

다분지 응축기의 냉매유량 분배에 미치는 중력의 영향을 고려한 해석방법

이 장 호[†], 김 무 환
포항공과대학교 기계공학과

Analysis of the Gravity Effect on the Distribution of Refrigerant Flow in a Multi-circuit Condenser

Jangho Lee[†], Moo Hwan Kim

Pohang University of Science and Technology, San 31, Hyoja Dong, Pohang 790-784, Korea

(Received June 5, 2004; revision received August 20, 2004)

ABSTRACT: The method to consider gravity effect on the performance of a condenser is developed, and a simple condenser having 'nU' type two circuits is analyzed. Each circuit has the same length and inlet air-side operational conditions. The only difference between two circuits is the direction of refrigerant flow, which is exactly opposite each other between the upper 'n' type circuit and the lower 'U' type circuit. It is shown that the gravity makes the distribution of refrigerant flow uneven in the two circuits at lower refrigerant flow rates; heat transfer rate also becomes uneven. Moreover, much of the refrigerant exists as liquid state in the circuit having low refrigerant flow rate, which will make the cycle balance unstable in the refrigeration cycle system like a heat pump.

Key words: Condenser(응축기), Gravity effect(중력효과), Distribution of refrigerant flow(냉매 유량분포), Circuit of refrigerant flow(냉매흐름회로)

기 호 설 명

bdp : U-bend의 압력강하 [Pa]

dp : 튜브의 압력강하 [Pa]

F : 각 분지별 질량 유량비

G : 질량유속 [$\text{kg}/\text{m}^2 \cdot \text{s}$]

H : Step pitch, U-bend의 관간 거리[m]

L : U-bend 튜브의 길이[m]

\dot{m} : 질량유량 [kg/s]

N : 응축기의 분지 회로 총수

x : 진도

ΔP : 압력강하 [Pa]

R : 유로저항

v : 비체적 [m^3/kg]

그리스 문자

α : 기공율

ρ : 밀도 [kg/m^3]

λ : 유동방향

[†] Corresponding author

Tel.: +82-54-279-5891; fax: +82-54-279-3199

E-mail address: jangho@postech.ac.kr

상첨자

n : 지수

하첨자

b : U-벤드

f : 중력

g : 중력

i : 입구

l : 액체

m : 운동량

o : 출구

t : 총합

v : 증기

1. 서 론

최근, 가변속 냉동 시스템과 멀티-공조 시스템 등과 같은 제품들의 수요가 늘어나면서 응축기 성능을 좌우하는 인자 중 하나인 냉매유량의 범위가 광범위하게 확대되고 있으며, 정속 시스템에서 예상하지 못했던 현상들이 이들 시스템에서 발생하고 있다. 냉매의 유량이 적은 영역에서 발생하는 다분지 응축기내 냉매유량의 불균일 분포도 그런 현상들 중 하나이다. 이러한 현상이 심화되는 경우에는 다분지 응축기의 어느 한 분지에 액 냉매와 압축기 오일이 가득 쌓여 있기도 하는데, 이런 상황에서 냉동시스템이 장시간 운전되면, 압축기 신뢰성에 심각한 문제를 일으키게 된다. 이와 같은 응축기내 냉매유량의 불균일 분포의 한 원인으로써, 각 분지별 압력변화에 대한 중력의 불균일한 영향이 생각되고 있다.

Wang et al.⁽¹⁾은 'nU' 형의 냉매회로(circuit) 가진 2분지 응축기에서 냉매유량을 변경시켜 가면서 냉매경로에 따른 응축기 온도분포를 측정하였다. 상(n)·하(U) 분지내 냉매의 유로길이가 같고, 각 분지에서의 공기속도가 동일한 상태인 그들의 실험에서, 냉매유량이 감소함에 따라 응축기 각 분지의 온도분포가 불균일해지는 현상이 관찰되었다. 그들은 이러한 현상이 상·하 분지 내 압력 변화에 미치는 중력의 영향이 다르기 때문에 나타난다고 서술하였다. 이때, 중력이 전체 압력변화에 미치는 영향에 대해서, 하분지의 경우

는 4~5%, 상분지의 경우는 30~40% 정도될 것으로 추측하였다.

한편, 열교환기 해석에 있어 기존의 연구들^(2,3)은 이러한 중력의 영향을 고려하지 않고 있는데, 이것은 중력에 의한 수두 변화가, 수평관을 사용하는 상변화 열교환기에서, 전체 압력 손실에 미치는 영향이 무시할 만한 수준인 것으로 알려져 있기 때문이다. 그러나 증발기와 달리, 응축기의 경우 상변화에 의한 운동량의 회복이 전체 압력 손실을 작아지게 하는 특성이 있으므로, 냉매유량이 작을 경우 전체 압력에서 중력에 의한 수두 변화가 차지하는 비율이 상대적으로 커질 수 있다. 그러므로 중력이 냉매유량 분포에 영향을 미치는 인자로 작용할 수도 있을 것이다.

이에 따라 본 연구에는 중력이 응축기 성능에 미치는 영향을 고려하기 위한 해석방법을 개발하고, Wang et al.⁽¹⁾의 실험 데이터를 이용해 계산 결과의 타당성을 검증한 후 해석결과의 분석을 통해 중력이 냉매유량 분포에 미치는 영향을 규명하고자 한다.

2. 해석방법

2.1 해석 응축기와 모델링

본 연구의 해석 대상은 Wang et al.⁽¹⁾의 연구에서 사용된 응축기와 동일하다. 응축기는 상하대칭의 구조를 가지는데, 위쪽 경로는 영문 소문자 'n'의 형태를 하고 있고 아래쪽 경로(path)는 영문 대문자 'U' 형태를 하고 있다('nU' 경로). 위쪽 경로와 아래쪽 경로의 길이는 정확히 동일하고, 열전달 면적도 동일하며, 응축기로 입력되는 공기의 속도도 균일하고 일정하다(1 m/s). 이에 따라 응축기 상·하 경로에서, 경로의 길이가 차지하는 영향과, 공기의 속도분포가 미치는 영향은 제거된다. 그러므로 상·하 경로에서 열전달이나 압력 손실 등이 동일하지 않다면, 판 내부의 유동 및 전달 특성이 동일하지 않기 때문일 것이라고 추측할 수 있다.

본 연구의 해석방법은 기본적으로 Lee et al.⁽³⁾의 구간해석법(section-by-section scheme)을 사용한다. 따라서 응축기 해석 알고리즘과 계산순서는, 본 연구에서 서술하는 중력의 영향을 고려하는 부분들만 제외하면, 그들의 연구와 동일하

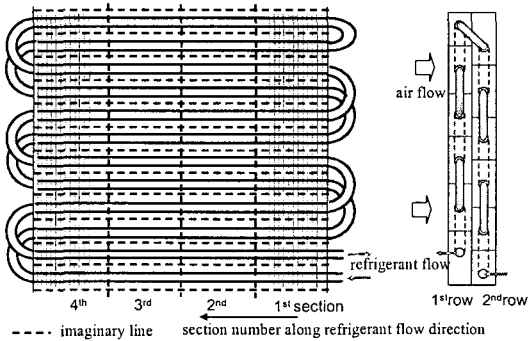


Fig. 1 Condenser modeling using section by section scheme.

다. 그들은 응축기를 해석할 경우, 구간 해석법이 공기속도가 불균일한 경우뿐만 아니라, 관 내부의 응축 열전달계수, 온도, 그리고 압력 손실 등이 냉매의 경로를 따라 가면서 변화하는 경우에도 유용하다는 것을 입증하였다.

Fig. 1은 응축기의 위쪽 경로('n' 형태) 하나에 대하여 해석구간을 표시한 것인데, 각 수평관이 4개의 해석구간으로 구분되어 있다. 아래쪽 경로는 Fig. 1의 아래 부분에 정확히 대칭된 형태로 위치하며, 'U'자 형태를 가진다. 따라서 위쪽과 아래쪽의 각 경로는 12개의 수평관과 48개의 해석구간 수가 각각 존재한다.

각 해석구간에서 열전달과 압력손실이 계산되고, 수평관 사이를 연결하는 U-bend에서는 압력손실만 계산된다. 실제 경우에서도, U-bend에는 공기의 유동이 거의 없고 단열되어 있기 때문에 U-bend에서 열전달은 거의 없다. Table 1은 응축기 시료의 사양과 작동조건을 나타낸다.⁽¹⁾

2.2 중력의 영향 고려방법

본 연구에서 응축기에 미치는 중력의 영향은

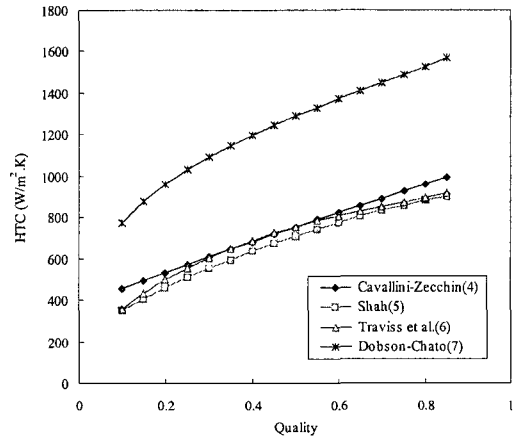


Fig. 2 Comparison of correlation for in-tube condensation heat transfer coefficient for the mass flux of 50 kg/m².s.

크게 두 가지 방법으로 고려되는데, 첫번째는 중력이 영향이 두드러진 관내 2상 유동 패턴에 대한 적절한 상관식의 적용(열전달과 압력 손실)이고, 두번째는 U-bend 내 수두 변화의 고려이다.

냉매유량이 작아지면서 관내 응축의 유동 패턴은 중력의 영향이 중요해지는 영역(성층류, 슬러그류, 파형류)으로 천이하므로, 환상류 영역에서의 데이터를 근거로 만들어진 상관식이 대부분인 기존의 응축열전달 상관식들⁽⁴⁻⁶⁾을 적용할 수 없고, 유동 형태에 맞는 관내 응축 열전달상관식을 적용해야 한다. 기존의 환상류 영역에서 도출된 상관식을 이 영역으로 확장하여 적용하면 열전달계수를 작게 예측하는 것으로 나타난다.

Fig. 2는 질량유속인 50 kg/m².s인 경우(Taltel and Dukler 유동선도에 의하면 대부분이 간헐유동이나 성층류에 해당됨)에서 냉매의 건도(quality) 변화에 대한 관내측 응축 열전달계수를 비교한 것인데, 환상류영역에서 도출된 상관식들(Shah,

Table 1 Condenser specifications and operation conditions

Analysis conditions	Fin specifications
Refrigerant : R-22	Fin type : wavy fin
Inlet air temperature : 25°C	Longitudinal pitch : 19.05 mm
Sat. refrigerant temperature : 45°C	Traverse pitch : 25.4 mm
Inlet superheat of refrigerant : 5°C	Fin pitch : 1.7 mm
Front area : 595 mm × 305 mm	Tube type : smooth tube
Front velocity : 1.0 m/s	Tube diameter : 9.52 mm
	Tube expansion ratio : 1.076

Traviss et al., Cavallini-Zecchin)이 관내측 열전달계수를 작게 예측하고 있다는 것을 알 수 있다. 본 연구에서는 상관식에 환상류영역의 실험데이터 뿐만 아니라 성층류나 파형류영역의 실험 데이터도 함께 포함되어 있어 이들 영역에 모두 사용 가능한 Dobson and Chato⁽⁷⁾의 식을 적용하였다.

Ould Didi et al.⁽⁸⁾은 관내 2상류 마찰압력 손실에 대한 여러 개의 상관식들을 비교 검토한 후, 중력의 영향이 지배적인 유동패턴에 대해 수평관내 마찰압력 손실은 Gronnerud⁽⁸⁾의 상관식을 추천하고, 환상류영역에서의 마찰압력 손실은 Muller-Steinhagen⁽⁸⁾의 식을 추천하였다. 본 연구에서는 그들의 제안을 수용하였다.

2상 유동압력 변화 중 상변화 운동량 변화에 의한 항은 다음과 같이 계산한다.

$$\Delta P_m = \dot{m}_t \left(\frac{(1-x)^2}{\rho_l(1-\alpha)} + \frac{x^2}{\rho_g \alpha} \right)_o \quad (1)$$

$$- \dot{m}_t \left(\frac{(1-x)^2}{\rho_l(1-\alpha)} + \frac{x^2}{\rho_g \alpha} \right)_i$$

U-bend 내에서 발생하는 중력에 의한 냉매의 수두 변화를 함께 고려한 U-bend 내 압력손실은 다음의 식(2), (3)과 같이 모델링한다.

$$\Delta P_b = \frac{xv_g G}{2} \left(0.03 \frac{L}{H} + 0.9 \right) + \lambda \Delta P_g \quad (2)$$

$$\Delta P_g = (1-\alpha)\rho_l gH + \alpha\rho_v gH \quad (3)$$

식(2)의 우측 첫번째 항은 U-bend의 마찰손실과 회전손실을 나타내는 Pierre⁽⁹⁾ 상관식이다(오일이 없는 냉매의 경우). 식(2)의 우측 마지막 항은 U-bend 내 수두변화를 나타내는데, 식(3)에서 H 는 U-bend의 직경(혹은 높이)을 나타내며, 식(2)의 λ 는 냉매의 유동방향을 나타내는 것으로

위쪽으로 흐를 때 '+', 아래쪽으로 흐를 때 '-'를 나타낸다. 이에 따라 냉매 경로가 위쪽으로 올라갈 때는 U-bend 높이 만큼 압력손실(+)이 고려되고, 내려올 때는 U-bend 높이 만큼 압력회복(-)이 고려될 것이다. 그런데, 식(3)에서 보는 바와 같이 압력손실과 압력회복은 진도에 따라 달라지므로 중력에 의한 수두변화는 상·하 경로에서 각각 다른 모양으로 작용하게 될 것이다.

2.3 각 분지별 유량분배

상·하 경로의 관내 압력손실이 계산되면, 각 냉매 경로로의 유량비는 아래 식과 같은 계산방법으로 다시 설정된다.⁽¹⁰⁾

$$F_i = \frac{F_i}{\sum_{i=1}^N F_i} = \sum_{i=1}^N \left(\frac{R_i}{R_i} \right)^{1/n} \quad (4)$$

when $R_i = \left(\frac{\Delta P_i}{G_i^n} \right), \sum_{i=1}^N F_i = 1$

식(4)에서 n 은 압력손실 상관식에서 냉매의 질량유량에 대한 의존지수를 나타내며, R_i 는 각 경로에서의 유로저항을 의미한다. 계산초기의 F_i 값은 식(4)에서 R_i 값을 냉매회로의 길이로 대체하여(각 유로의 저항이 회로 길이에 비례한다고 가정) 산출한다. 이렇게 하여 구해진 각 회로의 유량을 이용하여 해석한 후 냉매측 압력손실이 같아지도록 식(4)를 이용하여 각 회로별로 유량을 재분배한다.⁽¹⁰⁾

2.4 계산방법

전술한 바와 같이 본 연구의 계산방법은 Lee et al.⁽³⁾의 연구에, 중력의 영향을 고려하기 위한

Table 2 Combination of correlations⁽¹¹⁾

Part	Category	Correlation
Heat transfer coefficient	Wavy fin, air side	Modified Geary and Webb
	Single phase, refrigerant side	Dittus-Boelter ⁽¹²⁾
	Two phase, refrigerant side	Dobson and Chato ⁽⁷⁾
In-tube pressure drop	Single phase, horizontal tube	Petukhov ⁽¹³⁾
	Two phase, horizontal tube	Gronnerud, ⁽⁸⁾ Muller-Steinhagen ⁽⁸⁾
	Single phase, U-bend tube	Ito ⁽¹⁴⁾

방법으로 적용하는 상관식을 변경하고, 중력에 의한 수두변화(식(2) 참조)를 추가하였다. 본 연구의 해석에서 사용되는 상관식들을 Table 2에 나타내었다. 공기측 wavy 핀의 열전달계수는 Gray and Webb⁽¹⁵⁾의 평판 핀상관식에 항상계수 1.16⁽¹⁶⁾을 곱하여 사용했다.

실제 계산에서 오차가 기준 수준 이하가 될 때까지 반복 계산되는 부분은 두 부분이다. 첫번째는 전술한 바와 같이, 각 분지별 동일 압력손실을 얻기 위한 유량분배 부분이다(식(4) 이용). 이 알고리즘은 다분지 응축기의 여러 경로를 모두 해석한 후 적용된다.

두번째는 각 경로의 열전달 계산부분에서 사용되는 반복 계산인데, 응축기 회로의 제 2 열에서 (Fig.1 참조) 초기 입구 공기온도에 가정값을 할당하게 되므로, 이 값이 나중에 제 1 열에서 계산한 출구 공기온도(참값)와 같아질 때까지 반복 계산되는 부분이다. 이 알고리즘은 다분지 응축기의 각 경로의 열전달 해석에서 각각 적용된다. Fig. 3은 전술한 내용을 설명하는 순서도이다. 이외에 계산에 대한 보다 자세한 사항은 Lee et al.^(3,10,11)의 연구를 참조하기 바란다.

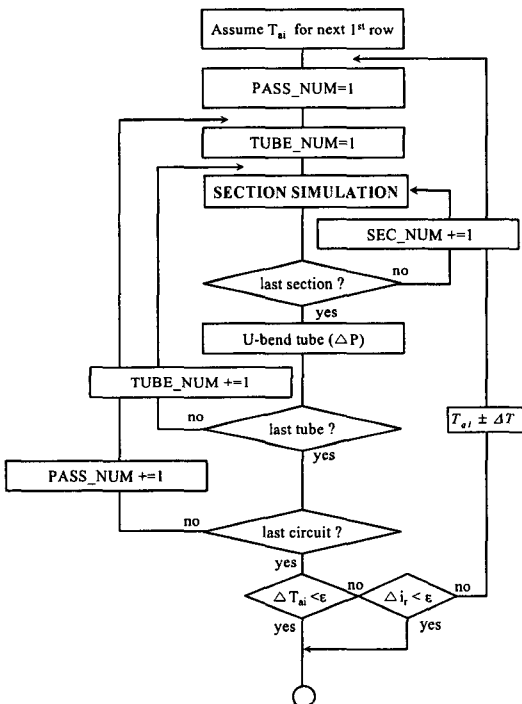


Fig. 3 Flow chart for single circuit algorithm.

3. 계산결과

3.1 계산결과와 검증

Fig. 4와 Fig. 5는 본 연구의 해석결과로부터 얻어진 냉매온도 분포를 입구에서 출구까지 냉매의 경로를 따라가면서 Wang et al.⁽¹⁾의 실험결과와 비교한 것이다. 여기서 가로축은 입구에서 출구까지의 상대적인 길이를 나타내는데, 여기에 전체 길이 약 7.1m를 곱하면 입구에서부터의 실제 길이

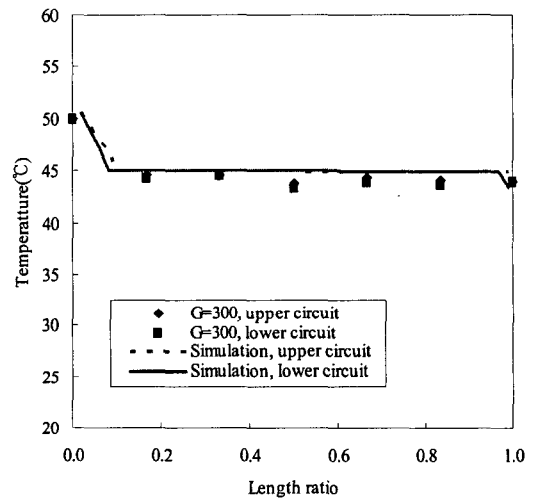


Fig. 4 Refrigerant temperature along refrigerant flow path ($G=300 \text{ kg/m}^2 \cdot \text{s}$).

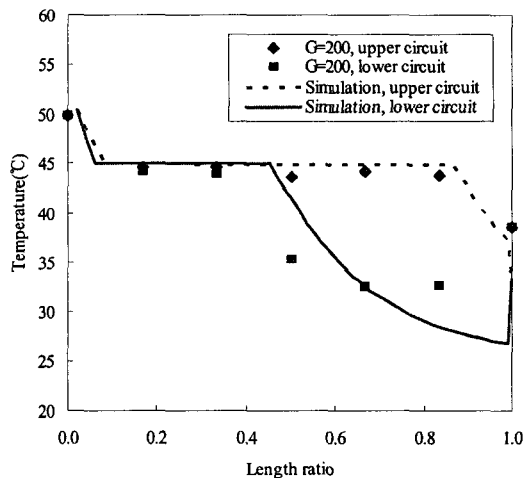


Fig. 5 Refrigerant temperature along refrigerant flow path ($G=200 \text{ kg/m}^2 \cdot \text{s}$).

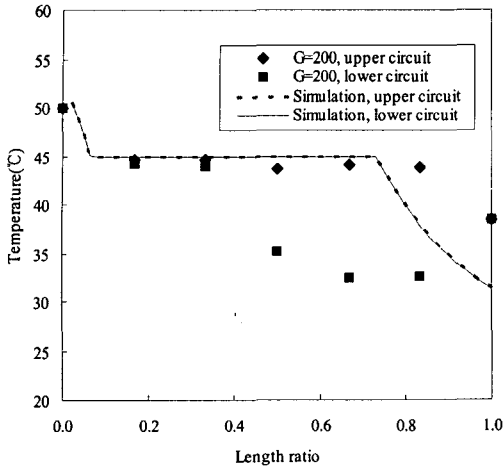


Fig. 6 Refrigerant temperature along refrigerant flow path neglecting gravity effect ($G=200 \text{ kg/m}^2 \cdot \text{s}$).

길이가 된다.

Fig. 4는 냉매의 질량유속이 $300 \text{ kg/m}^2 \cdot \text{s}$ 일 때의 결과이고, Fig. 5는 질량유속이 $200 \text{ kg/m}^2 \cdot \text{s}$ 일 때의 결과이다. 질량유속이 작아지면서 위쪽 경로와 아래쪽 경로 간의 온도분포가 크게 달라지는 현상을 계산결과가 잘 모사하고 있다. 반면에 Fig. 6는 식(3)으로 나타낸 중력의 영향을 고려하지 않은 경우인데, 상·하 경로 간의 온도분포가 동일하게 나타나서 실제 온도분포를 제대로 모사하지 못하는 것으로 나타났다. 이에 따라 본 연구의 해석이 방법이 중력의 영향을 고려하는 데 효과적인 것으로 판단된다.

3.2 압력손실 특성

Fig. 7과 Fig. 8은 각각 상·하 경로에서의 압력손실 계산 값을 각 항별로 분리하여 나타낸 그림이다. 이들 그림에서는 각 질량유속에 모두 6개의 압력이 표현되어 있는데, 왼쪽부터 순서대로 전체 압력손실, 직관부 마찰압력손실, 상변화 압력손실, U-bend 내 전체 압력손실, 마찰압력손실(회전손실 포함), 중력에 의한 압력손실들을 나타낸다. 그림에서 첫번째 막대로 표현된 전체 압력손실은 직관부 마찰압력손실(두번째 막대)과 상변화 압력손실(세번째 막대), 그리고 U-bend 내 전체 압력손실(네번째 막대) 들의 합이고, U-bend 내 전체 압력손실(네번째 막대)는 U-bend 내 마

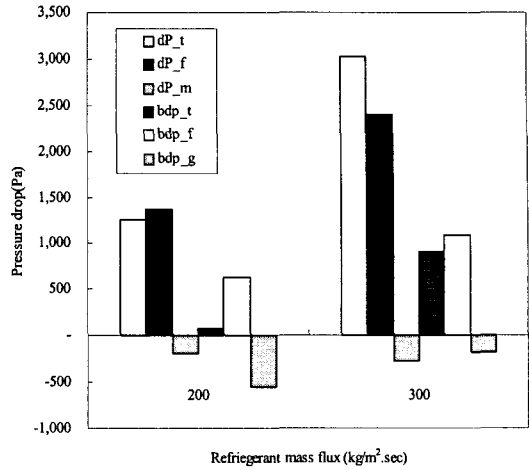


Fig. 7 Pressure drops in the upper 'n' circuit.

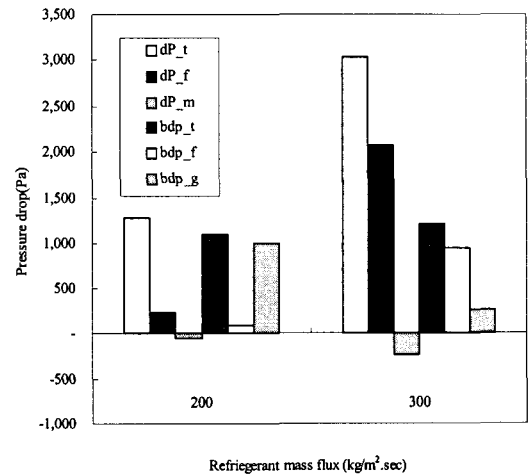


Fig. 8 Pressure drops in the lower 'U' circuit.

찰·회전 손실(다섯번째 막대)과 중력에 의한 수두변화(여섯번째 막대)의 합이다.

이들 그림에서 보는 바와 같이 질량유속이 감소하면, 상·하 분지 내 압력변화 특성이 많이 달라지는 것을 알 수 있다. 질량유속이 작아지면, 응축기의 위쪽 경로(Fig. 7 참조)에서의 전체 압력손실은 주로 수평관의 마찰압력손실(두번째 막대)에서 발생하고, 아래쪽 경로에서는(Fig. 8 참조) U-bend의 압력손실(네번째 막대)에서 발생하는 것으로 나타난다. 이때, 아래쪽 경로에서 U-bend 내 압력손실은 중력에 의한 액 냉매의 수두손실에 의해 대부분 발생하는 것으로 분석됐다(Fig. 8의 여섯번째 막대).

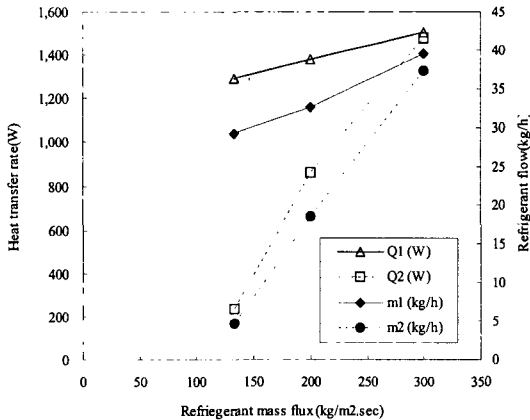


Fig. 9 Refrigerant flow rate and heat transfer rate in each flow circuit; 1-the upper circuit, 2-the lower circuit.

중력에 의한 압력 손실(여섯번째 막대)은 위쪽과 아래쪽 경로에서 서로 반대 방향으로 작용한다 (Fig. 7, 8 참조). 이와 같은 현상은, 아래쪽 경로에서는 과냉각된 액 냉매가 위쪽으로 올라오면서 수두손실을 갖는 반면, 위쪽 경로에서는 과냉각된 액 냉매가 수두이득을 갖기 때문에 발생한다. Fig. 7과 Fig. 8에서 보는 바와 같이, 중력에 의한 압력 변화(여섯번째 막대)가 전체 압력손실(첫번째 막대)에 미치는 상대적 크기가 질량유속이 감소하면 증가한다. 이에 따라 중력이 다분지 응축기의 냉매유량 분배에 영향을 미치게 되는 것이다.

3.3 냉매유량 분포와 열전달 성능

Fig. 9는 위쪽 경로와 아래쪽 경로에서의 열전달량과 냉매유량분포에 대한 계산결과를 나타낸다. 질량유속이 감소함에 따라 위쪽 경로에 냉매유량과 열전달이 집중된다는 것을 알 수 있다. 이와 같은 경우에 하분지에 해당하는 열교환 면적은(전체의 1/2) 제 역할을 하지 못하는 쓸모없는 부분이 된다.

Fig. 10은 각 분지의 냉매분포를 나타낸다. 질량유속이 감소함에 따라 아래쪽 경로에 냉매가 집중분포하게 된다는 것을 알 수 있다. 이러한 경향이 심화되면, 아래쪽 경로는 많은 양의 액 냉매를 보관되는 장소처럼 작용하여, 운전되는 냉동 시스템에 냉매 부족현상을 발생시킬 수도 있을 것이다.

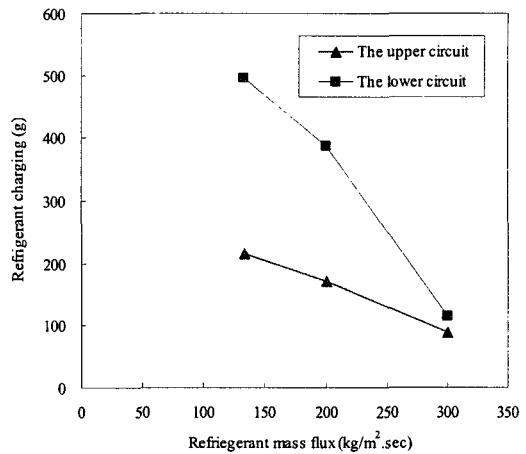


Fig. 10 Refrigerant distribution in the upper and lower circuit.

4. 결 론

본 연구를 통하여 얻은 결론은 다음과 같다.

- (1) U-bend 내에서 발생하는 냉매의 수두변화를 관내 압력손실을 계산에 함께 고려하는 본 연구의 해석방법이 다분지 응축기의 온도분포(혹은 냉매유량 분포)를 보다 정확하게 예측할 수 있었다.
- (2) 중력은 냉매의 질량유속이 작은 경우, 다분지 응축기의 각 분지별 냉매유량 분포뿐만 아니라 냉매분포에도 영향을 미치고 어느 특정한 분지에 냉매가 모이게 하는 역할을 할 수 있다는 것이 이론적으로 확인되었다.
- (3) 본 연구의 해석방법을 이용하면 다분지 응축기의 각 분지 내 냉매 분포와 냉매유량 분포, 그리고 압력손실 특성들을 보다 자세하고 정확하게 분석할 수 있다는 것이 확인되었다.

후 기

이 논문은 국가지정 연구실 사업의 재정적 지원을 받아 수행되었습니다. 실험 데이터를 제공해준 Dr. Wang에게 감사드립니다.

참고문헌

1. Wang, C.-C., Jang, J.-Y., Lai, C.-C. and Chang, Y.-J., 1999, Effect of circuit arrangement on the performance of air-cooled

- condensers, *International J. of refrigeration*, Vol. 22, pp. 275-282.
2. Domanski, P. A., 1989, An evaporator simulation model accounting for refrigerant and one-dimensional air distribution, NISTIR 89-4133.
 3. Lee, J. H., Bae, S. W., Bang, K. H. and Kim, M. H., 2002, Experimental and numerical research on condenser performance for R-22 and R-407C refrigerants, *International J. of Refrigeration*, Vol. 25, pp. 372-382.
 4. Cavallini, A. and Zecchin, R., 1974, A dimensionless correlation for heat transfer in forced convection condensation, *Proc. 5th Int. Heat Transfer Conf.*, September 3-7, pp. 309-313.
 5. Shah, M. M., 1979, A general correlation for heat transfer during film condensation inside pipes, *Int. J. of Heat and Mass Transfer*, Vol. 22, pp. 547-556.
 6. Traviss, D. P., Rohsenow, W. M. and Baron, A. B., 1973, Forced convection condensation inside tubes: A heat transfer equation for condenser design, *ASHRAE Trans.*, Vol. 79, Part 1, pp. 157-165.
 7. Dobson, M. K. and Chato, J. C., 1998, Condensation in smooth horizontal tubes, *Journal of Heat Transfer*, Vol. 120, pp. 193-213.
 8. Ould Didi, M. B., Kattan, N. and Thome, J. R., 2001, Prediction of two phase pressure gradient of refrigerants in horizontal tubes, *International J. of refrigeration*, Vol. 24, pp. 935-947.
 9. Pierre, B., 1964, Flow resistance with boiling refrigerants part II, *ASHRAE Journal* pp. 73-77.
 10. Lee, J. 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, NIST, DOE/CE/23810-81.
 11. Lee, J. H., 1994, A development of a computer simulation code for the analysis of multi-path evaporator used in air conditioners, Master Thesis, Pohang University of Science and Technology.
 12. Incropera, F. P. and Dewitt, D. P., 1996, *Introduction to heat transfer*, John Willey & Sons, Inc.
 13. Petukhov, B. S., 1970, Heat transfer and friction in turbulent pipe flow with variable physical properties, *Advances in Heat Transfer*, Vol. 6, pp. 503-564.
 14. Ito, H., 1960, Pressure losses in smooth pipe bends, *Basic Engineering Transaction of ASME*, pp. 131-143.
 15. Gray, D. and Webb, R., 1986, Heat transfer and friction correlations for plate finned-tube heat exchangers having plain fins, *Proc. of Eighth Int. Heat Transfer Conference*, San Francisco.
 16. Nakata, H., 1990, Finned tube heat exchanger, *Japanese J. of Refrigeration*, Vol. 65, No. 758, pp. 1-14.