

## 분배기와 모세관을 고려한 히트펌프용 증발기 성능 모사

박 영 기, 예 휘 열, 이 관 수<sup>†</sup>  
한양대학교 기계공학부

### Numerical Simulation of a Heat Pump Evaporator Considering the Pressure Drop in the Distributor and Capillary Tubes

Young-Gi Park, Huee-Youl Ye, Kwan-Soo Lee<sup>†</sup>

School of Mechanical Engineering, Hanyang University, Seoul 133-791, Korea

(Received December 22, 2011; revision received March 27, 2012)

**ABSTRACT:** A simulation program was developed to evaluate the heat transfer performance of a multi-pass fin-tube evaporator, considering the pressure drop in the distributor and capillary tubes. The effect of capillary tube length for each pass was analyzed with various inlet air flow types and distributions. The appropriate capillary tube length distribution and correlation were determined for various inlet air flow types and distributions. The correlated results agreed well with the simulation, with an average error of less than 7%. By applying an optimal capillary tube length distribution, the heat transfer rate was increased by 4~5% compared to cases with uniform tube-length distributions, for each of the inlet air flow types and distributions considered in this study.

**Key words:** Fin-and-tube evaporator(핀-튜브 증발기), Simulation(시뮬레이션), Capillary tube(모세관), Distributor(분배기), Air flow distribution(공기유속 분포)

#### 기 호 설 명

$A$	: 면적 [ $m^2$ ]
$C$	: 열 용량률 [ $W/^\circ C$ ]
$c_p$	: 정압비열 [ $J/kg \cdot ^\circ C$ ]
$g$	: 중력가속도 [ $m/s^2$ ]
$h$	: 엔탈피 [ $J/kg$ ]
$k_m$	: 물질전달계수 [ $kg/m^2 \cdot ^\circ C$ ]
$L$	: 모세관 길이 [ $m$ ]
$\dot{m}$	: 질량유량 [ $kg/s$ ]
$NTU$	: 전달단위수
$p$	: 압력 [ $kPa$ ]
$q$	: 열전달량 [ $W/m^2$ ]

$T$	: 온도 [ $^\circ C$ ]
$u$	: 공기유속 [ $m/s$ ]
$U$	: 총괄열전달계수 [ $W/m^2 \cdot ^\circ C$ ]

#### 그리스 문자

$\varepsilon$	: 유용도
$\rho$	: 밀도 [ $kg/m^3$ ]
$\Delta$	: 변화량

#### 하첨자

<i>air</i>	: 공기
<i>actual</i>	: 실제의 값
<i>avg</i>	: 평균값
<i>C.T.</i>	: 모세관(capillary tube)
<i>dry</i>	: 건 표면

<sup>†</sup> Corresponding author

Tel.: +82-2-2220-0426; fax: +82-2-2295-9021

E-mail address: ksleehy@hanyang.ac.kr

<i>fg</i>	: 상변화 상태(fluid to gas)
<i>fric</i>	: 마찰
<i>in</i>	: 입구
<i>i</i>	: 경계면
<i>lower</i>	: 열교환기 최하단
<i>max</i>	: 최대값
<i>min</i>	: 최소값
<i>mom</i>	: 모멘텀
<i>out</i>	: 출구
<i>ref</i>	: 냉매
<i>sat</i>	: 포화상태
<i>upper</i>	: 열교환기 최상단
<i>wet</i>	: 습 표면

## 1. 서 론

냉동공조 및 여러 산업분야에서 다양한 형상의 열교환기가 사용되고 있으며, 대표적인 열교환기로는 흰-튜브 열교환기가 있다. 열교환기의 열적 성능은 다양한 인자들에 의해 영향을 받게 되고, 설계 및 제작에 앞서 다양한 조건에서의 성능평가가 필요하다. 열교환기의 성능평가는 실험에 의한 평가 방법과 컴퓨터 시뮬레이션을 이용하는 평가 방법이 있다. 컴퓨터 시뮬레이션에 의한 성능 평가는 실험을 통한 방법에 비해 적은 시간과 비용이 요구되는 이점으로 인해 널리 이용되고 있다. 성능 평가 시뮬레이션의 목적은 다양한 열교환기 형상 및 유동조건에서의 열교환기 성능해석을 통해 연구개발 기간 단축 및 설계비용을 절감하는데 있다.

열교환기 시뮬레이션은 안정성, 속도, 정확성을 만족시켜야 하고, 이를 향상시키기 위한 다양한 해석 방법이 소개되었다. Lee and Domanski<sup>(1)</sup>는 discrete model을 기반으로, 열교환기를 tube 단위로 해석하는 모델을 제시하였다. 각 tube 단위에서의 공기측과 냉매측의 열전달은  $\varepsilon$ -NTU 법을 이용해 산정하였다. Liu et al.<sup>(2)</sup>는 그래프 이론에 기반한 흰-튜브 열교환기 해석 모델을 제시하였다. 제시된 모델은 고정된 냉매 유로 형상의 열교환기 해석에 국한되지 않고, 다양한 냉매 유로 형상에 대한 해석이 가능하다. 그러나 공기 물성치 정보의 전달 과정이 미흡하고, 다패스 열교환기의 구현에는 한계가 있다. 앞서 설명한 두 가지의 모델은 tube-by-tube method에 의한 모델로서, 각 tube에서의 냉매 및 공기의 상태를 파악할 수 있지만, 2차원 공기 불균일 유속은 고려할 수 없다. Jiang et al.<sup>(3)</sup>는 section-by-section method

에 의한 증발기 해석 모델을 제시하였고, 각 section에서의 계산을 통해 전체 열교환기 해석을 수행하였다. 제시된 모델은 일반화된 열교환기 설계 방법을 제공하는 목적으로 개발되었고, 임의의 냉매 유로 형상 및 불균일 공기 유속 분포에 대한 해석이 가능하다. Liang et al.<sup>(4)</sup>는 R-134a 냉매를 사용하는 증발기에 대하여 성능해석과 실험을 수행하였다. 또한 열교환기 냉매 유로 형상에 따른 성능 분석을 통해 유로 설계의 중요성을 부각시켰으며, 형상 설계에 따라 열교환기 전열 성능이 최대 5% 정도 개선됨을 보였다.

현재까지 discrete model에 기반한 다양한 방법의 흰-튜브 열교환기에 대한 시뮬레이션 모델들이 개발되어 왔다. 개발된 기존의 해석 모델들은 열교환기 전열량을 상당히 정확한 수준에서 예측하고 있다. 그러나 실제의 증발기 입구에 설치되어 있는 분배기와 모세관에 대한 고려가 되어 있지 않다. 증발기 전단에서 분배기와 모세관에 의해 발생하는 압력강하는 열교환기에서 발생하는 압력강하에 비해 크고, 그 결과 유량분배에 상당한 영향을 미친다. 또한, 열교환기 전면부의 공기 유속이 불균일하게 형성되는 경우에는, 각 패스의 모세관 길이 설계에 의해 열교환기 전열량 상승의 긍정적 효과를 기대할 수 있다. 따라서 증발기 해석 시 열교환기 전단에서의 분배기 및 모세관내 압력강하에 의한 영향을 고려해야 한다.

본 연구에서는 다패스 증발기내 분배기 및 모세관에서의 압력강하를 고려한 증발기 시뮬레이션을 개발하였다. 개발한 시뮬레이션을 이용해 실제 존재 가능한 공기 불균일 유속 분포에 대응하여 모세관 길이 분포의 영향을 분석하였고, 적절한 모세관 길이 분포에 대한 관계식을 도출하였다.

## 2. 해석방법

본 연구의 해석 대상을 Fig. 1에 도시하였다. 증발기 입구에서의 2상 냉매는 분배기로 유입되고, 모세관을 통해 열교환기의 각 패스로 전달된다. 이러한 형태의 증발기를 해석하기 위해 본 연구에서는 해석 모델을 연산 제어 모듈, 소구간계산 모듈, 분배기 및 모세관 내 압력강하 계산 모듈, 유량 분배 모듈 그리고 물성치 계산 모듈로 구성하였다. 열교환기 해석은 분배기 및 모세관 내 압력강하 계산 모듈에 의해 열교환기 전단의 분배기와 모세관 내

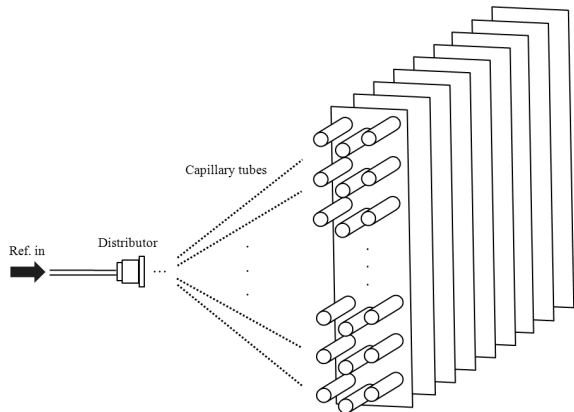


Fig. 1 Schematic diagram of the fin-tube heat exchanger considered in this study.

에서 발생하는 압력강하를 우선 산정하여, 그 출구 압력을 열교환기 각 패스의 입구압력으로 전달한다. 열교환기는 각 튜브를 소구간으로 분할하여 소구간 계산 모듈에 의해 열전달량과 압력강하를 산정한다. 각 소구간 계산 시 요구되는 공기와 냉매의 물성치는 물성치 계산 모듈로부터 도출하였다. 소구간 계산이 열교환기 냉매 측 출구까지 완료되면, 각 패스를 통한 압력 강하를 이용하는 유량 분배 모듈에 의해 각 패스의 유량이 재 산정 된다. 이러한 과정을 열교환기 전열량이 수렴할 때까지 반복하여 열교환기의 전열량을 산정한다.

2.1 연산 제어 과정

열교환기를 소구간으로 분할하여 각 소구간에 대한 열전달 및 압력강하를 산정하였다. 각 소구간은 Fig. 2와 같이 3차원 좌표로써 각 소구간의 위치 정보를 지정하였다. 3차원 좌표는 각각 tube 위치에 대한 x, y 방향의 좌표를 부여하고, tube 길이 방향으로 소구간에 대한 z 방향 좌표를 부여한다. 분배기 및 모세관 내 압력강하 계산 모듈로부터 열교환기 각 패스의 입구압력이 산정되면, 이 입구 압력과 냉매 온도 및 건도의 물성치를 열교환기 입구 조건으로 하여 계산을 진행한다. 냉매 측의 경우 열교환기 내 임의의 좌표 (x, y, z)의 소구간 계산이 소구간 계산 모듈에 의해 계산되면, 그 결과는 냉매 흐름에 따라 (x, y, z+1) 또는 (x, y, z-1)로 전달되어 다음 소구간의 입구 조건으로 사용한다. 이러한 과정을 냉매 흐름 순서와 동일하게 진행한다. 공기 측 계산 결과는 (x+1, y, z)로 전달되어 다음 반복 계산 시에 소구간 계산 조건으로 사용한다. 이러한 과

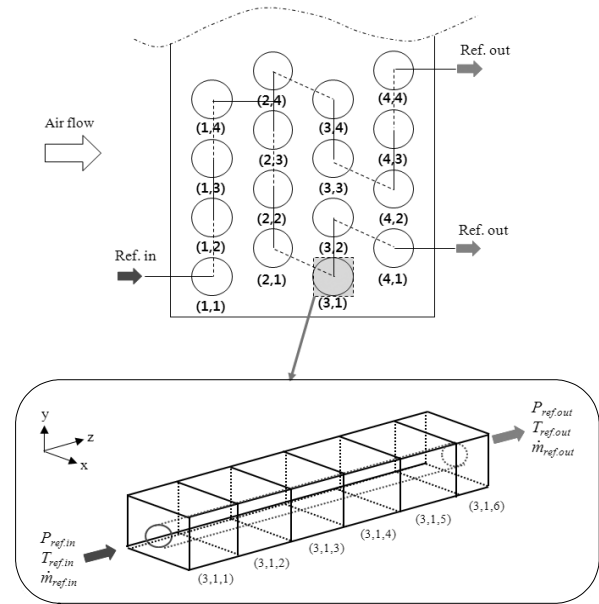


Fig. 2 Position indices of tubes according to the refrigerant path and delivery process of the calculated refrigerant properties.

정을 열교환기 전열량이 수렴할 때 까지 반복하여 열교환기의 전체 전열량을 산정한다.

2.2 소구간 계산

소구간의 열전달량은 해석구간을 dry condition과 wet condition으로 구분하여 각각 ε-NTU 법으로 계산 하였다. Dry condition과 wet condition은 Fig. 3에서와 같이 응축수 층의 경계면 온도(T<sub>i</sub>)와 습증기 포화온도(T<sub>air,sat</sub>)를 비교하여 구분한다. 경계면 온도가 습증기 포화온도보다 높은 경우에는 dry condition이고, 경계면 온도가 습증기 포화온도보다 낮은 경우에는 wet condition이다. Dry condition에서의 소구간 열전달량은 다음과 같이 계산 하였다.

$$q_{dry} = \epsilon q_{max} = \epsilon C_{min} (T_{ref,in} - T_{air,in}) \quad (1)$$

식(1)에서의 ε(effectiveness)는 2상의 냉매에 대해 다음과 같이 계산하였다.

$$\epsilon = 1 - \exp(-NTU) \quad (2)$$

여기서 C는 용량율(capacity ratio)로 다음과 같다.

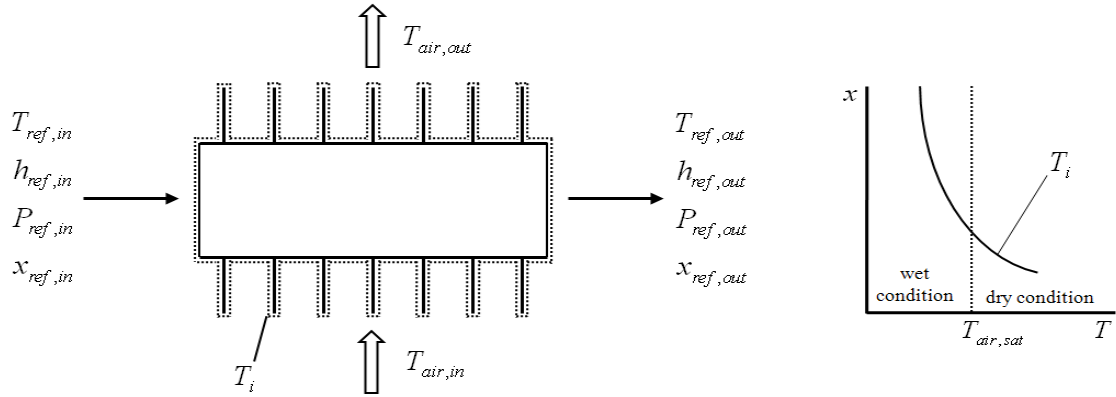


Fig. 3 Classification of dry and wet conditions in a section.

$$C = \frac{C_{\min}}{C_{\max}} = \frac{(\dot{m}c_p)_{\min}}{(\dot{m}c_p)_{\max}} \quad (3)$$

Wet condition에서의 소구간 열전달량은 Hill<sup>(5)</sup>의 연구에서 제시된 열 및 물질 전달을 포함하는 wet condition에서의 일반화된  $\epsilon$ -NTU 법에 의해 다음과 같이 계산하였다.

$$q_{wet} = -C_{air} \left[ T_{air,in} + \frac{C_0}{C_1} - \frac{1-C_2}{C_1} T_{ref,in} \right] \left[ 1 - \exp\left(-\frac{U_{ir} C_1 A_{total}}{C_{air}}\right) \right] \quad (4)$$

식(4)에서의  $C_0, C_1, C_2, C_3$ 는 각각 다음과 같다.

$$\begin{aligned} C_0 &= \frac{k_m h_{fg} (a_a - a_i)}{C_3}, \\ C_1 &= \frac{h_{air,in} + k_m h_{fg} b_a}{C_3}, \\ C_2 &= \frac{U_{ir}}{C_3}, \\ C_3 &= h_{air,in} + k_m h_{fg} b_i + U_{ir} \end{aligned} \quad (5)$$

여기서  $a_a, b_a, a_i, b_i$ 는 소구간 내의 공기측과 경계면의 습도변화를 선형으로 가정하였을 때 도출된 계수이고<sup>(5)</sup>,  $U_{ir}$ 은 경계면에서 냉매측까지의 총괄열전달계수이다.

냉매의 열전달 계수는 냉매의 상태에 따라 각각의 적합한 상관식을 적용하였고, 공기측 열전달 계수는 환의 종류에 따라 각각의 상관식을 적용하였다. 적용된 냉매 및 공기측 열전달 계수 상관식은 Table 1에 나타내었다.

공기측 출구온도와 냉매측 출구 엔탈피를 각각 다음과 같이 계산하였다.

$$T_{air,out} = T_{air,in} - q_{actual} / C_{air} \quad (6)$$

$$h_{ref,out} = h_{ref,in} + q_{actual} / \dot{m}_{ref} \quad (7)$$

계산된 엔탈피와 해당 소구간에서의 냉매 압력을 이용하여 냉매의 온도 및 건도를 계산하였다. 계산에 필요한 냉매의 물성은 NIST Refprop v7.0<sup>(6)</sup>을 바탕으로 구하였고, 공기 물성은 ASHRAE handbook<sup>(7)</sup>을 참조한 보간식을 이용해 구하였다. 튜브 내에서 발생하는 압력강하는 마찰 및 운동량에 의한 압력강하로 구성되며 이는 다음과 같다.

$$\Delta p_{section} = \Delta p_{fric} + \Delta p_{mom} \quad (8)$$

곡관부(bend)에서 발생하는 압력강하는 마찰 및 중력에 의해 발생하며 이는 다음과 같다.

$$\Delta p_{bend} = \Delta p_{bend,fric} + \rho_{ref} g \Delta h \quad (9)$$

압력 강하량의 계산은 적용영역(곡관부, 평관부)과 냉매의 상태에 따라서 각각 다른 상관식을 적용하였고, 상관식은 Table 1에 나타내었다.

### 2.3 Junction 모델

열교환기 junction(합지, 분지)에서의 유량, 엔탈피 및 압력은 질량 보존과 에너지 보존에 의해 산정된다. 합지에서의 냉매 유량은 합지되는 튜브 유량의 합으로 산정하고, 엔탈피는 합지되는 튜브들의 출구 엔탈피를 질량 유량 평균으로 나누어 산정한다. 분지에서의 냉매 유량은 분지되는 시점을 기준으로 출

Table 1 List of correlations for calculating the heat transfer coefficient and pressure drop

Items	Application zone	Correlations
Heat transfer coefficient	Air side	Wang and Chi <sup>(8)</sup> -Plane fin Wang et al. <sup>(9)</sup> -Louver fin Seshimo and Fujii <sup>(10)</sup> -Slit fin
	Single phase on Ref. side	Gnielinski et al. <sup>(11)</sup>
	Two phase on Ref. side	Chen <sup>(12)</sup>
	Single phase on Ref. side	Carnavos et al. <sup>(13)</sup> -Vapor Copetti et al. <sup>(14)</sup> -Liquid
Pressure drop	Two phase on Ref. side	Ould et al. <sup>(15)</sup>
	Bend in single phase	Ito <sup>(16)</sup>
	Bend in two phase	Pierre <sup>(17)</sup>

구까지의 압력 강하가 같아지도록 유량을 재분배하여 산정하고, 엔탈피는 연결된 튜브와 동일하게 입력된다. 압력은 합지와 분지의 튜브간에 동일하게 적용한다.<sup>(2-4)</sup>

2.4 유량분배 모델

해석모델에서 패스별 유량분배는 등압법(equal pressure method)에 의해 계산된다. 등압법은 패스에서의 압력 강하량을 유량분배의 기준으로 두고, 패스에서의 유량은 각 패스에서의 압력 강하량이 같아지도록 분배된다고 가정한다. 즉, 각 유로를 통과한 압력강하가 같아지도록 유량을 재분배하는 방법으로 반복 계산하였다.

2.5 분배기 및 모세관 압력강하 모델

증발기 성능 해석에서 분배기와 모세관 압력강하의 영향을 분석하기 위해 분배기에서의 압력강하는 실험값에 의한 상관식<sup>(18)</sup>을 사용하였고, 모세관내 압력강하는 환상 유동 모델(annular flow model)<sup>(19)</sup>을 사용하였다. 분배기와 모세관을 통과한 냉매의 출구압력을 연결된 패스의 열교환기 입구압력으로 연결시켜 계산을 수행하였다.

3. 결과 및 고찰

3.1 프로그램 검증

해석 프로그램의 검증을 위해 Lee et al.<sup>(20)</sup>의 R-22 냉매를 사용한 증발기 실험 데이터와 비교하였다. 실험 조건은 Table 2의 11가지 조건이며, Fig. 4

에서와 같이 실험결과와 해석 결과는 열전달량 오차범위 3% 내에서 일치하였다.

Table 2 Experimental heat exchanger conditions from Lee et al.<sup>(20)</sup>

No.	Ref. and type	$\dot{m}_{ref,in}$ [kg/s]	$X_{ref,in}$
1		0.0504	0.20
2		0.0507	0.22
3		0.0505	0.24
4		0.0508	0.25
5	R-22	0.0497	0.24
6	parallel	0.0500	0.23
7	cross-flow	0.0499	0.23
8		0.0501	0.23
9		0.0478	0.23
10		0.0501	0.23
11		0.0519	0.23

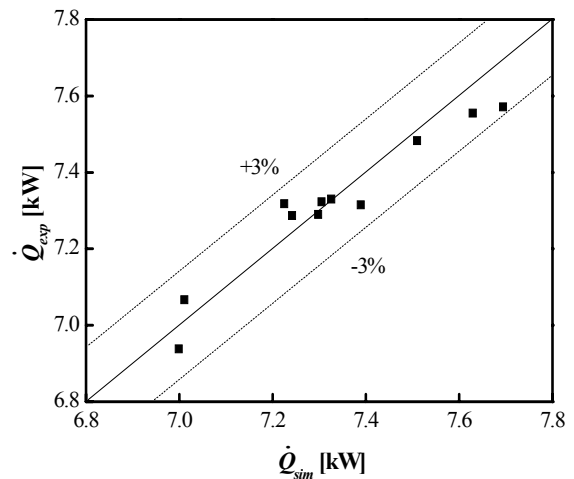


Fig. 4 Comparison of simulations and experiments, from Lee et al.<sup>(20)</sup>

### 3.2 분배기와 모세관의 영향

본 절에서는 증발기에서의 분배기와 모세관내 압력강하가 열교환기 전열 성능에 미치는 영향을 분석하였다. 분석을 위한 열교환기는 Lee et al.<sup>(20)</sup>의 해석과 동일한 제원의 열교환기를 사용하였고, 이때 적용된 모세관의 길이는 0.5 m, 지름은 3.0 mm이다. 모세관은 각 패스에 대해 동일한 길이를 적용하였다. Fig. 5에서는 분배기와 모세관내 압력강하를 고려하지 않는 경우와 고려한 경우의 전열 성능을 각각 분석하였고, 모세관내 압력강하를 고려한 경우 전열량이 4~6% 증가하였다. 이는, 분배기와 모세관내 압력강하에 의해 증발기 입구의 포화압력이 낮아져, 냉매의 포화온도가 감소하였고, 그 결과 공기측과의 온도차(ΔT)가 증가하여 열전달량이 증가한 것이다. 이처럼 증발기 해석 시, 열교환기 전열량에 영향을 미치는 분배기 및 모세관내 압력강하의 영향을 고려해야 한다.

### 3.3 입구 공기유속 분포 형상의 영향

Lee and Domanski<sup>(1)</sup>는 열교환기 해석에서 공기측 유속 불균일 분포에 의한 영향을 분석하였다. 그들에 의하면 공기 불균일 유속 분포가 열교환기 전열 성능에 최대 5%의 영향을 미친다. 따라서 본 절에서는 분배기 및 모세관내 압력강하를 고려한 열교환기에서 공기유속 분포에 의한 열전달 성능을 분석하였다. 입구 공기 유속 분포는 Fig. 6과 같으며, 실외기 팬의 위치에 따라 유속분포를 선정하였다. 이때,

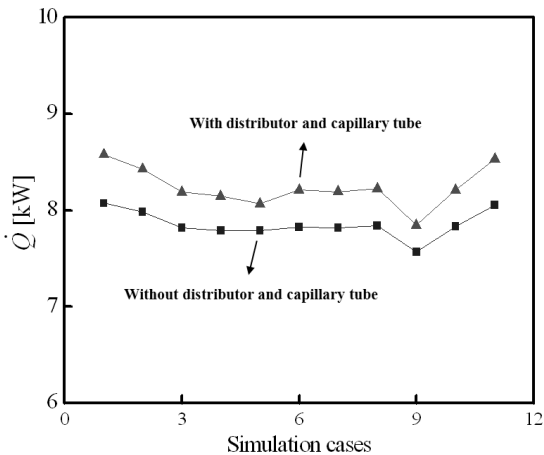


Fig. 5 Comparison of heat transfer rate results with and without distributor and capillary tubes.

각 경우의 평균 유속은 1.44 m/s로 고정하였다. 분석을 위한 열교환기는 R-22 냉매를 사용하고, 3열 20단 5패스 parallel-cross flow type 열교환기(열 57.15 mm, 단 508 mm, 폭 410 mm)이며, 각 패스에서의 유로 형상을 Fig. 7에 도시하였다. 열교환기의 운전조건으로 공기측은 평균유속 1.44 m/s, 건구온도 27°C, 습구온도 19.5°C(RH 49.8%)이다. 냉매측은 입구온도 5.5°C, 입구압력 690 kPa, 질량유량 0.0519 kg/s, 건도 0.23이다.

열교환기에 대응되는 모세관 길이 분포는 LD(length distribution)의 무차원 변수로 표현하였고, 이는 모세관 최상단(L<sub>5</sub>)과 최하단(L<sub>1</sub>)의 길이차를 모세관 길이의 평균(L<sub>C.T.avg</sub>)으로 나눈 값으로 다음과 같다.

$$LD = \frac{L_5 - L_1}{2L_{C.T.avg}} \quad (10)$$

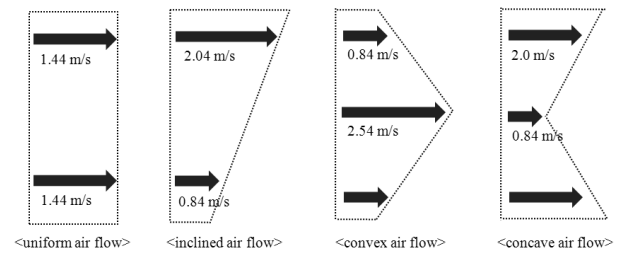


Fig. 6 Types of inlet air flow.

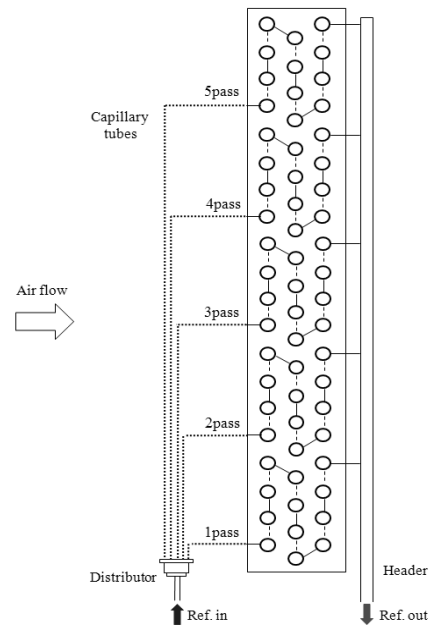


Fig. 7 Schematic diagram of the refrigerant path of the heat exchanger considered in this study.

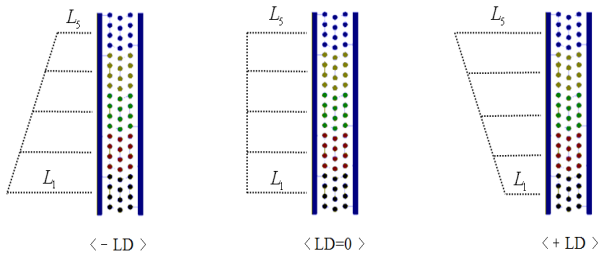
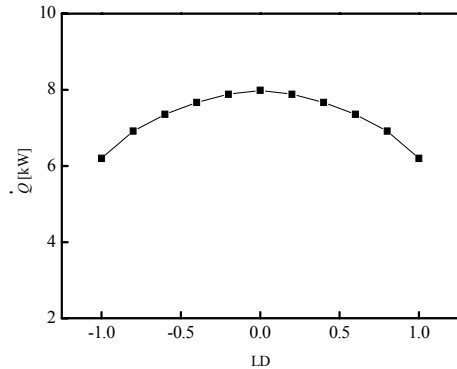


Fig. 8 Length distribution of the capillary tubes.

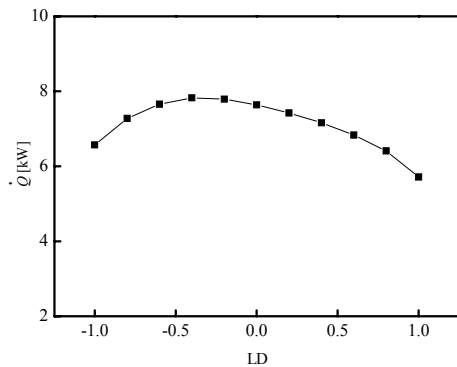
예를 들면, Fig. 8과 같이 양의 값의 경우는 열교환기 상단으로 갈수록 모세관 길이가 길어지는 분포이고, 음의 값은 반대의 경우이다. 성능 비교를 위한 기준 형상은 모세관 길이가 모두 동일한 경우 (i.e.  $LD = 0$ )이며, 해석에서 사용된 모세관의 평균 길이는 0.5 m로 고정하였다.

Fig. 9에서는 4가지 공기 유속 분포 형상에 대한 모세관 길이 분포에 따른 열교환기 전열 성능을 분석하였다. (a) uniform air flow의 경우에는  $LD$ 가 0인 경우에 가장 큰 전열량을 가지며,  $LD$ 가 1인 경우에 비해 전열 성능이 28% 증가하였다. (b) inclined air flow인 경우에는  $LD$ 가 -0.4에서 최대 전열량을 가지며,  $LD$ 가 0인 경우에 비해 3.1%의 전열량이 증가하였다. (c) convex air flow와 (d) concave air flow인 경우에는  $LD$ 가 0인 경우 최대 전열량을 가지고,  $LD$ 가 1인 경우에 비해 각각 27%, 21%의 전열량이 증가하였다.

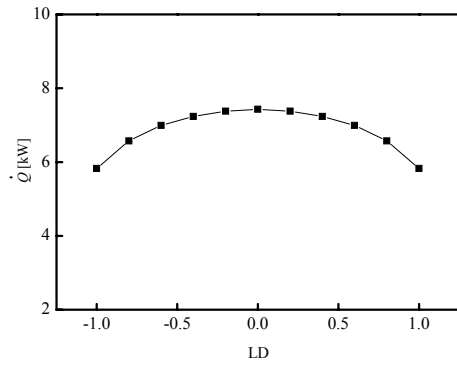
Inclined air flow의 결과에서와 같이 열교환기의 상단이 빠른 유속을 갖고 하단이 느린 유속을 갖는 경우, 빠른 유속이 대응되는 패스의 모세관 길이는 짧게 하고, 느린 유속이 대응되는 패스의 모세관 길이를 길게 하는 경우에 열전달량이 증가하였다. 이는 패스별 출구에서의 냉매의 과열이 균일하게 발생하였기 때문이다. Convex air flow와 concave air flow는 열교환기의 중간 패스를 기준으로 상부와 하부를 각각 2개의 inclined air flow로 구분할 수 있다. 즉, convex air flow는 열교환기 중간 패스를 기준으로 하부의 유속이 inclined air flow이고, 상부의 유속은 반대 방향의 inclined air flow이다. Concave air flow는 이와 반대이다. 따라서 convex air flow에서 열교환기의 중간 패스를 기준으로 상부로는  $LD$ 가 +0.4를 적용하고 하부로는  $LD$ 가 -0.4를 적용하면,  $LD$ 가 0인 경우에 비해 전열량이 5.7% 증가하였다. Concave air flow에서는 상부로는  $LD$ 가 -0.4를 적용하고 하부로는 +0.4를 적용하면,  $LD$ 가 0인



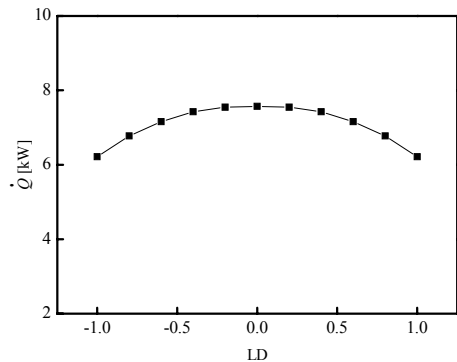
(a) Uniform air flow



(b) Inclined air flow



(c) Convex air flow



(d) Concave air flow

Fig. 9 Heat transfer rate according to length distribution of the capillary tubes for various inlet air flow types.

경우에 비해 전열량이 4.3% 증가하였다.

위의 결과를 비추어 볼 때 inclined air flow가 공기 유속 불균일 분포에 대한 대표성을 가지며, 이러한 inclined air flow에서 유속 기울기의 불균일도에 따른 열교환기 전열성능 분석이 요구된다.

### 3.4 유속 불균일도의 영향

앞 절에서 제시한 inclined air flow에서 모세관 길이분포(LD)에 따른 열전달 성능을 유속 기울기의 불균일도(IR)를 달리하며 분석하였고, 이를 Fig. 10에 도시하였다. 유속 기울기의 불균일도는 IR(inclining ratio)로 표현하였고, 열교환기 하단에서의 공기 유속을 기준으로 할 때 열교환기 상단에서 공기유속의 상대적인 빠르기를 나타내는 값으로 다음과 같이 정의하였다.

$$IR = \frac{u_{Pass,upper} - u_{Pass,lower}}{u_{Pass,lower}} \times 100 [\%] \quad (11)$$

Fig. 10은 IR의 증가에 따른 열교환기 전열량의 변화를 보여준다. IR이 0~200%로 증가 할수록 전열량의 최대값은 감소하였다. 이는 공기 유속의 불균일도 증가로 인해 각 패스별 출구에서 냉매의 건도가 감소하기 때문이다. 따라서 패스별 출구에서 냉매의 불충분한 과열로 인해 전체 전열량이 감소하였다. 그러나 각 경우에 대해 전열량의 최대값과 LD가 0인 경우의 전열량 차를 비교하면 IR이 각각 50%, 100%, 150%, 200%인 경우에 대해, 전열량은 각각 1.4%,

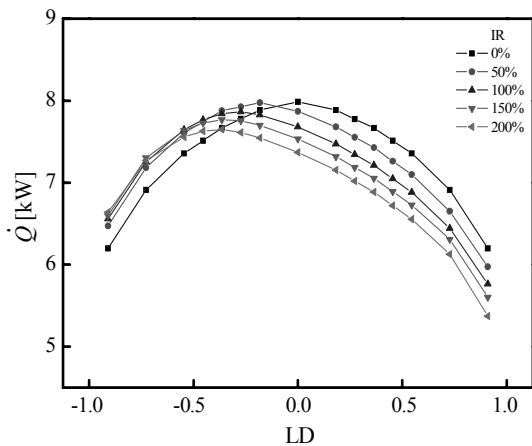


Fig. 10 Heat transfer rate according to length distribution of the capillary tubes and increasing inclination ratio.

2.2%, 3.2%, 3.8% 증가하였다. 전열량의 최대값은 모든 IR에 대해 LD가 -0.4~0의 범위에서 나타났다.

각 IR에 대해서 전열량이 최대가 되는 LD가 존재하며, 이를 IR에 대해 도시하면 Fig. 11와 같다.

이때의 최대 전열량을 갖는 모세관 길이 분포를  $LD_{Qmax}$ 로 정의하였다. IR이 증가함에 따라  $LD_{Qmax}$ 는 감소하고, IR이 150% 이상인 경우에는 LD가 -0.4에서 수렴하였다. Fig. 11에서와 같이  $LD_{Qmax}$ 는 IR의 함수로 나타낼 수 있고, 이를 관계식으로 나타내면 다음과 같다.

$$LD_{Qmax} = f(IR) = -0.139 \ln(IR) + 0.3545 \quad (12)$$

### 3.5 최적 모세관 길이 분포

앞 절에서는 고정된 모세관 평균 길이와 패스 수를 갖는 열교환기에 대한 유속 불균일도(IR)의 영향을 분석하였고, 이때 IR에 따른 최적 모세관 길이 분포  $LD_{Qmax}$  관계식을 도출하였다. 그러나 모세관 평균 길이와 열교환기 패스 수의 변화를 고려할 경우에도 위의 관계식의 유효성에 대한 분석이 필요하다. 따라서 다양한 모세관 평균 길이와 열교환기에 대해 동일한 조건의 해석을 수행하였다. Fig. 12에서와 같이 다양한 조건에서의  $LD_{Qmax}$ 는 로그함수 형태의 분포로 나타난다. 이때, IR를 제외한 계수의 변화를 변수  $A_k, B_k$ 로 지정하여 다음과 같은 일반화된 관계식으로 나타낼 수 있다.

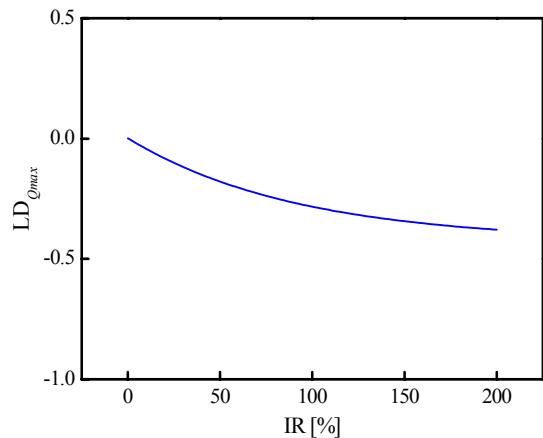


Fig. 11 Length distribution of the capillary tubes that provides the maximum heat transfer rate with increasing inclination ratio.



$$LD_{Q_{max}} = A_k \times \ln(IR) + B_k, \quad (13)$$

$$k = (1, 2, \dots, n)$$

여기서 변수  $A_k, B_k$ 를 IR에 대하여 일반화하기 위해 이를 결정하는 인자에 대한 고려가 필요하다. 변수  $A_k, B_k$ 를 결정하는 인자로서 대응되는 모세관의 평균 길이( $L_{C.T.avg}$ )와 열교환기 패스 수의 영향을 분석하였다. 인자 영향도 수행 시 기준 모델의 IR조건은 0~200%의 범위이다. Fig. 13는 모세관 평균길이의 변화에 따른 변수  $A_k, B_k$ 의 변화를 도시한 그림이다. 모세관 평균길이가 0.3~1.1 m로 증가함에 따라  $A_k$ 는 증가,  $B_k$ 는 감소하였다. 즉, 변수  $A_k, B_k$ 는 모세관 평균길이의 변화에 의한 영향을 받으며, 이에 대한 고려가 필요하다. 열교환기 패스 수의 변화

는 Fig. 12(b)에서와 같이 관계식에 미치는 영향이 미미하다.

인자 영향도 분석결과, 변수  $A_k, B_k$ 는 모세관 평균 길이에 의해 결정되는 값으로서, 이를  $L_{C.T.avg}$ 에 대한 관계식으로 나타내면 다음과 같다.

$$A_k = 0.1979 \times L_{C.T.avg,k}^3 - 0.4763 \times L_{C.T.avg,k}^2 + 0.4231 \times L_{C.T.avg,k} - 0.2473, \quad (14)$$

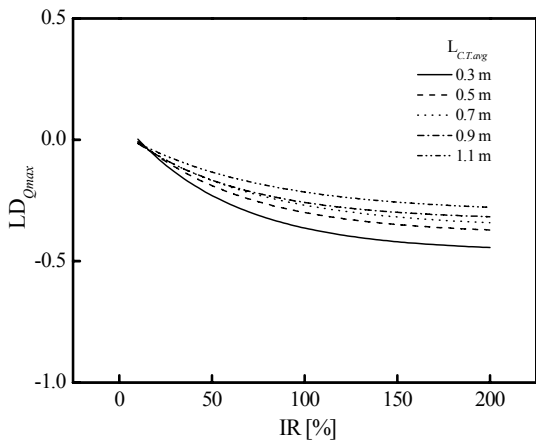
$$(k = 1, 2, \dots, n)$$

$$B_k = -0.3885 \times L_{C.T.avg,k}^3 + 0.9859 \times L_{C.T.avg,k}^2 - 0.9416 \times L_{C.T.avg,k} + 0.5832 \quad (15)$$

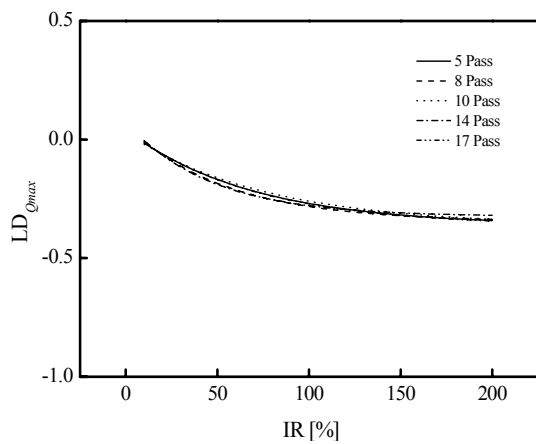
$$(k = 1, 2, \dots, n)$$

따라서 식(14), 식(15)를 식(13)에 대입하여 IR에 따라 최대 전열량을 갖는 모세관 길이 분포  $LD_{Q_{max}}$ 에 대한 관계식으로 나타낼 수 있다. 관계식이 타당한 인자의 범위는  $0.3 \leq L_{C.T.avg} \leq 1.1 \text{ m}$ ,  $0 \leq IR \leq 200\%$ 이다.

Fig. 14는 관계식에 의해 예측된 값과 수치해석 결과를 비교한 것으로  $LD_{Q_{max}}$ 를 잘 예측하는 것을 보여준다. 따라서 위의 관계식을 이용해 IR에 따라 열교환기의 전열량을 최대화 하는 모세관 길이 분포  $LD_{Q_{max}}$ 를 구할 수 있고, LD의 정의에 의해 최대 전열량을 갖는 경우의 각 패스별 모세관 길이( $L_1, L_2, \dots, L_n$ )를 산정 할 수 있다.



(a) Varying average capillary length



(b) Varying number of passes

Fig. 12 Length distribution of the capillary tubes that provides the maximum heat transfer rate with increasing inclination ratio for cases (a) and (b).

#### 4. 결 론

본 연구에서는 다패스 증발기내 분배기와 모세관에서의 압력강하를 고려한 성능해석 프로그램을 개

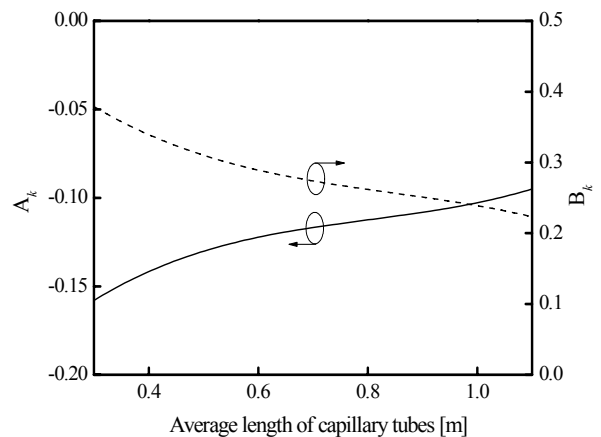


Fig. 13 Effect of average capillary tube length on  $A_k$  and  $B_k$ .

발하였다. 분배기와 모세관내 압력강하를 고려한 경우, 고려하지 않은 경우와 비교하였을 때 4~6%의 열전달 성능 차이가 있다. 따라서 증발기 해석 시 분배기와 모세관 내에서 발생하는 압력강하의 고려가 필요하다. 특히, 열교환기 전면부의 공기 유속 형상에 따른 적절한 모세관 길이 분포가 중요하다. 모세관 길이 분포(LD)에 따라 4가지 입구 공기 유속 형상과 유속 불균일도(IR)의 영향을 분석하였으며, 다음과 같은 결론을 도출하였다.

(1) uniform air flow, convex air flow 그리고 concave air flow에서는 LD가 0일 때 전 열량이 최대가 되고, inclined air flow에서는 LD가 -0.4일 때 전 열량이 최대가 된다.

(2) convex air flow, concave air flow는 상·하부를 inclined air flow로 간주하여 LD가 -0.4를 적용한 경우, 각각 5.7%, 4.3%의 전열량이 증가하였다.

(3) inclined air flow에서 유속 불균일도(IR)의 변화에 따른 최대 전열량은 모세관 길이 분포(LD)는 -0.4~0범위에 있다.

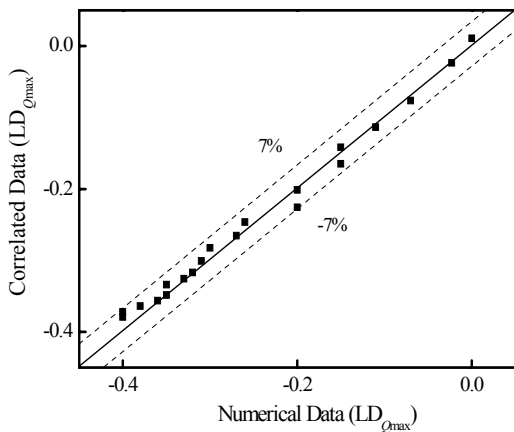
(4) 유속 불균일도(IR)와 최대 전열량을 갖는 모세관 길이 분포(LD<sub>Qmax</sub>) 사이의 관계식을 도출하였고, 관계식은 해석 결과와 7% 오차 범위 내에서 잘 일치하였다.

### 후 기

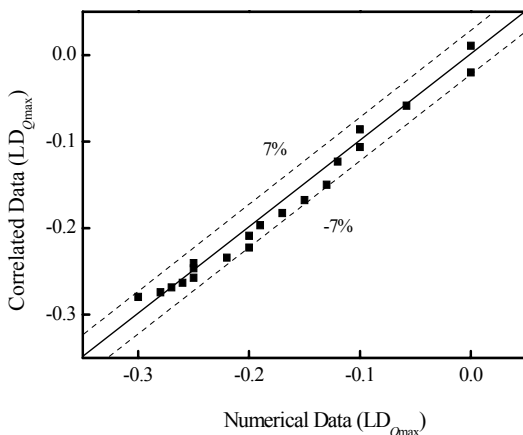
본 연구는 2011년도 지식경제부의 재원으로 한국에너지 기술평가원(2010T100200475)의 지원을 받아 수행한 연구 과제입니다.

### 참고문헌

1. Lee, J. H. and Domanski, P. A., 1997, Impact of air and refrigerant mal-distributions on the performance of finned-tube evaporators with R-22 and R-407C, ARTIMCLR Project, DOE/CE/23810-81.
2. Liu, J., Wei, W., Ding, G., Zhang, C., Fukaya, M., Wang, K., and Inagaki, T., 2004, A general steady state mathematical model for fin-and-tube heat exchanger based on graph theory, International Journal of Refrigeration, Vol. 27, pp. 965-973.
3. Jiang, H., Aute, V., and Radermacher, R., 2006, CoilDesigner : a general purpose simulation and design tool for air-to-refrigerant heat exchangers, International Journal of Refrigeration, Vol. 2, pp. 601-610.
4. Liang, S. Y., Wong, T. N., and Nathan, G. K., 2001, Numerical and experimental studies of refrigerant circuitry of evaporator coils, International Journal of Refrigeration, Vol. 24, pp. 823-833.
5. Hill, J. M., 1991, A liner subgrid cooling and dehumidification coil model with emphasis on mass transfer, ASHRAE Transaction, pp. 118-128.
6. NIST REFPROP V7.0, National Institute of Standards and Technology, USA.
7. ASHRAE handbook fundamentals, ASHRAE,



(a)  $L_{c.T.avg} = 0.5 \text{ m}$



(b)  $L_{c.T.avg} = 1.1 \text{ m}$

Fig. 14 Comparison of numerical data with correlated data.

- 2002.
8. Wang, C. and Chi, K., 2000, Heat transfer and friction characteristics of plain fin-and-tube heat exchangers, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol. 43, pp. 2693-2700.
  9. Wang, C. C., Lee, C. J., Chang, C. T., and Lin, S. P., 1999, Heat transfer and friction correlation for compact louvered fin-and-tube heat exchangers, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol. 42, pp. 1945-1956.
  10. Seshimo, Y. and Fujii, M., 1991, An experimental study of the performance of plain fin-and-tube heat exchangers at low Reynolds numbers, *ASME/JSME Thermal Engineering Proceedings*, Vol. 27, pp. 449-454.
  11. Gnielinsk, V., 1976, New equation for heat and mass transfer in turbulent pipe and channel flow, *International Chemical Engineering*, pp. 359-368.
  12. Chen, J. C., 1966, A Correlation for Boiling Heat Transfer to Saturated Fluids in Convective Flow, *Industrial and Engineering Chemistry, Process Design and Development*, Vol. 5, pp. 322-329.
  13. Carnavos, T. C., 1980, Heat transfer performance of internally finned tube, *Heat Transfer Engineering*, Vol. 4, p. 32.
  14. Copetti, J. B., Macagnan, M. H., Souza, D., and Oliveski, R. C., 2004, Experiments with micro-fin tube in single phase, *International Journal of Refrigeration*, Vol. 27, pp. 876-883.
  15. Ould, D. M. B., Kattan, N., and Thome, J. R., 2002, Prediction of two-phase pressure gradients of refrigerants in horizontal tubes, *International Journal of Refrigeration*, Vol. 25, pp. 935-947.
  16. Ito, H., 1960, Pressure losses in smooth pipe bends, *Basic Engineering, Transaction of ASME*, Vol. 3, p. 135.
  17. Pierre, B., 1964, Flow resistance with boiling refrigerants part-2, *ASHRAE Journal*, pp. 73-77.
  18. Kim, W. S., Jo, S. K., and Lee, S. Y., 2010, Effect of flow distribution on pressure loss at distributor for fin-tube heat exchanger, *KSME*, pp. 2847-2850.
  19. Kim, S., Jo, S. K., and Lee, S. Y., 2011, Assessment of Two-Phase Flow Pressure Drop Correlations in a Meso-Scale Tube, *KSME*, pp. 352-355.
  20. Lee, J. H., Kwon, Y. C., and Kim, M. H., 2003, An improved method for analyzing a fin and tube evaporator containing a zeotropic mixture refrigerant with air mal-distribution, *International Journal of Refrigeration*, Vol. 26, pp. 707-720.