

## 미세 원형 충돌수제트의 부분 대류비등에 있어서 자유표면/잠입 제트의 국소 열전달 특성

우 성 제, 신 창 환, 조 형 희\*  
연세대학교 대학원 기계공학과, \*연세대학교 기계공학과

### Local Heat Transfer Characteristics in Convective Partial Boiling by Impingement of Free-Surface/Submerged Circular Water Jets

Seong Je Wu, Chang Hwan Shin, Hyung Hee Cho\*

*Department of Mechanical Engineering, Graduate School, Yonsei University, Seoul 120-749, Korea*

*\*Department of Mechanical Engineering, Yonsei University, Seoul 120-749, Korea*

(Received January 4, 2002; revision received May 21, 2002)

**ABSTRACT:** Single-phase convection and partial nucleate boiling in free-surface and submerged jet impingements of subcooled water ejected through a 2-mm-diameter circular pipe nozzle were investigated by local measurements. Effects of jet velocity and nozzle-to-impinging surface distance as well as heat flux on distributions of wall temperature and heat transfer coefficients were considered. Incipience of boiling began from far downstream in contrast with the cases of the planar water jets of high Reynolds numbers. Heat flux increase and velocity decrease reduced the temperature difference between stagnation and far downstream regions with the increasing influence of boiling in partial boiling regime. The change in nozzle-to-impinging surface distance from  $H/d=1$  to 12 had a significant effect on heat transfer around the stagnation point of the submerged jet, but not for the free-surface jet. The submerged jet provided the lower cooling performance than the free-surface jet due to the entrainment of the pool fluid of which temperature increased.

**Key words:** Impinging jet(충돌제트), Nucleate boiling(핵비등), Free-surface jet(자유표면제트), Submerged jet(잠입제트), Local measurement(국소측정)

#### 기 호 설 명

$d$  : 노즐 직경 [mm]  
 $h$  : 열전달계수,  $q/(T_w - T_f)$  [ $W/m^2K$ ]  
 $h_0$  : 정체점에서의 열전달계수 [ $W/m^2K$ ]  
 $H$  : 노즐과 충돌면 사이 거리 [mm]

$q$  : 열유속 [ $W/cm^2$ ]  
 $r$  : 정체점으로부터의 반경방향 거리 [mm]  
 $Re_d$  : 노즐 Reynolds 수,  $V_n d/\nu$   
 $T_f$  : 노즐출구 제트온도 [ $^{\circ}C$ ]  
 $T_{pool}$  : 잠입제트에서의 수조온도 [ $^{\circ}C$ ]  
 $T_{sat}$  : 포화온도 [ $^{\circ}C$ ]  
 $T_w$  : 충돌면 국소 벽온도 [ $^{\circ}C$ ]  
 $V_n$  : 노즐출구 평균 제트속도 [m/s]  
 $\Delta T_{pool}$  : 수조와 노즐출구의 온도차,  $T_{pool} - T_f$  [ $^{\circ}C$ ]

† Corresponding author

Tel.: +82-2-2123-2828; fax: +82-2-312-2159

E-mail address: hhcho@yonsei.ac.kr

$\Delta T_{sub}$  : 과냉도,  $T_{sat} - T_f$  [°C]

## 1. 서 론

충돌제트는 국소적으로 높은 열/물질전달계수를 얻을 수 있어 높은 열부하를 가지거나 고온 상황에 노출되는 여러 가지 기기 및 제품의 냉각에 사용되며, 그 응용 예로서 가스 터빈 블레이드의 냉각, 고온 철판의 어닐링, 저온수술용 프로브, 엑스레이 의료기기 및 레이저 무기의 냉각, 직물 및 제지에서 건조를 들 수 있다. 더불어 고집적 및 소형화로 발열밀도가 지속적으로 증가하여 최근 발열량이  $70 \text{ W/cm}^2$ 에 이르는 전자부품의 냉각에도 적용되고 있다.<sup>(1)</sup> 기체나 단상의 액체를 사용한 냉각에서 오는 한계는, 적은 온도 증가에도 높은 열소산의 증가를 가져오는 핵비등 영역에서의 이상유동을 이용하여 해결할 수 있다. 비등에서 냉각 액체와 발열면 사이에 존재하는 기포 혹은 증기층은 열저항을 증가시키게 되는데 충돌제트는 이러한 열저항층을 효과적으로 파괴하여 높은 냉각 능력을 가지게 되며,<sup>(2)</sup> 임계 열유속을 향상시켜 안정적인 냉각을 가능하게 한다. 충돌제트의 비등에 관한 국내외 많은 연구는 주로 임계열유속에 관한 연구<sup>(2-5)</sup>가 주를 이루고 있으며, 핵비등에 관한 연구는 대부분 가열면 전체의 평균적인 결과로서 임계열유속 연구를 위한 보조자료로 제시되는 경우가 많고,<sup>(6-8)</sup> 제한적인 연구자들에 의해 국소적인 측정이 있어 왔다.<sup>(9-11)</sup> 충돌제트에서의 비등은 완전발달된 핵비등에 이르기 전에 넓은 열유속 영역에서 비등이 부분적으로 일어나고 강제대류에 의한 냉각효과와 비등의 냉각효과가 혼재된 부분비등(partial boiling)이 일어난다. 또한 부분비등이 일어나는 공간적인 영역도 제트의 유동조건과 열유속에 따라 변화하게 되는데, 이러한 대류비등 영역에 대한 연구는 매우 제한적으로, 국소적인 연구로는 Vader et al.<sup>(9)</sup>과 Wolf et al.<sup>(10)</sup>에 의한 연구가 거의 유일하다. 이들은 과냉수를 이용하여 자유표면 평면제트(free-surface planar jet)에 대한 실험을 수행하여 단상유동 영역에서 완전발달된 핵비등 영역까지 정체점으로부터의 거리에 따른 온도를 측정하였다. 벽제트의 층류에서 난류로의 천이가 비등의 영향으로 상류로 이동하여, 정체점으로부터 천이지점까지의 거리를 특성길이라고 하는 임계

Reynolds 수가 단상유동에 비해 1/5 이하 수준으로 감소하는 것을 보였다. 또한 제트속도의 영향은 완전발달된 핵비등영역에 이르기 전까지는 열전달에 매우 큰 영향을 미치는 것을 보고하고 있다. 이러한 부분비등의 열유속은 물을 냉각유체로 사용할 경우  $30 \sim 200 \text{ W/cm}^2$  정도로 제트비등을 이용한 냉각을 적용할 수 있는 많은 실제 고발열기기의 발열밀도에 상응한다. 더불어 가장 기본적인 제트형태인 원형제트에 대한 부분비등 영역의 연구가 매우 제한적이다. 따라서 본 연구에서는 과냉수를 이용한 미소 원형제트의 단상유동에서 부분비등유동 영역까지 충돌면의 국소 열전달 측정을 수행하였다. 액체 충돌제트 중 가장 대별되는 형태인 자유표면제트(free-surface jet)와 잠입제트(submerged jet) 두 가지를 고려하였으며, 이에 대해 열유속, 속도 및 노즐과 충돌면 간 이격거리에 대한 열전달 특성을 비교 제시하였다.

## 2. 실험장치 및 방법

### 2.1 실험장치

본 실험에서 사용된 장치는 본 실험 이외에도 난용성 기체(noncondensable gas)가 없이 순수한 물 혹은 냉매를 이용한 밀폐회로 실험도 수행할 수 있도록 설계되었으며, 그 개념도를 Fig. 1에 도시하였다. 장치 내의 온도 및 압력을 조절하기

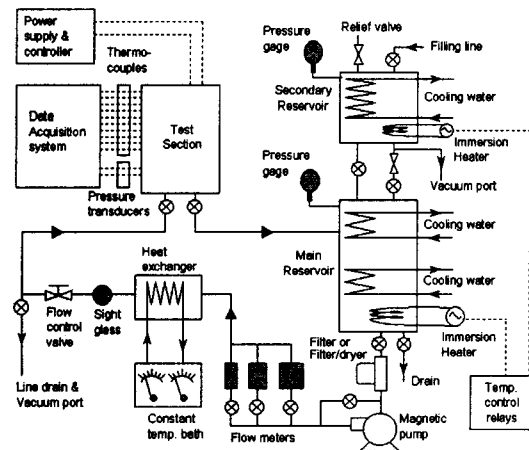


Fig. 1 Schematic diagram of the experimental setup.

위해 냉각코일과 잠입히터가 설치된 두 개의 수조가 사용되었으며, 이차 수조는 난용성 기체의 제거와 시험유체의 충전에도 사용된다. 일차적으로 온도가 조절된 시험유체는 주수조에서 나와 기어형 마그네틱 펌프에 의해 이송된다. 유량에 따라 세 개의 체적형 유량계(positive displacement meter) 중 하나를 지나도록 조절된 시험유체는 항온조와 연결된 열교환기를 통과하여 선택된 노즐출구 제트온도를 만족시키며 시험부로 유입된다. 유량은 펌프의 우회관(by-pass)의 밸브와 시험부 상류의 유량조절밸브 및 펌프조절용 인버터에 의해 조절된다. 충돌면의 중앙에 가열길이 80 mm, 폭 20 mm, 두께 0.0254 mm의 스테인레스스틸 박막을 부착하고, 10 kW 직류전원 공급 및 조절장치(20 V, 500 A)를 연결하였다. 시험부에는 직경 2 mm의 스테인레스스틸 재질의 파이프 노즐이 유동안정화를 위한 다공판을 가진 플래넘 하류에 부착된다. 파이프 노즐은 원뿔형태로 축소되는

입구를 가지며 유로 축소 후 노즐출구까지 길이는 30 mm로  $15d$ 이며, 시험부의 상세도는 Fig. 2에 도시되어 있다. 충돌면을 이루는 가열면과 단열상자의 조립체는 상자 아래 설치된 마이크로미터(행정 50 mm) 이송장치에 의해 상하 이송이 가능하며, 상자 내부와는 기밀유지를 위해 주름벽으로 분리된다. 시험부의 수위조절을 위해 출구는 3개를 형성하였고, 잠입제트 실험시에는 수위가 출구 3에 위치하므로, 최소 수위는 40 mm가 된다. 충돌면과 내·외곽 상자 등의 대부분의 시험부 구조물은 PC(Polycarbonate) 재질로 형성하였다. 가열면의 국소온도 측정을 위해 36 gage의 J형 열전대 47개를 Fig. 2(b)와 같이 설치하였으며, 열전대 간 거리는 2 mm로 노즐의 직경과 같다. 노즐 입구온도와 압력 및 충돌면의 압력을 측정하기 위해 열전대와 절대압력계, 차압계를 설치하였다. 온도와 압력 측정치는 에질런트테크놀로지의 데이터 수집장치(34970A)에 의하여 획득된다. 많은 수의 열전대에 대한 온도보정을 용이하게 하기 위해 열전대와 데이터 수집장치 사이에 등온블럭(iso-thermal block)을 설치하여 기준온도로 삼았으며, 등온블럭 온도는 얼음물수조(ice-bath)를 기준온도로 보정하여 절대온도를 측정하였다.

2.2 실험조건 및 결과처리방법

충돌제트의 형태를 공기 중에서 충돌면에 직접 제트를 분사하는 자유표면제트(free-surface jet)와 노즐과 충돌판이 제트의 역상에 잠기게 하는 잠입제트(submerged jet)의 두 가지로 하였다. 박막형태의 가열면에 의하여 열경계조건은 등열유속 조건을 이루며, 노즐출구와 충돌면 간의 거리( $H$ )는 2, 10, 16, 24 mm로 각각  $H/d$ 가 1, 5, 8, 12에 해당하도록 변화시켰다. 노즐의 출구속도는 1.0, 2.0, 3.9 m/s 세 가지에 대하여 고찰하였으며, 이에 대한 제트 Reynolds 수는 각각 3,600, 7,200, 14,000으로 모두 난류제트이다. 하향제트에 의한 가속 효과로 발생하는 노즐출구속도와 충돌속도와의 차이는  $H/d=12$ 일 때만 5%이고, 그 외의 경우에는 0.6% 이하이므로 무시하였다. 노즐입구온도는 50°C로 과냉도 역시 50°C이며, 이 온도에서의 물의 Prandtl 수는 3.6이다. 본 실험에서는 수조와 시험부를 대기와 통기시켜 대기압 조건에서 수행

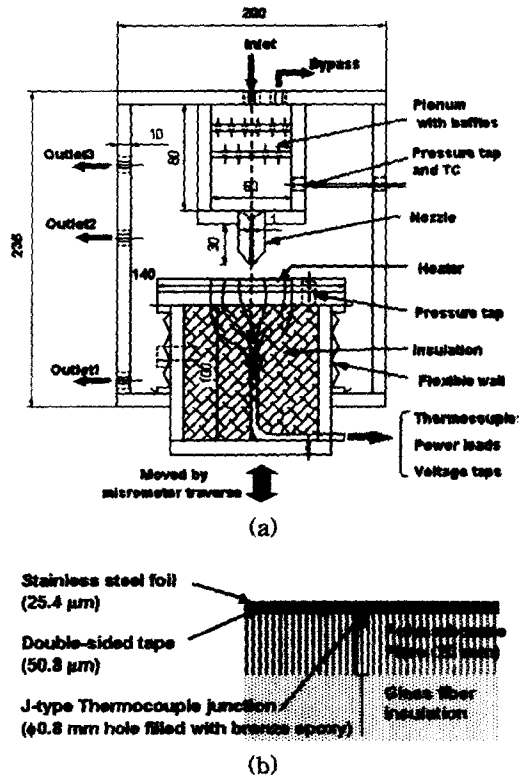


Fig. 2 Schematics of test section: (a) test section construction; (b) thermocouple installation in the impinging plate.

되었다. 장치 내부의 온도와 가열면의 온도가 정상상태에 이른 후에 수집된 측정값들로부터 가열면 표면온도와 열전달계수를 얻었다. 열유속은 최소  $10 \text{ W/cm}^2$ 로부터 대략  $30 \text{ W/cm}^2$ 씩 증가시켜, 단상 액체제트 영역에서 핵비등 영역까지 실험을 수행하였다. 박막 가열면이 양면 테잎을 사용해 열전대가 설치된 충돌면에 부착됨으로써 생기는 충돌면 국소 벽온도의 측정오차는 양면 테잎이 매우 얇아  $0.006^\circ\text{C}$  이하로 무시할 수 있다. 충돌면 국소 벽온도의 시간에 따른 변화에 의한 표준편차는 최대  $0.31^\circ\text{C}$ 로 이에 따른 온도의 불확실성은 측정온도가 정규분포를 이룬다고 가정하면  $\pm 0.62^\circ\text{C}$ 이다. 그러나 예외적으로 비등이 시작되는 부근에서는  $\pm 2.4^\circ\text{C}$ 로 매우 크다. 이를 포함한 충돌면 국소온도의 불확실성,  $\Delta T_w / (T_w - T_f)$ 는  $T_w - T_f \geq 20$ 에서 6.8% 이하이며, 이는 신뢰수준 95%에서 Kline and McClintock<sup>(12)</sup>의 방법에 의해 계산되었다. 열전달계수는  $h = q / (T_w - T_f)$ 에 의해 계산된다. 가열면에서 전도, 복사에 의한 열손실은 0.46%이며, 열유속의 불확실성은 1.5%이므로, 열전달계수는  $T_w - T_f \geq 20$ 에서 최대 9.7%의 불확실성을 가진다. 그런데  $T_w - T_f < 20$ 인 경우 작은  $T_w - T_f$ 로 인해 상대적인 불확실성이 매우 커지게 되며, 극단적인 경우로서 열유속이 실험 경우 중 가장 작아  $T_w - T_f = 3.3^\circ\text{C}$ 인 정체점 온도의 경우  $\Delta T_w / (T_w - T_f)$ 가 38%에 이른다. 그러나 데이터간의 비교에 있어서는 시간에 따른 온도의 불규칙성에 의한 오차가 중요한데,  $T_w - T_f \geq 20$ 에서는 이 오차가 3.1% 이하이고, 위에 언급한 극단적인 경우에도 9.7%이다. 또한  $T_w - T_f < 20$ 인 측정점의 수가 상대적으로 적으므로, 위와 같이  $T_w - T_f \geq 20$ 에 대해서만 온도와 열전달계수에 대한 불확실성을 제시하도록 한다.

### 3. 실험결과 및 고찰

본 실험에서는 자유표면제트와 잠입제트의 비교를 위하여 각각의 경우마다 결과를 함께 제시하였으며, 국소 측정된 충돌면의 온도분포와 이로부터 계산되는 열전달계수 분포를 연속적으로 제시하여 논하였다. 잠입제트의 경우, 제트 외에

다른 유입은 존재하지 않는 실험조건의 특성상, 열유속이 클수록, 또 제트속도가 작을수록 시험부에 형성된 수조의 온도( $T_{pool}$ )는 증가하게 되므로, 수조온도와 노즐출구온도( $T_f$ )와의 차이를  $\Delta T_{pool}$ 로 표시하였다. 이는 잠입제트를 실제 냉각에 이용할 경우 일어날 수 있는 경우를 고려한 것이다. 높이변화에 따른 고찰 외에는  $H/d=5$ 로 고정되었는데, 이는 잠입제트에서의 포텐셜 코어(potential core)의 길이에 해당하며, 이 근방에서 정체점 열전달계수가 최대에 이르기<sup>(13)</sup> 때문이다.

#### 3.1 열유속의 영향

단상 액체 제트 영역에 해당하는 열유속에서  $T_w > T_{sat}$  영역이 최하류로부터  $r/d=5\sim 7$ 까지 진행한 열유속까지 실험을 수행하였으며,  $H/d=5$ ,  $V_n=2 \text{ m/s}$ 인 경우에 대하여 그 온도 분포를 Fig. 3에 도시하였다. 자유표면제트는 Fig. 3(a)에서 볼 수 있듯이, 단상 제트에 해당하는  $q=10.1 \text{ W/cm}^2$ 의 경우, 정체점으로부터 벽제트의 형태로 가속되다가  $r/d=6\sim 9$ 에서 급격한 온도증가가 일어나는데, 이는 자유표면제트에서 볼 수 있는 수력학적 도약(hydraulic jump) 때문이다(Fig. 5 참조). 도약 위치는 사진촬영에 의한 시각적 관찰로  $r/d=5.5\sim 6$ 에서 관찰되었는데, 넓은 충돌면을 가지는 단상 액체 충돌제트에 대해서 Stevens and Webb<sup>(14)</sup>이 제시한 실험식( $r/d=0.0061 \text{ Re}_d^{0.82}$ )으로 계산한  $r/d=8.9$ 와는 다소 차이를 보였다. 수력학적 도약에 의해 벽제트의 수막 두께가 급격히 증가하면서 속도감소를 동반하므로  $r/d=6\sim 8$ 에서 벽온도의 가파른 증가를 나타낸다. 시각적인 관찰에 의해 도약의 위치까지 벽제트는 충류의 형태를 보이다가 도약과 함께 난류로 천이함을 알 수 있었다. 온도분포가  $r/d=9$  근방에서 극대점을 이루고  $r/d=11$  근방에서 극소점을 이루는 것은 이러한 유동천이에 의한 것이다. 수력학적 도약 전에 난류로의 천이가 일어나지 않는 것은  $\text{Re}_d=7,200$ 으로 충분히 작은 Reynolds 수 때문이다. 비등은 가열면의 최하류에서부터 시작되고 온도는 단조증가함을 Fig. 3(a)의  $q=40.2 \text{ W/cm}^2$ 의 경우로부터 알 수 있다. 여기서 비등이 일어

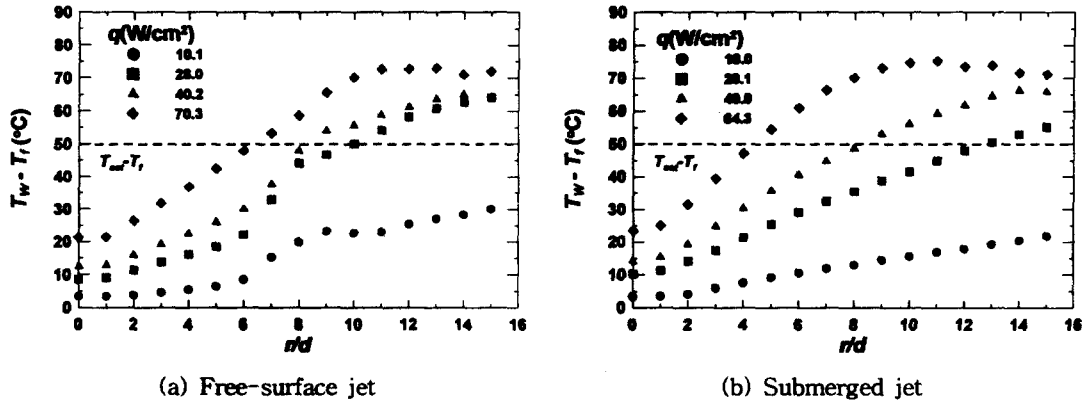


Fig. 3 Distributions of local surface temperature with various heat flux at  $\Delta T_{sub}=50^{\circ}\text{C}$ ,  $H/d=5$  and  $V_n=2\text{ m/s}$ : (a) free-surface jet, (b) submerged jet at  $\Delta T_{pool}=5, 14, 22,$  and  $37^{\circ}\text{C}$  for  $q=10.0, 28.1, 40.0$  and  $64.3$ , respectively.

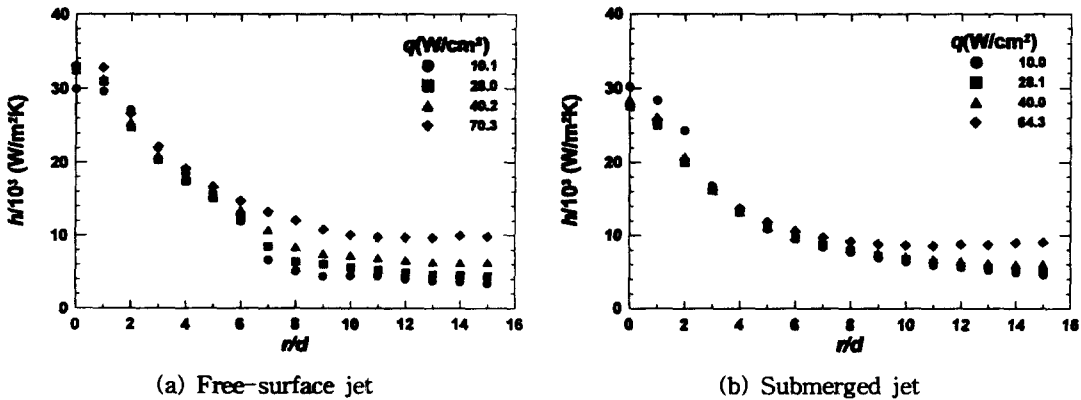


Fig. 4 Distributions of local heat transfer coefficients with various heat flux at  $\Delta T_{sub}=50^{\circ}\text{C}$ ,  $H/d=5$  and  $V_n=2\text{ m/s}$ : (a) free-surface jet, (b) submerged jet at  $\Delta T_{pool}=5, 14, 22,$  and  $37^{\circ}\text{C}$  for  $q=10.0, 28.1, 40.0$  and  $64.3$ , respectively.



Fig. 5 Photo of jet impingement with hydraulic jump at  $V_n=2.0$ ,  $H/d=5$ .

난 하류에서의 온도증가는 난류와 비등에 의한 기포의 유동혼합 증진에 의해 다소 둔화된 것을 볼 수 있다. Vader et al.<sup>(9)</sup>이 연구한 평면제트의

국소적 열전달 특성에 따르면, 벽제트의 층류에서 난류로의 천이가 비등의 시작과 밀접히 연관되며 천이점이 상류로 앞당겨져서 이곳으로부터 비등영역이 퍼져나가는 것으로 보고되었다. 그러나 본 실험은 원형 제트를 사용하여 수력학적 도약에 의한 난류로의 천이가 있음에도 불구하고 비등은 가열면의 최하류에서부터 시작됨이 시각적으로도 확인되었는데, 이는 하류로 갈수록 벽제트의 속도가 거리제곱에 비례하여 지속적으로 감소하는 효과가 지배적이기 때문이라 추론할 수 있다. 열유속이  $q=70.3\text{ W/cm}^2$ 에 이르면  $r/d=11$  이후 하류에서는 핵비등의 영향이 증가하면서 온도변화가 미약해지고 있다. 이러한 현상은 Fig.

3(b)의 잠입제트에서의  $q=64.3 \text{ W/cm}^2$ 의 경우에도 마찬가지로 관찰된다.

잠입제트에서는 수력학적 도약이 존재할 수 없으므로, Fig. 3(b)의  $q=10.0, 40.0 \text{ W/cm}^2$ 의 경우에는 대체로 매끈한 온도증가 곡선을 얻었다. 이는 잠입제트에서의 난류로의 천이는  $Re_d=24,000$  정도의 높은 Reynolds 수에서  $r/d \approx 2$ 에서 관찰되지만, 낮은 Reynolds 수에서는 반경방향 열전달계수 분포의 천이에 의한 변화가 뚜렷하게 관찰되지 않는다는 충돌제트 단상유동에 관한 이전의 연구결과<sup>(13)</sup>와 일치한다. 잠입제트의 열유속  $q=64.3 \text{ W/cm}^2$ 의 경우는 자유표면제트의  $q=70.3 \text{ W/cm}^2$ 에 비하여 다소 작은 열유속임에도,  $T_w > T_{sat}$  영역이  $2d$ 나 상류로 확장되고 있는데, 이는 시험부에 형성된 수조 내 유체가 노즐출구제트 온도보다  $37^\circ\text{C}$  높은 상태에서 제트 내로 유입되고, 전단층에 의한 제트 운동량 감소가 크기 때문이다. 이러한 효과는 본 연구에서 수행된 잠입제트 전반에 일어나 대체로 잠입제트가 자유표면제트보다 냉각능력이 낮게 나타나는 이유가 된다.

Fig. 4에는 전술한 경우에 대한 열전달계수 분포를 보여주고 있는데, 하류에서 Fig. 4(a)의 자유표면제트가 열유속에 대한 열전달계수 차이가 Fig. 4(b)의 잠입제트에 비해 뚜렷함을 알 수 있다. 즉, 열유속이 증가할수록 하류에 비등의 영향이 증가하므로,  $T_w$ 의 증가가 열전달계수를 증가시켜  $r/d \geq 8$  하류에서의 열전달계수 차이로 나타난 것이다. 반면, 모든 열유속의 경우에 있어서

비등이 일어나지 않는  $r/d \leq 6$  영역에서는 열전달계수가 거의 일치함을 알 수 있다. 단지 정체점에서 다소 차이가 나는 것은 작은  $T_w - T_f$ 에 의한 열전달계수의 불확실성 증가에 기인한다(2.2절 참고).

잠입제트는 열유속이 증가할수록 수조온도가 증가하는 영향으로 열유속 증가에도 하류 영역에서도 훨씬 비슷한 열전달계수 분포를 보인다. 즉, 상대적으로 높은 온도의 수조 유체가 하류로 갈수록 더 많이 유입 및 혼합되는데 열전달계수는  $T_w - T_f$ 를 기준으로 계산하였으므로, 비등에 의한 열전달계수 향상이 축소되어 나타나기 때문이다. 그러나 이러한 수조온도의 증가에도  $r/d \leq 7$ 의 영역에서는 열전달계수가 자유표면제트와 마찬가지로 거의 일치함이 관찰되었다. 더불어 앞서 언급한 수조온도의 증가에 따라 정체점 근처에서 잠입제트의 열전달계수가 자유표면제트보다 약간 낮게 나타나고 있다. 전체적으로 비등영역의 열전달계수가 단상유동영역보다 낮게 나타나는 것은 본 실험의 열유속 범위에서는 핵비등의 영향보다 충돌제트의 강제대류 영향이 지배적인 부분비등이 일어나고 있음을 보여준다.

### 3.2 노즐출구와 충돌면 간의 거리 영향

Fig. 6, Fig. 7에  $q=40 \text{ W/cm}^2$ ,  $V_n=2 \text{ m/s}$ 에서 노즐출구와 충돌면 간의 거리( $H$ )에 대한 효과를 충돌면의 온도분포와 열전달계수 분포로 도시

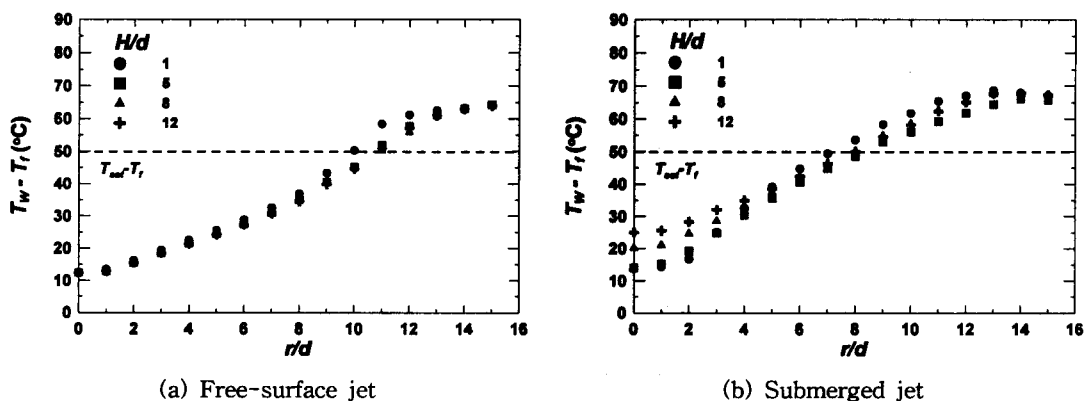


Fig. 6 Distributions of local surface temperature with various  $H/d$  at  $\Delta T_{sub}=50^\circ\text{C}$ ,  $V_n=2 \text{ m/s}$  and  $q=40 \text{ W/cm}^2$ : (a) free-surface jet, (b) submerged jet at  $\Delta T_{pool}=22^\circ\text{C}$ .

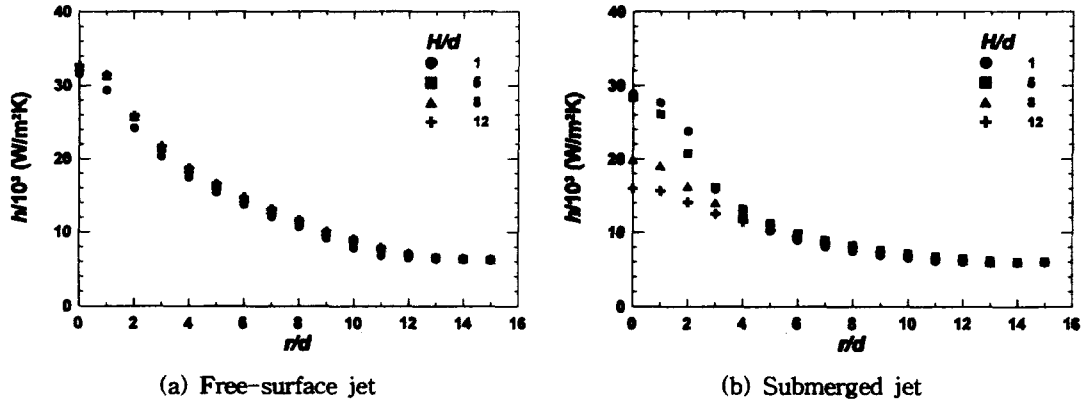


Fig. 7 Distributions of local heat transfer coefficients with various  $H/d$  at  $\Delta T_{sub}=50^{\circ}\text{C}$ ,  $V_n=2\text{ m/s}$  and  $q=40\text{ W/cm}^2$ : (a) free-surface jet, (b) submerged jet at  $\Delta T_{pool}=22^{\circ}\text{C}$ .

하였다. 자유표면제트의 경우 제트의 중력에 의한 가속효과도 미약하므로 별다른 변화가 관찰되지 않지만, 잠입제트는 정체점에서 표면온도는 최대 10°C, 열전달계수는 최대 두 배 가까이 차이를 보이고 있다. 특히 충돌면이 제트의 포텐셜 코어 내에 놓인  $H/d < 5$ 의 경우와는 달리 이를 벗어난  $H/d=8, 12$ 의 경우 큰 차이를 정체점에서 보이고 있으며, 이러한 차이는 정체점으로부터 4d 이상 떨어진 하류에서는 미약해지는 것이 관찰된다. 정체점 영역에서의 이와 같은 차이는 포텐셜 코어 길이 이상의 거리에서의 제트중심의 운동량 감소와 함께 높은 온도의 주위 유체 유입에 기인한다. Sun et al.<sup>(13)</sup>은  $Re > 2,500$ 의 수제트에서 포텐셜 코어 길이를  $(H/d)_p=5.0$ 으로 하고, 포텐셜 코어 길이보다 먼  $H/d$ 에 따라 정체점에서의 열전달계수비는  $h/h_p = [(H/d)/(H/d)_p] - 1/2$ 의 관계를 가진다고 제시하였으며, 여기서 하첨자 p는  $H/d$ 가 포텐셜 코어 길이에 해당하는 경우를 말한다. 본 실험의 경우  $H/d=8, 12$ 일 때  $h/h_p=0.71, 0.57$ 로 Sun et al.<sup>(13)</sup>이 제시한 위 식의 계산치인  $h/h_p=0.79, 0.65$ 보다 10~12% 낮은 값을 보이는데, 이는 노즐출구보다  $\Delta T_{pool}=22^{\circ}\text{C}$  높은 수조 유체가 유입되어 냉각능력이 더욱 떨어지기 때문인 것으로 사료된다. 이런 차이와는 대조적으로 Fig. 7(b)의  $r/d > 5$  영역에서  $H/d$ 에 상관없이 거의 같은 열전달계수 분포를 가지는데, 이는 이 영역에 이르면 수조 유체가 벽제트로 충분

이 많이 유입됨을 나타내는 것이라 할 수 있다.

### 3.3 노즐출구속도 영향

노즐출구속도를  $V_n=1.0, 2.0, 3.9\text{ m/s}$  세 가지로 변화시키면서  $q=40\text{ W/cm}^2$ ,  $H/d=5$ 에 대하여 실험을 수행하였으며, 이를 Fig. 8, Fig. 9에 충돌면의 온도분포와 열전달계수로 각각 도시하였다. 자유표면제트와 잠입제트 두 경우 모두  $V_n=3.9\text{ m/s}$ 에서는 강한 강제대류 효과로 히터 전역에서 비등이 일어나지 않았으며, 속도의 증가에 따라 열전달계수의 증가를 나타냈다.  $V_n=1.0\text{ m/s}$ 의 경우 정도의 차이는 있지만 자유표면제트와 잠입제트 모두 하류에 비등의 영향이 확대되면서 온도가 균일한 부분이 넓어지는 것을 볼 수 있다. 또한 최하류에서 온도가 다소 감소하는 구간이 보이는데, Fig. 3의 높은 열유속에서도 일부 볼 수 있는 이 구간은, 활발한 기포생성에 의한 난류강도의 증가구간으로 추측된다. 자유표면제트에서 수력학적으로 약은 시각적으로  $V_n=1.0\text{ m/s}$ 의 경우  $r/d=2\sim 2.5$ 에서 관찰되었으며,  $V_n=3.9\text{ m/s}$ 의 경우  $r/d=12\sim 15$ 의 넓은 범위에서 불규칙하게 일어나는 것이 관찰되었으나, 이 부근의 특별한 벽온도 변화는 본 실험의 조건에서는 나타나지 않았다. 속도에 변화에 대한 충돌면 온도와 열전달계수의 변화는 잠입제트가 좀더 두드러진 것을 관찰할 수 있는데, 이는 수조의 온도증가가 속도의 감소에 동반되기 때문이다. 일례로 속도가 가장 작은  $V_n=$

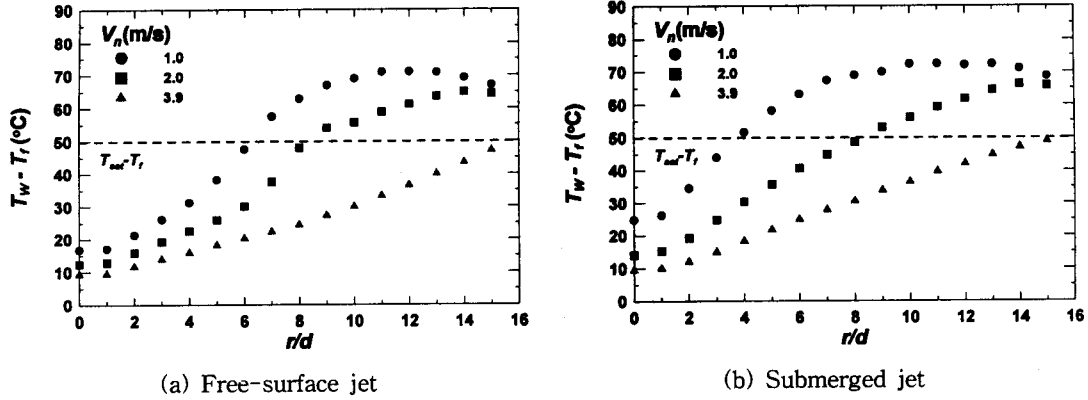


Fig. 8 Distributions of local surface temperature with various nozzle velocity at  $\Delta T_{sub}=50^\circ\text{C}$ ,  $H/d=5$  and  $q=40\text{ W/cm}^2$ : (a) free-surface jet, (b) submerged jet at  $\Delta T_{pool}=40, 22$  and  $12^\circ\text{C}$  for  $V_n=1.0, 2.0$  and  $3.9\text{ m/s}$ , respectively.

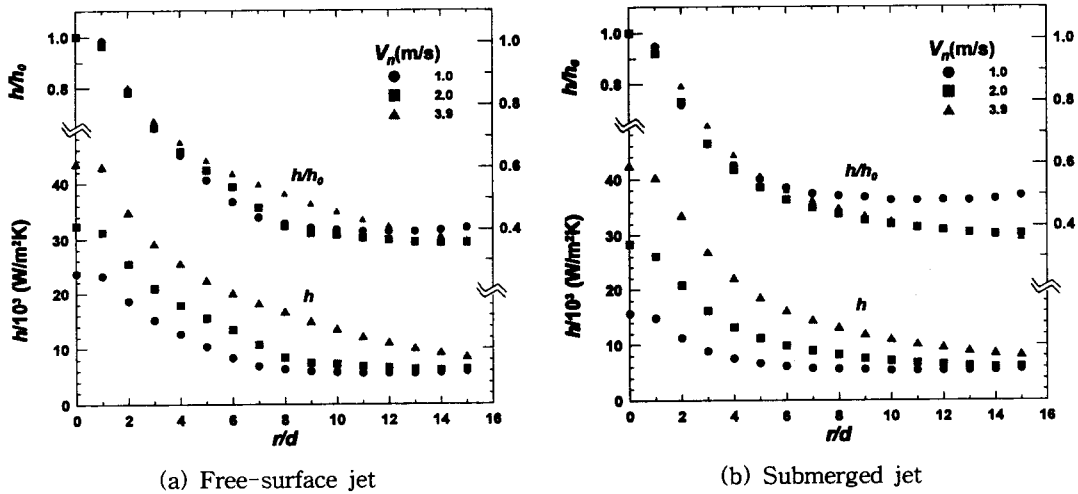


Fig. 9 Distributions of local heat transfer coefficients and normalized values with various nozzle velocity at  $\Delta T_{sub}=50^\circ\text{C}$ ,  $H/d=5$  and  $q=40\text{ W/cm}^2$ : (a) free-surface jet, (b) submerged jet at  $\Delta T_{pool}=40, 22$  and  $12^\circ\text{C}$  for  $V_n=1.0, 2.0$  and  $3.9\text{ m/s}$ , respectively.

1.0 m/s의 잠입제트의 경우  $\Delta T_{pool}=40^\circ\text{C}$ 에 이른다. 열전달계수의 분포특성을 좀더 효과적으로 표현하기 위해 Fig. 9에는 정체점에서의 열전달계수로 정규화된(normalized) 열전달계수,  $h/h_0$ 도 함께 도시하였는데,  $V_n=1.0\text{ m/s}$  경우의 하류에서의 상대적인 열전달계수 향상은 전술한 비등의 영향 확대를 확인해 준다. 즉, 속도의 감소에 따른 하류에서의 비등의 활성화로 인해 정체점과 하류의 열전달계수 차이가 감소하는 것을 보여준다.

#### 4. 결 론

원형 파이프 노즐로 과냉수를 분사하는 충돌제트에서 단상 강제대류와 핵비등에 관한 열전달 실험을 수행하였다. 자유표면제트와 잠입제트에 대하여 열유속, 속도 및 노즐-충돌면 거리 변화가 충돌면 온도 및 열전달계수 분포에 미치는 영향을 고찰하였으며, 그 결과는 다음과 같이 요약된다.

열유속 증가에 따라 정체점과 하류의 열전달계수 분포의 차이는 감소하였으며, 높은 열유속에서



는 비동의 영향이 증가하여 부분비동영역의 온도 분포는 비교적 균일하게 얻어졌다. 노즐-충돌면 거리 변화는 자유표면제트에서는 거의 영향을 주지 않았고, 잠입제트에는 정체점 부근에서 큰 변화를 보이다가  $r/d > 6$  영역에서는 거의 같은 결과를 나타냈다. 속도의 변화에 대해서는 잠입제트가 좀더 민감한 변화를 보였다. 잠입제트는 수조 온도가 노즐출구제트 온도보다 제트속도가 감소하거나 열유속이 증가함에 따라 상당히 증가하여 대체로 자유표면제트보다 냉각능력이 감소하였다.

### 후 기

본 연구는 과학기술부 국가지정연구실 사업의 지원에 의해 수행되었으며 이에 감사드립니다.

### 참고문헌

1. Wadsworth, D. C. and Mudawar, I., 1990, Cooling of a Multichip Electronic Module by Means of Confined Two-Dimensional Jets of dielectric Liquid, ASME J. of Heat Transfer, Vol. 112, pp. 891-898.
2. Lee, J. S., Kim, H. D. and Choi, K. K., 2000, Critical Heat Flux of an Impinging Water Jet on a Heated Surface with Boiling, Transactions of the KSME B, Vol. 24, No. 24, pp. 485-494.
3. Ohm, K. C., Lee, J. S. and Park, S. Y., 1996, Subcooled Burnout Heat Flux on a Heated Surface with Impinging Water Jet, Korean Journal of Air-Conditioning and Refrigeration Engineering, Vol. 8, No. 4, pp. 527-536.
4. Monde, M., 1987, Critical Heat Flux in Saturated Forced Convective Boiling on a Heated Disk with an Impinging jet, ASME J. of Heat Transfer, Vol. 109, pp. 991-996.
5. Katto, Y. and Kurata, C., 1980, Critical Heat Flux of Saturated Convective Boiling on Uniformly Heated Plates in a Parallel Flow, Int. J. of Multiphase Flow, Vol. 6, pp. 575-582.
6. Lee, K. W. and Kim, Y., 1988, A Study on the Boiling Heat Flux on High Temperature Surface by Impinging Water Jet, Transactions of the KSME, Vol. 12, No. 1, pp. 81-94.
7. Ma, C. F. and Bergles, A. E., 1986, Jet Impingement Nucleate Boiling, Int. J. of Heat Mass Transfer, Vol. 29, pp. 1095-1101.
8. Katto, Y. and Ishii, K., 1978, Burnout in a High Heat Flux Boiling System With a Forced Supply of Liquid Through a Plane Jet, Proceedings of the 6th International Heat Transfer Conference, Vol. 1, FB-28, pp. 435-440.
9. Vader, D. T., Incropera, F. P. and Viskanta, R., 1992, Convective Nucleate Boiling on a Heated Surface Cooled by an Impinging, Planar Jet of Water, ASME J. of Heat Transfer, Vol. 114, pp. 152-160.
10. Wolf, D. H., Incropera, F. P. and Viskanta, R., 1996, Local Jet Impingement Boiling Heat Transfer, Int. J. of Heat Mass Transfer, Vol. 39, pp. 1395-1406.
11. Nakayama, W., Behniam, M. and Mishima, H., 2000, Impinging Jet Boiling of a Fluorinert Liquid on a Foil Heat Array, ASME J. of Electronic Packaging, Vol. 122, pp. 132-137.
12. Kline, S. J. and McClintock, F. A., 1953, Describing Uncertainty in Single-Sample Experiments, Mechanical Engineering, Vol. 75, pp. 3-8.
13. Sun, H., Ma, C.-F. and Nakayama, W., 1993, Local Characteristics of Convective Heat Transfer from Simulated Microelectronics Chips to Impinging Submerged Round Water Jets, ASME J. of Electronic Packaging, Vol. 115, pp. 71-77.
14. Stevens, J. and Webb, B. W., 1991, Local Heat Transfer Coefficients Under an Axisymmetric, Single-phase Liquid Jet, ASME J. of Heat Transfer, Vol. 113, pp. 71-78.