

## Etude expérimentale et numérique de l'écoulement et de transfert de chaleur durant l'ébullition convective dans un échangeur plat

Ahmed Kouidri<sup>1</sup>, Brahim Madani<sup>1</sup>

<sup>1</sup> Laboratoire de Transport Poly-phasique et des Milieux Poreux, USTHB  
BP 32 El Alia 16111 Bab Ezzouar Alger, Algérie  
(*akouidri@usthb.dz, bmadani@usthb.dz*)

### Résumé

La présente communication est consacrée à l'étude du phénomène de l'ébullition convective dans un canal de section rectangulaire. Des thermocouples sont implantés le long du canal pour des mesures brutes de la température qui vont être introduites dans les lois de transport lors d'un écoulement avec changement de phase. Dans le but d'améliorer le transfert de chaleur, des blocs de mousses métalliques, de conductivité thermique différente, sont insérés dans le canal. Leurs influences sur le comportement thermique, à travers le coefficient de transfert de chaleur et la courbe d'ébullition font l'objectif de ce travail. La comparaison de ces résultats avec ceux du canal lisse, publiés dans la référence [1] permet de quantifier l'influence des mousses métalliques sur le coefficient de transfert de chaleur, où, les mousses métalliques du cuivre ont présentés une meilleure performance thermique.

**Mots clés :** Ebullition, coefficient de transfert de chaleur, échangeur plat, expérimental.

### 1. Introduction

Une analyse bibliographique que la mousse métallique en cuivre est la plus utilisée par rapport aux autres matériaux; cela est dû certainement à sa conductivité thermique élevée. Kim [2] a indiqué que le coefficient de transfert de chaleur pour une même mousse métallique, peut atteindre  $10 \text{ kW} / \text{m}^2 \text{ K}$  dans le cas de l'eau et de  $2,85 \text{ kW} / \text{m}^2 \text{ K}$  pour le FC-72, et la capacité d'écoulement est meilleure avec un diamètre de pores important. Lu [3] a trouvé que la diminution du diamètre de pores conduit à augmenter à la fois le coefficient de transfert de chaleur et la résistance à l'écoulement. Mancin et al. [4] ont étudié le coefficient de transfert de chaleur durant l'ébullition en utilisant deux fluides: R134a et un nouveau réfrigérant 1234ze. Ils ont constaté que le R1234ze présente un coefficient de transfert thermique plus faible que le réfrigérant R134a, surtout pour des vitesses importantes. Madani et al. [5] ont analysé, pour plusieurs débits massiques et flux de chaleur, le coefficient de transfert de chaleur moyen dans un canal rempli de mousse métallique en cuivre durant l'ébullition convective. Ils ont comparé leurs résultats avec ceux prédits par Shah [6] et Gungor et Winterton [7] corrélations développées pour le cas de tube lisse. Ils ont constaté que le coefficient de transfert de chaleur est intensifié par un facteur variant entre 2 et 4.

### 2. Dispositif expérimental

Le dispositif expérimental est détaillé dans la référence [1], on présente ici l'essentiel du dispositif. La boucle fluide est équipée d'un réservoir de capacité égale à 27 litres. Celui-ci dispose d'un système de chauffage constitué d'une résistance électrique commandée par un dispositif de régulation de la température du fluide qui permet la fixation de cette dernière, à la valeur désirée, à l'entrée de la section expérimentale. Une pompe à engrenages, avec volute en inox, assure un débit constant de fluide. La plage de variation de la vitesse du fluide est située entre 0,02 et 0,06 m/s. Le liquide, pompé du réservoir vers le canal d'essai, sera complètement ou partiellement évaporé. Le débit massique de liquide séparé est mesuré à l'aide d'une pesée afin de calculer le titre massique à la sortie, tandis que la partie vapeur est condensée dans un condenseur avant de rejoindre le réservoir dans une boucle continue. Un schéma de la boucle fluide est présenté sur Figure 1-b.

Le dispositif expérimental permet d'assurer le contrôle et l'acquisition simultanée des mesures de différentes variables telles que le débit du fluide, les températures, le flux de chauffage et le titre de sortie (Figure 1-b). Les conditions d'essais expérimentaux ont été réalisées pour des vitesses comprises entre 0,02 et 0,06 m/s et une densité de flux de chaleur allant jusqu'à 7 W/cm<sup>2</sup>. La section étudiée représente un canal rectangulaire de 5 cm de longueur, 2,5 cm de largeur et 0,5 cm d'épaisseur (Figure 1-a). Le fluide utilisé est le n-pentane choisi pour son point d'ébullition bas. Le système d'acquisition permet de mesurer les températures aux parois et sur l'axe de symétrie de la conduite le long de la direction de l'écoulement (vertical ascendant). Enfin, la vitesse d'entrée et la puissance de chauffe sont contrôlées respectivement par un variateur et un potentiomètre.

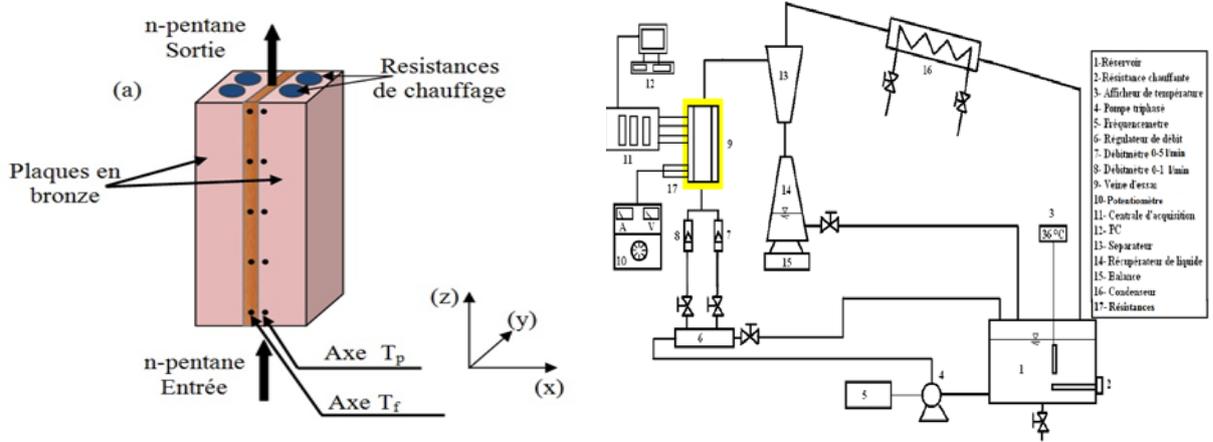


Figure 1 : Dispositif expérimental : (a) Canal d'essai, (b) Boucle fluïdique. Les images sont reproduites à partir de la référence [1].

### 3. Méthodes :

Le coefficient de transfert de chaleur moyen lors de l'ébullition est donné par l'Eq. 1 :

$$h_m = \frac{Q_e}{(T_{pm} - T_{sat})} \quad (1)$$

Où,  $Q_e$  représente le flux de chaleur de l'ébullition, il est donné par l'Eq. (2)

$$Q_e = \frac{Q_{ele} - Q_{per} - \dot{m}C_p(T_{sat} - T_{en})}{S} \quad (2)$$

Où  $Q_{ele}$  est le flux électrique, il est égale à  $UI$ ,  $\dot{m}$  représente le débit massique (kg/s),  $C_p$  la capacité calorifique du fluide (kJ/kg°C),  $T_{sat}$  la température de saturation,  $T_{en}$  la température d'entrée et  $S$  la surface d'échange.  $Q_{per}$  est le flux de chaleur de déperdition à travers les parois. Il est donné par l'Eq. (3)

$$Q_{per} = \left(\frac{k_i}{e_i}\right) S_i (T_p - T_a) \quad (3)$$

Où  $k_i$  représente la conductivité du matériau isolant,  $e_i$  l'épaisseur du matériau isolant,  $S_i$  surface extérieure du matériau isolant,  $T_p$  température moyenne de la paroi,  $T_a$  température ambiante.

Le titre massique à la sortie est calculé en utilisant l'Eq. (4) :

$$x_s = \frac{\dot{m}_t}{\dot{m}_v} \quad (4)$$

où  $\dot{m}_t$  est le débit massique total mesuré à l'entrée du canal et  $\dot{m}_v$  est le débit de vapeur calculé par l'Eq. 5.

$$\dot{m}_v = \frac{Q_{ele} - Q_{per} - \dot{m}C_p(T_{sat} - T_{en})}{h_{lv}} \quad (5)$$

où,  $h_{lv}$  est la chaleur latente de vaporisation.

L'incertitude sur le coefficient de transfert de chaleur est calculée sur la base de la méthode de Kline et McClintock [8] en utilisant l'Eq. (6) :

$$\frac{\Delta h}{h} = \sqrt{\left(\frac{\Delta Q_e}{Q_e}\right)^2 + \left(\frac{\Delta V}{V}\right)^2 + \left(\frac{\Delta T_{en}}{T_{en}}\right)^2 + \left(\frac{\Delta T_p}{T_p - T_{sat}}\right)^2 + \left(\frac{\Delta T_{sat}}{T_p - T_{sat}}\right)^2 + \left(\frac{\Delta S}{S}\right)^2} \quad (6)$$

## 4. Résultats

### 4.1. Signal de la température :

Figure 2 montre l'historique des températures de fluide lors de l'ébullition convective pour les quatre canaux expérimentés : canal lisse et ceux remplis en mousses métalliques ; en cuivre, NiFeAlCr et Inconel. Ces signaux ont été enregistrés dans le régime stationnaire pour une vitesse de 0,04 m/s et une densité de flux de chaleur  $Q = 30 \text{ kW/m}^2$  à la position  $z = 0,035 \text{ m}$ .

La valeur moyenne, la variance et l'intervalle de confiance pour les différents signaux sont données dans le Tableau 1. L'échantillon en Inconel présente la plus grande valeur de la variance, qui est la racine carré des écarts à la moyenne, cela est dû certainement à l'état rugueux de la surface.

**Tableau 1.** Calculs statistiques sur les signaux présentés sur la Fig. 2.

	Cuivre	NiFeAlCr	Inconel	Canal lisse
Vitesse [m/s]	0,04			
Valeur moyenne [°C]	43,86	37,23	44,07	39,48
Variance [°C]	0,020	0,010	0,084	0,051
95% Intervalle de confiance	0,009	0,006	0,018	0,034

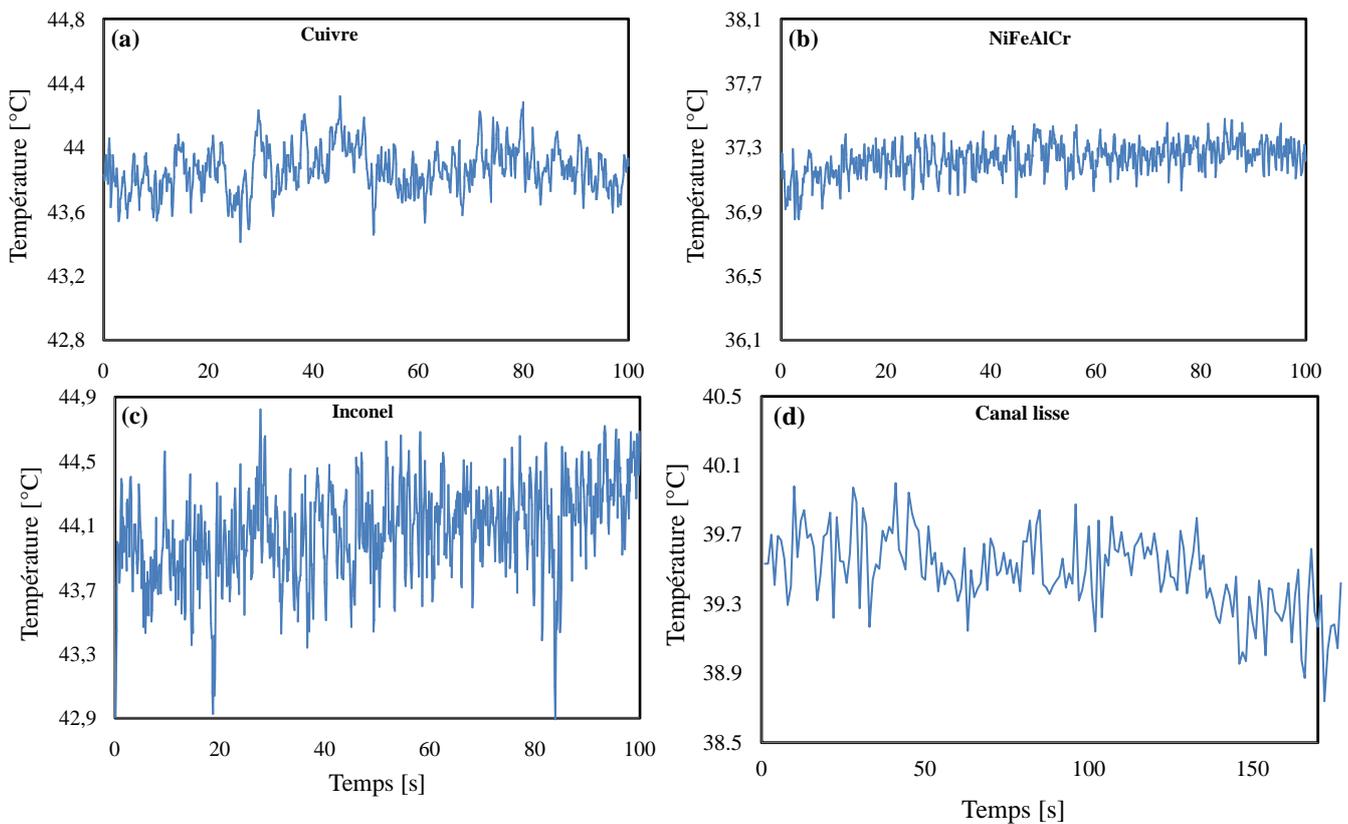


Figure 2 : Signaux temporels des températures du fluide pour  $V = 0,04 \text{ m/s}$  et à  $z = 0,035 \text{ m}$ , (a) mousse en Cuivre, (b) mousse en NiFeAlCr, (c) mousse en Inconel, (d) Canal lisse [1].

## 4.2. Distribution de la température :

La figure 3 montre l'évolution de la température moyenne de la paroi en fonction de la vitesse d'entrée, pour les différents échantillons de mousses métalliques ainsi que pour quatre puissances de chauffe. Pour les deux échantillons de cuivre et Inconel (Fig.3-a), le gradient  $dT_{pm}/dV$  est négatif, ce qui veut dire que tant que la vitesse d'entrée augmente l'échange est meilleur et la paroi est bien refroidi. Tandis que pour l'échantillon en NiFeAlCr, il existe un point d'inversement à  $V = 0,04$  m/s, au-delà de cette valeur, le gradient  $dT_{pm}/dV$  devient positive, et cela pour tous les flux de chaleur utilisés, ce qui montre une surchauffe de la paroi. L'influence du flux de chaleur sur le gradient  $dT_{pm}/dV$  est montrée sur la figure 3 (b) pour l'échantillon en Inconel comme exemple, où, ce gradient augmente en augmentant le flux de chaleur.

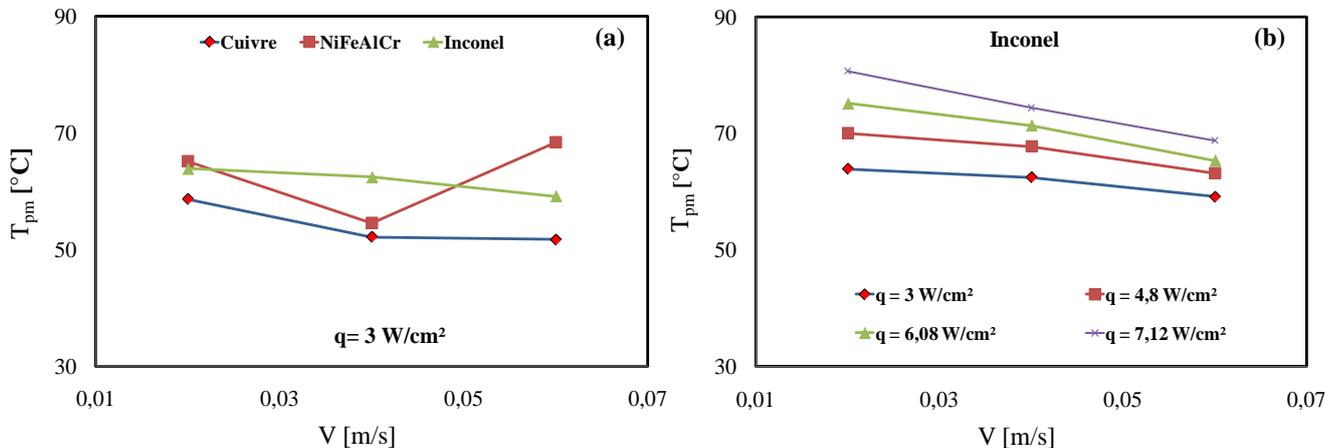


Figure 3 : Température moyenne de la paroi en fonction de la vitesse d'entrée, (a) pour les différents échantillons de mousses métalliques, (b) pour différents flux de chaleur.

## 4.3. Coefficient de transfert de chaleur:

Le coefficient de transfert de chaleur moyen est calculé par l'Eq. 1. La Figure 4 montre l'évolution du coefficient de transfert de chaleur moyen, dans les différents cas, en fonction de la densité du flux de chaleur  $Q$  et du titre massique à la sortie pour  $V = 0,06$  m/s.

Les mousses métalliques en cuivre intensifient sensiblement le coefficient de transfert de chaleur par rapport au canal lisse [1] grâce à leur faible  $\Delta T_{sat}$ . Le coefficient d'intensification augmente en diminuant la vitesse d'écoulement, où, ce dernier est égal à 30 % et 70% pour les vitesses 0,06 et 0,04 m/s, respectivement. La plus grande valeur du coefficient d'intensification est trouvée pour une vitesse égale à 0,02 m/s, où, ce dernier est égal à 300%.

Pour les deux autres échantillons en NiFeAlCr et Inconel, le coefficient de transfert de chaleur est médiocre, où, il est inférieur ou égale à celui du canal lisse dans le cas de mousse en Inconel et très inférieur dans le cas de mousse en NiFeAlCr. Cela est dû principalement à leur conductivité thermique effective très faible.

Le coefficient de transfert de chaleur *Versus* le titre de vapeur est montré sur la Fig. 4 (b). Il est montré que l'insertion de mousse métallique a fait augmenter la production de vapeur, où, celle-ci joue un rôle très important notamment sur la bonne distribution du fluide dans le canal et la création des sites de nucléation qui participent au transfert de chaleur et à la production de la vapeur.

Certains chercheurs [3-5] ont trouvé qu'il existe un point d'inversement, au-delà, le coefficient de transfert de chaleur diminue avec l'augmentation du titre massique. Ce point dépend principalement des conditions d'expérimentation. Dans le présent travail, ce point n'est pas atteint.

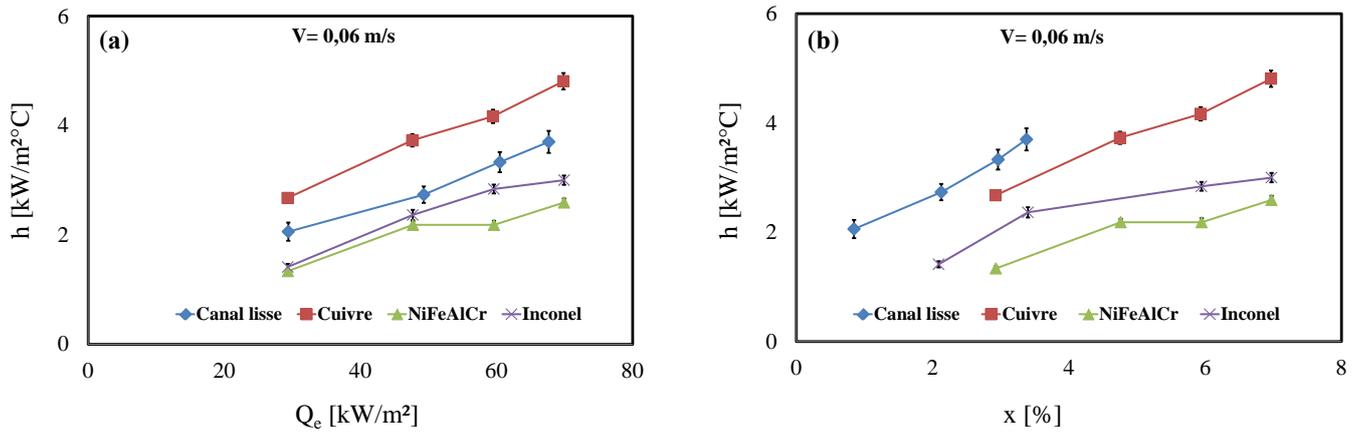


Figure 4 : Coefficient de transfert de chaleur moyen pour  $V = 0,06$  m/s, (a) en fonction de la densité du flux de chaleur, (b) en fonction du titre massique à la sortie.

#### 4.4. Courbe d'ébullition:

Les courbes d'ébullition pour les différents échantillons sont montrées sur la Fig. 5. Celles-ci suivent la courbe classique établie par Nukiyama [9]. Qualitativement, elle correspond à la partie avant le flux critique, qui est le flux maximal absorbé par le fluide lors de l'ébullition.

Cette figure montre que pour le cas de mousse en NiFeAlCr et Inconel, les courbes tendent plus vers le flux critique ; cela est la conséquence de la résistance créée entre la mousse et la paroi, où, le fluide ne peut pas absorber le flux de chaleur généré, ce qui fait augmenter la température de la paroi ainsi le  $\Delta T_{sat}$  et fait avancer l'arrivée au flux critique.

La courbe d'ébullition dans le cas de mousse en cuivre correspond à celle du canal lisse, où, leur tendance est presque verticale, ce qui montre que le flux critique reste loin.

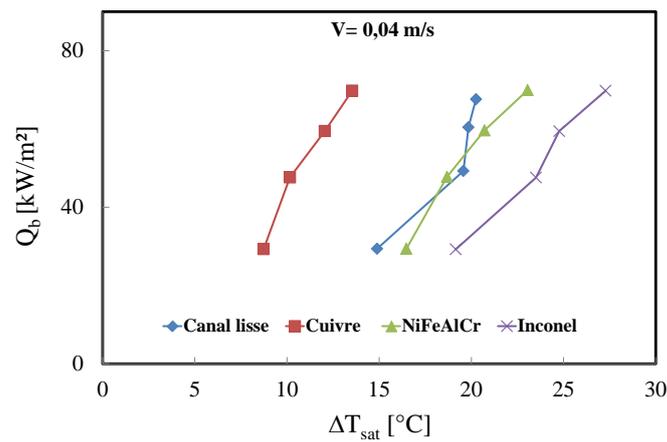


Figure 5 : Courbe d'ébullition convective pour  $V = 0,06$  m/s.

## 5. Conclusion

Les performances thermiques, d'un échangeur de chaleur rectangulaire mis dans les conditions d'ébullition, ont été évoquées avec la représentation des résultats locaux, et les coefficients de transfert de chaleur.

La mousse métallique en cuivre a présenté une meilleure performance thermique grâce à sa conductivité thermique importante. Où, le coefficient de transfert de chaleur a été intensifié avec un facteur allant de 30 à 300% par rapport à un canal lisse [1].

Les deux autres échantillons (NiFeAlCr et Inconel) ont présentées un coefficient de transfert de chaleur plus faible que celui du canal lisse à cause de la résistance de contact crée entre la paroi et l'échantillon de mousse métallique créant une discontinuité de conduction.

### Nomenclature

#### Symboles

g :	accélération de la pesanteur, $m/s^2$
h :	coefficient de transfert de chaleur, $w/m^2°C$
k :	conductivité thermique, $W/mK$
$\dot{m}$ :	débit massique, $kg/s$
P :	pression, $Pa$
q :	densité de flux de chaleur, $W/m^2$
Q :	Flux de chaleur, $W$
T :	température, $°C$
V :	vitesse à l'entrée, $m/s$
X :	titre massique

#### Indices

a :	ambient
e :	ébullition
ele :	électrique
en :	entrée
m :	moyen
P :	paroi
per :	perdu
Sat :	saturation

### Références

- [1] A. Kouidri, B. Madani, and B. Roubi, "Experimental investigation of flow boiling in narrow channel," *International Journal of Thermal Sciences*, vol. 98, pp. 90-98, 2015.
- [2] D. W. Kim, *Convection and flow boiling in microgaps and porous foam coolers*: ProQuest, 2007.
- [3] W. Lu, "Investigation of heat transfer in metal-foam tubes," Brunel University, 2008.
- [4] S. Mancin, A. Diani, L. Doretto, and L. Rossetto, "R134a and R1234ze(E) liquid and flow boiling heat transfer in a high porosity copper foam," *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 74, pp. 77-87, 2014.
- [5] B. Madani, L. Tadrist, and F. Topin, "Experimental analysis of upward flow boiling heat transfer in a channel provided with copper metallic foam," *Applied Thermal Engineering*, vol. 52, pp. 336-344, 2013.
- [6] M. Shah, "Chart correlation for saturated boiling heat transfer: equations and further study," *ASHRAE Trans.:(United States)*, vol. 88, 1982.
- [7] K. Gungor and R. Winterton, "A general correlation for flow boiling in tubes and annuli," *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 29, pp. 351-358, 1986.
- [8] S. J. Kline and F. A. McClintock, *Describing uncertainties in single sample experiments*, 1953.
- [9] S. Nukiyama, "The maximum and minimum values of the heat Q transmitted from metal to boiling water under atmospheric pressure," *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 9, pp. 1419-1433, 1966.