

## 저온 폐열 회수용 진동형 히트 파이프 열교환기의 성능 평가에 관한 연구

안 영 태, 이 옥 현\*, 김 정 훈\*\*, 김 종 수\*\*\*†

삼성전자(주), \*LG전자(주), \*\*부경대학교 해양산업개발연구센터, \*\*\*부경대학교 기계공학부

### Study on Performance Evaluation of Oscillating Heat Pipe Heat Exchanger for Low Temperature Waste Heat Recovery

Young-Tae Ahn, Wook-Hyun Lee\*, Jeung-Hoon Kim\*\*, Jong-Soo Kim\*\*\*†

Samsung Electronics Co. Ltd, Suwon 442-742, Kyonggi-do, Korea

\*LG Electronics Inc., Changwon 641-713, Kyongsangnam-do, Korea

\*\*Research Center for Ocean Industrial Development, Pukyong National University, Pusan 608-737, Korea

\*\*\*Faculty of Mechanical Engineering, Pukyong National University, Pusan 608-737, Korea

(Received August 16, 2000; revision received February 10, 2001)

**ABSTRACT:** Performance of heat exchanger was evaluated to heat exchanger using oscillating heat pipe for waste heat recovery of low temperature. Oscillating heat pipe used in this study was formed to the closed loop of serpentine shapes using copper tubes. Heat exchanger was formed to shell and tube type and composed of low finned tube. R-22 and R-141b were used to the working fluids of tube side and their charging ratio was 40%. And, water was used to the working fluid of shell side. As the experimental parameters, the inlet temperature difference of heating and cooling part of secondary fluid and the mass velocity of secondary fluid were used. The mass velocity of secondary fluid was changed from 90 kg/m<sup>2</sup>s to 190 kg/m<sup>2</sup>s. From the experimental results, heat recovery rate was linearly increased to the increment of the mass velocity of secondary fluid and the inlet temperature difference of secondary fluid. Finally, the performance of heat exchanger was evaluated by using  $\epsilon$ -NTU method. It was found that NTU was about 1.5 when effectiveness was decided to 80%.

**Key words:** Oscillating heat pipe(진동형 히트 파이프), Bottom heating mode(하부가열모드), Waste heat recovery system(폐열 회수 시스템), Serpentine(사행), Shell and tube heat exchanger(셸앤튜브 열교환기)

#### 기 호 설 명

A : 전열 면적 [m<sup>2</sup>]

C : 열용량을 [kW/K]

c<sub>p</sub> : 비열 [kJ/kgK]

D : 지름 [m]

G : 질량 유속 [kg/m<sup>2</sup>s]

h : 핀 높이 [m]

h<sub>fg</sub> : 증발 잠열 [kJ/kg]

L : 배플 사이 간격 [m]

† Corresponding author

Tel.: +82-51-620-6442; fax: +82-51-611-6368

E-mail address: kimjs@dolphin.pknu.ac.kr

$m$	: 유량 [kg/s]
$NTU$	: 열전달 단위수 [-]
$p$	: 관의 피치 [m]
$Q$	: 열전달률 [kW]
$R$	: 열저항 [K/kW]
$S$	: 유동 면적 [m <sup>2</sup> ]
$s$	: 핀 사이의 간격 [m]
$T$	: 온도 [K]
$TLA$	: 삼각형 [°]
$\Delta T$	: 온도차 [K]
$\Delta T_{lm}$	: 대수 평균 온도차 [K]
$U_t$	: 총괄 열전달 계수 [W/m <sup>2</sup> K]
$w$	: 핀의 두께 [m]

### 그리스 문자

$\epsilon$	: 유효도 [-]
$\Phi$	: 평가지수, Figure of Merit [kg/K <sup>3/4</sup> s <sup>5/2</sup> ]
$\rho$	: 밀도 [kg/m <sup>3</sup> ]
$\mu$	: 점도 [Ns/m <sup>2</sup> ]
$\lambda$	: 열전도도 [W/mK]
$\eta$	: 효율 [%]

### 하첨자

$b$	: 배플
$c$	: 응축부측
$ex$	: 열교환기
$f$	: 핀
$h$	: 증발부측
$hp$	: 히트 파이프
$i$	: 입구측
$l$	: 액체
$min$	: 최소
$o$	: 출구측
$t$	: 전체
$v$	: 증기
$w$	: 벽
1, 2	: 관 열

## 1. 서 론

어류 양식에서 수온은 어류의 성장률에 매우 큰 영향을 미친다. 이와 같은 이유로 국내 양어장의 경우에는 겨울철(11월~이듬해 3월) 동안 보일러에 경유를 사용하여 7℃의 물을 적정 수온 21℃로 상승시켜 양어 수조에 공급하는 방식을 취하고 있다. 유수식 양어장의 경우, 겨울철 수온을 20~21℃로 상승시키기 위해 1일 1천톤의 물을 사용하는 경우 1개월에 약 3천 3백만원 정도의 연료비가 소요되고 있다. 이와 같이 적정 수온 유지에 소요되는 연료비는 인건비, 사료비와 더불어 어류 양식의 원가 상승의 주원인이 되고 있다.<sup>(1)</sup>

그러나, 한 번 사용된 온수는 재사용되지 못하고 저온 폐열 형태로 버려지고 있으며 이렇게 버려지고 있는 폐열을 회수하여 재사용한다면, 양식어 생산비의 주요 부분인 연료비의 대폭적인 절감을 도모할 수 있을 뿐만 아니라, 화석 연료 사용의 절감에 따른 온실 가스의 배출을 줄이는 시너지 효과도 기대할 수 있다. 또한, 기존의 폐열 회수 열교환기는 사용연수 증가에 따라, 물때 등에 의해 열교환기 표면에 fouling이 발생하게 됨으로써, 열교환기의 전열 성능을 급격히 떨어뜨리게 되어, 열교환기의 교체 비용 및 연료비의 증가를 가져오게 된다.

이와 같은 저온도차의 폐수열을 보다 효율적으로 회수하고 폐열 회수 열교환기 표면의 fouling 발생에 의한 열교환 성능 저하를 막기 위해서는 폐열 회수기의 우수한 전열 성능, 컴팩트화와 플렉시블화와 fouling의 효율적 제거를 위한 구조의 개발 등이 필수적이며 이러한 요구에 적합한 것이 진동형 히트 파이프를 이용한 열교환기이다. 히트 파이프<sup>(2-3)</sup>는 충전되는 작동 유체의 증발과 응축을 통해 발생하는 잠열의 형태로 열을 수송하는 전열 장치로, 1970년대 이후 많은 폐열 회수 시스템에서 사용되어 왔다. 이중 진동형 히트 파이프는 1990년대에 들어 Akachi<sup>(4)</sup>에 의해 개발된 신 개념의 열전달 소자로서, 워이 필요하지 않으며, 형상의 자유로운 변화가 가능하고, 저비용으로 제작 가능한 장점을 가지고 있다. 이에 따라, 최근 이에 대한 연구가 활발히 진행중에 있다.

따라서, 본 연구에서는 이러한 기존 폐열 회수

열교환기의 fouling 문제 해결을 위해 증발부와 응축부를 2단으로 분리하여 열교환기의 fouling을 효과적으로 제거할 수 있으며, 기존 양어 시스템에 간단하게 적용하여 고효율로 폐열을 회수할 수 있는 진동형 히트 파이프를 이용한 폐열 회수 시스템 개발을 목표로 하였다. 이를 위해, 저온의 폐열 회수 열교환기를 제작하고 열교환기 성능 평가 방법의 하나인 Kays and London<sup>(6)</sup>에 의해 개발된 유용도  $\epsilon$  (effectiveness)-NTU의 방법을 사용하여 그 성능을 평가하여, 저온 폐열 회수기의 설계 기초 자료를 제시하고자 하였다.

## 2. 폐열 회수기 관련 종래 연구

히트 파이프는 최근 히트 파이프의 빠른 열전도도와 그 유용성으로 많은 분야에서 활용되고 있으며, 연구 또한 활발히 진행되고 있다.

열교환기의 열전달 성능을 예측하는 방법으로 Kays and London<sup>(6)</sup>은 유용도와 열전달 단위수를 사용하여 열사이폰이나 히트 파이프를 사용하는 열교환기의 열전달 성능 예측 방법에 대해 나타내었으며, Huang and Tsuei<sup>(6)</sup>은 간단한 전도 모델에 의한 유한 차분법을 이용하여 히트 파이프 열교환기의 성능 계산을 수행하였다.

Dunn and Reay<sup>(7)</sup>은 히트 파이프 폐열 회수 열교환기의 몇 가지 적용 예를 나타내면서, 히트 파이프 열교환기의 열적 유용도는 파이프 길이 1~6m 범위에서 증가하며, 히트 파이프 직경이 0.012m에서 0.019m로 증가함에 따라 유용도가 약 9% 증가한다고 보고하였다. Hsieh, Tsung and Han<sup>(8)</sup>은 콤팩트 대향류 열교환기와 히트 파이프 열교환기를 폐열 회수 시스템에 적용하여 열교환기의 정량적 분석과 히트 파이프 열교환기의 열전달률에 대한 배열의 영향을 나타내었다.

Lee and Bedrossian<sup>(9)</sup>은 히트 파이프와 열사이폰을 이용한 대향류 열교환기의 특징에서 번들에 관계없이 최대 열전달률은 두 기류의 유량비와 가열부 길이에 대한 냉각부 길이의 비 사이에서 유일한 함수 관계를 가진다고 보고하였다.

Gi et al.<sup>(2)</sup>는 진동 세관형 히트 파이프의 열전달 특성을 파악하기 위해 작동 유체 충전율 40%, 관 직경 0.002 m, 0.0016 m, 0.001 m의 동관을 이용한 세 가지 형태의 진동 세관형 히트 파이프를 제작하여 경사 각도와 관 직경에 따른 열전달 성

능을 실험적으로 파악하였으며, 경사 각도 30~60°, 관 직경이 0.001 m일 때 열전달 성능은 우수하였으며, 관의 직경이 클수록 한계 열수송량은 우수하다고 보고하였다.

국내에서는 최근 Lee et al.<sup>(10)</sup>이 작동 유체로써 R-141b와 알루미늄 편평 압출관을 이용한 진동형 히트 파이프의 열전달 특성에 관하여 실험을 수행하였다. 이 실험에서는 전체 길이 2m의 알루미늄 편평 압출관을 이용하여 작동 개시 시점에서의 불안정 특성과 경사각 및 작동 유체의 충전율에 따른 열전달 특성을 파악하였다. 실험 결과, 열전달 성능은 경사 각도가 50~70°, 작동 유체 충전율 40% 조건일 때, 히트 파이프의 전열 성능을 나타내는 유효 열전도도가 최대값을 가진다고 보고하였다.

또, Im et al.<sup>(11)</sup>, Ahn et al.<sup>(12)</sup>이 저온 폐열 회수용 열교환기의 작동 유체에 따른 열전달 특성을 파악하여 발표하였다.

그러나, 아직까지 진동형 히트 파이프에 관한 연구는 아직 초기 단계에 머물러 있으며, 폐열 회수기 관련 연구도 Im et al.<sup>(11)</sup>, Ahn et al.<sup>(12)</sup> 등을 제외하고는 전무한 실정으로 앞으로도 많은 연구가 요구되고 있다.

### 2.1 진동형 히트 파이프의 기본 작동 원리

진동형 히트 파이프는 Wick(wick)에 의한 증발부

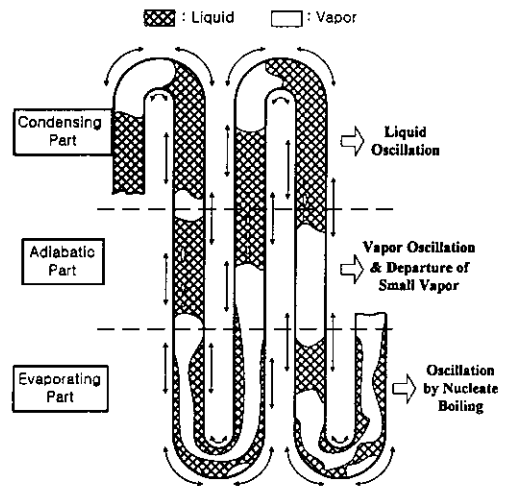


Fig. 1 Operation mechanism of oscillating heat pipe.

로의 작동액의 환원 없이, 작동 유체의 진동에 의해 열을 수송하는 열전달 소자로서 이의 구조는 Fig. 1에 나타난 것과 같으며, 간단히 세관 동관을 사행(serpentine)시킨 밀폐 구조로서, 내부를 진공 상태로 만든 후 임의 비율의 작동 유체를 충전시켜 welding한 매우 간단한 구조이다.

이의 기본적인 작동은 작동 유체의 액과 증기포의 불규칙한 루프 내 순환 또는 축방향의 진동에 의해 이루어진다. 가열부에 주어지는 열량 만큼의 핵비동이 일어나며, 이로 인해 발생하는 미소 증기포는 핵비동이 활발해짐에 따라 미소 기포들이 합쳐지며 기액 슬러그류 형태로 진행된다. 이 슬러그류는 압력파를 발생시킴과 동시에 축방향 진동을 동반하는 유동 현상으로 발전되며, 증기포가 대류 열전달과 잠열 수송을 행하게 된다.

### 3. 실험 장치 및 방법

#### 3.1 실험 장치의 개요

본 연구에서 사용된 실험 장치의 개략도를 Fig. 2에 나타내었다. 실험 장치는 내부에 진동형 히트 파이프를 설치한 시험부인 셀렌튜브식 저온 폐열 회수 열교환기, 시험부로 공급되는 2차 유체를 공급하고 조절하기 위한 순환부 및 데이터 계측부로 구성되어 있다. 순환부는 냉각수와 가열수의 순환 루프로 구성되어 있으며, 실선은 냉

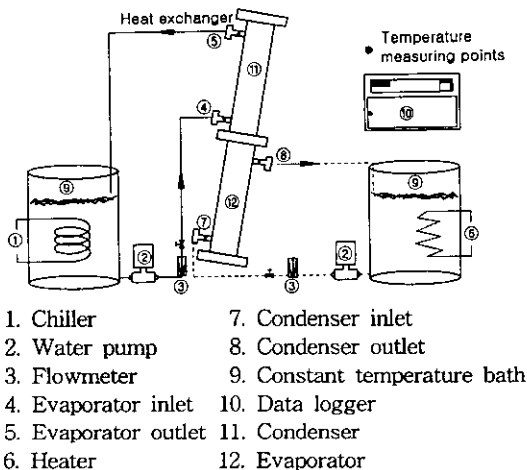


Fig. 2 Schematic diagram of experimental apparatus.

각수 순환부, 점선은 가열수 순환부를 나타낸다. 2차 유체인 물은 각각 냉각기(chiller)(1)과 보일러(6)에서 냉각, 가열되어 일정한 온도로 유지된 채 항온 수조(9)로 공급된다. 이후 2차 유체는 물 펌프(2)를 통과한 후 체적식 유량계(3)에서 유량이 측정되어진 후 열교환기의 냉각수 입구(4) 및 가열수 입구(7)로 유입된다. 각각의 2차 유체는 열교환기의 증발부(12) 및 응축부(11)를 통과하면서 내부의 진동형 히트 파이프를 매개로 빠른 열교환을 하게 된다. 열교환 이 끝난 2차 유체는 열교환기 출구 배관(5), (8)로 나와 항온 수조(9)로 재순환한다. 열교환기는 외부로의 열손실을 막기 위해 단열재를 사용하여 충분히 단열하였다. 2차 유체의 입출구 온도는 가열부와 냉각부의 입출구에 설치된 1개씩의 썬시형(Sheath type) 열전대에 의해 읽혀지며, 이는 데이터 로거(10)와 컴퓨터를 통해 저장된다. 데이터 계측 시스템은 온도 데이터를 계측하기 위해 DR 230 계측 시스템과 컴퓨터로 구성하였으며, 정상 상태에서 2초 간격으로 100회 측정하여 이의 평균값을 데이터 정리에 이용하였다.

#### 3.2 폐열 회수기의 구조

Fig. 3은 저온 폐열 회수 열교환기의 개략도를 나타낸 것이다. 가열수와 냉각수측에 각각 관경 50 mm의 물의 입출구 배관을 설치하였으며, 열교환기 내부에는 페루프 형태로 사행시켜 제작한 진동형 히트 파이프를 삽입, 부착하였다. 또한, 열교환이 용이하도록 하기 위해 가열부와 냉각부에는 일정 간격으로 9개씩의 배플(baffle)을 50 mm 간격으로 설치하였다. 히트 파이프 내부에 작동 유체를 충전하기에 앞서, 내부를 로터리 펌프(RP)와 확산 펌프(DP)가 직렬로 연결되어 있는 고진공 시스템으로  $6.8 \times 10^{-6}$  torr로 진공하였

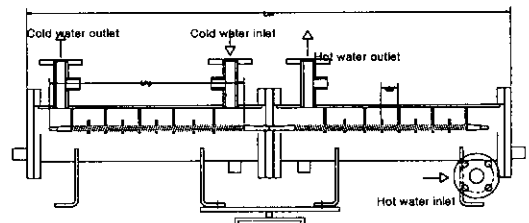


Fig. 3 Schematic diagram of waste heat recovery.

Table 1 Characteristics of heat exchanger

Heating mode	Bottom
$L_{ex}$	2.111
$L_{hp}$	0.89
$d_b$	0.070
Number of Pass (EA)	147
Heat transfer surface area (m <sup>2</sup> )	12.75

다. 작동 유체의 충전에는 냉매 충전 실린더를 사용하여 적정 비율의 작동 유체를 봉입하도록 하였다. 또한, 저온 폐열 회수기의 성능 평가에 사용된 셀엔튜브형 폐열 회수 열교환기의 제원은 Table 1과 같다.

Fig. 4와 Fig. 5는 열교환기 내의 관 배열 및 열교환기 내부의 히트 파이프로 구성된 동관의 사상을 나타낸 것으로, 관측은 low fin 형태로 제작되었으며, 그 제원은 Table 2와 같다. 엇갈림 배열(staggered array)의 셀엔튜브 열교환기에서 인접한 두 열 사이의 대각선 평면들의 최소 유동면적은 외부 핀관의 경우 다음 식(1)로 표현된다.<sup>(13)</sup>

$$S_{min} = 2n_t L \left\{ p_2 - D_r - \frac{2wh}{(w+s)} \right\} \quad (1)$$

실제 열교환기의 core 부분에서의 질량 유속은 식(2)로 계산되었다.

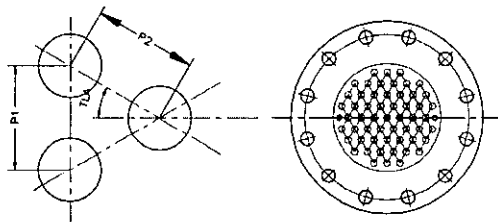


Fig. 4 Tube layout in heat exchanger.

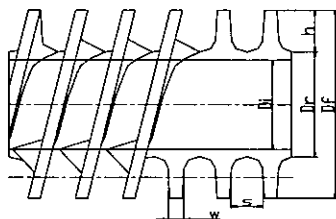


Fig. 5 Specifications of low finned tube.

Table 2 Dimensions of low finned tube

Tube layout	Staggered
TLA (°) (triangular)	30
$p_1$	0.018
$p_2$	0.018
$w$	0.00048
$s$	0.00115
$h_f$	0.00193
$D_r$	0.00714
$D_f$	0.011

$$G = \frac{m}{S_{min}} \quad (2)$$

### 3.3 열교환기의 내부 열저항 요소 해석

진동형 히트 파이프 열교환기의 내부 열저항 회로도도를 Fig. 6에 간단히 나타내었다. 가열부와 냉각부의 2차 유체인 물과 핀 사이의 대류 열저항( $R_{h,c}$ ,  $R_{c}$ ), 핀측 전도 열저항( $R_{f,h}$ ,  $R_{f,c}$ ), 히트 파이프 벽면 열저항( $R_w$ ), 축방향 전도에 의한 히트 파이프 저항( $R_{hp}$ )으로 구분하여 총괄 열저항을 식(3)에 나타내었다.

$$R_t = R_c + R_{f,c} + R_{w,c} + R_{hp} + R_{w,h} + R_{f,h} + R_h \quad (3)$$

열교환기의 성능을 결정할 수 있는 지배적 열저항은 일반적인 열교환기에서는 유체와 핀 표면에서의 대류 열저항이라 할 수 있다. 즉, 2차 유체인 물의 유속이 빠를수록 열저항은 작아진다. 그

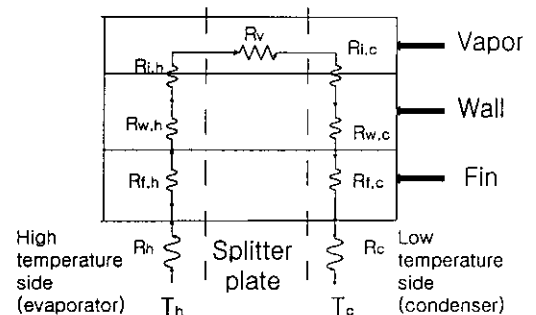


Fig. 6 Equivalent thermal resistance network of heat exchanger.

렇지만, 히트 파이프의 경우는 작동 유체의 상변화와 진동에 의한 저항인  $R_{hp}$ 가 지배적 요소라 할 수 있다.

### 3.4 작동 유체의 선정

작동 유체의 선정은 히트 파이프나 열사이폰 모두에서 전열 성능 및 안정적 작동을 위한 필수적 사항으로써, 이는 주로 작동 유체의 증발 잠열, 점성 등의 열역학적 특성에 의해 결정되나, 진동형 히트 파이프의 작동 유체 선정을 위한 평가 지수는 알려진 바가 없다. 따라서, 본 연구에서는 일반적인 열사이폰의 평가 지수(Figure of Merit)를 참고로 작동 유체를 선정하였으며, 이는 식(4)와 같이 표현된다.<sup>(7)</sup>

$$\Phi = \left[ \frac{h_{fg} \lambda_i^3 \rho_i^2}{\mu_i} \right]^{0.25} \quad (4)$$

이 값은 증력의 영향을 고려한 히트 파이프의 경우, 특정 작동 온도에서 다양한 작동 유체의 유효성 평가에 사용된다.

Fig. 7은 일반적으로 상온에서 사용되는 각종 냉매들에 대한 평가 지수(Figure of Merit)를 나타낸 것이다. 작동 온도 298 K 부근에서 평가 지수를 비교해 보면, 물과 암모니아를 제외하면 R-22의 경우가 약간 우수하였다.

이중 R-22는 다른 작동 유체들에 비해 증발 잠열은 작지만 점도가 낮고 액상의 열전도율과

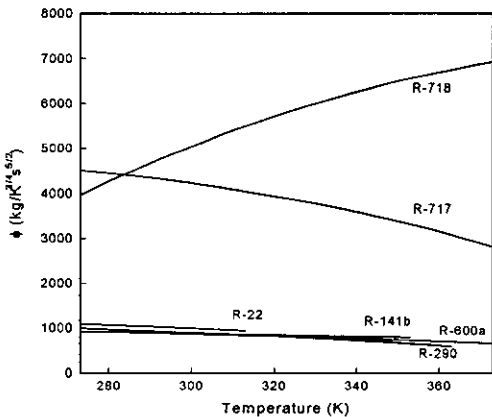


Fig. 7 Figure of Merit for various working fluid in thermosyphon.

밀도가 높기 때문에 평가 지수가 약간 높게 나타났다. 하지만 적은 온도차(15 K) 조건하에서 작동이 원활히 되기 위해서는 물성차로써 증발부와 응축부의 온도에 따른 압력차의 영향을 고려하여야 하며, 이에 본 연구에서는 열사이폰에서의 성능 지수가 비슷한 R-22와 R-141b를 작동 유체로 선정하여<sup>(11)</sup> 폐열 회수 열교환기의 열전달 성능을 평가하였다.

### 4. 실험 결과 및 고찰

폐열 회수 열교환기는 유량비를 조절하여 원하는 출구 온도를 얻는 것과 효율적인 열회수를 목적으로 하고 있다. 본 연구에서는 저온도차에서 많은 양의 폐열 회수를 목적으로 하여 실험을 행하였다. 이때, 가장 큰 변수는 질량 속도의 변화에 따른 증발부와 응축부의 평균 열전달 계수의 변화와 진동형 히트 파이프 내부의 작동 유체의 액균 및 증기포균의 진동이라고 할 수 있다.

#### 4.1 유량 변화에 따른 열전달 성능 평가

작동 유체 R-22와 R-141b를 사용하고, 가열수와 냉각수의 입구 온도차를 10 K, 15 K로 일정하게 유지한 상태에서, 2차 유체의 질량 속도 변화에 따른 회수 열량의 변화를 Fig. 8에 나타내었다. 여기서, 열전달량(Q)는 다음 식(5)를 이용하여 구하였다.

$$Q = mc_p \Delta T \quad (5)$$

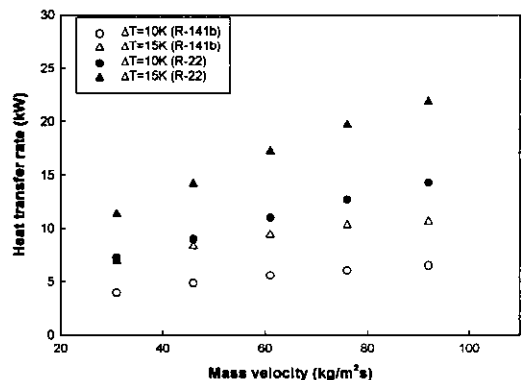


Fig. 8 Heat transfer rate to mass velocity of secondary fluid.

질량 속도가 증가함에 따라 회수 열량은 선형적으로 증가하였으며, 이는 2차 유체의 질량 속도 증가함에 따라, 핀 표면과 2차 유체 사이에서의 대류 열저항의 감소에 기인한 것이다. R-22를 작동 유체로 사용했을 경우, R-141b를 작동 유체로 사용한 경우보다 열전달률이 약 2배 가량 높게 나타났다. 이는 히트 파이프 내부의 작동 유체의 성능에 따른 차이 때문이며, Fig. 7에서 볼 수 있는 것과 같이, 열사이폰하에서의 평가 지수인 Figure of Merit의 값이 R-22와 R-141b가 비슷하다는 점을 고려할 때, 히트 파이프 내부의 작동액의 진동을 원활히 추진시킬 수 있는 또다른 물성치가 성능을 평가할 수 있는 지수로서 고려되어야 한다고 생각된다.

4.2 입구 온도 변화에 따른 열전달 성능 평가

Fig. 9는 작동 유체 R-22와 R-141b를 사용하고, 2차 유체의 질량 속도를 30 kg/m<sup>2</sup>s, 46 kg/m<sup>2</sup>s, 61 kg/m<sup>2</sup>s, 76 kg/m<sup>2</sup>s, 92 kg/m<sup>2</sup>s로 변화시키고, 입구 온도차를 각각 10K, 15K로 변화시켰을 때의 열회수 특성을 나타낸 것이다. 온도차(ΔT)가 클수록 수송 열량이 증가하였으며, 증가폭도 넓게 나타났다. 또한, R-22의 경우에 R-141b보다 2배 가량 높은 열회수율을 나타내고 있으며, 변화 폭도 크게 나타났다.

4.3 질량 속도 변화에 따른 총괄 열전달 계수

본 연구에서 개발된 폐열 회수 열교환기의 설

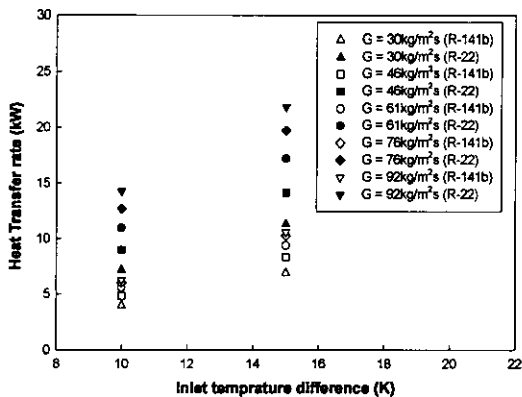


Fig. 9 Heat transfer rate to inlet temperature difference.

계 자료로써 제공할 수 있는 총괄 열전달 계수 (Overall heat transfer coefficient)를 Fig. 10에 나타내었다. 총괄 열전달 계수는 다음 식(7)에 의해 구해진다.

$$U_t = \frac{m c_p \Delta T}{A \Delta T_{lm}} \tag{7}$$

여기서, ΔT<sub>lm</sub>은 가열수와 냉각수 각각의 입출구 온도를 측정하여 식(8)의 LMTD 방법을 사용하여 대수 평균 온도차로 구하였다.

$$\Delta T_{lm} = \frac{(T_{h,i} - T_{c,i}) - (T_{h,o} - T_{c,o})}{\ln\left(\frac{T_{h,i} - T_{c,i}}{T_{h,o} - T_{c,o}}\right)} \tag{8}$$

전체적으로 볼 때, R-22의 경우가 R-141b의 경우에 비해 약 2배 정도 높은 총괄 열전달 계수값을 보이고 있는 것을 알 수 있다. 이러한 총괄 열전달 계수의 차이는 동일 질량 유속 범위에서 헬축의 열전달 계수가 동일하다고 가정하였을 때, 동일 작동 온도 범위에서의 진동형 히트 파이프 벽면에서 히트 파이프 내부의 작동 유체로 입출력되는 열유속에 의한 작동 유체의 핵비등 증기포의 발생과 소멸, 또한 이로 인한 작동 유체의 액채군 및 증기포군의 축방향 진동에 의한 것으로 생각된다.

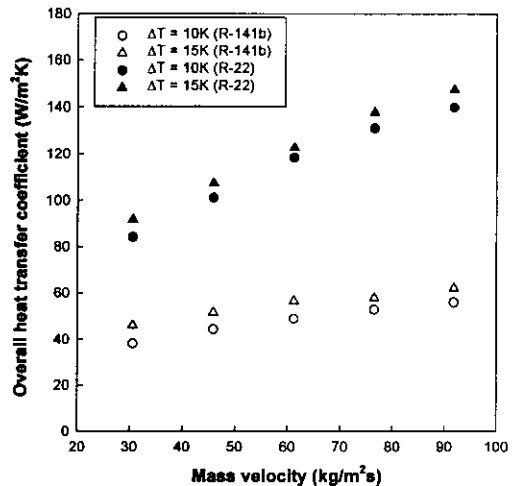


Fig. 10 Influence of mass velocity on overall heat transfer coefficient.

#### 4.4 $\epsilon$ -NTU법에 의한 열교환기 성능 평가

$\epsilon$ -NTU법에 의한 열교환기 성능 평가는 널리 알려진 방법이며 일반적으로 사용되고 있다. 따라서, 본 연구에서는  $\epsilon$ -NTU법에 의해 진동형 히트 파이프 열교환기의 성능을 나타내었으며, 이를 진동형 히트 파이프를 이용한 열교환기의 설계 자료로 제공하고자 하였다. 유용도( $\epsilon$ )의 계산에 사용되는 NTU는 식(9)를 이용하여 계산된다.

$$NTU = \frac{U_t A}{C_{\min}} \quad (9)$$

여기서,  $U_t$ 는 식(7)로 구해지며, 최소 열용량을  $C_{\min}$ 는 식(10)로써 구할 수 있다.

$$C_{\min} = m c_p \quad (10)$$

Fig. 11은 본 연구에 사용되어진 진동형 히트 파이프 열교환기의 유용도를 나타낸 것이며, NTU에 따른 유용도의 변화는 식(11)과 같이 표현될 수 있다.

$$\epsilon = 1 - e^{-NTU} \quad (11)$$

그래프상의 NTU가 0.5보다 작게 나타나고 있는데, 이는 작은 열전달 면적으로 인한 것으로 여겨지며, 작동 유체에 따른 총괄 열전달 계수의 차이로 인해 유용도 또한 차이를 나타내었다.

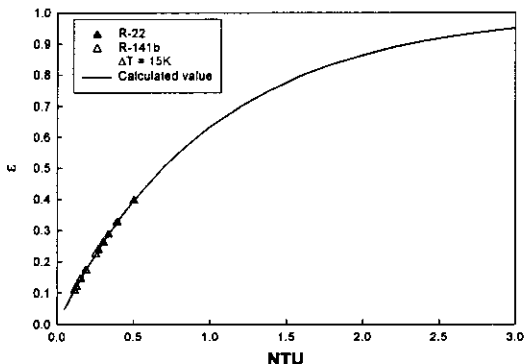


Fig. 11 Effectiveness of oscillating heat pipe heat exchanger.

Fig. 11에서 유용도를 80%로 정할 경우에는 NTU가 1.5 정도가 되는 것을 알 수 있다.

#### 5. 결 론

진동형 히트 파이프를 이용한 양어장용 저온 폐열 회수기의 전열 성능 평가를 통해, 다음과 같은 결론을 얻을 수 있었다.

(1) 기존 폐열 회수 열교환기의 전열 성능 저하의 요인인 fouling을 쉽게 제거할 수 있는 구조의 새로운 개념의 저온 폐열 회수 열교환기를 개발하였다.

(2) 질량 속도와 온도차가 증가함에 따라, 회수 열량은 선형적으로 증가하였으며, R-22를 사용하였을 때의 폐열 회수량은 동일 질량 유속 조건에서 R-141b의 경우보다 약 2배 가량 높았다.

(3) 열사이폰에서의 작동 유체의 성능 지수를 나타내는 Figure of Merit는 저온차에서의 진동형 히트 파이프에서는 폐열 회수량과 선형적으로 비례하지 않았다.

(4)  $\epsilon$ -NTU식을 이용하여 유용도를 계산할 때, 유용도를 80%로 정할 경우에는 NTU가 1.5 정도가 되는 것을 확인할 수 있었다.

#### 후 기

본 연구는 한국과학재단(KOSEF, 과제 번호 : 98M4-1506-00-01-2) 및 부경대학교 해양산업개발연구센터(RCOID) 지원에 의하여 수행되었으며 이에 감사 드립니다.

#### 참고문헌

1. Kim, J. S., 1998, Heat pipe heat exchanger, Aquaculture, No. 108, pp. 89-93.
2. Gi, K., Izumi, T., Maezawa, S. and Akachi, H., 1998, Heat transfer characteristics of loop type oscillating heat pipe, Proceedings of 35th National Heat Transfer Symposium of Japan, pp. 519-520 (in Japanese).
3. Maezawa, S., 1994, Capillary tube thermosiphon and dream pipe, Proceedings of JSME annual meeting, Vol. III, pp. 593-595 (in Japanese).



4. Akachi, H., 1994, Looped capillary tube heat pipe, Proceedings of 71th General Meeting Conference of JSME, Vol. 3, No. 940, pp. 606-611.
5. Kays, W. M. and London, A. L., 1987, Compact heat exchangers, pp. 11-78.
6. Huang, B. J. and Tsuei, J. T., 1985, A method of analysis for heat pipe heat exchangers, Int. J. Heat & Mass Transfer, Vol. 28, No. 3, pp. 553-562.
7. Dunn, P. D. and Reay, D. A., 1995, Heat pipes, Pergamon.
8. Heish, S. S., Liah, C. T. and Han, W. H., 1998, Thermal performances of heat exchangers applicable to waste heat recovery systems, Applied Energy, Vol. 29, pp. 191-200.
9. Lee, Y. and Bedrossian, A., 1978, The characteristics of heat exchangers using heat pipes or thermosyphons, Int. J. Heat & Mass Transfer, Vol. 21, pp. 221-229.
10. Lee, W. H., Kim, J. H. and Kim, J. S., 1998, The basic study on oscillating capillary tube heat pipe, Proc. of 4th KSME-JSME Fluid Eng. Conf., pp. 321-324.
11. Im, Y. B., Lee, J. H., Lee, W. H., Kim, J. H. and Kim, J. S., 1999, Influence of working fluid on heat transfer characteristics of heat exchanger using oscillating capillary tube heat pipe for low temperature waste heat recovery, Proceedings of SAREK Summer meeting, Vol. I, pp. 89-94.
12. Ahn, Y. T., Lee, W. H., Lee, J. H., Kim, J. H. and Kim, J. S., 1999, A study on the performance of oscillating heat pipe heat exchanger for low temperature waste heat recovery, Proceedings of KSME Autumn meeting, Vol. B, pp. 418-422.
13. Hewitt, G. F., Shires, G. L. and Bott, T. R., 1994, Process heat transfer, CRC Press, pp. 73-92.