

Développement d'un prototype de refroidissement de composants électroniques à haute densité de flux par immersion diphasique

Oumaima EL HASSINE*, Hervé NOËL, Pascal LE BIDEAU, Thibaut COLINART

IRDL, UMR CNRS 6027, Univ. Bretagne Sud, Bretagne INP, ENSTA, Institut Polytechnique de Paris, Univ. Brest, Lorient, France

* (auteur correspondant : oumaima.el-hassine@univ-ubs.fr)

Résumé - La montée en puissance des processeurs, amplifiée par l'essor de l'intelligence artificielle, accroît la densité énergétique des data centers et met en limite les solutions de refroidissement classiques. Le refroidissement par immersion diphasique constitue une alternative prometteuse. Dans cette étude, un prototype expérimental a été développé. Il est composé d'une cuve de 30 L remplie d'un fluide diélectrique, équipée de deux résistances chauffantes simulant la charge thermique, d'un condenseur optimisé, d'un système de purge et d'une régulation automatique de la pression. Les essais menés à différentes puissances démontrent la faisabilité, la stabilité et l'efficacité du dispositif. Ces résultats ouvrent des perspectives pour le refroidissement des serveurs haute performance de nouvelle génération.

Nomenclature

<i>CPU</i>	Central Processing Unit	h_{cv}	Coef. de transfert convectif, $W.m^2.K^{-1}$
<i>GPU</i>	Graphics Processing Unit	q''	Flux thermique, $W.m^{-2}$
<i>TDP</i>	Thermal Design Power	<i>Indices et exposants</i>	
<i>PUE</i>	Power Usage Effectiveness	ent	Entrée
q_v	Débit volumique, $m^3.s^{-1}$	sort	Sortie
ρ	Masse volumique, $kg.m^{-3}$	ext	Extérieur
c_p	Capacité thermique massique, $J.kg^{-1}.K^{-1}$	EC	Elément Chauffant
<i>p</i>	Pression, bar	liq	Liquide
<i>P</i>	Puissance, W	vap	Vapeur
<i>S</i>	Surface d'échange, m^2	sup	Supérieur
<i>T</i>	Température, K	cond	Condenseur

1. Introduction

Avec l'essor massif du numérique, les data centers représentent une part croissante de la consommation énergétique mondiale et sont confrontés à des densités de chaleur toujours plus élevées. Les composants électroniques modernes, en particulier les processeurs (CPU) et les accélérateurs graphiques (GPU), atteignent désormais des puissances thermiques dissipées (TDP) dépassant les 700 W par unité en 2025 [1] et pourraient atteindre 1500 W avant 2030 [2]. Cette tendance est appelée à s'accroître avec le développement de l'intelligence artificielle et du calcul haute performance. Cette augmentation du TDP s'accompagne d'une élévation des températures de fonctionnement, entraînant une hausse significative du taux de défaillance des équipements électroniques. Il est notamment rapporté qu'environ 55% des défaillances matérielles sont directement liées à des températures excessives [3].

Le refroidissement par air, largement utilisé dans l'électronique, repose sur des ventilateurs pour évacuer la chaleur. Le refroidissement à air permet de gérer des puissances TDP jusqu'à 300 W (40–55 W.cm²) [4] ce qui devient insuffisant pour les systèmes de calcul haute performance dont les densités de puissance ne cessent d'augmenter [5]. Dans ce contexte, les

solutions de refroidissement conventionnelles — qu'elles reposent sur l'air ou sur des systèmes liquides monophasiques — atteignent aujourd'hui leurs limites en termes d'efficacité énergétique et de fiabilité [3],[7]. Face à ces limitations, les systèmes de refroidissement liquide avancés permettent de supporter des puissances jusqu'à 1200 W ($150\text{--}175\text{ W.cm}^{-2}$)[4].

A contrario, les solutions de refroidissement par immersion diphasique, apparaissent particulièrement prometteuses grâce à une densité de refroidissement plus élevée et une efficacité énergétique supérieure [8],[9]. Cependant, le fonctionnement des systèmes d'immersion diphasique en cycle fermé soulève plusieurs défis techniques. L'un des plus critiques concerne le contrôle de la pression interne, fortement influencée par la présence de gaz non condensables[9],[8],[11]. Ces gaz, principalement l'air, ont tendance à s'accumuler au niveau du condenseur, réduisant la surface de condensation disponible et dégradant fortement les performances thermiques. Leur présence peut ainsi diminuer l'efficacité du refroidissement. Une communication interne [11] sur un premier prototype de refroidissement par immersion diphasique, confirme l'importance de la maîtrise de la pression dans les systèmes de refroidissement par immersion diphasique. L'air emprisonné a un effet significatif sur le transfert de chaleur par condensation. L'absence de contrôle de la pression peut induire des fuites ou surpressions entraînant des dégradations des performances thermiques. Les travaux de Parent et al. [12] soulignent d'ailleurs l'importance des conditions de fonctionnement du condenseur, notamment l'augmentation du débit du fluide de refroidissement qui permet de réduire la résistance thermique totale ainsi que la pression interne lorsque la puissance dissipée augmente.

Dans ce contexte, l'objectif de cette étude est de développer et de tester un prototype de refroidissement par immersion diphasique capable d'évacuer de manière stable, fiable et reproductible des charges thermiques supérieures à 200 W, répondant ainsi aux exigences croissantes des data centers de nouvelle génération.

2. Présentation du dispositif expérimental

Un dispositif expérimental a été développé dans le but de reproduire le comportement thermique de serveurs informatiques immergés, tout en assurant un contrôle précis des paramètres de fonctionnement tels que la température, la pression et le débit (Figure 1).

Le dispositif est constitué d'une cuve en PMMA (2) ($335 \times 295 \times 440\text{ mm}^3$) remplie de fluide diélectrique (3) non commercialisé, développé pour le refroidissement par immersion diphasique et dont nous ne sommes pas autorisés à révéler la composition actuellement, développé pour le refroidissement par immersion diphasique. Avec un point d'ébullition de $49\text{ }^{\circ}\text{C}$ et une chaleur latente de 115 kJ.kg^{-1} , il présente une faible viscosité, une bonne conductivité thermique et un très faible GWP, ce qui en fait un fluide performant et adapté aux cycles ébullition-condensation. Deux éléments chauffants en céramique (1), de dimensions $50 \times 50 \times 3\text{ mm}^3$ et d'une puissance maximale de 1 500 W chacun, sont installés dans la cuve afin de simuler la dissipation thermique de composants électroniques à forte densité de puissance. Leur alimentation et leur pilotage sont assurés par un contrôleur de puissance (10). Lors de leur mise en fonctionnement, ces résistances provoquent un changement d'état local du fluide conduisant à un régime d'ébullition nucléée. La vapeur générée migre à travers le liquide jusqu'à la surface libre (ciel gazeux). Le condenseur (4) refroidi par un circuit d'eau externe régulé par un bain thermostaté (7) assure la condensation de la vapeur et le retour gravitaire du fluide dans la cuve, fermant ainsi le cycle diphasique. La gestion dynamique du fluide est assurée par une électrovanne (5), utilisée notamment pour la purge des gaz non condensables.

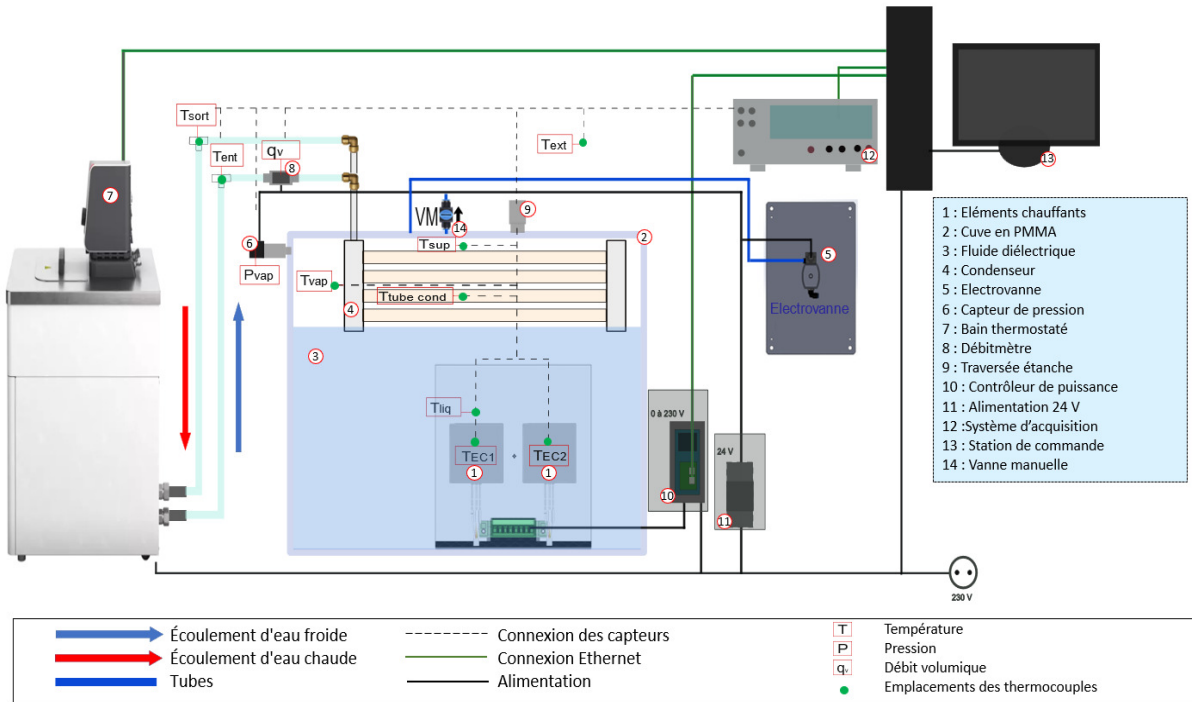


Figure 1 : Schéma d'ensemble du prototype de refroidissement par immersion diphasique.

L'installation est dotée d'une instrumentation complète permettant le suivi et l'analyse des grandeurs physiques clés du système. Un débitmètre (8) mesure le débit volumique ainsi que la température de l'eau circulant dans le condenseur. Un capteur de pression (6), positionné dans la partie supérieure de la cuve, permet de suivre l'évolution de la pression interne du système. Plusieurs thermocouples sont disposés à des emplacements stratégiques : dans la zone de vapeur autour et au-dessus du condenseur, sur l'un des tubes du condenseur, ainsi qu'au sein du fluide diélectrique. Les éléments chauffants intègrent également des thermocouples pour le suivi direct de leur température. L'ensemble des thermocouples est raccordé via une traversée étanche (9) traverse le couvercle, garantissant l'intégrité hermétique du système. Enfin, des thermocouples supplémentaires sont insérés dans des doigts de gant positionnés à l'entrée et à la sortie du condenseur afin de mesurer les températures du fluide de refroidissement.

Les signaux issus de l'ensemble des capteurs sont centralisés sur un système d'acquisition de données (12) avec un pas de 4 secondes, assurant également le pilotage des différents composants via un ordinateur (13). Cette interface permet la visualisation et l'enregistrement en temps réel des températures, pressions et débits indispensables à la caractérisation expérimentale du prototype.

Une attention particulière a été portée à l'étanchéité du prototype afin de garantir un fonctionnement en cycle fermé sans fuite de vapeur diélectrique. Des presse-étoupes assurent le passage hermétique des câbles d'alimentation et des conduites reliées aux électrovannes. Une vue d'ensemble du prototype est proposée sur la Figure 2.

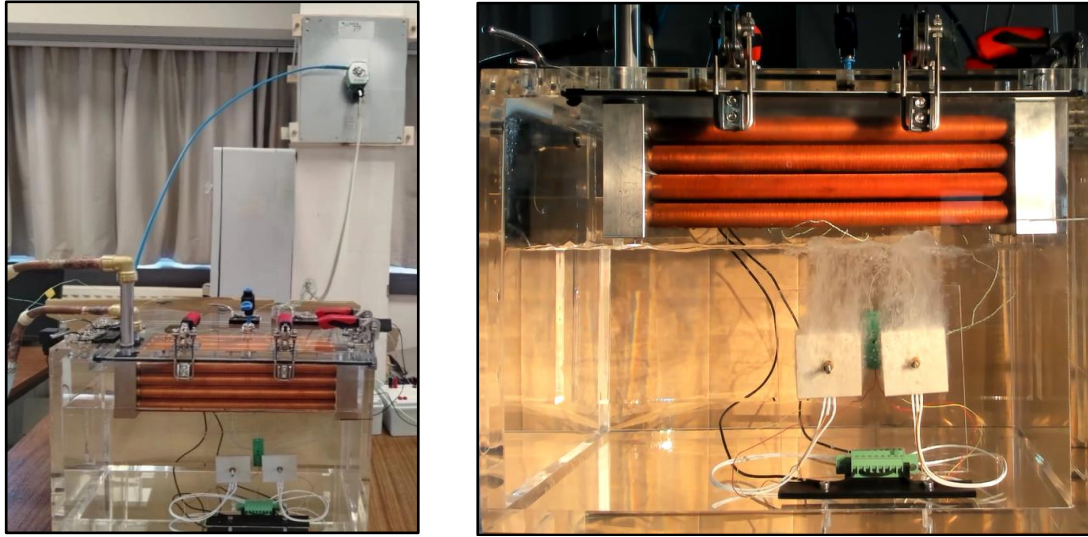


Figure 2 : Vue d'ensemble du prototype expérimental (gauche) et visualisation de l'ébullition nucléée (droite).

3. Conduite et analyse des essais expérimentaux

Avant chaque essai, une phase de dégazage est réalisée jusqu'à ce que la cuve soit purgée de l'air résiduel. Le bain thermostaté est réglé à 40 °C afin de porter la vapeur à une température suffisante pour initier efficacement le processus de condensation. Une fois cette condition atteinte, les résistances peuvent être mises sous tension. La vapeur générée occupe progressivement le volume entourant le condenseur, permettant l'initiation du cycle évaporation–condensation. Deux essais ont été effectués afin de caractériser le fonctionnement du prototype et d'évaluer l'influence des paramètres d'entrée sur la stabilité du système, l'évolution des températures caractéristiques, ainsi que l'efficacité du transfert thermique.

- Le premier essai porte sur l'effet d'un flux thermique dissipé, appliqué successivement à 2 W.cm⁻², 4 W.cm⁻² et 6 W.cm⁻², tandis que les conditions de fonctionnement du condenseur sont maintenues constantes (débit d'eau fixé à 7 L.min⁻¹ et température du bain thermostaté réglée à 30 °C).
- Le second essai examine l'impact du débit d'eau du condenseur sur les mécanismes de condensation et sur la stabilité thermique du système. Trois débits sont testés (5,19 L.min⁻¹, 7,24 L.min⁻¹ et 9,08 L.min⁻¹) avec une température d'eau d'entrée du condenseur maintenue à 30 °C, pour une puissance totale dissipée constante de 600 W par les deux éléments chauffants.

Pour évaluer la performance du système, la puissance thermique extraite par le condenseur P_{cond} est calculée à partir du débit volumique q_v et des températures d'entrée et de sortie de l'eau :

$$P_{cond} = \rho \cdot q_v \cdot c_p \cdot (T_{sort} - T_{ent}) \quad (1)$$

Le coefficient de transfert convectif h_{cv} quantifie l'intensité des échanges thermiques dans le bain diphasique et constitue un indicateur clé des performances du système. Il est déterminé à partir de la puissance totale dissipée par les éléments chauffants P_{EC} , leur surface totale d'échange S_{EC} ainsi que leur température moyenne et celle du liquide :

$$h_{cv} = \frac{P_{EC}}{S_{EC} \cdot (T_{EC} - T_{liq})} \quad (2)$$

4. Résultats et discussions

La Figure 3 présente l'évolution temporelle de la pression de vapeur. Même après l'extraction de l'air résiduel, la pression continue d'augmenter, car le système déclenche automatiquement des purges dès que le gradient d'augmentation de la pression de vapeur p_{vap} devient significatif. Ce critère permet d'identifier une dérive rapide de la pression, révélatrice d'une accumulation de vapeur non condensée.

Durant cette phase transitoire (Pour l'essai 1 à $t=4,3h$; $4,5h$; $5,7h$; $6,1h$) (Pour l'essai 2 à $t=2,2h$), la production de vapeur dépasse la capacité de condensation, ce qui entraîne une élévation progressive de la pression. La gestion de la pression interne se fait à l'aide d'une électrovanne qui s'ouvre si la variation de pression de $0,002$ à $0,004$ bar, l'ouverture de l'électrovanne provoque alors une chute immédiate de la pression. La stabilisation n'est atteinte que lorsque le condenseur parvient à évacuer l'intégralité de la puissance dissipée, rétablissant l'équilibre entre évaporation et condensation.

Dans l'essai 1, l'augmentation de la puissance se traduit ainsi par une hausse initiale de la pression (pics de pression), suivie d'une purge entraînant une baisse rapide de la pression.

Dans l'essai 2, l'augmentation du débit d'eau d'entrée contribue à une tendance baissière de la pression interne. Cette diminution s'explique par une condensation plus efficace, directement améliorée par l'augmentation du débit, qui renforce la capacité du condenseur à condenser la vapeur produite.

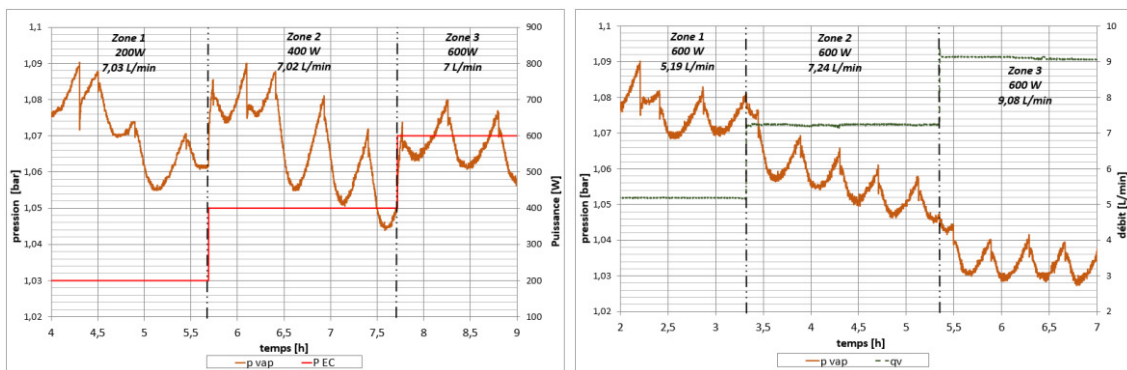


Figure 3 : Évolution temporelle de la pression pour l'essai 1 (gauche) et 2 (droite).

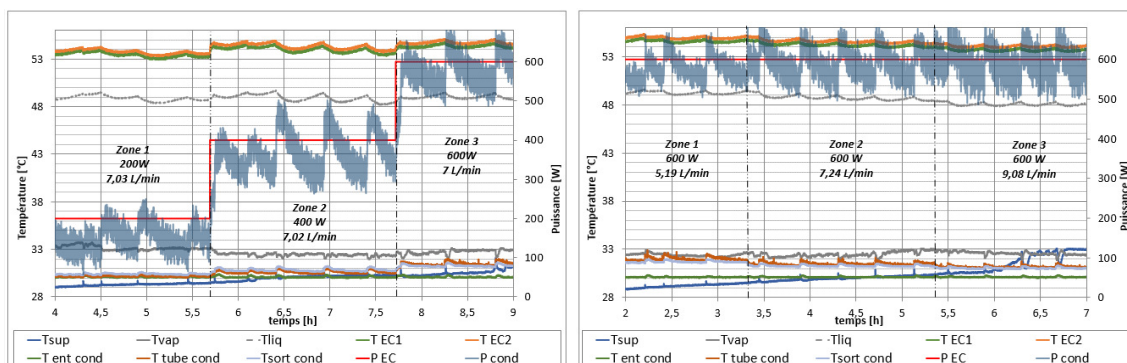


Figure 4 : Évolution temporelle des températures en différents points du prototype mesurées et des puissances évacuées par le condenseur pour l'essai 1 (gauche) et 2 (droite).

La Figure 4 présente l'évolution des températures mesurées en différents points de la cuve lors du fonctionnement du prototype. Les emplacements précis des capteurs sont indiqués dans la Figure 1.

Dans l'essai 1, l'augmentation de la puissance totale de 200 à 600 W entraîne une légère hausse d'environ 1 °C des températures des éléments chauffants de 53,4 °C à 54,3 °C pour EC₁ et de 53,8 °C à 54,7 °C pour EC₂, traduisant l'efficacité de l'ébullition nucléée pour la dissipation du flux thermique. Les températures du liquide restent quant à elles quasi inchangées, avec des variations inférieures à 0,2 °C malgré une puissance triplée, confirmant la stabilité thermodynamique du bain. La température de vapeur autour du condenseur demeure stable autour de 33 °C avec une température d'entrée de condenseur de 30 °C. Les purges ont un impact quasi instantané mais limité sur les différentes températures.

À l'inverse, dans l'essai 2, l'augmentation du débit de 5 à 9 L.min⁻¹ avec une puissance totale des deux éléments chauffants maintenue à 600 W et une température d'entrée de condenseur maintenue à 30 °C entraîne une baisse de températures des éléments chauffants environ 1 °C, passant de 54,6°C à 53,7°C pour EC₁ et de 55 °C à 54,1 °C pour EC₂. La température du liquide suit la même tendance, passant d'environ 49,3 °C à 48,1 °C. Enfin, les températures vapeur et condenseur restent stables autour de 32,5 °C, montrant que le cycle évaporation-condensation est peu sensible à l'augmentation du débit dans cette plage de fonctionnement.

L'évolution du coefficient de transfert thermique suit logiquement celle des températures et de la puissance dissipée. Lorsque la puissance augmente de 200 à 600 W (essai 1), il progresse fortement, passant de 4337 à 10840 W.m⁻².K⁻¹ (Tableau 1). Cette augmentation traduit l'intensification du régime d'ébullition nucléée : davantage de bulles se forment, se détachent et renouvellent le fluide au contact des surfaces chauffantes, ce qui améliore l'efficacité du transfert thermique.

Dans l'essai 2, lorsque la puissance dissipée est maintenue à 600 W et que le débit d'eau est progressivement augmenté (de 5,19 à 9,08 L.min⁻¹), le coefficient d'échange convectif évolue peu, oscillant autour de 10300 W.m⁻².K⁻¹. Parallèlement, le pourcentage de puissance récupérée par le condenseur augmente légèrement, de 96,7 % à 98,3 %, signe d'une meilleure extraction de chaleur par le circuit d'eau. Toutefois, cette amélioration ne se traduit plus par une intensification du transfert thermique au niveau des surfaces chauffantes : le système opère déjà en régime d'ébullition nucléée pleinement développé, avec un flux thermique établi à 60 kW.m⁻². L'augmentation du débit améliore donc la stabilité globale du système, mais n'accroît plus l'efficacité locale du transfert thermique.

Tableau 1: Evolution du coefficient de transfert thermique dans les deux essais

Essai	Zone	P _{EC} (W)	P _{cond} (W)	Pourcentage récupéré par condenseur	q _v (L.min ⁻¹)	T _{EC} - T _{Liq} (K)	h _{cv} (W.m ⁻² .K ⁻¹)	q'' (W.cm ⁻²)
1	1	200	148	74%	7,03	4,6	4337	2
	2	400	371	92,8 %	7,02	5,08	7875	4
	3	600	579	96,5 %	7,00	5,54	10840	6
2	1	600	580	96,7 %	5,19	5,7	10462	6
	2	600	586	97,7 %	7,24	5,9	10170	6
	3	600	590	98,3 %	9,08	5,8	10345	6

5. Conclusions

Dans cette étude, un prototype expérimental a été développé pour explorer le refroidissement diphasique d'éléments chauffants de forte densité de puissance. Ce dispositif se distingue par plusieurs caractéristiques innovantes : une géométrie compacte permettant de reproduire fidèlement les conditions de forte densité thermique, une instrumentation fine pour le suivi des températures du fluide diélectrique, le calcul de la puissance récupérée par le condenseur et le contrôle du process, un système automatisé intégrant une électrovanne pour la gestion de la pression et l'évacuation des gaz non condensables. L'utilisation d'un fluide diélectrique à faible GWP constitue également un choix original et adapté aux systèmes diphasiques modernes.

Les campagnes expérimentales menées sur le prototype ont permis de caractériser les mécanismes assurant la stabilité et l'efficacité du système. Les purges automatiques se sont révélées essentielles pour éliminer les gaz non condensables, dont la présence perturbe l'équilibre thermodynamique et retarde l'établissement du régime stationnaire. À chaque purge, une chute de pression est observée, favorisant la condensation et intensifiant le phénomène d'ébullition.

Une fois ces perturbations éliminées, le système atteint rapidement un fonctionnement stable, en s'approchant d'un régime stationnaire propice à un bilan thermique. Les températures des éléments chauffants se maintiennent dans une plage étroite de 53 à 55 °C. Prouvant l'efficacité de ce régime d'ébullition pour la dissipation thermique. La température du liquide reste homogène, autour de 48 à 49 °C, tandis que la stabilité des températures de vapeur et de surface de condenseur confirme l'établissement d'un cycle évaporation–condensation stable.

L'étude du coefficient de transfert thermique met en évidence deux régimes distincts. Dans le premier essai, l'augmentation de la puissance dissipée améliore significativement le transfert thermique, signe d'un renforcement de l'ébullition nucléée. Dans le second essai, réalisé à puissance constante, l'augmentation du débit d'eau n'apporte pas de gain significatif, le coefficient est stable autour de $10300 \text{ W.m}^{-2}.\text{K}^{-1}$, indiquant que le système atteint déjà son efficacité maximale, avec un flux thermique établi de 6 W.cm^{-2} .

Ces résultats démontrent la capacité du prototype à reproduire fidèlement les phénomènes caractéristiques du refroidissement par immersion diphasique. Le banc d'essai ainsi qualifié constitue une base robuste pour des investigations futures, notamment en vue d'explorer des puissances plus élevées et d'optimiser la conception du système pour des densités thermiques accrues. Le condenseur, dimensionné pour des charges supérieures, offre une marge d'évolution favorable à l'extension du champ d'application.

Références

- [1] M. Azarifar, M. Arik, et J.-Y. Chang, « Liquid cooling of data centers: A necessity facing challenges », *Appl. Therm. Eng.*, vol. 247, p. 123112, juin 2024, doi: 10.1016/j.applthermaleng.2024.123112.
- [2] C. Chen *et al.*, « Practices and insights into liquid cooling on meta's ai training platforms », 2023, [En ligne]. Disponible sur: <https://www.opencompute.org/documents/practices-and-insights-into-liquid-cooling-on-metas-ai-training-platforms-ocp-format-august-14-2023-pdf>
- [3] S. K. Samal, H.-C. Chang, Y. Fulpagare, et C.-C. Wang, « Thermal management of data centers: Chip-scale cooling using novel distributed inlet–outlet jet impingement liquid cold plate », *Appl. Therm. Eng.*, vol. 271, p. 126360, juill. 2025, doi: 10.1016/j.applthermaleng.2025.126360.
- [4] G. Refai-Ahmed *et al.*, « EPTC 2021 Invited Technology Talk: Roadmap Based on Holistic Understanding of Thermo-Mechanical Challenges from Package to System to Maximize Silicon

- Performance », in *2021 IEEE 23rd Electronics Packaging Technology Conference (EPTC)*, Singapore, Singapore: IEEE, déc. 2021, p. 530-537. doi: 10.1109/EPTC53413.2021.9663914.
- [5] A. Ruichek *et al.*, « Immersion cooling fluid comparison using a single-phase immersion/liquid technique for data centers », *Appl. Therm. Eng.*, vol. 280, p. 128355, déc. 2025, doi: 10.1016/j.applthermaleng.2025.128355.
- [6] C. Zhang, H. Wang, Y. Huang, L. Zhang, et Y. Chen, « Immersion liquid cooling for electronics: Materials, systems, applications and prospects », *Renew. Sustain. Energy Rev.*, vol. 208, p. 114989, févr. 2025, doi: 10.1016/j.rser.2024.114989.
- [7] V. B. Krishnadasan, P. Suresh, et C. Balaji, « Experimental investigations on the performance and bubble dynamics of two-phase immersion cooling system with multiple chips », *Int. J. Heat Mass Transf.*, vol. 245, p. 126977, août 2025, doi: 10.1016/j.ijheatmasstransfer.2025.126977.
- [8] C. Zhang, X. Sun, Z. Han, X. Li, et J. Dong, « Energy saving potential analysis of two-phase immersion cooling system with multi-mode condenser », *Appl. Therm. Eng.*, vol. 219, p. 119614, janv. 2023, doi: 10.1016/j.applthermaleng.2022.119614.
- [9] C. Al Sayed *et al.*, « Localized Pool Boiling and Condensation Experiments over Functional CPU: Optimizing the Overall Thermal Resistance via Different Heat Transfer Scenarios », in *2020 19th IEEE Intersociety Conference on Thermal and Thermomechanical Phenomena in Electronic Systems (ITherm)*, juill. 2020, p. 410-416. doi: 10.1109/ITherm45881.2020.9190371.
- [10] C.-M. Yang, M. Muneeshwaran, Y. Hu, G. Pottker, et S. F. Yana Motta, « Pool boiling heat transfer evaluation of next-generation dielectric fluid: Opteon™ 2P50 », *Int. J. Thermofluids*, vol. 29, p. 101379, sept. 2025, doi: 10.1016/j.ijft.2025.101379.
- [11] H. Noël, P. Glouannec, D. Nortershauser, et S. Masson, « Etude Experimentale Du Refroidissement D'un Element Chauffant Par Ebullition Nucleee », présenté à Colloque Inter-Universitaire Franco-Quebecois 2017, juin 2017.
- [12] G. Parent, O. Ghaffari, Y. Nabavi Larimi, et J. Sylvestre, « Condenser operating conditions effects on dielectric liquid boiling and condensation heat transfer in closed systems », *Case Stud. Therm. Eng.*, vol. 59, p. 104462, juill. 2024, doi: 10.1016/j.csite.2024.104462.

Remerciements

Ces travaux ont bénéficié du support financier de « BPI FRANCE » via le projet « IPCEI-CIS » en collaboration avec Orange Labs.