

수직관내 응축 2상류의 보이드율에 관한 연구

Void Fraction during Condensing Two-Phase Flow Inside Vertical Tubes

오 후 규*
Hoo Kyu Oh

기 호 설 명

A : 면적
 c : 비열
 D : 관경
 g : 중력 가속도
 G : 질량속도
 h : 열전달율
 k : 열전도율
 L : 관 길이
 T : 온도
 u : 속도
 W : 유량
 x : 진도
 y : 기-액 체적 유량비
 <그리스문자>
 α : 보이드율
 σ : 액막 두께
 ϵ : 액적 발생율
 μ : 점성계수
 ρ : 밀도
 <첨 자>
 c : 냉각수
 i : 계면, 내부
 l : 액

o : 외부
 p : 압력, 파이프
 s : 포화
 tp : 2상류
 v : 증기
 w : 관벽

1. 서 론

기-액 2상류의 열전달율, 유동양식(flow pattern) 및 압력손실 등의 계산에 필요한 보이드율(void fraction)의 정확한 추정은 석유 화학 장치, 냉동·공조공업장치, 보일러, 증기 터빈, 원자로 등의 각종 열교환기 및 기타 에너지 변환장치의 설계 및 안정성 해석에 대단히 중요하다. 그러나 보이드율에 관한 연구는 많지 않으며, 이 중에서도 과거 20여년 동안의 보이드율에 관한 연구는 기-액 2상류 및 증발관에 관한 실험적, 이론적인 보고가 대부분이다.

대표적인 연구로는 기-액 2상류의 균질류 모델에서 속도분포를 고려하여 기포 농도는 관 중심에서 최대가 되고 반경 방향에 따라 감소하여 관벽에서는 0이 된다는 가정에서의 Bankoff 모델¹⁾, 기-액 사이의 slip를 고려한 Zuber 등의 모델²⁾, 환상류 영역에 대해 기-

* 부산수산대학 냉동공학과

액 사이의 운동량 교환으로부터 유도한 Levy 식⁹⁾, 소산(dissipation) 에너지의 최소 원리에 의한 Zivi 식¹⁰⁾, 그리고 등속도 모델에 의한 Smith 등의 해석적 모델⁵⁾ 외에 Marchaterre⁶⁾, Butterworth⁷⁾, Madsen⁸⁾ 등의 보고와 같은 실험식도 있다.

관내 응축과 같이 상변화(phase change)를 동반하는 2상류의 흐름에는 중력의 작용 방향과 주류의 흐름 방향의 관계에 따라서 유동의 양식도 변화하며, 나아가서 이 유동양식의 차이에 따라 압력손실이나 열전달도 상당히 변화한다는 것은 잘 알려져 있으나, 현상의 복잡성으로 인해 유동기구나 전열과정에 관한 이해는 아직 부족하며 불명한 점이 많다. 이 중에서도 건도와 보이드율의 관계는 압력손실이나 열전달을 추정하기 위해서는 대단히 중요한 것이나, 응축 하강류에 대한 보이드율에 대해서는 그 측정 방법 뿐만 아니라 실측 데이터도 의외로 찾아볼 수 없으며, 대부분의 관내 응축 열전달 추정에는 증발관이나 기-액 2상류에 대한 결과를 이용하고 있다. Soliman 등⁹⁾, Kosky 등¹⁰⁾은 수평관내 응축 2상류의 전열해석에 아무런 검토도 없이 Zivi 식을 적용했으며, Traviss 등¹¹⁾도 냉매-11, 12의 수평 관내 응축 2상류의 압력분포 해석에 Zivi 식을 적용하였다. 그러나 이 식은 증발관이나 기-액 2상류에 대한 예측식이므로 응축을 동반할 때의 그것과는 다를 것이 예상된다.

따라서 본 실험에서는 수직관내에서 응축을 동반하는 2상류의 보이드율의 측정방법에 대한 제한과 또 그 관계식을 고찰하기 위한 것으로, 측정은 환상류 영역에서 광섬유를 이용한 프로브로 하였으며, 측정치를 종래의 예측식들과 비교 검토한 결과에 대해 보고하고자 한다.

2. 실험장치 및 방법

실험장치의 개략도는 Fig. 1과 같다. 즉, 냉매 강제순환용 펌프(3), 유량계(5), 냉매 가열증발기(8), 시험부(11), 전응축기(12), 수액기(1) 및 액 과냉각기(2) 등의 중요 기기로 구성되는 냉매

폐루우프와, 시험부, 전응축기 그리고 액 과냉각기의 냉각수계 루우프로 구성되어 있으며, 중요 기기들을 포함한 연락 배관 및 시험부는 외부와의 열교환을 무시할 수 있을 정도로 충분히 방열하였다.

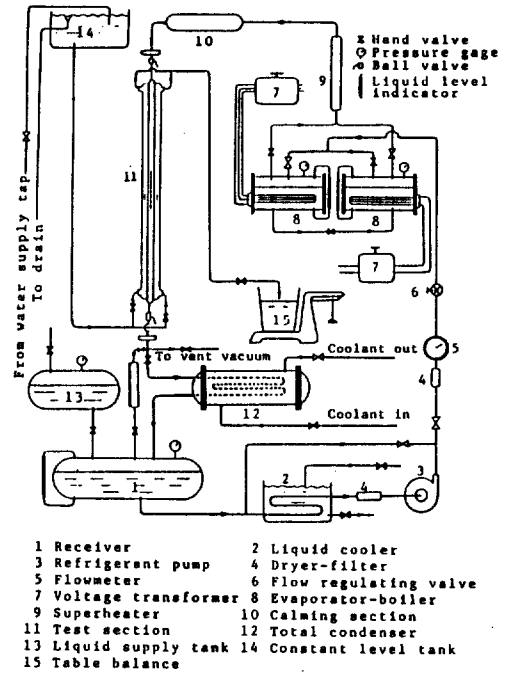


Fig. 1 Schematic diagram of experimental apparatus

냉매 강제순환용 펌프에 의해 압송되는 냉매-113 액은 4kW의 침지식 가열기가 설치된 가열기(8)에서 증기로 되며, 이 냉매증기는 연직관으로 된 가열기(9)로 들어가 소정의 온도까지 과열된다. 여기서 과열된 과열증기가 안정구간(10)을 지나 시험부(11)로 유입되어 시험부 출구 건도가 0.5-0.2 정도까지 응축한다.

시험부의 개략도는 Fig. 2와 같다. 즉 내경 12.7 mm, 외경 17.3 mm, 길이 2,000 mm의 동관과 동심관으로 된 내경 32 mm의 아크릴관으로 되어 있다. 시험관의 내벽온도를 측정하기 위해 내관의 관벽에 깊이 1.3 mm로 C-A 열전대 6분을 400 mm의 등간격으로 축방향에 따라 묻었으며, 또 시험부 냉각수

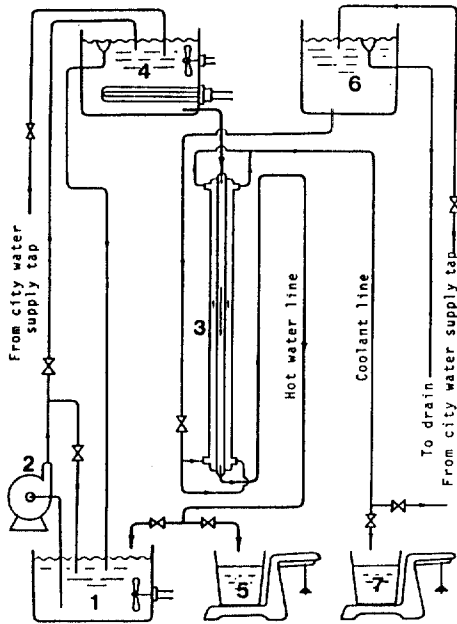


Fig.4 Heat balance measuring apparatus for test section

로 들어가는 냉각수 및 온수는 충분한 난류가 되도록 고려하였다. 그리고, 냉각수 및 온수의 흐름을 일정하게 하기 위하여 수압 일정의 물탱크를 사용하였으며, 외부로부터의 열교환을 무시할 수 있도록 하였다.

실험의 중요 변수의 조절은, 냉매는 전압조정기로, 냉각수는 유량 조절 밸브를 사용하였으며 모든 실험은 장치의 온도와 압력이 평형에 도달한 후 30분 이상 평형이 유지될 때부터 측정하였다. 그리고 본 실험의 범위는 작동유체인 냉매-113의 포화압력 100~200kPa, 질량속도 100~300 kg/m² s 에서 하였다.

3. 실험결과

3.1 장치의 열 평형

시험부의 열 평형(heat balance)을 확인하기 위하여 시험부의 내관에 온수 단상류를 흘리고, 외관의 환상부에서 냉각수를 흘렸다. 즉, 시험부를 소위 2중관형 열교환기로 생각하여 본 실험의 냉매 응축 실험과 같은 요령으로 실험함으로써 열평형을 확인하였다.

장치의 열 평형 확인에 자주 사용되는 단상난류의 열전달식인 Dittus-Boelter 식의 적용 범위는 Pr = 7~120, Re = 10,000~120,000, L/D = 60 이나, 본 실험의 범위는 Re 값의 일부(8,000~10,000)를 제외하고는 이들 범위에 속하므로 얻어진 데이터를 이 식과 비교하였다.

Fig.5는 냉각수의 레이놀즈수에 대한 냉각수 측의 열전달율을 나타낸 것으로, 그림 중의 실선은 다음의 Dittus-Boelter 식을 나타낸 것이다.

$$Nu_w = 0.023 Re_w^{0.8} Pr_w^{0.4} \dots\dots\dots (1)$$

여기서, $Nu_w = hD/k$, $Re_w = G_t W/\mu$, 그리고 $Pr_w = c_p \mu/k$ 이며, 계산에 사용한 물성값들은 모두 냉각수에 대한 값을 사용하였다.

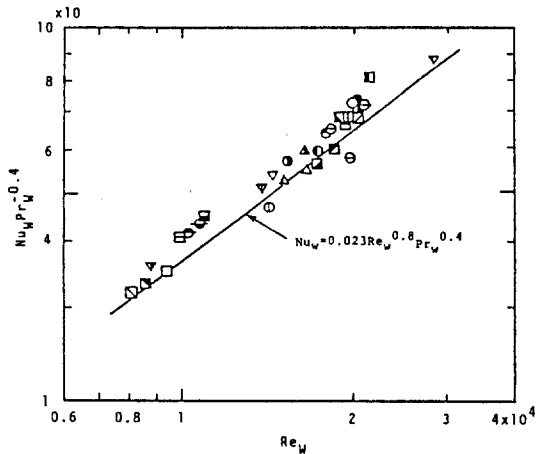


Fig.5 Heat transfer coefficients for coolant compared with Dittus-Boelter equation

식 (1)의 계산에 있어서 열전달율 h 는 내관의 외벽온도를 기준으로 하였으며, 다음 식에 의하였다.

$$h = W_c c_{pc} (T_{wo} - T_{wi}) / [A(T_p - T_w)] \dots\dots\dots (2)$$

여기서, W_c , c_{pc} , T_{wo} , T_{wi} , T_p , T_w 그리고 A 는 냉각수의 유량, 비열, 출구 및 입구온도, 관벽온도, 냉각수 평균온도 그리고 전열면적을 나타낸다. 그림에서와 같이 본 실험결과

는 Dittus-Boelter식 보다 조금 높은 값을 나타내고 있으나 이것은 시험부의 환상부에 들어 있는 압력 취출관, 열전대 도선 등이 흐름에 영향을 미친 것이라 보아지며, 이들의 영향을 고려하면 식 (1)과 비교적 잘 일치한다고 생각된다. 뿐만 아니라 본 실험조건과 유사한 五島 등¹²⁾의 결과와 비교해 볼 때 타당한 값이라 생각된다. 더욱 검토하기 위하여 시험부의 환상부 냉각수가 얻은 열량과 내관의 온수가 잃은 열량을 비교한 것을 Fig.6에 나타내었다. 이 경우에도 그림에서와 같이 10% 이내로 비교적 서로 일치하였으므로 실험의 측정값들은 믿을 만한 값이라 생각된다.

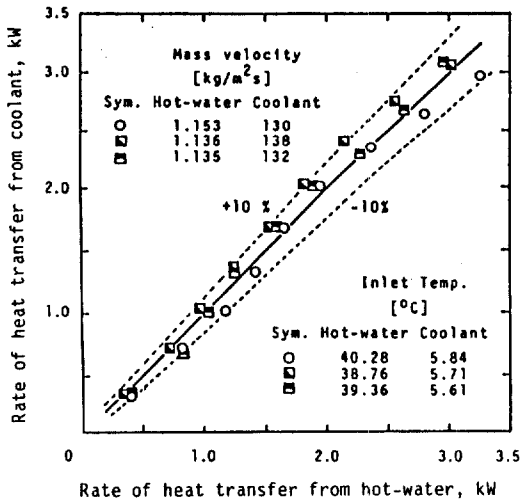


Fig.6 Comparison of heat transfer rate with hot-water and coolant

이상의 결과로부터 실험결과의 정리에 사용하는 전열량의 계산 및 냉매 응축량의 계산에는 직접 냉매증기의 엔탈피 변화량으로부터 구하지 않고 시험부의 환상부로 흐르는 냉각수 온도 상승으로부터 계산하는 간접적인 방법을 사용하였다.

3.2 유동양식

유동 양식의 추정은 전열 해석에 있어서 대단히 중요하므로 본 실험의 범위에 대한 유동 양식을 추정해 볼 필요가 있다. 관내 응축에

대한 유동양식 지도에 대해서는 수평관내 응축에 대한 Bell 등¹³⁾의 선구적인 보고 이외에는 별로 보고된 것이 없으나, 수평관내 응축에 대해서는 수정한 Baker 선도¹⁴⁾가 일반적으로 사용되고 있으며, 최근에는 Tandon 등¹⁵⁾이 종래의 관내 응축에 관한 유동양식의 데이터를 분석하여 무차원 증기속도 $xG/[\rho_l \rho_v (\rho_l - \rho_v)]^{1/2}$ 와 보이드율 $[(1-\alpha)/\alpha]$ 과의 관계로 나타낸 유동양식 지도를 제안하고 있으나 수직관내 응축의 경우는 그것과 다를 것이 예상된다. 따라서, 저자는 Oh¹⁶⁾가 수직관내 하향류 응축에 대한 유동양식을 관찰한 결과 비교적 잘 일치한다고 주장한 Oshinowo 등¹⁷⁾의 유동양식 지도와 본 실험 데이터와 비교하였다.

Fig.7은 본 실험 데이터를 수직관내 기-액 2상류의 하향류에 대한 Oshinowo 등의 유동양식 지도에 나타낸 것이다. 이 지도의 좌표는 기-액 양상의 체적비, $(1-y_l)/y_l$ 와 수정한 Fr수(Froude number), 즉 $Fr_{tp}/\Lambda^{1/2}$ 이며, 이들은 다음의 식으로서 계산한 값이다.

$$y_l = (W_l/\rho_l) / [(W_l/\rho_l) + (W_v/\rho_v)] \dots\dots (3)$$

$$\Lambda = \mu_s / (\rho_s \delta_s)^{1/4}, Fr_{tp} = (U_l + U_v)^2 / Dg \dots\dots (4)$$

식 (3), (4)의 계산에 있어서 냉매의 물성값은 Dupont사의 자료¹⁸⁾, ASHRAE의 자료¹⁹⁾를 참고로 하였고 액의 물성값은 관 표면온도와 포화온도로부터 계산한 값, 즉 $T_l = T_s - 0.75 (T_s - T_w)$ 에 대한 값을 사용하였으며, 시험부의 내벽온도는 정상류로 가정하여 외벽온도로부터 계산한 값을 사용하였다.

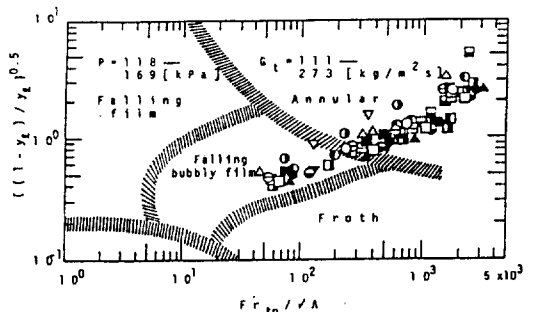


Fig.7 Comparison of Oshinowo flow regime map with present data

그림에서와 같이 본 실험 데이터는 유동양식 지도의 환상류와 기포 액막류 영역에 포함되어 있으나 Oh의 관측 결과와 비교하면 본 실험 범위에서의 흐름은 증기속도가 빠른 환상류와 기포가 없는 액막류에 해당한다고 생각된다.

3.3 응축 액막두께 및 계면속도

Fig.8은 광프로우브를 시험부 내관의 벽면에서 반경 방향으로 이동시켰을 때 프로우브로부터의 출력신호 모양의 예를 나타낸 것이다. 그림에서와 같이 출력이 낮고 맥동이 거의 없이 일정할 때는 광프로우브의 선단이 액상(liquid-phase)에 위치해 있을 때라 보았다. 여기서부터 계속하여 프로우브를 더욱 관 중심부로 이동시켜감에 따라 그림의 “계면(Interface) I”에서와 같은 맥동이 나타났으며, 더욱 관 중심의 증기상으로 프로우브를 이동시켰을 때 어느 위치에서 그림 중에 “계면Ⅲ”과 같이 프로우브의 끝이 거의 전부 증기상에 존재한다는 신호가 나타났다. 대기압 하에서 수직관내 수증기의 하강류 응축에 관한 植田 등²⁰⁾의 보고에 의하면 환상류의 파고는 평균 액막두께의 20~30% 정도라고 보고하고 있으나 본 실험에서는 최대 50~60%까지 있어서 정확한 계면의 판단은 어려웠으나 “계면 I”과 “계면Ⅲ”의 구간에서 출력 신호가 “계면Ⅱ”와 같이 액상과 증기상을 나타내는 신호가 계속되는 곳을 본 실험에서는 기-액 계면이라고 보았는데 이 점이 파고의 중간 지점이라고 생각하였다.

Fig.9는 실측한 응축액막 두께와 무차원으로 표시한 관장(L/D)과의 관계를 나타낸 것이다. 그림에서 알 수 있는 바와 같이 관 길이에 따라 액막두께는 점진적으로 증가하였고, 질량속도가 증가할수록 액막두께도 증가하였는데 이것은 난류응축액막의 전열기구²¹⁾에 의해 동일 조건에서는 질량속도가 증가할수록 열전달이 증가되며, 따라서 응축량이 증가하기 때문이라고 생각된다.

Fig.10은 관 길이에 따른 증기상, 액상, 그

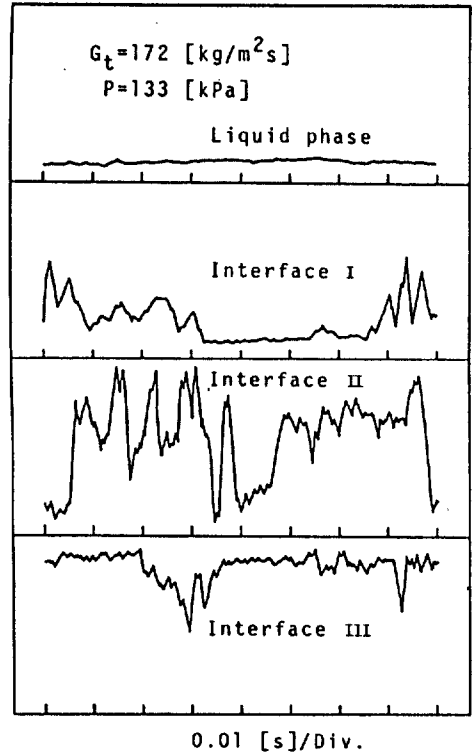


Fig.8 Typical fluctuation signals detected by the probe at L/D=133

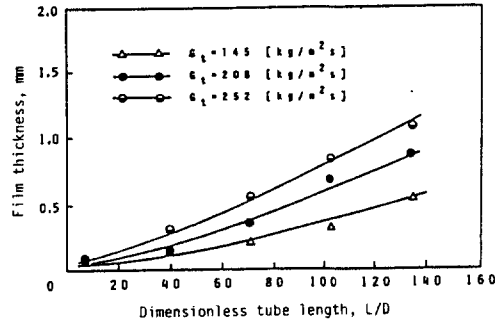


Fig.9 Film thickness vs. tube length

리고 계면속도의 변화예를 나타낸 것으로 증기상과 액상의 유속은 Cavallini 등²²⁾과 같이 계산한 보이드율($\alpha=1-4\delta/D$)과 열량으로부터 구한 건도로 추정된 값이며, 계면속도는 90도로 연마한 2매 1조의 광프로우브로부터의 측정값을 사용하였다.

그림에서 알 수 있는 바와 같이 액상의 유

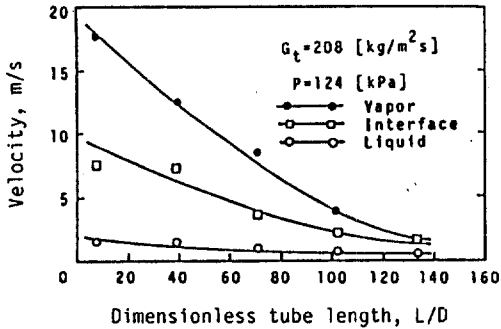


Fig. 10 Velocity vs. dimensionless tube length

속은 관장에 따라 그다지 변화가 없었으나 증기상과 계면의 속도는 그 변화가 컸으며 건도가 높은 구역일수록 그 변화 폭이 크게 나타났다. 이것은 건도가 높을수록 계면 전단력과 열전달율이 크고, 따라서 응축률이 높게 되기 때문이라고 생각된다.

3.4 보이드율

기-액 2상류에 대한 보이드율의 예측식은 많이 있으나 일반적으로 많이 사용되는 예측식으로는 양상의 등속도 모델을 사용한 Smith식⁵⁾, 속도 분포에 대한 엔트로피 증대 최소의 원리를 이용한 Zivi식⁴⁾, 그리고 Lookhart 등의 모델을 사용한 Butterworth식⁷⁾ 등이 있으며, 이들의 식은 다음과 같다.

Smith식 ;

$$\alpha = \frac{[1 + \epsilon(\rho_v/\rho_l)(1/x - 1) + (\rho_v/\rho_l)^{1/2} (1 - \epsilon)(1/x - 1)\{1 + \epsilon(\rho_v/\rho_l)(1/x - 1)\}^{1/2}]^{-1}}{\dots \dots \dots (5)}$$

Zivi식 ;

$$\alpha = \frac{[1 + \epsilon(\rho_v/\rho_l)(1/x - 1) + (\rho_v/\rho_l)^{2/3} (1/x - 1)\{1 + \epsilon(\rho_v/\rho_l)(1/x - 1)\}^{1/2}]^{-1}}{\dots \dots \dots (6)}$$

Butterworth식 ;

$$\alpha = \frac{[1 + (1/x - 1)^{0.74} (\rho_v/\rho_l)^{0.65} (\mu_l/\mu_v)^{0.13}]^{-1}}{\dots \dots \dots (7)}$$

Fig. 11 은 액막두께로부터 계산한 보이드율

($\alpha = 1 - 4\delta/D$)과 건도와와의 관계를 나타낸 것이다.

이것은 냉매의 질량속도가 $238 \text{ kg/m}^2\text{s}$ 일 때의 경우로, 식 (5)~(7)과 비교한 것이다. 그림에서 알 수 있는 바와 같이 Smith와 Zivi의 이론식들은 본 실험 결과와 일치하지 않았다. 기-액 2상류에 대한 많은 연구자들은 Smith식에서 $\epsilon = 0.4$, Zivi식에서 $\epsilon = 0.2$ 일 때 많은 실험치와 일치한다고 하였으나²³⁾ 수직관내 응축에 관한 본 실험과는 역시 차이가 있었다. 그러나 액적의 영향을 무시했을 때의 Zivi식과 Smith식, 그리고 Butterworth식들이 비교적 같은 경향을 나타내었으며, 이 중에서도 Smith식, $\alpha = [1 + (\rho_v/\rho_l)^{1/2} (1/x - 1)]^{-1}$ 이 본 실험 데이터와 일치하였다. 이것은 상변화를 동반하지 않은 2상류, 혹은 증발을 동반하는 흐름에 비하여 응축의 경우는 액적의 영향을 거의 무시할 수 있다는 것을 나타낸다고 볼 수 있다.

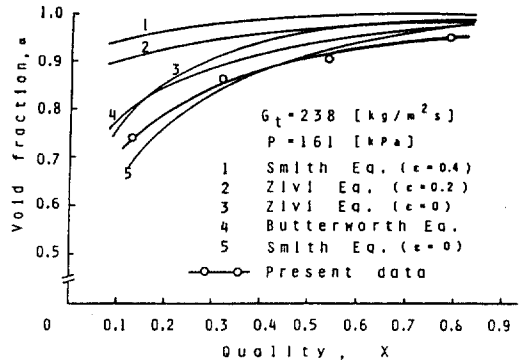


Fig. 11 Void fraction vs. quality

Fig. 12는 질량속도가 $110 \sim 273 \text{ kg/m}^2\text{s}$ 의 범위에 대한 본 실험 데이터와 액적의 영향을 무시했을 때의 Smith식과 비교한 것으로 20% 이내로 일치하였다. 응축 2상류에 대한 국소 보이드율의 기준 데이터가 없어 비교할 수는 없으나, 이것으로부터 수직관내 응축 2상류에 대한 보이드율의 값은 액적이 없다고 가정했을 경우의 Smith식으로 예측이 가능하다고 생각된다.

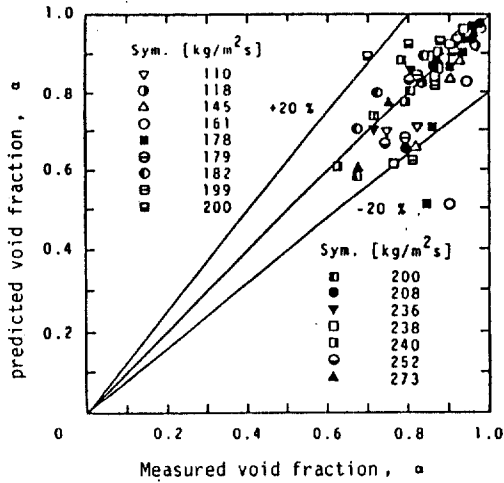


Fig. 12 Experimentally determined void fraction compared with Smith's prediction with zero entrainment

4. 결 론

수직관내 응축을 동반하는 2상류에 대한 보이드율을 선단을 90도로 연마한 2매 1조의 광프로우브를 사용하여 측정된 결과 다음과 같은 결론을 얻었다.

(1) 지금까지 수직관내 응축 2상류에 대한 국소 보이드율의 측정방법이나 실측한 타연구자들의 자료가 저자의 손에 없어 비교 검토할 수는 없었으나 이 측정방법은 관 길이에 따라 변하는 국소 보이드율을 측정할 수 있는 좋은 방법이라 생각된다.

(2) 실험결과와 증발관이나 기존의 기-액 2상류에 대한 예측식들과 비교해 본 결과는 액적의 영향을 무시했을 경우의 Smith식과 좋은 일치를 보였으며, 따라서 이 예측식은 수직 하향류 관내응축에 대한 보이드율의 예측에 적용될 수 있다고 생각된다.

후 기

본 연구는 1985년도 한국과학재단의 연구비 지원에 의하여 수행된 것으로서 관계자 여러분께 감사드립니다.

참 고 문 헌

1. S.G. Bankoff, "A Variable Density Single-Fluid Model for Two-Phase Flow with Particular Reference to Steam-Water Flow," Trans. ASME, Ser. C, Vol.82, 265-272, 1960.
2. N. Zuber and J. Findlay, "Average Volumetric Concentration in Two Phase Flow Systems", Trans. ASME, Ser. C. Vol.87, 453-468, 1965.
3. S. Levy, "Steam Slip Theoretical Prediction from Momentum Model 1", Trans. ASME, Ser. C, Vol.82, 113-124, 1960.
4. S.M. Zivi, "Estimation of Steady State Void Fraction by Means of the Principle of Minimum Entropy Production," Trans. ASME Ser. C, Vol.86, 247-252, 1964.
5. S.L. Smith, "Void Fractions in Two-Phase Flow: A Correlation Based upon an Equal Velocity Head Model", Proc. Instn. Mech. Engrs., Vol.184, No.36, 647-664, 1969-70.
6. J.F. Marchaterre and B.M. Hoglund, "Correlation for Two-Phase Flow", Nuclearonics, Vol.20, No.8, 142-151, 1962.
7. D. Butterworth, "A Comparison of Some Void Fraction Relationships", AERE-M 2619, 1974. Also see 6th Int. Heat Trans. Conf., Canada, Toronto, Cs-14, 1978.
8. N. Madsen, "A Void Fraction Correlation for Vertical and Horizontal Bulk-Boiling of Water", AIChE J., Vol.21, No.3, 607-608, 1975.
9. M. Soliman, J.R. Schuster, P.J. Berenson, "A General Heat Transfer Correlation for Annular Flow Condensation", Trans. ASME, Ser. C, Vol.90, No.2, 267-276, 1968-5.
10. P.G. Kosky and F.W. Staub, "Local Condensing Heat Transfer Coefficients in the Annular Flow Regime", AIChE J., Vol.17,

- No.5, 1037-1043, 1971.
11. D.P. Traviss and W.M. Rohsenow, "Flow Regimes in Horizontal Two-Phase Flow with Condensation, ASHRAE Trans., Vol. 79, No.2, 31-39, 1973.
 12. 五島正雄, 堀田秀夫, 手塚俊一, "フロン系冷媒の水平管外膜状凝縮熱傳達", 冷凍, 東京, Vol.54, No.623, pp.751~764, 1979.
 13. K.J. Bell, T. Taborek, F. Fenoglio, "Interpretation of Horizontal in-Tube Condensation Heat Transfer Correlations with a Two-Phase Flow Regime Map", Chem. Engng. Prog. Symp. Ser., Vol.66, No.102, 150-163, 1960.
 14. O. Baker, "Simultaneous Flow of Oil and Gas", Oil and Gas J. Vol.53, 185-195, 1954.
 15. T.N. Tandon, H.K. Varma, C.P. Gupta, "A New Flow Regimes Map for Condensation inside Horizontal Tubes", ASME, Ser. C, Vol.104, 763-758, 1982.
 16. H.K. Oh, "Condensing Heat Transfer of Refrigerant-113 in Vertical Tubes. Part-1: Flow Regime and Pressure Drop", Trans. ASRE, No.22, 1-11, 1983.
 17. T. Oshinowo and M.E. Charles, "Vertical Two-Phase Flow. Part-1: Flow Pattern Correlations", Can J. Chem. Engng., Vol.52, No.2, 25-26, 1974.
 18. Dupont Freon Technical Bulletin, C-30, 11-17, 1967.
 19. ASHRAE Handbook, Fundamentals, ASHRAE, 1985.
 20. 植田辰洋, 田中彦, "垂直管内下降液膜流に関する研究", 第7回 日本傳熱シンポジウム講演, pp.197~200, 1970.
 21. E.F. Carpenter and A.P. Colburn, "The Effect of Vapor Velocity on Condensation Inside Tubes", ASME-IMF General Discussion on Heat Transfer, 11th-13th, 20-26, 1951-59.
 22. A. Cavallini and R. Zecchin, "A Dimensionless Correlation for Heat Transfer in Forced Convection Condensation", 5th Int. Heat Transfer Conf., Vol.3, 309-313, 1974.