

평활관군의 R-134a 흐름비등에 관한 연구

김 종 원*, 김 정 오*, 김 내 현†

*인천대학교 대학원, †인천대학교 기계공학과

R-134a Flow Boiling on a Plain Tube Bundle

Jong-Won Kim*, Jung-Oh Kim*, Nae-Hyun Kim†

*Graduate School of Mechanical Engineering, Incheon University, Incheon 000-000, Korea

†Department of Mechanical Engineering, Incheon University, Incheon 000-000, Korea

(Received July 21, 2000; revision received November 2, 2000)

ABSTRACT: In this study, flow boiling experiments were performed using R-134a on a plain tube bundle. Tests were conducted for the following range of variables; quality from 0.1 to 0.9, mass flux from 8 kg/m²s to 26 kg/m²s and heat flux from 10 kW/m² to 40 kW/m². The heat transfer coefficients were strongly dependent on the heat flux. However, they were almost independent on the mass flux or quality. The data are compared with the modified Chen model, which satisfactorily ($\pm 30\%$) predicted the data. Original Chen model, however, did not adequately predict the effect of quality. The reason may be attributed to the flow pattern of the present test, where the bubbly flow prevailed for the entire test range. The heat transfer coefficients of the tube bundle were 6~40% higher than those of the single tube pool boiling.

Key words: Tube bundle(관군), Flow boiling(흐름비등), Convective boiling(대류비등), R-134a

기 호 설 명

A : 전열 면적, πDL [m²]
 D : 관외경 [m]
 F : 이상곱셈자
 h : 열전달계수 [W/m²K]
 h_{fc} : 강제대류 열전달계수 [W/m²K]
 h_{nb} : 풀비등 열전달계수 [W/m²K]
 j_g : 기체 걸보기 속도, Gx/ρ_g [m/s]
 j_l : 액체 걸보기 속도, $G(1-x)/\rho_l$ [m/s]
 k : 열전도도 [W/mK]

P : 압력 [bar]
 P_r : Prandtl 수
 P_t : 관뿔치 [m]
 q̇ : 열유속 [W/m²]
 S : 비등억제인자
 T_w : 벽면온도 [K]
 T_{sat} : 포화온도 [K]
 x : 건도

그리스 문자

ϕ_g^2 : 이상마찰곱셈자
 ρ_g : 기체 밀도 [kg/m³]
 ρ_l : 액체 밀도 [kg/m³]

† Corresponding author

Tel.: +82-32-770-8420; fax: +82-32-770-8410

E-mail address: knh0001@incheon.ac.kr

σ : 표면장력 [N/m]

1. 서 론

관군 외측의 흐름비등 현상에 대한 이해는 만액식 증발기를 사용하는 냉동기나 산업용 기기의 설계에 매우 중요하다. Fig. 1은 만액식 증발기 개략도를 보여준다. 만액식 증발기에서는 관내를 흐르는 고온수에 의해 관외측의 냉매가 증발한다. 냉매를 사용한 평활관군의 흐름비등에 대한 그간의 연구가 Table 1에 나타나 있다. Table 1은 Webb and Chien⁽⁷⁾의 연구를 제외하고는 대부분의 연구가 낮은 건도 영역에서 R-113을 사용하여 수행되었음을 보여준다. 터보 냉동기의 경우 증발기 출구 건도는 1.0이다. Webb and Chien은 R-113과 R-123을 사용하여 넓은 건도 영역에서 실험을 수행하였다.

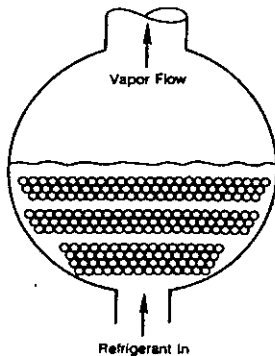


Fig. 1 Schematic of the flooded refrigeration evaporator.

그간 흐름비등 열전달계수를 예측하는 상관식은 여럿 발표되었다. 하지만 그들은 대부분 관내 실험자료를 바탕으로 개발되었기 때문에 관군비등을 예측하기에는 무리가 있다. Webb and Gupte⁽⁸⁾는 그간의 상관식을 검토하고 Chen 형태⁽⁹⁾의 상관식을 관군비등에 사용할 것을 제안하였다. 하지만 이 경우에도 비등억제인자 'S'와 이상 급셈자 'F'는 관군 실험자료로부터 구해져야 한다. 본 연구에서는 신냉매인 R-134a를 사용하여 평활관군의 흐름비등 실험을 수행하였다. 실험 범위는 건도 0.1에서 0.9, 질량유속 8 kg/m²s에서 26 kg/m²s, 열유속 10 kW/m²에서 40 kW/m²으로 터보냉동기의 증발기 운전조건과 거의 일치한다. 또한 실험결과를 그간 관군비등에 제안된 상관식들과 비교하였다.

2. 관군비등 실험장치 및 방법

2.1 실험장치

Fig. 2에 실험장치의 개략도를 나타내었다. 냉매는 예열기에서 건도가 조절된 후 시험부 하부로 유입된다. 시험부를 지난 냉매는 상부의 응축기에서 응축되고 드라이어와 필터를 거쳐 기어펌프로 유입된다. 응축기로는 7.5 kW 용량의 헬-튜브형 열교환기 세 개를 직렬로 연결하여 사용하였다. 응축기 관 내측으로는 3 RT급 항온조로부터 공급되는 저온의 브라인이 순환한다. 기어펌프와 예열기 사이에는 질량유량계가 설치되어 냉매 유량을 계측한다. Fig. 3에 시험부의 상세도가 나타나 있다. 시험부는 실제 만액식 증발기를 모

Table 1 Summary of data on flow boiling on horizontal, plain tube bundles

Set	Investigators	D	P_i/D	Layout	Fluid	x (%)	q'' (kW/m ²)	G (kg/m ² s)	P (bar)
1	Polley et al. ⁽¹⁾	25.4	1.25	Inline	R-113	0-17	10-60	90-450	1
2	Hwang and Yao ⁽²⁾	19.1	1.5	Inline	R-113	1-14	1-30	0-817	1
3	Jensen and Hsu ⁽³⁾	8	1.3	Inline	R-113	0-36	1.6-44.1	50-675	2-5
4	Reinke and Jensen ⁽⁴⁾	7.94	1.3	Stagg	R-113	0-45	1.6-50.5	50-700	2-5
5	Cornwell and Scoones ⁽⁵⁾	25	1.5	Inline	R-113	0-34	5.6-36	150-600	1
6	Jensen et al. ⁽⁶⁾	1.91	1.17	Stagg	R-113	0-80	5-80	50-500	2-6
7a	Webb and Chien ⁽⁷⁾	16.8	1.42	Stagg	R-113	0-90	13-53	7-41	0.45-0.7
7b	Webb and Chien ⁽⁷⁾	16.8	1.42	Stagg	R-123	0-90	13-53	7-16	0.73-1.5
8	Present work	18.8	1.27	Stagg	R-134a	0-90	10-40	8-26	0.34-0.7

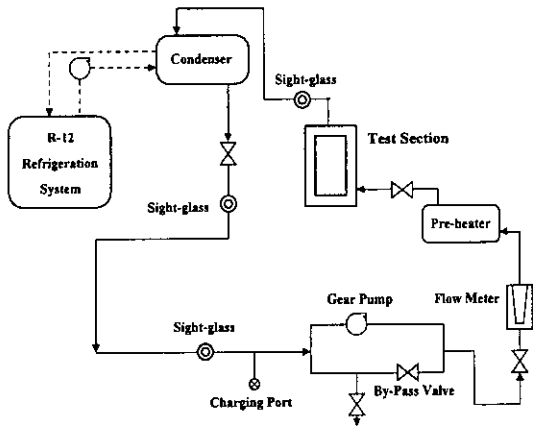


Fig. 2 Schematic of the experimental apparatus.

사하기 위하여 6열의 관군으로 제작하였다. 시험 전열관의 외경은 18.8 mm, 관과 관 사이 맞치는 23.8 mm이고 정삼각형 엇갈림 배열로 되어 있다. 각 전열관 내에는 카트리지 히터가 장착되어 소요 열량을 공급한다. 위로부터 두번째 열의 중간에 위치한 전열관에는 열전대를 삽입하여 벽면 온도를 측정하였다. 시험부 뒷판에는 직경 1.0 mm의 압력공을 두 곳 가공하여 절대압력을 계측하였다. 시험부 측면에는 전열관과 같은 외경의 dummy tube를 용접하여 시험부내 유동이 실제 상황과 유사하도록 하였다. 시험부 하부에는 외경 9.5 mm의 냉매 공급관이 장착되어 있다. 냉매 공급관의 상부에는 직경 3 mm의 구멍이 6.5 mm 간격으로 가공되어 있어 이 구멍을 통하여 냉매가 공급된다.

Fig. 4는 열전대가 설치된 시험 전열관의 상세도를 보여준다. 전열관의 비등성능을 알기 위해서는 관벽온도를 측정하여야 한다. 열전대를 전열관 표면에 부착하면 열전대가 유동을 교란하므로 일반적으로 관벽사이에 열전대를 심고 이로부터 측정된 온도를 외삽하여 관벽온도를 구한다. 본 연구에서는 외경 18.8 mm, 내경 13.5 mm의 동봉을 가공하여 전열관을 제작하였다. 시험 전열관의 내측에는 시험 전열부에 꼭 맞는 외경 13.45 mm의 히터를 장착하였다. 히터는 발열부가 시험 전열관과 길이 방향으로 일치하도록 특별 제작하였다. 히터 삽입시 전열관과 히터 사이에는 thermal epoxy를 발라 열전달이 원활히 이루어지도록 하였다. 또한 시험 전열관의 앞뒤는 테

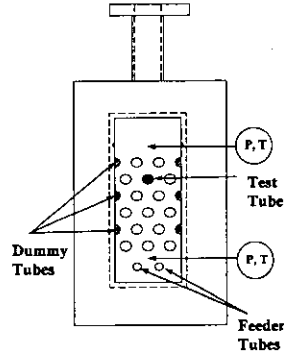


Fig. 3 Details of the test section.

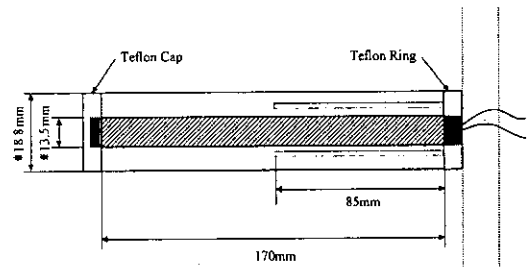


Fig. 4 Detail sketch of the test tube.

프론 마개와 링으로 측부 열손실이 최소화되도록 하였다. 열전대 구멍은 시험부 상부로부터 1.3 mm 떨어진 지점에 직경 1.0 mm, 길이 85 mm로 상하좌우 네 곳에 가공되었다. 구멍에 열전대를 삽입할 때는 열전대를 thermal epoxy에 충분히 묻힌 후 삽입하여 열전대와 구멍 사이에 빈 공간이 없도록 하였다. 냉매의 온도는 시험부의 상하 두 곳에서 측정하였다. 온도 측정부위는 압력공과 같은 평면 상에 위치하였는데 이 온도를 측정된 압력으로부터 환산한 포화온도와 비교하였을 때 이들은 0.3°C 이내에서 일치하였다. 온도 측정은 직경 0.13 mm의 가는 T type 열전대로 이루어졌다.

2.2 실험방법

냉매 충전전 시험장치 내의 공기를 제거하기 위하여 진공펌프를 1시간 가량 작동시켰다. 이후 소량의 냉매가스를 주입하여 진공작업을 수회 반복하였다. 장치 내의 공기 잔류 여부는 측정된 포화 온도와 측정된 압력으로부터 환산된 온도를 비교함으로써 확인할 수 있는데 이들은 0.3°C 내

에서 일치하였다. 냉매는 냉매 탱크의 온도를 주위 온도보다 높게 하여 압력차로 충전하였고 동시에 시험장치 중의 냉매 펌프를 작동시켜 충전을 도왔다. 탱크 내의 공기 유입을 방지하기 위하여 냉매탱크를 뒤집어 놓은 상태에서 충전을 수행하였다. 최대 질량유속($26 \text{ kg/m}^2\text{s}$)에서 냉매의 순환이 순조로이 이루어지면 충전을 멈추고 예열기와 시험부의 히터에 전력을 공급해서 건도와 열유속을 높여 나갔다. 최대 열유속(40 kW/m^2)과 최대 질량유속($26 \text{ kg/m}^2\text{s}$) 그리고 최대 건도에서 장치를 두 시간 가량 작동시킨 후 실험을 시작하였다. 최대 건도는 예열기와 시험부의 히터 용량에 의하여 결정되었는데 높은 질량유속($26 \text{ kg/m}^2\text{s}$)에서는 0.6, 낮은 질량유속에서는 1.0까지 조절이 가능하였다. 본 연구에서는 질량유속은 $8 \text{ kg/m}^2\text{s}$ 에서 $26 \text{ kg/m}^2\text{s}$, 열유속은 10 kW/m^2 에서 40 kW/m^2 그리고 건도는 0.1에서 0.9까지 변화되었다. 포화온도는 4.4°C 와 26.7°C 의 두 온도에서 시험을 수행하였다. 시험절차는 다음과 같다.

- (1) 유량을 최대($26 \text{ kg/m}^2\text{s}$)에 맞춘다.
- (2) 열유속을 최대(40 kW/m^2)에 맞춘다.
- (3) 건도를 최대에 맞춘다.
- (4) 2시간 가량 지나 시스템이 안정되면 자료를 획득한다.
- (5) 예열기에 공급되는 전력을 줄이거나 시험 전열관 하부의 히터를 단락시킴으로써 건도를 줄이며 시험을 수행한다.
- (6) 10 kW/m^2 까지 열유속을 줄여 가며 (3)에서 (5)를 반복한다.
- (7) 질량유량을 $8 \text{ kg/m}^2\text{s}$ 까지 줄여 가며 (2)에서 (6)을 반복한다.

시험 전열관은 시험 전 아세톤으로 깨끗이 닦은 후 실험에 입하였다. 본 실험에서 시험 전열관의 관벽온도는 관 내벽에 심은 4곳의 열전대로부터 측정된 온도를 외삽하여 구하였다. 관벽온도를 정확하게 알기 위해서는 가능한 한 많은 곳에서 온도를 측정하면 좋지만, 이 경우 열전대 구멍을 너무 많이 가공하면 관벽 내의 열전도에 영향을 미치므로 일반적으로 서너개소 정도에서 측정한다. 관벽온도 측정시 또 한 가지 유의해야 할 사항은 관의 길이 방향으로의 온도 변화이다. 관 양단에서는 측부 열손실에 따라 관벽온도가 다소 내려갈 수 있다. 본 연구의 전 단계인 풀비등실험⁽¹⁰⁾에서 열전대의 위치가 열전달계수에

미치는 영향을 검토하였는데 이는 6% 이내로 무시할만 하였다. 따라서 본 연구에서는 열전대관관의 중심부에 위치하도록하고 온도를 측정하였다. 본 실험에서는 열전달계수를 다음 식으로 정의하였다.

$$h = \frac{q''}{A(T_w - T_{sat})} \quad (1)$$

여기서 T_w 는 관벽 주위의 온도를 평균낸 값이고 T_{sat} 은 포화액 온도이다. 포화액 온도는 평균상하부에서 측정되었는데 시험중 흐름의 하류에 위치한 관군 상부 온도는 관군 하부 온도보다 많게는 0.5°C 까지 작은 값을 나타내었다. 이는 흐름의 압력손실 때문으로 판단된다. 시험 전열관 위치에서의 포화온도는 시험부 내에서 포화온도가 선형적으로 변한다고 가정하고 전열관 위치를 고려하여 열전대로부터 결정하였다.

Kline and McClintock⁽¹¹⁾의 제안에 따라 오차 해석을 수행하였다. 해석결과 열전달계수의 오차는 1%에서 2%이었고, 이 값은 열유속이 증가할수록 감소하였다.

3. 실험결과 및 고찰

3.1 단관실험

관군실험 전에 시험 전열관에만 열을 공급하여 단관실험을 수행하였다. Fig. 5에 그 결과가 나타

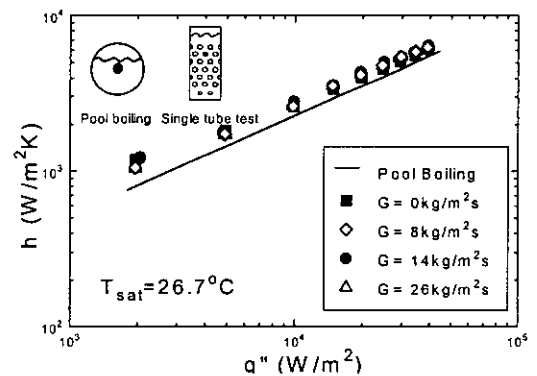


Fig. 5 Heat transfer coefficients for the single tube flow boiling at $T_{sat} = 26.7^\circ\text{C}$.

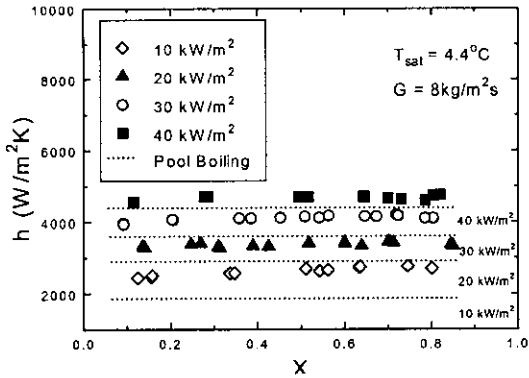


Fig. 6 Heat transfer coefficients for the bundle flow boiling at $G=8\text{ kg/m}^2\text{s}$ and $T_{sat}=4.4^\circ\text{C}$.

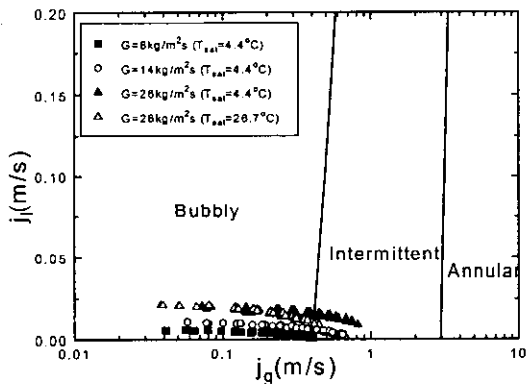
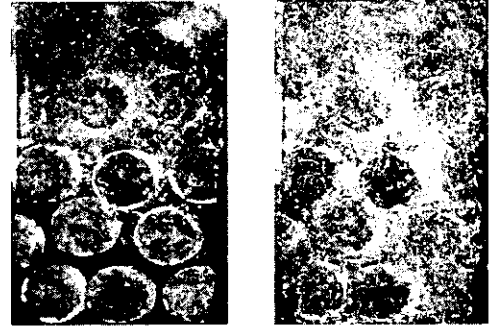


Fig. 7 The present data plotted in Noghrehkar et al's flow regime map.

나 있다. 이 그림은 실험범위 내에서는 질량유속의 영향이 거의 없음을 보여준다. Fig. 5에는 풀비동 실험장치에서 따로 수행된 풀비동 실험자료⁽¹⁰⁾도 나타나 있는데 본 실험결과와 잘 일치함을 보인다. 이로부터 평활관 풀비동의 경우 주위 관군이 미치는 영향은 미미함을 알 수 있다.

3.2 관군실험

Fig. 6에 포화온도 4.4°C , 질량유속 $8\text{ kg/m}^2\text{s}$ 에서의 실험결과가 나타나 있다. 열전달계수는 열유속이 증가함에 따라 증가하나 건도에는 거의 변화가 없음을 보여준다. Fig. 7에 본 실험자료를 엇갈림 관군에서의 유동양식 판별이 가능한



(a) $x=0.1$ (b) $x=0.6$

Fig. 8 Photos Showing the two-phase flow in the tube bundle at $q''=40\text{ kW/m}^2$, $G=26\text{ kg/m}^2\text{s}$.

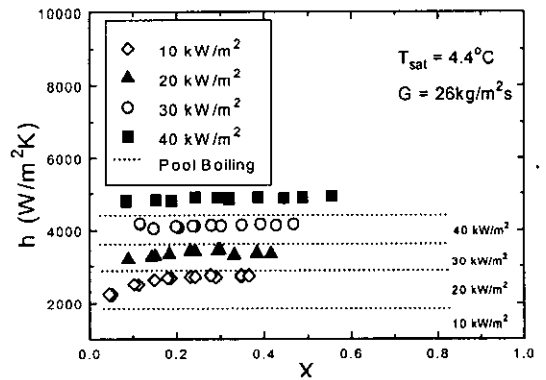


Fig. 9 Heat transfer coefficients for the bundle flow boiling at $G=14\text{ kg/m}^2\text{s}$ and $T_{sat}=4.4^\circ\text{C}$.

Noghrehkar et al.⁽¹²⁾의 선도에 나타내었다. Fig. 7은 본 실험이 대부분 기포류 영역에서 수행되었음을 보여주는데 이는 유동 관측결과와도 일치한다. Fig. 8은 열유속 $40\text{ kg/m}^2\text{s}$ 에서 건도 0.1과 0.6의 사진으로 유동이 기포류임을 보여준다. 관내 이상유동의 경우는 건도가 커지면 환상류가 되고 따라서 열전달계수가 증가하는데 본 실험결과는 건도가 커짐에도 불구하고 기포류로 남아 있어 열전달계수가 건도에 무관하게 일정한 값을 나타내는 것으로 사료된다. Fig. 6에는 풀비동 실험자료도 보이는데 흐름비동의 경우 풀비동보다 6%에서 40% 높은 열전달계수를 보인다.

Fig. 9에는 질량유속 $14\text{ kg/m}^2\text{s}$ 의 결과가 나타

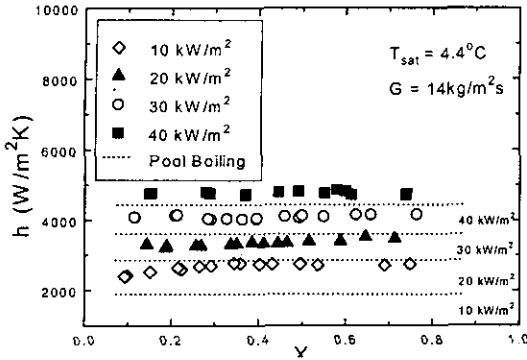


Fig. 10 Heat transfer coefficients for the bundle flow boiling at $G=26 \text{ kg/m}^2\text{s}$ and $T_{\text{sat}}=4.4^\circ\text{C}$.

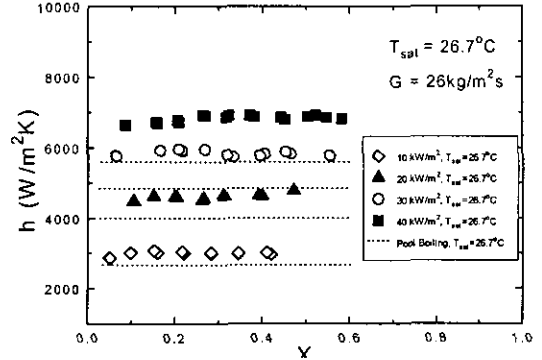


Fig. 12 Heat transfer coefficients for the bundle flow boiling at $G=26 \text{ kg/m}^2\text{s}$ and $T_{\text{sat}}=26.7^\circ\text{C}$.

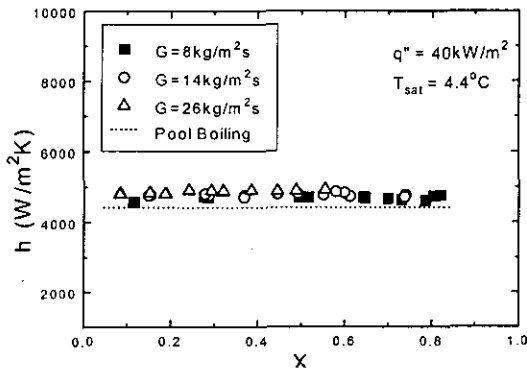


Fig. 11 Heat transfer coefficients for the bundle flow boiling at $q''=40 \text{ kW/m}^2$ and $T_{\text{sat}}=4.4^\circ\text{C}$.

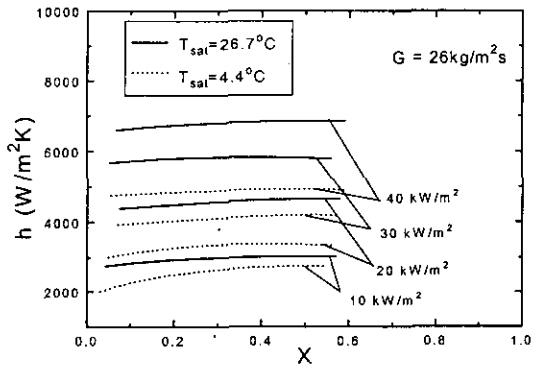


Fig. 13 Heat transfer coefficients for the bundle flow boiling at $G=26 \text{ kg/m}^2\text{s}$.

나 있다. 열전달계수의 경향은 Fig. 6의 $8 \text{ kg/m}^2\text{s}$ 의 경우와 유사하다. 단지 낮은 열유속(10 kW/m^2)의 낮은 건도 영역에서 열전달계수가 건도에 따라 다소 증가함을 보인다. 이와 같은 경향은 질량유속이 커질수록 더욱 두드러져서 질량유속 $26 \text{ kg/m}^2\text{s}$ (Fig. 10)에서는 열유속 20 kW/m^2 에서도 열전달계수가 증가하는 경향을 보인다. Fig. 11에는 열유속 40 kW/m^2 에서의 열전달계수를 나타내었는데 이 그림은 질량유속의 영향이 거의 없음을 보인다. 이는 본 실험의 질량유속 범위가 $8 \text{ kg/m}^2\text{s}$ 에서 $26 \text{ kg/m}^2\text{s}$ 로 별로 넓지 않기 때문으로 판단된다. 만일 질량유속이 보다 넓은 범위에서 변화되었다면 질량유속의 영향이 나타나리라 예상된다. 터보병동기의 경우 질량유속이 10

$\text{kg/m}^2\text{s}$ 에서 $20 \text{ kg/m}^2\text{s}$ 범위의 영역에서 작동되는 것으로 알려져 있다.⁽¹³⁾

Fig. 12에는 질량유속 $26 \text{ kg/m}^2\text{s}$ 에서 포화온도 26.7°C 의 결과가 나타나 있는데, 흐름비동의 열전달계수가 풀비동의 열전달계수보다 6%에서 23% 높음을 보인다. Fig. 13에는 질량유속 $26 \text{ kg/m}^2\text{s}$ 에서 포화온도 26.7°C 의 결과와 4.4°C 의 결과가 비교되어 있다. 이 그림은 포화온도가 높을수록 흐름비동의 열전달계수가 높음을 보이는데 이러한 경향은 풀비동 실험에서도 동일하게 나타났다.⁽¹⁰⁾

Webb and Gupte⁽⁸⁾의 제안에 따라 수정된 Chen의 모델을 본 실험결과와 비교하였다. Chen⁽⁹⁾은 강제대류비동을 핵비동과 강제대류의 합으로 생각하여 아래의 강제대류비동모델을 제안한 바 있다.

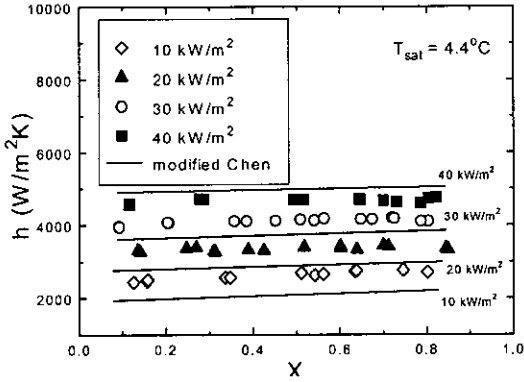


Fig. 14 The present data ($G=8\text{ kg/m}^2\text{s}$) compared with the modified Chen correlation.

$$h = Sh_{nb} + Fh_{fc} \quad (2)$$

윗 식에서 h_{nb} 는 단관의 풀비동 계수이고 h_{fc} 는 이상류 중 액상만이 관군 사이를 흐를 때의 강제대류 열전달계수이다. 평활관의 경우 h_{nb} 는 실험 결과 또는 Cooper⁽¹⁴⁾ 상관식으로부터 구할 수 있다. 강제대류 열전달계수 h_{fc} 는 관군을 통과하는 액상 대류 상관식으로 Zukauskas⁽¹⁵⁾ 식을 사용하였다. Chen은 건도의 증가에 따라 비동 표면의 액막이 얇아져서 핵비동이 억제되는 효과를 억제인자 S로 표현하였다. 관군 비동의 경우 S에 대한 상관식은 Bennet and Chen⁽¹⁶⁾이 발표하였다. 건도의 증가에 따라 이상류의 유속이 증가하고 따라서 강제대류의 영향도 커진다. Chen 모델은 이러한 영향을 F 인자로 표현하는데 관군의 경우 적용 가능한 F 인자 상관식은 Bennet and Chen,⁽¹⁶⁾ Jensen and Hsu,⁽³⁾ Polley et al.⁽¹⁾이 제안하였다. Webb and Gupta⁽⁸⁾는 Bennet and Chen의 상관식을 추천한 바 있다. Bennet and Chen의 S와 F 인자는 다음과 같다.

$$S = \left(\frac{k}{Fh_{fc}X_0} \right) \left\{ 1 - \exp\left(-\frac{Fh_{fc}X_0}{k} \right) \right\} \quad (3)$$

$$X_0 = 0.041 \left\{ \frac{\sigma}{g(\rho_l - \rho_g)} \right\}^{0.5} \quad (4)$$

$$F = \left(\Phi_l^2 \frac{Pr+1}{2} \right)^{0.327} \quad (5)$$

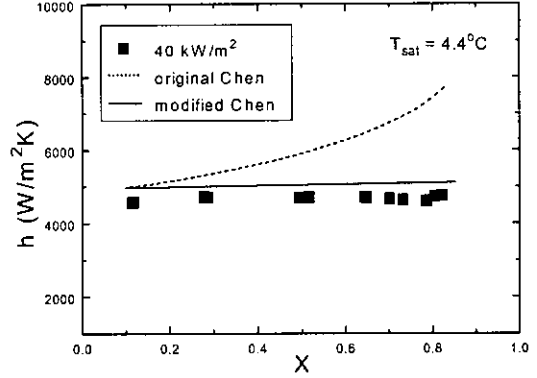


Fig. 15 The present data ($G=8\text{ kg/m}^2\text{s}$, $q'' = 40\text{ kW/m}^2$) compared with the original and the modified Chen correlation's.

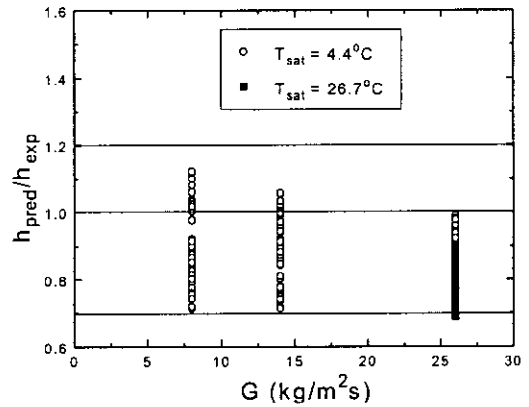


Fig. 16 Comparison of the present data with the modified Chen correlation.

Fig. 14에 질량유속 $8\text{ kg/m}^2\text{s}$ 의 실험자료를 상기 상관식과 비교하였다. 이 그림은 수정된 Chen 모델이 실험자료를 적절히 예측함을 보인다. Fig. 15에는 관내 흐름시 사용되는 original Chen 모델에 의한 예측치도 나타나 있는데 건도의 경향을 올바르게 예측하지 못함을 보여준다. 이는 Chen 상관식의 S와 F 인자가 관내 비동 실험자료로부터 도출된 것으로 유동 형태가 다른 관군 비동에 적용은 무리임을 보여준다. Fig. 16은 본 실험자료를 수정된 Chen의 상관식과 비교한 결과를 보여주는데 데이터와 상관식이 $\pm 30\%$ 내에서 일치함을 알 수 있다.

4. 결 론

본 연구에서는 R-134a를 사용하여 평활관군의 흐름비등 특성을 고찰하였다. 실험 범위는 건도 0.1에서 0.9, 질량유속 $8 \text{ kg/m}^2\text{s}$ 에서 $26 \text{ kg/m}^2\text{s}$, 열유속 10 kW/m^2 에서 40 kW/m^2 이다. 실험자료는 열유속에 따라 크게 변화하고 건도와 질량유속에는 거의 무관함을 보였다. 수정된 Chen 모델은 실험 결과를 $\pm 30\%$ 내에서 예측하였다. 반면 관내 비등자료를 바탕으로 개발된 original Chen 모델은 예측치가 건도에 따라 증가하는 경향을 보였다. 이는 관군의 경우 건도가 증가하여도 기포류를 유지하기 때문으로 사료된다. 관군 비등의 열전달계수는 풀비등의 열전달계수보다 6%에서 40% 증가함을 보였다.

후 기

본 연구는 에너지자원 기술개발지원센터의 1998년도 학술진흥사업의 일환으로 수행되었습니다.

참고문헌

- Polley, G. T., Ralston, T. and Grant, I. D. R., 1980, Forced Crossflow Boiling in an Ideal In-Line Tube Bundle, ASME Paper, 80-HT-46.
- Hwang, T. H. and Yao, S. C., 1986, Forced Convective Boiling in Horizontal Tube Bundles, Int. J. Heat Mass Transfer, Vol. 29, No. 5, pp. 785-795.
- Jensen, M. K. and Hsu, J.-T., 1987, A Parametric Study of Boiling Heat Transfer in a Tube Bundle, Proc. 1987 ASME-JSME thermal Engineering Joint Conf., Vol. 3, pp. 133-140.
- Reinke, M. J. and Jensen, M. K., 1987, A Comparison of Boiling Heat Transfer Two-Phase Pressure Drop between an Inline and a Staggered Tube Bundle, in Boiling and Condensation in Heat Transfer Equipment, E. G. Ragi et al. (eds.), ASME, HTD-Vol. 85, pp. 41-50.
- Cornwell, K. and Scoones, D. S., 1988, Analysis of Low Quality Boiling on Plain and Low Finned Tube Bundles, IMechE/ICChemE, Proc. 2nd UK Heat Transfer Conf., Vol. 1, pp. 21-32.
- Jensen, M. K., Trewin, R. R. and Bergles, A. E., 1992, Crossflow Boiling in Enhanced Tubes, Proc. Engineering Foundation Conf. on Pool and External Flow Boiling, ASME, pp. 373-379.
- Webb, R. L. and Chien L. H., 1994, Correlation of Convective Vaporization on Banks of Plain Tubes Using Refrigerants, Heat Transfer Engineering, Vol. 15, No. 3, pp. 57-69.
- Webb, R. L. and Gupte, N. S., 1992, A Critical Review of Correlations for Convective Vaporization in Tubes and Tube Banks, Heat Transfer Eng., Vol. 13, No. 3, pp. 58-81.
- Chen, J. C., 1966, A Correlation for Boiling Heat Transfer to Saturated Fluids in Convective Flow, Ind. Eng. Chem. Process Design Dev., Vol. 5, No. 3, pp. 322-329.
- Kim, N-H. and Choi, K-K., 2000, Nucleate Pool Boiling of Structured Enhanced Tubes Having Connecting Gaps, printing in Int. J. Heat Mass Trans.
- Kline, S. J. and McClintock, F. A., 1953, The Description of Uncertainties in Single Sample Experiments, Mechanical Engineering, Vol. 75, pp. 3-9.
- Noghrehkar, R., Kawaji, M. and Chan, A. M. C., 1999, An Experimental Study of Two-Phase Flow Regimes In-Line and Staggered tube Bundles Under Cross-Flow Conditions, Int. J. Multiphase Flow.
- Gupte, N. S. and Webb, R. L., 1992, Convective Vaporization of Refrigerants in Tube Banks, ASHRAE Transactions; Symposia, pp. 411-424.3.
- Cooper, M. G., 1984, Saturation Nucleate Pool Boiling—a Simple Correlation, International Chemical Engineering Symposium Series, No. 86, pp. 785-792.

15. Zhukauskas, A., 1972, Heat transfer from Tubes in Cross Flow, in Advances in Heat Transfer, J. P. Hartnett and T. F. Irvine (eds.), Vol. 8, Academic Press, New York.
16. Bennett, L. and Chen, J. C., 1980, Forced Convective Boiling In Vertical Tubes for Saturated Pure Components and Binary Mixtures, AIChE J., Vol. 26, No. 3, pp. 454-461.