	[kg/m ³]
μ	:	Viscosity	[kg/m·s]

Subscripts

a	:	Air
a_i	:	Air inlet
a_o	:	Air outlet
fin	:	fin
i	:	Inside diameter
o	:	Outside diameter

제 1 장 서 론

1.1 연구의 배경 및 목적

1970년대 석유파동 이후 건축물의 에너지 절감 등의 대책 일환으로 건축물의 외피구조체를 끊임없이 고 단열화 및 고 밀폐화하여 구조체를 통한 전도열 부하와 창문틈새 등을 통한 극간풍 부하를 지속적으로 감소시켜 건축물의 에너지 절감은 기대 할 수 있었으나 환기량 부족 등으로 실내 공기질이 악화되어 실내에서 장시간 생활하는 재실자가 불쾌감을 느끼고 두통이나 현기증, 기침 등과 같은 증상을 토로하는 경우가 종종 발생하였다. 이는 실내의 오염된 공기를 장시간 호흡하여 발생한다고 볼 수 있으며, 건축물의 에너지 절감을 위하여 외기 도입량을 감소시킨 것이 가장 큰 원인이라고 볼 수 있다.

따라서 최근의 건축물은 강제환기설비가 필수적인데 강제환기설비는 많은 양의 실내 공기와 신선한 실외 공기를 치환하여야 하므로 실내·외 온도차가 심한 계절에는 많은 열에너지 손실을 초래하게 된다. 이를 방지하기 위해서는 실내의 오염된 공기는 충분히 실외로 배출하되 실내공기가 함유하고 있는 열에너지는 회수하여 다시 실내에 공급하는 배기열회수 환기장치가 필수적이며, 배기열회수 환기장치는 실내 공기질 향상과 에너지 절감이라는 두 가지 목적을 실현 할 수 있어서 실내에서 장시간 생활하는 현대인의 Well being 기대감에 크게 이바지 하리라고 본다.⁽¹⁻²⁾

배기열회수 환기장치를 사용할 경우 종류별로 차이는 있지만 실내 배출공기가 지닌 열에너지의 60% 이상을 회수할 수 있으며 냉·난방 부하를 줄여 연간 운전경비를 20~30%정도 감소시킬 수 있다.⁽³⁾ 현재 배기열회수 환기장치는 실내·외 온도차가 심한 하절기와 동절기에 집중되어 투자비 회

수기간이 길기 때문에 일반적으로 가격이 저렴하고 효율이 높은 로터리식과 판형 직교류방식이 대세를 이루고 있으나 이들은 외부동력이 필요하고, 급·배기의 누설혼합이 발생하며, 열교환소자의 재질이 종이인 관계로 수명이 짧고, 세균의 번식 및 화재의 위험성 등으로 철저한 유지관리와 주기적인 교체가 불가피 하는 등 해결해야 하는 여러 가지 문제가 잠재하고 있다.

따라서 본 연구에서는 배기열회수 환기장치를 개선함에 있어 무동력이며, 높은 열전달 특성을 가지고 있는 분리형 히트파이프를 사용하였다. 분리형 히트파이프는 열교환기 2대를 각각 상·하부에 분리하여 접속하고, 하부의 증발부에서 고온의 열을 흡수하여 증발된 작동유체가 상부의 응축부로 이동하며, 상부의 응축부에서는 고온의 열을 흡수하여 증발된 작동유체가 저온의 열에 에너지를 방출하면서 다시 응축되어 중력에 의해 증발부로 이동하는 사이클을 이루면서 에너지를 회수하는 장치이다. 작동유체로는 R-22를 사용하였으며, 외부의 동력 없이 작동유체의 온도변화에 따른 증발잠열을 이용하여 실내에서 배출되는 에너지를 회수하는 환기장치이다.

분리형 히트파이프를 이용한 배기열회수 환기장치는 증발부와 응축부가 상·하부로 완전히 분리되어 있기 때문에 급·배기 혼합율이 없고, 재질이 동관과 알루미늄 편으로 구성되어 있기 때문에 내구성이 우수하며, 대용량의 환기열회수에 적합하여 주기적인 교체가 불필요하다는 장점을 가지고 있다. 또한 외부동력이 필요로 하지 않기 때문에 기존의 환기열회수 방식의 단점을 개선하고 히트파이프 방식의 장점을 충분히 고려한다면 실내 거주자에게 꼭 필요한 환기장치가 될 것이라고 판단된다.

따라서 본 연구에서는 분리형 히트파이프의 환기열 회수성능을 최적화 하기 위하여 작동유체의 충전량을 변화시키면서 실험하였다.

1.2. 배기열회수 환기장치에 대한 고찰

1.2.1 배기열회수 회수장치의 분류

배기열회수 환기장치의 종류에는 로터리형 전열교환기, 판형 직교류 전열교환기, 히트파이프형 현열교환기, 런어라운드 코일루프 현열교환기가 있다.

(1) 로터리형 전열교환기

환기부하 저감과 환기의 목적을 달성하기 위해 널리 사용되고 있는 로터리형 전열교환기는 열교환을 위해 허니컴(honeycomb), 알루미늄 엘리먼트(aluminum element), 세라믹 화이버(ceramic fiber) 등의 재질로 제작되는데 대부분 수입에 의존하고 있어 전열교환기 가격의 상승 요인이 되고 있다. 또한 장기간 사용 시 배기누설과 같은 내구성 문제와 허니컴 등에 습기와 먼지가 퇴적되어 세균과 미생물이 번식하게 될 우려가 있다. 또한 로터의 회전을 위한 별도의 구동시스템이 필요하고 이를 장기간 사용하게 되어 유지관리비가 상승하게 된다.

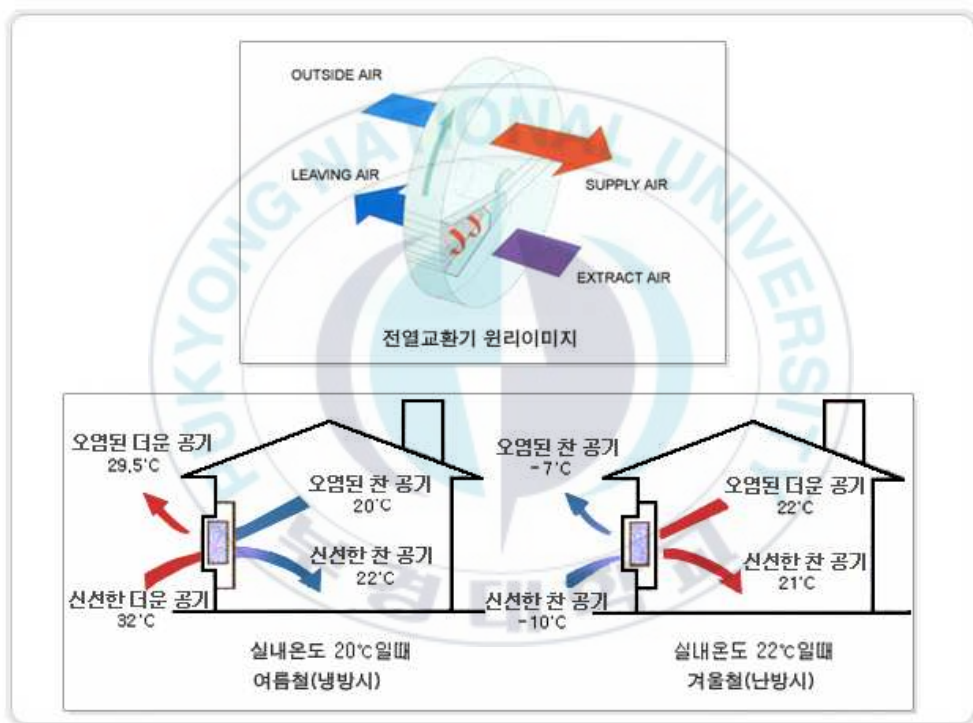


Fig. 1 로터리형 전열교환기

(2) 판형 직교류 전열교환기

열을 보유한 오염된 공기가 판과 판사이를 통과하면서 알루미늄 판을 가열하고 판에 흡수된 열이 급기에 방출되어 열에너지를 회수한다. 구조가 간단하고 타 방식의 시스템보다 무게가 가벼워 설치가 용이하며 가격이 저렴하다는 장점이 있다. 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 성능저하와 급·배기량의 변화에 대한 응답성이 낮아 일정 효율을 기대하기 어려우며 효율 역시 45%까지 급감한다.

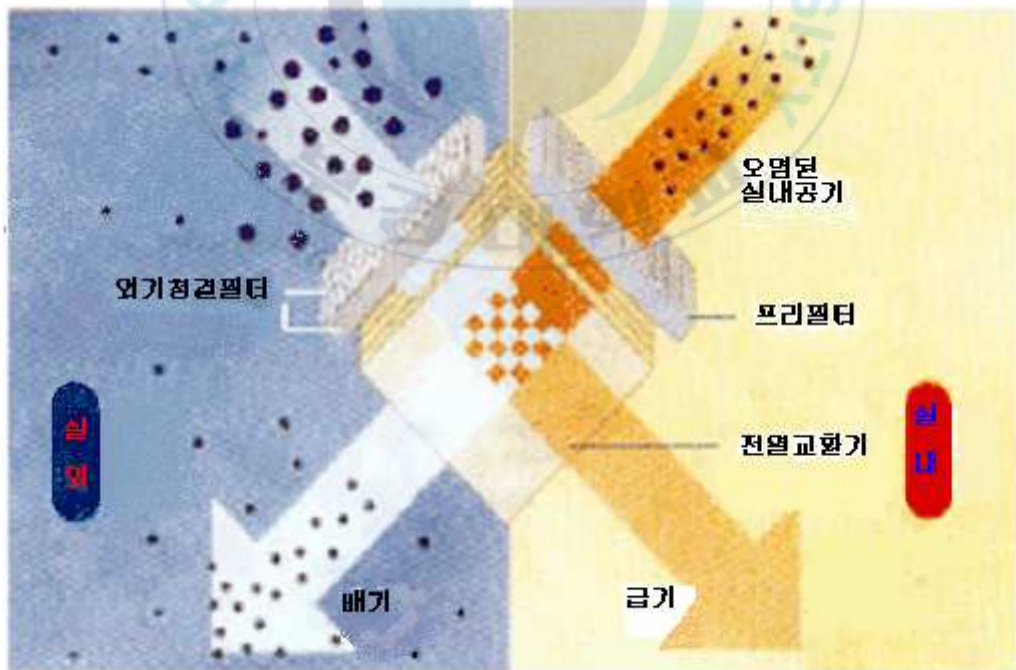


Fig. 2 판형 직교류 전열교환기

(3) 히트파이프형 현열교환기

배기측 보유열이 작동유체를 가열하면 작동유체가 증발하여 급기측으로 팽창되면서 급기를 가열하고 액상으로 되어 배기측으로 이동하는 현상을 반복한다. 열전달 성능이 우수한 워(wick)형 히트파이프나 써모사이폰(thermosyphon)을 환기열 회수용 열교환기로 적용한 환기시스템이 제작되어 시판되고 있다. 히트 파이프를 이용하기 때문에 열 회수율과 열 응답성이 높지만 제조공정이 복잡하여 제작비용이 고가이며 환기시스템 보급에 크게 기여하지 못하고 있는 실정이다.

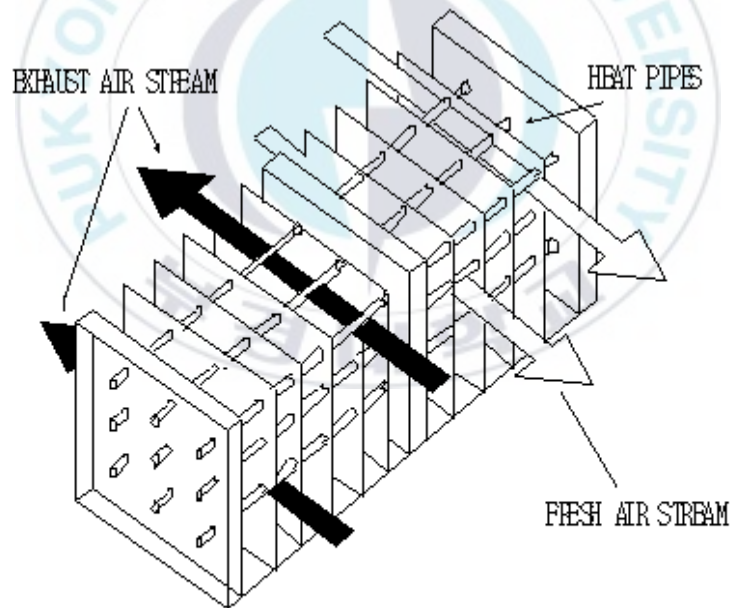


Fig. 3 히트파이프형 현열교환기

(4) 린 어라운드 코일 루프 현열교환기

공기측의 열전달을 향상을 위해 핀을 부착한 고밀도 열교환기(부피에 대한 열전달 면적의 밀도가 $700\text{m}^2/\text{m}^3$ 이상)를 이용하여 실내로부터 배기되는 열을 회수하여 다시 실내로 열을 공급하는 시스템으로 물과 부동액의 작동 유체를 순환펌프로 순환시키면서 열에너지를 회수한다.⁽⁴⁾

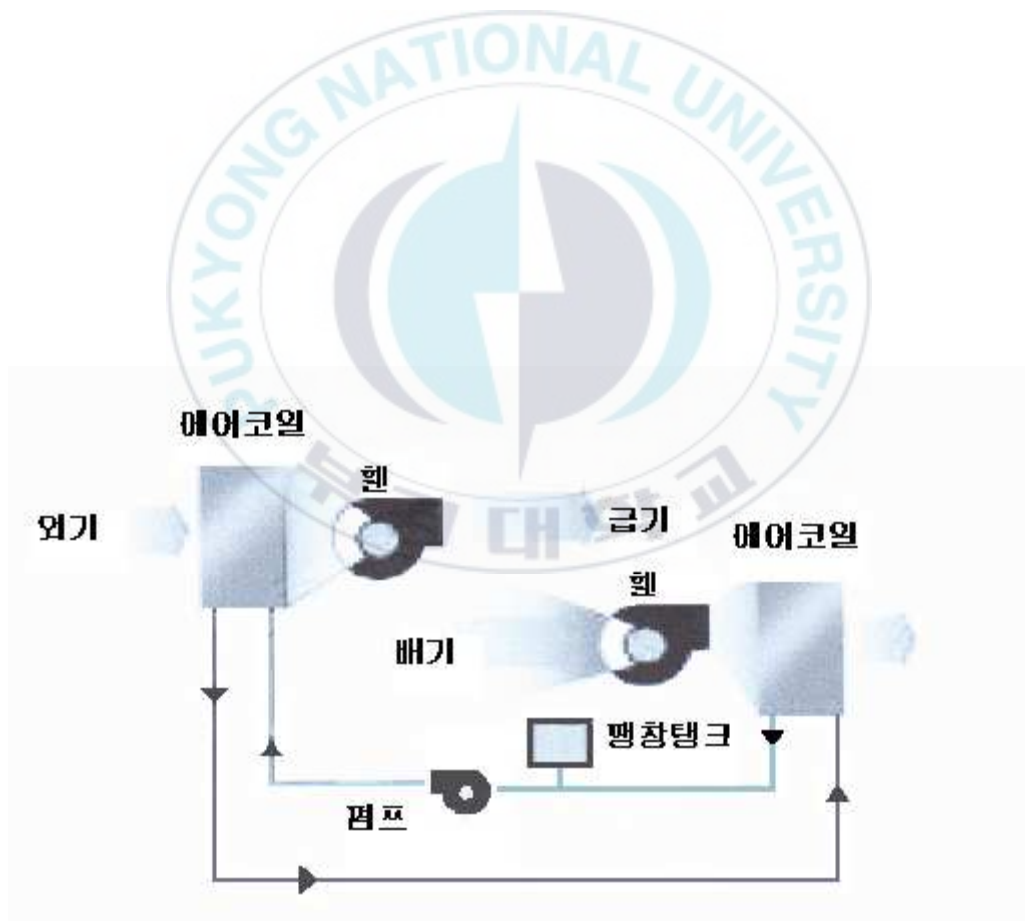


Fig. 4 린어라운드 코일 루프 현열교환기

1.2.2 분리형 히트파이프

(1) 분리형 히트파이프의 구조

밀폐된 용기내에 작동유체를 주입하고 진공으로 하면 낮은 온도에서도 작동유체를 증발하고 증기상태의 작동유체는 냉각부에서 액체로 응축되어 연속적인 반복에 의해 열을 전달할 수 있게 된다. 따라서 밀폐용기의 구조에 의해 여러 가지 형식으로 히트파이프를 분류하며, 분리형은 가열부와 냉각부를 각각 독립된 2개의 열교환기로 하여 분리설치하고 2개의 연결관으로 연결하여 하나의 폐루프를 형성하는 새로운 것으로 히트파이프식 열교환기의 대용량화에 유효하게 적용할 수 있는 것이다. 단일관형은 가열부와 냉각부를 격리관으로 분리하여 단일관 일체의 구조로 되어 있는데 비해 분리형은 가열부와 냉각부를 각각 거리를 두어 독립하여 설치할 수 있다는 점에서 차이가 있다. 그리고 기체와 액체의 연결관의 수량을 축소하기 위해 fin이 달린 가열관이 냉각관의 상하 두 끝을 헤더에 각각 연결하여 가열부와 냉각부를 형성하고, 기액 연락관은 헤더와 연결하여 제작하는 것이 일반적인 구조이며, 냉각부 아래의 헤더에 불응축가스 분리관을 설치하고 배기 밸브를 부착하여 현장에서 불응축가스를 배제할 수 있도록 하고 있다.⁽⁵⁾

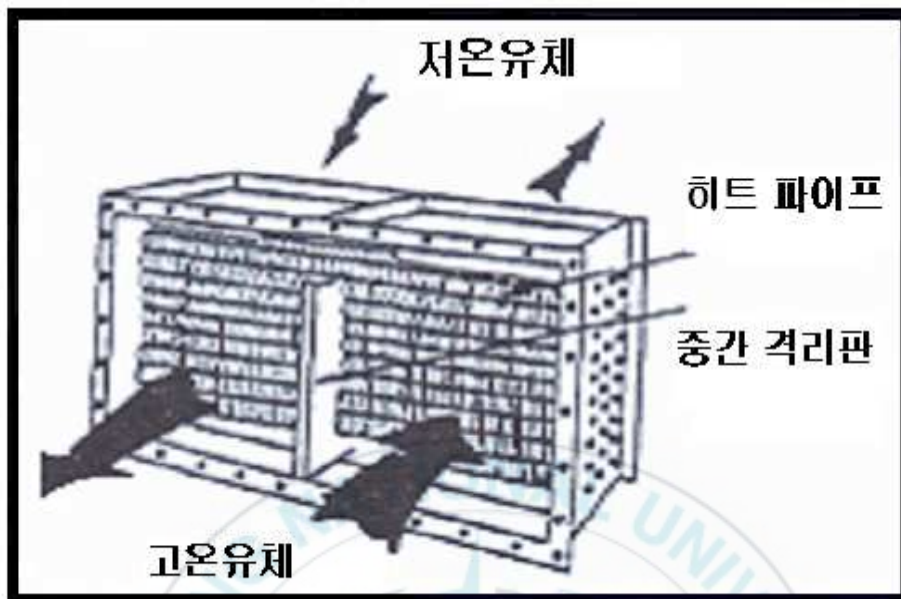


Fig. 5 단일형관 열교환기의 구조

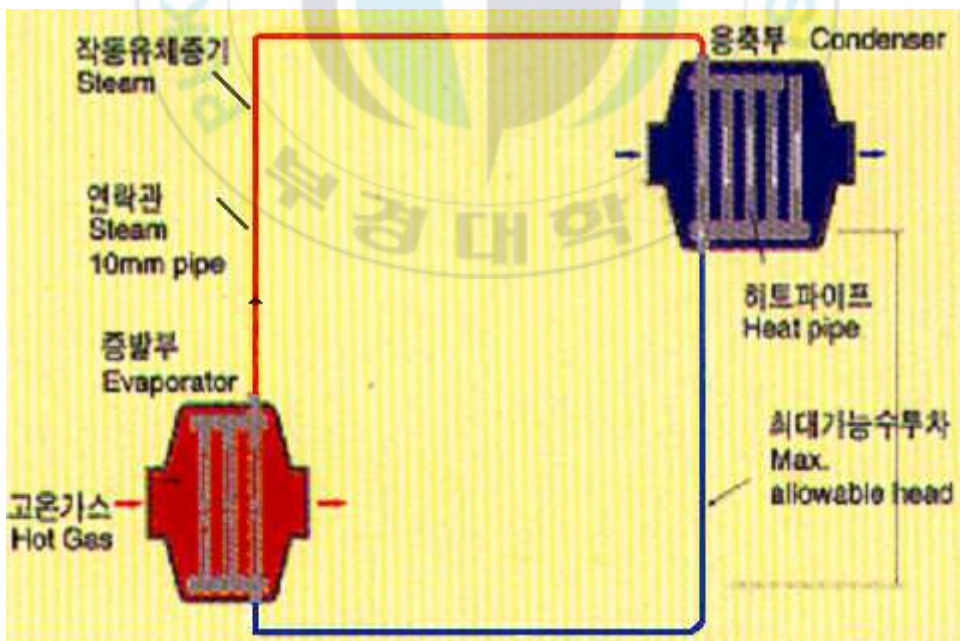


Fig. 6 분리형 히트파이프의 구조

제 2 장 실험장치 및 방법

2.1 실험장치의 구성

분리형 히트파이프의 성능을 실험하기 위하여 사용된 열교환기는 plate fin이 부착된 규격 너비(350mm)×높이(300mm)×두께(85mm)로 fin의 재질은 알루미늄이며, 두께 1mm, 피치 4mm의 총 90개의 fin이 부착되어 있는 판형열교환기를 사용하였다. 실험장치에 사용된 열교환기의 구조는 작동유체의 흐름을 위하여 내경 7mm, 외경 9mm의 동관을 이용하여 4열로 12줄의 동관을 지그재그로 배치한 구조의 열교환기이다.

분리형 히트파이프를 제작함에 있어 열흡수에 의해 하부의 열교환기에서 증발된 작동유체가 상부의 열교환기로 이동할 수 있는 증기연락관을 하부의 열교환기 상단에서 인출하여 상부의 열교환기 상단으로 9mm동관을 사용하여 접속하였으며, 열방출에 의해 상부의 열교환기에서 응축된 작동유체가 하부의 열교환기로 이동할 수 있는 액연락관을 상부의 열교환기 하단에서 인출하여 하부의 열교환기 하단으로 액이 이동할 수 있도록 9mm동관을 사용하여 접속하였다.

또한 손쉬운 작동유체 충전과 불응축가스 제거를 위하여 냉매주입구를 증기연락관 사이에 설치하였으며, 응축된 작동유체의 흐름 상태를 육안으로 확인하기 위하여 액연락관 사이에 Sight glass를 부착하였다.

배기열 회수성능을 알아보기 위해 두께 10mm의 아크릴을 사용하여 너비(410mm)×높이(500mm)×길이(2000mm) 2개와 너비(410mm)×높이(500mm)×길이(1000mm) 2개의 풍동(wind tunnel)을 각각 제작하여 분리형 히트파이프를 기준으로 하여 상·하부 전후에 각각 1개씩 설치하였다. 또한 상·하부의 풍동사이와 외부의 열손실을 방지하기 위하여 스티로폼으로

단열을 실시하였다.

풍동의 각 입구에는 가상의 실·내외 온도조건을 실현하기 위하여 Fig. 16에서와 같이 항온조와 히팅코일을 하부풍동의 입구측에 설치하였으며, 냉동싸이클부와 냉각코일을 상부풍동의 입구측에 설치하였다.

또한 상·하부의 풍동에는 모두 똑같은 Blower(LG, 1200W, 3800CMH)를 사용했으며, 인버터를 사용하여 풍량을 조절하였다. 그리고 정확한 풍량 측정을 위해 ASHRAE Fundamentals에 제시된 orifice with pressure tap (D : 178.8 mm)을 정밀 가공하여 경사 마노미터(Dwyer社)와 연결하여 사용하였다.⁽⁶⁾

또한 분리형 히트파이프의 열회수성능을 확인하기 위해 ASHRAE Fundamentals의 사각형 덕트 측정지점⁽⁷⁾을 참고로 하여 풍동의 상·하부 입·출구에 T type 열전대를 각 6지점씩 총 24지점에 설치하여 분리형 히트파이프식 열교환기 상·하부 입·출구 온도를 측정했다. 그리고 분리형 히트파이프를 이용한 배기열 회수환기장치의 압력강하 특성을 계측하기 위해 경사 마노미터를 설치하였으며, 환기열 회수 성능을 파악을 위해 측정된 온도 데이터는 Yokogawa사의 DR230 hybrid recorder를 통해 2초 간격으로 PC로 실시간 저장되었다.

Fig. 7은 본 실험에 사용된 실제 모형도이며, 실험장치는 크게 시험부, 풍동입구 온도와 풍량을 조절하는 제어부, 데이터 처리부로 구성하였다.

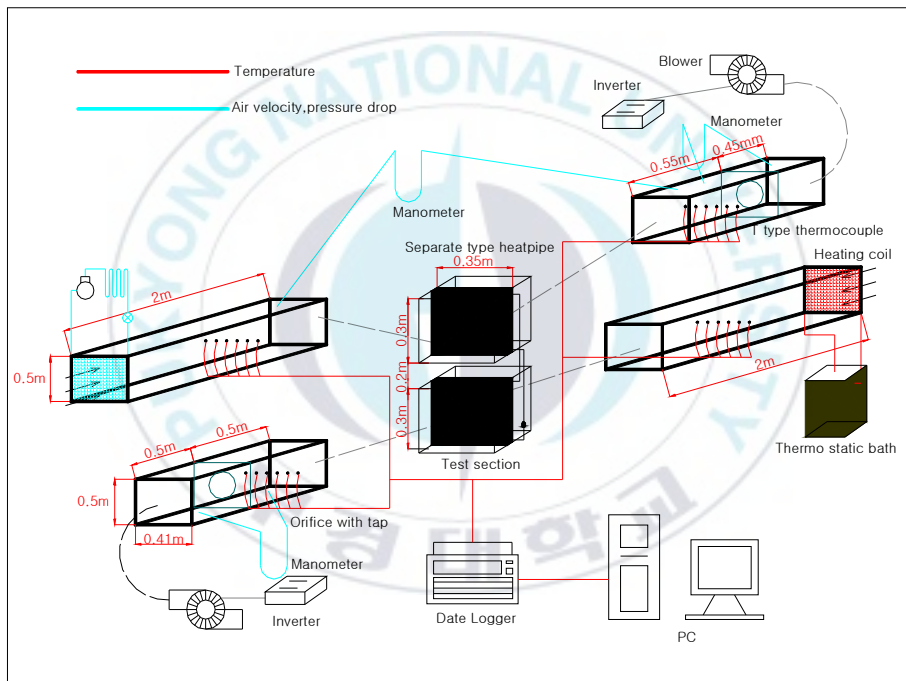


Fig. 7 분리형 히트파이프를 이용한 배기열회수 환기장치 실험 모형도

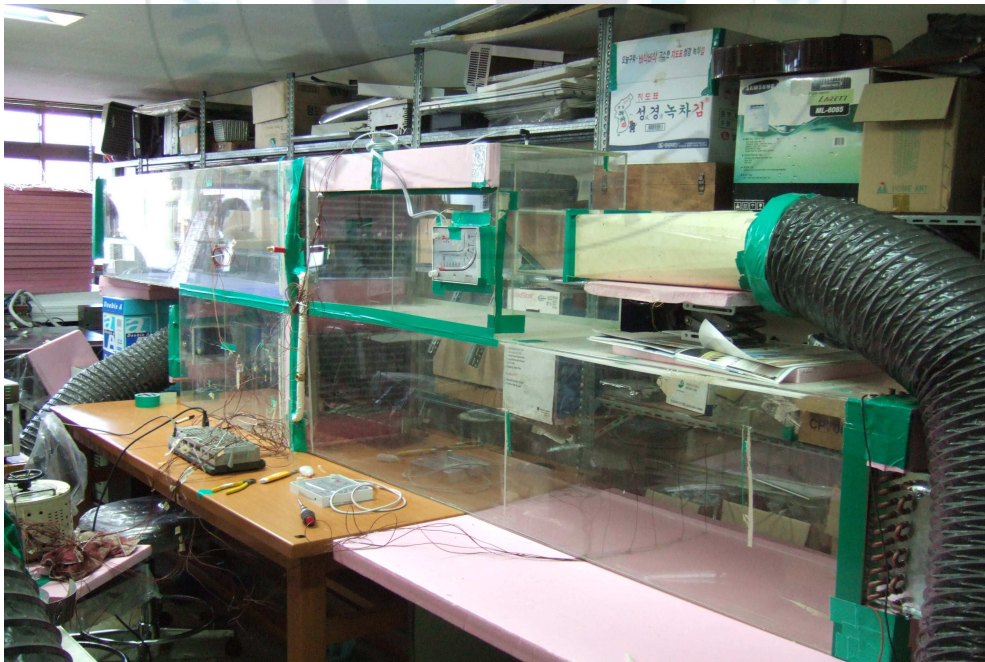
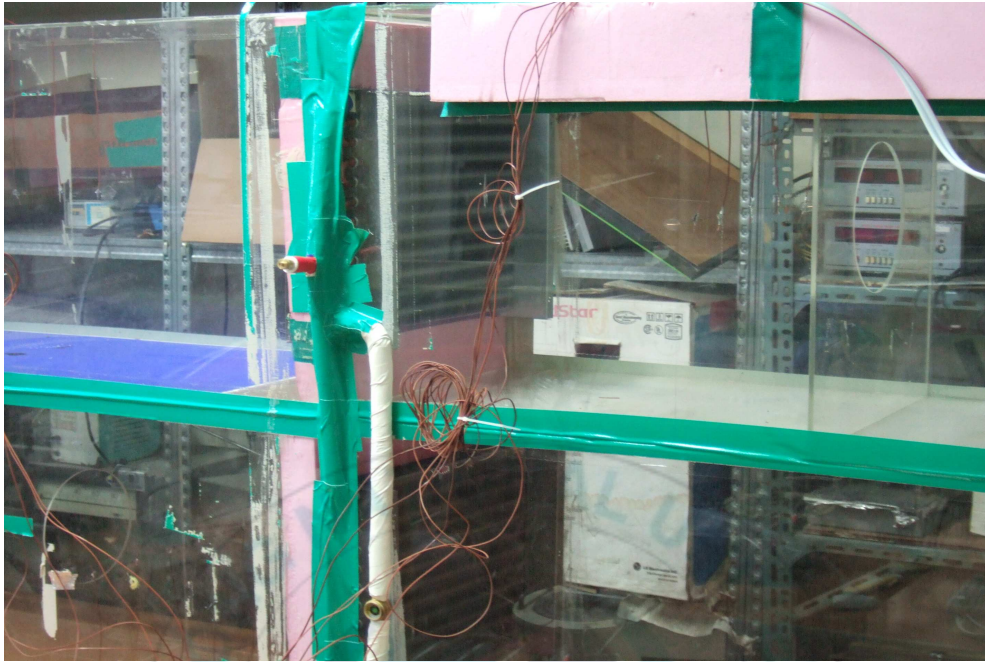


Fig. 8 분리형 히트파이프를 이용한 배기열회수 환기장치 실험도



Fig. 9 분리형 히트파이프를 이용한 배기열회수 환기장치 실험과정



Fig. 10 Blower(LG, 1200W, 3800CMH), Invertor



Fig. 11 Separate type heat pipe



Fig. 12 Sight glass

2.2 실험 방법

본 연구에서는 분리형 히트파이프식 열교환기 내부의 불응축 가스를 제거하기 위하여 Fig. 15와 같이 로터리 펌프(RP)와 디퓨저 펌프(DP)로 이루어진 고진공 시스템으로 5.0×10^{-5} torr까지 진공시키고 2시간 정도 유지하였다. 작동유체는 실험온도내에서 증발 및 액화가 용이하고, Fig. 13, 14에서 제시된 M_h 와 M_t 값이 상당히 높은 R-22(CHClF_2)를 사용하였다.

또한 정확한 충전을 위하여 Fig. 16과 같은 냉매충전 실린더를 사용하였으며, 분리형 히트파이프의 성능은 충전율은 40~50%정도가 성능이 우수하다는 발표사례에 의하여 충전을 40%와 50%를 각각 실험하였다.

실험온도 조건은 Table 1에 나타낸 것처럼 겨울철 우리나라 평균 실내외 온도조건을 참고하였으며, 상대습도도 고려하여야 하나 분리형 히트파이프는 현열교환만 이루어지므로 상대습도는 한국인의 쾌감대로 알려진 60%로 일정하게 유지시킨 후 실험하였다.

풍량은 환기장치를 최소, 적정, 최대의 3단계 또는 그 이상으로 조절할 수 있는 기능을 보유한 것으로써 1000 CMH 이하이면서, 소음과 에너지소비효율을 고려한 150 CMH ~ 800 CMH를 적용하였다. 또한 공기유속은 실제 환경에서와 유사한 0.25m/s ~ 0.75m/s를 기준으로 하여 열교환기의 입·출구에서의 풍속을 기준하여 0.4 m/s ~ 1.5 m/s의 실험조건을 선택하였다. 공기의 유속은 인체의 쾌적감에 큰 영향을 미치므로 실내에서의 기류속도는 0.5 m/s 이하가 되도록 건축법에 명시되어 있으며(쾌적 기류속도는 0.25 ~ 0.5 m/s, 더운 경우 1 m/s까지 쾌적범위 상승), ASHRAE에서는 0.075 m/s ~ 0.2 m/s정도로 추천하고 있다. 따라서 기류속도가 너무 강하게 되면 콜드 드래프트 현상이 발생하여 불쾌감을 초래할 수 있기 때문에 열교환기에서의 풍속을 상기와 같이 정하였다.

본 논문의 분리형 히트파이프를 이용한 배기열회수 환기장치는 KS B 6879의 폐열회수 환기장치의 규격조건과 KARSE B 0030-2003의 폐열회수형 환기유닛의 성능시험법을 기준을 참고하여 실험하였으며 실내외 온도차기 심한 겨울철의 온도조건에 의하여 2시간 이상 연속적으로 실험하였다.

겨울철 온도조건(5℃)을 유지시키기 위해서 냉동사이클부의 냉각코일을 사용하여 실외온도(5℃)를 일정하게 조정하였으며, 실내온도(25℃)는 향온조와 가열코일을 사용하여 실내온도(25℃)를 일정하게 유지하였다. 이 또한 분리형 히트파이프 상하전후에 T type 열전대를 설치하여 측정된 온도 데이터는 Yokogawa사의 DR230 hybrid recorder를 통해 2초 간격으로 PC로 실시간 저장하였다.

아래의 Table 1은 우리나라의 겨울철 기후에 따른 실내외 실험조건을 나타낸 것이다.

Table 1 Test conditions

Working fluid	R-22(CHClF_2), changing rate 40%, 50%	
Temperature condition	room	25℃
	out side	5℃
Air volume	150 ~ 800 CMH	
Air velocity	0.4 ~ 1.5m/s	

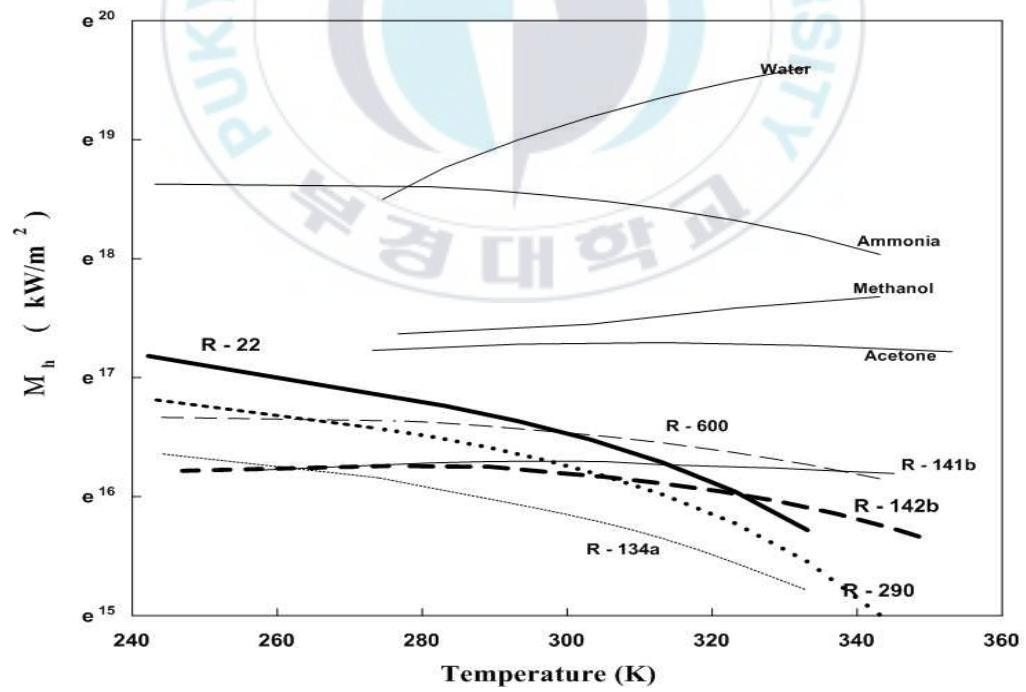


Fig. 13 Merit number of selected working fluids for heat pipe

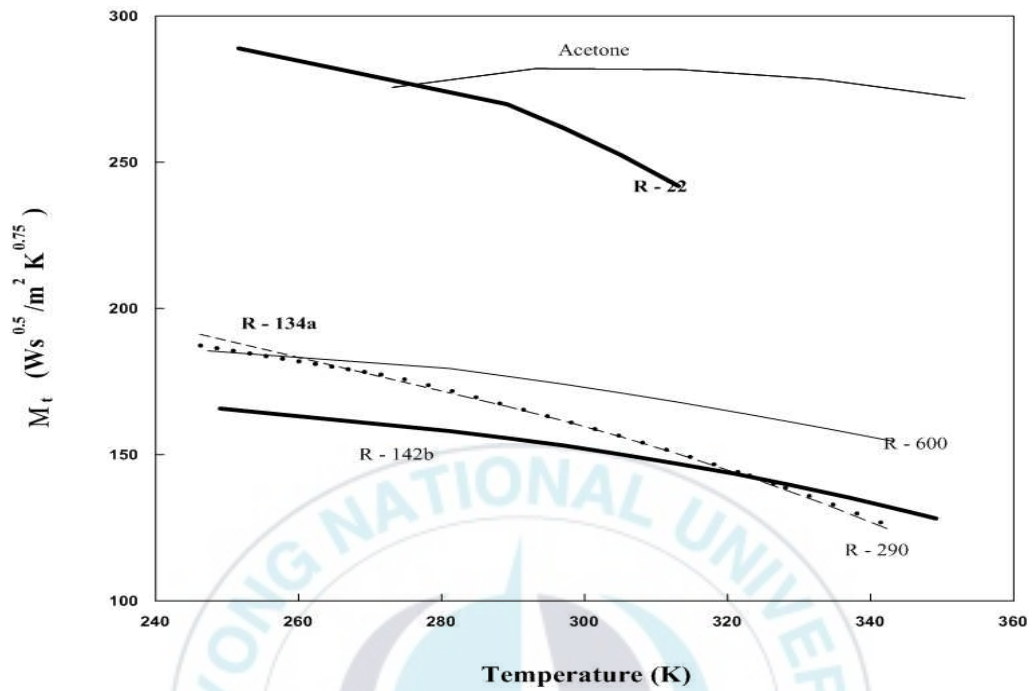


Fig. 14 Merit number of selected working fluids for thermosyphon



Fig. 15 High vacuum system



Fig. 16 Refrigerant charging cylinder

2.3 열회수 데이터 정리

2.3.1 배기열 회수량

배기열 회수량은 식 (1)로 구할 수 있으며, 증발부와 응축부의 각 산술평균으로 구한 대표 값을 이용하였다. 단, 풍동은 단열을 하였으므로 열손실은 없는 것으로 가정한다.

$$Q = m_{air} \cdot c_{p,air} \cdot \Delta T \dots \dots \dots (1)$$

여기서 m_{air} : 풍동내의 공기 유량(m^3/h)

$c_{p,air}$: 공기의 정압비열(kJ/kgK)

ΔT : 풍동내 입, 출구의 온도차(K)

여기서, m_{air} 는 Fluid Mechanics⁽⁸⁾의 유량 계산법에 따라 구했다. 정확한 유량측정을 위해 Bernoulli형 장애물 계측기인 orifice with tap을 사용하였으므로, 비압축성 비점성 정상유동에 대한 연속방정식과 Bernoulli 방정식을 적용하면 각각 식 (2), (3)와 같이 된다.

$$\frac{\pi}{4} D_1^2 V_1 = \frac{\pi}{4} D_2^2 V_2 \dots\dots\dots (2)$$

$$p_0 = p_1 + \frac{1}{2} \rho V_1^2 = p_2 + \frac{1}{2} \rho V_2^2 \dots\dots\dots (3)$$

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

$$\frac{Q}{A_2} = V_2 \approx \left[\frac{2(p_1 - p_2)}{\rho \left(1 - \frac{D_2^4}{D_1^4} \right)} \right]^{\frac{1}{2}} \dots\dots\dots (4)$$

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.

$$Q = A_t V_t = C_d A \left[\frac{2(p_1 - p_2)/\rho}{1 - \beta^4} \right]^{\frac{1}{2}} \dots\dots\dots (5)$$

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

식 (5)에서 β 를 포함하는 계수를 접근속도계수라고 한다.

$$E = (1 - \beta^4)^{-\frac{1}{2}} \dots\dots\dots (6)$$

C_d 와 E 를 곱하여 유동계수 α 로 정의한다.

$$\alpha = C_d E = \frac{C_d}{(1 - \beta^4)^{\frac{1}{2}}} \dots\dots\dots (7)$$

얇은 판 오리피스(thin-plate orifice)는 β 가 0.2 ~ 0.8의 범위로 만들어 질 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.

$$C_d = f(\beta) + 91.71\beta^{2.5} Re_D^{-0.75} + \frac{0.09\beta^4}{1-\beta^4} F_1 - 0.0337\beta^3 F_2 \dots\dots\dots (8)$$

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

2.3.2 열교환 효율

배기열 회수장치로서 가장 중요한 열 회수율은 KS B 6879에서 정의한 계산법에 의해 온도교환 효율과 습도교환 효율을 합한 엔탈피교환 효율에 의한 것이어야 하나 분리형 히트파이프식 열교환기에서는 응축수량이 무시되므로 온도교환 효율에 의해 풍량과 열 회수율을 실험하였다.

$$\eta_t = \frac{t_{OA} - t_{SA}}{t_{OA} - t_{RA}} \times 100 \dots\dots\dots (9)$$

여기서, η_t : 온도교환 효율(%)

t_{OA} : 외기건구온도(K)

t_{SA} : 급기건구온도(K)

t_{RA} : 환기건구온도(K)

2.3.3 열전달 계수

(1) 총괄 열전달 계수

열전달 성능을 나타내는 총괄열전달계수를 구하기 위해 다음과 같이 계산하였다.

$$UA = \frac{Q_a}{\Delta T_{LMTD}} \dots\dots\dots (10)$$

$$\Delta T_{LMTD} = \frac{(T_{h,i} - T_{c,o}) - (T_{h,o} - T_{c,i})}{\ln\left(\frac{T_{h,i} - T_{c,o}}{T_{h,o} - T_{c,i}}\right)} \dots\dots\dots (11)$$

여기서,

U : 총괄열전달계수

A : 공기측 열전달 면적

하첨자 h, c, i, o 는 각각 고온측, 저온측, 입구 및 출구

(2) 관 내측 열전달 계수

관 내측 열전달 계수 h_i 는 Rohsenow⁽⁹⁾의 관계식을 이용하여 다음과 같이 구할 수 있다.

$$\frac{C_{p,f}(T_{eva} - T_{adia})}{h_{fg}} = C_{SF} \left(\frac{q''}{\mu_f h_{fg}} \sqrt{\frac{\sigma_f}{g(\rho_f - \rho_g)}} \right)^{0.33} \left(\frac{C_{p,f} \mu_f}{k_f} \right)^n \dots\dots\dots (12)$$

(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.

$$\frac{1}{UA} = \frac{1}{A_i h_i} + R_R + \frac{\delta_R}{A_R k_R} + \frac{Y_f}{A_i} + \frac{1}{n_o h_a A_o} \dots\dots\dots (13)$$

여기서, A_i : 관 내부의 면적

A_o : 총열전달 면적(공기가 지나가는 fin면적과 관면적의 합)

A_R : 관 외부면적

R_R : 관벽 전도열저항(무시가능)

Y_f : 불결계수(무시가능)

k_R : 접촉 열전달 계수

δ_R : 관벽의 두께

n_o : 총괄표면 효율(overall surface efficiency)

총괄표면 효율(n_o)은 Shah에 의해서 제시된 fin 효율식을 이용하여 구할 수 있다.

$$n_o = 1 - \frac{A_f}{A_o} (1 - n_f) ; n_f = \frac{\tanh(ml)}{ml} \dots\dots\dots (14)$$

$$m = \left(\frac{2h_a}{k_f \delta_f} \left(1 + \frac{\delta_f}{F_d} \right) \right)^{1/2} \dots\dots\dots (15)$$

$$l = H/2 - \delta_f \dots\dots\dots (16)$$

여기서, A_f : fin의 표면적

n_f : fin 효율

k_f : fin의 열전달 계수

δ_f : fin의 두께

H : fin 높이

제 3 장 실험결과 및 고찰

3.1 열회수 성능

본 연구에 사용된 분리형 히트파이프 배기열회수 환기장치의 성능을 알아보기 위해 ASHRAE의 Air to Air Heat Exchanger 실험방법을 고려하여 KS B 6879의 폐열회수 환기장치의 규격조건과 KARSE B 0030-2003의 폐열회수형 환기유닛의 성능시험법을 참고하여 국내의 냉·난방 온도조건을 기준으로 하여 2시간, 2회 이상 풍속을 변화시켜가며 실험하였으며 측정된 결과 값은 산술평균하여 처리하였다.

3.1.1 온도분포

Fig. 17과 Fig. 18은 R-22(CHClF_2)의 충전율 40%와 50%에서 분리형 히트파이프의 증발부와 응축부의 온도분포를 나타낸 것이다. 온도측정점은 분리형 히트파이프 열교환기를 중심으로 상하전후 0.5m 위치에 T type Thermocouple을 각각 6 Point씩 설치하여 풍속 0.4 m/s ~ 1.5m/s에서 측정된 결과 값을 시간에 따라 산술평균한 값이다.

본 실험에 의하면 온도측정값은 풍동의 중심에서 아크릴 표면에 가까워질수록 온도편차가 발생하는 것을 볼 수 있었으며 이것은 풍동의 표면으로부터 외부와의 열전달 현상에 기인한 것으로 판단되어 풍동의 외부를 스치로폼으로 단열하여 실험한 결과 풍동내의 온도분포가 균일한 것을 알 수 있었다.

분리형 히트파이프의 온도분포는 증발부 입구에서 고온의 열을 흡수하여 증발부 출구에서 온도가 강하하고, 응축부 입구에서 저온의 열을 흡수하여

응축부 출구에서 증발부 입구에서 흡수된 열이 응축부 출구로부터 방출되는 것을 볼 수 있었다.

충전율 50%, 풍속 0.4m/s 에서 증발부의 온도차가 가장 큰 폭으로 발생하였으며 풍속이 증가함에 따른 증발부 입구와 출구의 온도차가 감소하는 것을 볼 수 있었으며 이는 열교환기를 통과하는 공기의 흐름이 빠를수록 열교환기에서 충분히 열교환되지 않고 by-pass하는 공기량이 증가하여 열교환 효율이 감소하는 결과를 초래한다. 아울러 풍속의 증가는 송풍기 동력의 증가를 초래하여 열회수량이 증가하더라도 열교환 효율이 감소하기 때문에 배기열회수의 의미가 없다고 볼 수 있다.

따라서 본 실험에 사용된 분리형 히트파이프는 R-22(CHClF_2)의 충전율 40%와 50%에서 각각 실험한 결과 충전율 50%, 0.4m/s에서 가장 큰 온도분포차를 나타내었으며 풍속이 증가할수록 온도분포차가 감소하는 것을 알 수 있었다. 또 충전율을 변경하여 40%, 0.4m/s에서는 50%, 0.4m/s보다 온도분포차가 발생하지 않았다.

따라서 분리형 히트파이프의 성능은 작동유체의 충전율과 풍속 등에 따라 현저히 차이가 발생하는 것을 알 수 있었다.

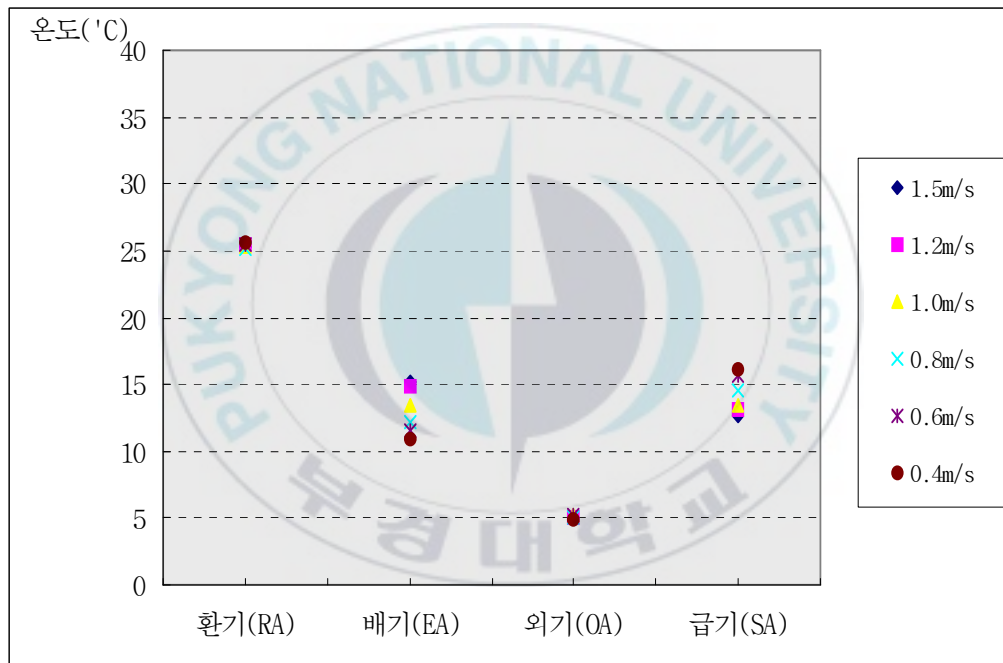


Fig. 17 분리형 히트파이프의 온도분포(40%)

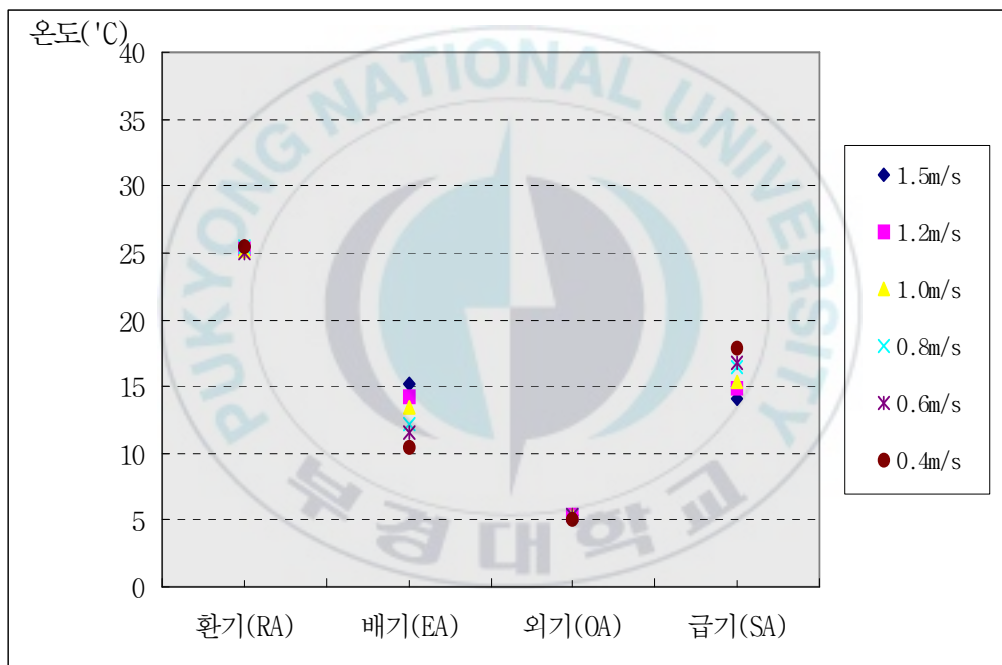


Fig. 18 분리형 히트파이프의 온도분포(50%)

3.1.2 열 회수량

Fig. 19는 R-22(CHClF_2)의 충전율 40%와 50%에서 분리형 히트파이프의 열회수량을 나타낸 것이다.

이 또한 난방시의 온도기준으로 풍속 0.4m/s ~ 1.5m/s에서 나타내었으며, 열회수량은 전열회수량으로 측정하여야 하나 분리형 히트파이프는 현열교환만 이루어지므로 잠열에 대한 열회수량은 고려하지 않았다.

본 실험에 의하면 충전율 40%, 풍속 0.4m/s에서 가장 적은 열회수량을 나타내었으나 이는 열교환기를 통과하는 풍량이 적기 때문에 발생한 수치이며 풍속이 증가할수록 열교환기를 통과하는 공기량이 많기 때문에 열회수량은 풍속의 증가에 따라 증가하는 경향을 나타내었다. 그러나 지나친 풍속의 증가는 풍량의 증가를 초래하고 송풍기의 동력의 증가를 초래하기 때문에 열회수장치로부터 회수된 열량보다 추가적으로 공급된 동력이 많아질 수가 있기 때문에 풍량의 증가는 열교환기의 특성을 충분히 검토 되어야 한다.

따라서 본 실험에 사용된 분리형 히트파이프는 R-22(CHClF_2)의 충전율 40%와 50%에서 동력을 무시한 풍속의 증가에 따라 충전율 40%에서 500 ~ 1200W의 열회수량이 측정되었으며, 충전율 50%에서 550 ~ 1400W의 열회수량이 측정되어 풍속의 증가에 따라 증가하는 것을 알 수 있었다.

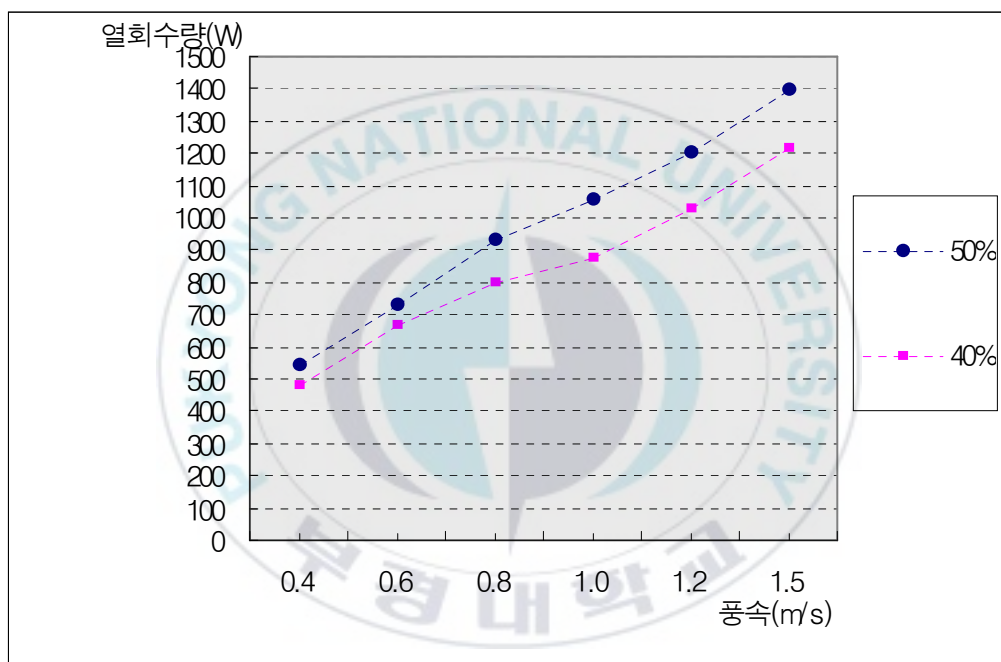


Fig. 19 분리형 히트파이프의 열회수량

3.1.3 열교환 효율

Fig. 20은 R-22(CHClF_2)의 충전율 40%와 50%에서 분리형 히트파이프의 열교환 효율을 나타낸 것이다.

이 또한 겨울철 난방시의 온도기준으로 풍속 $0.4\text{m/s} \sim 1.5\text{m/s}$ 에서 나타내었으며, 온도교환 효율은 KS B 6879 (폐열 회수형 환기장치)의 “부속서 2-열교환 효율 측정방법”에 의한 계산방법을 적용하였고, 열교환 효율도 열회수량과 마찬가지로 온도교환효율과 습도교환효율을 고려한 전열교환효율로 측정하여야 하나 분리형 히트파이프는 현열교환만 이루어지므로 습도교환효율은 무시하였다.

본 실험에 의하면 증발부에서 흡수된 열의 일부가 응축부에서 방출되는 것을 알 수 있었다. 따라서 난방시에는 실내의 고온의 공기가 증발부를 거치면서 작동유체를 가열하여 외부로 방출되고 저온의 공기가 응축부를 거치면서 증발부에서 흡수된 열의 일부를 실내에 공급하여 배기열이 회수되는 과정을 볼 수 있었다. 이 또한 분리형 히트파이프의 증발부와 응축부의 상하전후에서 측정된 온도분포 결과에 따라 충전율 50%, 풍속 0.4 m/s 에서 가장 큰 온도분포차가 발생하여 가장 높은 효율을 나타내었다. 그러나 풍속이 증가함에 따라 열교환 효율이 감소되었으며 이는 열교환기를 통과하는 공기의 유속이 빨라지면 열교환기 표면과 접촉하는 시간이 줄어들기 때문에 유속의 증가와 더불어 난류촉진 등의 영향을 받지 못하여 효율이 낮아지는 현상이 발생한 것으로 판단된다.

즉, 열교환기를 통과하는 공기의 유속이 증가할수록 열교환기의 표면과 충분히 접촉하지 않고 By-Pass한 공기량이 많아 열교환 효율이 감소하는 결과가 나타났다.

따라서 본 실험에 사용된 분리형 히트파이프의 열교환 효율은 충전율

50%의 풍속 0.4m/s에서 63%의 열교환 효율을 얻었으며, 충전율 40%의 풍속 1.5m/s에서 가장 낮은 효율이 발생하였다.



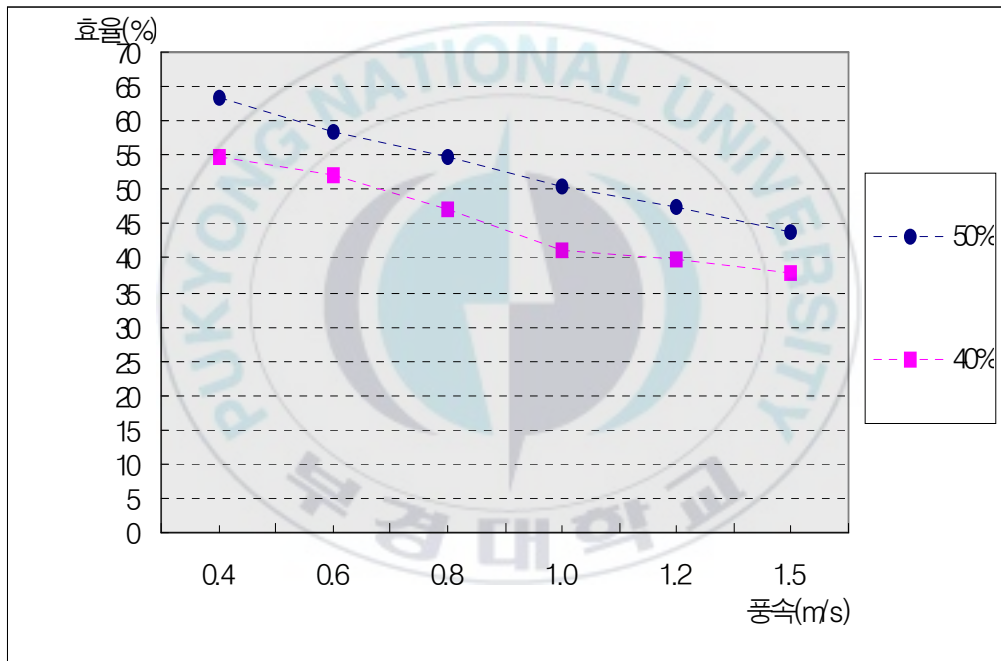


Fig. 20 분리형 히트파이프의 열교환 효율

3.2 압력강하 특성

Fig. 21은 본 실험에 사용되었던 분리형 히트파이프의 풍속의 변화에 따른 압력강하 특성을 나타낸 것이다.

열교환기의 압력강하 특성은 열교환기의 성능을 좌우하거나 송풍기의 동력에 있어서 가장 중요한 인자 중의 하나이다. 따라서 열교환기의 제작에 설치된 관의 종류와 열수 및 핀의 종류, 피치 등에 의하여 압력강하 특성이 매우 다르게 나타날 수 있고 또 일반적으로 압력강하 특성이 증가할수록 열교환성능이 우수해지나 반면 송풍기의 동력이 증가하기 때문에 충분히 고려하여야 할 부분으로 판단된다.

본 실험에는 압력강하 특성을 알아보기 위해 풍동부분에 정압측정 Hole을 설치하고, 마모미터를 통하여 풍속의 변화에 따른 난방시와 냉방시의 온도조건으로 실험해 보았으나 마찰계수가 크게 달라지지 않는 것을 알 수 있었다.

따라서 본 실험에 사용된 분리형 히트파이프의 압력강하특성 정도는 풍속이 증가할수록 증가하는 일반적인 경향을 나타내었다.

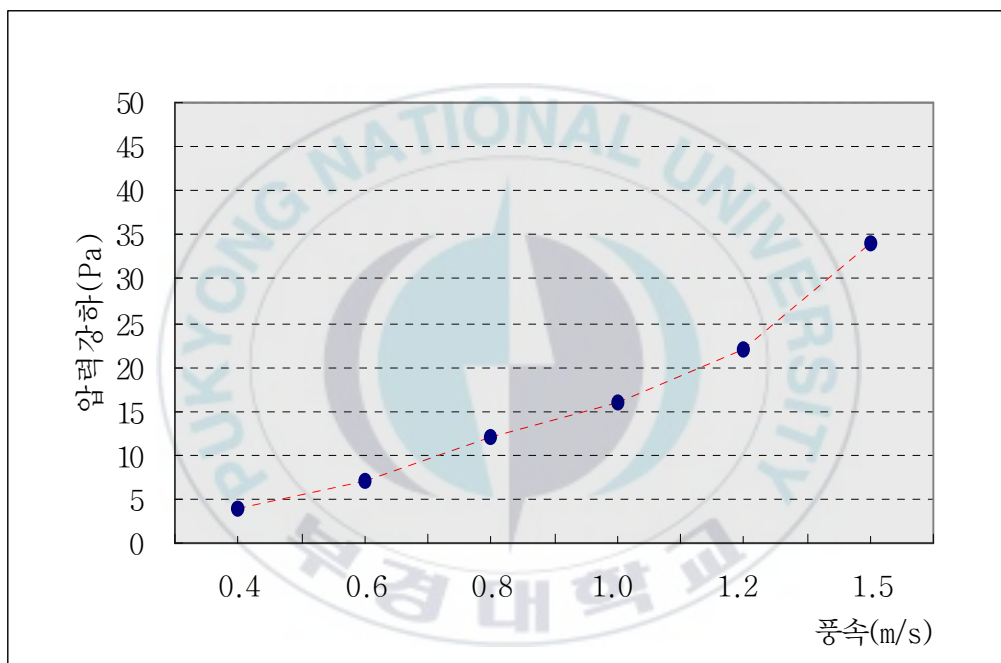


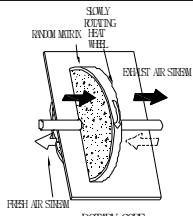
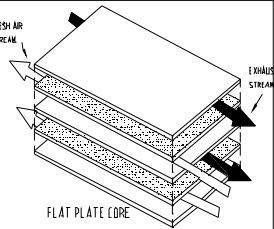
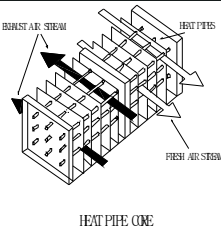
Fig. 21 분리형 히트파이프의 압력강하 특성

3.3 배기열 회수장치의 성능 비교

분리형 히트파이프를 이용한 배기열회수 환기장치의 성능을 객관적으로 판단하기 위해 기존의 열회수 환기장치들과 비교하여 보았다. 여기에서 몇 가지 살펴보면 로터리형의 경우 열회수율이 높아 에너지회수 기간이 짧고, 고효율기기로 인증받았으며, 공조기의 급·배기 덕트 등에 손쉽게 설치할 수 있는 장점이 있으나 내용년수가 짧아 주기적인 교체가 필요하고 로터의 회전을 위한 동력을 필요로하는 단점을 가지고 있다. 그러나 분리형 히트 파이프를 이용한 배기열 회수장치는 로터리형과 비교하여 열회수율은 그에 미치지 못하여 에너지회수 기간이 상대적으로 길고 설치장소에 따라 제약이 있으나 내용년수가 길어 주기적인 교체가 불필요하며, 동력이 불필요한 장점 등을 타방식과 총체적인 관점에서 비교하여 보았을 때 아무런 손색이 없는 배기열회수 환기장치라 판단된다.

Table 2는 각 방식별 배기열회수 환기장치의 성능을 나타낸 것이다.

Table 2 각 방식별 배기열회수 환기장치의 성능 비교

구 분	Rotary type	Plate type	Heat Pipe type
외 형			
구동방법	Motor의 회전력	구동부 불필요	구동부 불필요
정압손실	10 ~ 40mmAq	10 ~ 25mmAq	30mmAq
통과유속	0.5 ~ 3m/s	0.5 ~ 4m/s	0.5 ~ 4m/s
열회수율	85 ~ 95%	60 ~ 70%	50 ~ 65%
사용온도	90℃	300℃	300℃
분진영향	매트릭스 오염	표면적층	표면적층
동결·결로	발생	없음	없음
공기정화	5μm분진을 95%포집	없음	없음
투자효율	1.5년 이내	2년 이내	3년 이내
설치작업	◆급·배기덕트의 근거리 위치요구 ◆분할형으로 설치공간에 영향을 받지 않음 ◆공조기의 급·배기 덕트에 연결설치	◆급·배기 덕트의 근거리 위치요구 ◆분할불가로 설치장소의 영향받음 ◆공조기 내장형으로 설치	◆급·배기 덕트의 위치에 영향없음 ◆일체형 설치로 설치공간 영향받음 ◆공조기 내장 또는 급·배기 덕트에 연결설치
유지보수	◆필터기능에 의해 자주 막히나 청소가 극히 용이함 ◆점검챔버에서 착탈식 matrix를 간편하게 분리 세척하여 조립사용	◆운전중 점검이 어렵고 시기를 놓치면 청소에 어려움 ◆년2회이상 정해진 시기에 물 또는 압축공기로 판사이의 적층먼지 제거	◆운전중 점검이 어렵고 청소시기를 놓치면 유지보수가 극히 어려움 ◆정해진 시기에 물 또는 압축공기로 년 2회이상 파이프틈새 청소

제 4 장 결 론

본 논문에서는 분리형 히트파이프를 이용한 배기열회수 환기장치의 열회수 성능을 파악하기 위해 실험해 보았다. 실험은 ASHRAE의 Air to Air Heat Exchanger 실험방법을 고려하였으며 또한, 실험 조건으로는 KARSE B 0300-2003 폐열회수 환기유닛의 평가법의 조건으로 실험하였다. 열교환 효율은 KS B 6879(폐열 회수형 환기장치) “부속서 2-열교환 효율 측정방법”에 의해 산출하였으며, 풍동내의 풍속 0.4 m/s ~ 1.5 m/s로 변화시키면서 난방시의 온도조건을 기준으로 다음과 같은 결론을 얻을 수 있었다.

1. 분리형 히트파이프를 이용한 배기열 회수 환기장치의 온도분포는 전체 체적에 대한 충전율 40%와 50%에서 0.4 ~ 1.5m/s의 풍속으로 변화시키면서 실험한 결과 충전율 50%, 0.4m/s에서 가장 큰 온도분포차가 발생하였으며 40%, 1.5m/s에서 가장 낮은 온도분포차가 발생하였다.
2. 충전율 50%와 풍속 0.4m/s에서 증발부와 응축부에서의 산술평균한 온도차는 각각 15K, 13K 였으며, 풍속의 증가에 따라 온도차가 각각 감소되어 충전율 40% 풍속 1.5m/s에서의 온도차는 각각 10K, 7K로 가장 낮은 온도차가 발생하였다.
3. 배기열 회수열량은 충전율 50%와 40%에서 각각 544W, 476W를 회수하였으나 풍속의 증가에 따라 증가하여 충전율 50%, 1.5m/s에서 최고 1,392W를 회수할 수 있었다.
4. 열교환 효율은 증발부와 응축부의 입·출구에서의 온도분포를 산술평균

하여 측정한 값이 충전을 50%, 0.4m/s에서 65%에 가까운 열교환 효율이 발생하였으며 풍속의 증가에 따라 온도분포차가 조금씩 감소되어 충전을 40%, 1.5m/s에서 가장 낮은 효율이 발생하였다

5. 압력강하 특성은 풍속이 증가할수록 풍속의 2차 함수 형태로 증가하여 풍속 0.4m/s에서는 4Pa 정도의 압력강하 특성이 발생하였으나 풍속의 증가에 따라 증가하여 풍속 1.5m/s에서는 34Pa 정도의 압력강하가 발생하였다.

6. 실내 오염물질은 환기설비를 이용하여 급속히 감소시킬 수 있으나 어느 한계 이하로는 감소시킬 수 없으므로 지나친 풍속의 증가는 동력의 증가와 열회수장치의 효율이 감소되어 에너지소비가 증가될 수 있다. 따라서 실내 오염물질과 에너지 절감을 위한 대책으로 사용하는 환기 열 회수장치는 실내공기 오염농도, 환기량, 열회수 장치의 성능, 에너지 수요의 정도 등의 관계를 면밀히 파악하여야 한다.

향후 실내공기질 향상을 위해서 강제환기설비는 없어서는 안 될 중요한 설비이며 또한 에너지 절감 대책으로 배기열을 회수하여 다시 실내에 공급하는 고효율의 환기설비를 제시하여야 할 것이다.

따라서 본 논문에서는 이에 대한 대책으로 분리형 히트파이프를 제작실험하여 제시하였으며, 이를 근거로 실내 공기질 향상과 에너지 절감대책에 큰 도움이 되리라고 판단된다.

참고 문헌

1. Lazzarin, R. M., and Gasparella, A., 1998, Technical and economical analysis of heat recovery building ventilation systems, Applied Thermal Engineering, Vol. 18, pp 47-67
2. Manz, H., Huber, H., Schalin, A, Weber, A., Ferrazzini, M., Studer, M., 2000, Performance of single room ventilation units with recuperative or regenerative heat recovery, Energy and Buildings, vol. 31, pp 37-47
3. 김광영, 백창인, 2002, 실내공기질 향상을 위한 환기시스템 기술, 설비저널, Vol. 12, pp. 38-42
4. 박창봉, 2006, 공동주택에서의 폐열회수환기시스템 및 환기유닛, 설비저널, Vol. 5, pp. 38-45
5. 이기우, Separare Heat Pipe Heat Exchanger, 에너지기술연구소.
6. ASHRAE, 1997, ASHRAE Handbook 1997 Fundamentals (SI edition), Measurement and Instruments 14.17 ~ 14.20 'FLOW RATE MEASUREMENT'.
7. ASHRAE, 1997, ASHRAE Handbook 1997 Fundamentals (SI edition), Measurement and Instruments 14.16 ~ 14.17 'MEASURING FLOW IN DUCTS'.
8. Frank M. White, et al. 1995. 6. 10 유체계측기, FLUID MECHANICS, pp. 410 ~ 427.
9. G. F. Hewitt, G. L. Shires, T. R. Bott, 1994, "Process Heat Transfer", CRC Press, pp. 445 ~ 448.

감사의 글

어느 덧 시간이 흘러 저를 이 자리까지 이끌어 주신 분들께 감사의 글로나마 제 마음을 전하고자 합니다.

우선 저를 애지중지하며 세상구경을 시켜주신 부모님께 깊은 감사드리며, 아울러 초등학교 때부터 가정, 학교, 사회 등에서 저를 가르쳐 주신 분들께 고맙다는 말을 꼭 전해드리고 싶습니다.

대학 졸업 후 냉동공조분야에 관심이 끊이지가 않아 본교의 문을 두드리게 되었으며, 아울러 훌륭하신 교수님과 선·후배님들을 만나게 되어 깊은 감사드립니다.

돌이켜보면 짧은 2년 이었지만 그 누구보다도 보람되고 행복한 시간을 보내게 되어 기쁘고, 그 무엇보다도 저를 2년 동안 많은 것을 얻을 수 있도록 지도편달 해주신 김종수 지도교수님께 가장 먼저 감사의 말을 드리고 싶습니다. 고맙습니다. 교수님!

아울러 냉동공조기술발전과 학문적 가르침주신 오후규 교수님, 금종수 교수님, 김영수 교수님, 최광환 교수님, 윤정인 교수님, 정석권 교수님, 김은필 교수님께도 진심으로 감사의 말을 전해드리고 싶습니다.

그리고 작년 동계세미와 본 논문과정을 적극적으로 도와주신 임용빈 박사님과 저희 실험실의 석사 2년차인 전동환, 이성호씨에게도 깊은 감사의 말을 남기고 싶습니다. 게다가 무엇보다도 저를 아낌없이 도와주었던 석사 1년차인 최우석, 임석진씨께 고맙다는 말을 하고 싶고 내년에 졸업하시어 꼭 훌륭한 사람이 되어주세요. 우리나라의 과학기술을 최대로 발전시켜 이 세계를 이끌어 주시기 바랍니다.

또 작년에는 같이 수업 받으며 희노애락을 같이 하여 가이드를 너무나도 열심히 해주셨던 우리 산업대학원 냉동공조공학과와 선배님들과 우리 실

협실 멤버였던 전대은씨에게도 깊은 감사드립니다.

마지막으로 2년 동안 함께 동거동락하였던 우리 산업대학원 냉동공조공학과 동기이신 정길선, 김영식, 하성진, 김성환, 배병태, 이광열, 오영재씨 그 동안 고생 많이 하셨습니다. 앞으로 하시는 일 잘 되시어 꼭 성공하시기 바랍니다! 아자-아자-아자, 화이팅!!

감사합니다.

2006년 1월 10일

이 재 화 배상

