

---

# Equipartition de la production d'entropie dans un mini-échangeur

Dominique TARLET<sup>1</sup>, Yilin FAN<sup>1</sup>, Stéphane ROUX<sup>1</sup>, Lingai LUO<sup>1\*</sup>

<sup>1</sup> Laboratoire de Thermocinétique - LTN UMR 6607 - BP 50609 - 1 rue Christian Pauc - 44307 Nantes cedex 3

\* (auteur correspondant : lingai.luo@univ-nantes.fr)

**Résumé** - L'objet de la présentation consiste en une analyse par les premier et second principes de la thermodynamique d'un mini-échangeur à tubes et calandre, équipé d'un distributeur/collecteur multi-échelle. Des résultats d'expériences sont présentés avec et sans chicane côté calandre, où le champ de température est mesuré par thermographie infra rouge. La chicane provoque un écoulement à courants croisés, globalement contre-courant. Ainsi, les effets de la chicane sur la performance thermique et la production d'entropie de l'échangeur sont quantifiés et discutés.

## Nomenclature

$C_p$	capacité thermique massique, $J.kg^{-1}.K^{-1}$	$\dot{S}^*$	production d'entropie adimensionnelle, $[-]$
$D_i$	diamètre intérieur de tube, $m$	$T$	température, $K$
$L$	longueur de tube, $m$	$V$	débit volumique, $m^3.s^{-1}$
$\dot{m}$	débit massique, $kg.s^{-1}$	$s$	entropie massique, $J.K^{-1}.kg^{-1}$
$Q$	puissance thermique, $W$	<i>Symboles grecs</i>	
$Re$	nombre de Reynolds, $[-]$	$\varepsilon$	efficacité de l'échangeur, $[-]$
$\dot{S}$	production d'entropie, $W.K^{-1}$		

## 1. Introduction

Dans le domaine des échangeurs thermiques, les techniques d'intensification des transferts ont été considérablement étudiées [1, 2] afin d'augmenter le coefficient de transfert global. La dégradation et les pertes d'énergie dues aux irréversibilités sont néanmoins une réalité. C'est pourquoi le second principe de la thermodynamique, quantifiant le caractère plus ou moins utilisable de l'énergie est approprié pour évaluer les performances des techniques d'intensification des transferts dans les échangeurs. Ainsi l'augmentation de la production d'entropie est caractéristique des irréversibilités.

La minimisation de la production d'entropie a été chronologiquement documentée par Bejan [3, 4], ainsi qu'étudiée expérimentalement [5, 6, 7, 8, 9] et plus spécialement dans le cas des échangeurs contre-courant [10]. Fan *et al.* [11] ont étudié l'effet de la distribution de l'écoulement sur la performance thermique d'un échangeur à courants croisés. Un autre axe d'optimisation des échangeurs de chaleur est fondé sur le principe d'équipartition. Tondeur *et al.* [12, 13] ont défini un principe appelé l'équipartition de la production d'entropie qui impose l'uniformité du taux local de production d'entropie tout au long de l'échangeur de chaleur pour minimiser la production totale d'entropie due au transfert thermique.

La présente étude vise à effectuer une analyse par les premier et second principes de la thermodynamique des performances d'un mini-échangeur à tubes et calandre, équipé d'un distributeur/collecteur multi-échelle. Les expériences sont menées avec et sans chicane, en régime laminaire (Reynolds moyen entre 8 et 100) et à basse température (entre 15 °C et 30 °C). Le champ de température est mesuré côté calandre par thermographie infra rouge. Les effets de la

chicane sur l'intensification du transfert, et la production d'entropie au sein de l'échangeur sont discutés.

## 2. Installation expérimentale

La figure 1 montre l'échangeur à mini-canaux parallèles utilisé dans cette étude, qui est fabriqué sur de la résine époxy photosensible par stéréolithographie laser. Il est composé de deux circuits fluides, l'un dévolu au côté froid dans les tubes parallèles et l'autre au côté chaud, dans la calandre. La structure de l'échangeur consiste en trois sections : un distributeur constructal multi-échelle, une rangée de 16 mini-canaux en aluminium et le collecteur constructal multi-échelle. La structure constructale du distributeur et du collecteur comportent 4 bifurcations. La forme de ces canaux constructaux résulte d'une optimisation structurelle développée précédemment [14], qui vise à obtenir une distribution uniforme du débit parmi les canaux tout en minimisant la perte de charge [1]. Les canaux parallèles en aluminium de 60 mm de longueur ont 2 mm de diamètre intérieur, et 2,2 mm de diamètre extérieur. L'entr'axe est 4,2 mm au sein de la rangée de tubes. Côté calandre, le fluide chaud entre et sort dans une configuration globalement contre-courant. La calandre est longue de 60 mm, large de 75 mm et haute de 9,5 mm. Tous les détails de l'installation expérimentale et des procédures appliquées figurent dans [2]. Un disque saphir d'épaisseur 5 mm est utilisé pour la thermographie infra rouge sur la paroi supérieure de la calandre. La température de l'eau est mesurée aux entrées et sorties des côtés chauds et froids de l'échangeur.

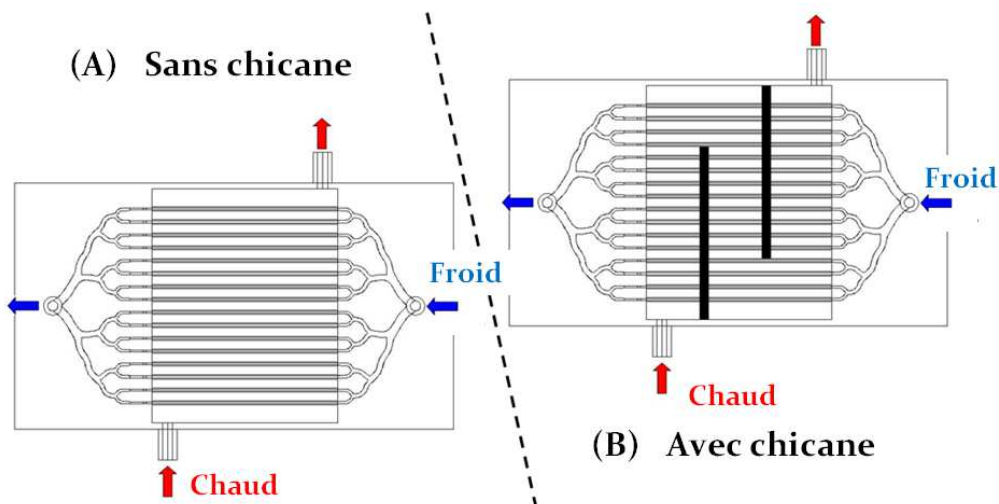


Figure 1 *Vue schématique du mini-échangeur à tubes et calandres.*

Une autre configuration avec deux chicanes transversales est comparée à la configuration sans chicane (figure 1 (B)). Cette configuration est dimensionnée pour offrir une section relativement constante (2 cm de large) à l'écoulement tout au long de son passage dans la calandre. Ces chicanes ont pour fonction de guider le parcours du fluide et de rallonger son temps de séjour dans la calandre, pour intensifier le transfert thermique entre la calandre et les tubes. Dans ce cas, la configuration de l'écoulement est considérée comme localement à courants croisés et globalement contre-courant.

### 3. Fondements théoriques

Les équations utilisées ici pour décrire l'intensification du transfert thermique dans l'échangeur reposent sur les hypothèses suivantes : débits de l'eau et puissance thermique stationnaires, pertes thermiques négligeables (moins de 5% durant les essais), changements d'énergies cinétique et potentielle négligeables, et conduction négligeable dans les parois des tubes. La puissance perdue du côté chaud est calculée comme suit :

$$Q_{hot} = \dot{m}_{hot} C_{p_{hot}} (T_{hot,in} - T_{hot,out}) \quad (1)$$

et la puissance reçue par le côté froid :

$$Q_{cold} = \dot{m}_{cold} C_{p_{cold}} (T_{cold,out} - T_{cold,in}) \quad (2)$$

La capacité thermique de l'eau  $C_p$  est considérée comme constante et égale à 4 185 J/(kg K). La différence entre ces deux puissances est considérée comme la perte de l'échangeur vers son environnement, qui est ici négligeable.

$$Q_{loss} = Q_{hot} - Q_{cold} \quad (3)$$

La valeur moyenne entre  $Q_{hot}$  et  $Q_{cold}$  est utilisée dans les calculs pour réduire l'effet des incertitudes expérimentales :

$$Q_{ave} = \frac{Q_{hot} + Q_{cold}}{2} \quad (4)$$

L'efficacité de l'échangeur est définie comme :

$$\begin{aligned} \varepsilon = \frac{Q_{ave}}{Q_{max}} &= \frac{T_{hot,in} - T_{hot,out}}{T_{hot,in} - T_{cold,in}} \quad (\text{eau chaude en tant que } (\dot{m}C_p)_{min}) \\ \text{or} &= \frac{T_{cold,out} - T_{cold,in}}{T_{hot,in} - T_{cold,in}} \quad (\text{eau froide en tant que } (\dot{m}C_p)_{min}) \end{aligned} \quad (5)$$

D'autres résultats, comme le coefficient d'échange global, sont exposés en détails dans [2]. La production d'entropie du système due au transfert thermique peut être calculée de la manière suivante [3] en supposant une capacité thermique  $C_p$  constante, avec de faibles pertes de charge :

$$\Delta \dot{S}_{(\Delta T)} = (\dot{m}C_p)_{hot} \ln \frac{T_{hot,out}}{T_{hot,in}} + (\dot{m}C_p)_{cold} \ln \frac{T_{cold,out}}{T_{cold,in}} \quad (6)$$

Elle est alors adimensionalisée par l'intermédiaire de la puissance thermique transférée, avec une température de référence ( $T_0 = 298 \text{ K}$  ambiante) :

$$\Delta \dot{S}^* = \frac{T_0 \Delta \dot{S}_{(\Delta T)}}{Q_{ave}} \quad (7)$$

La production d'entropie  $\delta \dot{S}_{(\Delta P)}$  due aux effets de frottement fluide est estimée aux côtés chauds et froids par le bilan d'entropie en régime stationnaire :

$$\frac{\partial S}{\partial t} = \int_{T_{in}}^{T_{out}} \frac{C_p dT}{T} + \dot{m}(S_{in} - S_{out}) + \delta \dot{S}_{(\Delta P)} = 0 \quad (8)$$

qui s'écrit pour les côtés chaud et froid :

$$\begin{cases} \delta\dot{S}_{(\Delta P, cold)} = \dot{m}_{cold} \times (s_{cold, out} - s_{cold, in}) - \dot{m}_{cold} \times \int_{T_{in}}^{T_{out}} \frac{C_p dT}{T} \\ \delta\dot{S}_{(\Delta P, hot)} = \dot{m}_{hot} \times (s_{hot, out} - s_{hot, in}) - \dot{m}_{hot} \times \int_{T_{in}}^{T_{out}} \frac{C_p dT}{T} \end{cases} \quad (9)$$

Les valeurs de l'entropie massique de l'eau sont extraites de la base de données *IAPWS – IF97* des propriétés de l'eau. Il peut être montré que la production d'entropie inhérente aux pertes de charge ( $\delta\dot{S}_{(\Delta P, cold)} + \delta\dot{S}_{(\Delta P, hot)}$ ) est moins de 8,5% de celle inhérente au transfert thermique  $\Delta\dot{S}_{(\Delta T)}$  sur toutes les configurations de la section suivante, et est donc considérée comme négligeable. La présence de chicanes dans la calandre y augmente les pertes de charges de 100 à 200 *Pa*, cet écart est globalement uniforme parmi les configurations testées. Les valeurs précises sont consultables dans [2].

#### 4. Résultats et discussion

L'efficacité de l'échangeur est montrée figure 2, en fonction du nombre de Reynolds moyen  $Re$  dans les tubes (côté froid). A un débit relativement élevé dans la calandre ( $V_h = 35$  ou  $50$  mL/min), l'efficacité diminue d'abord puis augmente avec  $Re$ . Mais à un bas débit dans la calandre ( $V_h = 20$  mL/min), l'efficacité présente une augmentation monotone avec  $Re$ . Cela est dû à la définition de l'efficacité (Eq. 5) qui est le rapport de la différence de température, entre celle de l'entrée/sortie du fluide de moindre capacité thermique et celle des deux entrées de fluide (maximum de différence de température possible). Quand l'écoulement d'eau froide augmente, le fluide de moindre capacité thermique change du froid au chaud, ce qui conduit à des points de rebroussement visibles figure 2. Un autre résultat important de la figure 2 est qu'à un même  $Re$ , l'efficacité est significativement supérieure avec chicane, par rapport à la situation sans chicane. Dans les conditions présentes, cette augmentation est de 4 à 11%. Avec la chicane, la configuration de l'écoulement est amenée plus près d'une configuration localement à courants croisés et globalement contre-courant.

La figure 3 montre la production d'entropie dans l'échangeur en fonction du nombre de Reynolds dans les canaux  $Re$ . La production d'entropie montre une tendance générale à l'accroissement quand  $Re$  augmente. L'augmentation de débit côté calandre mène aussi à un accroissement de la production d'entropie. Un autre résultat de la figure 3 est que la production d'entropie dans l'échangeur avec chicane est généralement plus faible que sans chicane, sous les mêmes conditions de débit. La chicane produit une configuration d'écoulement localement à courants croisés et globalement contre-courant, de manière à ce que les zones passives, avec des recirculations soient pratiquement éliminées. Ainsi l'intensification du transfert thermique peut être vérifiée par le second principe de la thermodynamique.

Des exemples de thermographie infrarouge côté calandre sont montrés figure 4 pour le plus haut débit dans les tubes ( $Re = 80$ ) et pour trois débits différents côté calandre, avec et sans chicane. Différents champs de température ont été observés. Du fait de différentes températures d'entrée de l'eau chaude dans la calandre, les échelles des champs de température présentés figure 4 ont été adaptées pour permettre une comparaison qualitative entre les différentes configurations. La température diminue le long du parcours de l'eau vers la sortie (en bas à droite sur les figures). Cependant, les champs de température présentent des différences pour les trois configurations considérées :

- pour le plus bas débit calandre  $V_h = 20$  mL/min (première ligne), la baisse de température semble assez régulière le long des deux coordonnées.

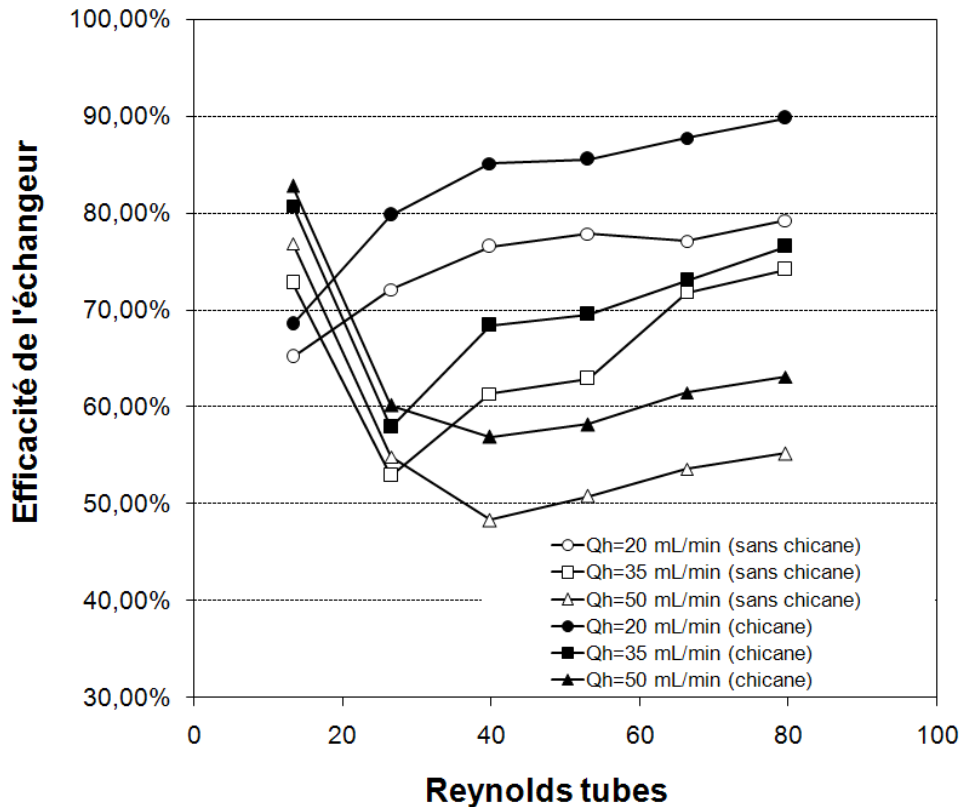


Figure 2 Efficacité thermique de l'échangeur - cf. Eq. 5.

- pour le plus haut débit  $V_h = 50$  mL/min (troisième ligne), la baisse de température semble prépondérante le long de la coordonnée  $y$ .
- le débit médian (deuxième ligne)  $V_h = 35$  mL/min correspond logiquement à une situation intermédiaire.

Des mesures du champ de vitesse dans la calandre devraient aider à analyser plus précisément ces champs de température, particulièrement pour vérifier qu'il n'y a pas de phénomènes de recirculation, qui peuvent influencer significativement le transfert thermique. Cependant, les images infra rouge montrées figure 4 impliquent que l'écoulement tend à passer en diagonale à travers la calandre ; le véritable écoulement dépend du débit (effet d'inertie). Alors que pour l'échangeur muni de chicanes, l'écoulement est guidée par celles-ci dans une configuration localement à courants croisés et globalement contre-courant.

Avec l'utilisation des chicanes (colonne de droite de la figure 4) les champs de température sont, comme prévu, très différents. La température maximum est toujours près de l'entrée, et la température minimum toujours près de la sortie. Pour le débit calandre intermédiaire (deuxième ligne) et le débit calandre maximum (troisième ligne), la température semble diminuer dans toute la calandre lorsqu'on suit le parcours l'écoulement. La différence de température entre l'entrée et la sortie de la calandre est supérieure quand la calandre est munie de chicanes. Ceci est cohérent avec la plus grande efficacité constatée figure 2.

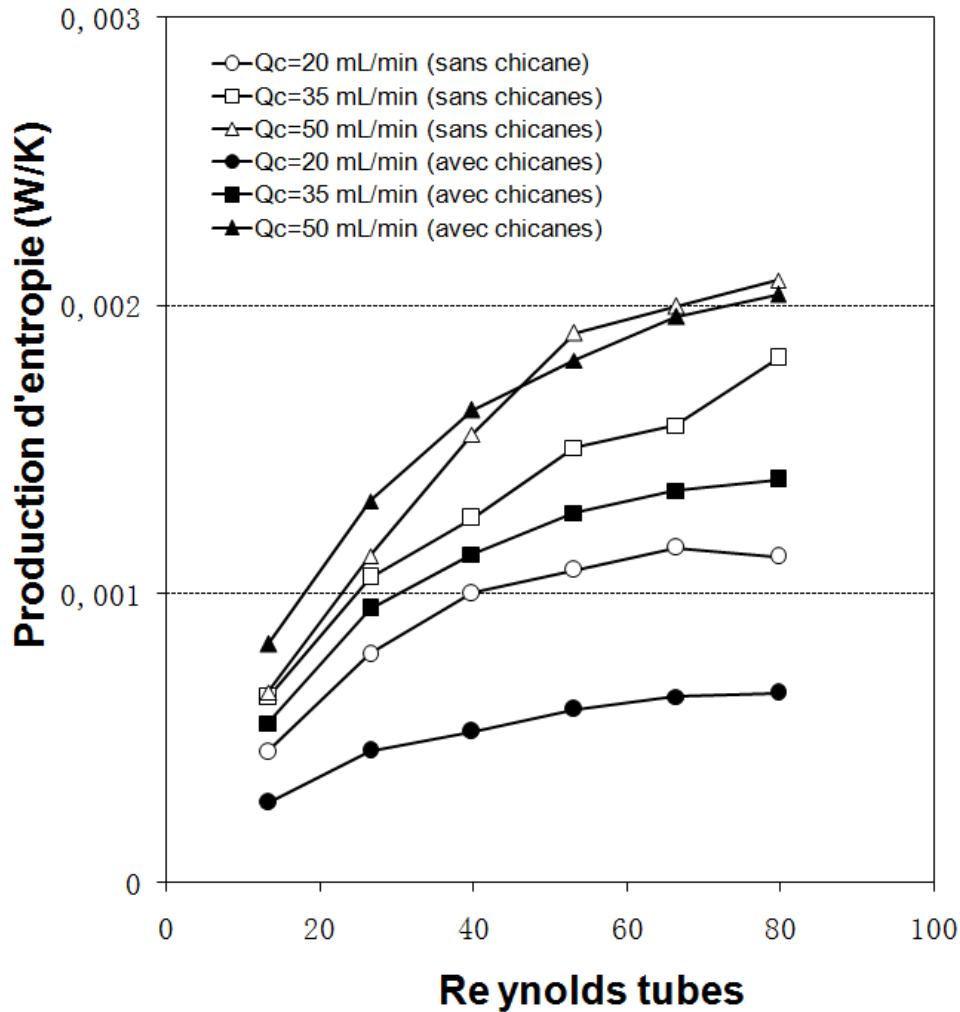


Figure 3 Production d'entropie dans l'échangeur.

## 5. Conclusion

L'intégration de distributeur / collecteur multi-échelle garantit une distribution uniforme de l'écoulement parmi les tubes parallèles. L'installation de chicanes produit une configuration de l'écoulement localement à courants croisés et globalement contre-courant de manière à ce que les zones passives, de recirculation soient pratiquement éliminées. L'intensification du transfert thermique peut alors être vérifiée par le second principe de la thermodynamique.

La thermographie infra rouge est une technique prometteuse qui peut donner une analyse quantitative des champs de température sur une surface donnée. Coupler cette technique avec des mesures de vitesse comme la PTV<sup>1</sup> pourrait aider à mieux comprendre le transfert thermique entre les tubes et l'écoulement dans la calandre, et à améliorer la caractérisation physique de ces phénomènes.

1. Particle Tracking Velocimetry

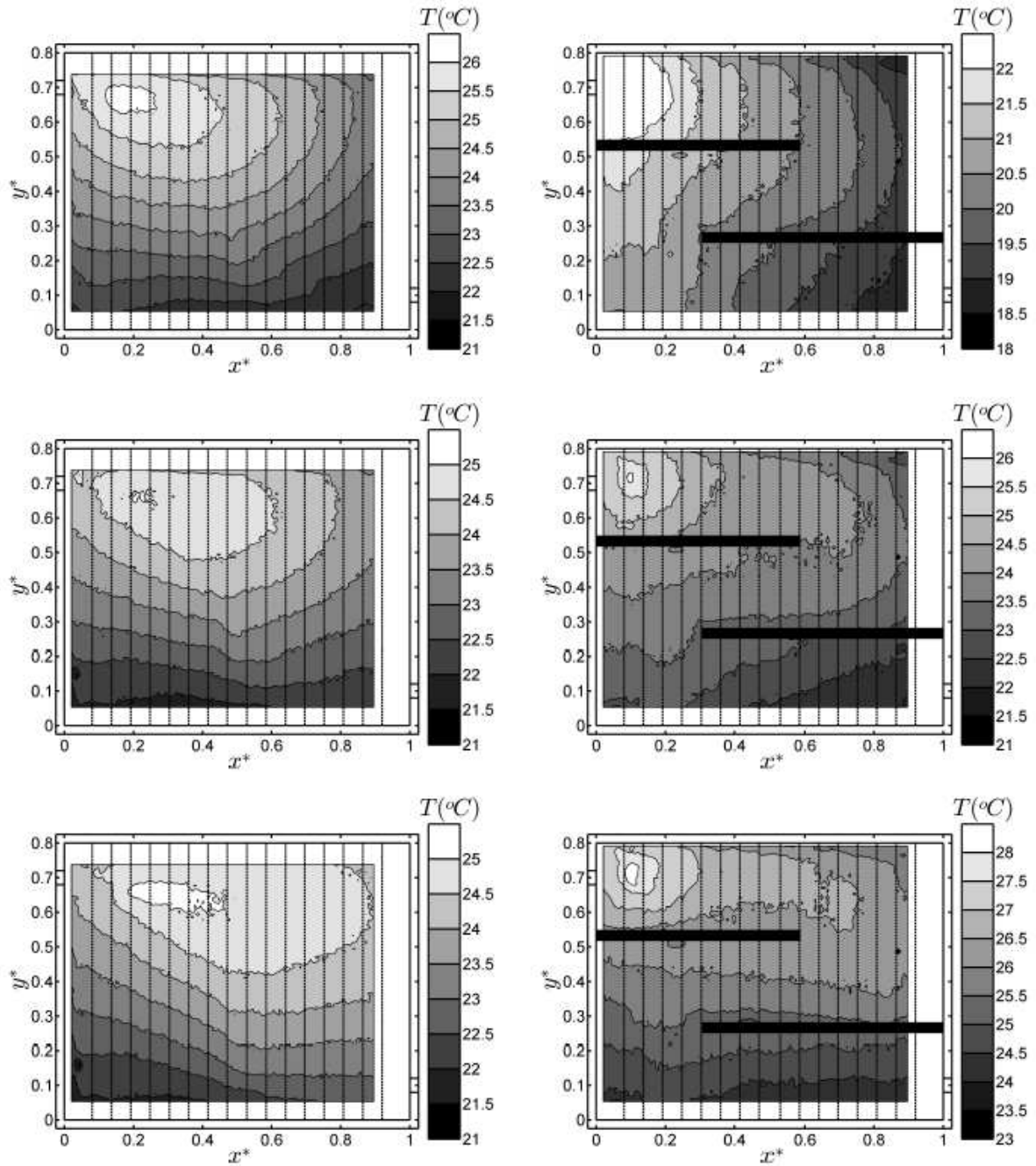


Figure 4 Champs de température obtenus par thermographie infra rouge, côté calandre.

## Références

- [1] L. Luo, Heat and mass transfer intensification and shape optimization : A Multi-scale Approach, Springer, 2013.
- [2] D. Tarlet, Y. Fan, S. Roux, L. Luo, Entropy generation analysis of a mini heat exchanger for heat transfer intensification, Experimental Thermal and Fluid Science 53 (0) (2014) 119 – 126, ISSN 0894-1777.
- [3] A. Bejan, J. Kestin, Entropy generation through heat and fluid flow, Journal of Applied

---

Mechanics 50 (1983) 475.

- [4] A. Bejan, Entropy generation minimization : The new thermodynamics of finite-size devices and finite-time processes, *Journal of Applied Physics* 79 (3) (1996) 1191–1218.
- [5] A. Bejan, Concept of irreversibility in heat exchanger design : Counterflow heat exchangers for gas-to-gas applications, *Journal of Heat Transfer* 99 (3) (1977) 374–380.
- [6] A. Bejan, General criterion for rating heat-exchanger performance, *International Journal of Heat and mass transfer* 21 (5) (1978) 655–658.
- [7] S. Sarangi, K. Chowdhury, On the generation of entropy in a counterflow heat exchanger, *Cryogenics* 22 (2) (1982) 63–65.
- [8] S. Huang, The heat exchanger for capturing energy from waste heat, in : *ORC-HP-Technology VDI, Berichte 539*, VDI Verlag, Düsseldorf, pp. 623-629., 1994.
- [9] P. Lerou, T. Veenstra, J. Burger, H. Ter Brake, H. Rogalla, Optimization of counterflow heat exchanger geometry through minimization of entropy generation, *Cryogenics* 45 (10) (2005) 659–669.
- [10] R. Ogulata, F. Doba, Experiments and entropy generation minimization analysis of a cross-flow heat exchanger, *International journal of heat and mass transfer* 41 (2) (1998) 373–381.
- [11] Y. Fan, L. Luo, Second law analysis of a crossflow heat exchanger equipped with construal distributor/collector, *International Journal of Exergy* 6 (6) (2009) 778–792.
- [12] D. Tondeur, Equipartition of entropy production : a design and optimization criterion in chemical engineering, 1990.
- [13] D. Tondeur, E. Kvaalen, Equipartition of entropy production. An optimality criterion for transfer and separation processes, *Industrial & engineering chemistry research* 26 (1) (1987) 50–56.
- [14] L. Wang, Y. Fan, L. Luo, Heuristic optimality criterion algorithm for shape design of fluid flow, *Journal of Computational Physics* 229 (20) (2010) 8031–8044.

**Remerciements** Les auteurs souhaitent exprimer leur gratitude au GEPEA UMR 6144 ainsi qu'à Bertrand Garnier du LTN UMR 6607 pour le prêt de matériel.