

<학술논문>

DOI <https://doi.org/10.3795/KSME-B.2023.47.11.595>

ISSN 1226-4881(Print)  
2288-5234(Online)

## 히트파이프 열교환기의 열전달 성능해석 및 모사

권혁수\* · 권정훈\*\* · 정의국\*†

\* 강원대학교 기계시스템공학부, \*\* 강원대학교 에너지자원화학공학과

### Heat Transfer Performance Analysis and Simulation of Heat Pipe Heat Exchanger

Hyuk Su Kwon\*, Cheong Hoon Kwon\*\* and Eui Guk Jung\*†

\* School of Mechanical System Engineering, Kangwon Nat'l Univ.,

\*\* Dept. of Energy Resources and Chemical Engineering, Kangwon Nat'l Univ.

(Received August 11, 2023 ; Revised August 30, 2023 ; Accepted September 1, 2023)

**Key Words:** Heat Pipe Heat Exchanger(히트파이프 열교환기), Heat Pipe(히트파이프), Effectiveness(유효도), Thermal Performance(열성능), Thermal Resistance(열저항)

**초록:** 본 연구는 히트파이프 열교환기의 열교환 성능을 예측하기 위한 수학적 모델을 전개하고 열교환기 설계를 위한 알고리즘을 개발하기 위해 수행되었다. 해석모델에 의해 히트파이프 열교환기의 열성능이 예측되었으며, 열교환기의 고온부와 저온부의 입력조건들에 따라 요구되는 열교환 성능이 획득될 수 있는 히트파이프 열 수가 예측될 수 있도록 알고리즘이 구성되었다. 해석모델은 열저항 접근에 의해 개발되었으며, 각 열에 배열된 히트파이프와 열매체에 대한 열저항-온도 관계가 정의되었다. 해석모델의 신뢰성은 문헌에서 공급된 실험결과에 의해 검증되었으며, 온도에 대한 상대오차는 평균적으로 5% 이내 있었으나, 유효도에 대한 오차의 평균은 11.9%로 평가되었다. 히트파이프 열교환기의 성능모사를 위한 변수들로서 저온측 입구속도와 공통 벽의 위치가 채택되었으며, 각 열의 온도 분포, 유효도 및 압력강하에 기여하는 이들 변수들의 영향이 조사되었다.

**Abstract:** This study aimed to develop a mathematical model for predicting the heat exchange performance of a heat pipe heat exchanger and establish an algorithm for effective heat exchanger design. The thermal performance of the heat pipe heat exchanger was assessed using the analytical model, and an algorithm was formulated to estimate the number of heat pipe rows required to achieve the desired heat exchange performance based on the input conditions of the hot and cold sides of the heat exchanger. The analytical model was developed using the thermal resistance approach, defining thermal resistance-temperature relationships between the heat pipes arranged in each row and the heat transfer fluid. The reliability of the analytical model was validated against experimental results found in the literature. The relative error in temperature generally remained within 5, but the error in effectiveness reached up to 17.5%. Inlet velocity on the cold side and the location of the common wall were selected as variables for simulating the performance of the heat pipe heat exchanger. This allowed for an investigation into the effects of these variables on temperature distribution, utility, and pressure drop in each row.

- 기호설명 -

$A$  : 면적( $m^2$ )  
 $c$  : 비열( $J/kg \cdot ^\circ C$ )

$D$  : 튜브 밀도(튜브 개수/m)  
 $d$  : 직경(m)  
 $f$  : 마찰계수(m)  
 $G$  : 질량속도( $kg/s \cdot m^2$ )  
 $H$  : 높이(m)  
 $j$  : Colburn인자 또는 열 수

† Corresponding Author, [egjung@kangwon.ac.kr](mailto:egjung@kangwon.ac.kr)

© 2023 The Korean Society of Mechanical Engineers

$k$	: 열전도율(W/m·°C)
$L$	: 길이(m)
$\dot{m}$	: 질량유량(kg/s)
$N$	: 열당 히트파이프 수
$NTU$	: 전달단위 수
$p$	: 흰 피치(m) 또는 압력(pa)
$Pr$	: 프란틀 수
$Q$	: 열전달량(W)
$R$	: 열저항(°C/W)
$Re$	: 레이놀즈 수
$r$	: 원주방향 위치 또는 반경(m)
$St$	: Stanton 수
$S$	: 흰 간격(m)
$X$	: 관군 피치(m)
$X_d$	: 관군 대가피치(m)
$Z$	: 히트파이프 길이 대 증발부 길이의 비

## 그리스문자

$\delta$	: 흰 두께(m)
$\epsilon$	: 유용도
$\eta$	: 환효율 또는 확장표면효율
$\phi$	: 모세구조물의 증공도
$\rho$	: 밀도(kg/m <sup>3</sup> )

## 하첨자

$a$	: 대기
$c$	: 저온부
$in$	: 스크린 모세구조물
$cond$	: 응축부 또는 응축
$eff$	: 유효한
$equ$	: 등가
$evap$	: 증발부 또는 증발
$f$	: 유체 또는 흰
$fr$	: 전면
$f - fin$	: 유체와 흰 사이
$j$	: 열수
$h$	: 수력 또는 고온부
$mean$	: 평균
$o$	: 외부 또는 전체
$p$	: 파이프 또는 압력
$T$	: 전체
$w$	: 파이프 벽
$wf$	: 작동유체

## 1. 서론

히트파이프(이하 'HP'로 표기)는 높은 유효열전도 성능을 가지는 2상 열전달 장치이며, 거의 등온적으로 대량의 열을 원거리로 전달할 수 있다. 열전달 성능에 관한 히트파이프의 특징적인 정점들이 참고문헌을 통하여 상세하게 제시되었다.<sup>(1)</sup> 히트파이프 열교환기(이하 'HPHEX'로 표기)는 전통적인 열교환기에 비해 열전달 성능이 우수하여 보다 작은 기하학적 크기에서 높은 열유속을 다루는데 유용하며, 구조적인 안정성 및 경제성으로 인하여 산업적으로 널리 활용되어 왔다.<sup>(1-5)</sup> 이러한 우수한 열교환 성능으로 인해 냉동공조 및 공기조화 설비,<sup>(1-3)</sup> 폐열회수 장치,<sup>(4,5)</sup> 대형 전자장비 온도제어<sup>(6-8)</sup> 및 자동차의 전장부품 및 엔진의 열제어<sup>(9)</sup> 등 산업분야에 광범위하게 적용되어 왔다. 최근에는 태양광에너지를 유용하게 활용하기 위한 축열시스템<sup>(10)</sup> 및 태양열 집열시스템<sup>(11,12)</sup> 등으로 확대 적용되고 있으며, 더 나아가서 전기자동차<sup>(13)</sup>의 통합열관리시스템으로 HPHEX를 적용하려는 연구들이 활발하게 수행되고 있다. HPHEX에 관한 이전의 연구들은 주로 실험적 접근에 의해 수행되어 왔으며, 소수의 연구들은 이론적 접근에 의해 수행되었다.

HPHEX가 적절하게 적용 및 활용되기 위해서는 요구되는 열교환 용량에 적절한 기하학적 크기를 예측할 수 있는 설계이론의 정립이 필수적으로 요구된다. HPHEX를 설계하기 위한 이론들은 여러 연구자들에 의해서 소개되었으며, 일반 열교환기 방식인  $NTU$ -유용도 방법<sup>(14-19)</sup>이 적용되어 왔다. 이들 이론들은 HPHEX의 실험결과에 대한 물리적 의미의 적절성을 분석하는 수준에서 전개되었다. 따라서 HPHEX의 전반적인 설계관점에서 체계적으로 접근한 이전의 연구들은 소수에 불과하다. 액체금속을 작동유체로 하는 고온범위용 HPHEX의 성능해석 및 설계기법이 Jung와 Boo<sup>(20)</sup>에 의해 개발되었다.

본 연구는 이전의 연구<sup>(20)</sup>의 연장선에서 중·저온 범위에서 작동하는 HPHEX의 설계이론의 개발과 체계화에 목적을 두고 있다. 이전의 연구<sup>(20)</sup>에서 제시된 복사환경에서의 HPHEX의 설계이론은 매우 복잡하고 중·저온 범위의 HPHEX에 적용하는데 상당한 어려움이 있는 실정이다.

Fig. 1과 2에 보인 바와 같이, HP로 구성된 관군에 의해 HPHEX의 고온부와 저온부 사이의 열

교환이 성취된다는 점에서 전통적인 열교환기와 차이가 있다. HPHEX의 열교환 용량은 HP의 개수와 직접적으로 비례한다. NTU-유용도 방법은 고온부와 저온부의 출구온도를 예측하는데 유용하지만, 고온부와 저온부의 HP의 벽 온도 및 유체 온도 분포를 개별적인 열에 대하여 효과적으로 파악하는 데에는 한계를 가진다.

본 연구에서 이러한 약점을 보완 및 극복하려는 시도에서 이전의 연구<sup>(21)</sup>와 동일하게 노드 접근(nodal approach)에 의한 열전달 설계 방법이 제시되었으며, HP의 각 노드들에 대한 열저항 - 온도관계가 정의되었다. 열 단위(row by row) 열전달 해석에 의해 HPHEX를 구성하는 모든 열들에 대한 고온부와 저온부의 입구와 출구의 온도가 예측될 수 있도록 알고리즘이 설계되었다. 더 나아가서 고온부와 저온부 영역의 HP의 특징적인 지점들에 대한 온도분포가 예측될 수 있도록 하였다. HPHEX의 열교환 성능에 대한 타당성은 문헌<sup>(19)</sup>의 실험자료에 의해 검증되었다. 고온부와 저온부의 대향류 흐름하에서, 지정된 기하학적 크기 및 입구 공기조건을 가지는 HPHEX를 대상으로 저온부의 입구 공기속도, 공통벽 위치가 주요변수로 취급되었다. 회수율, 저온측 입구공기 온도, 유용도 및 각 열의 온도분포에 대하여 이들 변수의 영향들이 조사되었다. 목표로 하는 회수율을 얻기 위하여 HPHEX의 히트파이프 열수(row number)가 효과적으로 예측될 수 있도록 알고리즘이 설계되었다.

2. HPHEX의 열교환 해석 모델 전개

Fig. 1은 대향류를 가지는 HPHEX의 구조에 대한 이론적인 계산영역을 보였으며, 각 열에 대한 온도와 속도들이 표시되었다. 고온부와 저온부는 공통벽에 의해 분리된다. 고온부의 열전달 매체가 입구에 유입되며 HP에 의해 열에너지가 저온부 열전달 매체에 공급된다.

Fig. 2는 평판형 힌(fin)을 가지는 HPHEX의 윗단면(Fig. 2(a))과 HP의 엇갈림 튜브 배열의 단위(Fig. 2(b))를 나타내었으며, 이들 그림에는 설계변수들이 포함되어 있다. HP는 우수한 등온특성으로 인해 고온부와 저온부를 여러 개의 하부통로로 분리될 필요가 없으므로 전통적인 열교환기에 비해 매우 단순한 모델링 기법이 적용될 수 있다.<sup>(21)</sup> 열전달 해석모델에 적용된 기본적인 가정

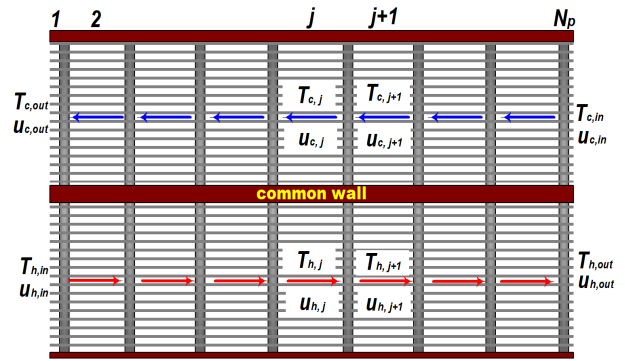


Fig. 1 Calculation domain of the heat pipe heat exchanger

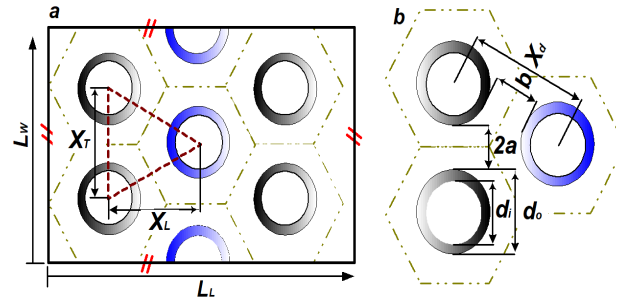


Fig. 2 Heat pipe heat exchanger with a staggered tube arrangement: (a) geometrical configuration of the staggered HP arrangements; (b) unit cell for staggered HP layout with plain flat fin

은 다음과 같다.

- (1) 외벽은 단열벽으로 취급되어 열교환기 벽과 대기사이의 열교환은 무시되었다.
- (2) 평판형 힌은 등가환형법(equivalent circular method)에 의해 환형힌으로 취급되었다.
- (3) 질량유량은 입구와 출구의 단면적에 대하여 균일하다.
- (4) 열교환기의 내부와 외부의 복사열교환 효과를 무시함으로써, 모델의 적용범위가 중·저온 작동 온도 범위로 제한되었다.

식 (1)에서 (12)까지는 열전달 면적, 기하학적 관계식, 힌 효율 및 열전달 계수를 나타내었다. 이 방정식들은 편의상 고온부와 저온부에 대해서 별도로 표현하지 않았으며, 양쪽 유동통로에 동일하게 적용될 수 있다. 각 열에 대한 주 면적(primary area)은 파이프 면적과 공통벽(common wall)에 대한 면적의 합과 같으며, 식 (1)과 같이 나타낼 수 있다. 식 (1)의 세 번째와 네 번째 항은 공통벽의 면적을 나타낸다. 즉, 주면적은 파이프면적, 힌 면적 및 공통벽의 합으로 표현된다.

$$A_{m,j} = \pi d_o Z N_{p,j} (H_{HP} - \delta_f D_f H_{HP}) + (X_L L_w - \pi d_o^2 N_{p,j} / 4) \quad (1)$$

여기서,  $Z$ 는 히트파이프 증발부 길이를 전체길이를 나눈 값이며,  $N_{p,j}$ ,  $H_{HP}$ ,  $\delta_f$  및  $D_f$ 는 해당열에서의 HP의 개수, HP의 전체높이, 흰 두께 및 흰 밀도를 각각 나타낸다. 또한, 하첨자  $j$ 는 HP의 열수를 나타낸다. 각 열의 사각단면을 가지는 판형 흰에 대한 면적은 식 (2)에 나타내었다.

$$A_{f,j} = 2Z \left[ X_L L_w - \left( \frac{\pi d_o^2}{4} \right) N_{p,j} \right] D_f H_{HP} \quad (2)$$

각 열의 전체열전달 면적은 식 (1)과 식 (2)를 고려함에 의해 식 (3)으로 나타낸다.

$$A_{T,j} = A_{m,j} + A_{f,j} \quad (3)$$

HP 배열의 기하학적 형상이 Fig. 1과 Fig. 2에 제시되었으며, 고온부와 저온부에 대하여 모두 동일하지만, 흰 두께나 밀도를 서로 다르게 지정하는 것이 가능하기 때문에 열성능 제어에 융통성이 구비될 수 있다. 최소 자유유동면적은 식 (4)로 나타낼 수 있다.

$$A_{min,j} = Z H_{HP} \left[ \left( \frac{L_w}{X_T} - 1 \right) c' + (X_T - d_o) - \left( \frac{X_T - d_o}{X_T - d_o} \right) \delta_h D_f \right] \quad (4)$$

여기서,  $c'$ 에 관한 표현은 문헌<sup>(21)</sup>에서 제시한 바와 같이, 식 (5)와 식 (6)을 고려하여 식 (7)과 같이 나타낼 수 있다.

$$2a' = (X_T - d_o) - (X_T - d_o) \delta_f D_f \quad (5)$$

$$b' = \left[ \left( \frac{X_T}{2} \right)^2 + X_L^2 \right]^{1/2} - d_o - (X_T - d_o) \delta_f D_f \quad (6)$$

$$c' = \begin{cases} 2a' & \text{if } 2a' < 2b' \\ 2b' & \text{if } 2b' < 2a' \end{cases} \quad (7)$$

HP 배열을 통과하는 열매체의 레이놀즈 수는 최소자유면적을 고려하여 식 (8)에 정의되었다.<sup>(20)</sup>

$$Re_j = \rho u_m d_o / \mu \quad (8)$$

여기서,  $u_m$ 은 식 (4)에 정의된 최소자유흐름면적

을 기준으로 평가되는 평균유속이다. 식 (9)는 열매체와 환형 흰을 가지는 관군에 대한 대류열전달 계수를 나타낸다.<sup>(21)</sup>

$$h_{o,j} = St_j G c_{p,j} \quad (9)$$

여기서, Stanton number,  $St_j$ 는  $j_j / Pr_j^{2/3}$ 로 정의된다. 사각 흰이나 환형 흰을 가지는 열전달에서, Colburn factor,  $j_j$ 에 대한 여러 가지 경험적인 관계식들이 기하학적 크기와 레이놀즈 수의 범위에 따라 다양한 형태로 문헌들<sup>(21,22)</sup>에 알려져 있다. 식 (9)의  $G$ 는 질량유량을 입구면적으로 나눈 질량속도로 정의된다.

확장표면이 고려된 총합효율은 식 (10)과 같다.

$$\eta_{o,j} = 1 - \frac{A_{f,j}}{A_{T,j}} (1 - \eta_{f,j}) \quad (10)$$

여기서,  $\eta_{f,j}$ 는 흰 효율로 정의된다.

엇갈림 튜브 배열하에 있는 사각 판형 흰의 효율은 등가환형법<sup>(23,24)</sup>에 의해 근사적으로 얻어질 수 있다. Perrotin와 Clodic<sup>(23)</sup>은 사각형과 육각형 흰을 환형 흰으로 근사하기 위해 이들 형상들의 등가반경( $r_{equ}$ )에 대한 식을 유도하였다. Fig. 2에 보이듯이, 엇갈림 튜브 배열을 가지는 관군에 종속된 사각 판형 흰은 육각형으로 도식화될 수 있으며, 육각형에 대한 등가환형의 반경이 식 (11)과 같이 표시될 수 있다.<sup>(23,24)</sup>

$$r_{equ} = 0.635 X_T \sqrt{\frac{X_d}{X_T} - 0.3} \quad (11)$$

단열 팁(tip)을 가지는 환형 흰의 효율에 대한 해석적 해가 식 (12)에 제공되었다.<sup>(21,22)</sup>

$$\eta_{f,j} = \frac{2r_o}{m_j(r_f^2 - r_o^2)} \left[ \frac{K_1(m_j, r_o) I_1(m_j, r_f) - K_1(m_j, r_f) I_1(m_j, r_o)}{K_1(m_j, r_o) I_1(m_j, r_f) - K_0(m_j, r_o) I_1(m_j, r_f)} \right] \quad (12)$$

여기서,  $r_f [= r_{equ}]$  및  $r_o$ 는 각각 흰과 파이프의 반경이며,  $m_j$ ,  $I_1$ ,  $I_0$ ,  $K_1$  및  $K_0$ 에 대한 정의와 물리적인 의미는 참고문헌들<sup>(21,22)</sup>에 상세하게 알려져 있으며, 해가 제공되었다.

고온부와 저온부의 열흐름 선도가 Fig. 3에 제시되었으며, Fig. 3의 열회로도에서 윗 부분은 고

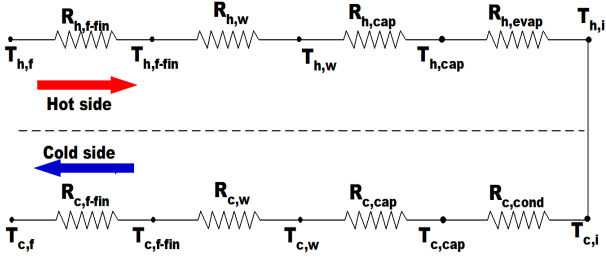


Fig. 3 Thermal circuit of a HPHEX

온부이며, 아랫 부분은 저온부이고, 열흐름 방향은 적색과 청색의 화살표로 각각 표시하였다. 이후로 하첨자 ‘h’와 ‘c’는 각각 고온부와 저온부를 의미한다.

고온 열매체와 고온부 HP 벽 사이의 열저항은 식 (13)으로 나타낸다.

$$R_{h,f-fin,j} = \frac{1}{\eta_{o,j} h_{o,j} A_{f,j}} \quad (13)$$

고온부에 배치된 HP 벽의 대한 열저항은 식 (14)와 같다.

$$R_{h,w,j} = \frac{\ln\left(\frac{d_o}{d_i}\right)}{2\pi k_{HP,j} ZH_{HP} N_{p,j}} \quad (14)$$

여기서,  $k_{HP}$ 와  $d_i$ 는 각각 HP 튜브재료의 열전도도와 튜브의 내경을 나타낸다.

증발부에서 작동유체로 포화된 스크린 모세구조물에 대한 열저항은 식 (15)에 제시하였다.

$$R_{h,cap,j} = \frac{\ln\left(\frac{d_i}{d_{wi}}\right)}{2\pi k_{eff,j} ZH_{HP} N_{p,j}} \quad (15)$$

여기서,  $d_{wi}$ 와  $k_{eff}$ 는 모세구조물의 내경과 유효 열전도도를 나타내며, 이를 식 (16)에 나타내었다.

$$k_{eff,j} = \frac{k_{wf,HP}[(k_{wf,HP} - k_{cap}) - (1 - \phi)(k_{wf,HP} - k_{cap})]}{k_{wf,HP} + k_{cap} + (1 - \phi)(k_{wf,HP} - k_{cap})} \quad (16)$$

여기서, 모세구조물의 중공도,  $\phi [= 1 - \pi S M d_w]$ 는 스크린 메쉬 수( $M$ ), crimping factor( $S$ ) 그리고 스크린 메쉬 외의 직경( $d_w$ )이 고려된다, crimping factor( $S$ )는 참고문헌(16)에서와 같이 전형적으로 1.05로 산정될 수 있다.

HP의 내부열저항들( $R_{h,evap}$ 와  $R_{c,cond}$ )은 식 (17)

과 식 (18)에 나타내었다. HP의 작동유체가 상변화하는 동안, HP벽과 작동유체 사이의 상변화 열전달 계수들( $h_{h,evap}$ 와  $h_{c,cond}$ )은 문헌(16)을 통하여 널리 알려져 있지만, 여기에는 잘 정의된 실험 상수들이 포함되어 있으며, 이들 계수들은 작동유체의 종류와 작동조건들에 따라 다를 수 있는 것으로 추정된다. 전형적인 문헌(16)에서 HP의 내부열저항들은 약  $\cong 1 \times 10^{-5} \text{ }^\circ\text{C/W}$ 로 알려져 있다. 본 연구에서, 고온부와 저온부의 열저항들(식 (17)과 식 (18))의 HP 내부열저항들은  $1 \times 10^{-5} \text{ }^\circ\text{C/W}$ 로 동일하게 산정되었다.

$$R_{h,evap,j} = \frac{1}{\pi h_{h,evap,j} d_i N_{p,j} ZH_{HP}} \quad (17)$$

$$R_{c,cond,j} = \frac{1}{\pi h_{c,cond,j} d_i N_{p,j} (1 - Z)H_{HP}} \quad (18)$$

저온부에서 작동유체로 포화된 스크린 모세구조물의 열저항은 식 (19)에 나타내었다.

$$R_{c,cap,j} = \frac{\ln\left(\frac{d_i}{d_{wi}}\right)}{2\pi k_{eff,j} (1 - Z)H_{HP} N_{p,j}} \quad (19)$$

여기서,  $k_{eff}$ 는 HP의 응축부에 대한 작동유체와 스크린 모세구조물의 유효열전도를 나타내며 식 (16)과 동일하다.

저온부에 배치된 HP 벽에 대한 열저항은 식 (20)과 같다.

$$R_{c,w,j} = \frac{\ln\left(\frac{d_o}{d_i}\right)}{2\pi k_{HP,j} (1 - Z)H_{HP} N_{p,j}} \quad (20)$$

환과 저온 열매체 사이의 열저항은 식 (21)과 같다.

$$R_{c,f-fin,j} = \frac{1}{\eta_{o,j} h_{o,j} A_{f,j}} \quad (21)$$

HPHEX의 각 열에 대한 전체열저항은 식 (22)로 나타내었다.

$$R_{T,j} = R_{h,f-fin,j} + R_{h,w,j} + R_{h,cap,j} + R_{h,evap,j} + R_{c,cond,j} + R_{c,cap,j} + R_{c,w,j} + R_{c,f-fin,j} \quad (22)$$

고온부에 배열된 HP 벽 온도는 식 (23)으로 나

타내었다.

$$T_{h,w,j} = T_{h,f,j} - \frac{(T_{h,f,j} - T_{c,f,j})(R_{h,f-fm,j} + R_{h,w,j})}{R_{T,j}} \quad (23)$$

저온부에 배치된 HP 벽 온도는 식 (24)로 표현될 수 있다.

$$T_{c,w,j} = T_{h,f,j} - (T_{h,f,j} - T_{c,f,j}) \times \frac{(R_{h,f-fm,j} + R_{h,w,j} + R_{h,cap,j} + R_{h,evap,j} + R_{c,cond,j} + R_{c,cap,j} + R_{c,w,j})}{R_{T,j}} \quad (24)$$

고온부에서 저온부로 공급되는 전체 열전달량을 식 (25)에 보였다.

$$Q_{T,j} = \sum_{n=1}^{n=j} \left( \frac{T_{h,j} - T_{c,f,j}}{R_{T,j}} \right) = \dot{m}c_{p,h,j}(T_{h,in} - T_{h,out})_j = \dot{m}c_{p,c,j}(T_{c,out} - T_{c,in})_j \quad (25)$$

참고문헌<sup>(16)</sup>의 NTU-유용도의 관계식에 의한 열전달 해석에서, 고온부와 저온부에 대하여 각각의 유용도들이 한 개의 열과 다수의 열에 대하여 유도되었으며, 이들에 의해 HPHEX의 총 유용도가 결정된 후 고온부와 저온부의 출구온도가 결정되었다. 하지만, 노드(node) 접근에 의한 열전달 해석에 있어서, 각 열에서 고온부와 저온부의 출구온도가 열저항에 의해 결정되므로 고온부와 저온부에 대한 개별적인 유용도들이 별도로 요구되지 않는다. 총 유용도는 식 (26)과 같이 매우 단순하게 나타낼 수 있다.

$$\epsilon_T = \frac{\dot{m}c_{p,c}(T_{c,out} - T_{c,in})}{(\dot{m}c_p)_{\min}(T_{h,in} - T_{c,in})} = \frac{\dot{m}c_{p,h}(T_{h,in} - T_{h,out})}{(\dot{m}c_p)_{\min}(T_{h,in} - T_{c,in})} \quad (26)$$

고온 및 저온부의 출구 공기온도는 식 (27)과 식 (28)로 각각 표현될 수 있으며, 이들 식에는 총 유용도가 포함되지 않았다.

$$T_{h,j+1} = T_{h,j} - Q_{T,j}/(\dot{m}c_{p,h})_j \quad (27)$$

$$T_{c,j+1} = T_{c,j} + Q_{T,j}/(\dot{m}c_{p,c})_j \quad (28)$$

대향류 흐름하에서 저온부 입구공기온도는 저온부 출구 공기온도를 우선 가정한 후, 저온부 입구공기온도는 목표로 하는 값이 얻어질 때까지 반복계산이 적용되어야 한다. 계산된 저온부 입구 공기온도가 목표로 하는 저온부 입구온도인 27°C 사이에 일정한 오차범위(±0.1%)에 수렴될 때까지 저온부 출구온도가 반복적으로 수정되었다. HPHEX의 열교환에 대한 계산의 흐름이 Fig. 4에 제시되었다. 반면에 고온부와 저온부의 흐름이 같은 방향인 평행흐름의 경우에는 저온부 입구와 고온부 입구가 같은 열에 있으므로, 입구조건에 대한 별도의 가정이 요구되지 않으며, 온도에 대한 반복계산이 요구되지 않는다. HPHEX의 기하적 크기는 HP의 열수에 비례하며, 요구하는 회수열을 얻을 수 있는 열수가 반복 계산에 의해 예측될 수 있도록 알고리즘이 설계되었다.

HP 열수 증가에 따른 전체 압력강하는 식 (29)

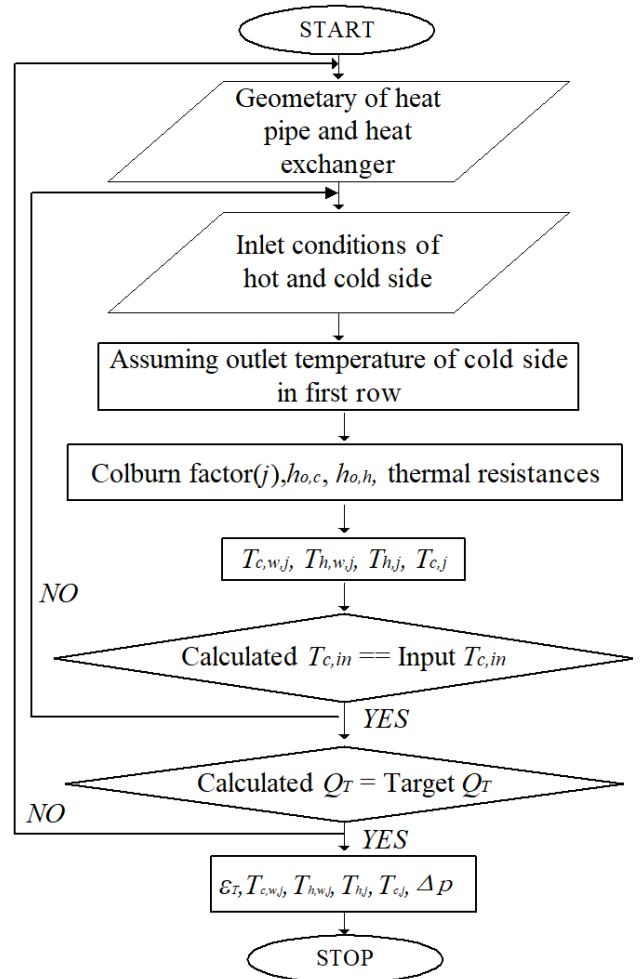


Fig. 4 Flow chart for the HPHEX

에 제시하였으며<sup>(21,22)</sup>, 전체 압력강하는 개별적인 열을 통과하면서 겪는 압력강하량의 합으로 표현될 수 있다.

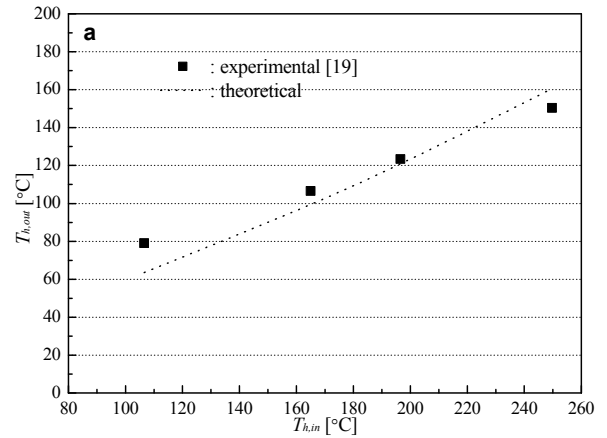
$$\begin{aligned} \Delta p_{T,j} &= \sum_{N=1}^{N=j} \Delta p_j \\ &= \sum_{N=1}^{N=j} \frac{G^2}{2g\rho_j} \left[ f \frac{4X_L}{D_h} \left( \frac{1}{\rho} \right)_m + 2 \left( \frac{\rho_j}{\rho_{j+1}} - 1 \right) \right] \end{aligned} \quad (29)$$

여기서,  $f$ ,  $g$ ,  $\rho$  및  $D_h$ 는 마찰계수, 중력가속도, 밀도 및 수력지름을 각각 나타낸다.

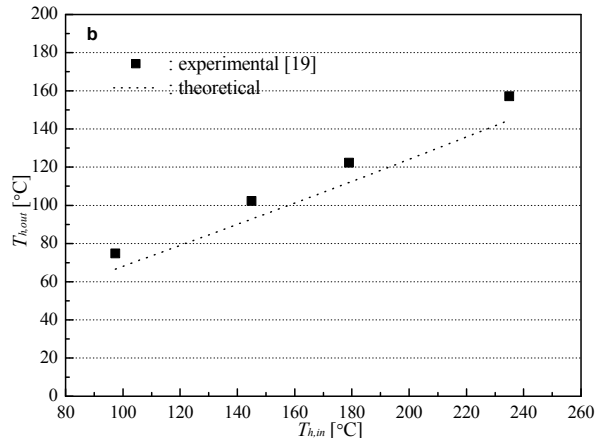
### 3. 결과 및 토론

열교환 모델에 대한 신뢰성은 문헌<sup>(19)</sup>의 실험결과에 의해 검증되었으며, 이에 대한 결과가 Fig. 5와 Fig. 6에 제시되었다. 문헌에 제시된 실험모델은 구리-물 조합을 가지는 써모사이핀 열교환기이며, 한 열에 6개 씩 총 15 열로 구성되었다. 알루미늄으로 제작된 직사각형 판형관이 적용되었으며, 흰 밀도는 300 fins/m이다. 고온 열매체와 저온 열매체는 서로 평행한 흐름을 가지며, 실험모델에 대한 사양과 입구조건들이 문헌<sup>(19)</sup>에 상세하게 공급되었다. Fig. 5와 Fig. 6에서 저온부 입구의 온도와 속도는 모든 경우에 대하여 각각 25°C와 3 m/s로 설정되었다.

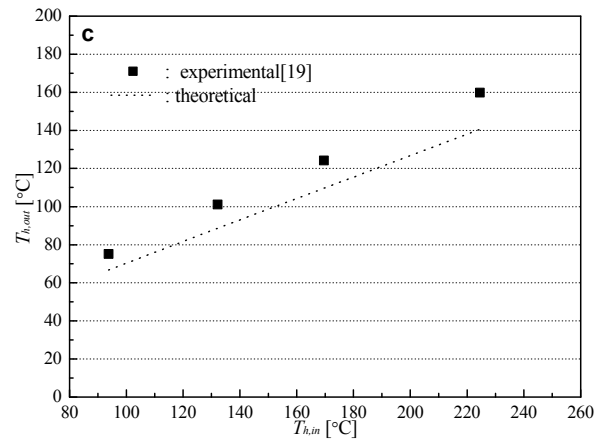
Fig. 5는 고온부 입구 공기온도 변화에 따른 고온부 출구 공기온도에 대한 실험과 계산결과를 비교한 자료를 보이며, 온도오차는 절대온도를 기준으로 평가되었다. Fig. 5(a)의 고온부 및 저온부의 입구속도는 각각 2.5 m/s와 3 m/s이다. 실험과 계산에 대한 상대오차는 최대 4.4%( $T_{h,in} = 107^\circ\text{C}$ )이며, 최소 0.7%( $T_{h,in} = 197^\circ\text{C}$ )로 각각 계산되었다. 고온부 출구온도에 대한 평균오차는 2.4%로 평가되었다. Fig. 5(b)의 경우에, 고온 및 저온부의 입구 공기속도들은 각각 4 m/s와 3 m/s이다. 고온부 입구 공기온도( $T_{h,in}$ )가 235°C일 때, 최대오차는 2.9%이며, 고온부 입구 공기온도가 97.4°C일 경우에 최소오차는 2.3%로 평가되었다. 고온부 입구 온도 전체 범위에서, 고온부 출구온도의 평균오차는 2.6%로 평가되었다. Fig. 5(c)의 경우에, 고온 및 저온부의 입구 공기속도 조건은 각각 4.75 m/s와 3 m/s이다. 실험과 계산에 대한 오차는 최대 4.4%( $T_{h,in} = 224^\circ\text{C}$ )이며, 최소 2.4%( $T_{h,in} = 93.7^\circ\text{C}$ )를 각각 보였다. 고온부 입구온도의 전체 범위에



(a)  $u_{h,in}$  and  $u_{c,in}$ : 2.5 m/s and 3 m/s



(b)  $u_{h,in}$  and  $u_{c,in}$ : 4 m/s and 3 m/s



(c)  $u_{h,in}$  and  $u_{c,in}$ : 4.75 m/s and 3 m/s

**Fig. 5**  $T_{h,out}$  depending on the  $T_{h,in}$  against  $u_{h,in}$  and  $u_{c,in}$

서 출구온도의 평균오차는 3.5%로 조사되었다. Fig. 5에서 보이듯이, 고온부 입구 공기속도가 증가할수록 오차가 다소 증가하였으나, 최대오차는 4.4%를 초과하지 않았다.



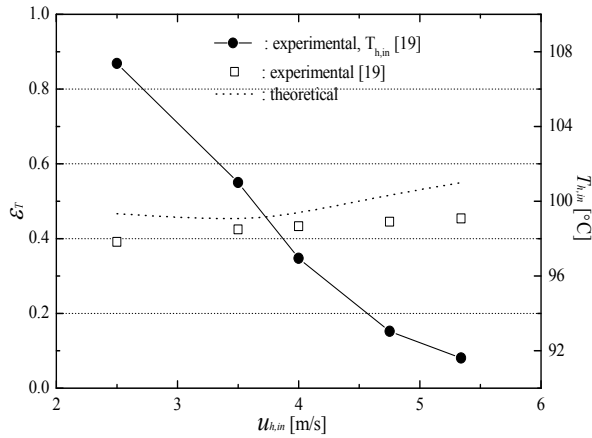
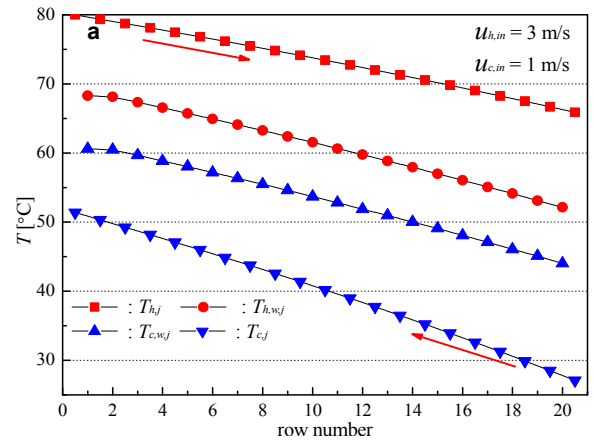


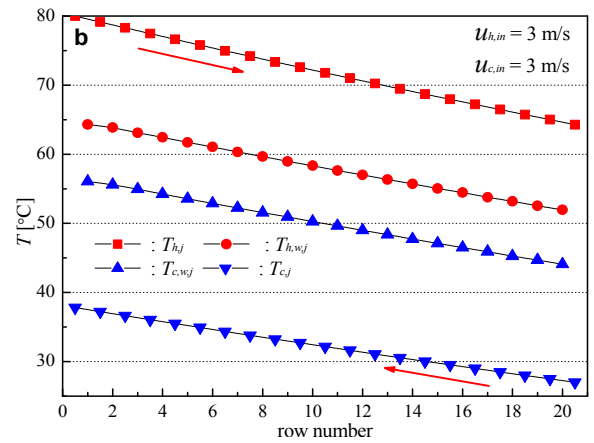
Fig. 6  $\epsilon_T$  depending on the  $u_{h,in}$

Fig. 6은 고온부 입구 공기온도 변화에 따른 총 유용도의 실험과 계산결과를 비교한 결과를 보인다. 문헌(19)의 실험결과에 제시된 고온부 입구 공기온도가 이 그림에 표시되어 있다. 실험과 계산에 대한 오차는 다소 높게 나타났지만, 최대 18% 이내로 평가되었다. 고온부 입구 공기속도가 3.5 m/s와 4 m/s인 경우에, 실험과 계산결과 사이의 오차는 각각 4.9%와 7.3%로 평가되어 다소 낮게 나타났으나, 입구 공기속도가 5.34 m/s인 경우에 상대오차는 17.5%로 다소 높게 계산되었다. 계산된 입력 전체온도 범위에서 유용도에 대한 오차들은 평균적으로 11.9%로 평가되었다. 식 (26)에 보였듯이, 총 유용도는 고온부 또는 저온부의 입·출구 온도차를 고온부와 저온부사이의 입구온도차로 나눈 값과 고온부 또는 저온부의 열용량[ $\dot{m}c_p$ ]을 최소열용량[ $(\dot{m}c_p)_{\min}$ ]으로 나눈 값을 곱한 값이다. Fig. 5에 보였듯이, 온도오차가 5% 미만인 것을 감안한다면, 균일한 질량유량 가정으로 인해 유용도의 오차가 다소 증가하는 것으로 추정되었다.

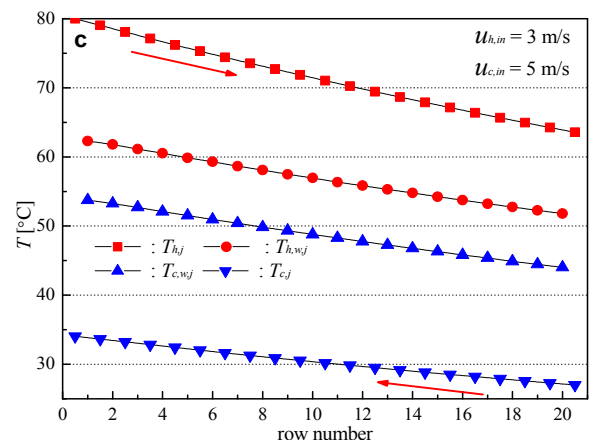
Fig. 7에서 9까지는 HPHEX의 해석결과를 나타내었다. HPHEX를 구성하는 요소의 크기와 기본적인 입력조건들이 Table 1에 제공되었다. HPHEX는 물 - 구리로 제작된 HP로 구성되며, 홀수 열에 10개와 짝수 열에 9개로 배열하여 총 20열의 엇갈림 튜브로 배열되었다. 고온 및 저온부의 열매체는 대향류 흐름을 가지며, 편의상 고온부 입구 공기의 온도 및 속도는 80°C와 3 m/s로 각각 고정하였다. 저온부 출구온도를 가정한 후 목표로 하는 저온부 입구온도가 27°C ± 0.1가 되도록 반복계산이 적용되었다.



(a)  $u_{c,in}$ : 1 m/s



(b)  $u_{c,in}$ : 3 m/s



(c)  $u_{c,in}$ : 5 m/s

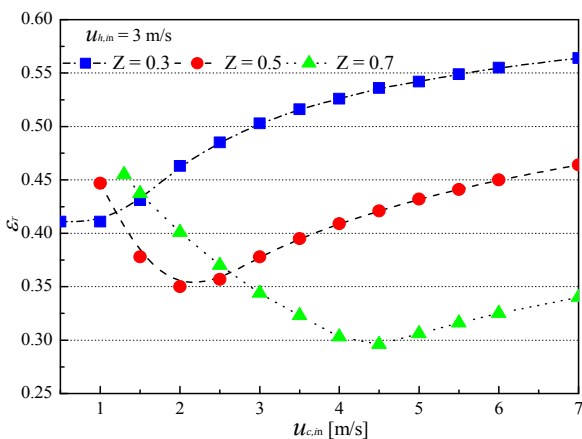
Fig. 7 Temperature distribution depending the  $u_{c,in}$

Fig. 7은 저온부 입구의 공기속도 변화에 따른 HPHEX 각 열의 온도분포를 보인다. 그림에서 각 열에 대한 온도들은 고온 및 저온부 공기온도, 고온부에 배열한 HP의 벽 온도, 저온부에 배치한 HP의 벽 온도들을 나타낸다. 또한, 공통벽의 위치(Z)는 0.5로 고정되었다. 저온부 입구의 공기속



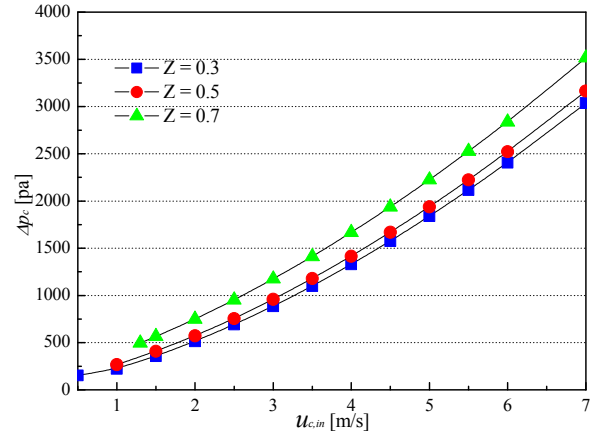
**Table 1** Design parameters and basic input conditions of the liquid metal HPHEX

Items	Dimensions / materials / input condition
HPHEX	1 m (H) × 0.5 m (W) × 1.01 m (L), STS 316L
HP	$d_o = 25.4$ mm, $d_i = 22.1$ mm, L = 1 m, copper, Working fluid: pure water Screen capillary structure: STS 316, Mesh number: 200, 2 layers
Plane flat fins	Thickness: 1 mm, Fin density: 270.3 fins/m, Pitch: 3.7 mm, Spacing: 2.7 mm
HP arrangement	$X_T = 50.5$ mm, $X_L = 50.5$ mm
Number of HPs per row	Odd row: 10, Even row: 9
Total number of row	20
Heat exchanger fluid	Cold side: air, hot side: gas (regarded as air)
$T_{h,in}$ and $u_{h,in}$	80°C, 3 m/s
Flow type	Counter flow



**Fig. 8**  $\epsilon_T$  depending  $u_{c,in}$  against Z

도는 1 m/s(Fig. 7(a)), 3 m/s(Fig. 7(b)) 및 5 m/s (Fig. 7(c))로 증가되었다. 입구속도가 높을수록 저온부 출구 공기온도가 감소한다. 입구속도 1 m/s, 3 m/s 및 5m/s에 대해서 저온부 출구 공기온도는 51.4°C, 37.8°C 및 34.1°C로 각각 평가되었으며, 저온부 입구속도가 증가할수록 저온부 및 고온부 출구 공기온도는 모두 낮아졌다.



**Fig. 9**  $\Delta p_c$  depending  $u_{c,in}$  against Z

Fig. 8은 저온부 입구 공기속도변화에 따른 총 유용도를 공통벽의 위치 Z의 함수로 나타내었다. Fig. 8에 보이듯이, 유용도는 어떤 특정한 속도에서 최소가 되었다. 통상적으로 유용도가 최소가 되는 조건은 저온부와 고온부의 열용량이 같아지는 경우( $\dot{m}c_{p,h} = \dot{m}c_{p,c}$ )<sup>(20)</sup>로 알려져 있다. Z가 감소할수록, 즉, 고온부의 열전달 면적이 감소하고 저온부의 전열 면적이 증가할수록 최소 유용도는 더 낮은 입구공기속도에서 일어났다. 이는 Z가 증가할수록 저온부 출구 공기온도가 낮아지며, 상대적으로 고온부 출구 공기온도가 높아지기 때문이다. 이로 인하여 저온부 입구 공기온도가 3 m/s 이상의 범위에 한하여 Z가 증가할수록 더 낮은 유용도가 일어났다(식 (26)을 참조).

Fig. 9는 저온부 입구 공기속도변화에 따른 저온부의 전체압력강하를 Z의 함수로 나타내었다. 저온부 입구공기 속도가 증가할수록 저온부의 전체적인 압력강하량이 증가한다. 이는 압력강하량이 질량속도, G에 직접적으로 비례하기 때문이다. 또한, Z가 증가할수록 저온부의 입구면적이 감소하므로 질량속도(mass velocity)가 증가한다. 이에 따라 저온부의 압력강하가 증가하였다(식 (29)를 참조). 저온부 입구속도가 3 m/s인 조건을 기준으로 Z가 0.3과 0.7에 대한 압력강하는 각각 886 Pa과 1174 Pa로 평가되었다.

#### 4. 결론

대향류 흐름을 가지는 HPHEX에 대한 열성능 모사가 노드접근법에 의해 수행되었다. 사각 판형 환에 대한 열저항은 등가반경을 고려함으로써

단열 팁을 가지는 환형 환으로 간주되어 얻어졌으며, 고온부와 저온부에 배열된 HP의 벽 온도, 저온 및 고온부 공기의 온도분포가 각 열에 대하여 얻어졌다. 대향류를 가지는 HPHEX의 저온부 입구 공기온도는 저온부 출구온도를 가정한 후 저온부 입구온도가 요구하는 조건에 만족할 수 있도록 반복계산되었다. 해석모델과 실험결과의 비교에서 온도에 대한 상대오차는 5% 이내로 우수한 일치성이 얻어졌으나, 유용도에 대한 상대오차는 다소 높게 계산되었지만, 평균오차는 12% 이내로 평가되었다. HPHEX의 설계변수로서 저온부 입구속도와 공통벽의 위치가 선택되었다. 저온부 입구속도가 낮을수록 저온부 출구 공기온도가 높게 계산되었다. 공통벽의 위치(Z)가 증가함에 따라 유용도가 감소하고 저온부에 대한 전체 압력강하가 증가하는 단점이 있었다. HPHEX를 설계 및 제작할 때, 공통벽의 위치는 유용도, 저온부 입구 공기온도 및 압력강하량을 고려하여 적절하게 선정되어야 한다.

본 연구에서 정의된 열전달 해석모델은 HPHEX의 고온부와 저온부의 온도분포를 예측함으로써, 여러 가지 변수들이 HPHEX의 열전달 성능 변화에 미치는 영향을 파악하는데 매우 유용한 것으로 평가되었다.

## 후 기

본 연구는 2022년도 강원대학교 대학회계 학술연구구조성비(과제번호: 2022110800010)와 한국연구재단의 기초연구사업(Nos. NRF-2022R1F1A10699459와 NRF-2022R1A2C1009690)에 의해 수행되었으며, 이에 감사한다.

## 참고문헌 (References)

- (1) Yau, Y. H. and Ahmadzadehtalatapeh, M., 2010, "A Review on the Application of Horizontal Heat Pipe Heat Exchangers in Air Conditioning Systems in the Tropics," *Applied Thermal Engineering*, Vol. 30, pp. 77~84.
- (2) Wang, H., Zhou, S., Wei, Z. and Wang, R., 2016, "A Study of Secondary Heat Recovery Efficiency of a Heat Pipe Heat Exchanger Air Conditioning System," *Energy and Buildings*, Vol. 133, pp. 206~216.
- (3) Sukarno, R., Putra, N., Hakim, I. I., Rachman, F. F. and Mahlia, T. M. I., 2021, "Utilizing Heat Pipe Heat Exchanger to Reduce the Energy Consumption of Airborne Infection Isolation Hospital Room HVAC System," *Journal of Building Engineering*, Vol. 35, Article 102116.
- (4) Geum, G., Kong, D., Cho, S., Lee, H., Lee, S. H. and Lee, J., "Heat Pipe Heat Exchanger Thermal Performance Analysis for Enhanced Waste Heat Recover," *Proceedings of the KSME Annual Meeting 2022*, Jeju, Korea, pp. 1710~1711.
- (5) Srimuang, W. and Amatachaya, P., 2012, "A Review of the Applications of Heat Pipe Heat Exchangers for Heat Recovery," *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, Vol. 16, pp. 4303~4315.
- (6) Kang, H. K., Kim, M. S., Kim, S. S., Moon, S. H. and Hwang, G., 2000, "Design and Operational Characteristics of Heat Pipe Heat Exchanger for Cooling of Out-Door Cabinet for a Mobile Telecommunication System," *SAREK Winter Annual Conference*, pp. 344~349.
- (7) Lee, J.-H., Ryoo, S.-R., Chun, J.-H., Kim, J.-M., Kim, H.-J., Kim, C.-J. and Suh, M.-W., 2007, "Development of Cooling Design Technique for an Electronic Telecommunication System Using HPHE," *Trans. Korean Soc. Mech. Eng. B*, Vol. 31, No. 4, pp. 367~375.
- (8) Choi, J. H., Ryoo, S. R., Sung, B. H., Lee, J. H., Kim, J. M., Chun, J. H., Suh, M. W. and Kim, C. J., 2006, "A Study on Cooling Technology of Electronics Communication Device Consoles Using Heat Pipe Exchangers," *Proceedings of The Fourth National Congress on Fluids Engineering*, pp. 483~486.
- (9) Yang, F., Yuan, X. and Lin, F., 2003, "Waste Heat Recovery Using Heat Pipe Heat Exchanger for Heating Automobile Using Exhaust Gas," *Applied Thermal Engineering*, Vol. 23, pp. 367~372.
- (10) Liu, Z., Wang, Z. and Ma, C., 2006, "An Experimental Study on Heat Transfer Characteristics of Heat Pipe Heat Exchanger with

- Latent Heat Storage. Part I: Charging Only and Discharging Only Modes,” *Energy Conversion and Management*, Vol. 47, pp. 944~966.
- (11) Aghbalou, F., Touzani, A. and Mada, M., 1998, “A Parabolic Solar Collector Heat-Pipe Heat Exchanger Reactor Assembly for Cyclohexane’s Dehydrogenation: A Simulation Study,” *Renewable Energy*, Vol. 14, pp. 61~67.
- (12) Tundee, S., Terdtoon, P., Sakulchangsatjatai, P., Singh, R. and Akbarzadeh, A., 2010, “Heat Extraction from Salinity-Gradient Solar Ponds Using Heat Pipe Heat Exchanger,” *Solar Energy*, Vol. 84, pp. 1706~1716.
- (13) Zou, H., Wang, W., Zhang, G., Qin, F., Tian, C. and Yan, Y., 2016, “Experimental Investigation on an Integrated Thermal Management System with Heat Pipe Heat Exchanger for Electric Vehicle,” *Energy Conversion and Management*, Vol. 118, pp. 88~95.
- (14) Brougha, D., Ramos, J., Delpecha, B. and Jouharaa, H., 2020, “Development and Validation of a TRNSYS Type to Simulate Heat Pipe Heat Exchangers in Transient Applications of Waste Heat Recovery,” *International Journal of Thermofluids*, Vol. 9, Article 100056.
- (15) Alizadeh, A., Ghadamian, H., Aminy, M., Hoseinzadeh, S., Sahebi, H. K. and Sohani, A., 2022, “An Experimental Investigation on Using Heat Pipe Heat Exchanger to Improve Energy Performance in Gas City Gate Station,” *Energy*, Vol. 252, Article 123959.
- (16) Silverstein, C. C., 1992, *Design and Technology of Heat Pipes for Cooling and Heat Exchanger*, Taylor & Francis, pp. 185~342.
- (17) Soylemez, M. S., 2003, “On the Thermoeconomical Optimization of Heat Pipe Heat Exchanger HPHE for Waste Heat Recovery,” *Energy Conversion & Management*, Vol. 44, pp. 2509~2517.
- (18) Than, C. F., Kalal, M. O. and Ong, K. S., 2000, “Experimental and Theoretical Evaluation of Water-Filled Thermosyphon Heat Pipe Heat Exchangers,” *6th International Heat Pipe Symposium*, pp. 133~139.
- (19) Noie, S. H., 2006, “Investigation of Thermal Performance of an Air-To-Air Thermosyphon Heat Exchanger Using  $\epsilon$ -NTU Method,” *Applied Thermal Engineering*, Vol. 26, pp. 559~567.
- (20) Jung, E. G. and Boo, J. H., 2014, “Thermal Numerical Model of a High Temperature Heat Pipe Heat Exchanger Under Radiation,” *Applied Energy*, Vol. 135, pp. 586~596.
- (21) Shah, R. K. and Sekalic, D. P., 2003, *Fundamentals of Heat Exchanger Design*, 1st ed., New York, Wiley & Sons, Inc., Chapter 5-8.
- (22) Incropera, F. P. and Dewitt, D. P., 2002, *Fundamental of Heat And Mass Transfer*, John Wiley & Sons, pp. 642~697.
- (23) Perrotin, T. and Clodic, D., 2003, “Fin Efficiency Calculation in Enhanced Fin-And-Tube Heat Exchanger in Dry Conditions,” *21st IIR International Congress of Refrigeration: Serving the Needs of Mankind*, Washington DC, USA.
- (24) Schmidt, T. E., 1949, “Heat Transfer Calculation for Extended Surfaces,” *Refrigerating Engineering*, Vol. 57, pp. 351~357.