

## 저온 폐열회수용 진동세관형 히트파이프 열교환기의 작동 유체에 따른 열전달 특성

이 옥 현<sup>†</sup>, 임 용 빈, 김 정 훈\*, 김 종 수\*\*

부경대학교 대학원, \*부경대학교 해양산업개발연구센터, \*\*부경대학교 기계공학부

### Influence of Working Fluids to Heat Transfer Characteristics of the Heat Exchanger using Oscillating Capillary Tube Heat Pipe for Low Temperature Waste Heat Recovery

Wook-Hyun Lee<sup>†</sup>, Yong-Bin Kim, Jeung-Hoon Kim\*, Jong-Soo Kim\*\*

Graduate School, Pukyong National University, Pusan 608-737, Korea

<sup>†</sup>Research Center for Ocean Industrial Development, Pukyong National University, Pusan, 608-737, Korea

<sup>\*\*</sup>Faculty of Mechanical Engineering, Pukyong National University, Pusan, 608-737, Korea

(Received December 30, 1999; revision received May 17, 2000)

**ABSTRACT:** Heat transfer characteristics of a heat exchanger for low temperature waste heat recovery using oscillating capillary tube heat pipe were evaluated against the charge ratio variation of working fluid and various working fluids. R-142b, R-22 and R-290 were used as working fluids. The heat exchanger was composed of heat pipe with capillary tube bundles, having a 2.6mm in outer diameter, 1.4mm in inner diameter with 101m long, and 40 turns. Charge ratio of working fluid was 40% and 50%. Water was used as secondary fluid. Inlet temperature and mass velocity for each secondary fluid were 297 K, 280 K and 9~27 kg/m<sup>2</sup>s, respectively. From experimental results, it was found that heat transfer performance of R-22 was higher than those of R-142b and R-290 and it was proportional to Figure of merit for thermosyphons. As a result, it was thought that R-22 was the most suitable working fluid of waste heat recovery for low temperature waste heat recovery.

**Key words:** Oscillating capillary tube heat pipe(진동세관형 히트파이프), Thermosyphon(열싸이폰), Thermal resistance(열저항), Figure of merit(평가지수)

#### 기 호 설 명

$h_{fg}$  : 증발잠열 [J/kg]

$Q$  : 열전달량 [W]

$R$  : 열저항 [K/W]

$Re$  : 레이놀즈 수

$T$  : 온도 [K]

† Corresponding author

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

E-mail address: lwhok@orgio.net

그리스 문자

- $\Phi$  : 평가지수 [Figure of merit]  
 $\sigma$  : 표면장력 [N/m]  
 $\rho$  : 밀도 [ $\text{kg/m}^3$ ]  
 $\mu$  : 점성계수 [ $\text{Pa} \cdot \text{s}$ ]  
 $\lambda$  : 열전도율 [ $\text{W/mK}$ ]

### 하첨자

- $e$  : 증발부  
 $c$  : 응축부  
 $l$  : 액체  
 $v$  : 증기  
 $1$  : 히트파이프  
 $2$  : 열싸이폰

## 1. 서론

어류양식에서 사육 수온은 어류의 성장률에 매우 큰 영향을 미친다. 이와 같은 이유로 국내 양어장의 경우에는 겨울철(11월~이듬해 3월) 보일러를 사용, 7°C의 물을 적정 수온 21°C로 상승시켜 양어 수조에 공급시키는 방식을 취하고 있다.

유수식 양어장의 경우, 겨울철 수온을 20~21°C로 상승시키기 위하여 1일 1백톤의 물을 사용한다고 할 때 1개월에 약 1천 5백만원 정도의 연료비가 소요되고 있는 실정이다. 또한, 순환 여과식 양어장의 경우에도 겨울철에 약 13°C의 수온을 적정 수온 22°C로 상승시키기 위해 역시 보일러를 가동시키고 있다. 이와 같이 적정 수온을 유지시키는 방법은 인건비, 사료비와 더불어 양식어의 원가 상승의 주원인이 되고 있다<sup>(1)</sup>. 따라서, 연료비 절감을 위해 기존 양어 시스템에 적용할 수 있는 고효율의 폐열 회수 시스템 개발이 요구된다.

폐열회수 시스템의 가장 일반적인 형태<sup>(2)</sup>로는 열교환기를 이용하는 방법이 있는데, 양어장의 경우는 대부분 셸앤튜브(Shell and tube)형 및 판(Plate)형 열교환기를 이용하여 폐열을 회수하고 있으며, 최근에는 히트파이프의 원리를 응용한 열교환 시스템이 폐열을 효율적으로 회수하는 방안으로 대두되고 있다.

히트파이프식 열교환기는 열교환기 내의 1차 유체의 순환을 위해 별도의 구동력을 갖출 필요

가 없으며, 고온 및 저온 쪽의 2차 유체가 모두 관외면으로 흐르기 때문에 압력손실이 작아 소요 동력을 줄일 수 있고, 열교환 면적에 비해 열전달 계수가 높기 때문에 열교환기의 소형화가 가능하다. 그리고, 무엇보다도 적은 온도차에서도 대량의 열을 수송할 수 있는 큰 장점을 가지고 있다<sup>(3-4)</sup>.

특히, 최근에 차세대 히트파이프로 불리는 진동세관형 히트파이프는 기존 히트파이프와 달리 응축부에서 응축된 액을 증발부로 환류시키기 위해 필요한 구조물인 Wick이 없기 때문에, 그 형상이 매우 단순하고, 관경이 매우 작기 때문에 유연성(Flexibility)을 가지고 있으며, 고압에도 견딜 뿐만 아니라, 적은 비용 및 짧은 공정으로 그 제작이 가능 하는 등의 장점이 있다<sup>(5-6)</sup>.

따라서, 본 연구에서는 진동세관형 히트파이프의 원리를 적용하여, 저온의 폐열을 회수할 수 있는 고성능 히트파이프식 폐열회수 시스템 개발을 위한 기초 연구로서, 진동세관형 히트파이프 열교환기의 열전달 성능에 큰 영향을 미치는 작동유체 및 충전량 변화에 따른 회수 열량을 평가하여, 고효율의 저온 폐열 회수 시스템 개발을 위한 기초 자료를 제공하고자 하였다.

## 2. 진동세관형 히트파이프의 작동원리 및 관련 연구

진동세관형 히트파이프는 Wick에 의한 증발부로의 작동액 환원이 없이, 유체의 진동에 의해 열을 수송하는 열전달 기구로, Fig. 1에 나타낸 것과 같이, 간단히 세관을 사행(Serpentine)시킨 밀폐 구조로 되어 있으며, 진공 상태로 만든 후 임의 비율의 작동 유체를 충전시킨 매우 단순한 구조로 되어 있다.

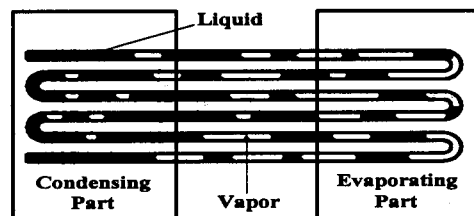


Fig. 1 Basic concept of oscillating capillary heat pipe.

기본적 작동은 히트파이프내의 작동액 및 증기포의 불규칙적인 루프내 순환 또는 축방향 진동에 의한 것이며, 가열부에 주어진 열량 만큼의 핵비등이 발생하며, 핵비등에 의해 발생된 기포는 합쳐지고 이후에 기액 슬러그류의 형태로 된다. 슬러그류는 압력파를 유발하며 동시에 축방향 진동을 동반한 유동으로 관내를 순환하게 되며, 증기 기포에 의해 대류 열전달과 잠열 수송이 이루어진다<sup>(5, 7)</sup>.

Nishio et al.<sup>(8-11)</sup>은 내경 2 mm 내외의 유리관 및 동관으로 구성된 진동세관형 히트파이프에 작동유체를 증류수, 에탄올 및 R141b로 달리 하였을 때, 충전량 및 작동유체의 변화에 따른 열전달 특성에 대한 실험 및 해석을 통해서 충전량이 30~60(vol.%)에서 우수한 열전달 성능을 보였으며, 작동유체의 변화에 따른 열전달 성능의 차이는 작았지만, 작동유체의 모세관 상승길이에 대한 관내 직경비(D/H<sub>c</sub>)가 큰 유체의 경우가 열전달율이 더 높다고 보고하였다.

Gi et al.<sup>(12)</sup>은 내경이 각각 2, 4 mm인 테프론(Teflon)관을 루프(Looped) 및 비(非)루프 형태로 하여 만든 진동세관형 히트파이프에 R142b의 충전량을 변화시켰을 때의 열전달 특성을 조사한 결과, 루프형은 충전량이 50~60(vol.%)일 때, 비루프형은 30(vol.%)에서 열수송량이 최대가 되었다고 보고하였다.

국내에서는 최근 Lee et al.<sup>(6)</sup>이 알루미늄 편평 압출관으로 된 진동세관형 히트파이프에 작동유체로 R141b를 충전하여 열전달 특성에 관한 실험을 수행하였으며, 충전을 40(vol.%) 내외에서 열전달 성능이 우수하였다고 보고하였다.

3. 실험장치 및 방법

3.1 실험장치의 구성

본 연구에서 제작한 진동세관형 히트파이프를 이용한 저온 폐열 회수 열교환기의 개략도를 Fig. 2에 나타내었다. 실험 장치는 폐열 회수 열교환기, 가열부와 냉각부에 열량을 공급하기 위한 가열수 순환부와 냉각수 순환부, 데이터 계측 시스템으로 구성되었다. 폐열 회수 열교환기는 외경 2.6 mm, 내경 1.4 mm, 전체 길이 101 m의 동관을 140단으로 사행시켜 구성하였다. 히트파

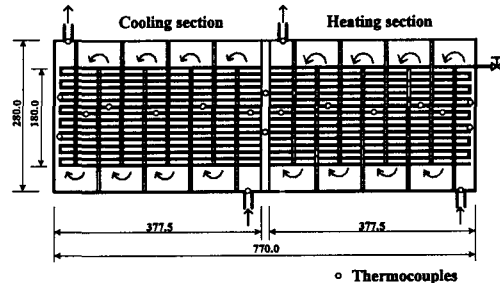


Fig. 2 Schematic diagram of heat exchanger for low temperature waste heat recovery.

이프의 길이는 0.77 m이며, 가열부와 냉각부는 각각 0.38 m이다. 가열부와 냉각부에는 열전달이 잘 이루어질 수 있도록 각각 8개의 baffle을 설치하였고, 열교환기는 외부로의 열손실을 막기 위해 단열재로 충분히 단열하였다.

히트파이프 내에 작동유체를 충전하기에 앞서, 내부를 로터리 펌프(Rotary pump)와 확산 펌프(Diffusion pump)가 직렬로 연결되어 있는 고진공 시스템으로  $6.8 \times 10^{-6}$  torr로 진공시켰으며, 작동액의 충전에는 냉매 충전 실린더를 사용하여 적정 비율의 작동액을 충전하도록 하였다.

실험장치의 구성은 Fig. 3과 같이 시험부, 시험부로 공급되는 2차 유체의 유량과 온도를 조절하기 위한 항온 순환수조 및 데이터 계측부로 구성되어 있다. 2차 유체의 온도 측정을 위해 가열부

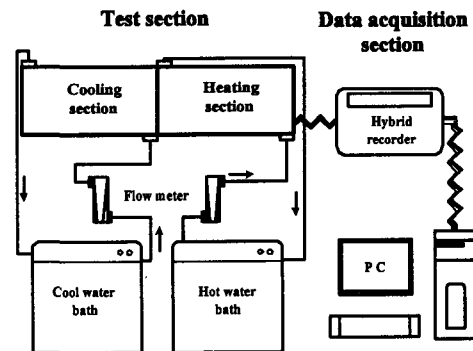


Fig. 3 The schematic diagram of experimental apparatus.

와 냉각부의 입·출구에 각각 2개의 열전대를 설치하였고, 관외표면 온도는 가열부와 냉각부에 각각 7개 그리고 단열부에 2개, 총 16개의 T형 열전대를 열교환기 표면에 설치하여 온도를 측정할 수 있도록 하였다.

데이터 측정 시스템은 전열 성능 파악에 필요한 온도 데이터를 측정하기 위해 Hybrid recorder(DR230, Yokogawa)와 컴퓨터로 구성하였으며, 히트파이프 관외표면 온도가 안정화된 후 2초 간격으로 20분간 데이터를 검출하여 컴퓨터로 처리하였다. 또, 2차 유체의 유량 측정에는 플로트 타입 체적식 유량계(Dwyer사)를 사용하였다.

### 3.2 실험방법

가열수 순환부와 냉각수 순환부에서는 일정 열량 공급을 위해 순환 항온조를 이용하여 일정 온도로 유지시킨 상태에서 유량 조절 밸브를 이용하여 일정 유량의 가열수와 냉각수를 공급하였다. 가열수와 냉각수의 온도는 각각 297K와 280K로 일정하게 유지하여 공급하였고, 냉각부와 가열부에 공급되는 유량을 2 kg/min에서 6 kg/min 까지 변화시키며 열전달 특성을 파악하였다.

Table 1은 증발부와 응축부로 공급되는 2차 유체의 유량을 질량속도와 Re수로 환산하여 나타낸 것이다.

### 3.3 작동유체의 평가지수(Figure of merit)와 작동유체 선정

작동유체의 선정은 워(Wick)형 히트파이프나 열싸이폰 모두에 대하여 안정적인 작동을 위한 필수적인 사항으로써, 이는 주로 작동유체의 열역학적 특성에 의해 결정되며, 워형 히트파이프

Table 1 Mass velocity and Reynolds number

Flow rate (kg/min)	Mass velocity (kg/m <sup>2</sup> s)	Re No. of heating water	Re No. of cooling water
2	9.04	392.7	246.6
3	13.56	589.1	370.0
4	18.09	785.8	495.5
5	22.61	982.2	616.9
6	27.13	1178.5	740.2

와 열싸이폰의 작동유체에 대한 평가지수<sup>(2)</sup>는 각각 식(1), (2)와 같이 표현되며, 이 값은 특정 작동 온도에서 다양한 작동유체의 유효성을 평가하는데 사용된다.

$$\Phi_1 = \frac{h_{fg} \rho_f \sigma}{\mu_f} \quad (1)$$

$$\Phi_2 = \left[ \frac{h_{fg} \lambda_f^3 \rho_f^2}{\mu_f} \right]^{0.25} \quad (2)$$

그러나, 지금까지 진동세관형 히트파이프에 대한 평가지수는 아직 정립되어 있지 않기 때문에 이러한 평가지수들을 진동세관형 히트파이프에 바로 적용할 수는 없다. 하지만, 본 연구에서는 작동유체의 열적 특성을 알아보기 위해 몇 가지 작동유체들을 열싸이폰에 대한 평가지수로 나타내어 보았다. 이것은 진동세관형 히트파이프를 구성하는 각각의 개별 관들이 실제로 서로 연결된 하나의 관이며, 워이 없는 세경화된 열싸이폰이라고 측면을 고려한 것이다.

Fig. 4는 메탄올, 아세톤, R-22, R-290, R-600, R-600a, R-141b, R-142b 및 R-134a에 대한 평가지수를 나타낸 것이다. 작동온도 290K 부근에서 각각의 평가지수를 비교해 보면, 메탄올, 아세톤 그리고 R-22 순으로 평가지수가 높게 나타난다. 그러나, 아세톤과 메탄올의 경우 비점이 각각 351K와 337K이고, R-141b의 경우도 305K이므로,

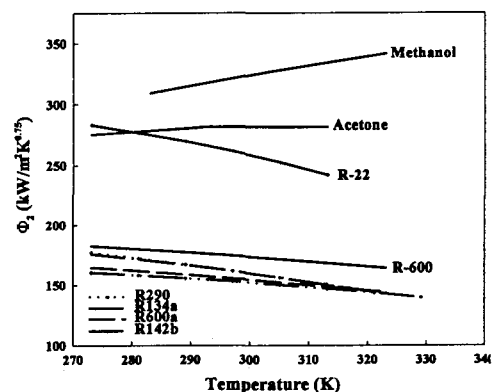


Fig. 4 Figure of merit for different working fluids in thermosyphon.

가열부로 유입되는 가열수 입구온도를 297K로 정할 경우 적용하기에 부적합하다. 따라서, 이러한 점들을 고려 할 때, R-22가 다른 작동유체에 비해 열적 특성이 우수하다고 할 수 있다. 이것은 R-22가 R-600등의 다른 작동유체들에 비하여 증발 잠열은 작지만 점도가 낮고 액상의 열전도율과 밀도가 매우 높기 때문이다.

따라서, 본 연구에서는 비등점이 297K보다 낮은 작동유체들 가운데, 액상의 밀도가 높은 R-22, 증발잠열이 큰 R-290, 액상의 점성계수가 큰 R-142b를 진동세관형 히트파이프의 작동유체로 선정하여, 작동유체에 따른 열전달 성능을 평가하였다. 이때, 작동액의 충전량은 종래의 연구와 관련하여, 진동세관형 히트파이프에서 열전달 성능이 우수하다고 보고된 최적 충전량 범위에서, 40(vol.%), 50(vol.%)를 선택하여 그 각각의 열전달 성능을 파악하였으며, 가열모드로는 하부가열 모드(Bottom heating mode)를 적용하였다.

4. 실험결과 및 고찰

4.1 히트파이프의 벽면 온도 분포

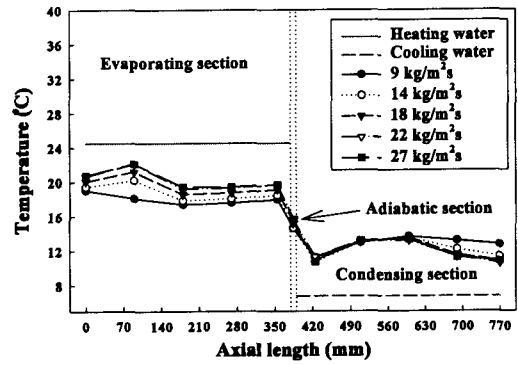
Fig. 5의 (a)와 (b)는 작동유체 R-22의 충전율이 각각 40(vol.%), 50(vol.%)일 때, 증발부와 응축부에 공급되는 2차 유체의 유량변화에 따른, 히트파이프의 축방향 외벽면 온도분포를 나타낸 것이다.

전체적으로 증발부와 응축부로 공급되는 2차 유체의 유량이 증가함에 따라 가열부에서의 히트파이프 벽면온도는 상승하였고, 냉각부에서의 히트파이프 벽면온도는 하강하였으며, 단열부의 온도는 상승하는 경향을 나타내었다.

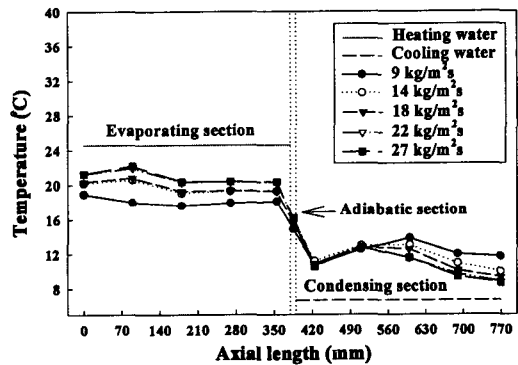
4.2 작동유체의 종류 및 충전율에 따른 열전달 성능 평가

Fig. 6 (a)와 (b)는 작동유체의 충전율을 40(vol.%), 50(vol.%)로 하였을 때, 작동유체 R-22, R-290 및 R-142b에 대해서, 증발부와 응축부로 공급되는 2차 유체의 질량속도 변화에 따른 열전달 특성을 나타낸 것이다.

3가지 작동유체 모두 2차 유체의 질량속도가 증가함에 따라 수송열량이 증가하였다. 또한, 작



(a) charge ratio : 40(vol.%)

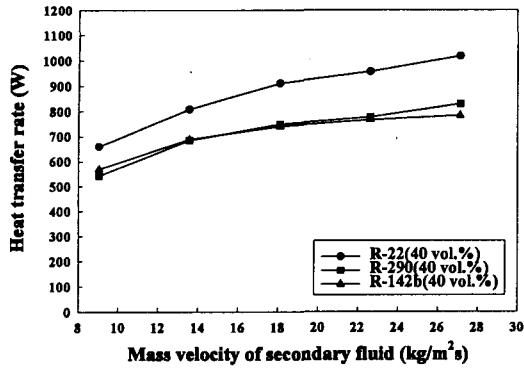


(b) charge ratio : 50(vol.%)

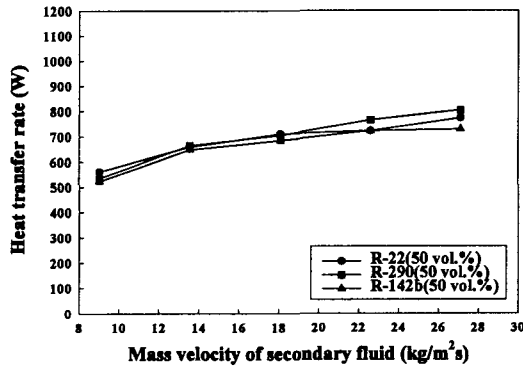
Fig. 5 Variation of wall temperature with mass velocity of secondary fluid.

동유체의 변화에 따른 영향을 보면, R-22의 경우가 동일 질량속도에서 열수송량이 더 높았으나, 나머지 두 작동유체는 열수송량에서 거의 차이가 없었다. 이것은 앞서 서술한 평가지수에서의 결과와 매우 일치하는 것으로, 열사이폰에서의 평가지수가 진동세관형 히트파이프에 적용가능성이 있음을 시사한다. 그러나, Nishio et al<sup>(11)</sup>이 보고한 작동유체의 모세관 상승길이에 대한 관내 직경비의 경우, 본 연구에서 사용된 작동유체들의 모세관 상승길이를 측정하지 못한 관계로 이들이 제시한 조건을 비교할 수는 없었다.

Fig. 7은 증발부와 응축부로 공급되는 2차 유체의 질량속도를 변화시켰을 때, 각각의 작동유체들과 이들의 충전율이 40(vol.%)와 50(vol.%)일 때의 열저항(Thermal resistance)을 나타낸 것이



(a) charge ratio : 40(vol.%)



(b) charge ratio : 50(vol.%)

Fig. 6 Heat transfer rate vs. flow rate of secondary fluid.

다. 열저항은 히트파이프의 열전달 성능을 나타내는 지표로서 흔히 사용되고 있으며 식(3)과 같이 표현된다. 여기서,  $T_e$ 와  $T_c$ 는 각각 히트파이프의 증발부 및 응축부의 외표면 온도의 평균값을 적용하였다.

$$R_{tot} = \frac{(T_e - T_c)}{Q} \quad (3)$$

실험 결과에서 볼 수 있듯이, 작동유체들의 충전율이 40(vol.%)인 경우가 50(vol.%)에 비해 열저항이 낮게 나타났다. 평가지수가 높았던 R-22의 경우가 다른 작동유체들에 비해 훨씬 낮은 열저항값을 나타냈으며, 앞서 서술했던 R-22의 열전달 성능이 다른 두 유체에 비해 더 높음을 다시

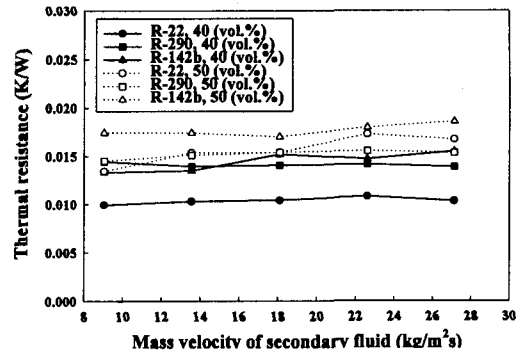


Fig. 7 Thermal resistance vs. secondary fluid flow rate.

확인할 수 있었다. 또한, R-142b와 R-290의 열저항 값은 많은 차이를 보이지 않았으며, 이러한 것도 평가지수에서 나타난 경향과 일치한다.

따라서, 진동세관형 히트파이프에서 하부 가열 모드를 적용할 경우, 열싸이폰에 대한 작동 유체 평가지수(Figure of merit)와 열전달 성능이 비례 관계를 나타내므로, 작동 유체의 선정 시 지표가 될 가능성이 높다고 판단된다.

#### 4.3 열전달 한계 상관식과의 비교

진동세관형 히트파이프의 작동에 있어서 하부 가열모드가 적용될 경우, 비록 세관에서는 중력의 영향이 줄어들지만, 열싸이폰과 같이 응축부로부터 증발부로의 응축액 환원은 어느 정도 중력장의 영향을 받는다. 또한, 앞서 서술한 것과 같이 진동세관형 히트파이프에서 응축액의 환원이 워(wick)에 의한 것이 아니라 작동유체의 진동에 의한 것이지만, 밀폐 열싸이폰의 경우, 종종 관내에서의 near dry-out 진동 및 geyser 비등등과 같은 압력진동 현상에 의한 열전달 특성<sup>(13)</sup>이 나타나기 때문에 열싸이폰과 유사한 면이 많다.

Fig. 8은 본 실험에서 측정된 작동유체 R-22, 충전율이 40(vol.%)와 50(vol.%)일 때의 열전달량을 히트파이프 내면적을 기준으로 열유속으로 환산하여 Katto, Sakhuja, Tien & Chung 및 Imura 등이 제안한 열싸이폰의 한계 열유속 예측 상관식들<sup>(14)</sup>과 비교하여 나타낸 것이다.

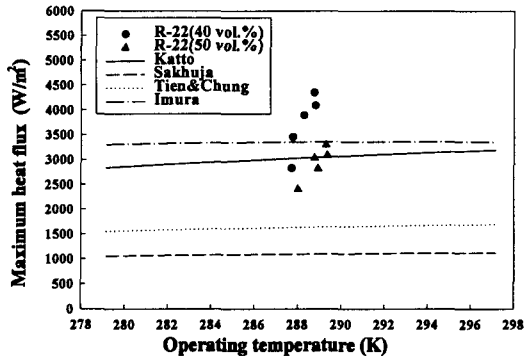


Fig. 8 Comparison of heat flux between experimental results and other correlations.

그런데, 이러한 상관식들에 적용되는 작동액 충전율은 열사이폰이 최대 열유속을 나타내는 최적 작동 조건에서의 값들로 일정하게 정해져 있지 않다. 다시 말하면, 진동세관형 히트파이프의 최적 작동액 충전율의 범위가 30~60(vol.%)라면<sup>(6, 8-12)</sup>, 대개 열사이폰의 최적 충전율이 보다 작은 범위에서 결정되며, 이러한 이유로 열수송량에서도 그 차이가 나타난다<sup>(9)</sup>. 따라서, 최적 충전율이 서로 다른 상태에서 진동세관형 히트파이프와 열사이폰의 한계 열유속을 비교한다는 것은 약간의 무리가 따른다. 왜냐하면, 작동액 충전율의 차이가 바로 한계 열유속에 직접적인 영향을 미치기 때문이다. 하지만, 본 연구에서는 둘 모두 최적 작동조건에서의 성능을 나타낸다는 측면에서 열전달 성능비교를 통해 그 경향을 알아보았다. 여기서, 비교 기준이 되는 작동온도는 측정된 단열부 평균 표면온도로 하였으며, 내경, 증발부 및 응축부의 길이는 본 연구에서의 조건과 동일하다.

작동온도 287~289K 영역에서 이들 상관식들에 의해 예측된 값들과 본 실험결과를 비교한 결과, 약간의 차이는 있지만 Katto 및 Imura의 예측값들이 나머지 두 상관식들에 의한 예측값들보다 본 실험결과와 유사한 경향을 나타내었다. 이러한 차이는 Sakhuja, Tien & Chung의 상관식들은 비압축성 증기유동, 일직액막 두께 및 일차원 정상상태에서의 균질류 모델이라는 가정 하에서 도출된 것이기 때문에 실제 유동과 다소 상이하다는 것에 기인한다. 한편, 작은 충전율 범위에서 매우 정확한 열사이폰의 한계열유속 예측식

으로 알려진 Imura의 상관식의 경우, 예측값들이 작동유체 R-22의 충전율 40(vol.%)의 경우보다 평균적으로 약 10% 낮게 나타났다. 그러나, 충전율이 50(vol.%)인 실험결과는 Katto의 예측치와 ±5%내에서 어느 정도 잘 일치하는 경향을 보이는데, 이것은 Katto의 상관식이 대개 작동액 충전율이 많은 경우에 보다 잘 예측되기 때문에<sup>(14)</sup> 본 실험결과와 어느 정도 유사한 값들을 보인 것으로 판단된다. 그러나, R-22의 충전율이 50(vol.%)일 때, 실험을 통해 얻어진 열전달량은 40(vol.%)의 경우 보다 작은 점을 고려해 볼 때, 열사이폰에서의 한계열유속은 진동세관형 히트파이프에 비해 다소 낮으며, 이것은 앞서도 언급했듯이, 히트파이프의 최적 작동 조건을 만족하는 작동유체 충전율의 차이에 일차적인 원인이 있다고 판단된다.

### 5. 결론

본 연구의 수행을 통하여 다음과 같은 결론 얻을 수 있었다.

(1) 작동유체 R-142b, R-22, R-290 모든 경우에서, 작동유체 충전율이 40(vol.%)일 때의 열전달 성능이 충전율 50(vol.%)의 경우보다 우수하였다.

(2) 저온용 진동세관형 히트파이프의 작동유체로 R-142b, R-22 및 R-290을 사용하였을 때, R-22의 열전달 성능이 가장 우수하였다.

(3) 단위 온도차에 대한 수송열량은 약 100 W로 매우 우수한 전열 성능을 나타내었으며, 이를 통해서 해수 및 양어장 등에 적용할 수 있는 저온도차 폐열회수 열교환기로서의 가능성을 확인하였다.

(4) 저온용 진동세관형 히트파이프의 열전달 성능은 열사이폰에 대한 작동유체 평가지수(Figure of merit)와 어느 정도의 상관관계가 있음을 알 수 있었다.

(5) R-22를 작동유체로 한 진동세관형 히트파이프의 최적 작동상태에서의 열전달량을 동일한 작동유체일 때의 열사이폰의 한계열유속 예측값과 비교한 결과, 열사이폰 보다 다소 높은 열전달량을 나타내었다. 그러나, 더 정확한 결과를 얻기 위해서는 최대 열전달량을 나타내는 작동유체의 최적 유동 및 열적 조건에 대한 많은 검토가

필요하다.

## 후 기

본 연구 수행에 많은 도움을 주신 한국해양수산개발원(ARPC : 과제번호 9613-1506-01-03-3)과 부경대학교 해양산업개발연구소(RCOID) 관계자 여러분께 감사드립니다.

## 참고 문헌

1. Kim, J. S., 1998, Heat exchanger using heat pipe, *Aquaculture*, vol. 9, Korean fisheries newspaper, Korea, pp. 89-93.
2. Hewitt, G. F., Shires, G. L., Polezhaev, Y. V., 1997, *International encyclopedia of heat & mass transfer*, CRC Press, New York, pp. 551-555 and 1285-1287.
3. Seo, J. Y., 1990, Heat pipe and its application to energy saving, *Korean J. of Air-conditioning and Refrigeration Engineering*, Vol. 19, No. 6, pp. 358-367.
4. Lee, Y. S., 1992, For air-conditioning heat exchanger using heat pipe, *Korean J. of Air-conditioning and Refrigeration Engineering*, Vol. 21, No. 5, pp. 423-438.
5. Akachi, H., 1994, Looped capillary tube heat pipe, *Proceedings of 7th general meeting conference of JSME*, Vol. 3, No. 940-10, pp. 606-611.
6. 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 modelling and experimentation, Vol. 3, pp. 1713-1718, Pisa, Italy.
7. Lee, W. H., Jung, H. S., Kim, J. S. and Kim, J. S., 1999, Flow visualization of oscillating capillary tube heat pipe, 11th international heat pipe conference, Vol. 2, pp. 131-136, Tokyo, Japan.
8. Hosoda, M., Nishio, S., and Shirakashi, R., 1997, Bubble-driven heat transport tube(Flow patterns and heat transport model), 34th National heat transfer symposium of Japan, vol. 1, pp. 267-268.
9. Nishio, S., 1997, Bubble driven heat transport tube, *Journal of HTSJ*, Japan, vol. 3, No. 142, pp. 53-56.
10. Nishio, S., Hosoda, M., Nagata, S., and Watanabe, K., 1997, Bubble driven heat transport tube(Experiments of heat transfer characteristics), 34th National heat transfer symposium of Japan, pp. 269-270.
11. Nagata, H., Nishio, S., and Shirakashi, R., 1997, Closed looped heat transport tube (Effects of operating liquid), 36th National heat transfer symposium of Japan, pp. 673-674.
12. Gi, K., Sato, R., and Maezawa, S., 1999, Flow visualization experiment on oscillating heat pipe, 36th National heat transfer symposium of Japan, pp. 659-660.
13. Amir Faghri, 1995, *Heat pipe science and technology*, Taylor & Francis, Washington, DC, pp. 398-401.
14. Peterson, G. P., 1994, *An introduction to heat pipes*, John Wiley & sons, Inc., New York, pp. 86-93.