

경사진 튜브 표면의 풀비등 열전달계수 계산을 위한 실험식 개발

강 명 기*†

* 안동대학교 기계교육과

Development of Empirical Correlation to Calculate Pool Boiling Heat Transfer Coefficient on Inclined Tube Surface

Myeong-Gie Kang*†

* Dept. of Mechanical Engineering Education, Andong Nat'l Univ.

(Received March 17, 2016 ; Revised May 2, 2016 ; Accepted May 23, 2016)

Key Words: Pool Boiling(풀비등), Heat Transfer Coefficient(열전달계수), Inclination Angle(경사각), Empirical Correlation(실험식)

초록: 대기압 상태인 물의 내부에 설치된 튜브의 경사각이 풀비등 열전달계수에 미치는 영향을 확인하기 위하여 새로운 실험식을 개발하였다. 실험과 기존에 발표된 결과들에 대한 조사를 통하여 431개의 실험값을 결정하였으며, 회귀분석 기법으로 비선형 최소자승법을 사용하였다. 열유속(0~120 kW/m²), 경사각(0°~90°), 튜브 길이를 직경으로 나눈 값(18~42.52)을 주요 매개변수로 선정하였다. 새롭게 개발된 상관식은 약간의 예외를 제외하면 실험값을 ±18% 범위 내에서 잘 예측한다.

Abstract: A new empirical correlation was developed to identify the effect of an inclination angle on pool boiling heat transfer coefficient of a tube submerged in the saturated water at atmospheric pressure. Through the experiments and the survey of published results 431 data points were obtained and the nonlinear least square method was used as a regression technique. The heat flux of the tube(0~120kW/m²), inclination angle(0°~90°), and the length divided by the diameter of a tube(18~42.52) were selected as major parameters. The newly developed correlation well predicts the experimental data within ±18%, with some exceptions.

- 기호설명 -

- D : 가열튜브 외경, m
- h_b : 비등열전달계수, W/m²°C
- I : 공급전류, A
- L : 가열 튜브 길이, m
- q'' : 열유속, W/m²
- T_{sat} : 포화온도, °C
- T_W : 튜브표면온도, °C
- V : 공급전압, V
- ΔT_{sat} : 과열도(= $T_W - T_{sat}$), °C
- ϕ : 경사각, ° (deg)

1. 서 론

튜브의 기하학적 형상이 풀비등 열전달에 미치는 영향을 살펴보기 위해 다양한 연구가 수행되어져 왔다. 풀비등 열전달은 신형원자력발전소⁽¹⁾나 마이크로전자칩(microelectronic chip)⁽²⁾을 비롯한 다양한 산업체 설비에서 건전성을 유지하는데 매우 중요하다. 튜브 형식의 열교환기 설계 시 가장 중요한 변수들 중 하나는 가열면의 경사각(ϕ)이다. 경사각이 풀비등 열전달에 미치는 영향은 가열부의 형상 및 주변 유체와 밀접하게 관련이 있다.⁽³⁾ 기존 연구자들은 Table 1에 나타낸 것과 같이 다양한 형상과 유체의 조합에 대하여 연구를 수행하여 왔다.

Stralen과 Slyuter⁽⁴⁾는 백금선을 사용한 실험을 통해 수평구조가 수직구조에 비해 열전달이 더

† Corresponding Author, mgkang@anu.ac.kr

Table 1 Summary of previous studies

Author	Geometry	Liquid	Parameters
El-Genk & Bostanci ⁽²⁾	Flat plate	HFE-7100	- $\phi=0^\circ\sim 180^\circ$
Kang ⁽³⁾	Tube inside	Water	- $\phi=0^\circ\sim 90^\circ$
Stralen & Sluyter ⁽⁴⁾	Wire	Water	- $\phi=0^\circ, 90^\circ$
Nishikawa et al. ⁽⁵⁾	Flat plate	Water	- $\phi=0^\circ\sim 175^\circ$
Jung et al. ⁽⁶⁾	Flat plate	R-11	- $\phi=0^\circ\sim 180^\circ$ -Enhanced surface
Fujita et al. ⁽⁷⁾	Parallel plates	Water	- $\phi=0^\circ\sim 175^\circ$ -Gap size -Flow confinement
Sateesh et al. ⁽⁸⁾	Single tube	Water Ethanol Acetone	- $\phi=0^\circ\sim 90^\circ$ -Diameter -Surface roughness
Narayan et al. ⁽⁹⁾	Single tube	Nano fluid	- $\phi=0^\circ\sim 90^\circ$ -Particle concentration
Kang ⁽¹⁰⁾	Single tube Annulus	Water	- $\phi=0^\circ\sim 90^\circ$ -Flow confinement

잘되는 것을 확인하였으며, 큰 기포덩어리의 형성이 수직구조에서 열전달을 저해되는 주요 원인이라고 분석했다. 평판을 사용한 Nishikawa 등⁽⁵⁾은 경사각이 증가하면 열전달계수(h_b)가 증가하는 것을 확인했으며, 이런 현상은 낮은 열유속(q'') 영역에서 분명하게 관찰되었다. Fugita 등⁽⁷⁾은 서로 나란히 배열된 평판의 경사각과 틈새 간격이 열전달에 미치는 영향을 종합적으로 살펴보았으며, 틈새 간격이 경사각에 따른 경향에 영향을 미칠 수 있음을 확인하였다. Narayan 등⁽⁹⁾은 유체 내부에 혼합된 나노입자가 풀비등에 미치는 영향을 경사각과 함께 살펴보았으며, 최대 열전달은 수평구조에서, 최소 열전달은 45° 경사진 가열면에서 나타남을 확인하였다. Kang⁽¹⁰⁾은 환상공간의 경사각이 풀비등에 미치는 영향을 연구하였으며, 하부유로가 개방된 경우 경사각의 영향이 분명하게 나타남을 밝혀냈다. 경사각이 튜브 내부표면의 열전달에 미치는 영향을 확인하기 위한 연구도 Kang⁽³⁾에 의하여 수행된 바 있다.

풀비등열전달을 평가하기 위한 상관식은 매우 다양하게 연구되어져 왔다.⁽¹¹⁾ 그렇지만, 이들 상관식들은 경사각의 영향을 평가할 수 없는 형태이다. 기존의 연구 결과들을 살펴보면 경사각에 따라 열전달계수의 값이 큰 폭으로 바뀌고 있음을 알 수 있다. 이러한 문제를 해결하기 위해 Kang⁽¹⁰⁾은 열전달계수를 계산하기 위해 경사각을 하나의 매개변수로 포함하는 상관식을 제안하였

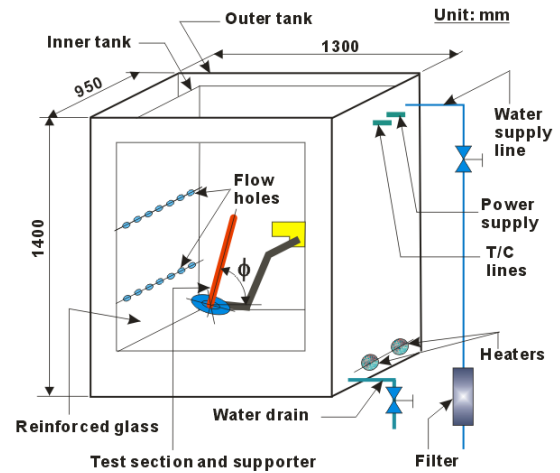


Fig. 1 Schematic diagram of experimental apparatus

다. 경사각이 수평이 아닌 경우 발생한 기포는 튜브 길이 방향으로 흘러가면서 주변 기포와 서로 간섭을 일으키게 되며, 수평구조에 비해 표면에 체류하는 시간도 길어지게 된다. 가열면이 수평구조가 아닌 경우에는 길이에 의한 영향을 고려하는 것이 열전달계수를 정확하게 평가하는 방안이 될 수 있다. 따라서 본 연구에서는 길이 영향을 포함하는 개선된 상관식을 제안함으로써, 풀비등을 수반하는 열교환기를 설계할 때 그 정확도를 향상하는데 조금이나마 기여하고자 한다.

2. 실험

실험 장치에 대한 대략적인 형상은 Fig. 1과 같다. 물 저장용 수조의 치수는 가로×세로×높이(내부길이)가 각각 $1300\times 950\times 1400\text{mm}$ 이다. 균일한 온도 유지를 위하여 2중벽 구조로 구성하였다. 안쪽과 바깥쪽 수조 사이의 공간에 용량이 5kW인 예열용 히터 4개를 설치하였다.

시편에 전달되는 열전달량을 조절/측정하기 위하여 공급되는 전압(V)과 전류(I)가 숫자로 표시되는 출력 조절장치를 제작하여 사용하였다. 시편은 내부에 전기저항선을 갖는 스테인리스강 튜브로 제작하였으며, 지름(D , mm)×길이(L , mm)는 각각 19×400 과 25.4×540 이다. 튜브 표면은 버핑(buffing)가공을 통해 표면을 매끈하게 만들었으며, 중심선평균거칠기 값은 $0.15\mu\text{m}$ 이다.

시편의 한 쪽 끝에는 플랜지를 부착하여 Fig. 1의 수조 내부에 설치된 지지대에 너트 및 볼트를 이용하여 고정하였다. 지지대를 회전시켜 원하는

경사각을 맞출 수 있도록 하였으며, 경사각은 수평($\phi=0^\circ$)에서 시작하여 15° 간격으로 수직(90°)까지 변화시키면서 실험을 수행하였다.

튜브 표면과 수조 내부 물의 온도는 T-형식(지름=1.5mm) 열전대를 사용하여 측정하였으며, 튜브 표면 온도를 측정하기 위해 3~6개의 열전대를 가열 표면에 길이 방향으로 접합하였다. 정밀한 온도 측정을 위하여 열전대 끝 부분을 10mm 정도 튜브 표면에 접합하였다. 접합에 사용한 금속은 황동의 한 종류이며, 접합부분 두께는 0.1mm 보다 얇다. 접합부에 의한 온도 감소는 1차원 전도 열전달 식⁽¹²⁾을 사용하여 보정을 하였다. 110°C 부근에서 황동의 열전도율은 대략 $130\text{W/m}\cdot^\circ\text{C}$ 정도⁽¹²⁾이므로 접합부에 의한 최대 온도 감소는 $q''=110\text{kW/m}^2$ 에서 0.08°C 이다. 이 값은 열전달량과 열저항을 곱하여 계산하였으며, 온도 측정기 프로그램 상 보정 방법을 이용해 0.1°C 보정하였다. 물 온도는 표면에 등 간격으로 열전대를 접합한 튜브를 수조 구석에 수직으로 세워 측정하였다.

실험은 대기압 상태 하에 있는 수조 내부에 일정 높이(1.1m)로 물을 채운 후 예열히터를 이용해 포화상태(100°C)까지 가열하였다. 포화상태에 도달 후 공기 등을 제거할 목적으로 약 30분 정도 추가적인 가열을 수행한 후 시편의 열유속을 변화시키면서 표면 온도를 측정하였다. 하나의 조건에 대한 실험이 완료되면 경사각을 바꾼 후 실험을 수행하였다.

전기적으로 가열한 튜브 표면에서의 열유속은 공급전력을 열전달면적으로 나눈 것이며, 다음과 같은 식으로 계산할 수 있다.

$$q'' = \frac{VI}{\pi DL} = h_b(T_W - T_{sat}) = h_b \Delta T_{sat} \quad (1)$$

여기서, q'' 는 튜브 표면의 열유속이다. V 와 I 는 각각 공급한 전압과 전류이며, D 와 L 은 각각 가열튜브의 외경과 길이를 나타낸다. 그리고 T_W 와 T_{sat} 는 각각 튜브 표면 온도와 물의 포화온도이며, ΔT_{sat} 는 과열도이다. 식 (1)에 사용된 온도는 측정된 온도를 산술평균한 것이며, h_b 는 튜브 전체 길이에 걸쳐 계산된 평균열전달계수이다.

측정값에 대해 오차확산법칙(error propagation law)⁽¹³⁾을 사용하여 불확실도를 분석했다. 데이터 수집 오차($\pm 0.05^\circ\text{C}$) 및 정밀도 한계($\pm 0.1^\circ\text{C}$)를 불

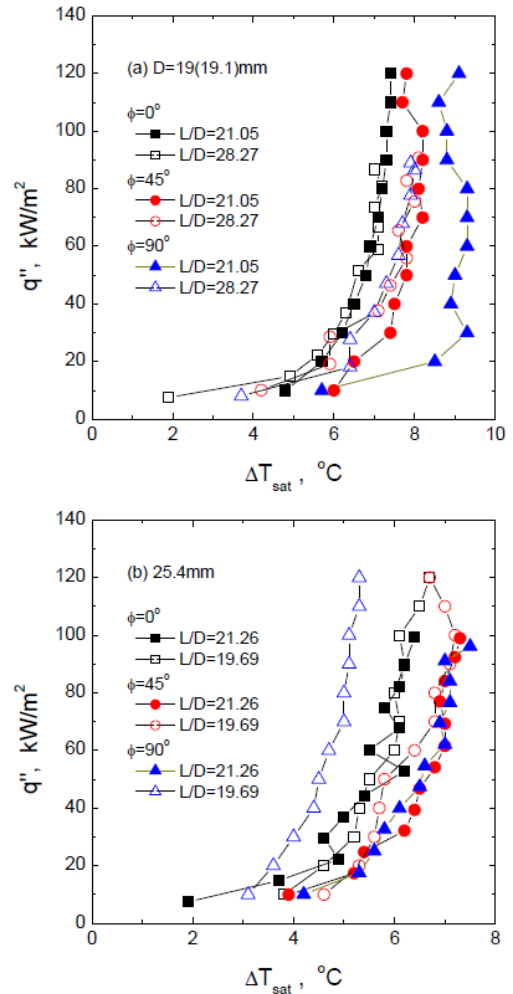


Fig. 2 Plots of q'' versus ΔT_{sat} data

확실도 분석 시 고려했다. 95% 신뢰도 범위에서 측정된 온도에 대한 불확실도는 $\pm 0.11^\circ\text{C}$ 이며, 열유속에 대한 불확실도는 $\pm 0.7\%$ 이다. 비등열전달 계수는 $q''/\Delta T_{sat}$ 로 계산되며, 그 값을 통계분석해 오차확산법칙을 적용한 불확실도는 $\pm 6\%$ 이다.

3. 결과

Fig. 2는 실험 결과와 기존의 연구 결과^(14,15)를 나타낸 것이다. 그래프에서 속이 짝 찬 심벌은 본 실험에서 얻은 결과이며, 비어 있는 것은 기존에 발표된 결과이다. 외경이 동일함에도 불구하고 경사각에 따른 특성이 서로 다르게 나타나는 것을 알 수 있다. 튜브가 수평상태($\phi=0^\circ$)에 있을 때는 직경이 동일하면 열유속 대비 과열도에 대한 곡선이 거의 일치한다. 그렇지만, 경사각이 증가하면 L/D 의 값에 따라 두 결과들이 서로 다

Table 2 Data for correlation development

Author	ϕ deg	q'' kW/m ²	D mm	L mm	L/D	Number of data
Kang ⁽¹⁴⁾	0	7-68	12.7	540	42.52	9
	15	7-68	12.7	540	42.52	9
	30	7-68	12.7	540	42.52	9
	45	7-68	12.7	540	42.52	9
	60	7-68	12.7	540	42.52	9
	75	7-68	12.7	540	42.52	9
	90	7-68	12.7	540	42.52	9
	0	7-90	19.1	540	28.27	12
	15	7-90	19.1	540	28.27	12
	30	7-90	19.1	540	28.27	9
Kang ⁽¹⁵⁾	45	7-90	19.1	540	28.27	10
	60	7-90	19.1	540	28.27	11
	75	7-90	19.1	540	28.27	11
	90	7-90	19.1	540	28.27	10
	0	10-120	25.4	500	19.69	12
	15	10-120	25.4	500	19.69	12
	30	10-120	25.4	500	19.69	12
	45	10-120	25.4	500	19.69	12
	60	10-120	25.4	500	19.69	12
	75	10-120	25.4	500	19.69	12
Present	90	10-120	25.4	500	19.69	12
	0	10-120	30	540	18	12
	15	10-120	30	540	18	12
	30	10-120	30	540	18	12
	45	10-120	30	540	18	12
	60	10-120	30	540	18	12
	75	10-120	30	540	18	12
	90	10-120	30	540	18	12
	0	7-101	25.4	540	21.26	13
	15	7-101	25.4	540	21.26	13
30	7-101	25.4	540	21.26	13	
45	7-101	25.4	540	21.26	13	
60	7-101	25.4	540	21.26	13	
75	7-101	25.4	540	21.26	13	
90	7-101	25.4	540	21.26	13	
0	10-120	19	400	21.05	12	
15	10-120	19	400	21.05	12	
30	10-120	19	400	21.05	12	
45	10-120	19	400	21.05	12	
60	10-120	19	400	21.05	12	
75	10-120	19	400	21.05	12	
90	10-120	19	400	21.05	12	

Table 3 List of important correlations

Author	Correlation
Kang ⁽¹⁰⁾	$h_b = [0.364 \cosh(1.403\phi) - 0.481\phi^2] q'' \frac{1}{0.098(\phi - 0.75)^2 + 1.18}$
Rohsenow ⁽¹⁶⁾	$q'' = \mu_f h_{fg} \left[\frac{g(\rho_f - \rho_g)}{\sigma} \right]^{\frac{1}{2}} \left(\frac{C_{pf} \Delta T_{sat}}{h_{fg} Pr_f C_{sf}} \right)^3$ μ_f : liquid viscosity, h_{fg} : enthalpy of vaporization g : gravitational acceleration, σ : surface tension ρ_f : density of saturated liquid, C_{sf} : constant ρ_g : density of saturated vapor, s : constant Pr_f : Prandtl number of saturated liquid
Cornwell et al. ⁽¹⁷⁾	$Nu_b = C_b Re_b^{\frac{2}{3}}, Nu_b = \frac{h_b D}{k_f}, Re_b = \frac{q'' D}{h_{fg} \mu_f}$ C_b : constant, D : tube outer diameter k_f : thermal conductivity of liquid
Cooper ⁽¹⁸⁾	$h_b = 55 p_R^{(0.12 - 0.21 \log_{10} p_R)} (-\log_{10} p_R)^{-0.55} M^{-0.5} q''^{0.67}$ ϵ : surface roughness, p_R : reduced pressure M : molecular weight

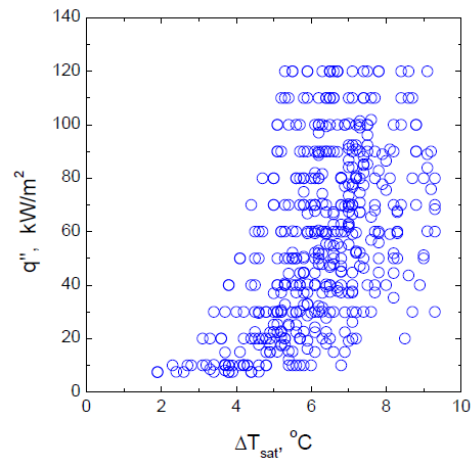


Fig. 3 Plots of experimental data

른 특성을 보이고 있다. 튜브가 경사지면 튜브 길이를 따라 기포가 흘러가게 되며, 이 기포운동이 열전달에 다양한 영향을 미치기 때문에⁽¹⁴⁾ 동일한 외경임에도 서로 다른 경향이 나타나는 것으로 판단된다.

튜브 길이와 경사각에 따른 풀비등 열전달 변화를 평가하기 위하여 기존에 발표된 실험값과 본 연구를 통하여 취득한 총 481개의 실험값을 준비하였으며, 그 내역은 Table 2에 나타난 것과 같다. 표면 거칠기가 풀비등에 미치는 영향을 방지하기 위하여 동일한 표면 거칠기를 가지는 튜브에 대한 결과를 사용하였다.

Fig. 3은 Table 2에 나타난 실험값들을 열유속 대비 과열도의 그래프 상에 나타난 것이다. 동일한 열유속이라도 경사각과 L/D 의 값에 따라 과열도가 서로 다르다. $q''=60\text{kW/m}^2$ 인 경우, 과열도의 값은 최소 4.5°C 에서 최대 9.3°C 까지 되어 2배 이상 차이가 남을 알 수 있다.

Table 3은 기존에 발표된 주요 상관식들을 정리한 것이다. Rohsenow⁽¹⁶⁾식은 풀비등열전달을 수반하는 각종 열설계에 가장 일반적으로 사용되는 식으로 유체에 따른 물성치 변화를 식에서 고려할 수 있다. 식에서 C_{sf} 는 가열면의 거칠기와 유체의 조합에 따라 결정되는 값으로 가열면이 풀

Table 4 Statistic analyses of $h_{b,cal}/h_{b,exp}$ data

Correlation	Mean	Standard deviation
Kang ⁽¹⁰⁾	1.1355	0.2449
Rohsenow ⁽¹⁶⁾	0.8084	0.5708
Cooper ⁽¹⁸⁾	0.3134	0.0668
Cornwell et al. ⁽¹⁷⁾	0.2446	0.2129

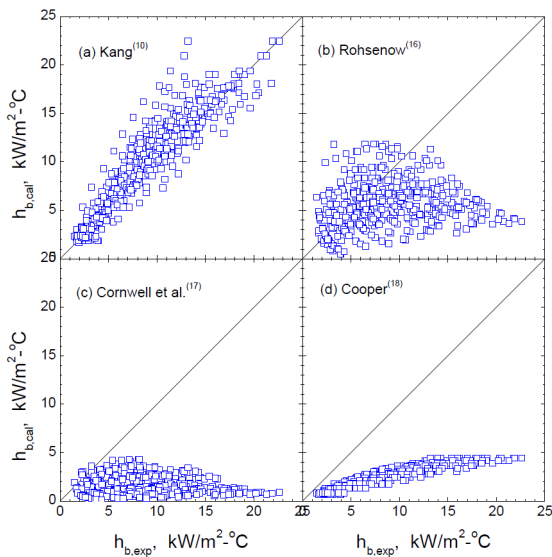


Fig. 4 Comparison of heat transfer coefficients with calculated values by published correlations

비등에 미치는 영향을 고려할 수 있다. 이 변수는 유용하지만, 많은 경우 가장 불확실하면서 오차 발생의 원인이 되기도 한다. Cornwell 등⁽¹⁷⁾의 식은 튜브 외경을 상관식에 포함하여 외경에 따른 열전달계수의 변화를 평가할 수 있도록 하였다. Cooper⁽¹⁸⁾의 식은 표면 거칠기, 유체의 분자량, 그리고 환산압력을 주요 변수로 포함하고 있으며, 가열면 표면의 거칠기 값을 알고 있는 경우 다양한 유체에 대해 비교적 잘 맞는 것으로 알려졌다. 그렇지만, 가열면이 경사를 가진 경우에 적용하면 오차 발생의 원인이 될 수 있다.⁽¹⁰⁾ 이런 문제 해결을 위하여 Kang⁽¹⁰⁾이 경사각을 고려한 상관식을 제안하였지만 Table 2에 나타낸 것과 같이 길이 효과를 고려하지 않고 있어 추가적인 개선이 필요한 실정이다.

발표된 상관식들의 적용성을 평가하기 위해 실험으로부터 얻은 열전달계수($h_{b,exp}$)와 상관식을 사용하여 계산한 결과($h_{b,cal}$)를 Fig. 4에 나타내었다. 정확도를 평가하기 위해 두 열전달계수의 비

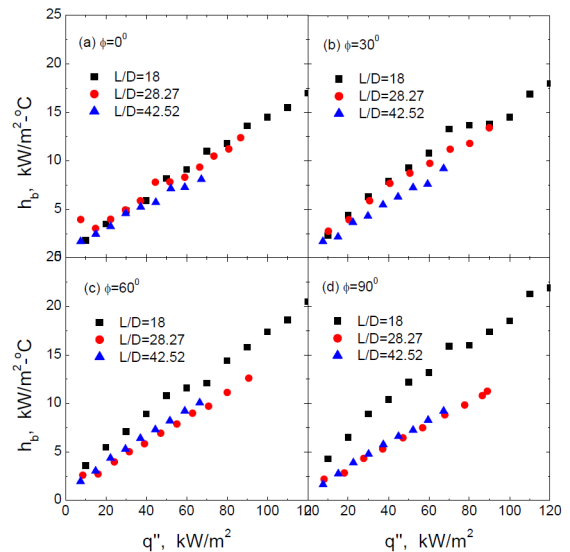


Fig. 5 Variations of heat transfer coefficients with heat flux and geometric parameters

($h_{b,cal}/h_{b,exp}$)를 통계 분석한 결과를 Table 4에 열거하였다. 그래프와 표에서 알 수 있는 것처럼 Cornwell 등⁽¹⁷⁾의 상관식과 Cooper⁽¹⁸⁾의 상관식을 사용하여 계산한 열전달계수는 실험값의 25~30% 정도이다. Rohsenow⁽¹⁶⁾ 상관식을 사용한 계산값은 실험값의 80% 정도를 예측하고 있으며, 표준편차가 0.57정도로 크게 나오고 있다. 따라서 이 상관식들을 사용하여 경사각에 따른 풀비등열전달을 평가하는 것은 적절하지 않다고 판단된다. 한편, 경사각을 고려한 Kang⁽¹⁰⁾의 상관식은 본 실험값을 어느 정도 예측하고 있다고 평가할 수 있는 것으로 판단되지만, 계산값은 열전달계수를 13% 정도 과대평가하고 있으며, 그 편차폭도 24%로 약간 크게 나오는 것을 알 수 있다.

Fig. 5는 열유속과 튜브의 기하학적 인자들의 변화에 따른 열전달계수의 변화 경향을 나타낸 것이다. 열유속이 증가하면 비등핵밀도(nucleation site density)가 증가하므로 열전달계수가 증가한다. 동일한 $L/D=18$ 인 경우, 경사각 증가는 열전달계수를 증가시킨다. $L/D=28.27$ 과 42.52 인 경우 경사각 증가에 따라 열전달계수가 증가하다가 감소한다. L/D 가 증가하면, h_b 가 감소하는 경향을 나타내며, 이러한 특성은 ϕ 가 증가하면 분명하게 관찰된다. 그렇지만, $60^\circ < \phi$ 이면 $L/D=28.27$ 과 42.52 에 대한 열전달계수가 거의 같아지는 것을 알 수 있다. 열유속이 증가하면 기포가 증가하며, ϕ 와 L/D 가 증가하면 열전달을 향상하는 액체고

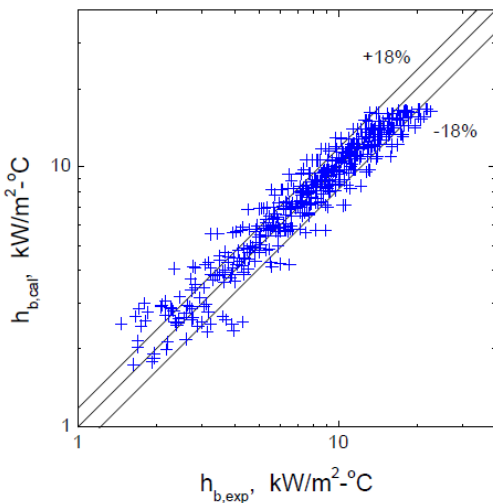


Fig. 6 Comparison of experimental heat transfer coefficients to calculated values

란(liquid agitation)과 열전달을 감소하는 기포군집 형성(bubble coalescence)이 함께 촉진된다. 따라서 변수들의 변화에 따른 열전달 특성은 서로 상충되는 두 기구인 액체교란과 기포군집형성이 열전달에서 차지하는 역할에 따른 결과로 이해된다.

플비등 열전달에는 아직까지 규명되지 않은 불확정 인자들이 내재하고 있으므로 열전달계수를 정확하게 예측할 수 있는 일반적인 상관식을 제시하는 것은 그다지 현실적이지 않지만, 그럼에도 불구하고 상관식을 개발하는 노력을 지속해오고 있다. 왜냐하면, 실험에서 취득한 결과를 정량화 하는 것은 열설계에 대한 적용성을 확장할 수 있는 효과적인 방법을 제공하기 때문이다.

본 연구에서는 Fig. 4와 Table 4에서 살펴본 기존 상관식들의 한계를 극복함으로써 경사진 가열면의 열전달을 좀 더 정확하게 평가할 수 있는 방법을 제공하고자 가열튜브의 길이를 상관식에 포함하는 간단한 식을 고려하였다. Table 2에 나열된 실험값과 비선형최소자승법을 사용하는 회귀분석기법(regression technique)을 사용하여 다음과 같은 상관식을 개발하였다.

$$h_b = \left(0.7q'' + \frac{70.5 - 0.9q''}{32.1 + 0.01\phi^2} \right) \left(q'' \frac{L}{D} \right)^{-0.21} \quad (2)$$

여기서, 열전달계수 h_b 의 단위는 $\text{kW/m}^2 \cdot ^\circ\text{C}$ 이다. 열유속 q'' 는 kW/m^2 의 단위를 가지며, 수평으로부터의 기울어진 정도를 나타내는 경사각 ϕ 의 단

위는 $^\circ(\text{deg})$ 이다. 개발한 상관식은 대기압 포화상태에 있는 물의 플비등열전달계수 평가 시 사용하며, $L/D=18\sim 42.52$, $q''=7\sim 120\text{kW/m}^2$, $\phi=0^\circ\sim 90^\circ$ 의 범위 내에서 적용 가능하다.

실험으로부터 결정된 열전달계수와 식 (2)를 사용하여 계산된 결과를 Fig. 6에 나타내었다. 두 열전달계수의 비($h_{b,cal}/h_{b,exp}$)에 대한 통계분석을 수행한 결과 평균값은 1.0269, 표준편차는 0.1854로 대부분의 값들이 $\pm 18\%$ 내의 범위 내에 들어오는 것을 알 수 있다.

4. 결 론

튜브의 경사각이 대기압 상태인 물의 포화 플비등 열전달에 미치는 영향을 확인하기 위하여 $D=19, 25.4\text{mm}$ 인 두 개의 튜브에 대한 실험을 수행한 후, 길이 효과를 포함하는 새로운 상관식을 제안하였다. 상관식 개발에는 421개의 실험값에 대해 비선형최소자승법을 사용하는 회귀분석기법을 활용하였으며, 상관식에 사용된 매개변수의 범위는 $L/D=18\sim 42.52$, $q''=7\sim 120\text{kW/m}^2$, $\phi=0^\circ\sim 90^\circ$ 이다. 개발한 상관식은 열전달계수를 $\pm 18\%$ 범위 내에서 잘 예측하고 있다. 경사각이 동일해도 L/D 가 다르면 액체교란과 기포군집형성 정도가 달라지면서 열전달 특성이 달라지는 것으로 이해된다. 이 결과는 신형원자로에 채택되는 주요 안전계통의 향상된 열설계를 위한 데이터베이스 제작 시 참고로 활용될 수 있을 것으로 판단된다.

후 기

이 논문은 2015학년도 안동대학교 연구비에 의하여 연구되었음.

참고문헌 (References)

- (1) Kang, K. H., Kim, S., Bae, B. U., Cho, Y. J., Park, Y. S. and Yun, B. J., 2012, "Separate and Integral Effect Tests for Validation of Cooling and Operational Performance of the APR+ Passive Auxiliary Feedwater System," *Nuclear Engineering and Technology*, Vol. 44, pp. 597~610.
- (2) El-Genk, M. S. and Bostanci, H., 2003, "Saturation Boiling of HFE-7100 from a Copper Surface, Simulating a Microelectronic Chip," *Int. J. Heat*

- Mass Transfer*, Vol. 46, pp. 1841~1854.
- (3) Kang, M.G., 2014, "Pool Boiling Heat Transfer on the Inside Surface of an Inclined Tube," *JP Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol. 10, pp. 47~61.
- (4) Stralen, S. J. D. and Sluyter, W. M., 1969, "Investigations on the Critical Heat Flux of Pure Liquids and Mixtures under Various Conditions," *Int. J. Heat Mass Transfer*, Vol. 12, pp. 1353~1384.
- (5) Nishikawa, K., Fujita, Y., Uchida, S. and Ohta, H., 1984, "Effect of Surface Configuration on Nucleate Boiling Heat Transfer," *Int. J. Heat Mass Transfer*, Vol. 27, pp. 1559~1571.
- (6) Jung, D. S., Venant, J. E. S. and Sousa, A. C. M., 1987, "Effects of Enhanced Surfaces and Surface Orientations on Nucleate and Film Boiling Heat Transfer in R-11," *Int. J. Heat Mass Transfer*, Vol. 30, pp. 2627~2639.
- (7) Fujita, Y., Ohta, H., Uchida, S. and Nishikawa, K., 1988, "Nucleate Boiling Heat Transfer and Critical Heat Flux in Narrow Space between Rectangular Spaces," *Int. J. Heat Mass Transfer*, Vol. 31, pp. 229~239.
- (8) Sateesh, G., Das, S. K. and Balakrishnan, A. R., 2009, "Experimental Studies on the Effect of Tube Inclination on Nucleate Pool Boiling," *Heat Mass Transfer*, Vol. 45, pp. 1493~1502.
- (9) Narayan, G. P., Anoop, K. B., Sateesh, G. and Das, S. K., 2008, "Effect of Surface Orientation on Pool Boiling Heat Transfer on Nanoparticle Suspensions," *Int. J. Multiphase Flow*, Vol. 34, pp. 145~160.
- (10) Kang, M. G., 2010, "Pool Boiling Heat Transfer on the Tube Surface in an Inclined Annulus," *Int. J. Heat Mass Transfer*, Vol. 53, pp. 3326~3334.
- (11) Touhami, B., Abdelkader, A. and Mohamed, T., 2014, "Proposal for a Correlation Raising the Impact of the External Diameter of a Horizontal Tube During Pool Boiling," *Int. J. Thermal Sciences*, Vol. 84, pp. 293~299.
- (12) Holman, H. W., 1997, *Heat Transfer*, 8th ed., McGraw-Hill.
- (13) Coleman, H. W. and Steele, W. G., 1999, *Experimentation and Uncertainty Analysis for Engineers*, 2nd Ed., John Wiley & Sons.
- (14) Kang, M. G., 2003, "Effects of Tube Inclination on Pool Boiling Heat Transfer," *Nuclear Engineering and Design*, Vol. 220, pp. 67~81.
- (15) Kang, M. G., 2008, "Effects of Tube Inclination on Saturated Nucleate Pool Boiling Heat Transfer," *Trans. Korean Soc. Mech. Eng. B*, Vol. 32, pp. 327~334.
- (16) Rohsenow, W. M., 1952, "A Method of Correlating Heat-transfer Data for Surface Boiling of Liquids," *ASME J. Heat Transfer*, Vol. 74, pp. 969~976.
- (17) Cornwell, K., Schuller, R. B. and Einarsson, J. G., 1982, "The Influence of Diameter on Nucleate Boiling Outside Tubes," *Proc. of the 7th International Heat Transfer Conference*, Munchen, Germany.
- (18) Cooper, M. G., 1984, "Heat Flow Rates in Saturated Nucleate Pool Boiling - A Wide Ranging Examination Using Reduced Properties," *Advances in Heat Transfer*, Vol. 16, pp. 157~239.