

경사형 간극의 각도 및 높이가 고발열 냉각용 이상 냉각판의 열성능에 미치는 영향

황석찬* · 최준영* · 이정호*†

Effect of Tapered Gap Angle and Height on the Thermal Performance of a Two-Phase Cold Plate for High Heat Dissipation

Seokchan Hwang*, Junyoung Choi*, Jungho Lee*†

Key Words : Data center(데이터 센터), Thermal management(열관리), cold plate(냉각판), Pool boiling(풀비딩), Tapered gap(경사형 간극)

ABSTRACT

The rapid growth of GPU integration for AI workloads in modern data centers has intensified power consumption and thermal management challenges. Although single-phase cooling methods such as jet impingement and microchannel systems have been widely explored, their high pumping power demand limits overall energy efficiency. Two-phase cooling, by exploiting phase change, offers superior heat transfer performance; however, reliable operation requires enhancement of the Critical Heat Flux (CHF). Existing approaches largely rely on boiling-enhanced surfaces involving complex fabrication, whereas tapered gap structures provide a simpler alternative. In this study, a pool-boiling-based cooling plate with tapered gap structures was developed to cool high-power chips with reduced pumping power. Experimental investigations revealed that CHF in non-inclined structures increased with gap height, while tapered structures exhibited an optimal gap height. The configuration with $H/W = 1$ and a 20° inclination achieved the lowest thermal resistance (0.061 K/W), the highest heat transfer coefficient (20,185 W/m² · K), and a junction temperature of 191.1°C. Compared with an unstructured case, CHF improved by up to 78% (105 W/cm²). These results demonstrate that tapered gap structures can be effectively optimized in two-phase cold plate designs, providing enhanced thermal performance and design flexibility for next-generation high-power electronic devices.

1. 서 론

최근 데이터센터에서 AI 가속기로 사용되는 고성능 GPU 칩은 소비 전력이 급격히 증가하고 있으며, 트랜지스터의 고집적화로 인해 발열 밀도 역시 크게 상승하고 있다⁽¹⁾. 이로 인해 GPU 칩의 냉각이 중요한 문제로 대두되었다. 특히 2025년 출시되는 NVIDIA의 고성능 GPU인 B300의 경우 최대 출력에서 정상 작동하기 위해 필요한 냉각 성능인 TDP (Thermal Design Power)가 1400 W에 달하는 것을 Fig. 1에서 확인할 수 있으며, 열유속 또한 87 W/cm²에 이를 것으로 전망된다⁽²⁾. 이러한 높은 열유속은 기존의 공기를 이용

한 강제 대류 냉각 방식으로는 한계에 도달했음을 시사한다. 따라서 최근에는 보다 높은 열전달 계수를 확보할 수 있는 충돌제트 냉각 방식(Fig. 2(a))과 칩 내부에 직접 유로를 형성하는 임베디드 마이크로 채널 냉각 방식(Fig. 2(b)) 등이 활발히 연구되고 있다^(3,4).

Tiwei Wei 등⁽⁵⁾은 10×10 mm² 크기의 구리 블록을 열 원으로 하여, 증류수를 작동 유체로 하는 단상 멀티 충돌 제트 냉각판을 제작하였다. 이 냉각판은 최대 유량 0.3 LPM 조건에서 최대 385 W의 발열을 냉각하였으며, 이때 압력강하는 3.1 kPa, 열저항은 0.13 K/W였다. 후속 연구⁽⁶⁾에서는 중앙에 로직 칩을 모사한 26×26 mm² 크기의 구리 블록

* 아주대학교, 기계공학과(Department of Mechanical Engineering, Ajou University)

† 교신저자, E-mail : jungholee@ajou.ac.kr

하나와 주변에 HBM을 모사한 $12 \times 8 \text{ mm}^2$ 크기의 구리 블록 4개를 배치한 열원을 사용하여 직렬로 제트 충돌시키는 방식의 냉각판을 제작하였다. 유량을 최대 4 LPM까지 증가시킨 결과, 최대 1700 W의 발열을 냉각하였으며 압력강하는 48.3 kPa, 열저항은 0.027 K/W에 도달하였다. 한편 B. Sammakia 등⁽⁷⁾은 $25.4 \times 25.4 \text{ mm}^2$ 크기의 구리 블록을 열원으로 사용하여 마이크로 핀에 슬릿 제트를 충돌시키는 간접 냉각 방식을 제안하였다. 작동 유체는 증류수를 사용하였으며, 최대 유량 2 LPM에서 350 W의 발열을 냉각하였고 압력강하 27.1 kPa, 열저항 0.065 K/W를 기록하였다. 또한, B. Jiao 등⁽⁸⁾은 칩 내부에 에칭을 이용해 마이크로 채널을 형성하는 방식을 제안하였다. $2 \times 5 \text{ mm}^2$ 크기의 열원을 사용한 해당 연구는 최대 0.3 LPM 유량 조건에서 140 W의 발열을 냉각하였으며, 압력강하 74.1 kPa, 열저항 0.56 K/W로 나타났다. 비슷한 방식으로 W. Wang 등⁽⁹⁾도 칩 내부에 마이크로 채널을 제작하여 최대 유량 0.612 LPM 조건에서 $20 \times 20 \text{ mm}^2$ 열원의 최대 1400 W의 발열을 냉각하였다. 이 때 압력강하는 35 kPa, 열저항은 0.053 K/W 정도를 보였다. 이처럼 충돌제트 방식과 임베디드 마이크로 채널 방식은 효과적인 냉각 성능을 나타내지만, 큰 압력강하로 인해 높은 펌프 동력을 요구한다는 단점이 있다. 최근 데이터센터의 열관리 문제는 GPU 칩 단위의 냉각뿐 아니라 데이터센터 전체의 에너지 효율 향상과 직결되고 있다. 이는 PUE(Power Usage Effectiveness)라는 지표로 평가된다. 해당 지표는 데이터 센터 전체 전력 소비량을 실제 AI 연산에 소모된 전력으로 나눈 값으로, 1에 가까울수록 에너지 효율이 높은 것으로 평가된다. 따라서 높은 압력강하로 인해 펌프 동력이 증가할 경우, PUE를 낮추는 데 방해가 된다.

압력 강하를 낮추기 위해서는 유로의 폭을 증가시키고 유량을 낮추어야 하나, 이 경우 단상 냉각 방식에서는 충분한 열전달계수를 확보하기 어렵다는 한계가 있다. 따라서 낮은

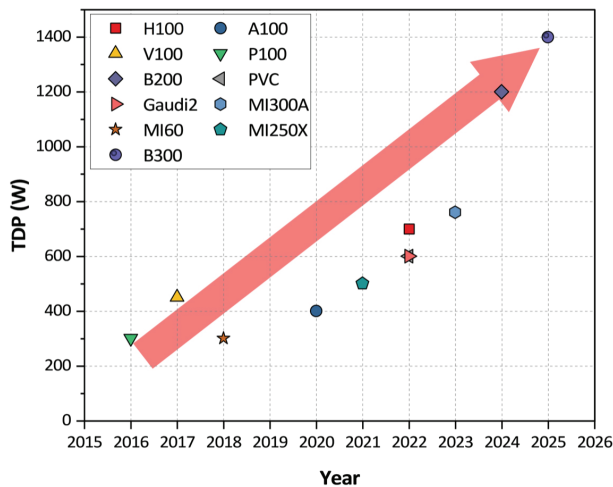


Fig. 1 GPU Chips' TDP trend

압력 강하에서도 높은 열전달 성능을 얻기 위해서는 Fig. 2(c)에서 나타난 이상 냉각 방식이 합리적이다. 특히 이상 액침 냉각이 유리한데, 이는 서버 자체를 비전도성 유체에 담가서 상변화 잠열을 이용하여 작동 유체의 비등 및 응축으로만 작동하는 풀 비등 메커니즘 기반의 직접 냉각 기술이다. 이는 작동 유체를 수송할 필요가 없으므로 PUE 개선에 크게 유리한 것으로 알려져 있다⁽¹⁰⁾.

이상 액침 냉각에서 가장 중요한 요소는 CHF(Critical Heat Flux)이다. CHF란 작동 유체가 열원으로부터 제거할 수 있는 최대 열유속을 의미한다. 열원 냉각 중 CHF에 도달하면 열전달 메커니즘이 핵 비등에서 막 비등으로 천이되면서, 열원이 증기 막으로 뒤덮인다. 이후 열전달 성능이 급격히 떨어져 열원의 온도가 급격히 상승하게 된다⁽¹¹⁾. 이처럼 열원 온도 상승에 의한 열관리 실패를 방지하기 위해 풀 비등 환경에서 CHF를 개선하기 위한 연구들이 활발히 이루어지고 있다. 메탈폼 부착⁽¹²⁻¹⁴⁾, 금속 입자 코팅⁽¹⁵⁻¹⁷⁾ 등을 활용하여 비등 촉진 표면을 만드는 방법들이 제안되었지만, 진공로 사용 혹은 코팅 두께 조절 등 제조 공정이 다소 복잡하다는 단점이 있다. 그 외에 풀 비등에서 CHF를 개선하는 방법 중 경사형 간극을 이용하는 방법이 있다. 경사형 간극은 구조물에 경사각이 있어 단면적이 점진적으로 증가하는 형상을 가지며, 단면적이 증가하는 방향으로 증기 탈출을

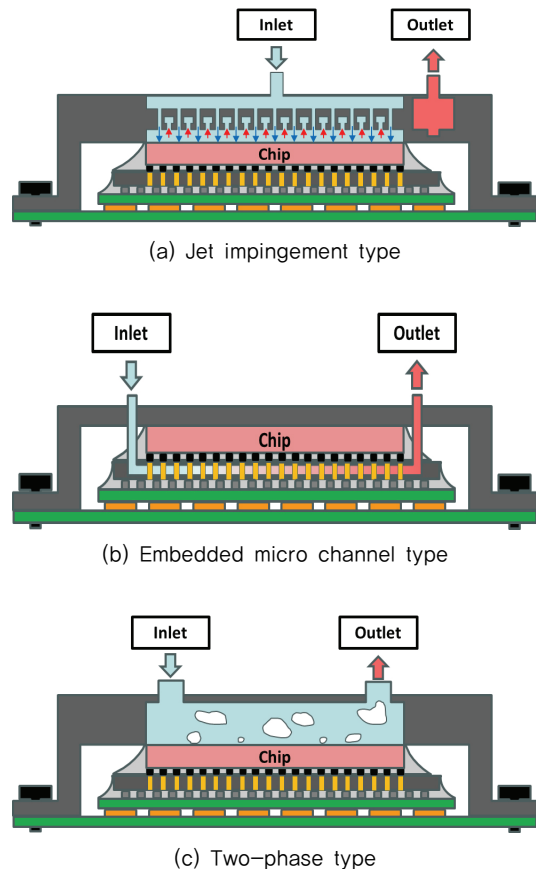


Fig. 2 Types of cold plate

촉진하는 역할을 하는 특징이 있다. S.G. Kandlikar 등⁽¹⁸⁾은 풀 비등 환경에서 경사형 간극 구조물을 열원 위에 배치하여 CHF를 개선하였다. 열원 크기는 $10 \times 10 \text{ mm}^2$ 이며, 1.27 mm의 간극을 두고 구조물의 경사각을 각각 10° , 15° 로 설정한 결과, 구조물이 없는 경우(125 W/cm^2) 대비 경사각 15° 일 때 CHF가 287 W/cm^2 로, 약 129% 향상되는 결과를 얻었다. 그리고 경사형 간극 구조물은 기계 가공 혹은 3D 프린팅 등으로 상대적으로 쉽게 제작이 가능하다는 장점이 있다. 그러나 서버의 이상 액침 냉각은 작동 유체가 고가의 절연성 유체로 제한되며, 대량의 절연성 유체에 서버 전체가 잠겨야 한다. 또한 잠열이 물보다 낮아 발열 밀도가 높은 상황에서 오히려 냉각 성능이 감소할 수 있다는 한계를 갖는다⁽¹⁹⁾.

단상 냉각 방식의 냉각 성능은 우수하지만, 전반적으로 유량을 많이 소모하거나 압력강하가 높기 때문에, PUE 관점에서 불리하다. 반면 이상 냉각 방식은 높은 성능과 PUE를 모두 달성할 수 있을 것으로 기대되나, 이를 위해서는 CHF의 개선이 필수적이다. CHF 개선 연구는 주로 비등 촉진 표면을 이용하는 방향으로 치중되어 있으며, 제조 공정이 다소 복잡하다는 한계를 갖는다. 그러나 경사형 간극을 적용할 경우, CHF 개선과 더불어 제작의 용이성 또한 확보할 수 있다. 하지만 경사형 간극의 형상에 따른 풀 비등 성능에 대한 연구는 아직 부족한 상태이다. 그러므로 이를 풀 비등 기반의 냉각판에 적용하기 위해서는 형상 최적화에 대한 연구가 필요하다. 또한 이상 액침 냉각의 경우에는 작동 유체의 제약과 낮은 잠열로 인해 사용이 제한될 수 있으므로, 높은 발열 밀도를 갖는 장치의 냉각을 위해 풀 비등 기반 간접 냉각 방식의 연구 또한 필요하다.

따라서 본 연구에서는 높은 펌프 동력 문제를 극복하기 위해 저유량으로 작동 가능한 냉각판을 제작하고, 절연성 유체보다는 상대적으로 높은 잠열을 지닌 증류수를 작동 유체로 채택하였다. 그리고 증류수는 직접 냉각이 어렵기 때문에 열원에 구리 리드를 장착하여 풀 비등 기반의 간접 냉각을 수행하였다. 또한 CHF 개선을 위하여 경사형 간극 구조물을 도입하였으며, 구조물의 높이 및 경사각이 냉각 성능에 미치는 영향을 분석하였다.

2. 실험 방법

2.1 열원 모사 및 하우징

본 실험에서는 Fig. 3(a)과 같이 구리 블록을 가로 및 세로를 $80 \times 110 \text{ mm}^2$, 높이는 110 mm로 가공하여 열원을 모사하였으며, 700 W까지 전력을 인가할 수 있는 직경 20 mm 총 길이 100 mm의 카트리지 히터를 총 3개 삽입하여 최대 2100 W의 전력을 인가할 수 있게 하였다. 또한 카트리

지 히터는 서로 병렬로 연결하고, PID 제어로 사용자 설정 전력에 도달할 수 있도록 하였다. 구리 블록의 상부 면적은 NVIDIA사의 AI 연산용 고성능 GPU인 H100의 크기를 참고하여 $25 \times 32 \text{ mm}^2$ 크기로 설정하였으며, 추가로 블록에 깊이 16 mm의 구멍을 총 3개, 8 mm 간격으로 가공하여 T형 열전대를 삽입할 수 있도록 하였다. 하우징은 Fig. 3(b), (c)와 같이 제작되었다. 하우징을 구성하는 가장 바깥 판재로 하부는 알루미늄을 사용하였으며, 상단 및 측면부는 열전도율이 낮은 PEEK($0.25 \text{ W/m} \cdot \text{K}$)를 사용하였다. 내부에는 기동 및 구리 블록을 받쳐주는 판재로 stainless steel을 사용하였으며, 구리 블록과 stainless steel 판재 간의 단열을 위하여 열전도율이 낮은 유리 섬유 기반의 HIPAL($0.08 \text{ W/m} \cdot \text{K}$) 판재를 사용하였다. 모든 판재는 볼트를 이용하여 조립이 되었으며, 추가 단열을 위해 내부에 유리 섬유를 채웠다. 또한 구리 블록과 냉각판 구리 리드 사이의 균일한 접촉을 위해 stainless steel 판재에 홈을 가공하여 코일 스프링을 총 4개 삽입하여 총 50 kPa의 압력으로 접촉할 수 있도록 하였다.

2.2 냉각판 성능 실험 루프

냉각판 성능 측정을 위하여 실험 루프는 Fig. 4와 같이 제작되었다. Reservoir에 증류수를 채우고, 이를 내부 코일 히터로 가열하여 2시간 이상 포화 상태를 유지하여 불응축 가스를 제거한 뒤 실험을 진행하였으며, 내부 2개의 T형 열전대(Omega Engineering, Inc)로 온도를 확인하였다. 유량은 reservoir 옆의 기어 펌프(Micropump Inc)의 다이얼을 조작하여 조절되며, 이후 루프 내의 니들 밸브를 조작하여 더욱 정밀하게 조절된다. 또한 작동 유체의 유량 측정은 코리올리 질량유량계(ALTImass Type U, Oval Engineering, Inc)를 이용하여 정밀하게 측정된다. 그리고 루프 중간에 accumulator를 설치하였으며, 이는 상변화 등에 의한 급작스러운 압력변동이 발생하였을 때, 유량의 급격한 변화나 역 흐름 발생을 완충해주는 역할을 한다. 냉각판 입구 근처 파이프에 밴드 히터를 감았으며, 이를 PID 제어하여 입구 온도가 사용자 설정값에 도달할 수 있게 하였고, 입출구에 절대 압력계(Omega Engineering, Inc) 및 T형 열전대를 삽입하여 압력강하 및 유체의 온도를 측정한다. 해당 루프에서는 총 4대의 전원공급기(N8741A & N8948A, Keysight Technologies Inc, PSU 300-5 & GPP-6030, GW Instek Inc)를 사용하였으며, 측정되는 모든 정보는 DAQ(DAQ970A, Keysight Technologies Inc)로 수집하였다. 또한, 기어 펌프를 제외한 모든 장치는 LabVIEW 소프트웨어를 통해 연결 및 제어되며 실시간으로 데이터를 취득 및 확인하였다.

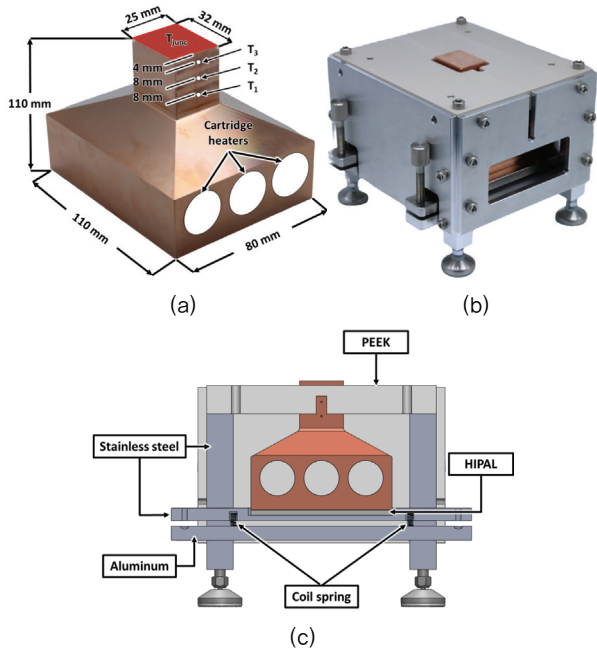


Fig. 3 (a) Copper block (b) Housing (c) Housing configuration

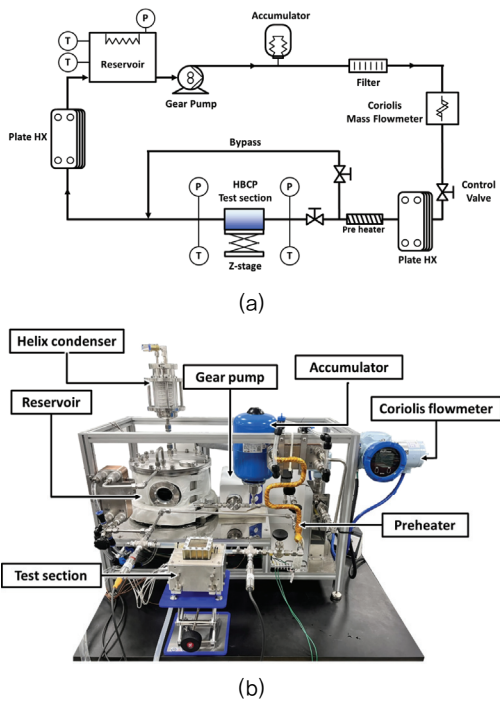


Fig. 4 (a) Test loop schematic (b) Test loop image
(a) Copper block (b) Housing (c) Housing configuration

2.3 냉각판 제작

단순 기계 가공으로 냉각판을 제작하기에는 형상적인 제약이 매우 크다. 따라서 모델링 및 제작 자유도가 상대적으로 높은 SLA(Stereolithography) 기반 3D 프린터(Form 4L, Formlabs)를 도입하였으며, 고내열 레진(High Temp Resin V2, Formlabs)을 사용하여 제작하였다. 냉각판은

Fig. 5 (a)와 같이 정사각형 형태이며, 외부가 $80 \times 80 \text{ mm}^2$ 이고, 내부는 $55 \times 55 \text{ mm}^2$ 이며, 1개의 입구와 2개의 출구를 갖는다. 또한 간접 냉각이 적용되므로, Fig. 5 (b)와 같이 냉각판과 동일한 면적을 갖는 두께 1 mm의 구리판을 사용하였으며, 구리판과 냉각판 사이에는 작동 유체 누출을 방지하기 위해 두께 2 mm의 Viton 가스켓을 배치하였다. 최종적으로 냉각판, 구리판 그리고 가스켓은 상부 PEEK에 볼트로 체결되었다. 또한 구리판과 열원으로 모사된 구리 블록 사이에 접촉 열저항을 낮추기 위해 TIM(Grey Ice 5100, Timtronics)을 적절히 도포 하였다. 냉각판 성능 실험 주요 파라미터로는 경사형 간극 구조물과 바닥 사이의 높이(H)를 슬릿의 폭(W)으로 나눈 무차원수(H/W)와 경사형 간극 구조물의 경사각(θ)으로 설정하였다. 슬릿의 폭은 2 mm로 설정하였고, 구조물과 바닥 사이의 높이는 1, 2, 4 mm로 설정하였다. 또한 경사형 간극이 적용되어 개선된 성능을 정량적으로 비교하기 위하여 Fig. 5 (c)와 같이 경사형 간극 구조물이 없는(unstructured) 경우와 구조물에 경사각이 없어 평평한 형상(flat)의 냉각판 또한 제작하였다. 실험 조건은 Table 1에 정리된 바와 같으며, 실험 종료 조건은 CHF에 도달하거나 열전대의 온도가 300°C 를 초과하면 카트리지 히터의 전원 공급을 중단하고 종료하도록 설정하였다.

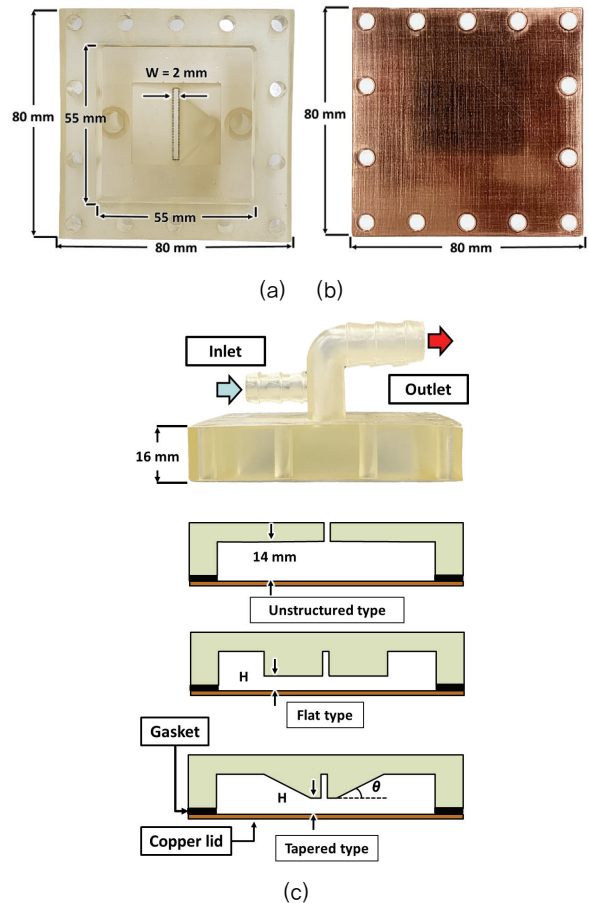


Fig. 5 (a) Cold plate (b) Copper lid (c) Cold plate configurations

Table 1 Experimental conditions

Flow rate	0.5 LPM
Inlet temperature	95°C
Power input	from 50 W
H/W	0.5, 1, 2
Inclined angle	Flat, 10°, 20°

2.4 데이터 처리 및 불확도 분석

데이터 처리 과정에서 열유속(q'')은 실험 장치 내부가 충분히 단열되었으며, 식 (1)과 같이 구리 블록에 삽입된 열전대들 사이의 간격(L) 및 온도(T)를 이용하여 1차원 열전도를 가정하여 계산되었다. 이는 Fig. 6에서 R^2 analysis를 통해 그 값이 1에 가까우므로 1차원 열전도 가정이 타당함을 알 수 있다.

$$q'' = k \frac{3T_1 - 4T_2 + T_3}{2L} \quad (1)$$

또한 계산된 열유속으로부터 구리 블록의 접점온도(T_{junc})는 1차원 열전도를 가정하여 식 (2)와 같이 계산되었다.

$$T_{junc} = T_3 - \frac{q''L}{2k} \quad (2)$$

열전달계수(h)는 식 (3)과 같이, 계산된 열유속을 접점온도와 작동 유체의 입출구 평균 온도의 차이로 나누어 계산되었다.

$$h = \frac{q''}{T_{junc} - T_{water,avg}} \quad (3)$$

열저항은 식 (4)와 같이, 열유속에 구리 블록 상단 면적(A)을 곱한 값을 접점온도와 작동 유체 입출구 평균 온도의 차이로 나누어 계산되었다.

$$R_{th} = \frac{T_{junc} - T_{water,avg}}{q''A} \quad (4)$$

냉각판의 압력 강하(Δp)는 식 (5)와 같이, 입구 및 출구의 압력 센서로 측정된 값의 차이로 계산되었다.

$$\Delta p = P_{inlet} - P_{outlet} \quad (5)$$

본 실험의 이상 영역에서 측정불확도는 국제표준화기구(International Organization for Standardization, ISO)의 측정불확도 표현 지침에 따라, 식 (6)~(9)와 같이 계산되었다.

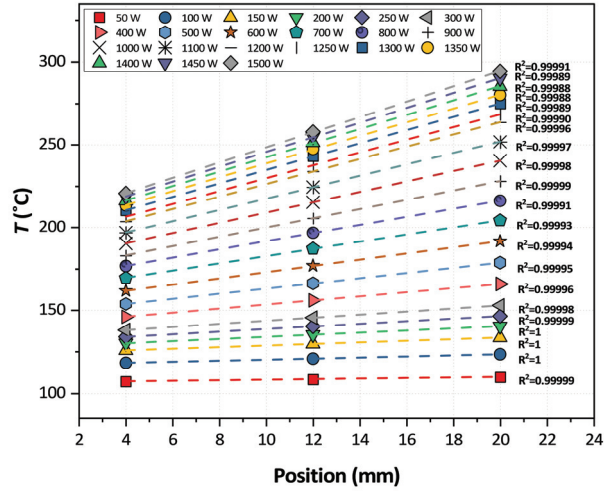


Fig. 6 R^2 analysis at H/W = 2, 20°

Table 2 Result of uncertainty analysis

	T_{junc}	q''	h	R_{th}	Δp
u_x	0.81-0.87 °C	6.29-6.40 W/cm ²	60-170 W/m ² K	0.002-0.02 K/W	0.12-0.29 kPa
$\frac{\delta u_x}{x}$	0.81- 1.22%	3.60- 17.19%	7.13- 33.92%	7.59- 34.09%	19.98- 37.89%

$$u_{q''} = \sqrt{\sum_{i=1}^n \left(\frac{\partial q''}{\partial x_i} \delta x_i \right)^2} \quad (6)$$

$$u_{T_{junc}} = \sqrt{\sum_{i=1}^n \left(\frac{\partial T_{junc}}{\partial x_i} \delta x_i \right)^2} \quad (7)$$

$$u_h = \sqrt{\sum_{i=1}^n \left(\frac{\partial h}{\partial x_i} \delta x_i \right)^2} \quad (8)$$

$$u_{R_{th}} = \sqrt{\sum_{i=1}^n \left(\frac{\partial R_{th}}{\partial x_i} \delta x_i \right)^2} \quad (9)$$

접점온도를 비롯한 열유속, 열전달계수 그리고 열저항의 불확도 및 상대 불확도를 Table 2에 정리하였다.

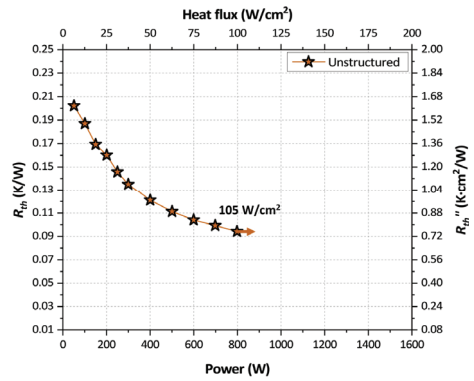
3. 결과 및 토론

3.1 열성능 분석

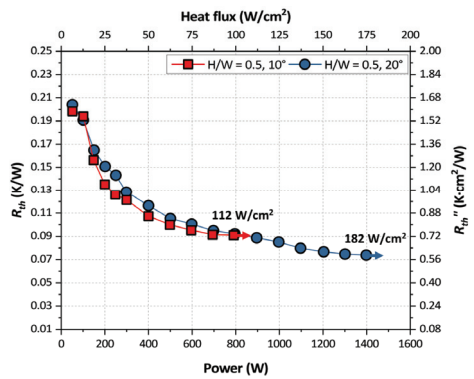
실험은 구리판(copper lid)을 사포로 표면을 연마하여 표면 조도 0.04 μm 이하의 매끈한 표면에서 수행되었다. 모든 실험에서 150 W 부근에서 핵비등이 시작되었으며, 이는 Fig. 7 (a)~(d)를 통해 150 W부터 열저항이 급격히 감소하

는 경향을 통해 확인할 수 있다. 먼저 경사형 간극 구조물로 인한 CHF 및 열저항 개선 여부를 확인하기 위하여 구조물이 없는 경우를 분석해 보았다. 그 결과 Fig. 7 (a)와 Fig. 8 (a)를 통해 CHF는 104.9 W/cm²에 도달하였고, 이때 접점온도 및 열저항은 172.2°C, 0.093 K/W에 도달하였음을 알 수 있다. 그리고 경사형 간극 구조물이 적용된 H/W = 0.5의 경우 Fig. 7 (b)를 통해 경사각이 10°에서 20°로 증가하였을 때, CHF가 112 W/cm²에서 182 W/cm²로 62.5% 증가함을 확인할 수 있으며, 이때의 최저 열저항은 각각 0.090 K/W, 0.073 K/W에 도달하였고, Fig. 8 (b)를 통해 접점온도는 각각 170.0°C 및 201.7°C임을 알 수 있다. H/W = 1부터는 경사각이 없는 경우와 비교를 하였다. Fig. 7 (c)를 통해 CHF는 경사각이 없는 경우 99 W/cm²부터 경사각 10°의 경우 150 W/cm²에 도달하였고, 경사각 20°의 경우 CHF는 도달 이전 온도 300°C 초과로 인하여 실험이 종료되었고, 최대 열유속이 187.5 W/cm²까지 도달하여 경사각 증가에 따른 CHF 증가 경향을 확인하였다. 또한, 최저 열저항은 각각 0.088 K/W, 0.067 K/W, 0.061 K/W로 나타났으며, 접점온도는 Fig. 8(c)를 통해 각각 159.3°C, 172.1°C, 191.1°C에 도달한 것을 확인할 수 있다. 마지막으로 H/W = 2의 경우 H/W = 1의 실험 결과와 비슷한 경향성과 성능을 보였으며 경사각이 없는 경우 Fig. 7 (d)를 통해 CHF가 108 W/cm²에 도달하였고, 경사각 10°의 경우 145 W/cm²에 도달함을 알 수 있으며, 경사각 20°의 경우는 CHF 도달 이전 300°C에 도달하여 종료되어 최대 열유속은 187.5 W/cm²에 도달하였다. 이때, 최저 열저항은 각각 0.085 K/W, 0.078 K/W, 0.068 K/W로 나타났으며, 접점온도는 Fig. 8 (d)를 통해 각각 166.5°C, 184.4°C, 201.7°C에 도달하는 것을 확인할 수 있다. 열전달계수는 열저항과 마찬가지로 비등이 시작하는 150 W 근방에서 가파른 변화가 생기는 것을 Fig. 9 (a) - (d)를 통해 확인할 수 있고, 특히 열저항이 가장 낮은 H/W = 1, 20°의 경우 20185 W/m²K의 가장 높은 열전달계수에 도달하였다.

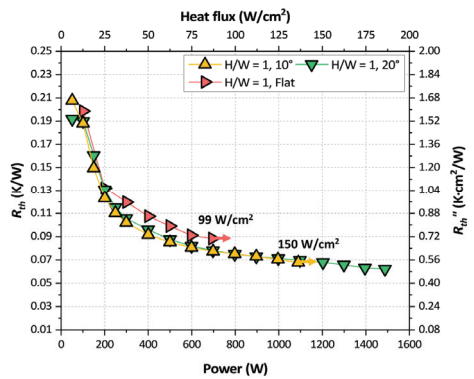
해당 결과를 통해 저유량 환경에서 경사형 간극 구조물로 인하여 CHF가 증가할 수 있음을 확인하였다. 이는 바닥과 슬릿 사이의 높이가 낮은 H/W = 0.5인 경우에 두드러지게 나타났으며, H/W = 1, 2인 경우에도 경사각에 의한 CHF의 증가를 확인하였다. 낮은 높이에서의 풀 비등의 CHF에 대해 S. You 등⁽²⁰⁾의 선행 연구가 있다. 해당 연구에서는 열원과 천장의 높이가 제한된 환경에서의 풀 비등 실험을 진행하였으며, 열원은 10 × 10 mm² 크기의 구리 블록을 사용하였고, 열원과 천장 사이 높이는 0.64 - 5 mm으로 제한되었다. 높이를 제한하는 커버 플레이트가 0.64와 1 mm일 때, CHF 도달 이전에 고온으로 인해 실험이 종료되었으며, 2, 3, 5 mm 높이에서는 각각 57.5, 75.0, 122.5 W/cm²의 CHF에 도달하였고, 커버 플레이트가 없는 경우에는 CHF가



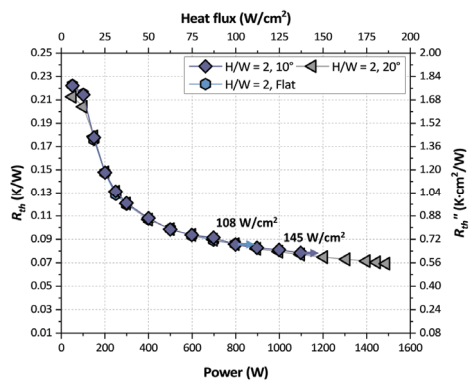
(a) Unstructured



(b) H/W = 0.5



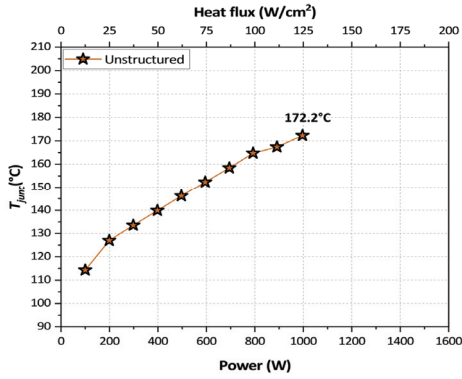
(c) H/W = 1



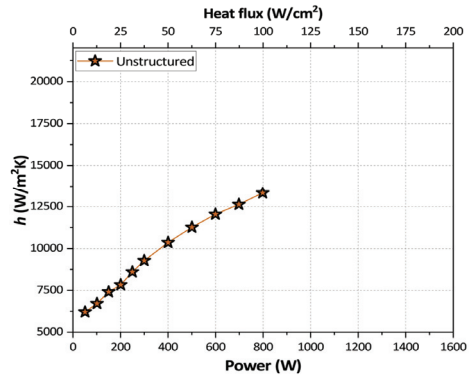
(d) H/W = 2

Fig. 7 Thermal resistance

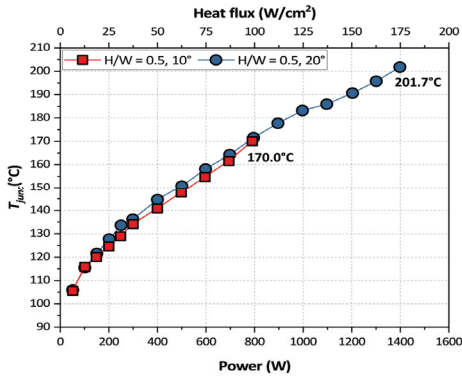
경사형 간극의 각도 및 높이가 고발열 냉각용 이상 냉각판의 열성능에 미치는 영향



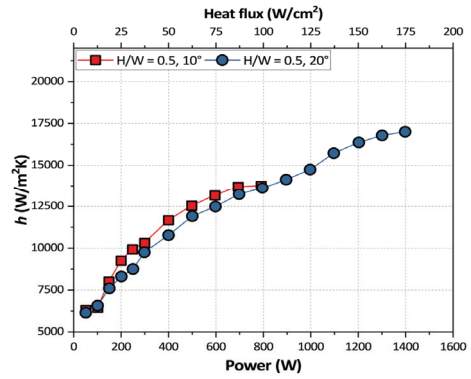
(a) Unstructured



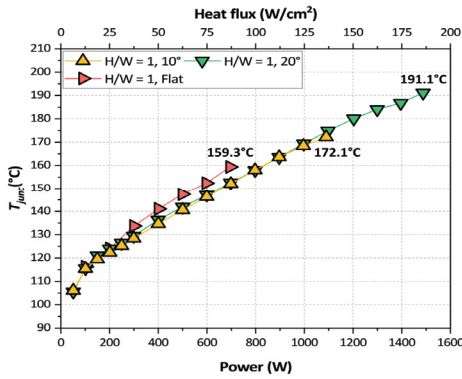
(a) Unstructured



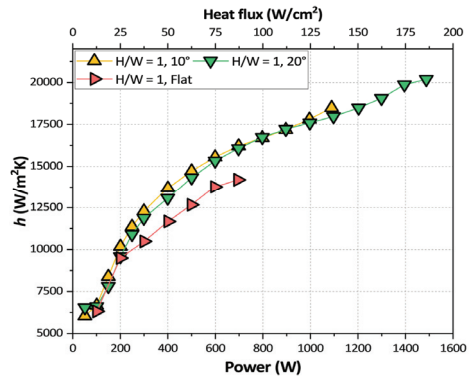
(b) H/W = 0.5



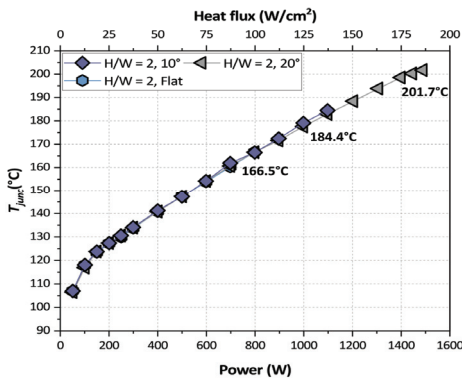
(b) H/W = 0.5



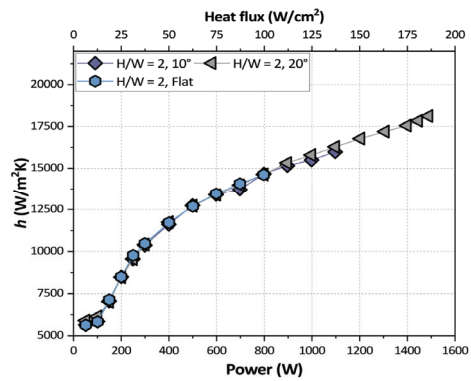
(c) H/W = 1



(c) H/W = 1



(d) H/W = 2



(d) H/W = 2

Fig. 8 Junction temperature

Fig. 9 Heat transfer coefficient

127.5 W/cm²에 도달하였다. 이로 인하여, 열원과 천장 사이의 높이가 낮을수록 CHF가 감소하며, 높이가 5 mm이후 부터는 커버 플레이트가 없는 경우와 큰 차이가 없음을 시사하였다. 본 연구에서는 경사각이 없는 구조물을 H/W = 1, 2인 경우에 적용하였는데, 해당 결과에서 CHF가 99 W/cm²에서 108 W/cm²로 높이에 따라 상승하는 동일한 경향을 확인할 수 있었다. 그러나 H/W=1의 경우와 H/W=2의 경우에는 경사각 10°에서 CHF가 각각 150 W/cm², 145 W/cm²로 오히려 높이가 더 낮은 H/W = 1의 경우가 더 높았다. 이는 경사각이 적용된 이후에는 특정 높이 이상부터는 CHF가 경사각에 의해 크게 지배되며, 높이가 상대적으로 낮은 H/W = 1의 경우에 점점온도 및 열저항 등 가장 좋은 열 성능을 보인 것을 토대로 경사형 간극 구조물의 최적 배치 높이가 있음을 시사한다.

S.G. Kandlikar 등⁽¹⁸⁾은 경사형 간극 구조물 아래에서 기포가 성장하여 구조물에 닿은 이후 표면장력에 의한 힘(F_σ), 증발 모멘텀에 의한 힘(F_{em}) 그리고 내부 압력에 의한 힘(F_p) 등 3가지가 작용한다고 하였다. 표면장력에 의한 힘은 서로 상쇄되지만, 증발 모멘텀에 의한 힘과 내부 압력에 의한 힘은 유동저항이 낮은 쪽으로 더 크게 작용하여 기포의 폭발적 성장을 유도하여 빠르게 탈출할 수 있다고 하였다. 이러한 원리를 Fig. 10에 나타냈으며, 경사각이 더 클수록 동일 구간 동안 상대적으로 단면적이 더 큰 쪽으로 증가하면서 유동저항이 감소하게 되고, 기포가 더 큰 힘을 받아 수월하게 탈출하여 CHF가 증가하게 되는 것을 본 실험에서도 확인할 수 있었다.

3.2 압력 강하 분석

압력 강하의 측정은 입구 및 출구 근처에 있는 절대 압력 센서로 부터 압력 데이터를 받아 해당 값의 차이로 계산하였다. 전반적으로 모든 결과에서 활발히 비등을 시작하는 150 W 근방부터 전반적으로 압력 강하가 증가하는 경향을 Fig. 11 (a)~(d)을 통하여 확인할 수 있으며, 압력 강하에 큰 차이가 없음을 알 수 있다. 최대 압력 강하는 H/W = 2, 20°에서 1.28 kPa로 측정되었으며, 이는 기존 냉각판에 비해 매우 낮은 값이고, 냉각판의 펌프 동력은 식 (10)과 같이 계산되어 최대 0.010 W를 달성하였다. 이는 선행 연구들 대비 매우 낮은 수준이며, 따라서 본 연구에서 개발된 냉각판이 데이터센터에 적용되면 PUE를 저감할 수 있을 것으로 기대할 수 있다.

$$P = \Delta p \dot{V} \tag{10}$$

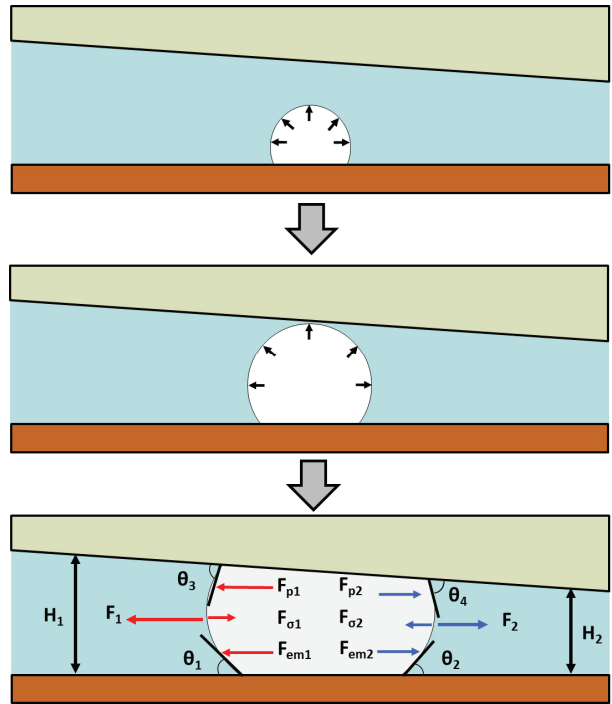
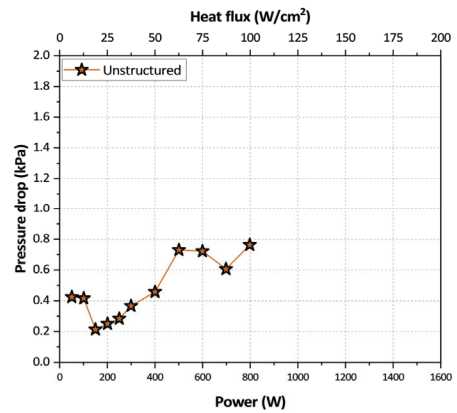
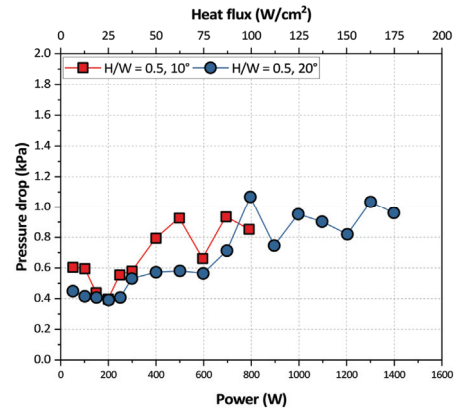


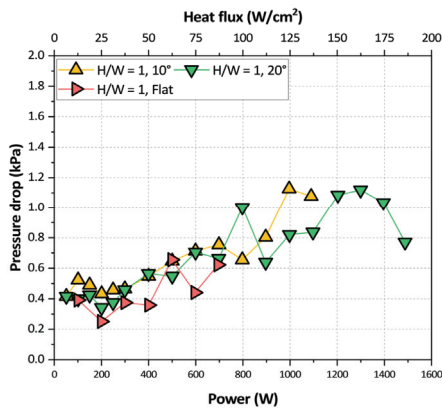
Fig. 10 Bubble growth in tapered gap



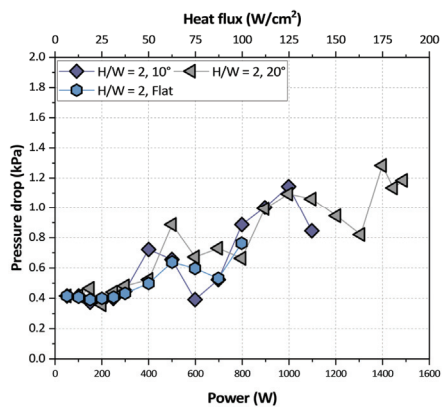
(a) Unstructured



(b) H/W = 0.5



(c) H/W = 1



(d) H/W = 2

Fig. 11 Pressure drop

4. 결론

본 연구에서는 경사형 간극 구조물을 적용한 풀 비등 기판 고발열 냉각용 이상 냉각판의 구조물 각도 및 배치 높이 등의 파라미터가 성능에 미치는 영향에 대하여 실험적 연구를 진행하였다. 특히 CHF를 개선하기 위하여 비등 촉진 표면을 적용하는 기존 연구와는 달리 상대적으로 단순한 경사형 간극 구조물을 적용하여 CHF의 개선 및 그 외의 열 성능을 분석하였다. 주요 결론은 다음과 같다.

- 1) 풀 비등 환경에서 CHF를 개선할 수 있는 경사형 간극 구조물을 3D 프린터로 제작하였으며, 실험 파라미터로 바닥과 구조물 사이의 높이, 구조물의 경사각을 설정하여 이에 따른 성능 실험을 진행하였다.
- 2) 최저 열저항은 H/W = 1, 20° 냉각판에서 0.061 K/W를 달성하였으며, 이때의 접점온도는 191.1°C를 달성하였고, 열전달 계수는 20185 W/m²K를 달성하였다.
- 3) 경사각에 의한 CHF 개선은 경사형 간극 내에서 기포가 성장하며 증발 모멘텀에 의한 힘과 내부 압력에 의

한 힘에 의해 유동저항이 더 낮은 쪽으로 폭발적으로 성장하여 빠르게 탈출하면서 개선되며, 본 연구에서 경사각이 증가하면 단면적 증가율이 더 커져 유동 저항 감소로 인해 CHF가 개선됨을 확인하였다.

- 4) 경사각에 의한 CHF 개선 효과는 특히 H/W = 0.5 실험 결과에서 가장 두드러지게 나타났으며, 모든 실험 결과에서 경사각 20°에서 가장 좋은 성능을 보였고, 경사형 간극 구조물이 없는 경우와 비교하여 CHF는 78% 이상 개선될 수 있음을 확인하였다.
- 5) 경사각이 없는 경우에 바닥과 구조물 사이의 높이에 비례하여 CHF가 증가하는 경향을 보였지만, 경사각이 적용된 이후 오히려 높이가 더 낮은 H/W = 1이 성능이 우수하며, 경사형 간극 구조물 배치의 최적 높이가 있다는 것을 확인하였다.
- 6) 최대 압력 강하 측정 결과 기존 연구 결과보다 현저히 낮은 1.28 kPa를 달성하였으며, 이로 인한 펌프 동력은 0.010 W 수준에 달성하여 해당 구조의 냉각판이 데이터센터 PUE 저감에 기여할 수 있는 가능성을 확인하였다.

후 기

본 연구는 산업통상자원부의 연구비 지원을 받았으며 한국에너지기술평가원의 에너지국제공동연구프로그램 (과제번호: RS-2024-00436521)으로 수행되었으며, 이에 감사드립니다.

References

- (1) Z. Zhang, X. Wang and Y. Yan, 2021, "A review of the state-of-the-art in electronic cooling", e-prime - Advanced in Electrical Engineering, Electronics and Energy, Vol. 1, 100009.
- (2) P. Alcorn, 2024, "Nvidia's Next-Gen B300 GPUs Have 1,400W TDP.", Tom's Hardware.
- (3) S. Sarkar, R. Gupta, T. Roy, R. Ganguly and C.M. Megaridls, 2023, "Review of jet impingement cooling of electronic devices: Emerging role of surface engineering", International Journal of Heat and Mass Transfer, Vol. 206.
- (4) S. Rangarajan, S.N. Schifferes and B. Sammakia, "A Review of Recent Developments in "On-Chip" Embedded Cooling Technologies for Heterogeneous Integrated Applications", Engineering, Vol. 26, pp. 185-197.
- (5) G. Sahu, R. Li, K. Yogi, A.H. Patel and T. Wei, 2024 "Experimental Investigation of a Compact Lid-Compatible Multijet Impingement Manifold for Direct-On-Chip

- Cooling”, *IEEE Transactions on Components, Packaging and Manufacturing Technology*, Vol. 15, pp. 748–756.
- (6) A. Patel, K. Yogi and T. Wei, 2025, “Multi-chip Jet impingement cooling for heat dissipation in 2.5D integrated system with 1 kW+ thermal design power”, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol. 244.
- (7) C.H. Hoang, A. Azizi, N. Fallahtafi, S. Rangarajan, V. Redmard, C. Arvin, K. Sikka, S. Schiffres and B. Sammakia, 2022, “Design and Thermal Analysis of a 3-D Printed Impingement Pin Fin Cold Plate for Heterogeneous Integration Application”, *IEEE Transactions on Components, Packaging and Manufacturing Technology*, Vol. 12, pp. 1091–1099.
- (8) N. Zhang, Y. Ye, Y. Kong, X. Du, R. Liu, B. Cong, L. Yu, S. Jia, K. Jia and B. Jiao, 2022, “Embedded cooling method with configurability and replaceability for multi-chip electronic devices”, *Energy Conversion and Management*, Vol. 253.
- (9) Y. Yang, J. Du, M. Li, W. Li, Q. Wang, B. Wen, C. Zhang, Y. Jin and W. Wang, 2022, “Embedded microfluidic cooling with compact double H type manifold microchannels for large-area high-power chips”, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol. 197.
- (10) G. Zhou, J. Zhou, X. Huai, F. Zhou and Y. Jiang, 2022, “A two-phase liquid immersion cooling strategy utilizing vapor chamber heat spreader for data center servers”, *Applied Thermal Engineering*, Vol. 210.
- (11) G. Liang and I. Mudawar, 2018, “Pool boiling critical heat flux (CHF) – Part 1: Review of mechanisms, models, and correlations”, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol. 117, pp. 1352–1367.
- (12) H. Hu, Y. Zhao, Z. Lai and C. Hu, 2020, “Experimental investigation on nucleate pool boiling heat transfer characteristics on hydrophobic metal foam covers”, *Applied Thermal Engineering*, Vol. 179.
- (13) M. Muneeshwaram, C. Yang, E. Cakmak and K. Nawaz, 2024, “Augmentation of pool boiling heat transfer on tube bundles using metal foam”, *Applied Thermal Engineering*, Vol. 236.
- (14) C. Lo, B. Chen and L. Huang, 2025, “Enhancing pool boiling heat transfer on multiscale channel-embedded porous foam”, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol. 251.
- (15) S. Sarangi, J.A. Weibel and S.V. Garimella, 2015, “Effect of particle size on surface-coating enhancement of pool boiling heat transfer”, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol. 81, pp. 103–113.
- (16) C. Dang, R. Min, L. Pan, L. Yin, Z. Zhang and Y. Hu, 2023, “Saturated pool boiling heat transfer enhancement of R245fa based on the surface covered by sintered copper powder with and without nanostructure”, Vol. 187.
- (17) S. Jun, J. Kim, D. Son, H. Kim and S. You, 2016, “Enhancement of Pool Boiling Heat Transfer in Water Using Sintered Copper Microporous Coatings”, *Nuclear Engineering and Technology*, Vol. 48, pp. 932–940.
- (18) A. Chauhan and S.G. Kanglikar, 2020, “Transforming pool boiling into self-sustained flow boiling through bubble squeezing mechanism in tapered microgaps”, *Applied Physics Letters*, Vol. 116.
- (19) M. Azarifar, M. Arik and J. Chang, 2024, “Liquid cooling of data centers: A necessity facing challenges”, *Applied Thermal Engineering*, Vol. 247.
- (20) A. Rukhsar, D. Fedda, X. Wang, J. Lee and S. You, 2024, “Effects of cover plate wettability on pool boiling heat transfer in a narrow gap”, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol. 221.