

냉매유로를 1차원 배열화한 환-관 열교환기 성능해석

김 두 환, 예 휘 열, 이 관 수[†], 차 우 호^{*}

한양대학교 기계공학부, *LS 엠트론

Performance Evaluation of a Fin-Tube Heat Exchanger Using One-Dimensionalized Refrigerant Circuit

Doo-Hwan Kim, Huee-Youl Ye, Kwan-Soo Lee[†], Woo-Ho Cha^{*}

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

^{}Air conditioning division, LS Mtron, Jeallabuk-do 565-904, Korea*

(Received September 20, 2008; revision received November 24, 2008)

ABSTRACT: A new method is presented for developing a simulation program which can analyze the heat transfer characteristics of fin-tube heat exchanger. This method is able to describe several types of refrigerant circuit arrangement. The delivery path of air and refrigerant properties is simplified by transforming three-dimensional array into one-dimensional array. By comparing simulated results with experiment results, the deviation was 8.2%. Several fin-tube heat exchangers of different design factors and operating conditions were simulated using this program. It was shown that this program could be used for designing practical fin-tube heat exchangers.

Key words: Fin-tube heat exchanger(환-관열교환기), Refrigerant circuit(냉매유로), Simulation (시뮬레이션)

기 호 설 명

A_{fin} : 환 면적 [m^2]
 A_{surf} : 환이 부착되지 않은 관 외부 면적 [m^2]
 C : 열 용량률 [$W/^\circ C$]
 c : 용량율
 c_p : 정압비열 [$J/kg^\circ C$]
 d : 관 지름 [mm]
 d_c : 환 collar부 지름 [mm]
 F_p : 환 피치 [mm]
 h : 대류 열전달계수 [$W/m^2^\circ C$]
 k_{tube} : 관 열전도계수 [$W/m^\circ C$]
 m : 질량유량 [kg/s]
 NTU : 전달단위수
 P : 압력 [kPa]
 Q : 열전달량 [kW]
 Ref : 냉매

T : 온도 [$^\circ C$]
 x : 건조

그리스 문자

δ_f : 환 두께 [mm]
 ϵ : 열전달유효도
 η_f : 환 효율
 μ : 점성계수 [$kg/m \cdot s$]
 ρ : 밀도 [kg/m^3]

하첨자

con : 접촉 [contact]
 i : 안쪽
 in : 입구
 min : 최소값
 max : 최대값
 o : 바깥쪽
 out : 출구
 ref : 냉매

[†] Corresponding author

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

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

1. 서 론

가정용 공조기에 널리 쓰이는 R-22(HCFC)가 오존을 파괴하지 않는 HFC로 대체되거나 GWP 150이하의 신냉매로 대체됨에 따라 새로운 공조기기의 설계가 요구되고 있다. 신냉매가 적용된 열교환기 제작을 위해서는 다양한 유로형상 열교환기에서의 열적 성능특성 실험이 요구되나 그러한 실험은 많은 시간과 비용이 들기 때문에 현실적으로 어렵다. 이를 해결하기 위한 훌륭한 수단으로 열교환기의 열적 성능 시뮬레이션이 활용될 수 있으며 관련된 연구가 활발히 진행되어 왔다.

열교환기의 열적 성능 시뮬레이션은 기본적으로 세가지 조건(안정성, 속도, 정확성)을 포함해야 하며 이를 향상시키기 위하여 많은 해석 방법이 소개되었다. Domanski⁽¹⁾는 환-관 열교환기에서 각각의 파이프를 하나의 구간으로 보고, 파이프 순서대로 열적 성능특성을 해석하는 tube-by-tube method를 도입하였다. 이로써 열교환기를 하나의 해석단위로 보는 것보다 계산결과가 정확해졌고, 각 파이프에서의 냉매 및 공기의 상태를 파악할 수 있게 되었다. Lee et al.⁽²⁾은 각 파이프를 여러 개의 소구간으로 나누어 연산을 하는 section-by-section method를 도입하여 이를 더 발전시켰고, 실험값과의 오차수준이 10% 수준임을 보였다. 이 방법은 보다 정확하며 세부적인 위치에서 냉매 및 공기의 상태를 파악할 수 있는 이점이 있다. Jia et al.⁽³⁾과 Judge and Radermacher⁽⁴⁾도 이와 유사하게 환-관 열교환기의 관을 여러 개의 소구간으로 나누어 열적 성능특성을 해석하였고 실험결과와의 비교를 통하여 이러한 해석방법의 타당성을 보였다. Hill and Jeter⁽⁵⁾는 환-관 열교환기를 여러개의 유한 검사체적으로 나누고 질량 및 에너지보존방정식을 적용하여 각 검사체적내의 열전달량, 냉매 및 공기의 온도, 엔탈피 등을 계산하였다. 이 방법은 실험값과의 오차가 낮은 수준이나 계산시간이 많이 소요되는 단점이 있다.

이처럼 열적 성능 시뮬레이션에 적용되는 해석방법에 관한 다양한 연구가 진행되었지만 실제 열교환기를 해석하기에는 부족하다. 소개된 방법들은 공통적으로 냉매측과 공기측 각각 3차원 배열을 형성해야 하며 계산된 냉매 및 공기물성치의 전달경로를 지정해주어야 한다. 실제로 이 과정이 복잡하여 프로그램 상 오류가 많이 발생한다.

또한 다양한 국소 해석방법은 소개되었으나 전체 열교환기의 연산순서를 일반화시킨 알고리즘이 없어 냉매유로를 쉽게 구현하고 변경하기 어렵다. 이 때문에 대부분의 열적 성능 시뮬레이션 논문에서 냉매유로가 간단한 열교환기만을 해석하였다.

최근 이러한 문제를 해결하기 위한 연구가 진행되었는데, 대표적으로 Liu et al.⁽⁶⁾은 그래프 이론을 적용한 알고리즘을 소개하였다. 이 방법은 합지와 분지가 포함된 열교환기 냉매유로 전체를 일반화시켜 간단히 표현할 수 있다. Kuo et al.⁽⁷⁾은 인덱스 법을 적용한 알고리즘을 소개하였다. 4개의 항목으로 이루어진 인덱스는 합지와 분지를 포함한 냉매유로를 일반화시켜 구체적으로 표현할 수 있고, 이를 적용한 연산결과가 실험결과와도 잘 일치함을 보여주었다. 그러나 두 방법은 합지와 분지를 제외한 부분의 알고리즘이 명확하지 않고, 공기물성치 계산결과와 전달경로가 명확하지 않아 활용성이 떨어진다. 이처럼 실제의 열교환기 냉매유로를 단순화하고, 연산순서를 일반화하는 부분은 아직 불완전하여 더 많은 연구가 요구되고 있는 실정이다.

따라서 본 연구에서는 열교환기 냉매유로의 생성 및 변경이 용이한 열적 성능 시뮬레이션 프로그램 개발을 위하여 새로운 해석방법을 소개하고자 한다. 전체 열교환기를 미소구간으로 나누어 형성된 공기와 냉매의 3차원 배열을 1차원 배열로 변환시켜 각 미소구간에서의 냉매 및 공기 계산결과와 전달경로를 단순화한다. 또한 열적 성능 시뮬레이션을 통하여 얻은 결과를 기존의 실험결과와 비교함으로써 해석방법으로서의 타당성을 검토하고자 한다.

2. 해석방법

Fig. 1(a)와 (b)는 환-관 열교환기의 열적 성능 시뮬레이션에 적용되는 해석방법을 설명하기 위하여 사용된 환-관 열교환기의 개략도이다. 예를 든 열교환기는 3열, 2단이고 6개의 관으로 이루어져 있으며 냉매의 흐름 순서에 따라 번호가 부여되어 있다. Fig. 1(a)는 열교환기에서의 냉매의 흐름을 나타내고, Fig. 1(b)는 공기의 흐름을 나타내는데 냉매의 흐름은 관 방향과 동일하고, 공기의 흐름은 관 방향과 직교한다.

Fig. 1의 열교환기 해석을 위해 section-by-sec-

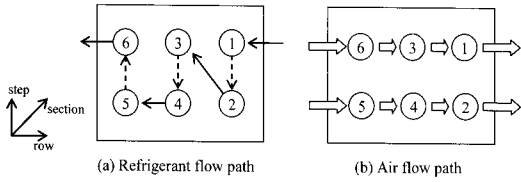


Fig. 1 A schematic of fin-tube heat exchanger.

tion법을 사용하면 관을 여러 개의 소구간으로 나누고, 각 소구간의 해석을 반복 수행함으로써 열전달량 및 공기와 냉매의 출구 상태를 계산할 수 있다. 예를 들어 열교환기를 구성하는 각각의 관을 3개의 소구간으로 나누면 열교환기의 공기와 냉매의 상태가 3차원 배열화(row의 위치, step의 위치, section의 위치)된다. 각 구간 냉매 및 공기 해석 결과의 전달경로를 단순화하기 위하여 Fig. 2처럼 파이프를 길게 펼치면 공기와 냉매의 상태를 1차원 배열로 만들 수 있다. 공기와 냉매의 상태가 1차원 배열화되면 각 소구간의 위치 정보를 표현하는 항목이 3가지(row, step, section)에서 1가지로 줄어든다. 이러한 1차원 배열을 이용하여 열적성능특성을 수치적으로 해석하기 위해서는 냉매 및 공기물성 계산결과의 전달경로를 알아야 한다. Fig. 1(a)와 Fig. 2를 참조하면 관의 순서가 냉매의 흐름 순서로 되어 있기 때문에 냉매물성 계산결과의 전달경로와 관 순서가 일치한다. 따라서 냉매물성 계산결과의 전달경로를 별도로 지정 할 필요가 없다. 예를 들어

Fig. 2에서 관 4번 냉매물성 계산결과는 관의 순서와 동일하게 관 5번으로 전달된다. 그러나 Fig. 1의 (b)와 Fig. 2를 참조하면 공기의 흐름 순서는 관의 순서와 일치하지 않는다. 따라서 공기측의 경우 물성치 계산결과의 전달경로를 별도로 지정하여야 한다. 예를 들면 Fig. 2에서 관 4번 공기물성의 계산결과는 관 2번으로 전달된다. 이러한 특성을 고려한 아래의 수치해석과정을 통하여 1차원 배열화된 열교환기의 열전달량, 공기 및 냉매의 출구 물성을 계산할 수 있다.

- Step 1 : 냉매흐름 순으로 각 관에 번호를 부여한다.
- Step 2 : 각 관을 여러 개의 소구간으로 나눈다.
- Step 3 : 열교환기의 관을 일렬로 펼쳐 1차원화한다.
- Step 4 : 소구간 1번부터 소구간내의 열전달량 및 공기와 냉매의 물성을 계산하고, 마지막 소구간까지 순차적으로 이러한 계산을 진행한다.
- Step 5 : 열교환기의 열전달량이 수렴할 때 까지 step 4를 반복한다.

위와 같은 방식으로 열적성능특성을 수치적으로 해석하는 경우 각 소구간 공기물성 계산결과의 전달경로를 모두 지정하여야 한다. Fig. 1 열교환기의 각 관을 3개의 소구간으로 나누면 냉매 흐름순서에 따라 Fig. 3과 같이 각 소구간에 위치

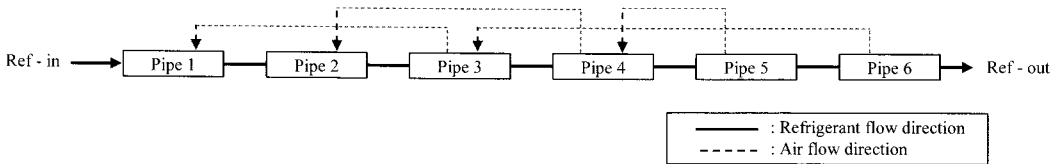


Fig. 2 One-dimensionalized fin-tube heat exchanger with each pipe considered as one section.

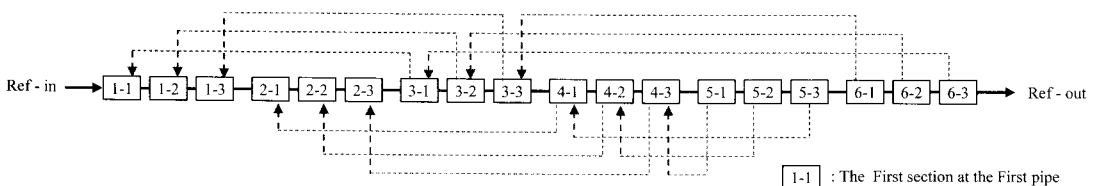


Fig. 3 One-dimensionalized fin-tube heat exchanger with each pipe divided into three sections.

순서를 부여 할 수 있다. 예를 들어 관 1번은 Section 1-1, 1-2, 1-3 (관번호-위치순서)으로 나누어진다. Fig. 3과 같이 1차원 배열화된 열교환기의 열적성능특성을 해석하기 위해서는 12개 Section의 공기 전달경로를 지정하여야 한다. 관수가 더 늘어나거나 각관의 섹션 수를 증가시키는 경우 지정하여야 하는 공기 전달경로가 많아져 이에 따른 많은 시간과 주의가 요구된다. 이러한 문제점을 해결하기 위해서는 공기 전달과정의 규칙성을 찾아내어 단순화 시켜야 한다. 본 연구에서는 평행배열과 엇갈림 배열이라는 개념을 도입하여 이러한 문제를 해결하고자 한다.

해석대상 관의 우측에 인접한 관 배열은 평행배열과 엇갈림배열로 구분할 수 있다. Fig. 4(a)처럼 3번 관의 우측에 인접한 1번 관의 냉매 흐름이 3번 관의 냉매 흐름과 동일한 방향이면 3번 관을 기준으로 평행배열이고, Fig. 4(b)처럼 5번 관의 우측에 인접한 4번 관의 냉매 흐름이 5번 관의 냉매 흐름과 엇갈린 방향이면 5번관을 기준으로 엇갈림배열이다. 평행 배열의 경우 해석대상 관 내부 소구간 위치순서가 우측 인접관 내부 구간 위치순서와 동일하다. 예를 들어 Fig. 4(a)에서 관 3번의 첫 번째 소구간(Section 3-1)과 두 번째 소구간(Section 3-2)의 공기 계산결과는 관 1번의 첫 번째 소구간(Section 1-1)과 두 번째 소구간(Section 1-2)으로 전달된다. 엇갈림 배열의 경우는 해석대상 관 내부의 소구간 위치순서가 우측 인접관 내부 소구간 위치순서의 역순이다. 예를 들어 Fig. 4(b)에서 관 5번의 첫 번째 소구간

(Section 5-1)과 두 번째 소구간(Section 5-2)의 공기 계산결과는 관 4번의 세 번째 소구간(Section 4-3)과 두 번째 소구간(Section 4-2)으로 전달된다. 공기전달경로의 이러한 특성을 이용하면 우측 인접관 번호와 배열형태만으로 모든 소구간 공기 계산결과의 전달경로를 규칙적으로 표시할 수 있다.

지금까지 언급한 해석방법을 이용하여 환-관 열교환기의 열적성능 시뮬레이션 프로그램을 제작하기 위해서는 해석방법을 일반화시켜 표시해야 한다. 본 연구에서는 Table 1과 같이 각 관에 4가지 정보를 부여하여 냉매 및 공기상태의 계산 및 전달과정에 관한 정보를 담은 형식을 도입하였다. 가장 좌측에는 관의 번호를 표시하고, 그 우측으로 해당 관의 4가지 정보를 표시한다.

첫 번째 항목은 각 관 공기 물성치 계산결과가 전달되는 관의 번호를 의미한다. 예를 들어 Fig. 4에서 관 5번의 공기물성 계산결과는 관 4번의 입구 물성이 되므로 표에 4로 표시하였다. 단, 관 1, 2번과 같이 가장 우측에 위치하여 계산결과가 출구정보인 경우는 다른 관으로 계산결과가 전달되는 것이 아니기 때문에 이 경우에는 '0'으로 표시하였다.

두 번째 항목은 해석대상 관의 우측 인접 관과

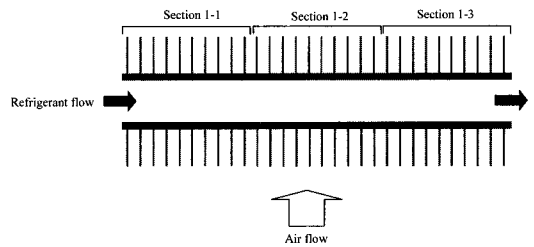


Fig. 5 Example of a pipe divided into three sections.

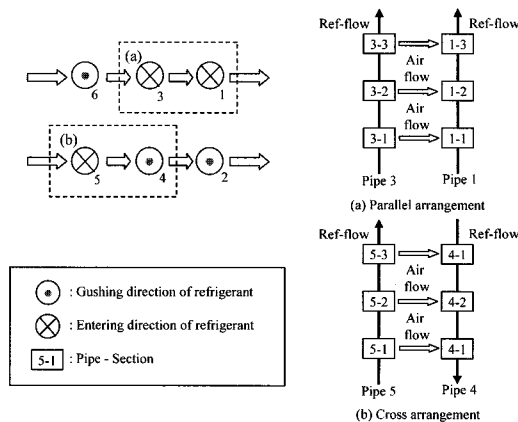


Fig. 4 Delivery paths of calculated air properties.

Table 1 Generalized matrix of refrigerant circuits

Pipe	Air transfer	Arrangement type	Ref-in	Ref-out
1	0	0	1	0
2	0	0	0	0
3	1	1	0	0
4	2	1	0	0
5	4	-1	0	0
6	3	-1	0	1

의 엇갈림 여부를 구분하는 것으로 평행 배열일 경우는 '1', 엇갈림 배열인 경우는 '-1'로 표시한다. Fig. 4를 참고하면 관 3번의 경우 우측에 인접한 관 1번의 냉매 흐름방향이 관 3번의 냉매 흐름방향과 동일하기 때문에 '1'이고, 관 5번은 우측에 인접한 관 4번의 냉매 흐름방향이 관 4번의 냉매 흐름방향과 다르기 때문에 '-1'이다. 관 1, 2번과 같은 가장 우측에 위치한 관은 우측 인접관이 없기 때문에 '0'으로 표시하였다.

세 번째 항목에서는 관이 냉매의 입구에 해당 하는지도 1과 0으로 구분하여 표시한다. 입구인 관 1번은 '1' 나머지 관은 모두 '0'이다. 네 번째 항목에서는 관이 냉매의 출구에 해당하는지도 1과 0으로 구분하여 표시한다. 출구인 관 6번은 '1'이고, 나머지 관은 모두 '0'이다. 위의 내용을 정리 하면 다음과 같다.

1. 공기전달위치 : 공기물성치 계산결과가 전달 되는 우측 인접관의 번호(공기출구 열 : 0)
2. 우측 관 배열 : 우측 인접관 냉매흐름의 엇갈림 여부 확인(평행 배열 : 1, 엇갈림 배열 : -1, 공기출구 열 : 0)
3. 냉매입구 여부 : 해당 관이 냉매 입구에 해당하는지 확인(입구 : 1, 입구 아님 : 0)
4. 냉매출구 여부 : 해당 관이 냉매 출구에 해당하는지 확인(출구 : 1, 출구 아님 : 0)

3. 단위 해석모델의 열전달 해석

열교환기를 해석하기 위한 분할법으로 section-by-section법을 사용하였으므로 전체 열교환기를 해석하기 위해서는 각 section에서의 열전달량과 냉매의 압력강하량을 각각 계산하여야 한다. Fig. 5는 하나의 관(관 1번)을 세개의 section으로 나눈 것을 보여주는 그림이다. 각 section의 열적 성능특성을 해석하는 과정에서 공기 및 냉매의 상태, 열교환기의 형상에 적합한 상관식들이 사용되어야 한다. 단, 환-관 열교환기는 냉매 유로형상, 열유동 현상이 복잡하여 모든 현상을 고려하여 해석하는 것이 어렵기 때문에 section의 모델링을 단순화하여야 하고, 이를 위하여 다음과 같은 가정을 도입하였다.

- (1) 냉매와 공기의 유동은 정상상태.
- (2) 환을 통한 관 사이의 열전도 효과는 무시.
- (3) 곡관부에서는 공기의 흐름이 없으므로 이

에 대한 열전달은 무시.

본 연구에서는 ϵ -NTU법을 적용하여 다음과 같이 각 section의 열전달량을 계산하였다.

$$Q = \epsilon Q_{\max} = \epsilon C_{\min}(T_{h,in} - T_{c,in}) \quad (1)$$

식(1)에서의 ϵ (effectiveness)의 경우 냉매의 단상과 2상여부에 따라 다음과 같은 식을 적용하여 계산하였다.

단상영역

$$\epsilon = \frac{1}{C} (1 - \exp\{1 - C[1 - \exp(-NTU)]\}) \quad (2)$$

2상영역

$$\epsilon = 1 - \exp(-NTU) \quad (3)$$

여기서 c 는 용량율(capacity ratio)로 다음과 같다.

$$c = \frac{C_{\min}}{C_{\max}} = \frac{(mc_p)_{\min}}{(mc_p)_{\max}} \quad (4)$$

냉매의 열전달계수는 냉매의 상태에 따라 기상, 2상, 액상의 구간으로 나누고 각 구간에 적합한 상관식을 적용하여 계산하였다. 특히 냉매 건도가 0.85~1인 2상 구간에서는 구간 양 끝점($x = 0.85, x = 1.0$)의 냉매 열전달계수를 선형 보간 하였다. 공기 열전달계수는 환의 종류(슬릿 환, 루버 환)에 따라 각각 다른 상관식을 적용하여 계산하였다. 냉매 및 공기 열전달계수를 계산하는데 적용된 상관식은 Table 2에 정리하였다. section의 열전달량을 계산하면 이를 이용하여 공기의 출구온도와 냉매의 출구 엔탈피를 다음과 같이 계산할 수 있다.

$$T_{air,out} = T_{air,in} + Q/C_{air} \quad (5)$$

$$h_{ref,out} = h_{ref,in} - Q/m_{ref} \quad (6)$$

공기의 경우는 상변화가 없기 때문에 온도를 변수로 하여 계산하였고, 냉매의 경우는 상변화가 있기 때문에 엔탈피를 변수로 하여 계산하였다.

냉매의 온도 및 건도는 엔탈피와 해당 section에서의 냉매압력을 이용하여 계산하는데, NIST Refprop v7.0⁽⁸⁾에서 얻은 R410a의 물성자료를 보간하여 계산에 활용하였다. 보간한 냉매의 물성자료를 서브루틴화 하여 프로그램에 적용하면 계산 과정에서 필요한 냉매의 물성치(ρ , μ , k , c_p)를 얻을 수 있다. 공기 물성치의 경우도 ASHRAE Handbook⁽⁹⁾의 자료를 보간하여 이와 동일한 과정을 통하여 얻는다.

계산 진행에 따른 냉매 물성의 변화를 정확히 추적하고, 정확한 열전달량을 계산하기 위해서는 각 section에서의 냉매 압력강하량도 계산하여야 한다. 각 section에서의 압력강하는 식(7)과 같이 마찰 압력강하, 운동량 압력강하, 중력에 의한

$$\Delta p_{\text{section}} = \Delta p_{\text{friction}} + \Delta p_{\text{acceleration}} + \Delta p_{\text{gravity}} \quad (7)$$

압력강하로 이루어진다. 중력에 의한 압력강하는 곡관부를 포함하는 section에서 고려되어야 한다. 압력강하량을 계산하는데 있어 적용영역(곡관부, 평관부)과 냉매의 상(과열, 과냉, 2상)에 따라 각각 다른 상관식을 적용하였고, 이를 Table 2에 나타내었다.

4. 열적성능 시뮬레이션 알고리즘

제 2장에서는 열교환기 냉매유로의 3차원 배열을 1차원화하여 Matrix형태로 일반화시켰다. 제 3장에서는 각 Section의 열전달량을 계산하였고,

이를 이용하여 각 section에서의 공기 및 냉매의 출구물성을 구하는 과정을 정리하였다. 제 2장과 제 3장의 내용을 종합한 알고리즘을 흐름도(flow chart)로 나타내면 Fig. 6과 같다. Fig. 6 흐름도에서 냉매의 물성값을 나타내는 prop_{ref} , 공기의 물성값을 나타내는 prop_{air} , 열교환기의 마지막 관을 나타내는 p_{max} , 각 관의 마지막 section을 나타내는 S_{max} , 우측 인접관 번호를 나타내는 p_{right} , 우측 인접관 배열형태를 나타내는 type 등이 사용되었다.

5. 시뮬레이션 프로그램의 검증

개발된 시뮬레이션 프로그램 검증을 위하여 Kim and Lee⁽¹⁹⁾의 환-관 열교환기 실험결과를 활용하였다. R410a 응축기의 실험 조건을 시뮬레이션에 입력하고 실험에서의 열전달량과 시뮬레이션에서의 열전달량을 비교하였다. 공기유속은 0.8~1.6 m/s의 범위에서, R410a 냉매의 질량유속은 150~250 kg/m²s의 범위에서 변화시켜가며 총 15회에 걸쳐 측정된 데이터를 검증에 사용하였다. Fig. 7에 Kim and Lee⁽¹⁹⁾의 실험에 적용된 열교환기의 냉매유로와 이를 일반화한 matrix를 나타내었다. 3차원 형상의 냉매유로가 1차원화되고 matrix로 표현되어 냉매유로의 구현 및 section 개수의 조절이 자유로웠다. 본 연구에서는 열교환기를 해석하는데 있어 하나의 관을 20개의 section으로 나누어 계산하였다.

Fig. 8에서 측정된 열전달량과 시뮬레이션 열

Table 2 List of correlations used for heat transfer coefficient and pressure drop

Items	Applied region	Correlations
Heat transfer coefficient	Air side	Wang et al. ⁽¹⁰⁾ -Louver fin
		Seshimo and Fujii ⁽¹¹⁾ -Slit fin
		Copetti et al. ⁽¹²⁾
Pressure drop	Single phase in refrigerant side	Goto et al. ⁽¹³⁾
	Two phase in refrigerant side	Carnavos ⁽¹⁴⁾ -Vapor
	Single phase in refrigerant side	Kuo and Wang ⁽¹⁵⁾ -Liquid
	Two phase in refrigerant side	Haraguchi et al. ⁽¹⁶⁾
	Return bend in single phase region	Ito ⁽¹⁷⁾
Return bend in two phase region	Pierre ⁽¹⁸⁾	

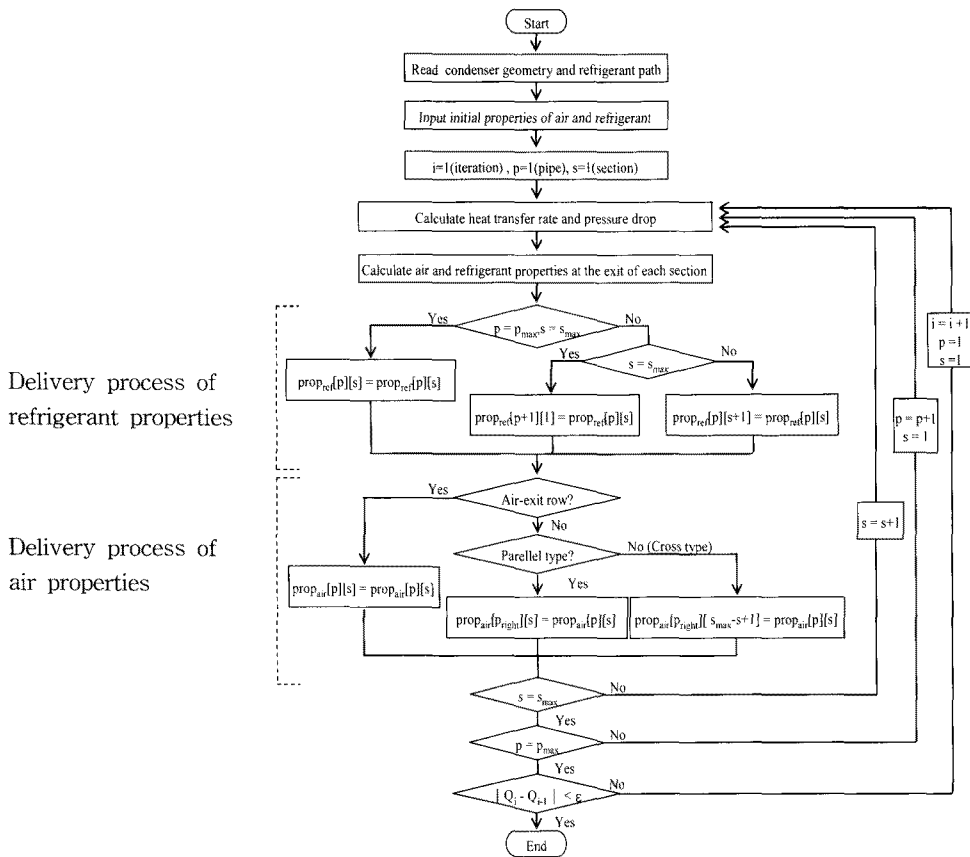


Fig. 6 Flow chart of a simulation program.

전달량을 비교하였고, 오차는 8.2%로 시뮬레이션 프로그램이 응축기의 열적성능을 잘 예측하고 있음을 보여주었다. 이러한 오차는 Lee et al.⁽²⁾, Liu et al.⁽⁶⁾ 등 본 연구와는 다른 해석방법을 적용한 최근의 연구결과와도 비슷한 수준이다. 시뮬레이션 결과 공기속도가 느린 영역에서 오차가 크고, 공기유속이 증가함에 따라 오차가 감소하였다. 특히 공기유속이 1.0 m/s 이상인 구간에서는 오차가 4.5%로 나타나 보다 정확하였다.

6. 열적성능 시뮬레이션

본 연구에서는 개발된 시뮬레이션 프로그램이 응축기 해석에 충분히 활용될 수 있다고 판단하여 다양한 조건하에서 열적 성능해석을 수행하였다. Fig. 7의 열교환기 냉매유로 형상을 적용하여 운전조건 및 설계조건을 변경해가며 열적 성능

해석을 실시하였다.

Fig. 9는 응축기에서 공기의 입구유속에 따라 냉매의 질량유량이 열전달량에 미치는 영향을 시뮬레이션한 결과를 나타낸 것이다. R410a 냉매의 질량유량이 0.014, 0.016, 0.018 kg/s일 때 공기유속을 0.8에서 1.6 m/s로 변화시켜가며 열전달량을 계산하였다. 냉매의 질량유량이 0.014 kg/s인 경우를 살펴보면 공기유속이 0.8에서 1.3 m/s인 경우에는 공기유속의 증가에 따라 열전달량이 증가하지만 공기유속이 1.3 m/s 이상인 경우 열전달량이 더 이상 증가하지 않았다. 공기유속이 1.3 m/s인 경우에 출구영역의 냉매가 이미 충분히 과냉되어 출구온도가 공기입구온도와 같아 더 이상 열교환이 일어날 수 없기 때문이다. 반면, 냉매의 질량유량이 0.018 kg/s인 경우는 공기유속의 증가에 따라 전 구간에서 열전달량이 선형적으로 증가하였다. 냉매의 질량유량이 0.018 kg/s인 경

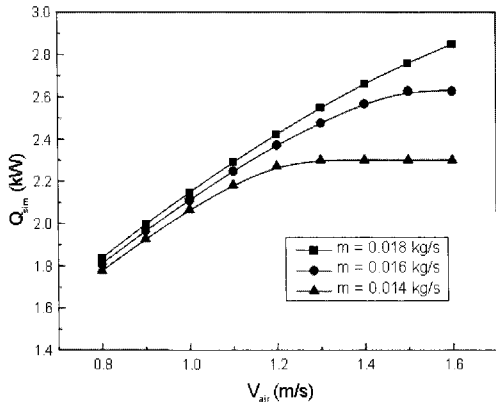


Fig. 9 Effect of refrigerant mass flow rate on heat transfer rate on heat exchanger according to inlet air velocity ($T_{ref,in} = 60\text{ }^{\circ}\text{C}$, $T_{air,in} = 35\text{ }^{\circ}\text{C}$, $P_{ref,in} = 3.0\text{ MPa}$).

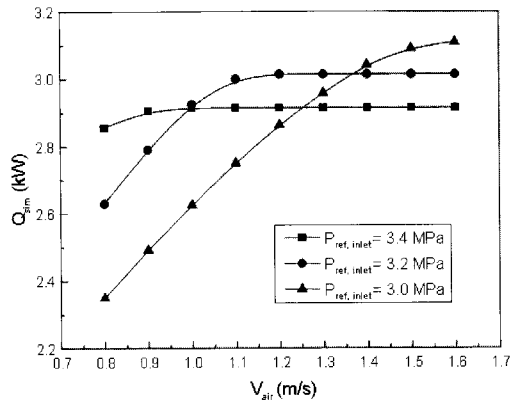


Fig. 10 Effect of inlet refrigerant pressure on heat transfer rate on heat exchanger according to inlet air velocity ($T_{ref,in} = 90\text{ }^{\circ}\text{C}$, $T_{air,in} = 35\text{ }^{\circ}\text{C}$, $m_{ref} = 0.02\text{ kg/s}$).

짧아($h_{latent} = 123.3\text{ kJ/kg}$) 공기유속이 1.0 m/s 인 지점에서 냉매의 출구온도가 공기의 입구온도($35.0\text{ }^{\circ}\text{C}$)와 같아져 공기유속의 증가에 따른 열전달량의 증가가 더 이상 발생하지 않았다. 냉매 입구 압력이 3.0 MPa 인 경우에는 응축온도가 $49.5\text{ }^{\circ}\text{C}$ 로 가장 낮아 공기유속이 느린 경우 열교환량이 적었으나 2상영역이 길어($h_{latent} = 138.4\text{ kJ/kg}$) 전 구간에서 공기유속의 증가에 따라 열전달량이 증가하였다. 따라서, 열교환기 설계 시 주어진 공기유속과 목표 열전달량을 고려하여 이에 적합한 냉매 입구압력을 결정하면 된다.

Fig. 11은 응축기에서 관의 바깥지름이 열전달량에 어떠한 영향을 미치는지를 시뮬레이션 한 결과를 나타낸 것이다. R410a 냉매의 질량유량이 $0.017, 0.019, 0.021\text{ kg/s}$ 인 경우 관 바깥지름을 4 에서 13 mm 까지 변화시켜가며 열전달량을 계산하였다. 관 바깥지름이 4 에서 9 mm 인 구간에서는 관 바깥지름의 증가에 따라 열전달량이 급격히 증가하지만 9 mm 이후 부터는 증가폭이 둔화되어 11 mm 이후에는 감소한다. 관 바깥지름의 증가에 따라 열전달 면적의 증가로 열전달량이 증가하다가 관 바깥지름이 11 mm 이상인 경우 단면적의 증가로 인한 냉매 유속의 감소로 관내 열전달계수가 감소하여 열전달량이 감소하는 것으로 보인다. R410a 냉매의 응축압력이 기존의 R22에 비하여 50% 정도 높아 열교환기 설계 시 관 바깥지름을 축소하는 것이 중요한 과제인데 관

바깥지름이 9 mm 이하인 관에서 관 바깥지름 축소 시 이에 따른 열전달량의 감소에 대한 고려가 필요하다.

본 연구에서는 냉매유로의 배열형태가 열교환기의 열전달량에 미치는 영향을 조사하기 위하여 Fig. 12과 같은 네 가지 이상적인 형태의 열교환기 시뮬레이션을 수행하였다. 배열형태는 (a) 세로형, (b) 가로형, (c) 계단형, (d) 사선형으로 나누어 다양한 배열형태의 영향을 분석할 수 있도록 하였다.

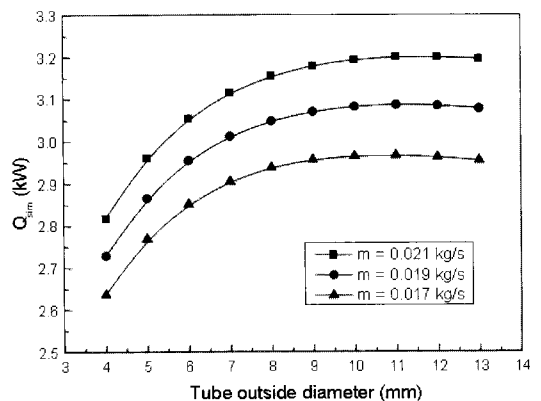


Fig. 11 Effect of refrigerant mass flow rate on heat transfer rate on heat exchanger according to tube outside diameter ($T_{ref,in} = 90\text{ }^{\circ}\text{C}$, $T_{air,in} = 35\text{ }^{\circ}\text{C}$, $m_{ref} = 0.02\text{ kg/s}$).

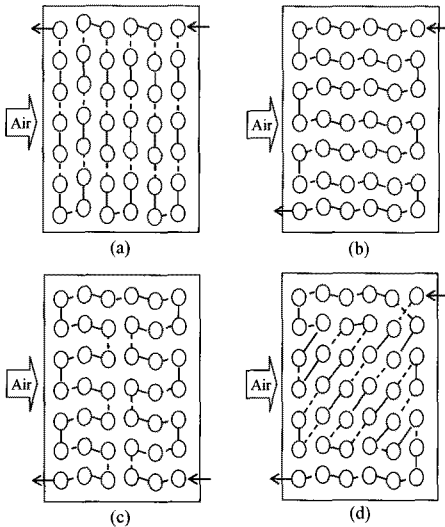


Fig. 12 Four different types of fin-tube heat exchanger refrigerant circuits. (a) vertical type (b) horizontal type (c) step type (d) oblique type.

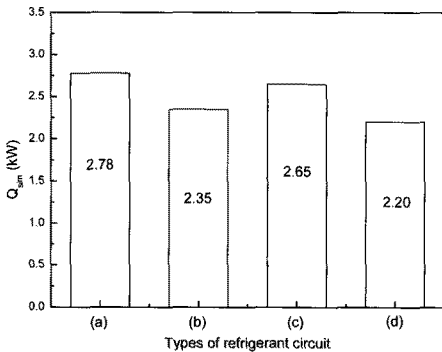


Fig. 13 Heat transfer rate for four different refrigerant circuits ($T_{ref,in} = 60\text{ }^\circ\text{C}$, $T_{air,in} = 35\text{ }^\circ\text{C}$, $P_{ref,in} = 3.0\text{ MPa}$).

시뮬레이션 시 열교환기 냉매유로 배열형태를 제외한 나머지 설계인자 및 운전조건은 동일하게 유지하였다. 시뮬레이션 결과를 Fig. 13에 나타내었고 냉매유로의 형상에 따른 열전달량의 차이를 확인할 수 있다. 열전달량은 크기는 (a) 세로형-(c) 계단형-(b) 가로형-(d) 사선형 순으로 나타났다. 특히, Fig. 12(d)의 열교환기의 경우 Fig. 12(a)의 열교환기에 비해 열전달량이 20.9% 적었다. 네 가지 열교환기의 시뮬레이션 결과를 검토

한 결과 이미 알려진 바와 같이 상대적으로 고온 인과열영역의 관이 공기 출구영역에 위치하는 Cross-type의 냉매유로가 가장 우수한 열적 성능을 구현할 수 있음을 확인하였다.

7. 결 론

본 연구에서는 열교환기 냉매유로의 생성 및 변경이 용이한 열적성능 시뮬레이션 프로그램 개발을 위하여 새로운 해석방법을 소개하였다. 새로운 해석방법에서는 3차원의 냉매유로와 공기유로를 1차원 배열화하여 열적성능을 해석할 수 있도록 하였다. Section-by-section 법에서 1차원 배열화 방법이 적용 가능하게 하여 이를 일반화된 Matrix로 표현하였다. 소개된 해석방법은 모든 연구자가 쉽게 적용할 수 있도록 순차적으로 정리하였다.

R410a 응축기에 대한 열적성능 시뮬레이션 결과와 기존의 실험결과와의 오차는 8.2%로 해석방법으로서의 타당성을 검증하였다.

프로그램을 이용하여 다양한 설계조건 및 운전 조건하에서 시뮬레이션을 수행하였고, 개발된 프로그램이 응축기 해석에 충분히 활용될 수 있음을 보여주었다.

후 기

이 연구는 에너지관리공단의 에너지·자원 기술 개발사업 과제 'R410a용 GHP 시스템'의 연구비에 의해 수행되었으며, 주관기관 LS엔트론의 위탁 과제 '고효율 GHP 열교환기 최적설계'의 연구의 일부입니다.

참고문헌

1. P. A. Domanski, 1991, Simulation of an evaporator with non-uniform one-dimensional air distribution, ASHRAE Transactions, pp. 793-802.
2. J. H. Lee, S. W. Bae, K. H. Bang and M. H. Kim, 2002, Experimental and numerical research on condenser performance for R22 and R407C refrigerants, Int J Refrigeration, Vol. 27, pp. 372-382.
3. X. Jia, C. P. Tso and P. K. Chia, 1995, A

- distributed model for prediction of the transient response of an evaporator, *Int J Refrigeration*, Vol. 18, pp. 336-342.
4. J. Judge and R. Radermacher, 1997, A heat exchanger model for mixtures and pure refrigerant cycle simulations, *Int J of Refrigeration*, Vol. 20, pp. 244-255.
 5. J.M. Hill and S.M. Jeter, 1991, A Linear subgrid cooling and dehumidification coil model with emphasis on mass transfer, *ASHRAE Transactions*, pp. 118-128.
 6. J. Liu, W.J. Wei and G.L. Ding, 2004, A general steady state mathematical model for fin-and-tube heat exchanger based on graph theory, *Int J of Refrigeration*, Vol. 27, pp. 965-973.
 7. M.C. Kuo, H.K. Ma, S.L. Chang and C.C. Wang, 2006, An algorithm for simulation of the performance of air-cooled heat exchanger applications subject to the influence of complex circuitry, *Applied Thermal Engineering*, Vol. 26, pp. 1-9.
 8. NIST REFPROP V6.0, National Institute of Standards and Technology, USA.
 9. ASHRAE handbook fundamentals, ASHRAE, 2002.
 10. C.C. Wang, C.J. Lee, C.T. Chang and S.P. Lin, 1999, Heat transfer and friction correlation for compact louvered fin-and-tube heat exchangers, *Int J of Heat and Mass Transfer*, Vol. 42, pp. 1945-1956.
 11. Y. Seshimo and M. Fujii, 1991, An experimental study of the performance of plate fin and tube heat exchangers at low Reynolds numbers, *ASME/JSME Thermal Engineering Proceedings*, Vol. 4, pp. 449-454.
 12. J.B. Copetti, M.H. Macagnan, D. Souza, and R.C. Oliveski, 2004, Experiments with micro-fin tube in single phase, *Int J of Refrigeration*, Vol. 27, pp. 876-883.
 13. M. Goto, N. Inoue and R. Yonemoto, 2003, Condensation heat transfer of R410 inside internally grooved horizontal tubes, *Int J of Refrigeration*, Vol. 26, pp. 410-416.
 14. T.C. Carnavos, 1980, Heat transfer performance of internally finned tube, *Heat Transfer Engineering*, Vol. 4, p. 32.
 15. C.C. Kuo and C.C. Wang, 1996, In tube evaporation of HCFC-22 in a 9.52 mm micro/smooth tube *Int J of Heat and Mass Transfer*, Vol. 39, pp. 2259-2269.
 16. H. Haraguchi, S. Koyama, J. Esaki and T. Fujii, 1993, Condensation heat transfer of refrigerants HFC-134a, HCFC-123 and HCFC-22 in horizontal smooth tube and a horizontal microfin tube, *Proceedings of 30th National Symposia of Japan Yokohama*, pp. 343-345.
 17. H. Ito, 1960, Pressure losses in smooth pipe bends. *Basic Engineering*, *Transaction of AMSE*, Vol. 3, p. 135.
 18. B. Pierre, 1964, Flow resistance with boiling refrigerants part II, *ASHRAE Journal*, pp. 73-77.
 19. C.D. Kim, C.D. Jeon and J.H. Lee, 2004, Evaluation of Air-side Heat Transfer and Friction Characteristics on Design Conditions of Condenser, *Korean Journal of Air-Conditioning and Refrigeration Engineering*, Vol. 16, No. 1, pp. 42-53.