

# Méthodes actives d'intensification des transferts : Facteur de mérite et influence des propriétés thermo-physiques.

Prashant KUMAR<sup>1\*</sup>, Kevin SCHMIDMAYER<sup>1</sup>, Julien FONTAINE<sup>2</sup>, Frédéric TOPIN<sup>1</sup>,  
Marc MISCEVIC<sup>2</sup>, François PIGACHE<sup>2</sup>, Pascal LAVIEILLE<sup>2</sup>

<sup>1</sup>Laboratoire IUSTI, CNRS UMR 7343, Aix-Marseille Université  
5, Rue Enrico Fermi, Technopole de Château Gombert, 13453 Marseille Cedex 13, France

<sup>2</sup>Laboratoire LAPLACE, CNRS UMR 5213, Université Paul Sabatier  
118, Route de Narbonne, 31062 Toulouse Cedex 09, France

\* (auteur correspondant : prashant.kumar@univ-amu.fr)

**Résumé** - Les progrès technologiques récents conduisent au développement de systèmes thermiques miniaturisés. L'amélioration de la performance thermo-hydraulique de ces systèmes reste un grand défi. Dans cette perspective, une solution innovante pour améliorer la performance globale des échangeurs de chaleur à mini-canaux et à l'échelle millimétrique a été proposée pour remplacer les échangeurs de chaleur classiques. Elle consiste à déformer dynamiquement au moins une des parois pour obtenir un canal ondulé progressif.

Une étude systématique des différents paramètres de déformation a permis d'obtenir l'écoulement de fluide et les caractéristiques de transfert de chaleur du système. Des simulations numériques 3D ont été réalisées à l'aide de logiciels commerciaux basés sur les volumes finis en régime transitoire. Les calculs ont été effectués en utilisant des propriétés thermo-physiques variables du fluide.

La paroi dynamique de l'échangeur de chaleur peut ou non induire un effet de pompage dans le canal. Les propriétés thermo-hydrauliques du fluide modifient la puissance requise pour la déformation dynamique. Elles influencent donc le comportement global pour un jeu d'actionneurs donnés. La forme d'onde, son amplitude et sa fréquence contrôlent le type d'écoulement généré ainsi que le rendement du dispositif en termes d'effet de pompage. Les performances globales restent nettement supérieures par rapport aux canaux statiques ondulés et droits. L'intensification des échanges de chaleur proposé est d'autant plus élevée que la déformation de la paroi du canal est grande.

## Nomenclature

$A$	Amplitude, $mm$	$h$	Coefficient de transfert de chaleur, $W.m^{-2}K^{-1}$
$L$	Longueur d'empreinte, $mm$	$T_w$	température de paroi, $K$
$f_r$	Fréquence, $Hz$	$T_{fm}$	température moyenne de fluide, $K$
$Nu$	Nombre de Nusselt, -	$\Delta P_s$	différence ou gain de pression sortie - entrée, $Pa$
$q$	Flux de chaleur, $W.m^{-2}$	$W_F$	dissipation visqueuse, $W$
$S$	Surface d'échange, $m^2$	$P_p$	Pompage, $W$
$j$	Facteur de Colburn, -	$\Delta P_d$	Perte de charge équivalente, $Pa$
$W$	Largeur du canal, $mm$	<i>Symboles grecs</i>	
$f$	Coefficient de frottement, -	$\delta$	distance entre deux parois, $mm$
		$\langle \rangle$	Moyenne de propriétés thermo-hydrauliques

## 1. Introduction

Le contrôle de la température et la gestion du flux thermique associé sont essentiels dans de nombreuses applications: microélectronique, systèmes embarqués ou fixes d'électronique de puissance. Il est aujourd'hui courant de respecter des systèmes chimiques ou thermiques dont les canaux ont des diamètres hydrauliques sous-millimétriques. Cette tendance à la miniaturisation s'explique principalement par la demande croissante de technologies de

transfert de chaleur ou de transfert de chaleur nouvelles et efficaces pour divers champs industriels, associées à la nécessité croissante de contrôler des réactions chimiques hautement exothermiques ou explosives. De plus, la durée de vie et la fiabilité de nombreux systèmes sont très fortement liées à la qualité de la gestion thermique (e.g. Mohan et al. [1]).

Ainsi, la miniaturisation des systèmes thermiques implique de trouver des solutions dédiées pour maintenir la puissance de pompage acceptable du fluide simultanément avec un transfert de chaleur élevé et un rendement de mélange. Un moyen possible de perturber simultanément les couches limites et d'intégrer la fonction de pompage à l'intérieur de l'échangeur de chaleur est de générer une déformation dynamique d'au moins l'une des parois du canal. En effet, la perturbation de la couche limite peut être obtenue en utilisant une déformation d'onde progressive de la paroi (similaire à ce qui est fait dans une pompe péristaltique).

Quelques auteurs ont mené une série d'expériences et de simulations numériques pour étudier le flux de fluide instable et le transfert de chaleur dans les canaux ondulés. Nakamura et al. [2] ont étudié numériquement l'influence de l'oscillation de la paroi sur les caractéristiques de transfert de chaleur dans un canal bidimensionnel. Comini et al. [3] ont étudié l'effet du rapport d'espace (défini comme la hauteur de canal à la longueur d'un module d'ondulation) et l'angle d'ondulation sur l'amélioration de convection en état d'instabilité dans des canaux ondulés. Ces auteurs ont constaté que le facteur de frottement et le nombre de Nusselt augmentent continuellement lorsque l'angle d'ondulation augmente (correspondant à plus d'ondes le long de la longueur du canal) alors qu'ils augmentent seulement jusqu'à une certaine valeur lorsque le rapport d'espace augmente. Léal et al. [4] ont présenté une étude numérique pour déterminer à la fois le débit de fluide et les performances thermiques lorsqu'une des parois de canal d'un échangeur de chaleur était mise en mouvement de manière sinusoïdale. Le prototype virtuel considéré était un canal rectangulaire déformé dynamiquement. La différence de pression entre les extrémités du canal a été imposée, ainsi que le flux de chaleur sur l'une des parois (statique). La deuxième paroi était adiabatique et dynamiquement déformée pour générer une onde itinérante, de manière similaire à ce qui peut être observé dans les pompes péristaltiques. Il était ensuite démontré que la fonction de pompage pouvait être intégrée dans l'échangeur de chaleur, ce qui permet d'améliorer de manière significative le transfert de chaleur. Ainsi, cette technique impliquant une déformation dynamique de l'une des parois du canal peut être envisagée pour des applications pratiques.

L'objectif du présent article est d'étudier la performance globale en termes de facteur de mérite d'un canal ondulé mobile dans un échangeur de chaleur en tenant compte des limites réalistes et de la géométrie. Des simulations numériques 3D ont été réalisées à l'aide du logiciel commercial (StarCCM+) basé sur la méthode des volumes finis en régime laminaire transitoire.

## 2. Prototype virtuel

Dans la configuration étudiée (voir la figure 1), la paroi inférieure a été fixée et soumise à un flux de chaleur constant ( $125W$ ) et uniforme sur l'empreinte de la longueur de zone de chauffage (longueur,  $L$  de 50 mm), en regard de la zone actionnée sur la paroi supérieure. D'autre part, la paroi supérieure (également appelée "membrane" dans la suite) a été dynamiquement déformée pour définir cinq périodes sinusoïdales le long de cette longueur. Cette paroi supérieure et les parois latérales étaient maintenues adiabatiques. La hauteur ( $\delta$ ) du canal, définie comme la distance moyenne entre les deux parois, était de 1 mm tandis que la largeur ( $W$ ) du canal était de 50 mm. La déformation de la paroi supérieure est

progressivement amortie dans les zones d'entrée et de sortie. Afin d'éviter un biais numérique induit par l'effet de flux inverse à travers les frontières, les longueurs des sections d'entrée et de sortie (zones de réservoir) statiques ont été choisies suffisamment longues (50mm) pour assurer un écoulement hydrodynamique à l'entrée de la zone chauffée et pour minimiser la contrainte de limite à la sortie de la zone actionnée. De plus, une condition antidérapante a été imposée à toutes les parois physiques.

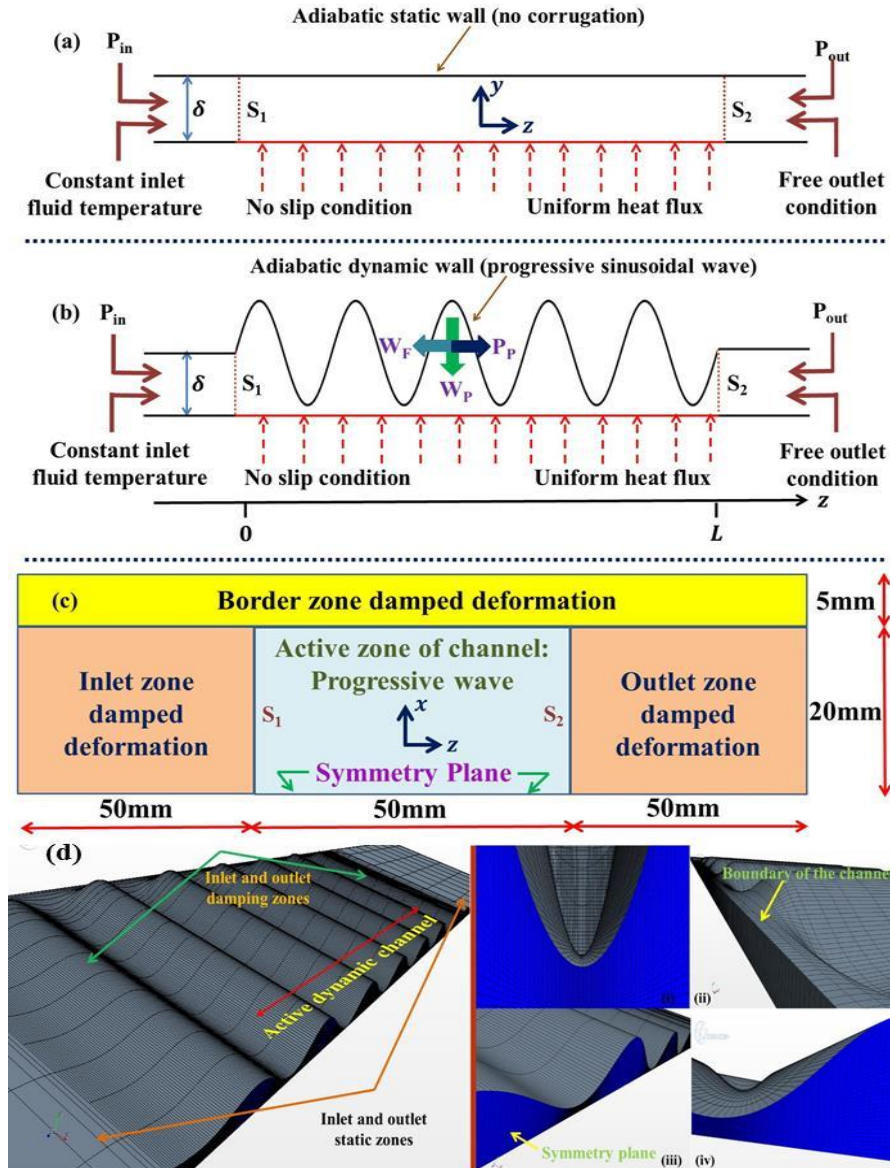


Figure 1. L'échangeur de chaleur ondulé dynamique. Schéma 2D de (a) canal plat où la paroi supérieure est droite et statique, (b) canal ondulé où la paroi supérieure est déformée dynamiquement. (c) Vue de dessus de la moitié du modèle de canal. Le plan de symétrie est la ligne en bas de cette image. (d) Le maillage de l'échangeur de chaleur ondulé dynamique.

Le déplacement de la paroi supérieure (membrane) est défini par :

$$y(z, t) = \delta \left( 1 + AY_1Y_2 \sin(2\pi(f_r t + \omega z)) \right), \quad (1)$$

où  $\delta$  est un déplacement constant utilisé pour contrôler la hauteur du canal,  $A$  est l'amplitude relative du déplacement,  $Y_1$  et  $Y_2$  sont deux fonctions d'amortissement qui prennent en compte les différents effets de la membrane au voisinage des limites de la zone actionnée,  $f_r$  est la fréquence,  $t$  est le temps et  $\omega$  est le nombre d'ondes par unité de longueur.

Un canal ondulé obtenu après l'application de l'équation d'onde sinusoïdale progressive est présenté dans la figure 1d. Le pas de temps (50 pas de temps) choisi doit être suffisamment petit pour obtenir une description précise du mouvement de la paroi et de la dynamique de toutes les grandeurs thermo-hydrauliques.

Le coefficient de transfert de chaleur local est calculé à partir des moyennes temporelles de la température du fluide et de la paroi sur une période ( $\tau = 1/f$ ) :

$$\bar{T}_{w,\lambda}(z) = \frac{1}{\tau \cdot W \cdot \Delta z} \int_t^{t+\tau} \int_z^{z+\Delta z} \int_{x=0}^{x=W} T_w(x, z, t) dx dz dt, \quad (2)$$

$$\bar{T}_{mf,\lambda}(z) = \frac{1}{\tau \cdot \delta \cdot W \cdot \Delta z} \int_t^{t+\tau} \int_z^{z+\Delta z} \int_{y=0}^{y=\delta} \int_{x=0}^{x=W} T_{mf}(x, y, z, t) dx dy dz dt. \quad (3)$$

Le coefficient de transfert de chaleur local et le nombre de Nusselt sont alors définis par :

$$h_\lambda(z) = \frac{q(z)}{S(z) \times (\bar{T}_{w,\lambda}(z) - \bar{T}_{mf,\lambda}(z))}, \quad Nu_\lambda(z) = \frac{h_\lambda(z) \cdot D_h}{k_f}, \quad (4)$$

où  $k_f$  est la conductivité thermique du fluide.

Le coefficient de transfert de chaleur et le nombre de Nusselt moyens sur l'ensemble du canal peuvent alors être calculés à partir des valeurs locales  $h_\lambda(z)$  et  $Nu_\lambda(z)$  :

$$\langle h \rangle = \frac{1}{z} \int h_\lambda(z) dz, \quad \langle Nu \rangle = \frac{1}{z} \int Nu_\lambda(z) dz, \quad (5)$$

où  $\langle * \rangle$  désigne des moyennes de volume et de surface pour le fluide et le mur entre les sections  $S_1$  et  $S_2$ .

Dans le cas d'un mini-canal ondulé dynamique (déplacement), une puissance mécanique ( $W_p$ ) a été appliquée sur la paroi supérieure (voir Figure 1b). Pendant le fonctionnement du mini-canal ondulé dynamique,  $W_p$  est dissipée sous deux formes :  $P_p$  (puissance de pompage) et  $W_f$  (dissipation visqueuse), c'est-à-dire  $W_p = W_f + P_p$ . Dans la présente étude, le fonctionnement du mini-canal ondulé dynamique a été obtenu en imposant différentes valeurs de différences de pression positive ( $\Delta P_s = P_{out} - P_{in} > 0$ ) entre la sortie et l'entrée de l'échangeur. On étudie l'influence de l'amplitude relative ( $A$ ) à différents  $\Delta P_s$  pour une fréquence donnée ( $f_r$ ) et une longueur d'onde ( $\lambda$ ) sur les performances thermohydrauliques.

### 3. Impact des propriétés des fluides dépendant de la température

L'impact des propriétés thermo-dépendantes de l'eau (Fagri et al. [5]) sur le débit massique et le coefficient de transfert thermique a été étudié pour une différence de pression positive imposée de  $\Delta P_s = 50\text{Pa}$ , comme le montre la figure 2. La variation en débit massique ( $\rho Q_v$ ) est d'environ 1,5% dans la gamme étudiée de l'amplitude relative ( $A$ ), ce qui suggère clairement que la dépendance à la température des propriétés du fluide n'influence pas de manière significative le débit massique. De plus, on constate que le coefficient de transfert thermique augmente légèrement pour  $A < 90\%$  (variation de  $\langle h \rangle \approx 1\%$ ) ou diminue pour  $A > 90\%$  (variation de  $\langle h \rangle \approx < 3\%$ ) par rapport aux valeurs obtenues en utilisant propriétés constantes du fluide.

Dans la gamme d'amplitude considérée,  $60\% < A < 90\%$ , globalement, la différence de température entre la paroi et l'eau est légèrement plus petite comparée aux propriétés

constantes tandis que pour une très grande amplitude ( $A > 90\%$ ), cette différence commence à s'établir dans le noyau des ondulations en mouvement. Ce comportement est principalement dû au fait que la structure d'écoulement est fortement entraînée par le mouvement de la paroi et donc la variation de viscosité locale ne produit qu'une modification mineure. De plus, le déplacement de la paroi modifie complètement le champ thermique par rapport au cas statique et perturbe les couches limites conduisant à une température assez homogène dans le fluide, limitant ainsi les effets de variation des propriétés.

Comme les propriétés thermo-hydrauliques globales n'ont pas été tant influencées par la dépendance à la température des propriétés physiques du fluide, des études systématiques ont été réalisées en utilisant des propriétés du fluide constantes.

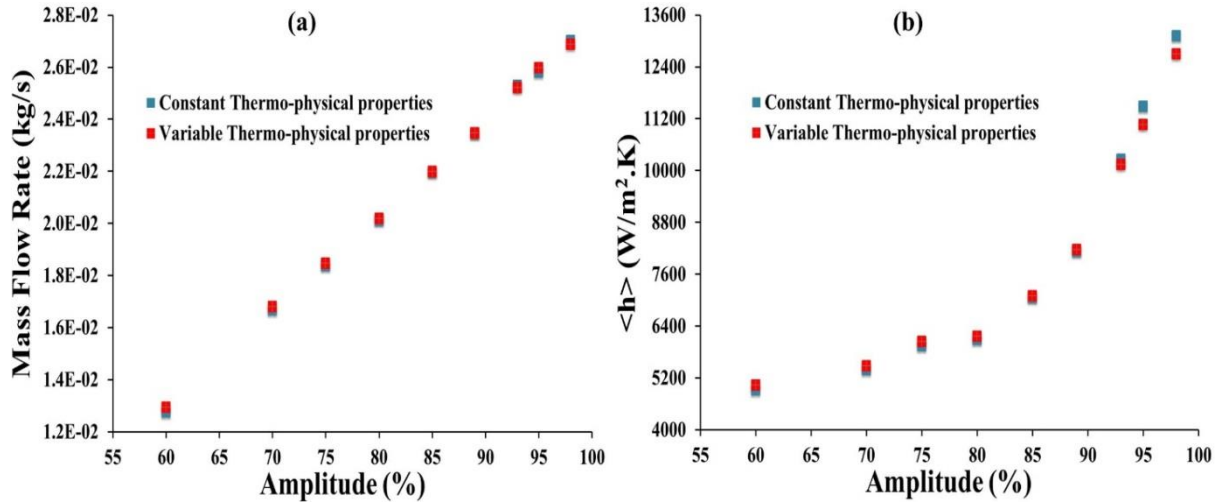


Figure 2. Impact des propriétés du fluide thermo-dépendant. (a) Global débit massique ( $\rho Q_v$ ) et (b) coefficient de transfert thermique ( $\langle h \rangle$ ) obtenu en utilisant des propriétés thermo-physiques constantes et variables en fonction de l'amplitude relative du canal ondulé dynamique lorsque  $\Delta P_s = 50\text{Pa}$  et  $f_r = 50\text{Hz}$ .

#### 4. Facteur de mérite

Dans la configuration étudiée de l'échangeur de chaleur déformé dynamiquement dans le mini-canal, la détermination de sa performance n'est pas simple. Il est donc intéressant de comparer les performances de l'échangeur de chaleur dynamique proposé avec un échangeur de chaleur ondulé statique. Dans ce cas, la perte de charge d'un tel système doit être obtenue en termes de dissipations de pression du système.

Les pertes de pression proviennent des effets de viscosité et sont donc appelées dissipations visqueuses,  $W_F$ . Ces pertes ( $W_F = W_P - P_P$ ) dans le système actionné peuvent être calculées en obtenant la puissance mécanique appliquée sur la surface actionnée ( $W_P$ ) et la puissance de pompage produite par le système ( $P_P$ ). Elles sont directement liées à la différence de pression positive imposée ( $\Delta P_s$ ).

Puisqu'il n'y a pas de travail des forces tangentielles sur la paroi dynamique, la puissance mécanique peut être calculée simplement en intégrant la contrainte de pression sur toute la surface dynamique et s'exprime comme suit :

$$W_P = \int_{S_{dw}} (-P\bar{I} \cdot \vec{n}) \cdot \vec{u} \, ds , \quad (6)$$

où  $P\bar{I}$  est la contrainte de pression,  $S_{dw}$  est la surface de la paroi dynamique et  $\vec{n}$  est le vecteur normal de cette surface.

Le gain de pression ( $\Delta P_g$ ) dans la zone actionnée (entre les sections  $S_1$  et  $S_2$ ) conduit à obtenir soit un gain de pompage soit une perte, en fonction des conditions extérieures dans l'échangeur de chaleur dynamique. Ainsi, la puissance de pompage ( $P_p$ ) est calculée par la formule simple suivante :

$$P_p = Q_v \Delta P_g , \quad (7)$$

où  $Q_v$  est le débit volumique et  $\Delta P_g = P_2 - P_1$ .

Enfin, on déduit la dissipation visqueuse ( $W_F$ ) dans la zone actionnée de l'échangeur de chaleur dynamique en utilisant l'expression suivante :

$$W_F = W_p - P_p , \quad (8)$$

$$W_F = \int_{S_{dw}} (-P\bar{I} \cdot \vec{n}) \cdot \vec{u} \, ds - Q_v \Delta P_g . \quad (9)$$

Pour une amplitude donnée (données présentées pour une amplitude de 89%), on constate que la puissance mécanique ( $W_p$ ), la puissance de pompage ( $P_p$ ) et la dissipation visqueuse ( $W_F$ ) augmentent avec l'augmentation des différences de pression imposées (voir Figure 3a). En fait, l'augmentation de la différence de pression imposée peut être traduite par l'augmentation de la résistance à l'écoulement dans le système externe. Ainsi, le travail sur la paroi ondulée dynamique doit augmenter pour s'opposer à cette résistance, ce qui entraîne donc par la suite l'augmentation de la puissance de pompage et de la dissipation visqueuse.

A partir de la dissipation visqueuse, la perte de charge équivalente ( $\Delta P_d$ ) à l'intérieur de la zone actionnée de l'échangeur dynamique a été obtenue en utilisant l'expression suivante :

$$\Delta P_d = W_F / Q_v \quad (10)$$

Plus la différence de pression imposée est élevée, plus la perte de charge dans le système est élevée (voir Figure 3a). La valeur plus élevée de la perte de charge limite l'effet de pompage du système et ainsi, une puissance de pompage plus élevée doit être générée par le système pour que le fluide s'écoule dans la direction de l'onde par sa propre vertu. De plus, une perte de charge plus élevée réduit le débit massique dans le système.

Les coefficients de transfert de chaleur et les débits massiques ont été calculés pour le canal ondulé statique avec et sans amortissement latéral ( $Y_1 = 0$  en cas d'absence d'amortissement latéral) pour la même amplitude de 89% en appliquant les mêmes pertes de charge équivalentes afin de comparer les performances avec notre système proposé. Pour chaque configuration (statique et dynamique), le facteur de frottement est calculé à partir d'une perte de charge équivalente et d'une vitesse (obtenues à partir du débit massique) alors que le nombre de Nusselt est calculé à partir du coefficient de transfert de chaleur. La paroi ondulée statique sans aucun amortissement latéral est le vrai cas 1-D. Noter que dans le cas des canaux statiques, il n'y a pas auto-pompage, contrairement à la dynamique ondulée. Une analyse comparative des débits massiques et des coefficients de transfert thermique de différents échangeurs de chaleur (statique et dynamique) est présentée dans la figure 3 (b et c) en fonction des différences de pression imposées pour différentes pertes de charge équivalentes.

Le débit massique et le transfert de chaleur augmentent avec l'augmentation de la perte de charge dans les échangeurs de chaleur ondulés statiques classiques comme prévu (voir figures 3b et 3c). En revanche, dans le cas de l'échangeur ondulé dynamique, le comportement du débit massique est contraire. Il diminue légèrement avec une augmentation de la perte de charge et il peut atteindre pour des pertes de charge très élevées la même valeur que dans le cas ondulé statique (voir figure 3b). Cependant, les valeurs du débit massique dans

l'échangeur de chaleur dynamique sont toujours plus élevées que le cas de la paroi statique (jusqu'à un facteur de 37) entre 50Pa et 1000Pa, puis elles commencent à diminuer considérablement pour atteindre presque la même valeur à très haute différence de pression  $\approx 10000$  Pa). Le coefficient de transfert de chaleur ne varie pas significativement en fonction de la perte de charge (ou différence de pression imposée) dans le cas de la paroi dynamique. Comparé aux canaux ondulés statiques, l'échangeur dynamique proposé permet un transfert de chaleur très élevé (jusqu'à un facteur de 3-4) pour une différence de pression inférieure à 1000Pa tandis que ce transfert tend à atteindre presque les mêmes valeurs que les canaux ondulé statique (voir Figure 3c) à très forte différence de pression ( $\approx 10000$ Pa). En effet, pour les échangeurs à ondulations statiques, le coefficient de transfert de chaleur augmente avec la perte de charge lorsque le flux se déplace plus rapidement et il augmente alors le mélange et amène le fluide à basse température à proximité du mur.

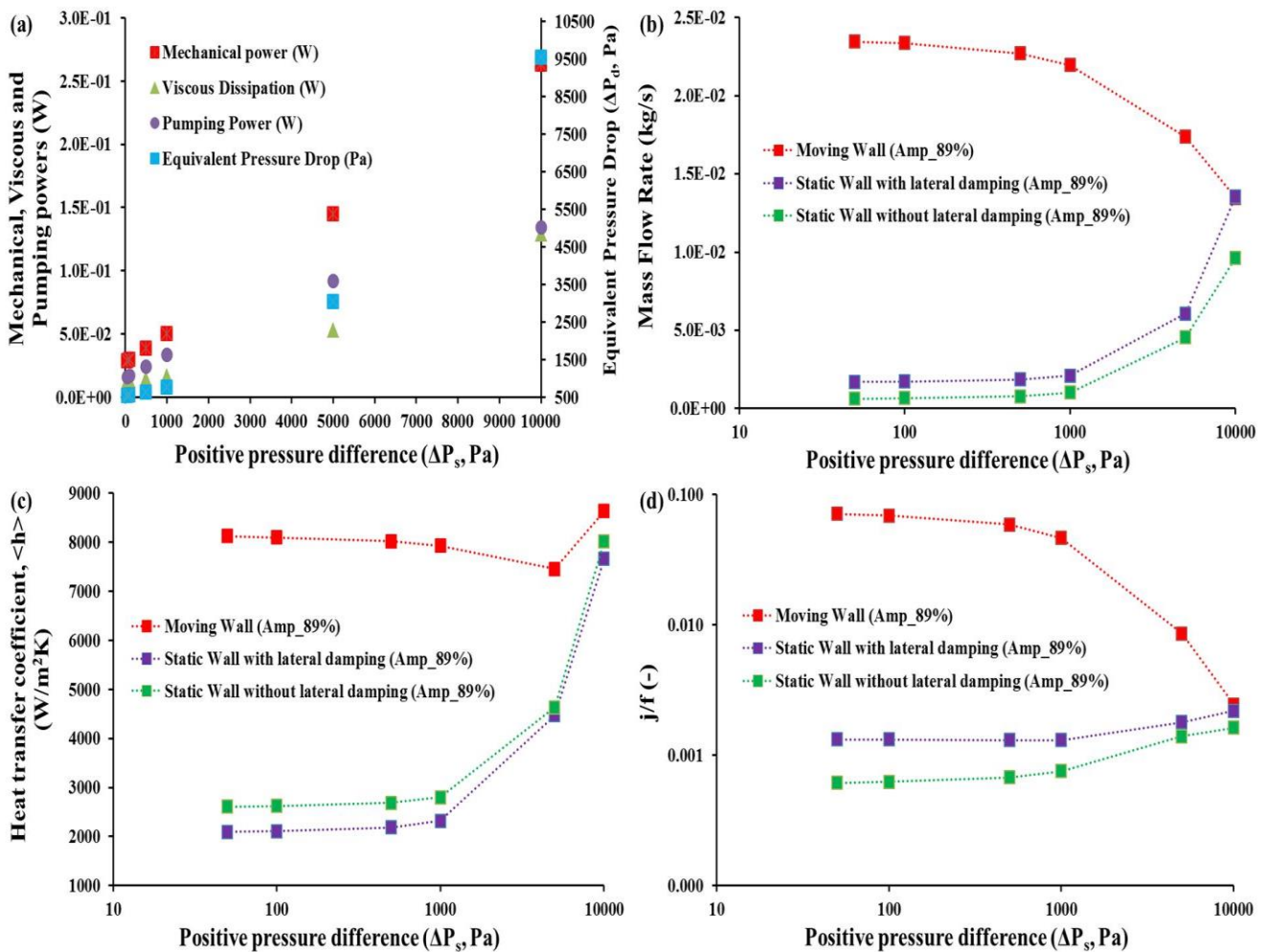


Figure 3. Performances de l'échangeur de chaleur ondulé dynamique. (a) la puissance mécanique, la dissipation visqueuse, la puissance de pompage et la perte de charge équivalente, (b) le débit massique, (c) le coefficient de transfert de chaleur global, et (d) le facteur de mérite ( $j/f$ ) Pour le déplacement ondulé, statique avec et sans amortissement latéral. Les données sont présentées pour différentes différences de pression imposées pour une amplitude relative de 89% et  $f_r = 50$ Hz.

Une analyse complète de la performance globale de l'échangeur de chaleur proposé a été réalisée et également comparée à celle des canaux ondulés statiques. De nombreux chercheurs utilisent le facteur de Colburn ( $j$ ) [6] pour caractériser le transfert de chaleur plutôt que le nombre de Nusselt ( $Nu$ ) avec le facteur de frottement ( $f$ ). Pour une surface, plus le facteur

$j/f$  est élevé, plus ces performances sont « bonnes » car elle nécessite une zone de libre flux plus faible et donc une zone frontale inférieure pour l'échangeur de chaleur (Kuppan [7]). Les performances des échangeurs de chaleur peuvent être évaluées comme suit :

$$\frac{j}{f} = \left[ \frac{\langle Nu \rangle}{\langle Re \rangle Pr^{\frac{1}{3}}} \right] / \frac{\left\| \frac{\Delta P_d}{L} \right\| D_h}{\frac{1}{2} \rho \langle \|\vec{u}\|^2 \rangle}, \quad (11)$$

où,  $\|\Delta P_d\|$  est la valeur absolue de la perte de charge ( $\Delta P_d < 0$ ).

Les facteurs de mérite ( $j/f$ ) des échangeurs de chaleur dynamiques et statiques (avec et sans amortissement latéral) sont donc présentés pour une amplitude donnée de 89% dans la figure 3d. En raison des valeurs presque invariantes des coefficients de transfert de chaleur et de la tendance décroissante du débit massique à différentes pertes de charge, la performance de l'échangeur de chaleur dynamique diminue avec la perte de charge croissante. D'autre part, un comportement croissant est obtenu comme prévu dans le cas du canal ondulé statique classique en fonction de la perte de charge. On peut remarquer que l'échangeur de chaleur proposé est très performant et a une performance globale plus élevée ( $j/f$ ) d'un facteur de 35 à 115 par rapport aux canaux ondulés statiques pour les différences de pression inférieures à 1000Pa. Contrairement aux échangeurs statiques, la performance globale de l'échangeur dynamique commence à diminuer de manière significative avec une différence de pression élevée et atteint les mêmes performances que les canaux ondulés statiques.

## 5. Conclusion

Un nouveau concept d'échangeur de chaleur à l'échelle millimétrique est proposé qui consiste à déformer dynamiquement l'une des parois. Les transferts de chaleur et le débit massique en fonction des différences de pression imposées ont été étudiés en flux monophasique. Les résultats actuels montrent que l'exigence de pompe externe pourrait être complètement éliminée et de plus en augmentant la performance globale du système. Cette même performance est toujours significativement élevée alors qu'elle commence à se détériorer pour des hautes différences de pression et tend à atteindre des performances similaires à celles des canaux ondulés statiques. Sur la base des contraintes d'exploitation et mécaniques, la performance de l'échangeur de chaleur à millimètre proposé peut être facilement exploitée et ainsi, un gain substantiel en termes d'intégration peut être atteint.

## Références

- [1] N. Mohan, T.M. Underland, W.P. Robbins, *Converters, Applications, and Design, 3rd ed., John Wiley & Sons, Inc.*, (2003), 730–742.
- [2] M. Nakamura, T. Nakamura, T. Tanaka, *JSME Int. J. Ser. C Mech. Syst. Mach. Elem. Manuf.* (2000), 43 (4), 837–844.
- [3] G. Comini, C. Nonino, S. Savino, *Int. J. Num. Methods Heat Fluid Flow* (2002), 13 (4), 500-519.
- [4] L. Léal, F. Topin, P. Lavieille, L. Tadrist, M. Miscevic, *Int. Commun. Heat Mass Transf.* (2013), 49, 36–40.
- [5] A. Faghri, Y. Zhang, J. Howell, *Advanced heat and mass transfer*, Columbia, MO: Global Digital Press (2000).
- [6] A.P. Colburn, *Trans. AIChE* (1933), 29, 174-210.
- [7] T. Kuppan, *Marcel Dekker Inc, New York* (2000).

## Remerciements

Les auteurs tiennent à remercier le soutien financier de la FUI obtenu dans le cadre du projet CANOPÉE (Contrôle Actif d'Un Drain pour l'Électronique Embarquée).