

미소열교환기법에 의한 밀집형 열교환기의 성능 계산 : 핀을 통한 튜브간 전도의 영향

성 시 경, 송 태 호[†], 최 영 철
한국과학기술원 기계공학과

Computation of Compact Heat Exchanger Performance by the Heat Exchangelet Method : Effect of Tube-to-tube Conduction along the Fin

Si-Kyong Sung, Tae-Ho Song[†], Young-Chul Choi
Department of Mechanical Engineering, KAIST, Taejon 305-701, Korea

(Received July 15, 1999; revision received March 6, 2000)

ABSTRACT: Effectiveness of a 3-pass plate finned-tube heat exchanger is calculated using heat exchangelet method by changing the shape of fin and the arrangement of tubes. The alternative refrigerant R134a is taken in this study. Conduction between neighboring tubes along the fin is taken into account in addition to convection between the fin and the surrounding air. Governing equations are obtained by using energy balance in a small control volume containing a tube and fins. They are numerically solved following the tube. Effect of tube-to-tube conduction is investigated in single-phase and two-phase flows with various fin shapes and arrangements of tubes. Improvement of effectiveness by fin perforation is studied too. The results shows that perforating fins, increasing the number of tubes, and increasing the distance between neighboring tubes at the same fin area enhance the effectiveness.

Key words: Effectiveness(유효성), Tube-to-tube conduction(튜브간 전도), Compact heat exchanger(밀집형 열교환기), Plate fin(판형 핀), Heat exchangelet(미소열교환기), Fin shape factor(핀 형상계수), Phase change(상 변화)

기 호 설 명

A_{in} : 튜브 내 면적 [m^2]
 B_i : i 번째 튜브의 둘레 [m]
 C_p : 냉매의 정압 비열 [$J/kg \cdot ^\circ C$]
 D : 튜브의 지름 [m]
 e : 냉매의 단위 질량 당 총엔탈피 [J/kg]
 h_{in} : 냉매와 튜브 내벽 간의 대류 열전달 계

수 [$W/m^2 \cdot ^\circ C$]
 h_o : 핀과 공기 간의 대류 열전달계수 [$W/m^2 \cdot ^\circ C$]
 k : 핀의 열전도계수 [$W/m \cdot ^\circ C$]
 K_{ij} : 핀 형상 계수
 \dot{m} : 냉매의 유량 [kg/s]
 mD : 핀 파라미터, $\sqrt{\frac{2h_o}{kt}} D$
 N_f : 튜브 단위 길이 당 핀의 개수 [m^{-1}]
 N_{pass} : 튜브 패스의 개수
 Q_i : i 번째 튜브로부터 나가는 총 열전달량

[†] Corresponding author

Tel.: +82-42-869-3032; fax: +82-42-869-3210
 E-mail address: thsong@sorak.kaist.ac.kr

- [W]
- s : 이웃한 튜브 중심간의 거리 [m]
- t : 핀의 두께 [m]
- T_f : 핀의 온도 [°C]
- T_i : i 번째 튜브 내 냉매의 온도 [°C]
- T_{in} : 냉매의 입구 온도 [°C]
- T_o : 공기의 온도 [°C]
- T_{sat} : 냉매의 포화 온도 [°C]
- T_{wj} : j 번째 튜브 벽면의 온도 [°C]
- U_{in} : 튜브 안쪽 기준 총괄 열전달계수 [W/m²°C]
- w : 핀의 폭 [m]
- z : 튜브의 축 방향 길이 [m]

그리스 문자

- θ_j : 핀의 무차원 온도
- x : 냉매의 전도

상첨자

- new : 반복 계산 시 새로운 값
- old : 반복 계산 시 이전 값
- $*$: 무차원 값

하첨자

- f : 핀
- g : 포화 증기
- l : 포화 액체

1. 서론

국내외로 에너지 관련 기기의 다양화와 현대화로 고효율 밀집형 열교환기의 개발이 중요하게 대두되고 있다. 이것은 최근의 여건이 에너지 절약, 소형화, 경량화, 환경보호 등의 조건을 요구하고 있기 때문으로 이에 따라 열교환기의 설계 기술 및 고효율 열교환기 개발에 대한 연구의 필요성이 부각되었다. 이러한 고효율 열교환기 중에서 아직도 많이 사용되는 것이 평판 핀-튜브형 열교환기이다.^(1,2) 한편, 냉동 공조 기기에 사용되는 기존의 CFC계 냉매는 오존층을 파괴하기 때문에 대체 냉매가 개발, 사용되고 있다. 이중 최

근 가장 많이 사용되는 것이 R134a이다. 이와 같은 새로운 형상, 새로운 냉매의 고효율 열교환기를 만들기 위한 연구는 대체로 핀과 주위 유체와의 열전달을 촉진시키는 방향으로 진행되고 있다. 그 예로써 웨이브 핀에 일정한 형상의 슬릿을 만들어 열전달을 촉진시키는 웨이브-슬릿 핀, 그리고 루버형 핀 등도 많이 사용하고 있다.^(3,4)

그런데 이러한 연구에서 보통 간과하는 현상으로서 핀을 통한 튜브간 열전도 현상이 있다. 즉, 튜브마다 그 표면 온도가 서로 다를 때에 핀이 튜브간의 열전도 매체로 작용함으로써 횡방향 열혼합이라는 좋지 않은 영향을 끼치게 되고 이것이 열교환기의 성능을 떨어뜨린다는 것이다. Prasad⁽⁵⁾는 등은 경계 조건을 갖는 핀의 경계 조건에 따른 온도 분포와 열전달의 관계를 유도하여 핀을 통한 튜브 패스간의 전도 열전달의 중요성을 부각시켰으며, Kaga et al.⁽⁶⁾의 연구에 따르면 핀을 통한 전도로 인하여 3~4%의 열전달량이 감소하는 것으로 나타났다. 이 정도의 성능감소는 보통의 밀집형 열교환기에서 튜브의 축방향으로의 전도에 의한 성능 감소보다 훨씬 심각한 것이다.

본 연구에서는 이 현상의 중요도를 확인하기 위하여 Fig. 1과 같은 평판 핀이 달린 밀집형 열교환기에 대해서 미소 검사 체적에서 공기로의 열전달 및 튜브간 전도와 튜브 내부에서의 상변화를 고려해서 구한 지배 방정식을 이용하여 그 유효성을 수치적으로 계산하였다. 튜브간 전도를 고려하기 위해 Yoo and Song⁽⁷⁾이 제안한 핀 형상계수(fin shape factor)를 도입하였다.

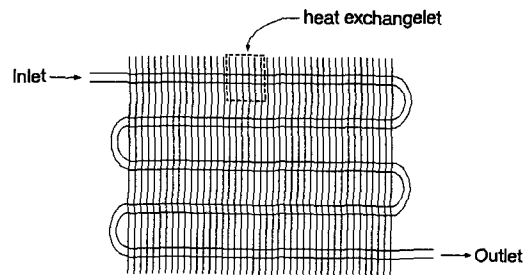


Fig. 1 Example of a flow passage of refrigerant along the tube in a heat exchanger.

2. 지배 방정식과 수치 계산 방법

2.1 핀 형상계수

핀 형상계수는 핀을 통하여 공기로 전달되는 열량 뿐 아니라 이웃한 튜브로 전도되는 열량도 고려하여 산출한 핀 성능인자이다. 이 인자는 아직 널리 알려져 있지 않으나, 본 연구에서 중요하게 쓰일 것이므로 열교환기 자체에 대한 에너지 방정식에 앞서 간략히 소개한다.

Fig. 1에 나타낸 바와 같이 임의의 개수의 튜브가 핀을 수직으로 관통할 때, 이들 튜브로부터 주위 공기로의 열전달과 동시에 서로 약간씩 온도가 다른 튜브간에 열전도가 일어나게 된다. 이러한 열전달 현상을 해석하기 위해서 두께 t 인 얇은 평판 핀에서의 온도 분포 T_f 를 생각하여 보자. 평판의 두께 방향의 온도 구배를 무시하면 다음의 식이 얻어진다.

$$\nabla \cdot (kt \nabla T_f) - 2h_o(T_f - T_o) = 0 \quad (1)$$

여기에서 k 는 핀 재료의 열전도계수이고, h_o 는 핀 표면과 공기(온도 T_o) 간의 대류 열전달계수이다. 핀의 양면이 모두 같은 h_o 값을 갖는다고 보고, h_o , k , t 와 T_o 는 위치에 관계없이 일정하다고 하자. 식(1)은 선형방정식이므로 중첩의 원리를 이용하여 식(2)와 같이 온도를 표현할 수 있다.

$$T_f - T_o = \sum_{j=1}^{N_{pass}} (T_{wj} - T_o) \theta_j \quad (2)$$

여기에서 N_{pass} 는 튜브의 개수, T_{wj} 는 j 번째 튜브 벽면의 온도이고, θ_j 는 j 번째 튜브 벽면의 무차원 온도를 1, 다른 튜브 벽면과 공기의 무차원 온도를 모두 0으로 주었을 때 핀의 무차원 온도장이다. 식(2)를 식(1)에 대입하면 식(3)을 얻을 수 있다.

$$\nabla^2 \theta_j - m^2 \theta_j = 0 \quad (3)$$

여기에서 m 은 다음과 같이 정의된다.

$$m = \sqrt{\frac{2h_o}{kt}} \quad (4)$$

한편, i 번째 튜브로부터 나가는 총 열전달량은 다음과 같다.

$$Q_i = - \int_{B_i} kt \frac{\partial T_f}{\partial x_n} dB_i \quad (5)$$

여기에서 x_n 은 튜브 표면에서 바깥으로 향하는 수직 좌표이고, B_i 는 i 번째 튜브의 둘레 길이이다. 핀 형상계수 K_{ij} 를 식(6)과 같이 정의하고 식(2)를 식(5)에 대입하면 식(7)을 얻는다.

$$K_{ij} = - \int_{B_i} \frac{\partial \theta_j}{\partial x_n} dB_i \quad (6)$$

$$Q_i = kt \sum_{j=1}^{N_{pass}} K_{ij} (T_{wj} - T_o) \quad (7)$$

핀 형상계수 K_{ij} 는 핀에 무차원 온도장 θ_j 가 적용될 때 i 번째 튜브로부터 나가는 무차원 열량을 의미한다.

Yoo and Song⁽⁷⁾은 원형 튜브가 관통하는 평판 핀에 대하여 식(3)을 수치적으로 해석한 후, 식(6)으로부터 핀 형상계수를 구하였다. 본 연구에서는 그 결과를 이용하였다.

2.2 미소열교환기에서의 에너지 방정식

본 연구에서는 상변화가 있거나 혹은 없을 때 임의의 튜브측 유동량을 갖는 밀집형 열교환기의 정상 상태의 유효성을 계산하였다. 이에 사용된 단순화 조건은 다음과 같다.

- (1) 외기 온도 T_o 는 일정하다.
- (2) 공기 측의 결로는 없다고 본다.
- (3) 튜브 내벽과 외벽 사이의 전도 열저항은 무시할 수 있다.
- (4) 튜브 외벽에서 공기로 직접 대류되는 열량은 핀을 통하여 전달되는 열량에 비하여 무시할 만큼 작다.

먼저 Fig. 2에서 보는 바와 같이 미소 검사 체적들을 잡아서 에너지 정산을 고려한다. 이 미소 검사 체적은 Fig. 1에 보인 미소열교환기(heat

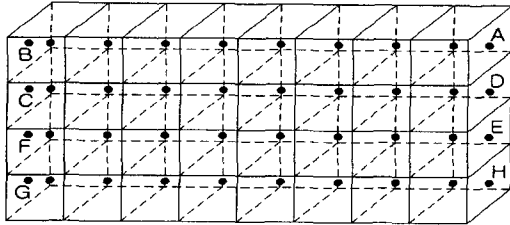


Fig. 2 Grid system employed for calculation by EL3D.

exchangelet)와 같은 것으로서 이 안에는 튜브 1 열의 짧은 길이분(dz)과 몇 개의 핀이 있다고 본다. 튜브내 냉매에 관한 열정산을 하여 보면,

$$\begin{aligned} \dot{m}de &= h_{in}\pi Ddz(T_{wi}-T_i) \\ &= -N_f dz kt \sum_{j=1}^{N_{row}} K_{ij}(T_{wi}-T_o) \end{aligned} \quad (8)$$

가 성립한다. 여기에서 \dot{m} 은 튜브 내부를 흐르는 질량 유량, e 는 현열과 잠열을 포함하는 냉매의 단위 질량당 총엔탈피, h_{in} 은 튜브 내부의 열전달 계수, T_i 는 i 번째 튜브 내에서 냉매의 온도, N_f 는 단위 길이당 핀의 개수를 나타낸다. 미지수는 T_i 와 T_{wi} 로서 식(8)의 두 등식을 연립하여 구한다.

2.3 수치 해법

앞서 유도한 지배 방정식을 이용하여 해석하는 방법은 다음과 같다. 우선 T_i 와 T_{wi} 의 초기값을 모두 T_o 으로 설정한다. 그 다음, 식(8)의 우측 두 개의 변을 수치해석하여 입구에 위치한 격자점에서의 T_{wi} 를 구한다. 다음으로 식(8)의 좌측 두 변을 수치해석하면, 입구 격자점과 그 이웃한 격자점 사이의 엔탈피 차이인 de 를 구할 수 있고, 이로부터 입구에 이웃한 격자점에서의 냉매의 온도 T_i 를 구할 수 있다. 다시, 식(8)의 우측 두 개의 변을 수치해석하여 T_{wi} 를 구하고, 이런 방식으로 출구까지 진행하여 나간다.

이러한 방식으로 계산할 때, 경계조건은 다음과 같이 설정하였다. Fig. 2에 예로써 패스가 지그재그(A→B→C→D→E→F→G→H)로 4개인 경우의 계산 영역을 나타내었다. 경계 조건을 A점에는 입구의 엔탈피로 설정하고 B점과 C점, D점과 E점,

F점과 G점의 엔탈피를 각각 같게 놓았다. 이러한 경계 조건으로 앞서 설명한 수치해석을 반복 수행하여 결과를 얻어낼 수 있다.

이 과정에서 $e = f(T,x)$ 의 관계를 이용해서 역으로 온도를 엔탈피로 나타내어야 한다. 그러기 위해서 이 관계를 단상 영역과 2상 영역으로 나누어서 생각을 해야 한다. 여기에서 x 는 건도이다.

단상 영역($x=0$ 또는 1)에서 엔탈피는 물질에 따라서 주어진 압력 하에서 데이터베이스가 구축되어 있다. 이로부터 단상에서 e 와 T 사이의 관계식을 이용하여 보간하면 쉽게 T 를 구할 수 있다.

2상 영역에서는 냉매의 온도가 포화 온도 T_{sat} 로 일정하기 때문에 x 만을 현재의 엔탈피, 포화 기체 및 액체의 엔탈피로부터 계산하면 된다. 즉, 포화 액체 엔탈피를 e_l 로 나타내고, 포화 기체 엔탈피를 e_g 로 나타낼 때, 냉매의 엔탈피 e 가 e_l 와 e_g 사이의 값을 가질 때에는 $x=(e-e_l)/(e_g-e_l)$ 가 되며, 그 이외 영역의 값을 가지면 단상 영역에 있다고 판단한다. 또한 그 수렴조건은

$$\sum_{i,j} \left| \frac{e^{new}(i,j) - e^{old}(i,j)}{e^{new}(i,j)} \right| \leq 10^{-10} \quad (9)$$

으로 하였다. 여기에서 $e^{old}(i,j)$ 는 반복 계산시, 전 단계에서의 엔탈피를 나타내고, $e^{new}(i,j)$ 는 현 단계에서의 엔탈피를 나타낸다.

3. 해석 결과

3.1 단상 영역에서의 계산 결과

본 연구에서는 냉매로서 R134a를 취하였다. 그리고 튜브의 패스 수는 3으로 고정하였다. 이렇게 고정한 이유는 이 패스 수가 적을수록 앞으로 논의하고자 하는 튜브간 전도의 영향이 잘 나타나며, 패스 수가 3일 경우 이러한 영향을 잘 관찰할 수 있기 때문이다. 튜브 내의 압력은 1 기압(0.10135 MPa)으로 하였으며, 튜브 직경 D 는 10 mm, 핀의 두께 t 는 0.8 mm로 고정시켰다. 또한, 주위 공기의 열전달계수 h_o 를 10 W/m²K, 핀의 열전도계수 k 를 50 W/mK으로 고정시켰으며, 단위 길이 당 핀의 개수 N_f 를 200 m⁻¹, 냉매의 유량 \dot{m} 을 0.01 kg/s로 잡았다. 그리고 주위 공

기의 온도 T_o 는 26.85°C(300 K)로 고정했고, 냉매의 입구 온도 T_{in} 은 46.85°C(320 K)로 고정했다. 한편, 냉매 측 열전달 계수는 가장 널리 쓰이는 Dittus-Boelter의 관계식을 사용하였다.

튜브간 전도 효과에 영향을 주는 요인으로는 여러 가지가 있을 수 있는데, 여기서는 각각의 인자가 미치는 영향을 독립적으로 관찰하고자 NTU를 고정시켰다. NTU는 다음과 같이 정의하였으며, 이로부터 각각의 경우에 대한 패스당 길이 L 를 결정하였다.

$$NTU = \frac{U_{in} A_{in}}{m C_p} \quad (10)$$

여기에서 분모의 C_p 는 냉매의 정압 비열이다. 또한,

$$\frac{1}{U_{in} A_{in}} = R_i + R_o \quad (11)$$

$$R_i = \frac{1}{\pi D h_{in} N_{pass} L} \quad (12)$$

$$R_o = \frac{1}{N_f L k t \sum_{i=1}^{N_{row}} \sum_{j=1}^{N_{row}} K_{ij}} \quad (13)$$

과 같이 정의하였으며, 튜브의 반지름 방향 열저항은 무시하였다.

3.1.1 전도 효과의 영향

먼저 패스 수가 3인 열교환기에 대해서, 핀 간 거리 s 를 고정시킨 상태에서 핀의 폭 w 를 변화시켰을 때의 유효성의 변화를 살펴보았다. 보통의 밀집형 열교환기에서 NTU는 0.1에서 10 정도 내의 변화를 보이므로 NTU=1로 고정하였다. 각각의 경우에 대해 전체 튜브의 길이가 다르므로, 비교를 위하여 무차원 길이 z^* 를 다음과 같이 정의하였다.

$$z^* = \frac{z}{N_{pass} L} \quad (14)$$

한편, 온도를 식(15)와 같이 무차원화하여 공기

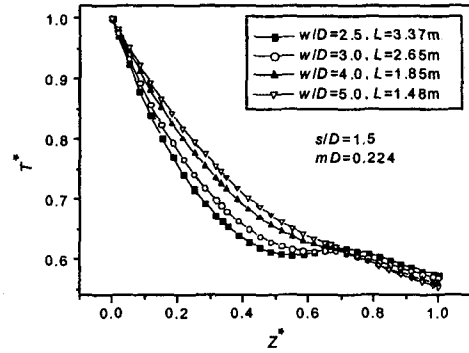


Fig. 3 Dimensionless single-phase refrigerant temperature profile (T^*) for a three pass heat exchanger with fixed s/D .

온도가 0이며 냉매의 입구 온도가 1이라고 하자. 그러면 유효성은 $1 - T^*(1)$ 가 된다.

$$T^* = \frac{T - T_o}{T_{in} - T_o} \quad (15)$$

Fig. 3에서 냉매의 온도가 두 번째 패스까지 빠른 속도로 떨어지다가 두 번째 패스의 끝머리($z^*=0.67$ 근처)에서는 첫 패스의 더운 냉매에 의하여 핀을 타고 튜브간 전도를 받아서 그 온도가 오히려 상승함을 알 수 있다. 이로 인하여 출구 온도도 상승하고 유효성은 다소 감소하게 된다. 핀의 폭 w 가 증가함에 따라서 냉매의 출구 온도가 더 떨어짐(즉, 유효성이 증가함)을 알 수 있다. 여기에서 핀의 폭 w 가 증가함에 따라서

K_{ii} 에 대한 $\sum_{j=1}^{N_{row}} K_{ij}$ 의 비를 살펴보면 총열전달량에서 공기로의 대류가 차지하는 비율을 알 수 있다. 이 비율은 핀의 폭 w 가 증가함에 따라서 증가한다. 즉, 핀의 폭 w 가 증가함에 따라서 공기로의 대류가 튜브간 전도보다 더 크게 나타나고 있다.

Fig. 4은 같은 핀 형상에 대해서 동일한 NTU와 냉매의 유량에 대해서 핀의 폭 w 를 고정시킨 상태에서 튜브간 거리 s 를 변화시켰을 때의 유효성의 변화를 살펴보았다. 핀간 거리가 커질수록 전도에 의한 온도 상승이 작아서 유효성이 커진다.

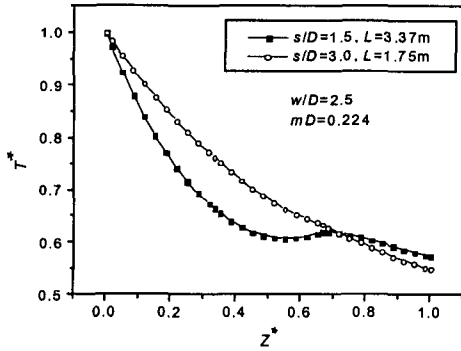


Fig. 4 Dimensionless single-phase refrigerant temperature profile (T^*) for a three pass heat exchanger with fixed w/D .

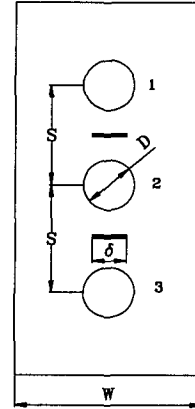


Fig. 6 Perforated plate fin for a three pass heat exchanger.

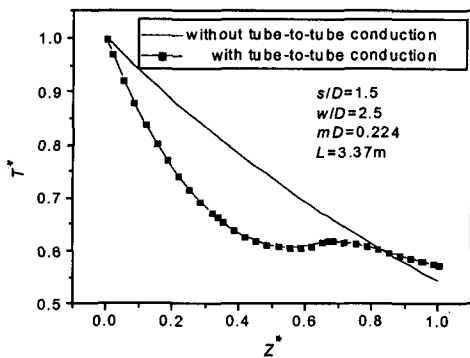


Fig. 5 Effect of tube-to-tube conduction for a three pass heat exchanger.

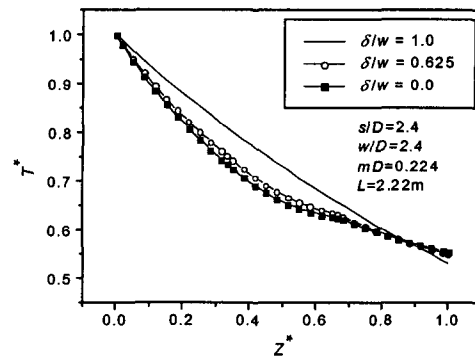


Fig. 7 Dimensionless single-phase refrigerant temperature profile (T^*) for a perforated fin heat exchanger.

위에서 고려한 3 패스 열교환기에서 가장 튜브 간 전도의 영향이 큰 핀 형상인 s/D 가 1.5이고 w/D 가 2.5인 경우를 고려해 보자. 전도의 영향이 전혀 없는 경우와 튜브간 전도 현상을 허용한 경우의 온도 분포를 Fig. 5에 나타내었다. 유효성이 전도의 영향으로 11.9% 감소함을 알 수 있었다.

3.1.2 슬릿 천공(slit perforation)에 의한 전도 효과의 감소

본 절에서는 유효성에 나쁜 영향을 미치는 핀을 통한 튜브간 전도 효과를 줄이기 위한 하나의 방법으로서 튜브와 튜브 사이의 핀에 슬릿을 낸

경우에 유효성의 변화를 계산해 보았다.

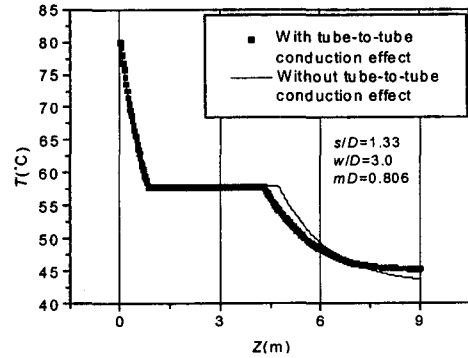
먼저 Fig. 6과 같은 핀에서 폭 δ 만큼의 슬릿을 주었을 경우에 냉매의 온도 분포를 Fig. 7에 나타내었다. Fig. 7에 보면 슬릿 천공을 시키기 전에는 튜브 간 전도에 의한 유효성의 감소가 7.8%였는데, 62.5% 슬릿 천공을 시킴으로 인해서 이 값이 6.6%로 줄었다. 즉, 슬릿 천공을 시킴으로 인해서 유효성을 1%이상 향상시킨 결과를 얻었다. 최대의 유효성은 당연히 튜브 간 전도 효과를 전혀 없앤 완전 단열된 경우($\delta=w$)일 때 얻어진다.

3.2 2상 영역에서의 계산 결과

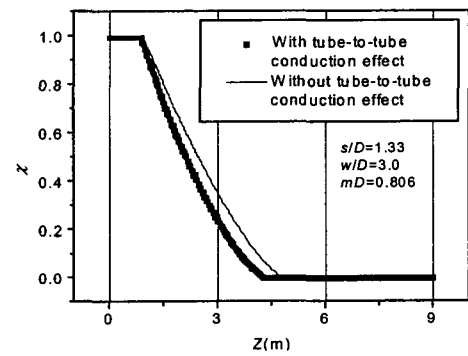
본 절에서는 응축이 일어날 때 튜브간 전도 열 전달이 유효성에 미치는 영향을 알아보았다. 단상에서와 마찬가지로 냉매는 R134a를 사용하였고, 튜브 내부의 압력은 1.6 MPa로 고정했다. 이 압력 하에서의 포화 온도 T_{sat} 은 57.92°C이다. 냉매는 $T_{in}=80^\circ\text{C}$ 로 과열되어 들어오며, 외기 온도는 43°C이다. 본 절에서는 단상일 때의 계산과 마찬가지로 직경 D 는 10 mm로 고정시켰고, 핀의 두께 t 는 0.1 mm로 잡았다. 또, 주위 공기의 열전달계수 h_o 를 65 W/m²°C, 핀의 열전도계수 k 를 200 W/m°C, 단위 길이 당 핀의 개수 N_f 를 600 m⁻¹, 냉매 유량 \dot{m} 를 0.003 kg/s로 잡았다. 한편, 냉매 측 열전달 계수는 가장 범용적으로 쓰이는 Shah⁽⁸⁾의 관계식을 사용하였다. 상변화가 있는 경우 무차원수가 너무 많이 존재하므로 의미가 없어서 실제에 가까운 차원수로 직접 표현하였다.

상변화가 있는 경우에는 NTU를 고정시키고 인자의 영향을 고찰하지 않았다. 그 이유는 2상 영역에서는 냉매의 열전달계수 h_{in} 이 건도 x 에 따라서 변하기 때문에 총괄 열전달계수 U_{in} 도 상변화 중에 계속 변하게 된다. 즉, NTU가 건도에 따라서 변하기 때문에 NTU를 고정시킨 상태에서 다른 인자를 변화시킬 때의 유효성을 비교하는 것이 무의미해진다. 본 연구에서는 튜브의 패스당 길이 L 을 3 m로 고정하고, 대표적으로 3 패스 열교환기에서 튜브간 전도가 비교적 잘 관찰되는 경우에 대하여 조사하였다.

Fig. 8은 냉매의 온도와 건도 분포를 각각 나타낸 것이다. 이러한 조건은 가정용 에어컨에서 흔히 발생한다. 완전히 응축된 이후의 부분이 상변화 구간의 열을 흡수하므로, 일견 튜브간 전도의 효과가 응축기에 좋은 영향을 주는 것 같지만, 사실은 출구 온도는 튜브간 전도가 없는 경우가 더 낮음을 알 수 있다. 만약, 정확히 열교환기 출구에서 건도가 0이 된다면, 이러한 효과는 없을 것이다. 또한 입구의 과열 조건에 의하여 입구에서 가까운 부분의 튜브간 전도 때문에 튜브간 전도가 없는 경우보다 건도가 더 천천히 하강할 것이다.



(a) Temperature distribution



(b) Quality distribution

Fig. 8 Effect of tube-to-tube conduction on the refrigerant temperature and quality for a three pass heat exchanger.

4. 결론

지금까지 핀의 형상과 튜브 배열의 변화에 따른 밀집형 열교환기의 유효성의 경향에 대해서 알아보았다. 지금까지의 연구 결과로부터 다음과 같은 결론을 내릴 수 있다.

(1) 단상 3패스의 열교환기에서 핀에서의 튜브간 전도 열전달은 이 현상이 없는 경우와 비교했을 때 유효성을 크게는 10% 정도까지 나쁘게 한다.

(2) 고정된 패스수와 고정된 핀 면적을 가지는 열교환기에서 전도의 영향이 작도록 튜브를 적절히 배열함으로써 유효성을 향상시킬 수 있다.

(3) 튜브간 전도를 줄이기 위한 슬릿 천공(slit perforation)를 하면 단상 열교환기의 유효성을 수 퍼센트 향상시킬 수 있다.

(4) 상변화가 발생하는 열교환기에서도 공기로의 대류 뿐 아니라 튜브간 전도를 함께 고려해야 정확한 해석이 가능하다.

후 기

본 논문은 1996년도 한국과학재단의 지원(과제 번호 96-02-00-10-01-3) 및 과학기술부가 지원하는 특정연구개발사업 중 중점국가연구개발사업(기계설비요소기술개발)으로 지원되어 수행하였습니다.

참고 문헌

- Kim, C. M., 1997, Effectiveness of serpentine type heat exchanger with inter-conduction through fin and without phase change, MS thesis, KAIST, Taejon, Korea.
- Auracher, A., Baggio, P., Cavallini, A., Fornasieri, E., Longo, G. A. and Marvilet, C., 1994, Recent Developments in Finned Tube Heat Exchangers Theoretical and Practical Aspects, DTI Energy Technology, Denmark.
- Webb, R. L., 1994, Principles of Enhanced Heat Transfer, John Wiley & Sons Inc., New York.
- Webb, R. L., 1990, The Flow Structure in the Louvered Fin Heat Exchanger Geometry, SAE Paper No. 900722
- Prasad, B. S. V., 1996, Fin efficiency and mechanisms of heat exchange through fins in multi-stream plate-fin heat exchanger: formulation, Int. J. Heat Mass Transfer, Vol. 39, No. 2, pp. 419-428.
- Kaga, K., Yamada, K. S., Takeshida, M. and Yamanaka, G., 1994, Improvement of a capacity of a plate fin tubed heat exchanger by thermal analysis considering thermal interaction between pipes by heat conduction in fins, Proceedings, 10th International Heat Transfer Conference, Brighton, UK, Vol. 2, pp. 99-104.
- Yoo, J. W. and Song, T. H., 1999, Numerical investigation of plate fin performance for a compact heat exchanger, Korean Journal of Air-Conditioning and Refrigeration Engineering, Vol. 11, No. 3, pp. 292-300.
- Shah, M. M., 1979, A general correlation for heat transfer during film condensation inside pipes, Int. J. Heat Mass Transfer, Vol. 22, pp. 547-556.