

# Etude numérique de la convection thermosolutale dans les milieux poreux : application aux silos de stockage des grains.

N.Himrane <sup>1\*</sup>, D.E.Ameziani <sup>2</sup>, M. El Ganaoui. <sup>3</sup>

<sup>1</sup> : UMBB- Faculté des sciences de l'ingénieur (FSI)

Laboratoire Energétique Mécanique et Ingénierie (LEMI)

<sup>1,2</sup>: USTHB – Faculté de Génie Mécanique et Génie des Procédés (FGMGP)

Laboratoire des transports polyphasiques et milieu poreux (LTPMP)

<sup>3</sup>: Université de Lorraine – IUT Henri Poincaré de Longwy

Laboratoire IUT de Longwy - LERMAB

\*Auteur correspondant : nabil.himrane@gmail.com

**Résumé**-Dans ce travail, nous nous sommes intéressés à la convection thermo-solutale instationnaire dans les milieux poreux afin d'examiner les phénomènes de transport dans les silos de stockage. Cette étude ne peut être menée rigoureusement si certains phénomènes qui se produisent à l'intérieur des silos ne sont pas considérés. Ces phénomènes sont des sources de chaleur produites par la respiration grain (réactions chimiques). Pour une meilleure compréhension de ces phénomènes nous avons mené une étude numérique sur les transferts de chaleur et de masse en présence d'une réaction chimique dans un cylindre poreux ouvert à ces deux extrémités. L'équation qui gouverne l'écoulement est celle de Darcy en utilisant l'approximation de Boussinesq. Deux types de conditions aux frontières sont considérés à la paroi latérale du cylindre, à savoir une température constante et une température périodique sinusoïdale afin de simuler le défilement des journées ou des années. Les résultats obtenus mettent en évidence, selon les valeurs de du rapport de forme ( $A$ ), rapport de poussée ( $N$ ), taux de réaction ( $Ak$ ) et du nombre de Rayleigh modifié ( $Ra$ ) deux types d'écoulements: un écoulement avec recirculation et un écoulement sans recirculation. Par ailleurs, l'analyse du chauffage périodique de la paroi du cylindre donne des résultats importants. La différence maximale entre les deux cas de chauffage constant et périodique passe de 18% dans le cas purement thermique à 18% dans le cas thermosolutale, qui du point de vue industrielle peut être négligé.

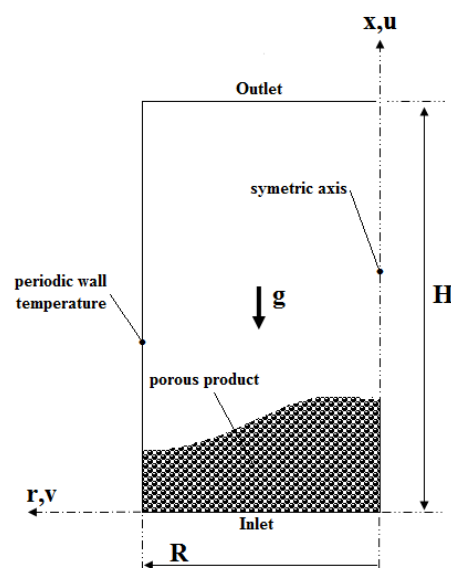


Figure1 : Configuration Géométrique

## Nomenclature :

A	Rapport de forme	$R_k$	Rapport des conductivités
Ak	Taux de réaction	T	Température
$Bi$	Nombre de Biot thermique	U	Vitesse axiale
$Bi_m$	Nombre de Biot thermique	V	Vitesse radiale
$C_p$	Chaleur calorifique, $Jkg^{-1}K^{-1}$	XA	Amplitude
C	Concentration	$\alpha$	Diffusivité thermique, $m^2s^{-1}$
D	Diffusivité massique, $m^2s^{-1}$	$\beta_T$	Coefficient d'expansion thermique
g	Accélération gravitationnelle, $ms^{-2}$	$\beta_m$	Coefficient d'expansion massique
h	Coefficient thermique d'échange convectif	$\varepsilon$	Porosité
$h_m$	Coefficient massique d'échange convectif	$\sigma$	Rapport des capacités calorifiques
H	Hauteur du cylindre, $m$	$\tau$	Period
k	Conductivité thermique, $Wm^{-1}K^{-1}$	<b>Indices</b>	
K	Perméabilité	Amb	Ambiant
Le	Nombre de Lewis	C	Froid
Nu	Nombre de Nusselt	eff	Effective
N	Rapport des poussées	f	Fluide
P	Pression	h	Chaud
R	Rayon du cylindre, $m$	Ref	Reference
$Ra_T$	Nombre de Rayleigh thermique	pm	Milieu
$Ra_m$	Nombre de Rayleigh massique		

## 1. Introduction

Les silos de stockage présentent des risques potentiels d'incendie et d'explosion ainsi que par la fréquence des événements dangereux que par la gravité de leurs conséquences. Statistiquement, dans des silos, le risque d'incendie est plus important que le risque d'explosion de poussière. Cependant, un feu peut provoquer une explosion d'où la nécessité d'une vigilance particulière contre les incendies. Dans les silos de stockage les transferts de chaleur et de masse sont couplés. Par conséquent, une conception optimale pour la conservation des grains dans les conditions ambiantes nécessite une compréhension des phénomènes de transport qui sont présents, M. C. Rodriguez et al. [1-2]. Les murs du silo chauffés par les rayons solaires génèrent des gradients de température supplémentaires induisant des conditions favorables à la reproduction des champignons et des insectes Jiménez-Islas et al. [3], Jian et al. [4], M. C. Rodriguez et al [5]. Pour tenir compte des conditions de températures extérieures plus réalistes, les fluctuations des températures nocturnes et diurnes sont représentées par une fonction sinusoïdale Boland [6] and X. Lu [7]. Peu de travaux ont été publiés sur des géométries poreuse soumises à des conditions aux limites thermiques variables dans le temps. L'effet de l'amplitude d'impulsion a été étudié par Antohe et Lage [8]. Ils ont montré que l'intensité de la convection (transfert de chaleur) au sein de l'enceinte poreuse augmente de façon linéaire avec l'amplitude de chauffage. Ils reportent également l'indépendance du transfert moyen de la période. Une étude numérique de la convection naturelle dans une enceinte poreuse anisotrope avec une variation sinusoïdale de la température imposée sur la paroi inférieure a été effectuée par Varol et al [9]. Ils ont constaté que le transfert de chaleur augmente avec l'augmentation de l'amplitude de la fonction sinusoïdale et diminue avec l'augmentation du rapport de forme. D'autre part les effets du rapport de forme deviennent significatifs en particulier pour des valeurs plus élevées d'amplitude. Le problème de transfert de chaleur par convection naturelle instationnaire dans un cylindre poreux ouvert à ses extrémités, a été étudié numériquement par Ameziani et al [10]. Deux types de conditions aux frontières sont considérés à la paroi externe du cylindre, à savoir une température constante et une température périodique sinusoïdale. Les résultats ont

montré que la différence relative entre les transferts des deux cas de chauffage constant et modulé dans le temps est inférieure à 5% pour les faibles amplitudes adimensionnelle. le stockage des grains dans les silos ne peut être étudié rigoureusement si certains phénomènes qui se produisent à l'intérieur des silos ne sont pas considérés. Ces phénomènes sont des sources de chaleur produites par la respiration grain (réactions chimiques). L'effet de réactions sur la convection sous différentes conditions aux limites est encore largement inconnu. Prasad et Chui [11] ont étudié la convection naturelle dans une enceinte poreuse cylindrique avec une génération interne de chaleur. Pritchard et Richardson [12], Xi Chen *et al.* [13] ont examiné l'influence de la de la réaction chimique sur le phénomène de convection. Récemment, L'effet de la réaction chimique sur le transfert de chaleur et de masse dans un milieu poreux a été étudié par Himrane *et al.* [14]. Pour un chauffage constant de la paroi latérale une relation entre le nombre de Rayleigh et le rapport forme est donnée par linéaire limite  $A = 6,005 \times (Ra)^{-0,49}$  qui représente la limite linéaire de l'apparition du phénomène de recirculation. Lorsque la réaction existe, cette limite linéaire devienne inexacte, plus particulièrement dans le domaine des nombres de Rayleigh élevés.

## 2. Formulation mathématique :

On considère un cylindre disposé verticalement rempli d'un milieu poreux (Figure 1) homogène et isotrope saturé par une seule phase d'un fluide newtonien (silo de stockage granulaire). Les propriétés thermo-physiques du fluide ( $c_p, \mu, k_f, D$ ) et des parties solides ( $k_{eff}, D_{eff}$ ) sont constantes et évaluées à une température moyenne. Toutefois, la masse volumique, dans le terme représentant la force gravitationnelle (terme d'Archimède) dans l'équation du mouvement selon l'axe vertical  $x$ , varie linéairement avec la température (approximation deOberbeck-Boussinesq). Ainsi, la masse volumique ( $\rho$ ) est donnée par  $\rho = \rho_0(1 - \beta_T(T' - T'_0) - \beta_C(C' - C'_0))$  où  $\beta_T$  et  $\beta_C$  est le coefficient d'expansion volumique et  $T'_0, C'_0$  est respectivement la température et la concentration de référence. L'écoulement est supposé laminaire et au vu de la géométrie, les phénomènes qui en résultent sont bidimensionnels axisymétriques. L'équilibre thermique et massique local est admis, par conséquent une seule équation décrivant la variation de température et concentration moyenne (solide-fluide) sur un volume élémentaire représentatif est utilisée pour représenter les champs thermique et massique. La fonction de dissipation visqueuse, reliée à la dégradation de l'énergie cinétique en chaleur du fait des frottements visqueux au sein du fluide est considérée négligeable (à cause des faibles vitesses). Le modèle décrivant l'écoulement au travers du milieu poreux est celui de Darcy. Un milieu poreux réactif est considéré, la réaction chimique est décrite par l'équation d'Arrhenius. Dans le cas de faibles gradients de température (silos de stockage) la concentration est indépendante de la pression ce qui nous permet d'écrire l'équation d'Arrhenius sous la forme  $Ak(T - C)$

### 2.1 Equations Adimensionnelles

L'analyse est faite en termes de paramètres adimensionnels qui traduisent d'une manière convenable et avec succès l'ensemble des effets influençant les transports. À cet effet, la mise sous forme adimensionnelle des équations régissant les transferts est effectuée sur la base des grandeurs de références suivantes :

$$L_{ref} = H ; \Delta T_{ref} = T'_h - T'_{amb} ; P_{ref} = \left( \frac{\mu \cdot \alpha_f}{K} \right) ; U_{ref} = \frac{\alpha_f}{H} \text{ et} \quad (1)$$

$$t_{ref} = \left( \frac{H^2}{\alpha_f} \right) ; \Delta C_{ref} = C'_M - C'_0$$

Et les quantités adimensionnelles sont déduites comme suit :

$$x = \frac{x'}{L_{\text{ref}}}; r = \frac{r'}{L_{\text{ref}}}; U = \frac{U'}{U_{\text{ref}}}; V = \frac{V'}{U_{\text{ref}}}; T = \frac{T' - T'_h}{\Delta T_{\text{ref}}}; C = \frac{C' - C'_0}{\Delta C_{\text{ref}}}; \quad (2)$$

$$P = \frac{P' - P'_{\text{amb}}}{P_{\text{ref}}} \text{ et } t = \frac{t'}{t_{\text{ref}}}$$

Dans ces conditions, les équations de transfert adimensionnelles s'écrivent sous la forme:

$$\frac{\partial^2 P}{\partial x^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left( r \frac{\partial P}{\partial r} \right) = Ra_T \left( \frac{\partial T}{\partial x} + N \cdot \frac{\partial C}{\partial x} \right) \quad (3)$$

$$U = Ra_T (T + N \cdot C) - \frac{\partial P}{\partial x} \quad (4)$$

$$V = - \frac{\partial P}{\partial r} \quad (5)$$

$$\sigma \frac{\partial T}{\partial t} + \left( U \frac{\partial T}{\partial x} + V \frac{\partial T}{\partial r} \right) = R_k \left( \frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left( r \frac{\partial T}{\partial r} \right) \right) \quad (6)$$

$$\varepsilon \frac{\partial C}{\partial t} + \left[ U \frac{\partial C}{\partial x} + V \frac{\partial C}{\partial r} \right] = \frac{1}{Le} \left[ \frac{\partial^2 C}{\partial x^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left( r \frac{\partial C}{\partial r} \right) \right] + Ak (T - C) \quad (7)$$

$$\text{Avec } Ra_T = \frac{g \beta_r \Delta T_{\text{ref}} KH}{v \alpha_f}; Ra_c = \frac{g \beta_c \Delta C_{\text{ref}} KH}{v \alpha_f};$$

$$R_k = \frac{k_{\text{eff}}}{k_f}, \sigma = \frac{(\rho C_p)_{\text{eff}}}{(\rho C_p)_f}, Le = \frac{\alpha_f}{D_{\text{eff}}}; Ak = \frac{Ak' H^2}{\alpha_f}; N = \frac{Ra_c}{Ra_T} \quad (8)$$

Où  $R_k$ , et  $\sigma$  représentent respectivement le rapport des conductivités et capacités calorifiques.  $Ra_T$  et  $Ra_c$ , le nombre de Rayleigh-Darcy thermique et massique ;  $v$  la viscosité cinématique,  $Ak$  taux de réaction adimensionnel,  $\alpha_f$  la diffusivité thermique et  $Le$  le nombre de Lewis.

Initialement à  $t=0$  :

$$P(x, r, 0) = 0, T(x, r, 0) = 0, C(x, r, 0) = 0 \quad (9)$$

At  $t > 0$

$$P(0, r, t) = P(1, r, t) = 0 \quad (10)$$

$$\left. \frac{\partial P}{\partial r} \right|_{(x,0,t)} = 0; \left. \frac{\partial C}{\partial r} \right|_{(x,0,t)} = 0; \left. \frac{\partial T}{\partial r} \right|_{(x,0,t)} = 0; \left. \frac{\partial C}{\partial r} \right|_{(x,A,t)} = 0; \left. \frac{\partial P}{\partial r} \right|_{(x,A,t)} = 0 \quad (11)$$

Avec  $A=R/H$ , le rapport de forme

Les conditions en températures appliquées aux frontières pariétales du cylindre sont variables de type sinusoïdal

$$T(x, A, t) = 1 + XA \sin \left( \left( \frac{2\pi}{\tau} \right) t \right) \quad (13)$$

$$XA = \frac{(T_{\text{max}} - T_{\text{min}})}{2 \Delta T_{\text{ref}}} \quad (14)$$

Pour considérer l'interaction des transferts à la sortie/entrée du cylindre, on introduit les conditions adimensionnelles comme les suivantes:

$$\begin{aligned}
\text{Surface supérieure} \quad & \text{Si } U > 0 \text{ (Fluide sortant): } \left. \frac{\partial T}{\partial x} \right|_{(1,r,t)} = -Bi_T T(1,r,t) ; \quad \left. \frac{\partial C}{\partial x} \right|_{(1,r,t)} = -Bi_m C(1,r,t) \quad (15) \\
& \text{Si } U < 0 \text{ (Fluide entrant): } T(1,r,t) = 0 \quad C(0,r,t) = 1
\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
\text{Surface inférieure} \quad & \text{Si } U > 0 \text{ (Fluide sortant): } T(1,r,t) = 0 \quad C(0,r,t) = 1 \quad (16) \\
& \text{Si } U < 0 \text{ (Fluide entrant): } \left. \frac{\partial T}{\partial x} \right|_{(0,r,t)} = Bi_T T(0,r,t) \quad \left. \frac{\partial C}{\partial x} \right|_{(0,r,t)} = Bi_m C(0,r,t)
\end{aligned}$$

Ou  $Bi_T = \frac{h \cdot H}{k_{eff}}$  ;  $Bi_m = \frac{h_m \cdot H}{D_{eff}}$  représente respectivement le nombre de Biot thermique et massique relatif à la connexion du milieu poreux avec l'ambient.

### 2.1.1 Coefficients de transfert de chaleur

Le transfert de chaleur est représenté par le nombre de Nusselt local défini comme le gradient de température à la paroi, ramené à sa forme adimensionnelle il s'écrit sous la

$$\text{forme: } Nu(x,t) = \left. \frac{\partial T(x,r,t)}{\partial r} \right|_{r=A} \quad (17)$$

Le nombre de Nusselt moyen dans le temps et le long de la paroi est défini comme

$$Nu = Nu(t) = \overline{Nu(x,t)} = \int_0^1 Nu(x,t) \cdot dx \quad (18)$$

$$Nu_m = \overline{Nu(t)} = \frac{1}{\tau} \int_0^1 Nu(t) \cdot dt \quad (19)$$

## 3. Procédure Numérique :

Afin de résoudre le système constitué des équations de continuité, de quantité de mouvement, et d'énergie assorties des conditions initiales et aux limites correspondantes, on utilise la méthode des volumes finis. Cette méthode est basée sur la résolution des différentes équations obtenues en intégrant les équations gouvernantes sur les volumes de contrôle entourant les nœuds. Le système algébrique obtenu est résolu par une méthode itérative jusqu'à satisfaction du critère de convergence portant sur l'erreur relative maximale sur la variable sur le domaine qui doit être inférieure à  $10^{-6}$ . On utilisera, pour la résolution de notre problème, un maillage sinusoïdal (81x81) afin de resserrer les pas (spatiaux dans les deux directions) à proximité des quatre frontières du domaine considéré.

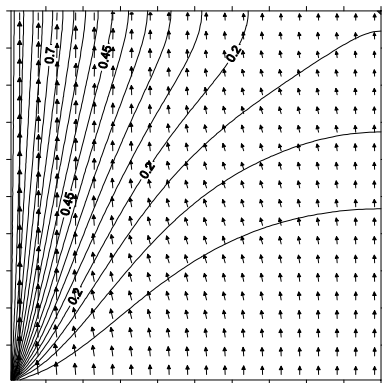
## 4. Résultats et discussions

En raison des nombreux paramètres de contrôle, tous les calculs ont été effectués pour des rapports de conductivités et de capacités calorifiques (équivalents par rapport au fluide) respectivement  $Rk=1$  et  $\sigma=1$ .

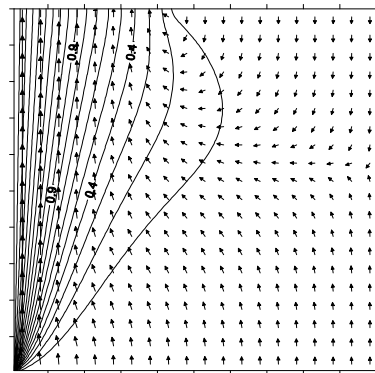
### 3.1 Evolution périodique de l'écoulement

Les figures 2a jusqu'à 2d représentent, respectivement les résultats correspondant aux 4 étapes temporelles. les valeurs de la température maximale  $T_{max}$  correspondent à la température instantanée de la paroi qui, dans ce oscille dans la plage [0,2 : 1,7]. Au début de

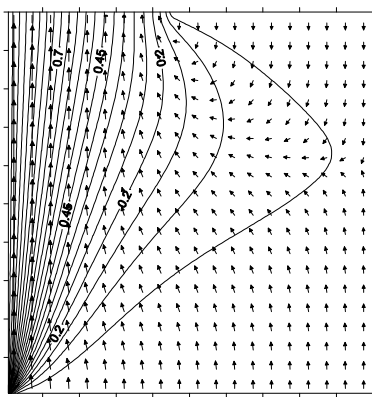
la période (Fig. 2a), les isothermes illustrent un profil conductif légèrement modifié et l'écoulement du fluide est principalement ascendant sur tout le domaine. Lorsque la température pariétale augmente (Fig. 2b et 2c), la recirculation apparaît suite à l'intensification du tirage thermique, et le champ de température est modifié au voisinage de la sortie qui est alimentée par un fluide frais ( $T=0$ ). A noter que cette perturbation disparaît suite à la réduction des gradients de température (fig IV-2d) et le cycle s'établit dans ce sens.



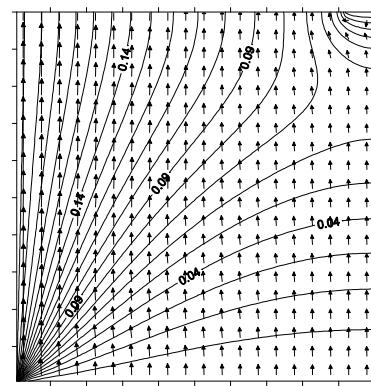
a)  $t = t_0$ ,  $V_{\max} = 1.56 \cdot 10^2$ ,  $T_{\max} = 0.9$



b)  $t = t_0 + \tau/4$ ,  $V_{\max} = 2.87 \cdot 10^2$ ,  $T_{\max} = 1.7$



c)  $t = t_0 + \tau/2$ ,  $V_{\max} = 1.79 \cdot 10^2$ ,  $T_{\max} = 1.05$



d)  $t = t_0 + 3\tau/4$ ,  $V_{\max} = 37.62$ ,  $T_{\max} = 0.2$

Figure 2 Champs de température et de vecteurs vitesses au cours d'une période. ( $N = 0$ ,  $XA = 0.8$ ,  $Ra_T = 100$ ,  $A = 1$ ,  $Ak=0$ ,  $\tau = 0.75$ )

Les étapes temporelles 1 et 3 (Figure 2a et 2c respectivement) sont sur des paliers temporels équivalents. Ces deux situations présentent des différences dans les résultats, malgré la même température de chauffage. Cette différence est probablement due à l'inertie du fluide qui est différente dans les cas du chauffage (Figure 2a) et du refroidissement (Figure 2c).

#### 4.2 Transfer de chaleur périodique :

Les figures 3 illustre les diagrammes de phase des transferts de chaleur-débit de recirculation ( $Nu-Qr$ ) pour les deux cas, un rapport de poussé  $N=0$  et  $N=1$  pour un nombre de Rayleigh modéré  $Ra_T=10^{+2}$ . Les boucles fermées indiquent clairement la périodicité des phénomènes. Lorsque l'amplitude adimensionnelle est faible ( $XA=0,2$  jusqu'à  $0,6$ ), la symétrie du phénomène par rapport au cas du chauffage constant donne une boucle fermée. pour les grandes valeurs de l'amplitude adimensionnelle ( $XA=0,8$ ) le débit de recirculation augmente/décroit de manière différente si on est dans la période de chauffage/refroidissement dans le cas d'un rapport de poussé  $N=0$ . Il faut noter que le transfert de masse ( $N=1$ ) stabilise l'écoulement ( $Qr=0$ ).

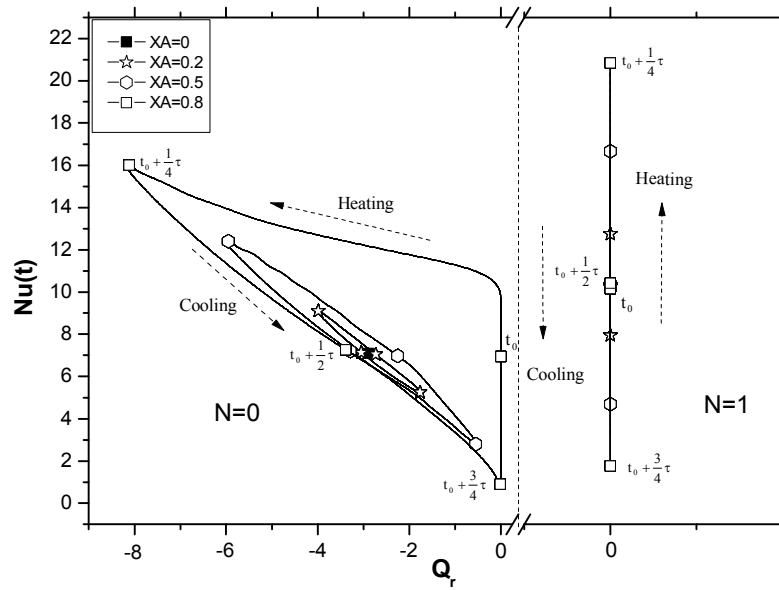


Figure 3 Influence du rapport de poussé  $N$  sur  $(Nu-Qr)$  pour les différentes amplitudes d'oscillation,  $XA$  ( $Ak=0, Ra_T=10^{+2}, A=1$ ).

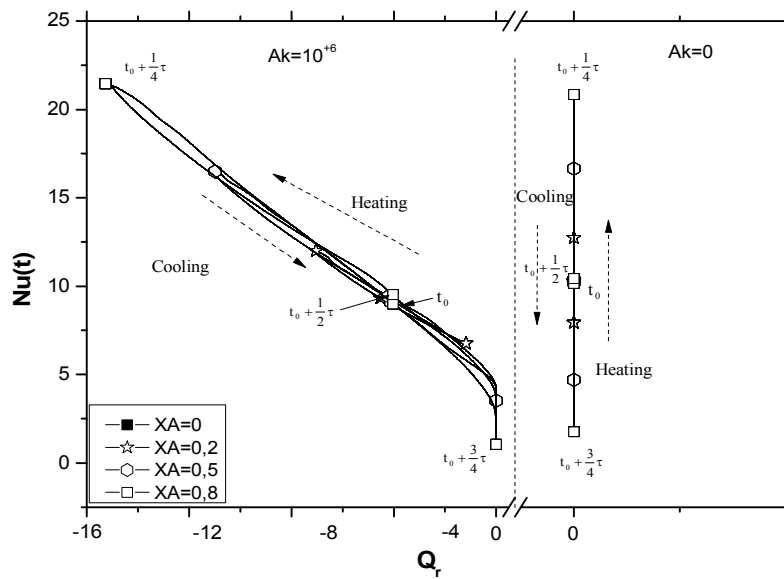


Figure 4 Influence du taux de réaction  $Ak$  sur  $(Nu-Qr)$  pour les différentes amplitudes d'oscillation,  $XA$  ( $N=1, Ra_T=10^{+2}, A=1$ ).

Lorsque la réaction chimique existe ( $Ak= 10^{+6}$ ) le phénomène de recirculation apparaît de nouveau, Figure 4. Une perte de symétrie du  $Nu$  est visible ( $t_0+\tau/2$  et  $t_0+3\tau/4$ ) sur le diagramme pour les grandes valeurs de l'amplitude adimensionnelle ( $XA=0,8$ ). En conséquence de cette perte de symétrie, le nombre de Nusselt moyenné dans le temps résultant sera différent de celui obtenu pour le cas référence de température de paroi constante.

## 5. Conclusion :

Le problème du transfert de chaleur et de masse par convection naturelle, dans un cylindre vertical ouvert à ces deux extrémités, rempli d'un milieu poreux réactif a été étudié afin d'examiner les phénomènes de transport dans les silos de stockage. L'écoulement est modélisé en utilisant le modèle de Darcy et l'approximation de Boussinesq avec un chauffage périodique de la paroi latérale. Les résultats obtenus mettent en évidence, deux types d'écoulements: écoulement avec/sans recirculation. Les résultats obtenus ont montré que le transfert de chaleur dépend du débit de fluide de recirculation et des paramètres de contrôle. La différence maximale entre les deux cas de chauffage constant et périodique passe de 18% dans le cas purement thermique à 18% dans le cas thermosolutale, qui du point de vue industrielle peut être négligé.

### Références

- [1] M. Carrera-Rodríguez, G. M. Martínez-González, J. L. Navarrete-Bolaños, J. E. Botello-Álvarez, R. Rico-Martínez, H. Jiménez-Islas, Transient numerical study of the ambient temperature on 2-D cereal grain storage in cylindrical silos, *Journal of Stored Products Research*, 47 (2011), 106-122.
- [2] J. Lawrence, D. E. Maier, Three-dimensional airflow distribution in a maize silo with peaked, levelled and cored grain mass configurations, *Biosystems Engineering*, 110 (2011), 321-329.
- [3] H. Jimenez-Islas, J.L. Navarrete- Bolanos, E. Botello-Alvarez, Numerical study of the natural convection of heat and 2-D mass of grain stored in cylindrical silos. *Agrociencia*, 38 (2004), 325-342.
- [4] O. Manca, S. Nardini, Experimental investigation on natural convection in horizontal channels with the upper wall at uniform heat flux, *Int. J. Heat Mass Transfer*, 50 (2007), 1075–1086.
- [5] M. Carrera-Rodríguez, G. M. Martínez-González, J. L. Navarrete-Bolaños, J. E. Botello-Álvarez, R. Rico-Martínez, H. Jiménez-Islas, Numerical study of the effect of the environmental temperature in the natural two-dimensional convection of heat in grain stored at cylindrical silos, *Revista Mexicana de Ingeniería Química*, 8 (2009), 77-91.
- [6] J. Boland, The analytic solution of the differential equations describing heatflow in houses, *Buildind and Environment*, 37 (2002), 1027–1035.
- [7] X. Lu and M. Viljanen, Analytical model for predicting whole building heat transfer, *World Academy of Science, Engineering and Technology*, 5 (2011) 544-548.
- [8] B.V. Antohe, J.L. Lage, Amplitude effect on convection induced by time-periodic heating, *Int. J. Heat Mass Transfer*, 39 (1996), 1121–1133.
- [9] Y. Varol, H.F. Oztop, I. Pop, Numerical analysis of natural convection for a porous rectangular enclosure with sinusoidally varying temperature profile on the bottom wall, *Int. com. Heat Mass Transfer*, 35 (2008), 56–64.
- [10] D.E. Ameziani, R. Bennacer, K. Bouhadeif, A. Azzi, Effect of the days scrolling on the natural convection in an open ended storage silo, *International Journal of Thermal Sciences*, 48 (2009), 2255–2263.
- [11] V. Prasad, A. Chui, Natural convection in a cylindrical porous enclosure with internal heat generation. *ASME Journal of Heat Transfer*, 111 (1989), 916-925.
- [12] D. Pritchard, C.N. Richardson, The effect of temperature-dependent solubility on the onset of thermosolutal convection in a horizontal porous layer, *J. Fluid Mech.*, 571 (2007), 59– 95.
- [13] X. Chen, S. Wang, J. Tao, W. Tan, Stability analysis of thermosolutal convection in a horizontal porous layer using a thermal non-equilibrium model, *Int. J. Heat Fluid and Flow*, 32 (2011), 78-87, 2011.
- [14] Himrane, N.; Ameziani, D. E.; Bouhadeif, K.; Bennacer, R.: Storage silos self ventilation: Interlinked heat and mass transfer phenomenon. *Numerical Heat Transfer. Part A: Application*, 66 (2014), 379-401.

### Remerciement

Les auteurs souhaitent exprimer leur gratitude au PHC Maghreb 3025TE (Université de Lorraine/ENS Cachan) pour son soutien.