

Optimisation de la géométrie de canaux d'échangeurs thermiques par simulation numérique.

Daniel BOUGEARD*, Vincent LEMAIRE, Serge RUSSEIL, Jean Luc HARION

Département Energétique Industrielle, Ecole des Mines de Douai

941, rue Charles Bourseul -BP 10838 - 59508 DOUAI Cedex

*(auteur correspondant : bougeard@ensm-douai.fr)

Résumé – L'optimisation de la forme et de la taille de canaux tridimensionnels d'échangeurs thermiques en fonction des contraintes d'encombrement et de pertes de pression imposées est étudiée dans cette communication. La détermination des performances thermiques des canaux tridimensionnels est effectuée par simulations numériques (CFD) insérées dans une boucle d'optimisation automatisée.

Nomenclature

A	section de passage, m^2	Q	puissance thermique, W
b	dimension caractéristique, m	Q^*	flux thermique adimensionné
Be	nombre de Bejan, $= \Delta PL^2/(\mu\alpha)$	T_p	température de paroi, K
C_p	chaleur spécifique, $J.kg^{-1} K^{-1}$	T_i	température d'entrée du fluide, K
k	conductivité thermique, $W.m^{-1}K^{-1}$	T_s	température de sortie du fluide, K
h	coefficient de convection, $W.m^{-2}K^{-1}$	\bar{U}	vitesse moyenne, $m.s^{-1}$
H	hauteur, m	W	largeur, m
ℓ	longueur de référence, m	ΔP	perte de charge, Pa
L	longueur du canal élémentaire, m	Symboles grecs	
N	nombre de canaux	μ	viscosité dynamique, $N.s.m^{-2}$
P	périmètre, m	α	diffusivité thermique, $m^2.s^{-1}$
Po	nombre de Poiseuille	ρ	masse volumique, $kg.m^{-3}$
Pr	nombre de Prandtl	τ	contrainte pariétale, $N.m^{-2}$

1. Introduction

La conception de géométries optimisées d'échangeurs de chaleur constitue un enjeu industriel majeur. La conception économique raisonnée de ces appareils impose de minimiser la surface d'échange (coût matière), la perte de pression engendrée (coût de fonctionnement), ainsi que le volume extérieur ou l'encombrement (contrainte d'intégration) pour une puissance thermique échangée fixée.

1.1. Etude bibliographique

Relativement récemment, une nouvelle approche est apparue dans le domaine des transferts de chaleur convectifs. Il s'agit de l'investigation de l'architecture optimale d'un ensemble de canaux permettant de maximiser le flux thermique échangé en fonction de contraintes imposées [1]. La stratégie mise en œuvre dans la théorie constructale d'Adrian Bejan est de modifier la géométrie et l'organisation de ces canaux afin d'optimiser l'efficacité de l'échangeur. Bejan et Sciubba [2] ont considéré un échangeur très simple constitué d'un ensemble de canaux bidimensionnels (plaques planes parallèles) possédant des températures de parois uniformes et refroidies par un écoulement en convection forcée. L'étude permet la détermination de l'espacement optimal des plaques (b_{opt}/L) ainsi que la valeur de la densité de flux thermique volumique. La détermination de l'unique variable géométrique du problème

(espacement entre plaques) est déterminée par une méthode analytique approchée connue sous le nom de « method of intersecting asymptotes ». Yilmaz et al. [3] déterminent la géométrie et la dimension optimale de canaux de formes diverses. La méthode d'analyse s'appuie sur des corrélations complexes empiriques développées par un des auteurs. Les auteurs proposent en outre des corrélations donnant la valeur du diamètre caractéristique (dimension caractéristique fonction de la forme du canal considéré) et du flux maximal de chaleur adimensionné pour des canaux triangulaire, carré, circulaire ainsi que pour des plaques planes parallèles. Muzychka [4] applique la méthode des asymptotes développée par Bejan et Scuibba [2] à plusieurs types de canaux de manière à déterminer la dimension optimale des micro-canaux composant un échangeur d'un volume défini et engendrant une perte de pression fixée. L'objectif de l'étude est de déterminer le type de canaux ainsi que l'arrangement de ces canaux permettant la plus grande dissipation de puissance volumique pour une différence de température constante entre la température des parties solides et la température d'entrée de l'air. Les résultats montrent qu'un arrangement de canaux ayant des sections de passage du type carré, triangles isocèles ou rectangles sont les formes optimales. Bello-Ochende et al. [5] étudient l'optimisation d'un micro-échangeur constitué de canaux rectangulaires. L'objectif est de minimiser la différence de température entre les parois de l'échangeur et la température du fluide. La section de passage des canaux rectangulaires est variable en fonction des degrés de libertés (paramètres variables) que sont le rapport d'aspect et l'épaisseur (donc le volume) des parois. Les auteurs utilisent deux méthodes d'investigation. La méthode des asymptotes permet de prédire d'une manière approchée le diamètre hydraulique optimal ainsi que la conductance maximale. Une étude par simulations numériques permet ensuite de valider ces prédictions. Les résultats numériques montrent que les degrés de libertés de l'étude d'optimisation ont une grande influence sur le pic maximum de température entre les parois solide et le fluide ainsi que sur le diamètre hydraulique des canaux.

1.2. Description du cas d'étude

Dans cette communication, une étude numérique est effectuée de manière à déterminer les dimensions optimales de canaux tridimensionnels ainsi que la puissance thermique maximale échangée par un échangeur composé d'un arrangement de canaux de volume externe fixé : $V = W \times H \times L$ et pour un ΔP donné (Figure 1). Les formes des canaux ainsi que l'arrangement de ceux-ci sont comparables à ceux étudiés par Muzychka [4].

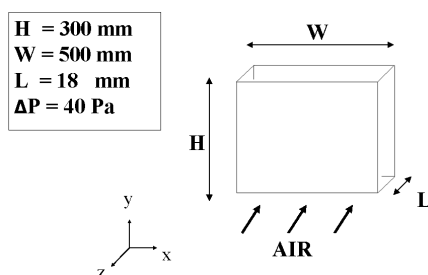


Figure 1 : Dimensions de l'échangeur étudié

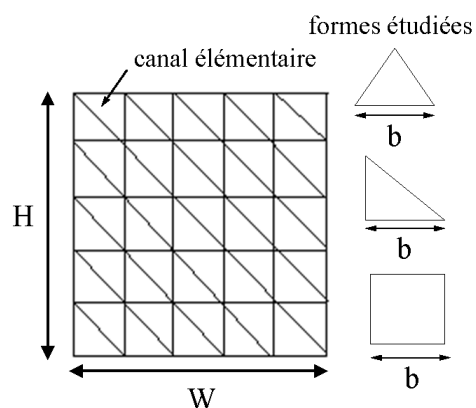


Figure 2 : face frontale de l'échangeur

Les canaux sont de forme carrée, triangle équilatéral, triangle isocèle rectangle (Figure 2). L'étude est effectuée avec une différence de pression statique entrée-sortie de 40 Pa et pour un nombre de Prandtl du fluide de refroidissement égal à 0,744.

1.3. Etude par la méthode des asymptotes

Dans cette partie nous rappelons brièvement la méthode d'étude asymptotique utilisée par les auteurs précédents [2], [4]. Cette méthode consiste à étudier les comportements thermiques asymptotiques des canaux, pour les très faibles et les très larges diamètres hydrauliques. Les comportements extrêmes sont de deux types.

Cas des canaux de faibles diamètres hydrauliques (b faible)

Le flux évacué par le canal élémentaire s'écrit [4] :

$$Q = \frac{\rho \times Cp \times (Ts - Ti) \times \Delta P}{\mu} \times \frac{N \times A^2 \times \ell}{P \times L \times Po} \quad (1)$$

La longueur caractéristique ℓ est une grandeur que l'on peut exprimer de manière linéaire en fonction de b ; en considérant que le nombre de canaux élémentaires se déduit des dimensions géométriques à partir de $N \approx \frac{H \times W}{b^2}$, on peut écrire : $Q \approx C1 \times b^2$ (avec $C1$ constante) (2)

Cas des canaux de large diamètre hydraulique (b important)

$$\text{On montre [4] : } Q = 0.7611 \times \left[\frac{\Delta P \times Pr^{1/3} \times k \times (Ts - Ti)}{\rho^{1/3} \times \nu^{2/3}} \right] \times N \times (AP^2 L)^{1/3} \quad (3)$$

$$\text{Le flux évacué se déduit : } Q \approx C2 \times b^{-2/3} \quad (4)$$

Ces deux comportements asymptotiques sont représentés sur la figure 3. L'intersection des deux asymptotes, permet d'estimer une première approche de la valeur optimale de b , ainsi que la valeur approximative du flux de chaleur évacué [4].

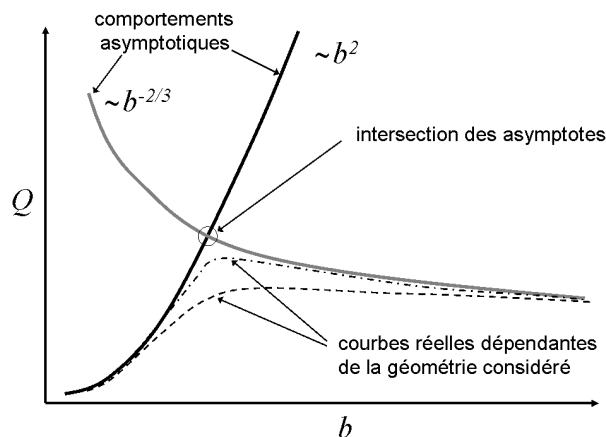


Figure 3 : Détermination de la valeur optimale de b par la méthode des asymptotes [4]

2. Optimisation par simulations numériques

L'objet de notre étude est de caractériser et de comparer les différentes formes de canaux en déterminant la valeur optimale de b ainsi que la valeur du flux évacué par l'échangeur de volume fixé (égal à $W \times H \times L$), pour une perte de pression égale à 40 Pa. La recherche de la valeur optimale de b s'effectue à l'aide d'une chaîne logicielle totalement automatisée. Cette chaîne se compose des éléments suivants : un générateur de maillage (Gambit) associé à des macros Excel de génération paramétrée des commandes de géométrie, de maillage et de définition des conditions aux limites, un code de calcul CFD (Fluent), et un algorithme d'optimisation. La boucle de calcul est construite à l'aide du logiciel d'optimisation automatique i-SIGHT-FD.

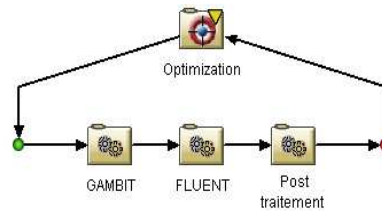


Figure 4 : Schéma de la boucle d'optimisation

Pour chaque catégorie de géométrie, un maillage paramétrique est construit à l'aide du logiciel Gambit. Le maillage comporte des zones de raffinement qui varient en fonction du paramètre géométrique variable de l'étude (b). Le maillage paramétré est créé automatiquement à partir des commandes (*journal file*) produites automatiquement par des macros Excel dans lesquelles sont fixés les paramètres de géométrie (b et forme des canaux) et de maillage, ainsi que les conditions aux limites. Les paramètres de la simulation numérique sont appliqués automatiquement dans le logiciel de simulation numérique Fluent. Les résultats des calculs sont consignés dans un fichier résultat. A partir de la valeur de la densité de flux calculée, l'algorithme d'optimisation propose une nouvelle valeur de b qui permet de définir un nouveau maillage bouclant ainsi le processus. La boucle d'optimisation utilise un programme d'optimisation propre au code utilisé (i-SIGHT-FD). Il s'agit du programme POINTER [7]. Ce programme, utilise plusieurs types d'algorithme d'optimisation (génétique, gradient, solver linéaire) en fonction du problème considéré. Le choix est effectué automatiquement. Pour notre problème, la boucle d'optimisation permet d'obtenir un optimum pour la valeur de b en une trentaine d'heure. Des tests comparatifs des différents algorithmes sont par ailleurs en cours.

2.1. Construction du maillage

L'élaboration automatique du maillage est une étape fondamentale du processus. Dans notre étude le fait que le maillage dépende de la dimension du canal par un paramétrage des zones pariétales est un gage de qualité du maillage (Figure 5).

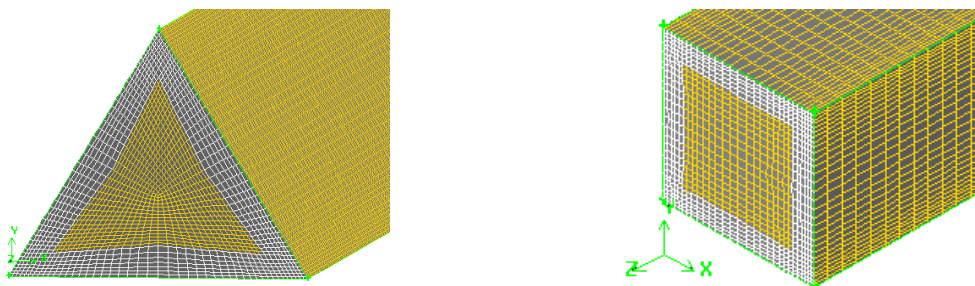


Figure 5 : Aperçu de certains maillages.

En outre, des études préliminaires de sensibilité au maillage ont permis de s'assurer de l'indépendance de la solution vis-à-vis du maillage. Les caractéristiques de maillages (nombre de mailles, facteurs de grossissement) issus de cette pré-étude ont été utilisées par la suite.

2.2. Paramètres des simulations numériques

Les conditions aux limites suivantes sont imposées pour chaque simulation numérique effectuée : les parois des canaux sont considérées à température constante égale à 350 K. A la sortie du domaine de calcul une condition de pression statique égale à 1 bar est imposée (pressure outlet). A l'entrée du domaine une condition de vitesse uniforme est imposée. La valeur de la vitesse imposée est déterminée par une boucle préliminaire, de manière à avoir

toujours une différence de pression statique entrée-sortie égale à 40 Pa. La température du fluide à l'entrée du canal est uniforme et égale à 300 K. Les simulations numériques sont effectuées avec un schéma upwind au second ordre (en double précision) pour les équations de quantité de mouvement et de l'énergie. La convergence des simulations est déterminée automatiquement en utilisant la valeur des résidus sous Fluent [6]. Ceux-ci sont fixés à 10^{-4} pour la continuité et les vitesses et à 10^{-7} pour l'énergie [6]. Pour la totalité des simulations numériques effectuées, le nombre de Reynolds est compris entre 30 et 1500. Ainsi pour toutes les simulations nous avons choisi un modèle laminaire.

3. Résultats

L'optimisation est mise en œuvre pour quatre géométries de canaux : circulaire, carré, triangle rectangle isocèle et triangle équilatéral. Sur la figure 6 sont présentés les résultats concernant la géométrie circulaire et le triangle isocèle rectangle. Ces courbes représentent la variation de la puissance thermique échangée par l'échangeur (défini à la figure 1) constitué de ces géométries de canaux en fonction du paramètre géométrique variable de l'étude, c'est-à-dire b . Chaque point de ces courbes correspond à une simulation numérique effectuée par la boucle d'optimisation. Pour toutes les géométries testées, ces courbes présentent un maximum. La valeur du maximum de puissance thermique échangée ainsi que de la valeur de b correspondante sont liées au type de géométrie.

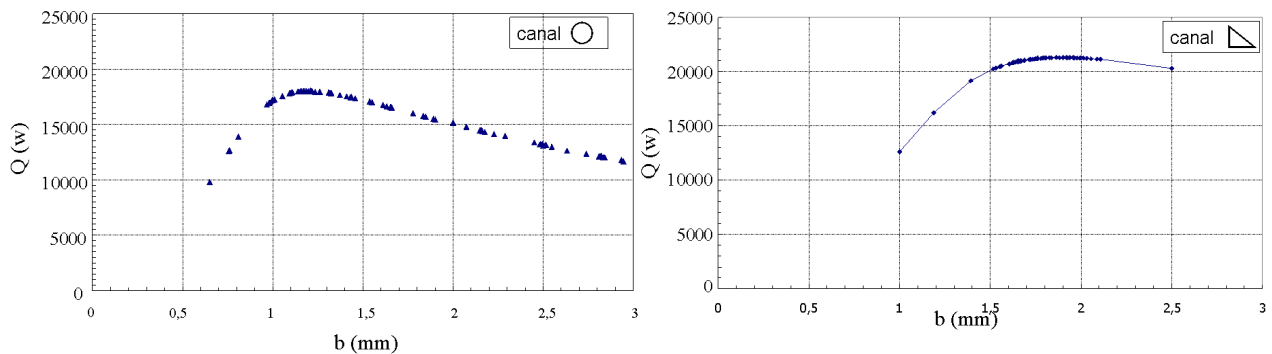


Figure 6 : flux en fonction de b .- géométrie circulaire et triangle isocèle rectangle

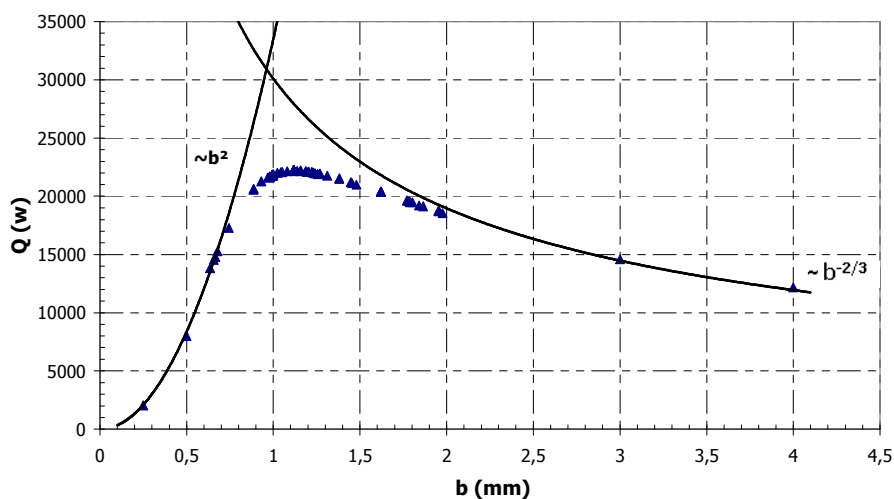


Figure 7 : courbe du flux en fonction de b pour la géométrie carré

La figure 7 présente les résultats concernant la géométrie carrée. De chaque côté des valeurs extrêmes de b , sont tracés les courbes asymptotiques. Les points calculés par simulations numériques sont, pour les valeurs extrêmes de b , en très bon accord avec les

comportements asymptotiques. En outre, on observe que la valeur de b optimale est assez proche de l'intersection des asymptotes. Néanmoins, la méthode des asymptotes sous-estime cette valeur optimale.

Dans le tableau ci-dessous les résultats de cette étude sont résumés et comparés à l'étude théorique (méthode des asymptotes) présentée dans [4]. Il est intéressant d'observer que les valeurs de b fournies par la méthode des asymptotes sont assez précises. En revanche, la valeur du flux (adimensionné) est très largement surestimée par cette méthode approchée. On retrouve ce dernier résultat sur la figure 7, en comparant le maximum calculé et le maximum correspondant à l'intersection des deux comportements asymptotiques. La géométrie carré est la géométrie qui permet d'échanger le plus important flux de chaleur, avec la surface d'échange la moins importante.

	triangle équilatéral	triangle rectangle isocèle	carré
b optimal (mm)	1.91	1.86	1.12
b optimal b(mm) [4]	1.81	1.78	1.07
Q* maximal ⁽¹⁾	1827	1827	1907
Q* maximal [4] ⁽¹⁾	3279	3279	3970
Q (w) maximal	21322	21319	22246
nombre de canaux	94482	86296	119082
surface d'échange (m ²)	9.74	9.86	9.6

$$^{(1)} Q^* \text{ définit par [4]} \quad Q^* = \frac{Q * L^2}{(HWL) * k * (\bar{T}_s - T_i)}$$

4. Conclusion

Cette étude montre que pour une perte de charge et un encombrement donnés il existe une configuration de canal qui est optimale au sens de la puissance thermique échangée. De plus, contrairement aux études antérieures, la méthode et les outils mis en œuvre permettent de déterminer avec précision la valeur optimale exacte du paramètre géométrique b (diamètre) ainsi que la valeur précise de la puissance thermique échangée correspondante. La souplesse et la validation de la méthode et des outils employés permet maintenant l'étude de configurations géométriques de canaux plus complexes incluant plusieurs paramètres géométriques variables.

Références

- [1] A. Bejan, Shape and Structure, from Engineering to nature, Cambridge University Press, Cambridge, 2000.
- [2] A. Bejan, E. Sciubba, The optimal spacing of parallel plates cooled by forced convection, Int. J. Heat Mass Transfer 35 (1992) 3259-3264.
- [3] A. Yilmaz, O. Buyukalaca, T. Yilmaz, Optimum shape and dimensions of ducts for convective heat transfer in laminar flow at constant wall temperature, Int. J. Heat Mass Transfer 43 (2000) 767-775.
- [4] Y.S. Muzychka, Constructal design of forced convection cooled micro-channel heat sinks and heat exchangers, Int. J. Heat Mass Transfer 48 (2005) 3119–3127.
- [5] T. Bello-Ochende, L. Liebenberg, J.P. Meyer, Constructal cooling channels for micro-channel heat sinks, Int. J. Heat Mass Transfer 50 (2007) 4141–4150.
- [6] Fluent 6.3 user's guide, September 2006.
- [7] i-SIGHT-FD version 2.5, user's guide, 173-205.