

ÉTUDE DE L'INFLUENCE DE LA GEOMETRIE EN SPIRALE DES PAROIS D'UN TUBES SUR LE TRANSFERT THERMIQUE ET LES PERTES DE CHARGE.

M.Z. DAR RAMDANE^{*(1)}, M. HAMEL⁽²⁾, Z. DELLIL⁽¹⁾ et A. AZZI⁽²⁾.

(1) Département d'Electromécanique, Institut de Maintenance et de la Sécurité Industriel
Université d'Oran -ALGÉRIE-

(2) L. M. A, Faculté de Génie Mécanique, U. S. T.O-M.B -ALGÉRIE-
darramdane77@yahoo.fr*, hamel_moh78@yahoo.fr, zine.dellil@yahoo.fr,
azzi@algériecom.com.

Résumé :

Dans ce travail on présente une étude numérique des caractéristiques dynamiques et thermiques d'un écoulement turbulent de convection forcée le long des tubes dont la paroi est affectée d'ondulations en forme spirale. L'analyse de l'écoulement turbulent et la prévision des échanges thermiques pour plusieurs tubes de différentes pas d'ondulation sont effectuées en utilisant la méthode des volumes finis et le modèle de turbulence $k-\omega SST$ implémentés dans le code de calcul ANSYS CFX 10.0. En effet l'ondulation spirale de la paroi contribue à la destruction de la couche limite thermique, principal obstacle au transfert de chaleur. Cette amélioration est accompagnée par une augmentation des pertes de charges, et nécessite par conséquent plus de puissance de pompage. En comparant avec un tube cylindrique lisse, le tube dont la paroi est affectée d'ondulations en forme spirale a permis d'avoir une augmentation de 7,15 % jusqu'à 12,21 % dans le nombre de Nusselt.

Nomenclature

amp	amplitude de l'ondulation,	(m)	U	vitesse moyenne du fluide,	($m s^{-1}$)
C_f	coefficient de frottement,		x, y, z	coordonnées cartésiennes,	(m)
C_p	coefficient de pression,		ρ	masse volumique du fluide,	($kg m^{-3}$)
d	diamètre de tube,	(m)	λ	longueur d'onde, m	
Nu_d	nombre de Nusselt ($\bar{h}d/k$)		μ_t	viscosité dynamique turbulente,(Pa s)	
Pr	nombre de Prandtl, ($\mu C_p/k$)		τ	contrainte de cisaillement,	($N m^{-2}$)
Re	nombre de Reynolds, (Ud/ν)		Indices		
T	température du fluide,	(°K)	i, j, k	Indices matriciels	

1. INTRODUCTION

La technique d'augmentation du transfert de chaleur par des parois ondulées est une caractéristique très importante dans la conception des échangeurs de chaleurs compacts tel que le montre les nombreuses recherches empiriques et les études numériques rapportées par la littérature. La réalisation des tubes dans la paroi affectée d'ondulations en forme spirale est simple à l'échelle industrielle. Le processus physique d'augmentation du transfert de chaleur vient du fait que la forme ondulée de la surface détruit la couche limite formée et permet le remplacement continu du fluide près de la paroi solide, mais ce processus est accompagné par une augmentation des pertes de charges. Par conséquent, le meilleur des solutions est de produire le minimum de perte de charge pour un maximum du transfert de chaleur.

Le présent travail traite le problème du transfert thermique d'un écoulement turbulent dans des tubes dans la paroi affectée d'ondulations en forme spirale en tenant compte de l'impact du pas d'ondulation sur le transfert de chaleur et les pertes de charges. L'analyse de l'écoulement turbulent et la prévision des échanges thermiques est effectuées sur plusieurs tubes de différente pas en utilisant la méthode des volumes finis et le modèle de turbulence $k-\omega SST$ (Shear Stress Transport) implémentés dans le code de calcul ANSYS CFX 10.0.

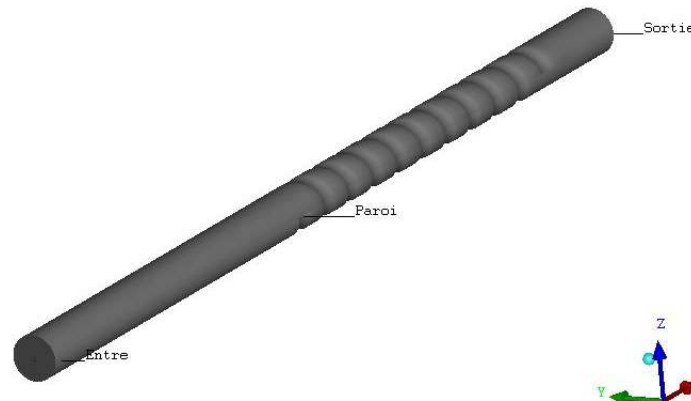


Figure 1. La géométrie d'un tube dont la paroi est affectée d'ondulations en forme spirale (pas=1)

2. GEOMETRIE ET MAILLAGE

Un tube dans la paroi affectée d'ondulations en forme spirale présentée à la figure 1 a un diamètre $d=0.1m$ et se compose de demi ondulations, chaque demi ondulation à une forme semi-sinusoïdale; la longueur de demi-onde est $\lambda = 0.5d$ et l'amplitude de l'ondulation est de $0,05d$. Les ondulations sont précédées et suivies d'une section plate à l'entrée et à la sortie de longueur de $10d$ et $3d$ pour l'ajustement et le rétablissement de l'écoulement. Le pas de l'ondulation variée de $0,5d$ jusqu'à la valeur de $3d$. Pour tracer la demi-ligne sinusoïdale on utilise l'équation suivante :

$$y(x) = amp * \sin\left(\frac{\pi}{H} * x\right) \quad (1)$$

Le logiciel ANSYS ICEM CFD 10.0 est utilisé pour générer la géométrie et le maillage de la conduite spirale. Dans cette étude en utilise un maillage en "O" de type hexahedral avec un raffinement près des parois (fig. 2).

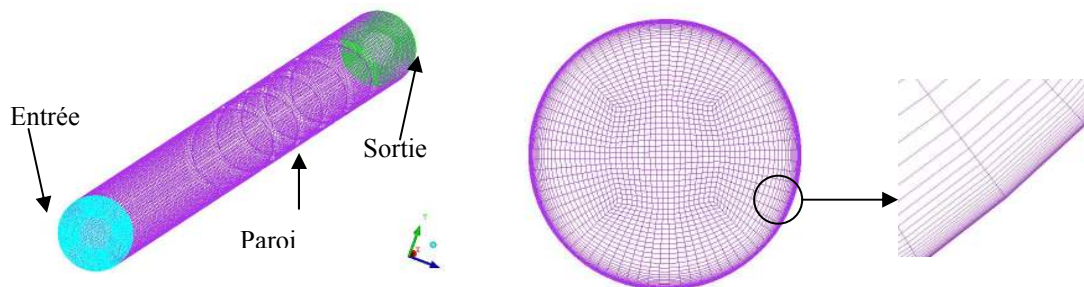


Figure 2. Le maillage en "O" de type hexahédral de la surface d'entrée

3. MODÈLE DE TURBULENCE

Pour tous les problèmes de mécanique des fluides, en général, et particulièrement dans les conduites, les équations utilisées dérivent généralement des équations de conservations de la masse, de quantité de mouvement, d'énergie et l'équation d'état du fluide. Afin de prédire la distribution du champ des vitesses moyennes et de la température moyenne, il est nécessaire d'adopter des hypothèses pour trouver un moyen raisonnable pour modéliser les contraintes de Reynolds et les flux turbulents. L'une des méthodes de résolution statique des équations de Navier-Stokes en écoulement turbulent consiste à adopter l'hypothèse faite par Boussinesq (1877). Dans cette méthode, on fait une analogie entre les contraintes visqueuses τ_{ij} et le tenseur des tensions turbulentes apparentes (Tenseur de Reynolds $-\rho \overline{u_i u_j}$) en introduisant une viscosité turbulente μ_t qui sera donc calculée par le modèle à deux équations *k- ω SST*.

Le modèle de turbulence *k- ω SST* [1] est basé sur le transport de la contrainte de cisaillement turbulent et donne des prévisions fortement précises du début et de la quantité de séparation de l'écoulement sous des gradients défavorables de pression. L'idée derrière le modèle SST est de combiner le modèle *k- ϵ* [2] et le modèle *k- ω* [3] à l'aide de la fonction de mélanges F1 qui est égal à 1 près de la paroi et à zéro loin de cette dernière. Il active le modèle de Wilcox (*k- ω*) dans la région près de la paroi et le modèle *k- ϵ* pour le reste de l'écoulement.

4. SIMULATION NUMERIQUE

4.1. Définition du domaine de calcul

Le domaine de calcul est défini à l'aide du module CFX-Pre du code de calcul ANSYS CFX 10.0 ; tout d'abord, on définit le fluide qui est l'air; le régime est stationnaire, le modèle de turbulence est celui de *k- ω SST*. Les conditions aux limites à chaque surface du domaine de calcul pour toutes les simulations sont les suivantes :

- L'entrée : le régime de l'écoulement est subsonique, l'intensité de la turbulence =5 %, la vitesse de l'écoulement d'air à l'entrée et de 1 m s^{-1} , et la température de l'air est de 20°C .
- La sortie : le régime de l'écoulement est subsonique, et la pression statique moyenne est 0 Pa.
- Les parois : lisses, fixes et avec une température constante de 40°C .

La méthode numérique des volumes finis, est utilisée avec un schéma de convection de haute précision pour résoudre les équations moyennes de Reynolds. L'algorithme de résolution est détaillé dans la référence [4].

4.3. Écoulement et transfert de chaleur dans la conduite dont la paroi est affectée d'ondulations en forme spirale

L'écoulement dans la conduite dont la paroi est affectée d'ondulations en forme spirale de pas=0,5d et 2d est simulé numériquement avec les conditions aux limites citées au dessus; les résultats de la simulation montrent que l'écoulement est uniforme dans la partie lisse de la conduite mais à la première rencontre avec l'ondulation il commence à se perturber; le contour de la vitesse dans un plan axial représenté sur la figure 3, montre que la vitesse a des valeurs élevées au passage ondulée de la conduite dû à la diminution de la section de passage, c'est pour cela que la vitesse est plus élevée dans cette région. Sur la figure 4, les lignes de courant sont représentées, une rotation de fluide est observée autour de l'axe de la conduite, cela est dû à la forme spirale de l'ondulation. La vitesse tangentielle pour différentes positions le long de la conduite représentée dans la figure 5 montre que cette dernière suit strictement la modification de la géométrie, et au passage lisse de la sortie le fluide reste en mouvement de rotation mais plus uniforme que dans la partie spirale de la

conduite. La distribution du coefficient de frottement et du nombre de Nusselt sont représentés dans la figure 4, leur allure est la même le long de la conduite; On remarque que ces courbes suivent strictement la variation de la géométrie des tubes, à la section d'entrée où la vitesse est imposée constante, les deux quantités prennent leur valeur maximale à cause de l'inexistence des couches limites dynamique et thermique, cette valeur diminue avec le développement des deux couches limites. Une diminution du pic du nombre de Nusselt et du coefficient de frottement est remarquée dans la partie spirale.

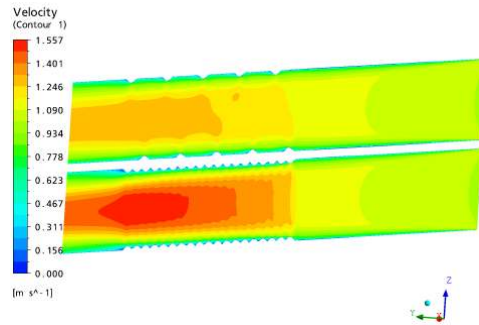


Figure 3. Contour de vitesse dans le plan axial pour le pas de 2d en haut et 0.5d en bas.

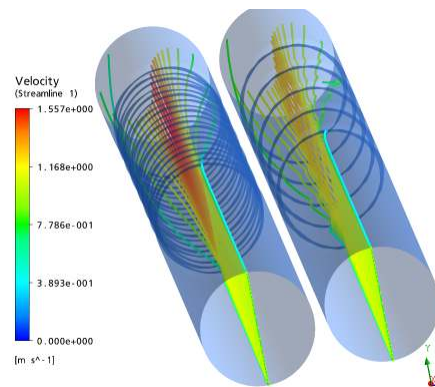


Figure 4. Les lignes de courant dans le plan axial pour le pas de 0.5d à gauche et 2d à droite.

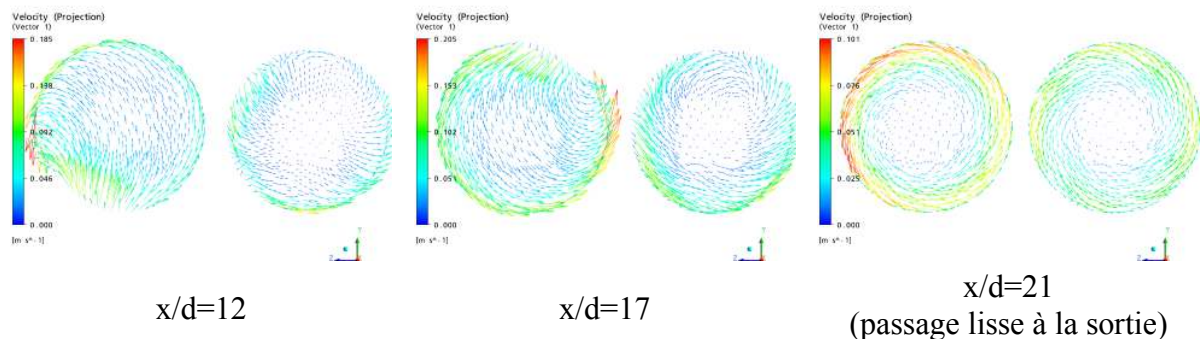


Figure 5. La vitesse tangentielle dans un plan transversal pour le pas de 0.5d à gauche et 2d à droite.

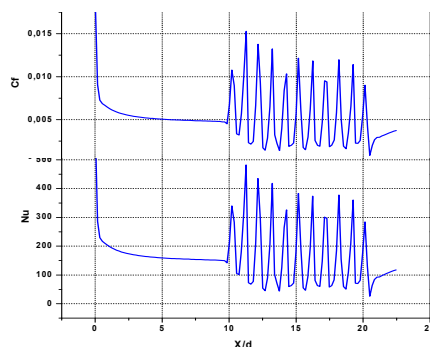


Figure 6. Variation du nombre de Nusselt et du coefficient de frottement dans le tube dont la paroi est affectée d'ondulations en forme spirale.

4.4. Influence du pas de l'ondulation

Le calcul numérique est effectué pour différentes valeurs de pas d'ondulation allant de 0,5d jusqu'à la valeur de 3d afin d'étudier l'influence de la variation du pas de l'ondulation sur les pertes de charge et le transfert thermique.

Pour une seule ondulation figure 8 le coefficient de frottement augmente au sommet de la demi ondulation et décroît au passage lisse de cette dernière. Au passage lisse entre les ondulations les valeurs du C_f se rapprochent.

Quant au coefficient de pression c'est l'effet inverse qui est observé, en effet, on assiste à une chute importante de ce coefficient au sommet et une augmentation au passage lisse de l'ondulation pour les différentes valeurs de pas figure 7.

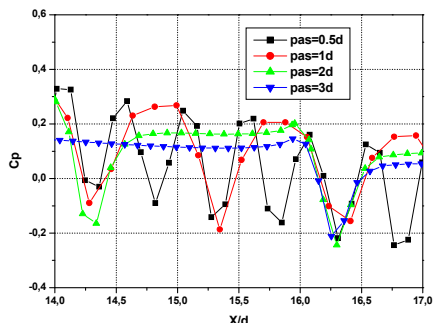


Figure 7. Variation du coefficient de pression dans le tube spirale pour différent pas

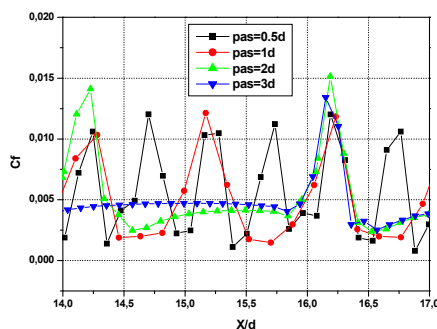


Figure 8. Variation du coefficient de frottement dans le tube spirale pour différent pas.

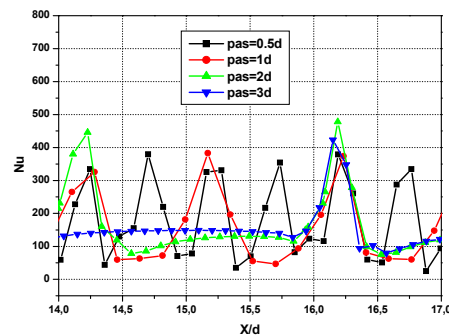


Figure 9. Variation du nombre de Nusselt dans le tube ondulé pour différent pas.

Concernant le nombre de Nusselt présenté dans la figure 9, il est clair qu'il suit la variation du C_f . L'augmentation de ce nombre au sommet de l'ondulation se fait d'une manière progressive due à l'augmentation de la vitesse. Globalement, une augmentation de la valeur du pas s'accompagne avec une diminution du nombre de Nusselt moyen et du coefficient de frottement (Tableau 1).

Tableau 1. Valeurs moyennes de Nu et C_f pour différentes valeurs de pas

pas	Conduite lisse	0,5d	1d	2d	3d
Nu_{moy}	152,32	168,18	163,21	161,89	160,32
$C_{f_{moy}}$	$4,70 \cdot 10^{-3}$	$5,32 \cdot 10^{-3}$	$5,10 \cdot 10^{-3}$	$5,08 \cdot 10^{-3}$	$5,04 \cdot 10^{-3}$

Pour le tube dont la paroi est affectée d'ondulations en forme spirale l'augmentation du nombre de Nusselt est de 7,15 % jusqu'à 12,21 % par rapport au tube lisse, par contre on remarque une augmentation de 7,23 % jusqu'à 13,19 % pour le coefficient de frottement.

CONCLUSION

Dans cette étude on a présenté les résultats obtenus pour les configurations géométriques à savoir tube lisse, tube spirale avec un pas qui varie de 0,5d jusqu'à 3d. Suite aux résultats obtenus on note que du point de vue thermique la géométrie spirale permet un bon échange de chaleur tout en tenant compte des pertes de charge occasionnées. Les résultats obtenus montrent que le tube spirale favorise le transfert de chaleur par convection, mais il cause beaucoup de pertes de charges. Malgré les minimales pertes de charges dans le tube lisse se dernier n'est pas appréciable en ce qui concerne le transfert de chaleur.

REFERENCES BIBLIOGRAPHIQUES

1. F.R. Menter, Two-equation eddy-viscosity turbulence models for engineering applications. *AIAA-Journal*, Volume 32, pp 8, 1994.
2. S. V. Patankar et D. B. Spalding, A calculation procedure for heat, mass and momentum transfer in three-dimensional parabolic flows, *Int. J. of Heat and Mass Transfer*, Volume 15, pp 1778-1806, 1972.
3. D.C. Wilcox, Multiscale model for turbulent flows, *AIAA 24th Aerospace Sciences Meeting. American Institute of Aeronautics and Astronautics*, 1986.
4. Documentations CFX, Solver Theory, 2003.