

# Effets d'un cylindre oscillant sur le transfert de chaleur dans un canal horizontal

Hamza MAHDHAOUI<sup>1</sup>, Hatem LAATER<sup>2</sup>

<sup>1</sup>Faculté des Sciences de Bizerte, Département de Physique 7021- Jarzouna- Tunisie

<sup>2</sup> Faculté des Sciences de Bizerte, Département de Physique 7021- Jarzouna- Tunisie

hamza.mahdhaoui@gmail.com

hatem.laatar@fsb.rnu.tn

**Résumé** - Ce travail présente une étude numérique d'écoulement laminaire de convection mixte d'air dans un canal horizontal en présence d'un cylindre à section carrée oscillant verticalement. La méthode des volumes finis a été utilisée pour la discrétisation spatiale des équations de l'écoulement, alors que la discrétisation temporelle a été faite par un schéma de type Adams-Bashforth d'ordre deux. Derrière le cylindre oscillant, l'écoulement devient sinusoïdal et des tourbillons de Von-Karman apparaissent. Nous avons effectué une étude paramétrique pour déterminer l'effet de la fréquence  $\Omega$ , la vitesse d'oscillation  $V_m$  et le nombre de Reynolds  $Re$  ainsi que l'angle d'oscillation  $\alpha$  sur l'amélioration des transferts thermiques. Cette étude montre que l'augmentation de ces paramètres améliore les échanges thermiques mais à des degrés différents.

## Nomenclature

$L$	Longueur canal	<i>Symboles grecs</i>
$H$	Hauteur canal	$\alpha$ angle d'oscillation
$h$	Longueur obstacle	$\Omega$ fréquence d'oscillation du cylindre
$d$	Hauteur obstacle	$\tau$ temps adimensionnel
$U, W$	Composante adimensionnelle horizontale et verticale de la vitesse	<i>Indices et exposants</i>
$V$	Vitesse d'oscillation du cylindre	$p$ paroi
$X, Z$	Coordonnées cartésiennes adimensionnelles	$m$ maximum
$Nu$	Nombre de Nusselt	$co$ cylindre oscillant
$Cam$	Coefficient d'amélioration	$cf$ cylindre fixe
$T$	température	

## 1. Introduction

L'écoulement autour d'obstacle oscillant est un phénomène rencontré fréquemment dans de nombreux systèmes technologiques comme: les composants électroniques, les aubes de turbines, les cœurs de réacteurs nucléaires et les plates-formes pétrolières. Beaucoup de travaux, numériques et expérimentaux ont été consacrés à l'étude des écoulements autour d'un cylindre carré fixe.

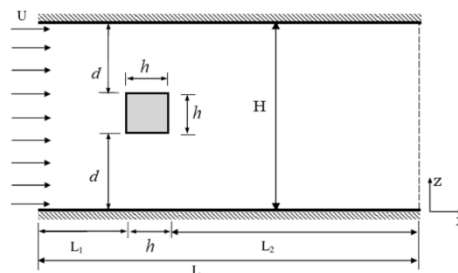


Figure 1: Configuration géométrique étudiée.

L'écoulement autour d'un cylindre met en évidence l'apparition des lâchés tourbillonnaires de von Karman à partir d'un  $Re=60$ . Cette valeur a été trouvée par Breuer et al. [1] et al. ainsi que par Korichi et L. Oufar [2]. Turki et al. [3] ont analysé numériquement, l'écoulement et le transfert de chaleur par convection mixte dans un canal en présence d'une barre cylindrique et pour des valeurs du nombre de Richardson comprises entre 0 et 0.1 et des nombres de Reynolds variant de 62 à 200. Les résultats obtenus ont montré que l'écoulement devient instable à partir d'une valeur critique de Richardson de 0.13. A.K.Dhiman et al. [4] ont simulé la convection mixte bidimensionnelle d'un écoulement d'air dans un canal horizontal. Les isothermes et les lignes de courant ont été obtenues pour différentes valeurs des nombres adimensionnels  $Re$ ,  $Pr$  et  $Ri$ . Ils ont remarqué une coïncidence entre les profils des coefficients de traînée et de portance. À cause de la mobilité des frontières, le problème du cylindre oscillant est plus difficile à modéliser. Suh-Jenq Yang et al. [5] ont étudié numériquement les caractéristiques de l'écoulement transversal autour d'un cylindre oscillant de section rectangulaire. Les résultats indiquent que les tourbillons détachés sont entraînés par le mouvement du cylindre avec une fréquence évoluant progressivement vers la fréquence du cylindre oscillant.

Dans le présent travail, on s'intéresse à l'étude d'un écoulement transversal autour d'un cylindre carré placé dans un canal horizontal et dont la surface est chauffée à température constante  $T_0$  (figure 1). Le but de cette étude est la compréhension et l'analyse de la structure des champs dynamique et thermique ainsi que la quantification des transferts de chaleur convectif fluide-cylindre

## 2. Formulation du problème

### 2.1. Equations

La configuration géométrique ainsi que les dimensions du domaine étudié sont représentées sur la figure 1. L'écoulement est supposé laminaire, incompressible et bidimensionnel ( $x,z$ ). Le fluide est visqueux et Newtonien. L'effet de la gravité est négligé. Les propriétés thermo-physiques du fluide sont considérées constantes dans la gamme des conditions d'étude. En tenant compte de ces hypothèses, les équations adimensionnelles régissant l'écoulement, s'écrivent comme suit:

$$\frac{\partial U}{\partial X} + \frac{\partial W}{\partial Z} = 0 \quad (1)$$

$$\frac{\partial U}{\partial \tau} + U \frac{\partial U}{\partial X} + W \frac{\partial U}{\partial Z} = -\frac{\partial P}{\partial X} + \frac{1}{Re} \left( \frac{\partial^2 U}{\partial X^2} + \frac{\partial^2 U}{\partial Z^2} \right) \quad (2)$$

$$\frac{\partial W}{\partial \tau} + U \frac{\partial W}{\partial X} + W \frac{\partial W}{\partial Z} = -\frac{\partial P}{\partial Z} + \frac{1}{Re} \left( \frac{\partial^2 W}{\partial X^2} + \frac{\partial^2 W}{\partial Z^2} \right) + \frac{Gr}{Re^2} T \quad (3)$$

$$\frac{\partial T}{\partial \tau} + U \frac{\partial T}{\partial X} + W \frac{\partial T}{\partial Z} = -\frac{\partial P}{\partial X} + \frac{1}{Re.Pr} \left( \frac{\partial^2 T}{\partial X^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial Z^2} \right) \quad (4)$$

avec les variables adimensionnelles définies comme suit :

$$X = \frac{x}{H}, Z = \frac{z}{H}, \tau = \frac{t}{H/U_0}, U = \frac{u}{U_0}, W = \frac{w}{U_0}, P = \frac{p-p_0}{\rho U_0^2}, T = \frac{\theta-\theta_0}{\theta_c-\theta_0}$$

$$Pr = \frac{\nu}{\alpha}, Re = \frac{U_0 \cdot H}{\nu}, Gr = \frac{g\beta(\theta_c-\theta_0)H^3}{\nu^2}, Ri = \frac{Gr}{Re^2}$$

## 2.2 Conditions aux limites

A l'entrée du canal :  $U = 1, W = 0, T = 0$

A la sortie du canal :  $\frac{\partial U}{\partial X} = 0, \frac{\partial W}{\partial Z} = 0, \frac{\partial T}{\partial X} = 0$

Aux parois du canal :  $U = 0, W = 0, \frac{\partial T}{\partial Z} = 0$

## 3. Résolution numérique

La méthode des volumes finis a été utilisée pour la discrétisation spatiale des équations de l'écoulement, alors que la discrétisation temporelle a été faite par un schéma du type Adams-Bashforth d'ordre deux. La résolution des équations de Navier-Stokes est réalisée par la méthode de projection. Un maillage structuré non uniforme de 258x162 est utilisé avec un raffinement près des parois afin de capter les forts gradients de température et de vitesse. Les longueurs d'entrée et de sortie sont choisies suffisamment grandes afin d'avoir un régime établi à l'entrée et des gradients de vitesses et de température nuls à la sortie. Le choix du pas du temps a été imposé par la précision et la stabilité numérique des calculs ( $\Delta\tau = 2.10^{-3}$ ).

## 4. Résultats et discussions

Le problème considéré est relatif à un écoulement d'air ( $Pr=0.71$ ), dans un canal horizontal en présence d'un cylindre carré de hauteur  $h$ . Le canal est de hauteur  $H=10h$  et de longueur  $L=30h$ . Le domaine est caractérisé par un rapport de blocage  $h/H = 0.1$ . Le cylindre carré est placé initialement sur l'axe du canal entre les abscisses  $X = 8h$  et  $X = 9h$ .

le cylindre oscille mis en mouvement avec une vitesse  $V(\tau) = V_m \cos(2\pi\Omega\tau)$  où  $V_m$  est la vitesse maximale d'oscillation et  $\Omega$  est la fréquence adimensionnelle d'oscillation. L'écoulement devient sinusoïdal et sa symétrie initiale est brisée. Pour mieux analyser cette structure périodique, on a représenté sur la figure 2, les lignes de courant instantanées et les variations des isothermes pour une demi-période d'oscillation. Il ya apparition de détachement tourbillonnaire tourbillons de Von-Karman apparaissent. Ces vortex sont plein d'air chaud alternativement issu des faces supérieure et inférieure du cylindre, ils se désagrègent dans le sillage derrière l'obstacle. Ce processus se répète à chaque alternance.

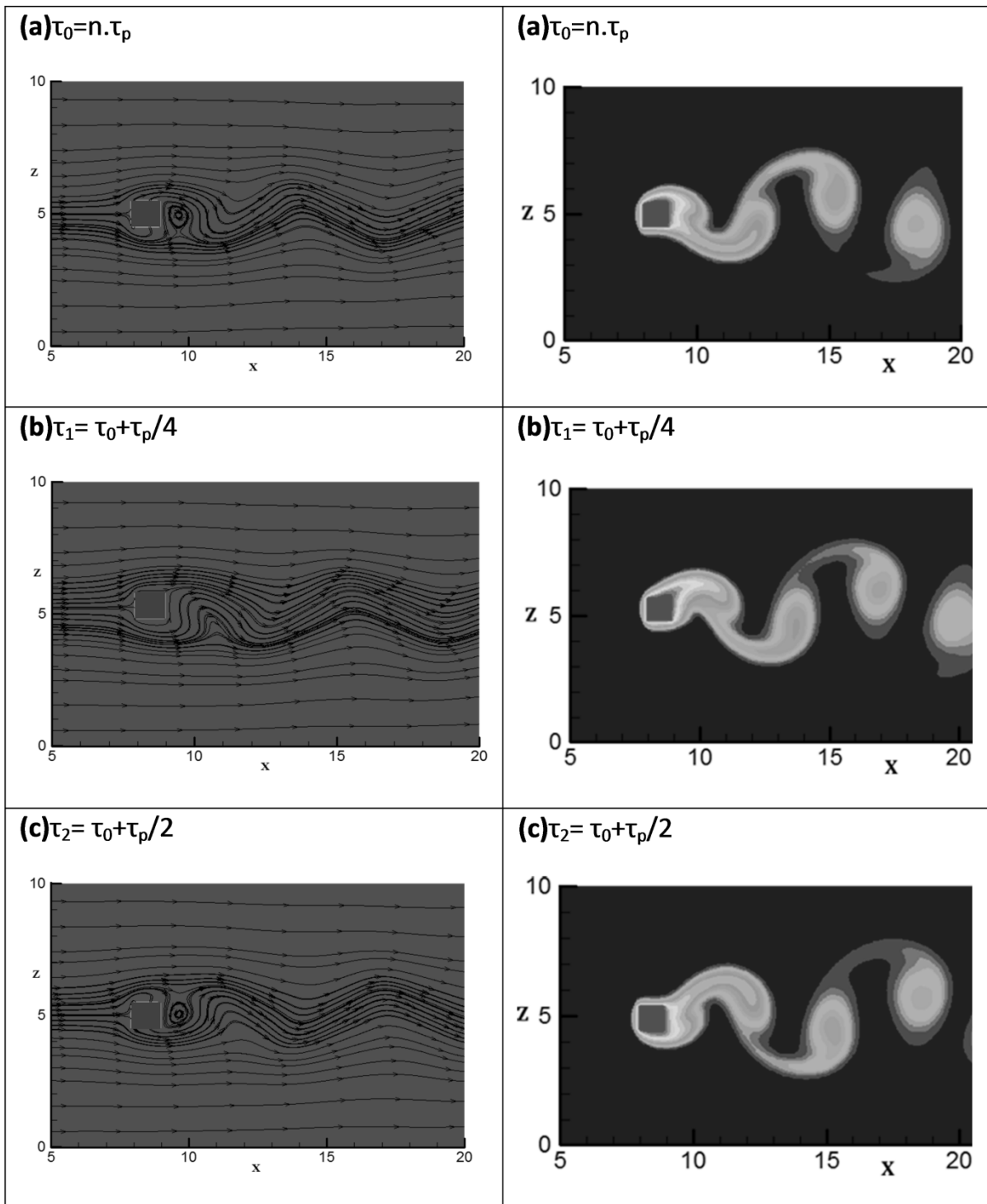


Figure 2: Les variations des lignes de courant et des isothermes durant une demi-période d'oscillation du cylindre pour  $Re = 50$ ,  $Vm=1/3$ .

Sur la figure 3, est représentée la comparaison des distributions du nombre de Nusselt local moyenné dans le temps, le long du périmètre du cylindre lorsque celui-ci est fixe puis lorsqu'il est mobile. D'une manière générale, la face frontale AB est le lieu du maximum d'échanges pour les deux configurations. Si on suit son évolution suivant cette face, on remarque que le profil est parabolique avec un axe de symétrie au milieu de la face. L'oscillation du cylindre n'affecte pas la distribution du nombre de Nusselt sur cette paroi. D'autre part, on observe une nette amélioration des échanges thermiques sur les autres faces

lorsque le cylindre oscille. Pour les deux cas étudiés, l'allure des profils du nombre de Nusselt sont analogues. On note en particulier, que les minimums d'échanges sont sur la face CD (sous le vent). Sur les faces supérieure BC et inférieure DA, les profils du nombre de Nusselt sont symétriques avec une décroissance spatiale de B vers C dans le premier cas et de A vers D dans le second.

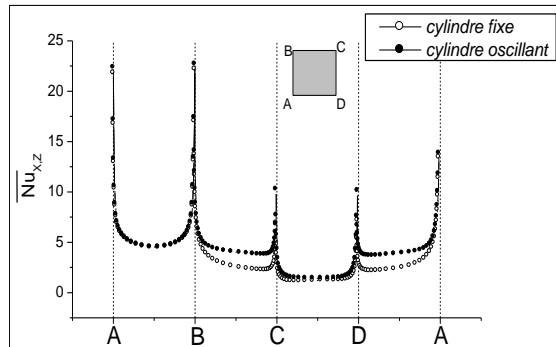


Figure 3: Comparaison des distributions du nombre de Nusselt local moyenné dans le temps, le long du périmètre du cylindre lorsqu'il est fixe et lorsqu'il est mobile

L'effet de la fréquence d'oscillation du cylindre  $\Omega$  sur le taux d'échange thermique est examiné sur la figure 4. Cette figure représente les profils des variations temporelles du nombre de Nusselt moyen pour trois valeurs de la fréquence d'oscillation  $\Omega = (1/6, 1/4, 1/2)$  lorsque le nombre de Reynolds  $Re=50$ . D'une manière générale, l'oscillation du cylindre améliore les échanges thermiques qui varient dans le même sens que la fréquence d'oscillation  $\Omega$ . Pour quantifier cette amélioration, on introduit le coefficient d'amélioration

$$C_{am} \text{ du nombre de Nusselt définit par : } C_{am} = \left( \frac{\overline{Nu_{co}} - \overline{Nu_{cf}}}{\overline{Nu_{cf}}} \right) .100$$

Où  $\overline{Nu_{co}}$  est le nombre de Nusselt moyen dans le cas du cylindre oscillant et  $\overline{Nu_{cf}}$  est le nombre de Nusselt moyen dans le cas du cylindre fixe. On note que le coefficient d'amélioration  $C_{am}$  est égal à 26.08% pour  $\Omega = 1/6$ ,  $C_{am} = 37.14\%$  pour  $\Omega = 1/4$  et  $C_{am} = 59.73\%$  pour  $\Omega = 1/2$ .

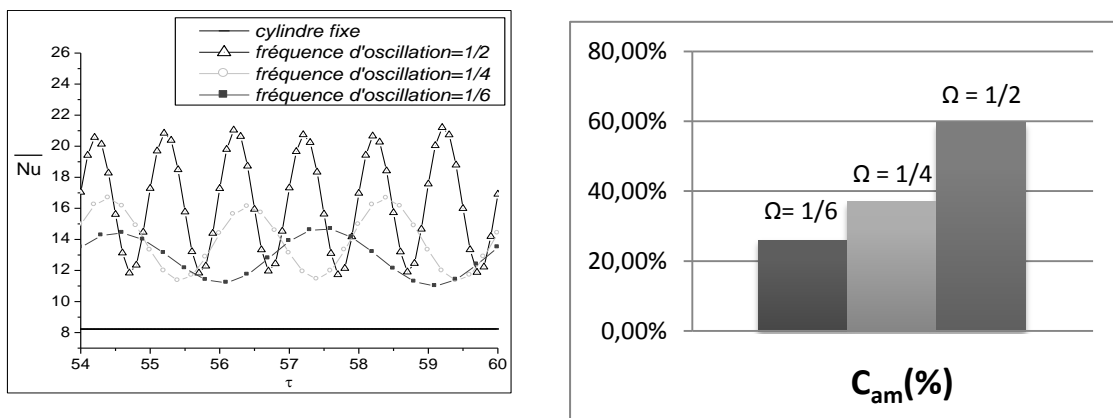


Figure 4: Variations temporelles du nombre de Nusselt moyen pour différentes fréquences d'oscillation ( $Re=50$  et  $Vm=1/3$ ).

Pour étudier l'effet de la vitesse d'oscillation du cylindre sur le taux d'échange thermique, on donne à l'amplitude  $V_m$  de cette vitesse les valeurs suivantes :  $V_m = 1/4$ ,  $1/3$ ,  $1/2$  et  $0$ , figure 5. Le coefficient d'amélioration  $C_{am}$  est égal à 17.67% pour  $V_m = 1/4$ ,  $C_{am} = 26.08\%$  pour  $V_m = 1/3$  et  $C_{am} = 45.52\%$  pour  $V_m = 1/2$ .

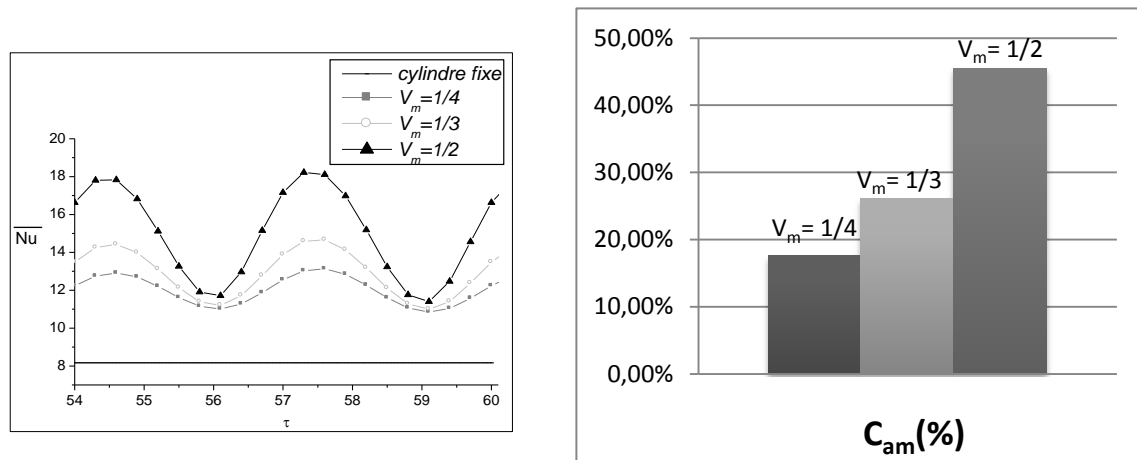


Figure 5: Variations temporelles du nombre de Nusselt moyen pour différentes vitesses d'oscillation ( $Re=50$ ).

La figure 6, représente les profils des variations temporelles du nombre de Nusselt moyen pour les valeurs du nombre de Reynolds  $Re$  égales à 20, 30, 40 et 50 lorsque la vitesse maximale d'oscillation  $V_m = 1/3$  et la fréquence  $\Omega = 1/6$ . Le coefficient d'amélioration  $C_{am}$  est égal à 9.07 % pour  $Re = 20$ ,  $C_{am} = 15.42\%$  pour  $Re = 30$ ,  $C_{am} = 21.37\%$  pour  $Re = 40$  et  $C_{am} = 26.08\%$  pour  $Re = 50$ . D'après tous ces résultats, on peut dire que le taux de transfert de chaleur augmente d'autant que le nombre de Reynolds augmente.

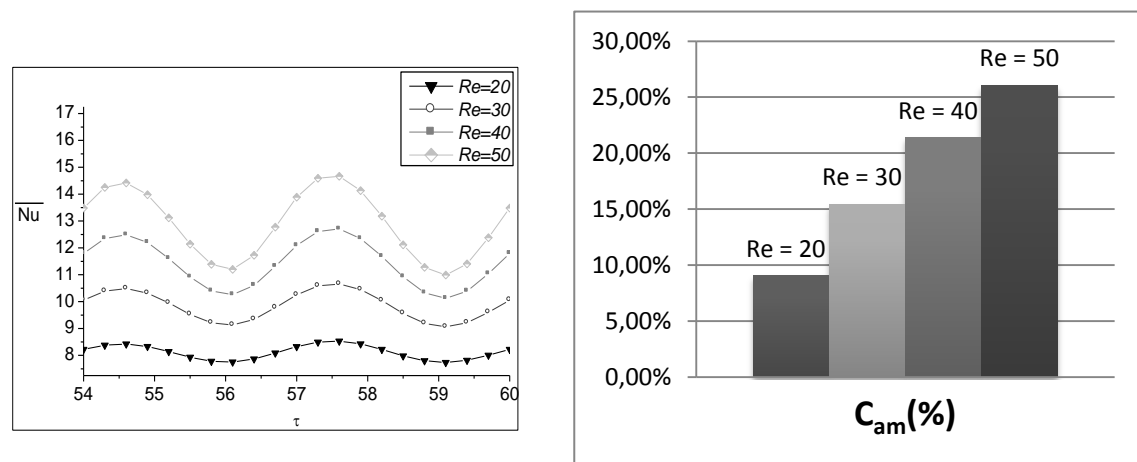


Figure 6: Variations temporelles du nombre de Nusselt moyen pour différents nombres de Reynolds d'oscillation ( $V_m=1/3$ ).

La figure 7, représente les profils des variations du nombre de Nusselt moyen (spatio-temporel) pour différents angles d'oscillation  $\alpha$  ( $0$ ,  $\pi/6$ ,  $\pi/4$ ,  $\pi/3$ ,  $\pi/2$ ,  $2\pi/3$ ,  $3\pi/4$ ,  $5\pi/6$ ) pour un nombre de Reynolds  $Re = 50$ , vitesse maximale d'oscillation  $V_m = 1/3$  et une fréquence  $\Omega = 1/6$ . Nous constatons que la meilleure valeur du nombre de Nusselt moyen est lorsque le cylindre oscille verticalement et la mauvaise valeur lorsque le cylindre oscille

horizontalement. D'une manière générale, plus l'angle d'oscillation  $\alpha$  se rapproche de  $\pi/2$  plus le nombre de Nusselt moyen est meilleur.

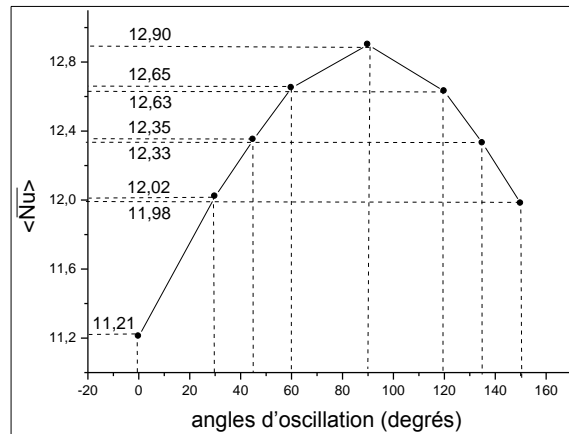


Figure 7: Variations du nombre de Nusselt spatiaux temporelles pour différent angles d'oscillation  $\alpha$  pour ( $\Omega = 1/6$ ,  $Re=50$ , et  $V_m=1/3$ ).

## 5. Conclusion

Une étude numérique d'écoulement dans un canal horizontal en présence d'un obstacle oscillant a été entreprise. Cette étude réalisée en convection a permis de conclure que Lorsque le cylindre oscille, le champ thermique épouse l'allure des tourbillons de Von-Karman qui sont remplis par de l'air chaud arraché au cylindre. Pour analyser les échanges thermiques au niveau des facettes de l'obstacle, nous avons déterminé les distributions du nombre de Nusselt le long de son périmètre. Ces résultats montrent que le maximum d'échanges est au niveau de la face frontale et le minimum est au niveau de la face arrière. L'augmentation de la fréquence et la vitesse d'oscillation ainsi que le nombre de Reynolds améliore les échanges thermiques mais à des degrés différents. Enfin, en ce qui concernant l'angle d'oscillation du cylindre  $\alpha$ , nous remarquons que plus l'angle d'oscillation se rapproche de  $\pi/2$  plus le taux d'échange thermique est meilleur.

## Références

- [1] M. Breuer, J. Bernsdorf, T. Zeiser, F. Durst, Accurate computations of the laminar flow past a square cylinder based on two different methods: lattice-Boltzmann and finite-volume, *International Journal of Heat and Fluid Flow*, Volume 21, Pages 186-196, 2000
- [2] A. Korichi et L. Oufer, Etude numérique de l'écoulement instationnaire et du de transfert de chaleur autour d'un conduite de section carré dans un canal, *Sciences & Technologie*, N°25, Pages 55-61, 2007
- [3] Said Turki, Hassen Abbassi et Sassi Ben Nasrallah, Two-dimensional laminar fluid flow and heat transfer in a channel with a built-in heated square cylinder, *International Journal of Thermal Sciences*, Volume 42, Pages 1105–1113 2003.
- [4] A.K. Dhiman, R.P. Chhabra et V. Eswaran, Steady mixed convection across a confined square cylinder, *International Communications in Heat and Mass Transfer*, Volume 35 Pages 47–55, 2008.
- [5] Suh-Jenq Yang , Teng-Ruey Chang et Wu-Shung Fu, Numerical simulation of flow structures around an oscillating rectangular, *Comput Mech*, Volume 35: Pages 342–351, 2004.