

마이크로채널관 내 2상 유량분배, 상분리 및 압력강하

조 홍 기, 조 금 남*, 윤 백**, 김 영 생**, 김 정 훈**

성균관대학교 대학원, *성균관대학교 기계공학부, **(주)삼성전자

Two-Phase Flow Distribution, Phase Separation and Pressure Drop in Multi-Microchannel Tubes

Honggi Cho, Keumnam Cho*, Baek Youn**, Young-Saeng Kim**, Jeung-Hoon Kim**

Graduate School, Sungkyunkwan University, Suwon 440-746, Korea

*School of Mechanical Engineering, Sungkyunkwan University, Suwon 440-746, Korea

**System Appliances Division, Samsung Electronics, Suwon 442-742, Korea

(Received May 28, 2004; revision received July 20, 2004)

ABSTRACT: The present study investigated two-phase flow distribution, phase separation and pressure drop in multi-microchannel tubes under adiabatic condition. The test section consisted of inlet and outlet headers with the inner diameter of 19.4 mm and 15 parallel microchannel tubes. Each microchannel tube brazed to the inlet and outlet headers and had 8 rectangular ports with the hydraulic diameter of 1.32 mm. The key experimental parameters were orientation of header (horizontal and vertical), flow direction of refrigerant into the inlet header (in-line, parallel and cross flow) and inlet quality (0.1, 0.2 and 0.3).

It was found that the orientation of the header had relatively large effect on the flow distribution and phase separation, while the inlet quality didn't affect much on them. The horizontal header showed the better flow distribution and phase separation characteristics than the vertical one. The parallel flow condition with the horizontal header showed the best performance for the flow distribution and phase separation characteristics under the test conditions. Two-phase pressure drops through the microchannel tubes with the horizontal header were higher than those of the microchannel tubes with the vertical header due to gravitational effect.

Key words: Two-phase flow(이상유동), Flow distribution(유량분배), Phase separation(상분리), Pressure drop(압력강하), Microchannel tube(마이크로채널 튜브)

기 호 설 명

D_h : 수력직경 [m]

f : 마찰계수

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

g : 중력가속도 [m/s^2]

L : 관 길이 [m]

ΔP : 압력강하 [kPa]

Re : Reynolds 수, GD_h/μ

x : 진도

† Corresponding author

Tel.: +82-31-290-7445; fax: +82-31-290-7923

E-mail address: cho@me.skku.ac.kr

그리스 문자

- α : 기공률
- ρ : 밀도
- μ : 절대 점성계수

하첨자

- 1 \emptyset : 단상유동
- 2 \emptyset : 이상유동
- a : 가속 항
- eq : 등가 개념
- eva : 증발기
- f : 마찰 항
- g : 중력 항
- i : 유입구
- in : 유입조건 또는 inlet
- L : 냉매 액
- l : 냉매 단상유동, 식(7)
- mt : 마이크로채널 튜브
- n : 마이크로채널 튜브 번호
- o : 유출구
- out : 출구조건 또는 outlet
- rt : 원형관
- V : 냉매증기

1. 서 론

알루미늄 열교환기 또는 마이크로채널 열교환기를 가정용 에어컨 증발기에 적용하기 위해서는 증발기 외부 응축수 적층과 증발기 내부 유량불균등에 따른 전열성능 저하문제를 충분히 고려해야 한다. 특히 다분지관(multi-circuit) 증발기의 경우, 유량불균등에 따른 전열성능 저하가 상당히 큼으로 헤더 내 유량분배 및 상분리 특성이 매우 중요하다. 또한 증발기 내 유량분배는 각각의 분지관을 통한 압력강하값이 같도록 냉매분배가 이루어지기 때문에 유량분배, 상분리 및 압력강하 상호 연관성에 관한 체계적인 연구가 절실히 요구된다.

유량분배 및 상분리 관련 연구는 주로 단순 T

형 또는 Y형⁽¹⁻⁴⁾ 분지관에서 주로 수행되었으며, 다분지관 내 유량분배 관련 연구는 Watanabe et al.⁽⁵⁾과 Rong et al.⁽⁶⁾의 연구가 보고되었다.

단상유동에 대한 매니폴드 내 유량분배 및 압력강하 관련 연구에서 Bajura and Jones⁽⁷⁾는 여러 가지 형태의 매니폴드 내 유량분배 및 압력강하 특성에 관한 연구를 수행하였고, Yin et al.⁽⁸⁾은 마이크로채널 열교환기에서의 압력강하를 크게 헤더, 튜브 및 부차적 손실로 구분하여 계산하였고, 단상유동 실험을 통한 압력강하값과 비교 설명함으로써 열교환기 내 유량분배와 압력강하 사이의 관계를 설명하였다.

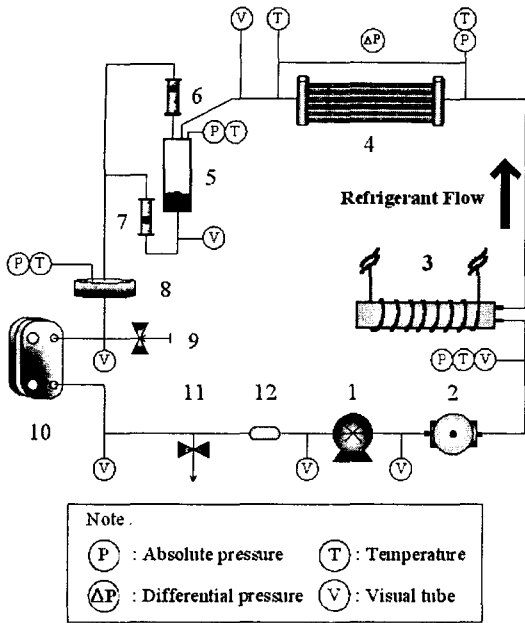
이상유동 유량분배 및 압력강하 관련 연구로 Tompkins et al.⁽⁹⁾은 공기-물을 이용하여 직사각형 헤더와 15개의 마이크로채널 튜브를 갖는 헤더 내 유량분배 및 압력강하 특성을 보고하였다. Kim et al.⁽¹⁰⁾과 Lee and Lee⁽¹¹⁾는 모두 공기-물을 이용하여 헤더 내 마이크로채널 튜브 삽입 깊이에 따른 유량분배 특성을 제시하였고, Lee and Lee⁽¹¹⁾는 질량유속 70 kg/m²s인 경우 최적의 튜브 삽입 깊이는 3mm임을 제시하였다. 마이크로채널 튜브 내 압력강하 관련 연구로 Yang and Webb⁽¹²⁾은 Akers et al.⁽¹³⁾이 제안한 등가질량유속 개념에 기초한 압력강하 상관식을 제안하였고, 마이크로 또는 미니 채널에서의 압력강하 관련 연구는 Mehendale et al.⁽¹⁴⁾의 논문에 잘 정리되어 있다.

이상의 문헌조사 결과로 볼 때, 마이크로채널관 내 유량분배, 상분리 및 압력강하 관련 연구는 제한된 실험범위 내에서 주로 단상유동 또는 공기-물을 이용한 연구가 대부분이며, 가정용 에어컨 증발기 적용을 위한 R-22 냉매를 이용한 연구는 매우 부족한 실정이다. 따라서 본 연구에서는 마이크로채널 증발기 적용을 위한 기초 연구로써 R-22 냉매를 이용하여 마이크로채널 증발기의 헤더 방향 및 냉매 유입 방향에 따른 유량분배, 상분리 및 압력강하 특성을 실험적으로 조사하였다.

2. 실험장치 및 방법

2.1 실험장치 및 방법

본 연구의 실험장치 개략도를 Fig.1에 나타내



Note.
 (P) : Absolute pressure (T) : Temperature
 (ΔP) : Differential pressure (V) : Visual tube

1. Refrigerant pump
2. Mass flow meter
3. Pre-heater
4. Test section
5. Gss-liquid separator
6. Vapor flow meter
7. Liquid flow meter
8. Manifold
9. Refrigerant inlet
10. Condenser
11. Refrigerant outlet
12. Filter dryer

Fig. 1 Schematic diagram of the experimental apparatus.

었다. 실험장치는 냉매 액 펌프, 예열기, 시험부, 15개의 기액분리기를 포함한 냉매유량 측정부 및 판형 응축기로 구성되었다. 시험부는 외경 22 mm, 내경 19.4 mm의 원형 헤더와 15개의 마이크로채널 튜브를 브레이징하여 제작하였으며, 각각의 마이크로채널 튜브는 사각 단면 형상의 8포트로 구성되어 있고, 각 포트의 수력직경은 1.32 mm이다.

Fig. 2는 시험부 상세도를 나타낸 것이다. 시험부 입구 헤더에서 15개의 마이크로채널 튜브로 흐르는 냉매 액과 냉매 증기량을 측정하기 위하여 시험부 출구 헤더에 분리판(separator)을 삽입하여 각 채널에서 나온 냉매가 15개의 기액분리기로 들어가도록 설계하였다. 기액분리기는 냉매 액과 냉매 증기를 중력에 의해 분리하는 원통형 구조(길이 500 mm, 외경 50 mm)로, 분리를 돕기 위해 내부에 격판을 설치하였다. 이때 기액분리기의 구조 및 형상은 시스템의 냉매 충전량 및 컨트롤에 상당한 영향을 주기 때문에 시행착오 방

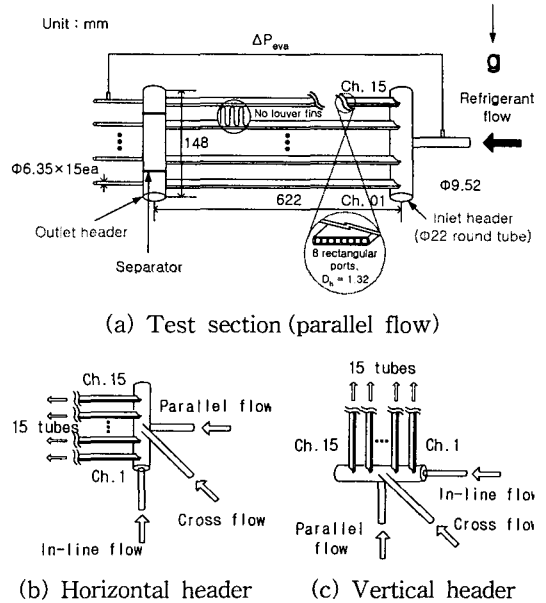


Fig. 2 Details of the test section.

법에 의하여 최적화되었으며, 기액분리기의 측면에는 가시화 튜브를 설치하여 냉매 액 및 증기 유량을 측정하는 동안 수위 변화 유무를 관찰하여 정상상태임을 확인하였다. 기액분리기에서 나온 냉매 액과 냉매 증기 유량을 측정하기 위하여 5~6조의 체적식 유량계(독일 Krohne사, 정밀도: 측정값의 ±2.5%)를 사용하였다. 15개의 기액분리기에서 나온 냉매는 합지관에서 최종적으로 합지되어 판형 응축기를 거쳐 냉매 액 펌프에 의해 순환되고 코리올리스 질량유량계를 이용하여 냉매 질량유량을 측정하였다. 예열기는 전기식 히터에 의해 열량을 공급함으로써 시험부 입구 건도를 조절하도록 하였다. 압력측정을 위하여 시험부 입구에 절대압계(영국 Druck사, 범위: 10 bar, 정밀도: 전 범위의 ±0.08%)와 차압계(영국 Druck사, 범위: 1 bar, 정밀도: 전 범위의 ±0.08%)를 사용하여 시험부 입출구 압력 및 차압을 측정하였다. 압력, 온도 및 유량 자료는 data 취득장치(일본 Yokogawa사, 60채널)에서 수집하였다. 주요 실험 변수로서 수평 또는 수직 헤더에 대해 3가지 냉매 유입방향(in-line, parallel, cross flow)을 선정하였다. 질량유속은 시험부 헤더 내경을 기준으로 60 kg/m²s로 고정하였고, 입구 건도 범위는 0.1~0.3이었다. 작동유체는 R-22 냉매를 사용하였고, 시험부 입구 압력 및 온도는 6.22 bar, 7°C

를 일정하게 유지하도록 하였다.

2.2 자료처리

시험부 입출구 사이의 압력강하값은 크게 3가지 항목으로 구분할 수 있고, 식(1)과 같이 계산할 수 있다.

$$\Delta P_{eva} = \Delta P_{in} + \Delta P_{mt} + \Delta P_{out} \quad (1)$$

$$\Delta P_{in} = \Delta P_{rt,in} + \Delta P_i \quad (2)$$

$$\Delta P_{mt} = \Delta P_f + \Delta P_a + \Delta P_g \quad (3)$$

$$\Delta P_{out} = \Delta P_{rt,out} + \Delta P_e \quad (4)$$

여기서, 식(1)의 우변 첫번째 항은 시험부 입구 압력측정 위치에서 마이크로채널 튜브 입구까지의 입구 압력강하(ΔP_{in})을, 두번째 항은 마이크로채널 튜브 압력강하(ΔP_{mt})를, 세번째 항은 마이크로채널 튜브 출구에서 시험부 출구 압력측정 위치 사이의 출구 압력강하(ΔP_{out})를 나타낸다. 입구 및 출구 압력강하는 헤더 파이프, 시험부 입구 및 출구 원형관에서의 압력강하($\Delta P_{rt,in}$, $\Delta P_{rt,out}$)와 유입구 및 유출구에서의 손실(ΔP_i , ΔP_e)을 의미하며 식(2)와 (4)를 이용하여 구할 수 있다. 원형관 내 이상유동 압력강하($\Delta P_{rt,in}$, $\Delta P_{rt,out}$) 상관식은 많은 연구자들의 결과가 있으나 본 연구에서는 비교적 넓은 범위에서 사용할 수 있는 Souza & Pimenta⁽¹⁵⁾ 상관식을 적용하였다. 유입구 손실은 헤더 내에서 냉매유동에 의한 손실과 헤더에서 마이크로채널 튜브로 유입될 때 관경의 급속 축소에 의한 손실로 구분되어진다. 마찬가지로 유출구 손실은 헤더 내에서 냉매유동에 의한 손실과 마이크로채널 튜브에서 헤더로 유출될 때 관경의 급속 확대에 의한 손실로 구분할 수 있다. 급속 축소 및 급속 확대 압력손실은 Collier and Thome⁽¹⁶⁾이 제안한 상관식을 적용하였다. 마이크로채널 튜브에서의 이상유동 압력강하는 식(3)과 같이 나타낼 수 있으며 마찰 압력강하, 가속 압력강하와 중력 압력강하로 나누어 구할 수 있다. Yang and Webb⁽¹²⁾은 Akers et al.⁽¹³⁾의 등가질량유속 개념을 이용하여 마이크로채널 튜브에서 적용 가능한 마찰 압력강하 상관식을 제시하였고, 식(3)의 우변 첫번째 항은 식(5)~(10)과

같이 정리할 수 있다. 또한 본 실험은 열전달이 없는 단열상태이므로 가속 압력강하값은 고려하지 않았고, 중력 압력강하값은 식(11)을 이용하여 구하였다. 여기서 θ 는 마이크로채널 튜브가 수평방향과 이루는 각도를 의미하며, 기공률은 Zivi⁽¹⁷⁾가 제안한 상관식을 적용하여 식(12)와 같이 계산하였다.

Moffat⁽¹⁸⁾이 제시한 오차해석 방법을 근거로 계산한 냉매 액 및 증기 질량분율에 대한 최대 오차값은 각각 8.3%와 2.5%였으며, 상분리비에 대한 오차값은 13.2% 이내였다.

$$\Delta P_f = 2 f_{f,2\phi} \frac{L}{D_h} \times \frac{G_{eq}^2}{\rho_L} \quad (5)$$

$$\frac{f_{f,2\phi}}{f_{f,1\phi}} = 0.435 \text{Re}_{eq}^{0.12} \quad (6)$$

$$f_{f,1\phi} = 0.0676 \text{Re}_{D_h}^{-0.22} \quad (7)$$

$$\text{Re}_{eq} = \frac{G_{eq} D_h}{\mu_L} \quad (8)$$

$$\text{Re}_{D_h} = \frac{G D_h}{\mu_L} (1-x) \quad (9)$$

$$G_{eq} = G \left[(1-x) + x \left(\frac{\rho_L}{\rho_V} \right)^{1/2} \right] \quad (10)$$

$$\Delta P_g = L g \sin \theta [\rho_V \alpha + \rho_L (1-\alpha)] \quad (11)$$

$$\alpha = \left[1 + \frac{(1-x)}{x} \left(\frac{\rho_V}{\rho_L} \right)^{2/3} \right]^{-1} \quad (12)$$

3. 실험결과 및 고찰

3.1 유동양식

Fig. 3과 Fig. 4는 수직 및 수평 헤더 내 냉매 유동에 대한 유동양식을 도시한 것이다. 수직 헤더인 경우는, 수직 상향 유동조건을 Hewitt & Roberts⁽¹⁹⁾의 유동양식 선도에 나타내었고, 수평 헤더인 경우에는 Taitel & Dukler⁽²⁰⁾의 유동양식 선도를 이용하여 나타내었다. 일반적으로 증발기 입구 유동조건에서는 환상유동의 형태가 자주 관찰되나 본 실험조건인 경우 헤더 관경에 비하여 냉매 질량유속이 작은 편으로 수직 헤더인 경우에는 churn flow, 수평 헤더인 경우에는 wavy

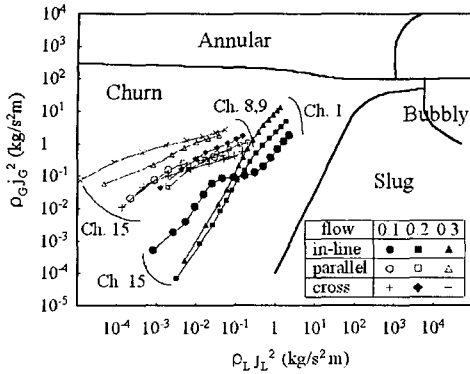


Fig. 3 Hewitt and Roberts's flow pattern map (1969) for the vertical header.

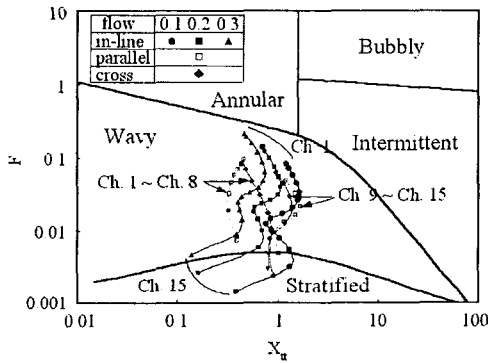


Fig. 4 Taitel and Dukler's flow pattern map (1976) for the horizontal header.

flow 형태를 보였다. 수직 헤더 in-line flow의 경우 입구 건도가 증가할수록 냉매 증기 질량 운동량이 증대함을 알 수 있으며, parallel과 cross flow 경우에는 유동양식 선도상에 비슷한 영역 내에 존재하였다. 수평 헤더 in-line flow의 경우 유입위치에서 떨어진 채널의 경우 냉매 질량유량이 감소하면서 냉매 액 및 증기 운동량이 감소하여 일부 채널구간에서는 성층류의 형태를 나타내었다.

3.2 유량분배 특성

Fig. 5는 수직 헤더에 대한 채널별 냉매 액 및 증기 질량분율(mass fraction)을 나타낸 것이다. 냉매액 질량분율과 냉매 증기 질량분율은 헤더 입구 냉매 액 및 증기 질량유량에 대한 각 채널 별 냉매 액 및 증기 질량유량의 비를 나타내는 값

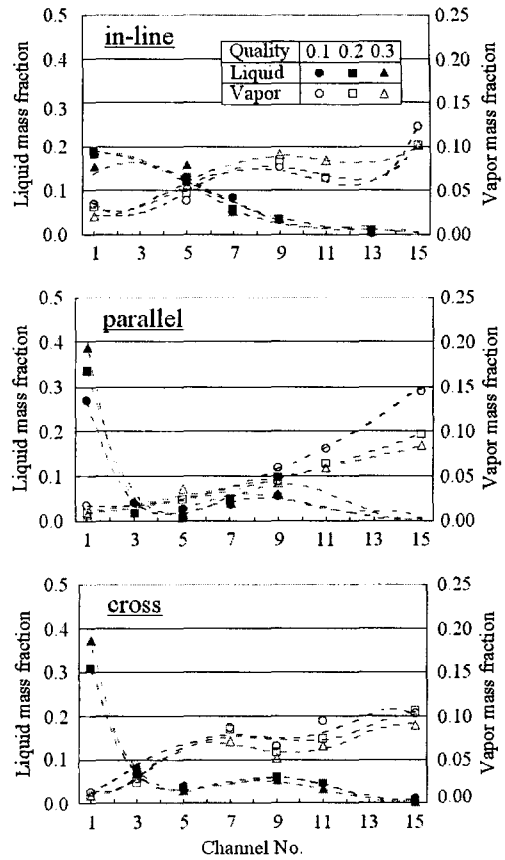


Fig. 5 Liquid and vapor mass fractions for the vertical header.

으로 채널별로 흐르는 냉매 액 및 증기 질량유량의 상대적인 비율을 의미하며, 그림에서 도형은 유량 측정 data를 나타내고, 점선은 측정된 유량 data로부터 최소자승법을 이용하여 내삽 또는 외삽하여 구한 각 채널에서의 냉매 액 및 증기 질량분율값을 연결한 것이다. 따라서 본 연구에서는 15개의 마이크로채널 튜브를 사용하였기 때문에 냉매 액 및 증기 질량분율이 0.07인 경우 균등한 유량분배(equal distribution)가 일어났다고 볼 수 있다. In-line flow의 경우, 냉매는 증발기 입구 헤더 하부에서 중력 방향과 반대 방향인 상부로 유입되고 수평으로 마이크로채널 튜브 내로 흐르게 된다. 냉매 액 질량분율은 1번 채널에서 최대값을 갖고 냉매 증기는 반대로 15번 채널에서 최대값을 나타내었는데 이는 수직헤더인 경우 본 실험조건인 질량유속 $60 \text{ kg/m}^2\text{s}$ 에서는 헤더 내 냉매 액 및 증기에 대한 중력과 부력의 영향이

크게 작용하기 때문에 사료된다. Parallel flow의 경우, 냉매 액과 냉매 증기는 in-line flow 조건과 비슷하게 하부측으로는 냉매 액이 상부측으로는 냉매 증기가 상대적으로 많이 흐르는 것을 알 수 있다. 1번 채널에서의 냉매 액 질량분율은 in-line flow 조건에 대해 대략 2배 정도의 값을 나타냈고 반대로 냉매 증기의 경우는 부력에 의한 영향으로 상부측으로 더욱 잘 흐름을 알 수 있다. Cross flow의 경우, 냉매 유입위치는 parallel flow와 동일하고 유입방향이 90°의 각도를 갖는다. 냉매 액 질량분율은 parallel flow 조건과 매우 유사한 경향을 가지며 냉매 증기 질량분율은 점차 증가하는 것을 알 수 있다. 수직헤더의 경우 3가지 냉매 유입 방향에 대해 입구 건도의 영향은 작았다.

Fig. 6은 수평 헤더에 대한 채널별 냉매 액 및 증기 질량분율을 나타낸 것이다. In-line flow의

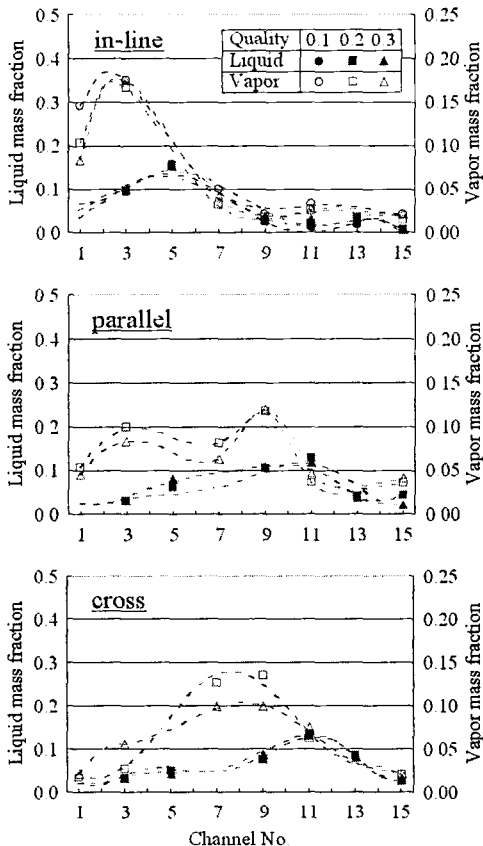


Fig. 6 Liquid and vapor mass fractions for the horizontal header.

경우, 냉매는 수평으로 헤더 내로 유입되고 수직 상향으로 마이크로채널 튜브 내를 흐르게 된다. 수직 헤더, in-line flow 조건에서는 중력의 효과에 의해 냉매 유입 방향에서 가까운 채널(1~3번 채널)에서 냉매 액 질량분율이 최대값을 나타냈지만 수평 헤더, in-line flow 조건에서는 유입 방향에서 조금 떨어진 5번 채널에서 최대값을 나타내었다. 이러한 요인으로는 냉매 유입 방향과 냉매 진행 방향이 일치하여 관성력의 영향이 증대하였기 때문으로 사료된다. 냉매 증기의 경우에는 3번 채널에서 최대 냉매 증기 질량분율을 나타냈다. 이는 냉매 증기는 냉매 액에 비하여 밀도가 작아(7°C 포화상태에서 냉매 증기에 대한 냉매 액 밀도비는 47 : 1이다) 관성력이 작고 상대적으로 부력의 영향을 받기 때문으로 사료된다. Parallel flow의 경우, 냉매 유입 방향과 냉매 유동 방향이 일치하기 때문에 냉매가 중앙에 위치한 채널로 많이 흐르는 것을 알 수 있다. 냉매 액의 최대 질량분율은 9번 채널에서 일어나고, 냉매 증기 질량분율도 9번 채널에서 최대이다. Cross flow의 경우 parallel flow 조건과 유사한 유량분배 특성을 나타냈고 최대 냉매 액 질량분율은 중앙에서 약간 이동하여 11번 채널에서 최대값을 보였고 냉매 증기의 경우 좌우 대칭의 형태를 나타내었다. 수평 헤더의 경우 in-line, parallel, cross flow 조건에서는 in-line flow 조건의 유량 불균등이 상대적으로 컸고, parallel과 cross flow 조건에서는 비슷한 유량분배 특성을 보였다. 입구 건도가 유량분배에 미치는 영향은 수직 헤더와 마찬가지로 작았으며, 정량적으로는 약간의 차이가 있지만 정성적으로는 유사한 유량분배 특성을 나타냈다.

Table 1은 실험조건에 따른 채널별 냉매 질량분율값에 대하여 냉매 질량분율이 0.07인 균등 유

Table 1 Standard deviation of the mass flow rate fraction

	Inlet quality	In-line	Parallel	Cross
Vertical header	0.1	0.050	0.086	0.064
	0.2	0.044	0.077	0.057
	0.3	0.032	0.095	0.061
Horizontal header	0.1	0.051	-	-
	0.2	0.046	0.025	0.033
	0.3	0.046	0.028	0.031

량분배(equal distribution) 조건에 대한 표준편차를 계산한 결과를 나타낸 것이다. 표준편차값이 작다는 것은 균등 유량분배 조건에 대한 산포 정도가 작다는 것을 의미하며 즉 상대적으로 좋은 유량분배 특성임을 의미한다. 전체적으로 수평 헤더인 경우 수직 헤더에 비해 표준편차값이 작기 때문에 수평 헤더가 더 좋은 유량분배 특성을 나타냄을 알 수 있으며, 수평 헤더, parallel flow 조건이 가장 좋은 유량분배 특성을 보였다.

3.3 상분리 특성

Fig. 7과 Fig. 8은 수직 헤더 및 수평 헤더에 대

한 채널별 상분리비를 나타낸 것이다. 상분리비(x_n/x_{in})는 헤더 입구 건도에 대한 각 채널에서의 건도의 비를 나타낸 것으로 Fig. 5와 Fig. 6에서 최소자승법으로 구한 냉매 액과 증기량을 이용하여 계산한 값이다. 상분리비가 1이면 입구 건도와 튜브 출구에서의 건도가 같기 때문에 균등한 상분리(equal phase separation)가 이루어짐을 알 수 있다. 수직 헤더의 경우, 헤더 내 냉매 액에 작용하는 부력의 영향이 크게 나타나므로 채널 상부측에 냉매 증기가 많이 흐르게 되고, 따라서 15번 채널에서 상분리비가 크게 증가하였다. In-line flow 조건에서는 하부에서 상부 채널로 점차 증가하는 경향을 나타냈으며, parallel과

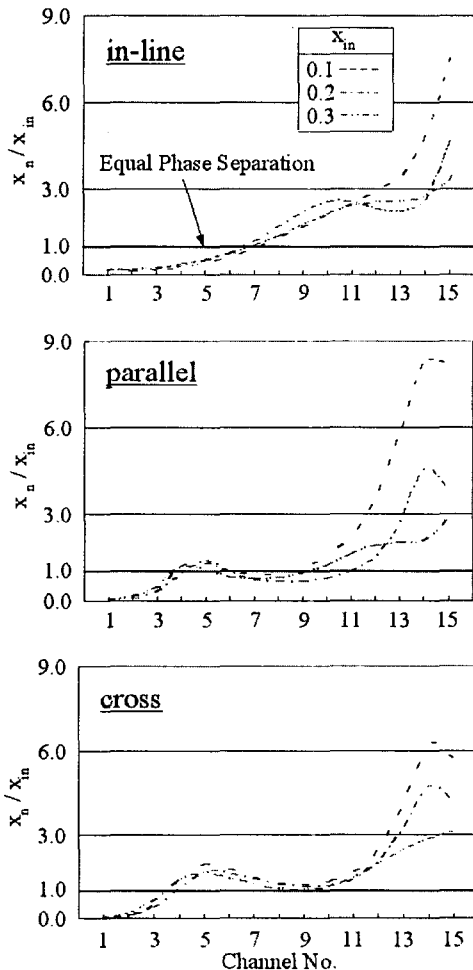


Fig. 7 Phase separation ratios for the vertical header.

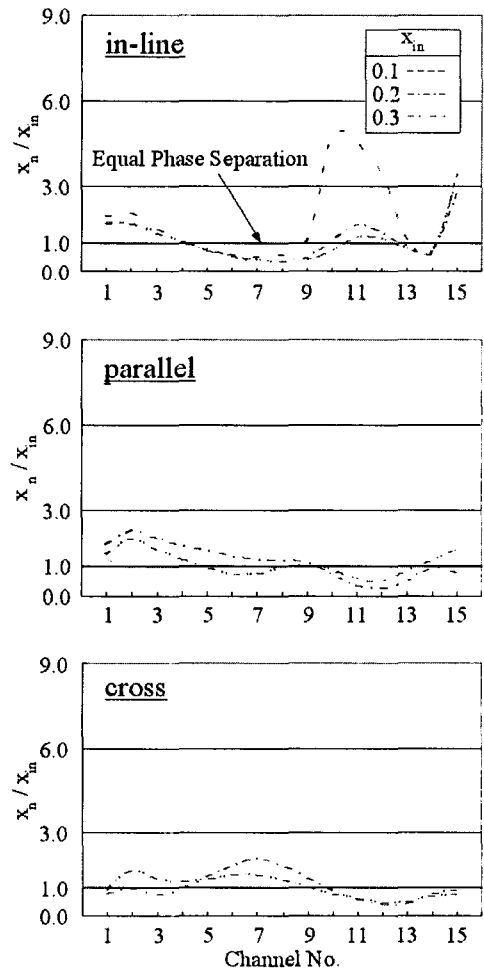


Fig. 8 Phase separation ratios for the horizontal header.

cross flow 조건에서는 냉매 유입 부근에서 상분리비가 1인 영역이 나타났고 상부 채널(13~15번 채널)에서는 in-line flow 조건과 동일하게 상분리비가 크게 증가하였다. 입구 건도가 채널별 상분리비에 미치는 영향은 전체적으로 작으며 상부 채널(13~15번 채널)에서는 입구 건도가 클수록 상분리비가 작아지는 경향을 보였다. 수평 헤더의 경우, 수직 헤더와는 달리 중력의 영향이 감소하고 헤더 내 냉매 액과 증기의 혼합 효과가 증대하여 상분리비가 전체적으로 작아지는 경향을 나타냈으며, 유량분배 특성과 마찬가지로 수평 헤더가 수직 헤더보다 더 좋은 상분리 특성을 보였다.

3.4 압력강하 특성

Fig. 9는 Fig. 2(a)에 도시된 것처럼 시험부 입출구에서의 압력강하 측정값(ΔP_{eva})과 식(1)을 이용하여 구한 예측값을 비교한 것이다. In-line flow 조건의 경우 압력강하 측정값은 2.04~3.00 kPa로 채널별 압력강하값이 크게 다르지 않는 반면, parallel flow 조건과 cross flow 조건의 경우 냉매액이 하부 채널로 많이 흐름에 따라 1, 2번 채널에서 압력강하가 큼을 알 수 있다. 마이크로채널 튜브에서의 마찰압력강하 예측값은 시험부 총 압력강하 예측값의 89.5~97.4%로 전체 압력강하에 지배적인 영향을 끼쳤다. 상관식에 의

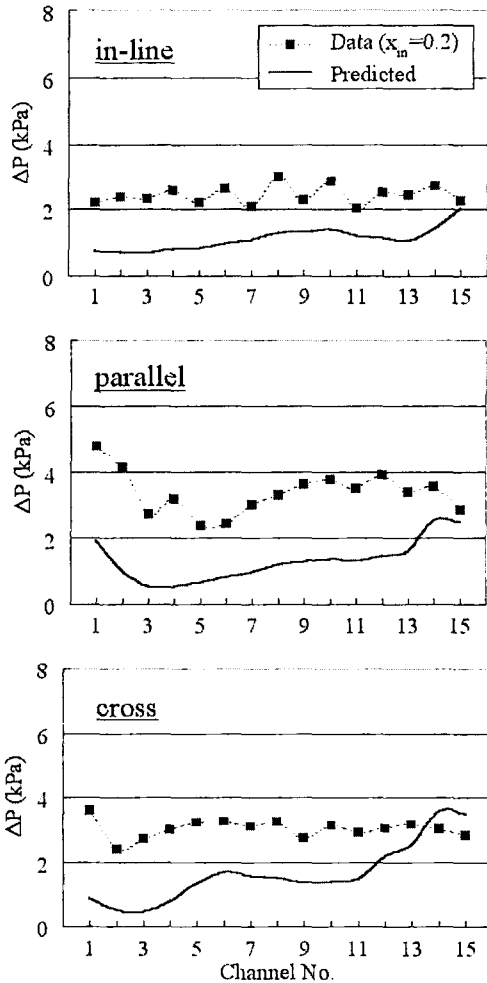


Fig. 9 Comparison of pressure drops for the vertical header.

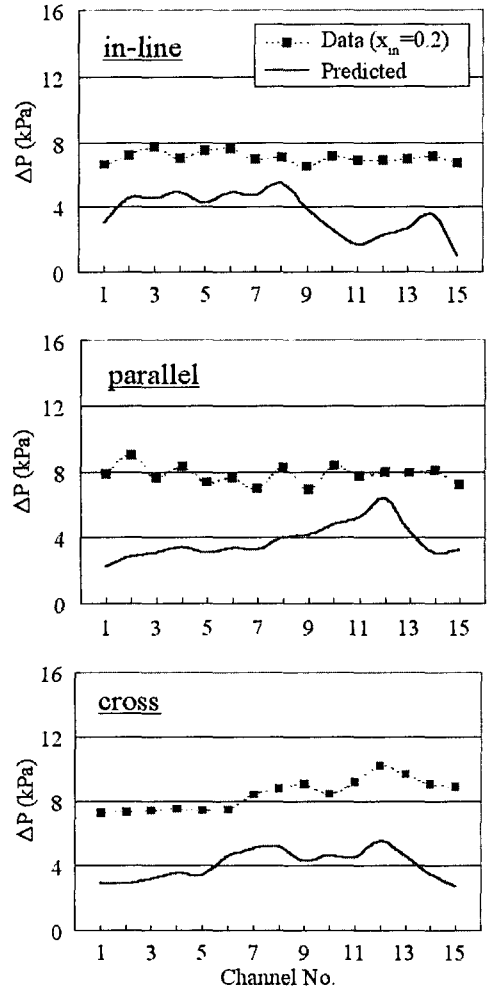


Fig. 10 Comparison of pressure drops for the horizontal header.

한 압력강하 예측값은 측정값에 비하여 상당히 낮게 예측되었다. 상관식에 의한 압력강하 예측값은 상대적으로 건도가 낮은 구간인 하부 채널(1~3번 채널)에서는 냉매 액의 질량유량 분배비의 영향을 받고 건도가 높은 구간인 상부 채널(13~15번)에서는 냉매 증기의 질량유량 분배비의 영향을 크게 받는 것으로 나타났다.

Fig. 10은 수평 헤더에 대한 시험부 입출구에서의 압력강하 측정값과 식(1)을 이용하여 구한 예측값을 비교한 것이다. 수평 헤더인 경우 증력에 의한 압력강하 손실로 전체 압력강하값이 수직 헤더인 경우보다 6.64~10.18 kPa로 약 2배 정도 크게 나타났으며 in-line flow 조건과 parallel flow 조건에 대한 채널별 압력강하값은 각각 유사하였고, cross flow 조건에 대한 채널별 압력강하값은 상부 채널로 갈수록 약간 증가하였다. 압력강하 예측값은 전체적으로 낮게 예측되었고, 수직 헤더와 마찬가지로 냉매 질량유량 분배비의 영향을 크게 받는 것으로 계산되었다.

수직 및 수평 헤더에 대한 압력강하 예측값이 측정값에 비해 상당히 낮게 예측되었는데, 이는 마이크로채널 튜브 및 헤더에서의 압력강하 상관식의 적용범위 및 오차에서 기인한 것으로 판단된다. 마이크로채널 튜브에 대한 Yang and Webb⁽¹²⁾의 상관식은 본 연구에서 사용한 마이크로채널 튜브에서의 질량유속보다 상대적으로 큰 범위(400~1,600 kg/m²s)에서 제안되었으며, 헤더의 경우 마이크로채널 튜브가 헤더 내부에 돌출되어 냉매 유동을 방해하는 구조이지만, 이에 대한 적용 예 또는 연구 결과가 없어 매끈한 원관에 대해서만 Souza and Pimenta⁽¹⁵⁾ 상관식을 적용하여 계산했기 때문에 측정값과 예측값의 오차가 비교적 큰 것으로 사료된다. 또한 측정값과 예측값의 압력강하 경향이 일부 상이한 이유는 냉매 유량을 측정하지 못한 마이크로채널 튜브에서의 냉매 유량 예측치가 실제 냉매 유량과 달라 건도 및 압력강하 계산시 오차 누적에 의한 결과로 사료된다.

4. 결 론

실제적인 마이크로채널 증발기의 경우 열열 및 잠열에 의한 열전달 과정이 수반되고 관외측의 응축수 적층에 의한 영향으로 증발기 내 냉매 분

배 현상이 다르게 나타날 수 있으므로 본 연구와 같은 단일조건에 대한 유량분배, 상분리 및 압력강하 실험 결과는 증발기 설계 적용시 정성적으로 고찰되어야 하며 다음과 같은 결론을 얻을 수 있었다.

(1) 본 실험조건의 경우 시험부 헤더 내 유동양식은 수직 헤더는 churn flow, 수평 헤더는 wavy flow 형태를 나타냈고, 유량 불균등에 미치는 변수별 영향은 헤더 방향과 냉매 유입 방향이 컸고, 입구 건도의 영향은 작았다.

(2) 시험부 헤더 내 냉매 액에 작용하는 증력의 영향으로 수평 헤더가 수직 헤더에 비해 더 좋은 유량분배 및 상분리 특성을 보였다.

(3) 수평 헤더를 갖는 시험부의 경우 냉매 유동 방향이 증력과 반대 방향이므로 수직 헤더를 갖는 시험부에 비해 압력강하값이 2배 정도 크게 나타났다.

(4) Yang and Webb⁽¹²⁾의 마이크로채널 튜브 내 이상유동 압력강하 상관식에 의한 예측값은 실제 측정값보다 낮게 예측되었다.

후 기

본 연구는 삼성전자(주)에서 지원한 성균관대학교 미래가전 연구센터의 2001년도 연구과제(20010410-500)로 수행되었습니다.

참고문헌

1. Azzopardi, B. J., 2000, Phase separation at t junctions, *Multiphase Science and Technology*, Vol. 11, pp. 223-329.
2. Peng, F., Shoukri, M. and Chan, A. M. C., 1996, Effect of branch orientation on annular two-phase flow on t-junctions, *Transactions of the ASME, J. of Fluids Engineering*, Vol. 118, pp. 166-171.
3. Tae, S. J. and Cho, K., 2003, Two-phase flow distribution and phase separation through both horizontal and vertical branches, *KSME International J.*, Vol. 17, No. 8, pp. 1211-1218.
4. Honan, T. J. and Lahey, Jr. R. T., 1981, The measurement of phase separation in Wyes and Tees, *Nuclear Engineering and Design*,

- Vol. 64, pp. 93-102.
5. Watanabe, M., Katsuta, M. and Nagata, K., 1995, Two-phase flow distribution in multi-pass tube modelling serpentine type evaporator, ASME/JSME Thermal Engineering Conference, Vol. 2, New York, pp. 35-42.
 6. Rong, X., Kawaji, M. and Burgers, J. G., 1995, Two-phase header flow distribution in a stacked plate heat exchanger, Gas Liquid Flows American Society of Mechanical Engineers, Fluids Engineering Division, FED. Vol. 225, New York, pp. 115-122.
 7. Bajura, R. A. and Jones, Jr. E. H., 1976, Flow distribution manifolds, Transactions of the ASME, Journal of Fluids Engineering, Vol. 98, pp. 654-666.
 8. Yin, J. M., Bullard, C. W. and Hrnjak, P., 2002, Single-phase pressure drop measurements in a microchannel heat exchanger, Heat Transfer Engineering, Vol. 23, No. 4, pp. 1-20.
 9. Tompkins, M. D., Yoo, T., Hrnjak, P., Newell, T. and Cho, K., 2002, Flow distribution and pressure drop in micro-channel manifolds, 9th Int. Refrigeration and Air Conditioning Conference at Purdue. R6-4.
 10. Kim, J. S., Im, Y. B., Kim, J. H. and Lee, K. T., 2003, Two-phase flow distribution in a compact heat exchanger header, First International Conference on Microchannels and Minichannels, Rochester, New York, USA, ICMM2003-1063.
 11. Lee, J. K. and Lee, S. Y., 2004, Distribution of two-phase flow at header-channel junctions, Experimental Thermal and Fluid Science, Vol. 28, pp. 217-222.
 12. Yang, C. Y. and Webb, R. L., 1996, Friction pressure drop of R-12 in small hydraulic diameter extruded aluminum tubes with and without micro-fins, Int. J. Heat Mass Transfer., Vol. 39, No. 4, pp. 801-809.
 13. Akers, W. W., Deans, H. A. and Crosser, O. K., 1959, Condensation heat transfer within horizontal tubes, Chem. Engng. Prog. Symp. Ser. 55, pp. 171-176.
 14. Mehendale, S. S., Jacobi, A. M. and Shah, R. K., 2000, Heat exchangers at micro- and meso-scale, Appl. Mech. Rev., Vol. 53, No. 7, pp. 175-193.
 15. Souza, A. L. and Pimenta, M. M., 1995, Prediction of pressure drop during horizontal two-phase flow of pure and mixed refrigerants, ASME Conference, Cavitation and Multiphase Flow, FED-Vol. 21, pp. 161-171.
 16. Collier, J. G. and Thome, J. R., 1994, Convective boiling and condensation, 4th ed., Oxford University Press, pp. 108-112.
 17. Zivi, S. M., 1964, Estimation of steady-state steam void-fraction by means of the principle of minimum entropy production, Transactions of the ASME, J. of Heat Transfer, Vol. 86, pp. 247-252.
 18. Moffat, R. J., 1985, Using uncertainty analysis in the planning of an experiment, Transactions of the ASME, J. of Fluid Engineering, Vol. 107, pp. 173-182.
 19. Hewitt, G. F. and Roberts, D. N., 1969, Studies of two-phase flow patterns by simultaneous flash and X-ray photography, AERE-M 2159.
 20. Taitel, Y. and Dukler, A. E., 1976, A model for predicting flow regime transitions in horizontal and near horizontal gas-liquid flow, AIChE Journal, Vol. 22, pp. 47-55.