

## T형 수평 및 수직 입구 분지관 내 냉매 2상 유동 특성

태 상 진, 조 금 남\*

성균관대학교 대학원, \*성균관대학교 기계공학부

### Two-phase Flow Characteristics of Refrigerant in T-branch with Horizontal and Vertical Inlet Tube

Sang-Jin Tae, Keumnam Cho\*\*

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

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

(Received April 29, 2002; revision received August 7, 2002)

**ABSTRACT:** The present study investigated the two-phase flow characteristics of refrigerant R-22 in T-branch with horizontal and vertical inlet tube. The key experimental parameters were the orientation of inlet and branch tubes (horizontal and vertical), diameter ratio of branch tube to inlet tube (1 and 0.61), inlet mass flux (200~500 kg/m<sup>2</sup>s) and inlet quality (0.1~0.4). Predicted pressure profile agreed with the measured data within 25.4%. The flow distribution ratio decreased as the mass flux increased. The flow distribution ratio decreased by 12~25% as the tube diameter ratio decreased from 1 to 0.61, and decreased by 38~47% as the orientation of branch changed from horizontal to vertical upward for horizontal inlet tubes. As the orientation of inlet tube changed from horizontal to vertical upward for horizontal branch, the flow distribution ratio increased by 15~68%, but the quality in the branch tube decreased by 28~92% due to phase separation.

**Key words:** Two-phase flow(2상 유동), R-22 refrigerant(R-22 냉매), T-branch(T형 분지관), Flow distribution ratio(유량분배비), phase separation(상분리)

#### 기 호 설 명

$D$  : 관 내경 [m]  
 $G$  : 질량유속 [kg/m<sup>2</sup>s]  
 $j$  : 결보기 속도 [m/s]  
 $K$  : 압력손실계수  
 $P$  : 압력 [MPa]  
 $M+$  : 질량유량분배비  
 $x$  : 건도

#### 그리스 문자

$\alpha$  : 기공률  
 $\rho$  : 밀도  
 $\phi^2$  : 이상유동 마찰손실배수

#### 하첨자

1 : 입구관  
 2 : 출구관  
 3 : 분지관  
 $G$  : 기상  
 $J$  : 분지

† Corresponding author

Tel.: +82-31-290-7445; fax: +82-31-290-5849

E-mail address: keumnam@yurim.skku.ac.kr

L : 액상

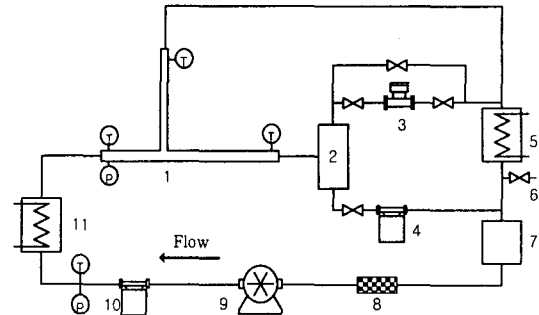
## 1. 서 론

중소형 건물의 공조용 냉난방 시스템은 에너지 절감과 환경 쾌적화를 위해 각 공조공간의 개별 냉난방을 실현하는 멀티공조시스템의 적용이 본격화되고 있으며 냉동공조기에서도 열교환기 성능향상 및 소형화를 위해 2~4분지의 다분지 열교환기가 적용되고 있다. 이러한 다분지 시스템이 최적의 성능을 발휘하기 위해서는 균일한 유량분배와 적절한 압력강하를 유지해야 한다. 따라서, 단일 T형 분지관 내 냉매 이상 유동 특성에 관한 연구는 이러한 다분지 시스템 특성 해석에 가장 기본이 된다고 할 수 있다. 단일 T형 분지관 내 이상 유동에 대한 연구로는 공기-물을 작동유체로 한 Saba and Lahey,<sup>(1)</sup> Shoham et al.,<sup>(2)</sup> Hwang et al.<sup>(3)</sup> 등이 있으며, 수증기-물을 작동유체로 한 Ballyk et al.,<sup>(4)</sup> Seeger et al.,<sup>(5)</sup> Reimann and Seeger<sup>(6)</sup> 등이 있지만 작동유체의 물성치와 유동조건이 냉매와 큰 차이를 나타내고 관경이 25.0~51.0 mm로 일반 공조용 배관의 관경범위를 크게 벗어나기 때문에 냉동공조용 다분지 시스템에 적용하는 데 무리가 따른다. 한편, 냉매를 이용한 다분지 시스템 내의 유량분배 및 압력강하에 대한 연구로는 R-11 냉매를 사용한 Kim<sup>(7)</sup>과 Watanabe et al.<sup>(8)</sup>의 실험연구가 있으며, 단일 T형 분지관 내 상분리 및 압력강하에 대해 R-22를 이용해 실험한 Park et al.<sup>(9)</sup>의 연구가 있으나 냉동공조용 다분지 시스템 설계를 위한 해석모델 개발을 위해서는 더욱더 다양한 형상과 유동조건에서의 실험결과를 바탕으로 현상을 일반화시키는 것이 필요하다.

본 연구에서는 R-22 냉매를 이용해 다양한 분지방향과 유동조건에 대한 단일 T형 분지관에서의 이상 유동 특성을 실험적으로 파악하여 공조용 다분지 시스템의 설계를 위한 기초 자료를 제시하고자 한다.

## 2. 실험장치 및 실험방법

본 연구의 실험장치 개략도를 Fig. 1에 나타냈다. 실험장치는 단일 T형 분지관 시험부, 기액분리기, 기체 및 액체 질량유량계, 판형 열교환기,



- |                         |                           |
|-------------------------|---------------------------|
| 1. Test section         | 2. Separator              |
| 3. Gas mass flowmeter   | 4. Liquid mass flowmeter  |
| 5. Plate heat exchanger | 6. Inlet port             |
| 7. Receiver             | 8. Filter                 |
| 9. Refrigerant pump     | 10. Liquid mass flowmeter |
| 11. Pre-heater          |                           |

Fig. 1 Schematic diagram of experimental system.

냉매액펌프, 예열기 등으로 구성되었다. T형 분지관 시험부의 입구관과 출구관은 Table 1에 나타낸 바와 같이 내경 8.12 mm(외경 9.52 mm)의 평활동관을 사용하였으며, 분지관은 내경 8.12 mm(외경 9.52 mm)와 내경 4.95 mm(외경 6.35 mm)의 평활동관을 사용하여 각각 관경비 1과 0.61의 2개의 시험부를 제작하였다. 시험부의 길이는 입구관, 출구관 및 분지관이 각각 358 mm, 432 mm, 423 mm이고, 압력을 측정하기 위해 입구관과 분지관에 9개, 출구관에 11개의 압력탭을 만들었다. 시험부 입구에서의 압력은 절대압계(10 bar 범위, 오차  $\pm 0.1\%$ )로 측정하고, 이를 기준으로 각 압력탭과의 차압은 차압계(350 mbar 범위, 오차  $\pm 0.1\%$ )로 측정하였다. 시험부 출구관을 빠져나온 냉매는 기액분리기를 거쳐 냉매증기는 기체 질량유량계(0.01~0.8 kg/min 범위,  $\pm 0.9\%$ 의 정밀도)로, 냉매액은 액체 질량유량계(0.045~5.2 kg/min,  $\pm 0.015\%$ )로 측정하였다. 실험은 기액분리기의 액주 높이가 일정한 정상상태에서 수행하였으므로 기액분리기 이후 측정된 기상과 액상의 유량을 합산하여 출구관 내 유량을 계산하였다.

Table 1은 시험부의 입구관과 분지관의 방향별 조건을 나타낸 것이다. 시험부 입구에서의 압력은 0.65 MPa로 일정하게 유지시켰으며, 질량유속( $G_1$ )과 건도( $x_1$ )는 각각 200~500 kg/m<sup>2</sup>s, 0.1~0.4의 범위로 선정하였다. 분지에서의 유량분배비( $M+$ )는 임의로 일정한 값에 맞추어 조절하지

Table 1 Specifications of the test section

Case	Orientation of inlet tube	Orientation of branch tube	Arrangement	Inner diameter of branch tube	Tube diameter ratio
A(I)	horizontal	horizontal		8.12 mm	1
A(II)				4.95 mm	0.61
B(I)	horizontal	vertical upward		8.12 mm	1
B(II)				4.95 mm	0.61
C(I)	vertical upward	horizontal		8.12 mm	1
C(II)				4.95 mm	0.61

않으면서 입구관 질량유속과 건도, 그리고 Table 1에 나타난 기하학적 변수 등이 유량분배와 상분리의 특성에 미치는 영향을 실험적으로 조사하였다.

Moffat<sup>(10)</sup>이 제시한 오차해석방법을 통한 유량분배비 계측값의 오차범위( $\delta M+/M+$ )는 A, B와 C의 경우에 대하여 각각  $\pm 1.5\sim 3.5\%$ ,  $\pm 2.6\sim 5.3\%$ ,  $\pm 1.0\sim 2.6\%$ 였으며, 분지관 내 건도의 오차범위( $\delta x_3/x_3$ )는 각각  $\pm 5.9\sim 14.0\%$ ,  $\pm 4.8\sim 9.7\%$ ,  $\pm 5.0\sim 14.0\%$ 였다.

### 3. 분지 내 압력변화 예측

입구관과 출구관 사이의 유량변화에 의한 운동량방정식은 다음과 같이 이상유동 베르누이 방정식으로 나타낼 수 있다.

$$(\Delta P_{1-2})_J = \frac{1}{2} \left\{ G_1^2 \left( \frac{x_1^2}{a_1 \rho_G} + \frac{(1-x_1)^2}{(1-a_1) \rho_L} \right) - G_2^2 \left( \frac{x_2^2}{a_2 \rho_G} + \frac{(1-x_2)^2}{(1-a_2) \rho_L} \right) \right\} \quad (1)$$

기공률은 Zivi의 기공률 상관식을 이용해 계산하였으며 식(1)은 아래 식(2)의 입구관과 분지관 사이의 가역적 압력변화에 대해서도 동일하게 적용되었다. 입구관과 분지관 사이에서는 가역적 압력변화 이외에 유동의 방향전환 및 오리피스 효과에 의한 비가역적 압력강하항이 함께 존재하며

아래 식(2~3)과 같이 나타낼 수 있다.

$$(\Delta P_{1-3})_J = (\Delta P_{1-3})_{rev.} + (\Delta P_{1-3})_{irrev.} \quad (2)$$

$$(\Delta P_{1-3})_{irrev.} = \frac{K_{1-3}}{2} \frac{G_3^2 (1-x_3)^2}{\rho_L} \phi_L^2 \quad (3)$$

식(3)에서의 단상마찰손실계수는  $K_{1-3}$ 는 Gardel<sup>(11)</sup>의 상관식을 이용하여 다음과 같이 계산하였다.

$$K_{1-3} = 0.95 [1 - (M+)]^2 + 0.8(M+) [1 - (M+)] + 1.3(M+)^2 \quad (4)$$

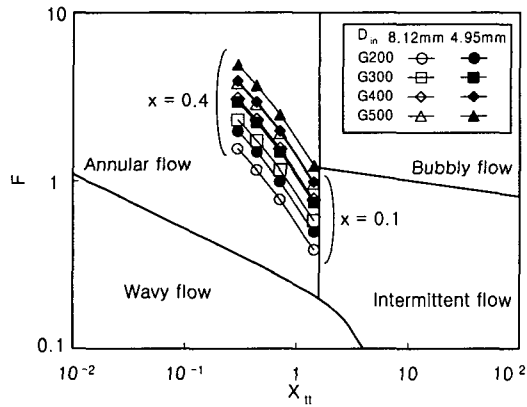
$M+$ 는 입구관에서의 질량유량에 대한 분지관에서의 질량유량의 비로 정의했다. 식(3)에서 이상유동 마찰손실배수는 Chisholm and Sutherland<sup>(12)</sup>가 제시한 T형 분지관에 대한 이상유동 마찰손실배수 상관식을 이용해 구하였다.

### 4. 실험결과 및 고찰

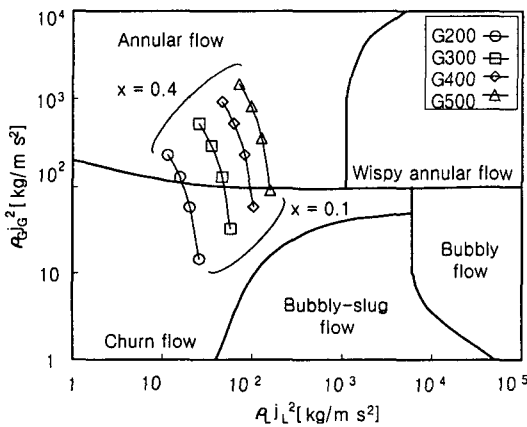
#### 4.1 유동양식

Fig. 2는 시험부 원관 내 이상유동양식에 대한 기존의 유동양식 선도를 본 연구의 실험범위에 대하여 나타낸 그림이다. 수평 평활원관에 대해서는 Fig. 2(a)에 Taitel and Dukler(1976)의 유동양식 선도를, 수직 상향 평활원관에 대해서는 Fig. 2(b)에 Hewitt and Roberts(1969)의 유동양

식 선도를 각각 나타냈다. 수평관 내의 유동양식은 관경이 8.12 mm인 경우와 4.95 mm인 경우에 대하여 모두 나타냈으며 실험범위 이내의 모든 유동이 환상류로 나타났다. 이는 시험부 입출구에 설치한 가시화부를 통해서도 확인되었으며 예측결과와 잘 일치하였다. 반면, 수직 상향 분지관 내 이상 유동에 대한 유동양식 선도는 기상과 액상의 모멘텀 플럭스만을 사용하여 모델화시킨 것으로서 냉매 각 상의 점성계수나 관경의 영향을 충분히 반영하지 못하는 한계가 있다. 실험을 통한 관측으로는 대체적으로 모든 질량유속에 대해 낮은 건도영역(0.1~0.2)에서 처연류(churn flow)가, 높은 건도영역(0.3~0.4)에서 환상류가 나타났다.



(a) Taitel and Dukler's flow pattern map (1976) for horizontal straight tube



(b) Hewitt and Roberts' flow pattern map (1969) for vertical straight tube

Fig. 2 Flow pattern in straight tubes.

4.2 압력강하

Fig. 3은 수평 입구관 내 이상 유동의 압력강하 예측값을 기존의 압력강하 상관식들과 비교한 그림이다. Fig. 3에서 보게 되면 Friedel의 상관식<sup>(13)</sup>이 내관경 8.12 mm, 질량유속 300 kg/m<sup>2</sup>s의 조건 내에서 3.6~8.7%의 오차를 보여 예측값과 가장 잘 일치하였으며, 전체 실험범위에서도 17.1%의 오차범위 이내로 가장 잘 일치하였다.

질량유속 300 kg/m<sup>2</sup>s, 입구관 건도가 0.3일 때 입구관 및 분지관 방향변화에 따른 시험부 전체의 압력분포를 Fig. 4에 나타냈다. 그림에서 선은 실험을 통해 구한 유량분배비를 사용하여 앞서 제시한 분지 내 압력변화 예측모델을 사용해 계산한 예측값이며, 점은 실험을 통해 구한 각 지점의 압력 예측값을 나타낸다. 입구관, 출구관 및 분지

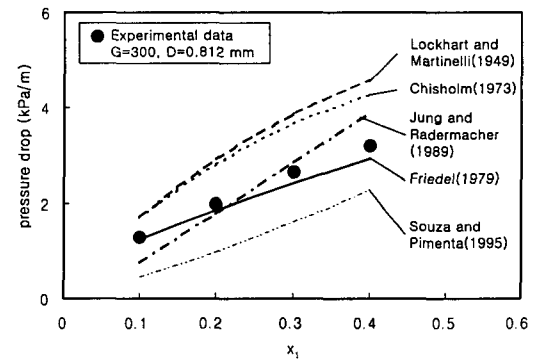


Fig. 3 Pressure drop in horizontal inlet tube for case A(I).

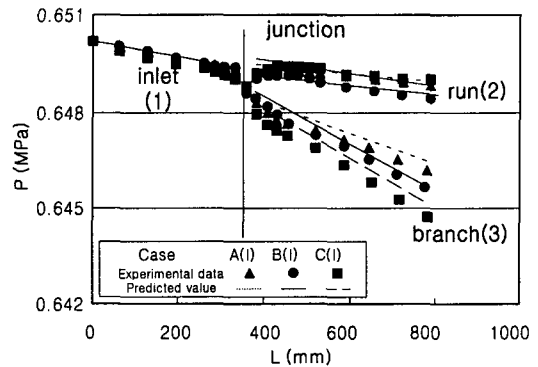


Fig. 4 Pressure profiles in test section for case A(I), B(I) and C(I) ( $G_1 = 300 \text{ kg/m}^2\text{s}$ ,  $x_1 = 0.3$ ).

관 직관 내 압력강하는 Friedel의 상관식<sup>(13)</sup>을 사용하였다. Fig. 4에서와 같이 입구관과 분지관 사이에서는 유동의 방향전환 및 분지관의 오리피스 효과로 인한 비가역 압력강하가 지배적으로 나타나 압력이 떨어지는 경향이 나타난 반면, 입구관과 출구관 사이에서는 유량변화에 따른 베르누이 효과에 의한 압력상승이 나타났다. Friedel의 상관식<sup>(13)</sup>을 이용해 계산한 입구관, 출구관 및 분지관 내에서의 원관 내 압력강하는 실험 전 범위 내에서 17.1% 이내의 오차를 보인 반면, 입구관과 출구관, 입구관과 분지관 사이의 압력변화는 실험 전범위 내에서 최대 25.4%까지의 오차를 나타냈다. 분지에서의 압력변화의 절대값 변화량은 유량분배비가 큰 순서에 따라 식(1)~(4)에 의하여 C(I), A(I), B(I)의 순서대로 크게 나타났다. 분지 후 출구관과 분지관 원관 내에서의 압력강하의 경우 출구관에서의 C(I), 분지관에서의 B(I)의 압력강하 기울기는 수직 상향 유동에 따른 중력항에 의해 기울기가 크게 나타났다. 분지 내에서의 압력강하 예측식은 상관식의 기초가 된 Gardel<sup>(11)</sup>이나 Chisholm and Sutherland<sup>(12)</sup>의 상관식이 본 연구와는 다른 물-공기를 작동유체로 비교적 큰 관경 내에서 수행되었고, 분지 이후 유동교란의 영향이 고려되지 못하였기 때문에 상대적으로 큰 오차를 보인 것으로 판단된다.

#### 4.3 분지관 내 유량분배 및 상분리

Fig. 5는 수평 입구관을 갖는 A와 B의 경우에서 질량유량분배비( $M+$ )를 입구관 유동조건에 따라 나타낸 것이다. 관경비가 1에서 0.61로 감소함에 따라 유량분배비는 A의 경우 평균적으로 12.4%, B의 경우 24.9% 정도 감소하였는데 이는 관경 감소로 인한 오리피스 효과의 증가로 비가역적 압력강하항이 더욱 커져 유동저항이 증대되었기 때문이다. 또한, 질량유속이 클수록 분지관 쪽으로 유입되는 유량의 비가 더 작아졌는데, 이는 질량유속이 커질수록 이상 냉매의 운동량이 더욱 커져서 분지로의 방향전환이 더 어려워지기 때문이다.

A와 B의 경우를 비교하면, 수직 분지관의 경우가 수평 분지관의 경우보다 관경비가 1인 경우 평균 38.4%, 관경비가 0.61인 경우 평균 47.3% 정도 유량분배비가 작게 나타났다. 이는 분지관

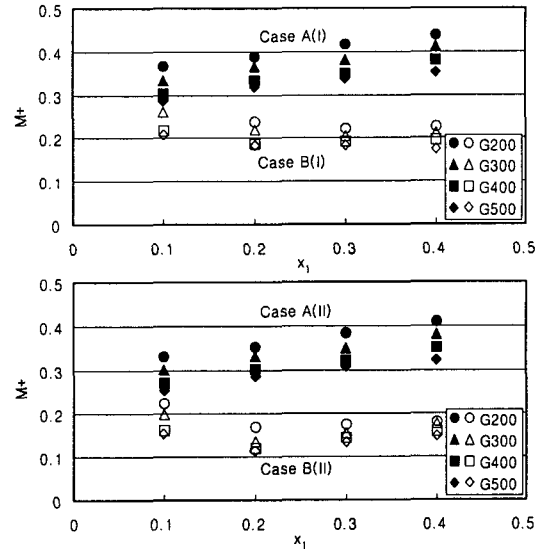


Fig. 5 Flow distribution ratio for horizontal inlet tube (Cases A and B).

의 방향이 수평에서 수직으로 변화하면서 냉매가 분지에서 분배될 때 중력의 영향이 커지기 때문인 것으로 판단된다. 또한, 수평 분지관의 경우는 입구관 건도가 증가함에 따라 유량분배비가 연속적으로 증가하였는데 이는 상대적으로 모멘텀이 큰 액상에 비하여 모멘텀이 작은 기상이 방향을 전환하여 분지관 쪽으로 유입되기 쉽고 이에 따라 입구관 내 기상의 양이 증가할수록 분지관 쪽으로 유입되는 냉매의 양이 많아지기 때문으로 판단된다. 반면, 수직 분지관의 경우는 입구관 건도가 낮은 경우 환상류에서 관 상부에 비교적 두꺼운 액막을 형성하고 있는 액상의 냉매가 분지관 입구에서 기상의 냉매와 함께 분지관으로 흘러올라가는 현상이 나타나 유량분배비가 높게 나타났으나 입구관 건도가 커지고 액막의 두께가 줄어들어 따라 그 경향이 감소하고 중력의 영향으로 밀도가 큰 액상보다는 밀도가 작은 기상이 지배적으로 분지관으로 흐르면서 유량분배비는 수평 분지관에 비해 낮게 나타났다.

Fig. 6은 A 및 B의 경우에서 분지관 내 건도( $x_3$ )를 나타낸 것이다. 수평 분지관의 경우, 입구관 질량유속과 건도의 변화에 대하여 분지관의 건도가 입구관 건도와 거의 동일한 값을 나타낸 반면, 수직 분지관의 경우, 입구관 건도증가에 따라 밀도가 작은 기상이 지배적으로 분지관으로

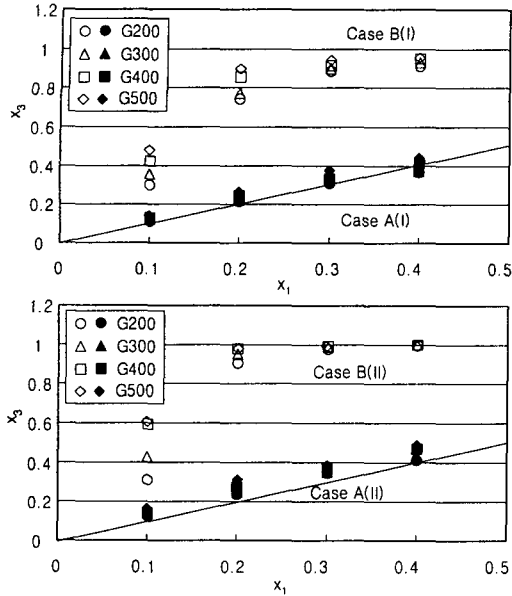


Fig. 6 Phase separation for horizontal inlet tube (Cases A and B).

흐르기 때문에 분지관 내 건도가 수평 분지관에 비하여 평균 184% 정도 증가하였다.

Fig. 7은 수평 분지관에 대하여 입구관이 수평인 A의 경우와 수직인 C의 경우의 질량유량분배비를 나타낸 것이다. 질량유량분배비는 A의 경우에 비해 C의 경우가 건도 0.1인 조건에서는 각각 68%, 64%, 건도 0.4인 조건에서는 각각 21%, 15% 증가하였다. 입구관 방향이 수평에서 수직으로 변화함에 따라 밀도가 큰 액상은 수평인 분지관 쪽으로, 밀도가 비교적 작은 기상은 수직 상향인 출구관 쪽으로 흐르는 경향을 가지게 된다. 따라서, C의 경우가 A의 경우에 비해서 질량유량분배비가 상대적으로 크게 나타났으며, C의 경우 입구관 건도가 증가함에 따라 출구관 쪽으로 흐르려는 기상은 증가하고 분지관 쪽으로 흐르려는 액상은 감소하므로 입구관 건도 증가에 따라 유량분배비는 감소하였다.

Fig. 8은 A와 C의 경우에 대한 분지관 내 건도( $x_3$ )를 나타낸 것이다. A의 경우에 대한 C의 경우의 분지관 내 건도의 감소율은 질량유속과 입구관 건도가 낮을수록 커져서 A(I)과 C(I)의 경우 질량유속이  $500 \text{ kg/m}^2\text{s}$ , 입구관 건도 0.4일 때 28%가 감소한 반면, 질량유속이  $200 \text{ kg/m}^2\text{s}$ , 입구관 건도 0.1일 때에는 89%로 그 감소율이 증

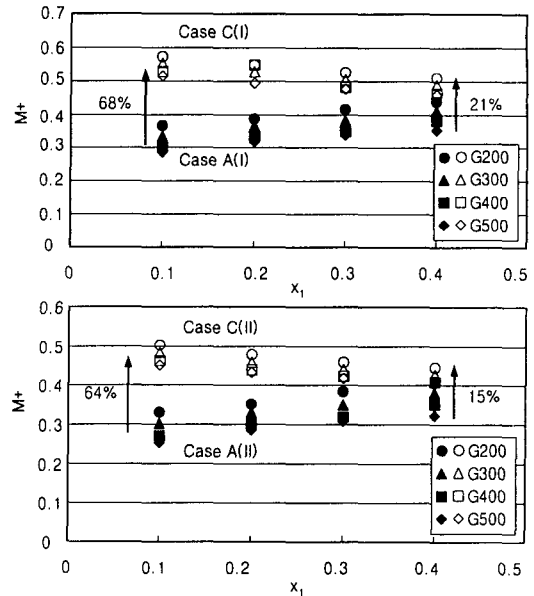


Fig. 7 Flow distribution ratio for horizontal branch tube (Cases A and C).

가하였다. 마찬가지로 A(II)와 C(II)의 경우도 질량유속이  $500 \text{ kg/m}^2\text{s}$ , 입구관 건도 0.4일 때 32%가 감소한 반면, 질량유속이  $200 \text{ kg/m}^2\text{s}$ , 입구관 건도 0.1일 때에는 92%로 그 감소율이 커졌다. 이는 질량유속이 작을수록 액상 냉매의 출구관

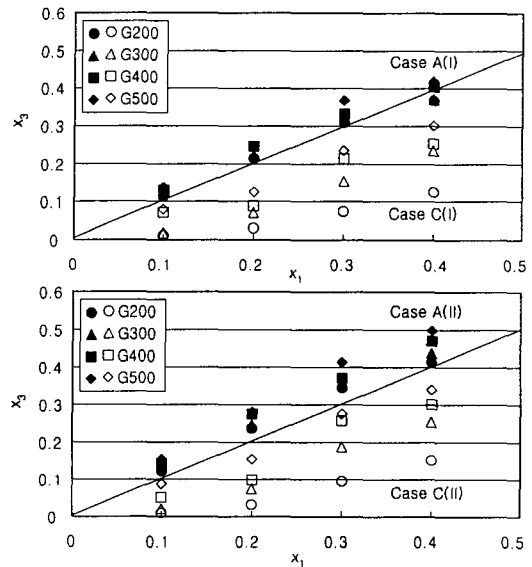


Fig. 8 Phase separation for horizontal branch tube (Cases A and C).

방향으로의 모멘텀이 작아지고 건도가 작아질수록 상대적으로 기상에 비해 밀도가 큰 액상의 냉매량이 많아져 분지관 쪽으로의 액상 냉매 유입이 많아지기 때문에 판단된다.

이상의 결과와 같이 분지에서의 유량분배 및 상분리는 분지관의 기하학적 형상과 입구관의 동적 변수에 의해 영향을 받게 되며, 이러한 특성은 분지 후 합지관까지 각 분지의 압력분포와 상호 영향을 미침과 동시에 이를 결정짓는 중요한 변수가 되므로 본 연구의 결과는 이러한 분지관 해석 및 모델 개발에 있어 중요한 기초 자료가 된다고 판단된다.

## 5. 결 론

일반 가정용 에어컨의 증발기 입구에 사용될 수 있는 분지관의 관경 및 방향과 유동조건을 고려하여 실험한 본 연구의 결과를 통해 다음과 같은 결론을 얻을 수 있다.

(1) 시험부 입구에 설치한 가시화부를 통해 확인한 입구관 내 유동양식은 수평관에서 환상류, 수직관에서 건도가 0.1~0.2 범위일 때 처연류, 0.3~0.4 범위일 때 환상류를 나타냈다.

(2) 시험부 내 압력분포는 본 연구에서 사용한 계산식과 예측된 유량분배비를 이용해 25.4%의 오차범위 내에서 예측 가능하였다.

(3) 입구관과 분지관의 관경비가 1에서 0.61로 감소함에 따라 분지관 입구에서의 오리피스 효과에 의한 마찰저항의 증가로 인해 질량유량분배비는 감소(12~25%)했다.

(4) 수평 입구관에서 분지관의 방향이 수평에서 수직 상향으로 변화함에 따라 밀도가 작은 기상 냉매의 지배적 분지관 유입으로 인해 질량유량분배비는 감소(38~47%)했다.

(5) 입구관 방향이 수평에서 수직 상향으로 변화함에 따라 밀도가 큰 액상 냉매는 수평 분지관 쪽으로, 밀도가 작은 기상 냉매는 수직 상향 출구관 쪽으로 각각 더 많이 유입되는 경향을 보여 질량유량분배비는 증가(15~68%)했으며, 분지관 내 건도는 감소(28~92%)했다.

## 후 기

본 연구는 2001학년도 성균관대학교 삼성학술

연구비와 일부 2001년도 BK21 핵심 분야 사업비에 의하여 지원되었습니다.

## 참고문헌

1. Saba, N. and Lahey Jr., R. T., 1984, The analysis of phase separation phenomena in branching conduits, *Int. J. Multiphase Flow*, Vol. 10, No. 1, pp. 1-20.
2. Shoham, O., Brill, J. P. and Taitel, Y., 1987, Two-phase flow splitting in a tee junction-Experiment and modelling, *Chemical Engineering Science*, Vol. 42, No. 11, pp. 2667-2676.
3. Hwang, S. T., Soliman, H. M. and Lahey Jr., R. T., 1988, Phase separation in dividing two-phase flows, *Int. J. Multiphase Flow*, Vol. 14, No. 4, pp. 439-458.
4. Ballyk, J. D., Shoukri, M. and Chan, A. M. C., 1988, Steam-water annular flow in a horizontal dividing T-junction, *Int. J. Multiphase Flow*, Vol. 14, No. 3, pp. 265-285.
5. Seeger, W., Reimann, J. and Muller, U., 1986, Two-phase flow in a T-junction with a horizontal inlet Part 1: Phase separation, *Int. J. Multiphase Flow*, Vol. 12, No. 4, pp. 575-585.
6. Reimann, J. and Seeger, W., 1986, Two-phase flow in a T-junction with a horizontal inlet Part 2: Pressure Differences, *Int. J. Multiphase Flow*, Vol. 12, No. 4, pp. 587-608.
7. Kim, J. S., 1993, Two phase flow distribution in multi-parallel evaporator tubes (1st report: Non-heating mode), *Refrigeration-Air Conditioning Engineering*, Vol. 12, No. 1, pp. 1-20.
8. Watanabe, M., Katsuta, M. and Nagata, K., 1995, General characteristics of two-phase flow distribution in a multipass tube, *Heat Transfer-Japanese Research*, Vol. 24, No. 1, pp. 32-44.
9. Park, J. H., Cho, K. and Cho, H. G., 1999, Characteristics of two-phase flow distribu-

- tion and pressure drop in a horizontal T-type evaporator tube, Korean Journal of Air-Conditioning and Refrigeration Engineering, Vol. 11, No. 5, pp. 658-668.
10. Moffat, R. J., 1985, Using uncertainty analysis in the planning of an experiment, Trans. of the ASME: J. of Fluid Engineering, Vol. 107, pp. 173-182.
  11. Gardel, A., 1957, Pressure drops in flows through T-shaped pipe-fittings, Bull. Techn. de la Suisse Romande, Vol. 83, No. 9, pp. 123-130.
  12. Chisholm, D. and Sutherland, L. A., 1969, Prediction of pressure gradients in pipeline systems during two-phase flow, presented at Symposium on Fluid Mechanics and Measurements in Two-phase Flow Systems, Leeds, No. 4.
  13. Friedel, L. 1979, Improved friction pressure drop correlation for horizontal and vertical two-phase pipe flows, European two-phase flow group meeting, Ispra, Italy, No. t2.