

<학술논문>

DOI <http://dx.doi.org/10.3795/KSME-B.2014.38.1.081>

ISSN 1226-4881(Print)  
2288-5234(Online)

## 수평 가까운 튜브 표면의 평균 풀비등 열전달계수의 측정

강 명 기\*\*

\* 안동대학교 기계교육과

### Measurement of Average Pool Boiling Heat Transfer Coefficient on Near-Horizontal Tube

Myeong-Gie Kang\*\*

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

(Received September 8, 2013 ; Revised October 16, 2013 ; Accepted October 18, 2013)

**Key Words:** Heat Transfer(열전달), Pool Boiling(풀비등), Average(평균), Tube(튜브), Advanced Nuclear Reactor(신형원전)

**초록:** 수평에 가깝게 설치된 튜브 원주면에 대해 평균 열전달계수를 결정하기 위한 실험적 연구를 수행하였다. 실험을 위하여 대기압 상태하의 물속에 잠긴 50.8 mm의 스테인리스강 튜브를 사용하였다. 과냉 및 포화 풀비등 조건을 모두 고려하였으며, 튜브 경사각은 수평으로부터 9°까지 3° 간격으로 변경하였다. 포화상태에서는 튜브의 최하부로부터의 방위각이 90°인 위치에서 측정한 국소비등열전달계수가 평균값으로 취급될 수 있으며, 이러한 경향은 튜브 경사각과는 무관함을 확인하였다. 그러나 물이 과냉상태인 경우, 평균 열전달계수의 위치는 경사각과 열유속에 의존한다. 열전달을 변화시키는 주된 열전달 기구는 액체교란 강도 및 기포군집에 의한 큰 기포 덩어리의 형성과 밀접한 관계가 있는 것으로 설명된다.

**Abstract:** An experimental study is performed to obtain an average heat transfer coefficient around the perimeter of a near horizontal tube. For the test a stainless steel tube of 50.8 mm diameter submerged in water at atmospheric pressure is used. Both subcooled and saturated pool boiling conditions are considered and the inclination angle of the tube is changed from the horizontal position to 9° in steps of 3°. In saturated water, the local boiling heat transfer coefficient at the azimuthal angle of 90° from the tube bottom can be regarded as the average of the coefficients regardless of the tube inclination angles. However, when the water is subcooled the location for the average heat transfer coefficient depends on the inclination angle and the heat flux. It is explained that the major mechanisms changing the heat transfer are closely related with the intensity of the liquid agitation and the generation of big size bubbles through bubble coalescence.

- 기호설명 -

$D$  : 가열튜브 외경, m  
 $h_{b,avg}$  : 평균비등열전달계수,  $W/m^2\text{ }^\circ\text{C}$   
 $h_{b,\theta}$  : 국소비등열전달계수,  $W/m^2\text{ }^\circ\text{C}$   
 $I$  : 공급전류, A  
 $L$  : 가열 튜브 길이, m  
 $q''$  : 열유속,  $W/m^2$   
 $T_{sat}$  : 포화온도,  $^\circ\text{C}$

$T_W$  : 튜브표면온도,  $^\circ\text{C}$   
 $T_{wat}$  : 물 온도,  $^\circ\text{C}$   
 $V$  : 공급전압, V  
 $\Delta T_{sat}$  : 과열도(=  $T_W - T_{sat}$ ),  $^\circ\text{C}$   
 $\Delta T_{sub}$  : 과냉도(=  $T_{wat} - T_{sat}$ ),  $^\circ\text{C}$

#### 1. 서론

튜브 형식의 열교환기는 풀비등을 수반하는 열 관련 설비의 설계 시 가장 널리 사용되어져 온 방식이다.<sup>(1,2)</sup> 열전달 양을 정확하게 평가하기 위

† Corresponding Author, [mgkang@andong.ac.kr](mailto:mgkang@andong.ac.kr)

© 2014 The Korean Society of Mechanical Engineers

해서는 튜브 원주면을 따라 변화하는 국소비등열 전달계수( $h_{b,\theta}$ )를 제대로 파악하는 것이 필수적이다. 열적 현상이 원자력발전소의 건전성과 밀접하게 관련되어 있는 경우, 가열 튜브 표면에서의 국소열전달에 대한 정확한 평가는 매우 중요하다.<sup>(2)</sup> 신형원전의 한 형식으로 개발이 진행 중인 APR+ (Advanced Power Reactor Plus)에 채택된 피동 응축 열교환기(PCHX, Passive Condensing Heat Exchanger)는 증기발생기의 2차 측에 설치되어 있으며, 전원 상실시 원자로 노심의 잔열을 최종적으로 제거하는 기능을 수행한다. PCHX의 열교환 튜브는 수격현상(water hammer)을 방지하기 위하여 수평으로부터 3° 기울어져 있다.<sup>(2)</sup>

Lance와 Myers<sup>(3)</sup>는 비등 액체의 종류를 다르게 하면 튜브 원주면을 따른  $h_{b,\theta}$ 가 변화할 수 있음을 보고했다. 액체가 메탄올(methanol)인 경우  $h_{b,\theta}$ 의 최댓값이 튜브의 최하부면에서 관찰되던 것이 n-헥산(hexane)으로 액체를 변경하면 최댓값의 위치가 튜브의 옆면으로 이동함을 확인하였다. Cornwell과 Einarsson<sup>(4)</sup>은 비등 액체가 R115일 때  $h_{b,\theta}$ 의 최댓값이 튜브 하부에서 관찰됨을 보고하였다. 그러나 튜브 주변을 흐르는 유체의 유동 속도가 증가하면 최댓값이 발생하는 위치가 튜브 하부에서 옆면으로 이동함을 확인했다. Cornwell과 Houston<sup>(5)</sup>은 튜브 원주면 위치에 따라  $h_{b,\theta}$ 가 서로 다른 이유를 이동기포(sliding bubble)를 들어 설명하고 있다.

Gupta 등<sup>(6)</sup>은 튜브 다발과 물을 사용하여 실험을 수행하였으며, 그 결과  $h_{b,\theta}$ 의 최댓값과 최소값이 각각 튜브의 하부와 상부에서 관찰됨을 확인하였다. Kang<sup>(7)</sup>도 물과 단일 수평튜브를 사용한 실험을 통해 유사한 결과를 도출하였다. 그렇지만, 방위각( $\theta$ , azimuthal angle)이 45°인 위치에서 국소비등열전달계수의 최댓값이 나타남을 확인하였다.

튜브 원주면 상의 국소비등열전달계수에 대한 이전 연구 결과들은 Table 1에 나타난 것과 같이 대부분 직경이 7.6~51mm 사이인 수평튜브에 대한 것이다. 예외적으로, Sateesh 등<sup>(8)</sup>은 튜브 경사각( $\phi$ )을 조절하면서 튜브 원주면을 따라 변하는  $h_{b,\theta}$ 를 살펴보았다. 그들은 모두 5개의 경사각(0°, 30°, 45°, 60°, 90°)에 대한 실험을 수행하였으며, 수평으로부터의 경사각이 90°로부터 0°에 접근

Table 1 Summary of previous studies

Author	Diameter	Liquid	$\phi$	$\theta$
Lance & Myers <sup>(3)</sup>	31.75mm 50.8mm	methanol n-hexane	0°	0°~360°
Cornwell & Einarsson <sup>(4)</sup>	27.1mm	R113	0°	0°~360°
Gupta et al. <sup>(6)</sup>	19.05mm	water	0°	0°~360°
Kang <sup>(7)</sup>	51mm	water	0°	0°~180°
Sateesh et al. <sup>(8)</sup>	21mm 26mm 33mm	water ethanol acetone	0°~90°	0°~180°
Dominiczak & Cieslinski <sup>(10)</sup>	8.15mm 13.52mm 23.60mm	water R141b	0°	0°~360°
Luke & Gorenflo <sup>(11)</sup>	7.6mm 8mm	propane	0°	0°~180°
Das <sup>(12)</sup>	31.85mm	water methanol isopropanol	0°	0°~270°

함에 따라 튜브 상부면의 과열도( $\Delta T_{sat}$ )는 점점 증가하고 하부면의 과열도는 감소하는 경향을 확인하였다. 기포의 이동 길이(sliding length)가 이러한 경향의 주요 원인인 것으로 설명하고 있다. 한편, Sateesh 등<sup>(9)</sup>은 이동기포가 열전달에 중요한 역할을 수행하는 가열표면에서의 풀비등을 이론적으로 해석한 결과를 발표하였다.

Dominiczak와 Cieslinski<sup>(10)</sup>는 수평튜브의 원주면을 따른 불균일한 온도 분포를 해결하기 위해 다공질층(porous layer)을 가열면에 적용하는 연구를 수행하였다. 튜브 상부면에 다공질층을 적용하면 이 위치에서 최소의 표면온도가 측정되며, 이 결과는 다공질층이 없는 튜브에 대한 결과들<sup>(3-9)</sup>과는 정반대이다. Luke와 Gorenflo<sup>(11)</sup>는 표면에서 이탈하는 기포의 직경과 주기(frequency)가 튜브의 방위각과 관련이 있음을 밝혀내었으며, Das<sup>(12)</sup>는 서로 다른 압력 조건하에서 튜브 원주면을 따라 변하는 국소비등열전달계수를 예측하는 식을 제안하였다. 한편, El-Genk와 Gao<sup>(13)</sup>는 원자로에 적용하기 위한 연구의 일환으로 가열면이 반구(hemisphere)인 경우에 대해 표면을 따른  $h_{b,\theta}$ 를 측정하고 그 값이 원주면을 따라 변한다는 사실을 확인하였다.

튜브 원주면의 국소비등열전달계수에 대한 기존

의 여러 연구 결과들을 살펴보면, 온도 측정 위치에 따라 국소비등열전달계수들 간에 차이가 많은 것을 알 수 있다. Kang<sup>(7)</sup>의 결과에 따르면, 열유속 ( $q''$ )이  $47.6\text{kW/m}^2$ 인 경우 국소비등열전달계수의 최댓값( $8.81\text{kW/m}^2\text{C}$ )과 최솟값( $6.43\text{kW/m}^2\text{C}$ ) 사이에는 대략 37% 정도의 차이가 남을 알 수 있다. 따라서 튜브 형식 열교환 설비의 경우 온도 측정 위치를 고려하지 않고 열전달계수를 결정하는 것은 부정확한 것은 물론, 연구 결과들 사이에 불일치를 일으키는 오차 발생의 주요 원인이 될 수 있다. 이러한 요인을 제거하기 위해 Kang<sup>(7)</sup>은 수평튜브 구조에 대해 원주면을 따라 변하는 국소비등열전달계수들의 평균값이  $\theta=90^\circ$  위치에서 측정한 국소열전달계수와  $\pm 5\%$ 의 범위 내에서 서로 일치함을 확인하였다.

수평튜브 구조에서 평균비등열전달계수( $h_{b,avg}$ )를 결정하는 방법을 제안한 것은 저자가 확인한 바로는 Kang<sup>(7)</sup>의 연구가 거의 유일하다. 그렇지만 열설계 관점에서 고려할 때는 APR+의 예<sup>(2)</sup>에서 살펴본 것과 같이 수평튜브 구조는 실제로 적용하기는 어려운 문제점이 존재한다. 따라서 본 연구에서는 수평튜브 구조에 대한 것을 수평으로부터 약간 기울어져 있는 튜브까지 확장함과 아울러, PCHX 작동 초기에 발생하는 과냉비등 영역까지 살펴봄으로서 APR+ 설계 관련 참고자료 확보는 물론 PCHX와 유사한 특성을 가지는 설비들의 열설계 및 해석에 기여하고자 한다.

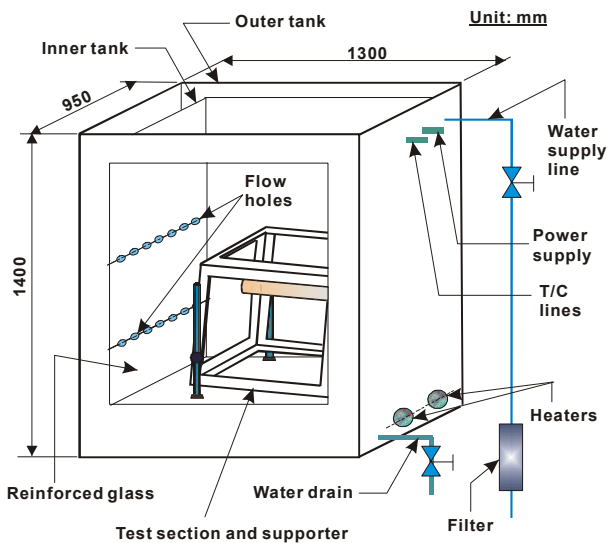


Fig. 1 Schematic of experimental apparatus

## 2. 실험

실험 장치에 대한 대략적인 그림은 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  $5\text{kW}$ 인 예열용 히터 4개를 설치하였다.

시편에 전달되는 열전달량을 조절/측정하기 위하여 공급되는 전압( $V$ )과 전류( $I$ )가 숫자로 표시되는 출력 조절장치를 제작하여 사용하였다. 시편에 대한 개도는 Fig. 2와 같다. 시편은 내부에 전기저항선을 갖는 스테인리스강 튜브( $L=0.3\text{m}$ ,  $D=50.8\text{mm}$ )이며, 버핑(buffing)가공을 통해 표면을 매끈하게 만들었다.

시편의 한 쪽 끝에는 플랜지를 부착하여 플랜지의 회전에 의하여 방위각의 조절이 가능하도록 하였다. 시편은 Fig. 1에 나타낸 수조 내부에 설치된 지지대에 너트 및 볼트를 이용하여 고정하였다. 튜브 경사각은 지지대의 양 끝에 부착된 나사봉을 회전시켜 원하는 각도를 맞출 수 있도록 하였다.

튜브 표면과 수조 내부 물의 온도는 T-형식(지름=1.5mm)열전대를 사용하여 측정하였으며, 튜브 표면 온도를 측정하기 위하여 5개의 열전대를 가열 표면에 설치하였다. 보다 정밀한 표면 온도 측정을 위하여 열전대 끝 부분을 대략 10mm 정도 튜브 표면에 접합하였다. 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 이용

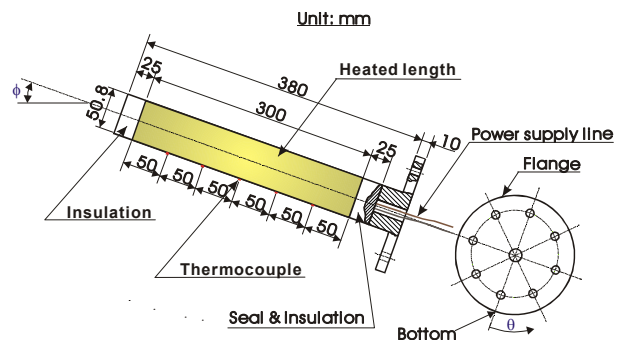


Fig. 2 Test section and thermocouple locations

해 포화상태(100℃)까지 가열하였다. 포화상태에 도달 후 공기 등을 제거할 목적으로 약 30분 정도 추가적인 가열을 수행한 후 시편의 열유속을 변화시키면서 표면 온도를 측정하였다. 정밀한 온도 산출을 위해 측정값을 산술평균하였으며, 그것을 그 열유속에 대한 온도로 결정하였다. 과냉시험의 경우 열유속을 고정한 후 물이 포화상태에 도달할 때까지 가열하였다. 하나의 조건에 대한 실험이 끝나면 다른 방위각 및 경사각에 대해 실험을 수행하였다.

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

$$q'' = \frac{VI}{\pi DL} = h_{b,\theta} \Delta T = h_{b,\theta} (T_W - T_{wat}) \quad (1)$$

여기서,  $V$ 와  $I$ 는 각각 공급한 전압과 전류이며,  $D$ 와  $L$ 은 각각 가열튜브 외경과 길이를 나타낸다. 그리고  $T_W$ 와  $T_{wat}$ 는 각각 튜브 표면 온도와 물 온도이다. 식(1)에 사용된 온도는 측정된 온도를 산술평균한 것이며,  $h_{b,\theta}$ 는 튜브 원주면의 특정 방위각에서 결정된 국소열전달계수를 의미한다.

측정값에 대해 오차확산법칙(error propagation law)<sup>(14)</sup>을 사용하여 불확실도를 분석했다. 데이터 수집 오차( $\pm 0.05^\circ\text{C}$ ) 및 정밀도 한계( $\pm 0.1^\circ\text{C}$ )를 불확실도 분석 시 고려했다. 95% 신뢰도 범위에서 측정된 온도에 대한 불확실도는  $\pm 0.11^\circ\text{C}$ 이며, 열유속에 대한 불확실도는  $\pm 0.7\%$ 이다. 비등열전달계수는  $q''/\Delta T$ 로 계산되며, 그 값을 통계분석하여 오차확산법칙을 적용한 불확실도는  $\pm 6\%$ 이다.

### 3. 결과 및 토론

국소비등열전달계수를 결정하기에 앞서 1차원 정상상태 열전도 식<sup>(15)</sup>을 적용하여 튜브 원주 방향의 열전달을 해석하였다. 반지름 방향의  $q'' = 100\text{kW/m}^2$ 이고  $\phi = 3^\circ$ 이면  $T_W$ 의 최댓값과 최솟값은  $\theta = 180^\circ$ 와  $0^\circ$ 에서 측정되며, 그 차이는  $1.7^\circ\text{C}$ 이다. 온도 차이를 기준으로 원주 방향으로 전도에 의해 전달되는 열유속을 계산하면  $0.32\text{kW/m}^2$ 이다. 이 값은 반지름 방향 열유속의 0.5%보다 더 작은 값이므로 본 연구에서는 원주방향 열전달이  $h_{b,\theta}$ 에 미치는 영향은 무시한다.

액체가 포화상태일 때 튜브 경사각에 따른  $h_{b,\theta}$

의 변화는 Fig. 3과 같다. 열유속의 증가에 따라 국소열전달이 변해가는 경향을 확인하기 위하여  $h_{b,\theta}$ 와  $h_{b,avg}$ 의 비를 그래프에 나타내었다.  $h_{b,avg}$ 는 다섯 개의 방위각에서 측정된 온도를 기준으로 계산한  $h_{b,\theta}$ 를 산술평균하여 결정하였다.  $h_{b,\theta}$ 는 튜브 원주상의 위치에 따라 큰 차이를 보이고 있음을 알 수 있으며, 이러한 경향은 튜브 경사각에 무관하게 거의 비슷하게 나타나고 있다.  $q'' = 10\text{kW/m}^2$ 인 경우  $h_{b,\theta}$ 의 최댓값과 최솟값은 60% 이상의 차이를 보인다. 열유속이 증가하면서 차이가 줄지만  $q'' = 100\text{kW/m}^2$ 에서도 30% 이상 차이가 난다. 튜브 바로 옆 부분인  $\theta = 90^\circ$ 를 중심으로 상부영역인  $135^\circ$ 와  $180^\circ$ 에 대한 국소열전달계수는 평균값보다 낮은 반면, 튜브 하부영역인  $0^\circ$ 와  $45^\circ$ 에 대한 국소열전달계수는 평균값보다 높다.

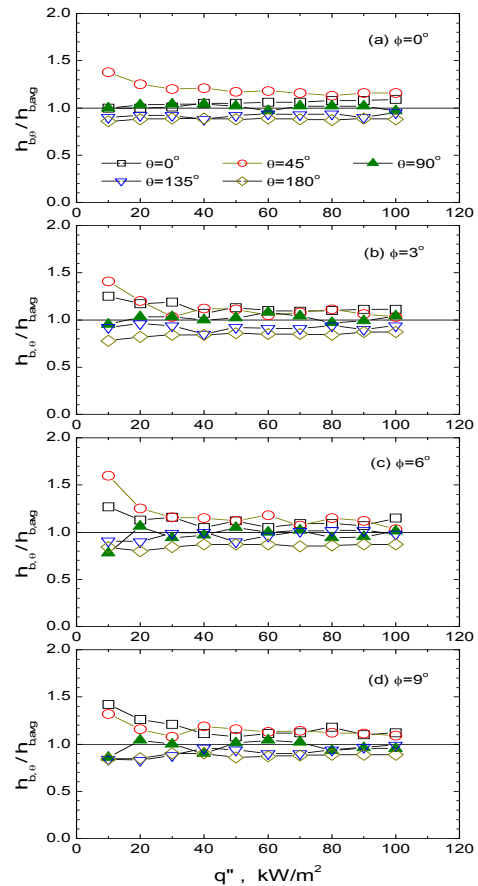


Fig. 3 Peripheral  $h_{b,\theta}$  distribution as tube inclination angle changes

튜브 원주면 상의 위치에 따른  $h_{b,\theta}$  사이에 차이가 나는 것은 튜브 형태의 가열면에서 나타나는 기포의 유동과 관계가 있다. 튜브의 하부에서 생성된 기포는 부력에 의해 원주면을 따라 상부면으로 이동한 후, 튜브 상부면에서 이탈한다. 이동기포<sup>(5)</sup>는 표면에 유동대류를 유발하며,<sup>(16)</sup> 액체 교란(liquid agitation)<sup>(7)</sup>과 함께 열전달을 향상시킨다. 상부면으로 이동하는 기포는 주변 기포들과 군집을 형성하면서 큰 기포 덩어리로 성장한다.

기포의 크기가 작을 때는 액체교란을 일으키며 열전달을 향상시키지만, 표면을 덮을 정도로 기포의 크기가 증가하면 열전달을 둔화시킨다.<sup>(7)</sup> 큰 기포의 하부에는 가열면과의 사이에 얇은 액막이 형성되고 미세액막증발(microlayer evaporation)<sup>(16)</sup>이 주된 열전달 기구가 되면서 전체적으로 열전달이 둔화되는 경향을 나타낸다. 따라서 이동기포와 액체교란 효과가 주된 기구인 하부 영역에서는 열전달이 증가하고, 기포 군집이 주된 기구가 되는 상부 영역에서는 열전달이 둔화되는 경향이 나타난다. 열유속이 증가하면 핵비등밀도(nucleation site density)가 증가하면서 기포군집을 촉진하므로 Fig. 3과 같이 열유속 증가에 따라 튜브 상부면과 하부면 사이의 국소열전달계수들 사이에 발생하는 차이가 줄어드는 경향을 나타내는 것으로 해석된다. Fig. 4는  $q''=100\text{kW/m}^2$ 일 때 촬영한 풀비등 현상이며, 튜브 표면에서의 기포 이동과 기포 군집 형성을 살펴볼 수 있다.

방위각이  $90^\circ$ 인 위치에서 측정된  $h_{b,\theta}$ 는  $h_{b,avg}$ 와 거의 차이가 없다. 이러한 결과는 수평튜브 구조에 대해 평균값과 국소값 사이를 규명한 Kang<sup>(6)</sup>의 결과와 유사하며, 수평에서 약간 기울어진 튜브에 대해서도 경사각과 무관하게 동일한 경향이 나타난다. Fig. 5는 평균열전달계수와  $\theta=90^\circ$ 에서 측정된  $h_{b,\theta}$ 를 서로 비교한 것이다. 튜브 원주면을 따라 평균한 열전달계수는  $\theta=90^\circ$ 에서 측정된 국소열전달계수와  $\pm 5\%$  범위 내에서 일치하는 경향을 보인다. 이러한 경향은 튜브 경사각과 무관하게 일관되게 관찰된다. 따라서 튜브 옆면인  $\theta=90^\circ$ 에서 측정된 국소열전달계수를 평균열전달계수로 취급해도 거의 오차가 없는 것으로 평가되므로 수평 및 수평 가까운 경사각을 가지는 튜브 구조에 대한 열전달은  $\theta=90^\circ$ 에서 측정된 온도를 기준으로 해석하고 설계에 적용하는 것이 타당한 것으로 판단된다.

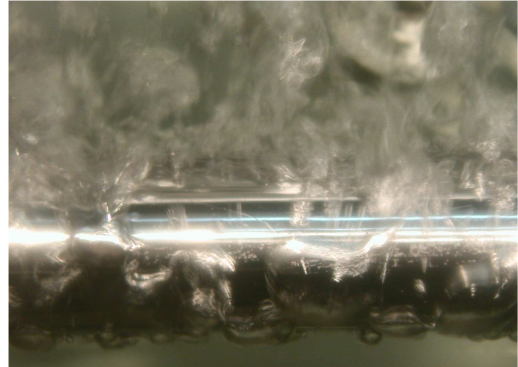


Fig. 4 Pool boiling on horizontal tube surface at  $q''=100\text{kW/m}^2$

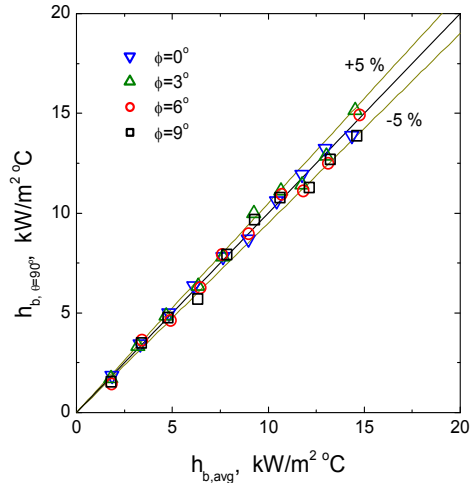


Fig. 5 Comparison of average heat transfer coefficients to local values at  $\theta=90^\circ$

Fig. 6은  $q''=60\text{kW/m}^2$ 이고,  $\phi=3^\circ$ 인 경우에 대해  $T_{wat}$ 에 따른  $T_W$ 의 변화를 나타낸 것이다.  $T_{wat}$ 가 낮을수록  $\theta$ 에 따른  $T_W$ 의 변화가 크게 나타난다.  $T_{wat}$ 가 상승하면서 포화상태에 접근하면 국소 표면온도들 사이의 편차가 줄어들지만, 온도 차이가 제일 작은 포화상태에서도  $2^\circ\text{C}$  이상의 차이를 보인다.  $T_W$ 의 최댓값과 최솟값은  $T_{wat}$ 에 따라 다르다.  $\theta=0^\circ$ 에서  $T_W$ 는  $T_{wat}$ 가  $80^\circ\text{C}$ 인 경우 최솟값을 가짐에 비해,  $T_{wat}$ 가  $93^\circ\text{C}$ 보다 크면 최댓값을 가진다. 물 온도가 낮은 경우 단상자연대류가 주된 열전달 기구가 됨에 비해 물 온도가 포화상태 근방에 있게 되면 기포의 거동이 주된 열전달 기구가 되므로 Fig. 6에 나타낸 것과 같은 경향을 보이는 것으로 이해된다.

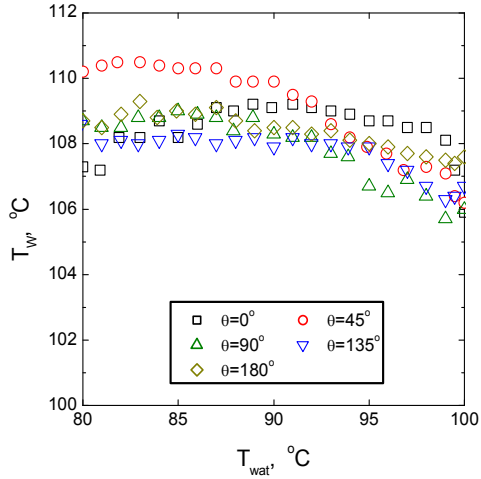
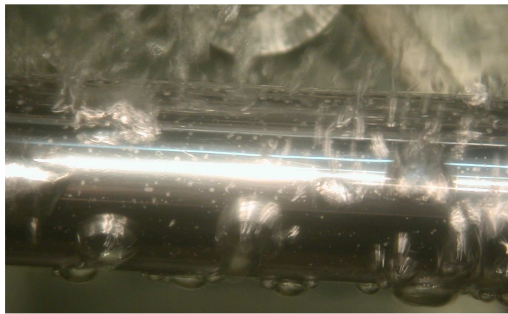
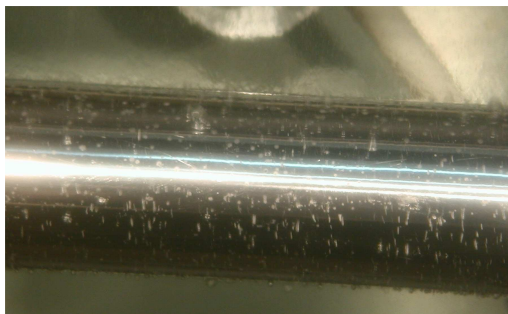


Fig. 6 Plots of  $T_w$  against  $T_{wat}$  at  $q''=60\text{kW/m}^2$  and  $\phi=3^\circ$



(a)  $\Delta T_{sub}=0^\circ\text{C}$



(b)  $\Delta T_{sub}=20^\circ\text{C}$

Fig. 7 Photos of pool boiling for different water subcoolings ( $q''=60\text{kW/m}^2$  and  $\phi=3^\circ$ )

과냉도에 따른 기포의 거동을 살펴보기 위하여  $\phi=3^\circ$  만큼 경사진 튜브에 대해  $\Delta T_{sub}$ 가  $20^\circ\text{C}$ 인 경우와  $0^\circ\text{C}$ 인 경우에 대해 촬영한 사진을 Fig. 7에 나타내었다. 사진은 열유속이  $60\text{kW/m}^2$ 인 경우

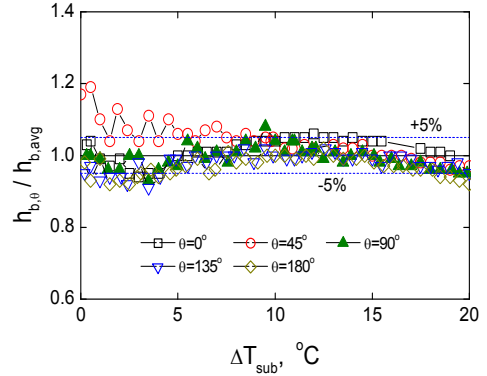
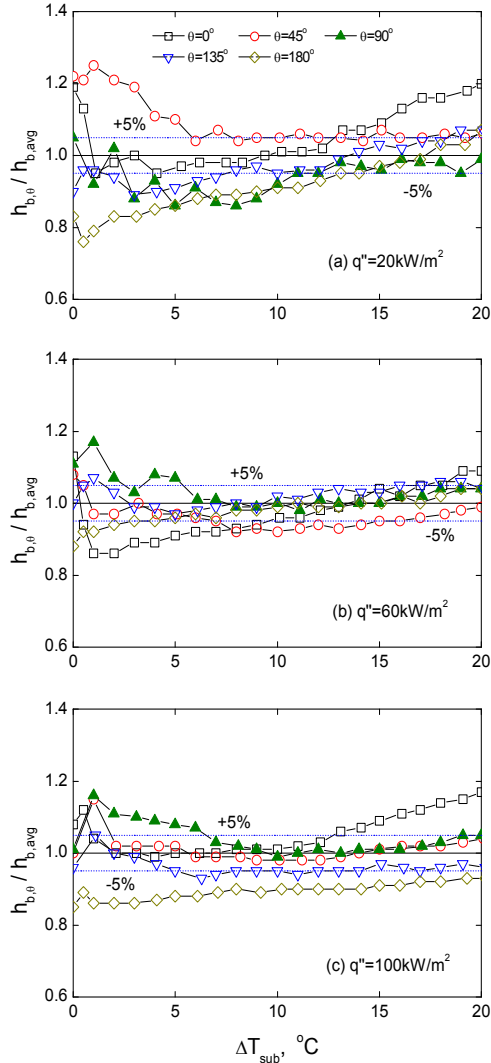


Fig. 8 Variations of  $h_{b,\theta}/h_{b,avg}$  as water subcooling changes for  $\phi=0^\circ$  and  $q''=100\text{kW/m}^2$

이다.  $\Delta T_{sub}$ 가  $20^\circ\text{C}$ 일 때 튜브 표면에는 작은 크기의 기포가 관찰되며, 표면을 이탈하는 기포도 그 크기가 크지 않음을 알 수 있다. 반면, 과냉도가 줄어들면, 기포의 크기가 증가하면서 기포의 운동도 활발해지며 그와 함께 튜브 표면에 기포간 균집에 따른 큰 기포의 형성도 분명하게 관찰됨을 알 수 있다. 이러한 기포 거동의 차이는 전술한 바와 같이 주된 열전달 기구에 차이를 초래하게 되는 것이다.

주된 열전달 기구가 단상자연대류인 높은 과냉도 영역에서는  $h_{b,\theta}$  사이에 차이가 크지 않음에 비하여 기포의 영향이 주된 열전달 기구로 작용하는 낮은 과냉도 영역에서는  $h_{b,\theta}$  사이에 큰 차이를 나타낸다.  $q''=60\text{kW/m}^2$ 일 때  $\Delta T_{sub}=0^\circ\text{C}$ 로 포화에 도달한 경우  $h_{b,\theta}$ 의 최댓값( $10.17\text{kW/m}^2\text{C}$ )은 최솟값( $7.89\text{kW/m}^2\text{C}$ )보다 29% 정도 크다. 그렇지만,  $\Delta T_{sub}=30^\circ\text{C}$ 로 과냉도가 큰 경우  $h_{b,\theta}$ 의 최댓값은  $1.79\text{kW/m}^2\text{C}$ 로 최솟값인  $1.52\text{kW/m}^2\text{C}$ 과 거의 차이가 없음을 알 수 있다.

Fig. 8은 수평으로 설치한 튜브에 대하여 과냉도가 국소열전달계수에 미치는 영향을 나타낸 것이다. 튜브 원주면에 대한 평균열전달계수와 상대적인 비교를 위하여 주어진 방위각에서의 국소열전달계수를  $h_{b,\theta}/h_{b,avg}$ 의 형태로 나타내었다. 수평튜브의 경우,  $\theta=90^\circ$  위치에서 측정된  $h_{b,\theta}$ 는  $h_{b,avg}$ 와  $\pm 5\%$  범위 내에서 일치한다. 액체가 포화 상태인 Fig. 3에서 살펴본 것과 서로 유사한 것을 알 수 있다.



**Fig. 9** Variations of  $h_{b,\theta}/h_{b,avg}$  as water subcooling changes for  $\phi=3^\circ$

그렇지만 튜브를 기울이게 되면 국소열전달과 평균열전달계수의 관계가 약간 다른 경향을 나타낸다. Fig.9는  $\phi=3^\circ$ 인 튜브 표면에서  $h_{b,\theta}/h_{b,avg}$ 의 변화를 과냉도의 함수로 표시한 것이다. 비교를 위해 열유속이 서로 다른 세 가지 경우에 대한 결과를 함께 나타내었다.  $\Delta T_{sub} > 10^\circ\text{C}$ 인 경우  $h_{b,avg}$ 와  $\theta=90^\circ$  위치에서 측정된  $h_{b,\theta}$ 는  $\pm 5\%$  범위 내에서 일치한다. 그렇지만 기포의 성장 및 거동이 본격화되는  $\Delta T_{sub} < 10^\circ\text{C}$ 인 영역에서는  $h_{b,avg}$ 와  $\theta=90^\circ$  위치에서 측정된  $h_{b,\theta}$ 의 차이가 약간 증가하는 경향을 나타내며, 그 편차는  $\pm 5\%$ 보다 증가한다. 특히, 열유속이  $100\text{kW/m}^2$ 인 경우에 대

해 튜브 경사각이  $0^\circ$ 와  $3^\circ$ 로 서로 다른 Fig. 8과 9를 서로 비교하면  $\phi=3^\circ$ 로 기울어진 경우가 더 큰 편차를 나타내고 있다. 이러한 차이는 Fig. 7에서 살펴본 바와 같이 과냉도가 줄어들면서 기포 운동의 활성화와 그에 따른 비등열전달계수의 급격한 변동과 관련이 있는 것으로 이해된다. 특히, 튜브를 경사지게 하면 튜브 표면에서 기포의 이동거리가 증가하면서 기포 운동이 열전달계수에 미치는 영향이 더 크게 나타나므로 Fig. 9와 같은 경향을 보이는 것으로 판단된다.

과냉도의 증가는 액체교란의 강도를 감소시켜 열전달의 감소를 유발하며, 열유속의 증가는 튜브 상부 영역에서의 기포군집 형성을 촉진하여 열전달을 감소시키게 된다. 이러한 특성들의 결과로 국소열전달계수는 열유속의 크기와 과냉도 값에 따라 다양한 특성을 나타낸다. 전반적으로 살펴볼 때  $h_{b,avg}$ 와  $\theta=90^\circ$  위치의  $h_{b,\theta}$ 와 일부 과냉도 영역을 제외하고는 거의 유사한 경향을 나타낼 수 있다. 그렇지만 튜브가 기울어져 있으면서 과냉도 값이  $10^\circ\text{C}$  보다 작은 영역에서는 두 개 값들 사이에 서로 차이가 발생하므로  $\theta=90^\circ$ 인 위치에서 측정된 국소온도를 평균열전달계수를 결정하는데 사용하면 다소 부정확한 결과를 얻을 수 있다. 따라서 액체가 과냉상태에 있으면서 가열 튜브가 경사진 경우에는 원주 상의 특정 방위각에서 결정한 국소열전달계수를 그 튜브의 원주면에 대한 평균열전달계수로 취급함에 있어서 주의를 기울여야 한다. 본 연구에서는 APR+에 대한 적용을 염두에 두고  $\phi=3^\circ$ 에 대한 결과만을 도출하였으므로 다양한 경사각에 대해 과냉도가 평균열전달계수에 미치는 영향을 규명함으로써 적용 범위를 확장하는 것도 향후 연구로서 의미가 있는 것으로 생각한다.

#### 4. 결론

수평으로부터 약간 경사진 튜브 표면의 풀비등 열전달을 대기압 상태 하에 있는 과냉수 및 포화수에 대하여 관찰하고 평균열전달계수의 변화를 해석하였다. 본 연구에서 얻어진 주요 결론은 다음과 같다.

- (1) 포화비등의 경우,  $h_{b,avg}$ 는  $\theta=90^\circ$  부근에서 측정된  $h_{b,\theta}$ 와  $\pm 5\%$  범위 내에서 일치하며, 이 경향은 튜브경사각과 무관하다.

(2) 튜브가 경사진 경우 액체과냉도가 증가하면 액체교란 강도가 감소하며,  $h_{b,avg}$ 로 취급할 수 있는  $h_{b,\theta}$ 는 열유속과 과냉도에 따라 서로 다르게 나타나므로 하나의 방위각을 대표 위치로 선정하는데 주의를 기울여야 한다.

(3) 액체의 과냉도가 증가하면 단상자연대류가, 포화상태에 근접하면 기포의 운동 및 군집형성이 국소 및 평균열전달계수에 영향을 미치는 주요 기구로 이해된다.

### 후 기

이 논문은 2013년도 안동대학교 특별연구지원 사업에 의하여 연구되었음

### 참고문헌

- (1) Chun, M. H. and Kang, M. G., 1998, "Effects of Heat Exchanger Tube Parameters on Nucleate Pool Boiling Heat Transfer," *ASME, J. Heat Transfer*, Vol. 120, pp. 468~476.
- (2) 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.
- (3) Lance, R. P. and Myers, J. E., 1958, "Local Boiling Coefficients on a Horizontal Tube," *A.I.Ch.E. Journal*, Vol. 4, pp. 75~80.
- (4) Cornwell, K. and Einarsson, J. G., 1990, "Influence of Fluid Flow on Nucleate Boiling from a Tube," *Experimental Heat Transfer*, Vol. 3, pp. 101~116.
- (5) Cornwell, K. and Houston, S. D., 1994, "Nucleate Pool Boiling on Horizontal Tubes: a Convection-based Correlation," *Int. J. Heat Mass Transfer*, Vol. 37, pp. 303~309.
- (6) Gupta, A., Saini, J. S., and Varma, H. K., 1995, "Boiling Heat Transfer in Small Horizontal Tube Bundles at Low Cross-flow Velocities," *Int. J. Heat Mass Transfer*, Vol. 38, pp. 599~605.
- (7) Kang, M. G., 2005, "Local Pool Boiling Coefficients on the Outside Surface of a Horizontal Tube," *ASME, J. Heat Transfer*, Vol. 127, pp. 949~953.
- (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) Sateesh, G., Das, S. K., and Balakrishnan, A. R., 2005, "Analysis of Pool Boiling Heat Transfer: Effects of Bubbles Sliding on the Heating Surface," *Int. J. Heat Mass Transfer*, Vol. 48, pp. 1543~1553.
- (10) Dominiczak, P. R. and Cieslinski, J. T., 2008, "Circumferential Temperature Distribution during Nucleate Pool Boiling Outside Smooth and Modified Horizontal Tubes," *Experimental Thermal and Fluid Science*, Vol. 33, pp. 173~177.
- (11) Luke, A. and Gorenflo, D., 200, "Heat Transfer and Size Distribution of Active Nucleation Sites in Boiling Propane Outside a Tube," *Int. J. Therm. Sci.*, Vol. 39, pp. 919~930.
- (12) Das, M. K., 2010, "Study of Local Heat Transfer of Saturated Liquids," *Proceedings of the 37th International & 4th National Conference on Fluid Mechanics and Fluid Power*, Chennai, India, Dec. 16~18.
- (13) El-Genk, M. S. and Gao, C., 1999, "Experiments on Pool Boiling of Water from Downward-facing Hemispheres," *Nuclear Technology*, Vol. 125, pp. 52~69.
- (14) Coleman, H. W. and Steele, W. G., 1999, *Experimentation and Uncertainty Analysis for Engineers*, 2<sup>nd</sup> Ed., John Wiley & Sons.
- (15) Holman, H. W., 1997, *Heat Transfer*, 8<sup>th</sup> ed., McGraw-Hill.
- (16) Ginoux, J. J., 1978, *Two-Phase Flows and Heat Transfer with Application to Nuclear Reactor Design Problems*, Hemisphere Publishing Corporation.