

Optimisation d'un échangeur de type Tichelmann à mini-canaux pour une application « pompe à chaleur thermoélectrique ».

Benjamin DAVID¹, Julien RAMOUSSE^{1*}, Lingai LUO¹

¹Laboratoire Optimisation de la Conception et Ingénierie de l'Environnement, Savoie Technolac, Université de Savoie, 73376 Le Bourget du Lac.

* (auteur correspondant : julien.ramousse@univ-savoie.fr)

Résumé - Cette étude porte sur l'optimisation d'échangeurs de chaleur de type Tichelmann à mini-canaux circulaires intégrés à une pompe à chaleur thermoélectrique. Un modèle analytique couplant les aspects thermiques, fluidiques et thermoélectriques a été élaboré en vue d'une optimisation complète du système. L'optimisation porte ici sur la détermination du nombre de mini-canaux et de l'intensité électrique permettant d'obtenir un COP système maximal pour des conditions de températures donnée. Ce COP intègre aussi bien les consommations électrique que mécanique.

Nomenclature

K	Conductance du semi conducteur, $W.K^{-1}$	λ	Conductivité thermique, $W.m^{-1}.K^{-1}$
I	Intensité électrique, A	α	Coefficient Seebeck, $V.K^{-1}$
T	Température, K	<i>Indices et exposants</i>	
R	Résistance thermique, $K.W^{-1}$	<i>jonc</i>	Jonction des semi-conducteurs
COP	Coefficient de performance	<i>f</i>	Fluide
\dot{m}	Débit, $kg.s^{-1}$	<i>fr</i>	Face froide
P	Pression, Pa	<i>ch</i>	Face chaude
D	Diamètre, m	<i>elec</i>	Electrique
v	Vitesse, $m.s^{-1}$	<i>c</i>	Canal
L	Longueur, m	<i>tot</i>	Total
f	Coefficient de friction	<i>int</i>	Interface
r	Résistance électrique, Ω	<i>conv</i>	Convection
h	Coefficient d'échange, $W.K^{-1}.m^{-2}$	<i>cond</i>	Conduction
s	Surface, m^2	<i>syst</i>	Système
Pr	Nombre de Prandtl	<i>meca</i>	Mécanique
Nu	Nombre de Nusselt	<i>etabl</i>	Etablissement
Re	Nombre de Reynolds	<i>max</i>	Maximal
Cp	Capacité calorifique, $J.kg^{-1}.K^{-1}$	<i>opt</i>	Optimal
<i>Symbol Grecs</i>		E	Entrée
ϕ	Puissance thermique ou électrique, W	S	Source
ρ	Masse volumique, $Kg.m^{-3}$		

1. Introduction

Les pompes à chaleurs thermoélectriques sont des systèmes réversibles de chauffage ou de refroidissement que l'on rencontre généralement dans des domaines où les contraintes d'espaces sont importantes comme dans l'électronique ou l'aérospatial [1]. Ces systèmes exploitent le phénomène décrit par Peltier en 1834 se traduisant par une variation de température au sein de la jonction entre deux matériaux soumis à un courant électrique [2]. Une pompe à chaleur thermoélectrique vise à exploiter cette différence de température par le biais d'échangeurs de chaleurs. Les performances d'un tel système sont régies par les conditions de température, par les caractéristiques physiques des matériaux, par l'intensité du

courant électrique les traversant et par les multiples résistances thermiques que présente le système et notamment celles au niveau des deux échangeurs de chaleurs. Le but de ce travail est d'optimiser les échangeurs de chaleur avec l'intégration des phénomènes thermoélectriques.

2. Modèle analytique

2.1. Les phénomènes thermoélectriques

Lorsqu'un courant électrique est imposé à un circuit composé de deux matériaux, on observe une libération de chaleur ϕ_{ch} à une jonction et une absorption de chaleur ϕ_{fr} à l'autre jonction. Ces deux puissances thermiques sont définies comme suit [3] :

$$\phi_{fr} = \alpha I T_{fr}^{junc} - \frac{1}{2} r I^2 - K (T_{ch}^{junc} - T_{fr}^{junc}) \quad (1)$$

$$\phi_{ch} = \alpha I T_{ch}^{junc} + \frac{1}{2} r I^2 - K (T_{ch}^{junc} - T_{fr}^{junc}) \quad (2)$$

La puissance électrique à apporter au système est alors définie comme étant la différence entre la puissance chaude et la puissance froide soit :

$$\phi_{elec} = \alpha I \Delta T_{junc} + r I^2 \quad (3)$$

Les performances intrinsèques d'une cellule thermoélectrique sont donc fonction des propriétés physiques des matériaux, de l'intensité et des températures au niveau des jonctions. Suivant la puissance thermique utile qui nous intéresse (ϕ_{fr} ou ϕ_{ch}) on considérera soit un COP chaud ou un COP froid défini comme :

$$COP_{ch} = \frac{\phi_{ch}}{\phi_{elec}} = COP_{fr} + 1 \quad (4)$$

Dans un système tel que celui étudié, les températures aux jonctions ne sont pas connues et sont liées aux températures des fluides chaud et froid via les résistances thermiques des échangeurs selon les relations suivantes (figure 2) :

$$\phi_{ch} = \left(\frac{T_{ch}^{junc} - T_{ch}^E}{R_{ch}^{tot}} \right) \quad (5)$$

$$\phi_{fr} = \left(\frac{T_{fr}^S - T_{fr}^{junc}}{R_{fr}^{tot}} \right) \quad (6)$$

2.2. Les phénomènes thermiques et fluidiques

2.2.1. Géométrie de l'échangeur

L'échangeur que nous allons considérer pour le travail d'optimisation sera composé de mini-canaux circulaires et présentera une géométrie de type Tichelmann (figure 1). Le fluide de travail sera de l'eau et le matériau solide un mélange de Chrome-Cobalt. L'échangeur sera identique cotés source et utile. Les longueurs l et L sont imposées par la dimension de la cellule à effet Peltier. La hauteur H sera fixée pour cette étude à 3 mm. Un modèle de

distribution fluïdique a également été développée, cependant nous ne pouvons le détailler ici. Nous supposons donc une équidistribution dans les mini-canaux :

$$\dot{m}_c = \frac{m^{tot}}{N} \quad (7)$$

Le régime d'écoulement pour nos conditions de fonctionnement est de type laminaire. Les conditions du problème sont présentées dans la figure 2. Pour des raisons de symétrie, on étudiera un mini-canal unitaire sur sa demi-hauteur, coté chaud et coté froid.

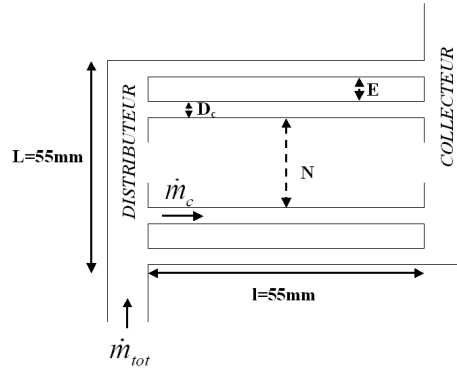


Figure 1 : Géométrie des mini-canaux

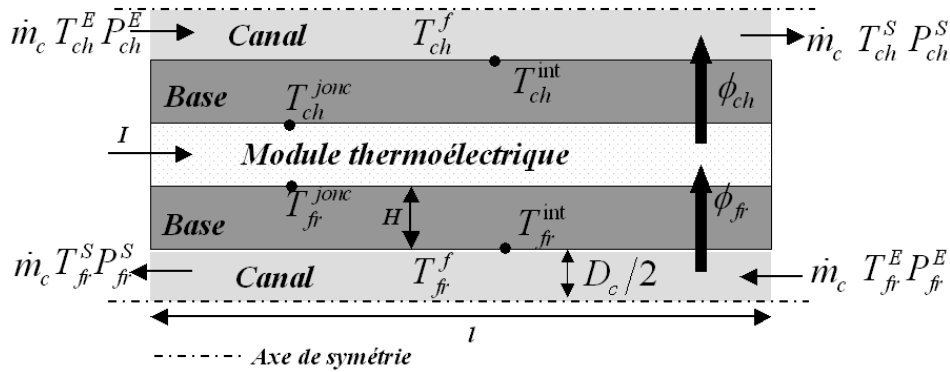


Figure 2 : Conditions aux limites du problème

2.2.2. Les résistances thermiques

La résistance thermique de contact entre la cellule thermoélectrique et les échangeurs est négligée. Les résistances thermiques totales (8, 9) se divisent en 3 résistances intermédiaires (10, 11, 12). Seules les températures T_u^f et T_s^f sont connues.

$$R_{ch}^{tot} = \frac{T_{ch}^{junc} - T_{ch}^E}{\phi_{ch}} = \frac{T_{ch}^{junc} - T_{ch}^{int}}{\phi_{ch}} + \frac{T_{ch}^{int} - T_{ch}^f}{\phi_{ch}} + \frac{T_{ch}^f - T_{ch}^E}{\phi_{ch}} = R^{cond} + R_{ch}^{conv} + R_{ch}^f \quad (8)$$

$$R_{fr}^{tot} = \frac{T_{fr}^S - T_{fr}^{junc}}{\phi_{fr}} = \frac{T_{fr}^{int} - T_{fr}^{junc}}{\phi_{fr}} + \frac{T_{fr}^f - T_{fr}^{int}}{\phi_{fr}} + \frac{T_{fr}^S - T_{fr}^f}{\phi_{fr}} = R^{cond} + R_{fr}^{conv} + R_{fr}^f \quad (9)$$

Résistance de conduction au travers de la base de l'échangeur :

$$R^{cond} = \frac{H}{\lambda.s} \quad (10)$$

Les résistances de constrictions sont ici négligées dans le calcul de la résistance totale de conduction.

Résistance de convection [4] :

$$R_{ch/fr}^{conv} = \frac{1}{h_{ch/fr} \cdot S} \text{ avec } h_{ch/fr} = \frac{Nu_{ch/fr} \cdot \lambda}{D_c} \text{ et } Nu_{ch/fr} = 4,364 + \frac{0,086(\text{Re}_{ch/fr} \text{Pr}(\frac{D_c}{L_c}))^{1/3}}{1 + 0,1\text{Pr}(\text{Re}_{ch/fr}(\frac{D_c}{L_c}))^{0,83}} \quad (11)$$

Résistance liée au réchauffement (ou refroidissement) du fluide :

$$R^f = \frac{1}{2\dot{m}C_p} \quad (12)$$

2.2.3. Les Pertes de charge

La corrélation utilisée pour le calcul des pertes de charge sera fonction de la longueur d'établissement du régime hydraulique [5].

$$L_{etabl} = 0,05 \text{Re} D_c \quad (13)$$

Les mêmes corrélations seront utilisées coté utile et coté source.

Zone de régime hydraulique non établi [6] :

$$\frac{\Delta P_{ch/fr}}{0,5\rho_f v_{ch/fr}^2} = 13,74(x_{ch/fr}^+)^{1/2} + \frac{1,25 + 64x_{ch/fr}^+ - 13,74(x_{ch/fr}^+)^{1/2}}{1 + 0,00021(x_{ch/fr}^+)^{-2}} \quad (14)$$

$$\text{avec } x_{ch/fr}^+ = \frac{l/D_c}{\text{Re}_{ch/fr}} \text{ si } L_{etabl} > l \text{ et } x_{ch/fr}^+ = \frac{L_{etabl}/D_c}{\text{Re}_{ch/fr}} \text{ si } l > L_{etabl} \quad (15)$$

Zone de régime hydraulique établi [7, 8] :

$$\Delta P_{ch/fr} = f_{ch/fr} \left(\frac{(l - L_{etabl})v_{ch/fr}^2 \rho_f}{2D_c} \right) \text{ avec } f_{ch/fr} = \frac{64}{\text{Re}_{ch/fr}} \quad (16)$$

3. Optimisation de l'échangeur

Les résultats présentés ci-après correspondent à un fonctionnement en mode chauffage. Les conditions aux limites du problème correspondent aux températures moyennes des fluides utile ($T_{ch}^f = 300K$) et source ($T_{fr}^f = 285K$). L'écartement E entre les mini-canaux est fixé à 1 mm. Pour cette étude nous fixerons également le gradient de température des fluides source et utile. Afin que ce gradient soit relativement uniforme cotés utile et source nous imposerons l'égalité suivante :

$$\Delta T_{ch}^f = \Delta T_{fr}^f = 1K \quad (17)$$

L'optimisation portera sur la maximisation du COP système défini comme suit :

$$COP_{syst} = \frac{\varphi_{ch}}{\varphi_{elec} + \varphi_{meca}} \text{ avec } \varphi_{meca} = \frac{\Delta P_{ch} \cdot \dot{m}_{ch}^{tot} + \Delta P_{fr} \cdot \dot{m}_{fr}^{tot}}{\rho} \quad (18)$$

On constate qu'à la différence du COP thermoélectrique, le COP système prend en considération la consommation mécanique induite par la circulation du fluide dans les échangeurs. Ainsi l'optimisation portera sur la recherche d'un compromis entre les performances thermiques et mécaniques du système. Les variables d'optimisations seront le nombre N de mini-canaux et l'intensité électrique I fournie au système. L'écartement E ainsi que la largeur l et la longueur L de l'échangeur étant fixés, l'augmentation du nombre de mini-canaux se traduit alors par une réduction de leur diamètre diminuant ainsi la surface d'échange totale de l'échangeur et la section de passage totale. Les figures 3, 4 et 5 représentent les résultats des différentes variables clés obtenues lors de la maximisation du COP système en fonction du nombre de mini-canaux. Ces résultats correspondent au côté utile, cependant le même comportement est observé côté source. On observe dans un premier temps une augmentation de la vitesse avec l'augmentation du nombre de mini-canaux (figure 3), ce qui se traduit par une augmentation du coefficient d'échange et des pertes de charge (figure 4). En conséquence, on constate que le débit du fluide est quasiment constant dans un premier temps puis chute brutalement au delà d'un nombre N critique de mini-canaux. Le gradient de température du fluide étant fixé, la courbe d'évolution du flux utile est donc similaire à celle du débit (figure 5). En effet pour les valeurs de N inférieures à cette valeur critique, les pertes de charge sont très limitées et n'impactent quasiment pas les performances. La superposition des courbes de puissance électrique et mécanique illustre ce phénomène (figure 5). Finalement en deçà de la valeur critique de N on constate une baisse de la résistance thermique totale de l'échangeur avec l'augmentation de N sans avoir de répercussions majeures en terme de consommation mécanique. Cette baisse de la résistance se traduit par une légère baisse de la différence de température entre les faces du module thermoélectrique et donc par une augmentation du COP (figure 6). C'est en raison d'une sensibilité assez faible à la variation de cette différence de température entre les faces du module thermoélectrique que la puissance utile optimale reste quasiment constante dans un premier temps. Au delà du nombre N critique de mini-canaux, les pertes de charge résultantes de la maximisation du COP système deviennent de plus en plus impactantes si bien qu'on observe une divergence des courbes de puissance mécanique et électrique. Enfin, l'augmentation brutale des pertes de charge se traduit par une chute de la puissance utile limitant ainsi le débit et donc l'augmentation de la vitesse. Finalement le COP du système maximal passe par une valeur optimal pour $N = 33$ (figure 6). Au delà de ce nombre l'amélioration des performances thermique est limité par l'augmentation de la puissance mécanique nécessaire à cette amélioration.

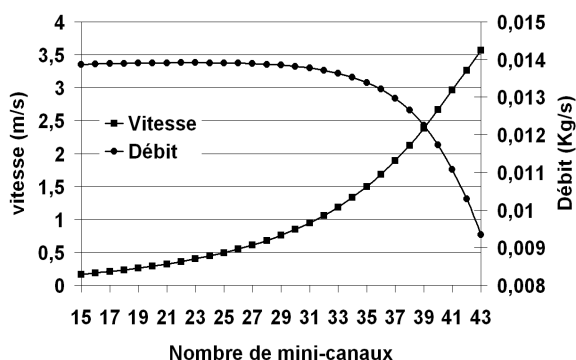


Figure 3 : Evolution de la vitesse dans les mini-canaux et du débit total en fonction du nombre de mini-canaux.

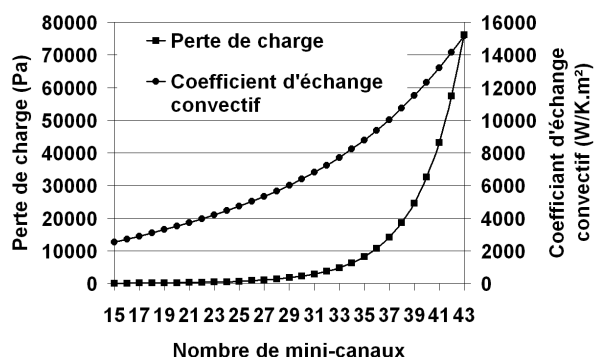


Figure 4 : Evolution de la perte de charge et du coefficient d'échange convectif en fonction du nombre de mini-canaux.

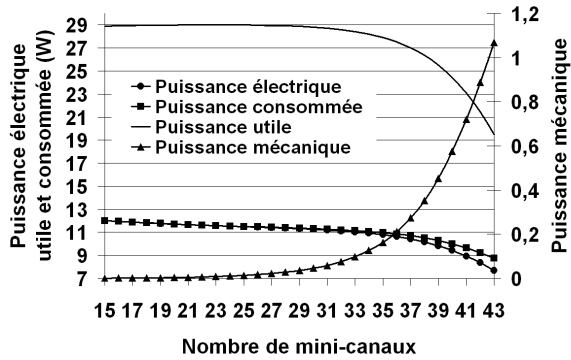


Figure 5 : Evolution des différentes puissances mises en jeu en fonction du nombre de mini-canaux

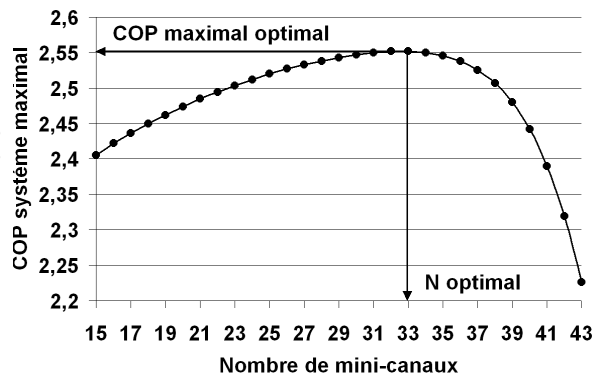


Figure 6 : Evolution du COP système maximal en fonction du nombre de mini-canaux.

4. Conclusion

L'optimisation d'un échangeur de chaleur de type Tichelmann à mini-canaux circulaires intégré à un système « pompe à chaleur thermoélectrique » porte sur l'intensité électrique d'alimentation des modules thermoélectriques et sur la géométrie des échangeurs, dans le but de maximiser le COP système. Ce COP système intègre aussi bien les consommations électriques des modules thermoélectriques que les consommations mécaniques induite par la circulation des fluides dans les échangeurs. Finalement, une optimisation complète implique d'intégrer les phénomènes thermoélectriques aux phénomènes thermiques et fluidiques. Cette étude a mis en évidence que pour des conditions de températures fixées ainsi que pour un écartement entre les mini-canaux et un gradient de température des fluides utile et source donnés, il existe une intensité électrique et un nombre de mini-canaux optimal permettant de maximiser le COP du système. L'optimal correspond finalement à un système dont la répercussion de la performance thermique en terme de consommation mécanique est la plus faibles relativement à ladite performance thermique. Une étude est en cours visant à compléter l'optimisation du système en introduisant les variables d'optimisation correspondant à l'écartement entre les mini-canaux et aux débits cotés source et utile.

Références

- [1] Riffat S B and Ma X. Thermoelectrics: a review of present and potential applications. Applied Thermal Engineering 2003;23(8): p. 913-935.
- [2] Peltier J. Nouvelles expériences sur la calorificité des courants électriques. Ann. Chem. Phys 1834;56.
- [3] Huang B J, Chin C J, and Duang C L. A design method of thermoelectric cooler Conception d'un refroidisseur thermoélectrique. International Journal of Refrigeration 2000;23(3)
- [4] Shah R K and London A L, eds. Laminar Flow Forced Convection in Ducts. ed. S.t.A.i.H. Transfer. 1978, Acadmic Press: New York.
- [5] Langhaar H L. Journal of Applied Mechanics 1942;64.
- [6] Shah R K. Thermal entry length solutions for the circular tube and parallel plates. Heat Mass Transfer Conference; 1975; Indian Inst. Technol Bombay.
- [7] Darcy H. Recherches expérimentales relatives au mouvement de l'eau dans les tuyaux. Mallet-Bachelier 1857.
- [8] Weisbach J. Lehrbuch der Ingenieur- und Maschinen-Mechanik. 1845.