

Modélisation et simulation d'une chambre de combustion turbulente

G. Luthenda

Équipe de Recherche et de Développement: Modélisation et Multimédia en Mécanique
École Mohammadia d'Ingénieurs, Rabat, Maroc, lughel@yahoo.fr

M. Agouzoul

Équipe de Recherche et de Développement: Modélisation et Multimédia en Mécanique
École Mohammadia d'Ingénieurs, Rabat, Maroc, agouzoul@emi.ac.ma

M. Taha Janan

École Normale Supérieure de l'Enseignement Technique, Rabat, Maroc, tahajanan@yahoo.fr

Résumé

L'objectif est de montrer l'intérêt des outils de la simulation numérique la modélisation d'une chambre de combustion turbulente au sein d'un four de séchage industriel. A cet effet, nous avons fait usage d'un outil de conception appelé OpenFOAM afin d'effectuer nos simulations en tenant compte des compatibilités entre modèles de turbulence et modèles de combustion. De là, nous avons, tout d'abord, évalué l'apport de la turbulence dans la combustion en prenant comme état initial celui d'un écoulement à froid, puis, nous avons étudié l'influence de la flamme sur la forme du foyer. Pour ce faire, nous avons considéré, en guise de cas tests, deux types de configurations, dont l'une cylindrique et l'autre parallélépipédique.

Abstract

The objective is to demonstrate the practical value of Computational Fluid Dynamics in modeling and numerical simulation of turbulent combustion chamber in an industrial drying oven. To this end, we used a design tool called OpenFOAM from which we simulated a model taking into account the compatibility between turbulent schemes and combustion schemes. Hence, we have firstly evaluated the contribution of turbulence in the combustion taking as the initial state of a cold flow, then, we have studied the influence of the flame on the form of home. To do this, we have considered, as a test case, two types of configurations, one cylindrical and another one rectangular.

1. INTRODUCTION

Le développement socio-industriel en Afrique passe par l'essor du secteur énergétique qui dépend fortement de la combustion qui, à son tour, tire son origine de l'exploitation des combustibles fossiles ou des énergies renouvelables. Ces dernières, malgré leur avenir prometteur, sont encore loin de faire l'unanimité à cause des coûts qu'elles occasionnent et de leurs technologies encore en voie de développement. Par conséquent, nous sommes toujours obligés de recourir aux combustibles fossiles. Et ce, en dépit des différents risques auxquels ils peuvent être associés, à savoir : l'épuisement rapide ou la pollution environnemental. D'où la nécessité de tenir compte des normes internationales – comme celles issues du protocole de Kyoto – qui fixent les taux d'émissions toxiques. Au-delà de cette exigence, l'industrie en combustion se doit continuellement d'assurer la qualité dans la conception de ses configurations et installations en recherchant inlassablement un compromis équitable entre performances – quantitatives et qualitatives – et mesures sécuritaires par rapport aux usagers et au matériel. D'où la raison d'être de cet article qui se veut, par le truchement de la

simulation numérique, montrer qu'il est possible de palier aux coûts onéreux des essais expérimentaux par une approche simple et pluridimensionnelle. Pour y arriver, nous avons choisi le domaine de combustion turbulente au sein des foyers des fours sécheurs. En effet, la complexité des phénomènes physiques mis en jeu nécessite une étude de compatibilité entre modèles de turbulence et modèles de combustion, et entre formulations mathématiques et schémas numériques. C'est seulement à l'issue de cet examen que l'on pourra songer à l'atteinte des objectifs prioritaires fixés sur la combustion, à savoir : l'augmentation de l'efficacité énergétique, la limitation de la consommation de carburants, la protection des parois réfractaires, ainsi que l'optimisation des formes de l'enceinte.

2. DESCRIPTION DU PROBLÈME [1]

2.1 Géométrie

Nous avons considéré un cas typique de chambres de combustion turbulente non-prémélangée utilisées dans les fours de séchage industriel. En vue d'une bonne connaissance des conditions d'entrée, notre configuration présente un brûleur à flamme de diffusion formalisé par deux tubes cylindriques coaxiaux (voir figure 1) tels que l'orifice intérieur est traversé par du Fuel Oil n°2 (combustible liquide) et l'espace annulaire laisse passer de l'air primaire (comburant gazeux). Nous avons supposé que ces deux écoulements sont axiaux.

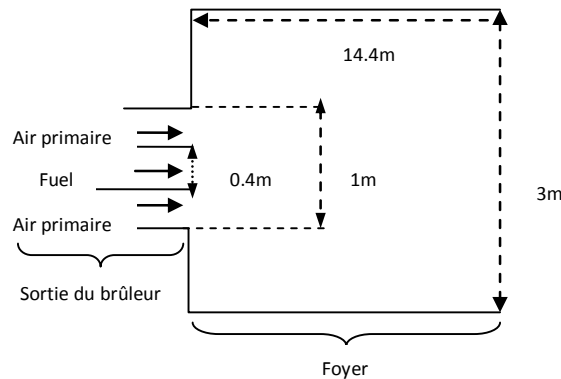


Figure 1 : schéma de la chambre de combustion

En ce qui concerne le foyer, nous l'avons testé sous deux formes (voir figure 2). Pour ce qui est de la forme cylindrique, elle a une base de diamètre égal à 3 m. Quant à la forme parallélépipédique, elle présente une face avant arrondie aux sommets et de dimension 3 m X 3 m.

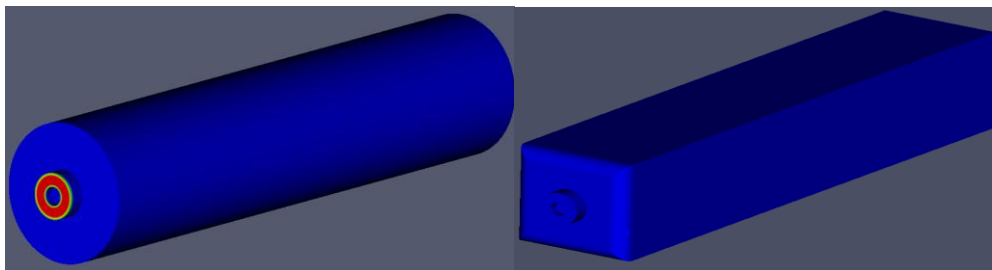


Figure 2 : foyers cylindrique et parallélépipédique

2.2. Propriétés physiques

Nous avons regroupé les propriétés physiques qui nous seraient utiles dans le tableau suivant :

Air primaire	Masse volumique	$\rho_A = 1.225 \text{ Kg} / \text{m}^3$
	Viscosité dynamique	$\mu_A = 1.7894 \times 10^{-5} \text{ Kg} / \text{m s}$
	Température	$T_A = 17^\circ\text{C}$
Fuel	Masse volumique	$\rho_F = 960 \text{ Kg} / \text{m}^3$
	Viscosité dynamique	$\mu_F = 0.048 \text{ Kg} / \text{m s}$
	Chaleur spécifique	$C_p = 1841.84 \text{ J} / \text{Kg K}$
	Pouvoir Calorifique Inférieur	$PCI = 4.1992 \times 10^7 \text{ J} / \text{Kg}$
	Conductivité thermique	$0.12 \text{ W} / \text{m K}$
	Température	$T_F = 120^\circ\text{C}$

2.3. Conditions aux limites

Nous avons considéré à l'entrée du foyer les débits volumiques (que nous avons convertis en vitesses) et les températures du fuel et de l'air à la sortie du brûleur. Les conditions de sortie – données en termes de pression – sont établies sur la base que la température des produits de combustion ne peut dépasser la température maximale fixée pour la sécurité de la buse. Les parois de l'enceinte, quant à elles, sont supposées adiabatiques et leur échauffement ne peut aller au-delà de la température limite admise pour les briques réfractaires. Le tableau récapitulatif de tout ce que nous avons dit peut se présenter comme suit :

	Entrées		Sortie	Parois
	Air primaire	Fuel	Température Maximale (TS)	Température Maximale (TP)
Vitesse (VA)	16.84m/s	0.0062m/s	1253.15K	500K
Température (TA)	290.15K	393.15K		

3. FORMULATION MATHÉMATIQUE

3.1. Equation de continuité

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \vec{V}) = 0 \quad (1)$$

3.2. Equation de conservation de la quantité de mouvement pour les fluides newtoniens

$$\frac{\partial \rho \vec{V}}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \vec{V} \vec{V}) - \nabla \cdot \bar{\tau} = -\nabla p \quad (2)$$

$$\text{avec } \bar{\tau} = \mu \left[\nabla \vec{V} + (\nabla \vec{V})^T \right] - \frac{2}{3} \mu (\nabla \cdot \vec{V}) \bar{I}$$

3.3. Equation de conservation de l'énergie [2]

$$\frac{\partial \rho E}{\partial t} + \nabla \cdot \left[(\rho E + p) \vec{V} - k \nabla T + \sum_j h_j J_j - (\vec{V} \bar{\tau})^T \right] = \rho q \quad (3)$$

où E est l'énergie totale, k est la conductivité thermique, J_j est le flux de diffusion de l'espèce j, q est le terme de génération interne de chaleur et $h_j = \int_{T_{ref}}^T c_{p,j} dT$, avec $c_{p,j}$ la capacité calorifique à pression constante de l'espèce j.

3.4. Equation d'état [3]

L'hypothèse de gaz parfait est généralement utilisée dans la modélisation de la combustion en supposant la distribution homogène à l'échelle macroscopique :

$$p = \rho R T \sum_j \frac{Y_j}{M_j} \quad (4)$$

$$h = \sum_j h_j Y_j \quad (5)$$

où Y_j et M_j sont respectivement la fraction massique et fraction molaire de l'espèce j, R est la constante universelle des gaz.

3.5. Turbulence

Décomposition des solutions variables Φ en deux parties :

$$\Phi = \bar{\Phi} + \Phi' \quad (6)$$

où $\bar{\Phi}$ est la composante moyenne et Φ' est la composante fluctuante.

A ce niveau, on peut procéder soit à un filtrage temporel¹ des équations (on résout seulement les quantités moyennes et on modélise toutes les fluctuations temporelles), soit à un filtrage spatial² (on résout seulement les grandes échelles et on modélise les plus petites).

¹ Cas de la simulation k-ε

² Cas de la simulation LES

3.6. Rayonnement [4]

Forme des Equations de Transport radiatif (ETR) :

$$\frac{d(\bar{r}, \bar{s})}{ds} + \underbrace{(a + \sigma_s)I(\bar{r}, \bar{s})}_{\text{absorption}} = \underbrace{an^2 \frac{\sigma T^4}{\pi}}_{\text{émission}} + \underbrace{\frac{\sigma_s}{4\pi} \int_0^{4\pi} I(\bar{r}, \bar{s}') \Phi(\bar{s} \cdot \bar{s}') d\Omega'}_{\text{dispersion}} \quad (7)$$

où T est la température locale, Φ la fonction de phase, \bar{r} le vecteur position, \bar{s} le vecteur direction, \bar{s}' le vecteur direction de dispersion (diffusion), s la distance parcourue, a le coefficient d'absorption, n l'index de réfraction (important dans les milieux semi-transparents), σ_s le coefficient de diffusion, σ la constante de Stefan-Boltzmann ($5.672 \times 10^{-8} \text{W/m}^2\text{K}^4$), Ω' l'angle solide, I la luminance totale dépendant de la position \bar{r} et de la direction \bar{s} , $(a + \sigma_s)$ l'épaisseur optique ou l'opacité du milieu.

L'intégration de l'équation (8) aboutit à l'expression de la conservation de l'énergie radiative d'où l'on tirera le terme source radiatif pour l'introduire dans l'équation de l'énergie.

3.7. Equations de conservation des espèces chimiques [5]

$$\frac{\partial}{\partial t} (\rho m_j) + \frac{\partial}{\partial x_i} (\rho u_i m_j) = \frac{\partial}{\partial x_i} \left(\rho D_{j,m} + \frac{\mu_T}{Sc_T} \right) \frac{\partial m_j}{\partial x_i} + R_j + S_j \quad (8)$$

où m_j et $D_{j,m}$ sont respectivement la fraction massique locale et le coefficient de diffusion de l'espèce j , R_j est le taux de création ou de destruction³, S_j est le taux de création dans la phase dispersée et Sc_T est le nombre de Schmidt turbulent.

4. SIMULATION NUMERIQUE

4.1. Outil de simulation numérique: OpenFOAM [6] [7]

OpenFOAM est l'abréviation du groupe de mots (anglais) : Open Field Operation and Manipulation. Sa plate-forme est le Linux/Unix. Il est doté d'un compilateur C++ GCC (Gnu Compiler Collection). C'est un ensemble de modules écrits en C++ orienté objet. Ces modules peuvent être des :

- Solveurs : pour la simulation des problèmes spécifiques en mécanique ;
- Utilitaires : pour l'exécution des tâches de préprocesseur et de postprocesseur ;
- Bibliothèques : pour la création des packages (exemple : modèles physiques) accessibles aux solveurs et aux utilitaires.

Le lancement de ses tâches se fait sur un Terminal et/ou sur une interface appelée FoamX.

4.2. Modélisation

L'incompressibilité du fluide se justifie par l'excès d'air injecté à la température ambiante. Le régime d'écoulement, quant à lui est permanent. Au sujet de la discrétisation, elle se fera par la Méthode des

³ De l'anglais *Depletion* : diminution ou destruction

Volumes Finis. La résolution, effectuée avec couplage de la pression et de la vitesse, sera implicite et itérative. A l'étape du préprocesseur, nous pouvons procéder soit par entrée manuelle de la géométrie et du maillage (sous forme de blocks avec patches) dans un fichier texte nommé *BlockMesh*, soit par importation du maillage (fichiers sous extension « .msh », « .neu », « .ans », ...) en cas de géométries complexes. Comme Solveur, on prendra le simpleFOAM qui admet comme modèle de turbulence en régime permanent le RANS (*Reynolds Averaged Navier Stokes*) de type k-ε standard avec le modèle SWF (*Standard Wall Function*) pour le traitement des parois.

4.3. Cas tests

4.3. 1. Maillage

Vue la complexité des formes intégrées, nous avons subdivisé notre domaine de calcul en différents sous-domaines dans lesquels nous avons appliqués des algorithmes particuliers liés aux maillages hexaédriques non-structurés. Dans les contours arrondis du foyer parallélépipédique, par exemple, nous avons utilisé le schéma de Cooper.

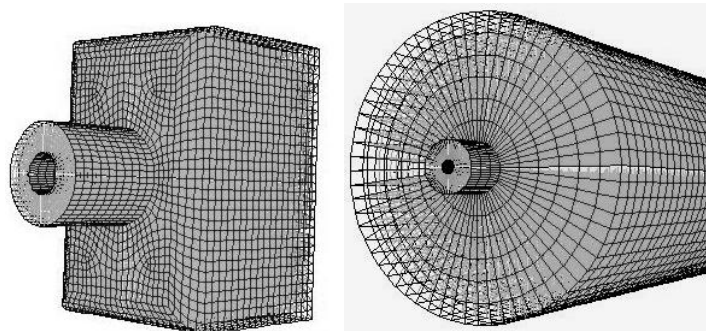


Figure 3 : maillages des foyers

4.3. 2. Ecoulement à froid

Les résultats de l'écoulement à froid sont importants dans la mesure où ils serviront de conditions initiales pour le cas d'écoulement réactif.

4.3. 2. 1. Conditions initiales

Les conditions initiales sont contenues dans un dossier nommé 0 comportant 6 fichiers des noms U, p, k, ε, R et nuTilda. Comme hypothèses, nous avons :

- k et ε strictement positifs (éviter la division par 0 dans les algorithmes de résolution) et fonction de U' (composante fluctuante de la vitesse U) et de l_t (longueur turbulente) ;
- turbulence initiale isotropique ($U'_x = U'_y = U'_z$).

L'évaluation de k et de ε peut se faire moyennant les calculs suivants :

Si nous prenons $U' = 5\%VA$ et $l_t = 2.5\%DA$ (diamètre hydraulique de l'espace annulaire), connaissant $VA = 16.84\text{m/s}$ et $DA = 0.6\text{m}$, on aura :

$$k = \frac{1}{2} \overline{U' \cdot U'} \quad \text{et} \quad \varepsilon = \frac{C_\mu^{0.75} k^{1.5}}{l_t}$$

Ce qui donne : $k = 1\text{m}^2/\text{s}^2$ et $\varepsilon = 12\text{m}^2/\text{s}^3$. Le tenseur des contraintes de Reynolds (R) et la viscosité cinématique turbulente (ν_{Tilda}) sont nuls.

4.3. 3. 2. Discrétisation temporelle

Les données à entrer sont le temps initial qui correspond au temps de début de calcul $t_0 = 0$, le temps de fin de calculs qui équivaut au temps d'atteinte du régime permanent $t_f = 1000$, le pas de temps $\delta t = 1$. L'affichage des résultats se fera à chaque intervalle de temps $\Delta t = 50$.

4.3. 2. 3. Discrétisation spatiale

Les schémas d'interpolation :

- Pression: schéma limité du second ordre: limitedLinear
- Vitesse: schémas TVD (Total Variation Diminishing): limitedLinearV
- Turbulence: schémas upwind pour k et ε
- Espèces: schémas cubicCorrected
- Energie: schémas cubicCorrected

4.3. 2. 4. Calcul de la solution

L'algorithme pris pour le couplage pression-vitesse est SIMPLE (Semi Implicit Method for Pressure-Linked Equations). Les Facteurs de sous-relaxation considérés pour chaque grandeur dynamique sont : $\alpha_p = 0.3$; $\alpha_U = 0.7$; $\alpha_k = 0.7$; $\alpha_\varepsilon = 0.7$; $\alpha_R = 0.7$; $\alpha_{\nu_{\text{Tilda}}} = 0.7$.

- Contrôle de la solution :
 - Cas de matrice symétrique : méthode PCG (Preconditioned Conjugate Gradient) pour p ;
 - Cas de matrice asymétrique: méthode PBiCG (Preconditioned Bi-conjugate Gradient) pour U , k , ε , R et ν_{Tilda} .
- Tolérance (Tol) et tolérance relative (TolRel) de la solution : méthode des résidus telle que pour p , Tol = 1e-06 et TolRel = 0.01, pour U , k , ε , R et ν_{Tilda} , Tol = 1e-05 et TolRel = 0.1.
- Lissage de la solution : pour p , on utilise la méthode DIC (Diagonal Incomplete-Cholesky), tandis que pour U , k , ε , R et ν_{Tilda} , on utilise la méthode DILU (Diagonal Incomplete-LU).

4.3. 3. Ecoulement réactif

4.3. 3. 1. Solveur

Le solveur utilisé est le reactingFOAM dont le modèle chimique s'appelle PaSR (Partially Stirred reactor Combustion). Son régime d'écoulement est instationnaire.

4.3. 3. 2. Modèle chimique

Le PaSR utilise la formulation cinétique d'Arrhenius avec comme échelle temporelle de turbulence le $\text{turbmix} = \varepsilon/k$. L'entrée des propriétés thermophysiques des espèces ainsi que la construction ou l'importation du schéma de réaction se font dans un fichier appelé Chemkin.

4.3. 3. 3. Discrétisation temporelle

La stabilité des calculs et la précision temporelle dépendent de la condition CFL (Courant Friedrichs

Lewy Number) déterminé selon l'expression $C_0 = \frac{\delta t |U|}{\delta x}$

Si l'advection domine sur la dispersion, la condition $C_0 < 1$ augmente la précision, diminue les oscillations et l'instabilité numérique. Ce qui amène aux constatations ci-dessous :

- $(0 < C_0 < 0.5) \Rightarrow$ meilleure stabilité mais calculs lents ;
- $(0.5 < C_0 < 1) \Rightarrow$ calculs rapides mais risques d'instabilités.

4.3.3.4. Contrôle de la solution

Cette fois-ci, nous prenons le PISO (Pressure Implicit with Splitting of Operators) comme algorithme de couplage pression-vitesse. Celle-ci admet plusieurs corrections contrairement au SIMPLE.

5. VISUALISATION ET INTERPRETATION DES RESULTATS

Cette visualisation a été réalisée avec le postprocesseur graphique de OpenFOAM nommé ParaView.

5.1. Contours de la pression

La variation axiale (voir figure 4) dans le cylindrique est plus grande que dans le parallélépipédique.

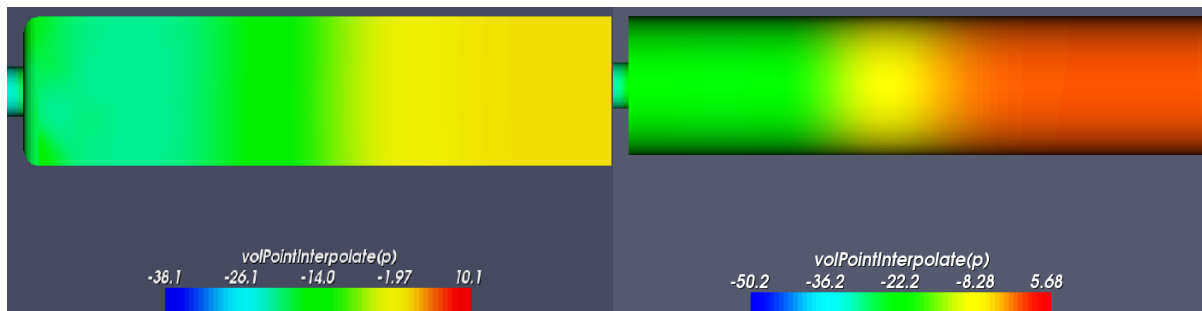


Figure 4 : variation axiale des contours de la pression

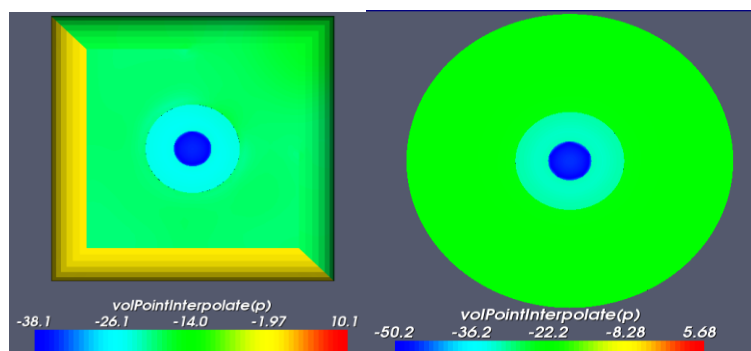


Figure 5 : contours de la pression à l'entrée des foyers

A l'entrée du foyer, on constate tout d'abord une répartition radiale uniforme de la pression suivie d'une augmentation brusque dans la zone des contours arrondis de la paroi parallélépipédique. A la sortie, la condition d'uniformité de la pression est vérifiée.

5.2. Champ des vitesses

La zone de recirculation (voir figure 7) est plus perturbée dans le parallélépipédique que dans le cylindrique. Son expansion est favorisée par les cisaillements créés par l'écoulement retardé. La variation de l'amplitude U (voir figure 6) des vitesses suivant l'axe se fera comme suit :

- à l'entrée, l'augmentation brusque de U résulte, d'après C. Bailly et G. Compte-Bellot [8], des termes sources de Reynolds dans l'équation du mouvement ;
- entre $z=0$ et $z=8$, la décroissance (presque) linéaire de U est similaire à celle de la température ;
- à partir de $z=8$, U tend vers une valeur constante égale à 1m/s .

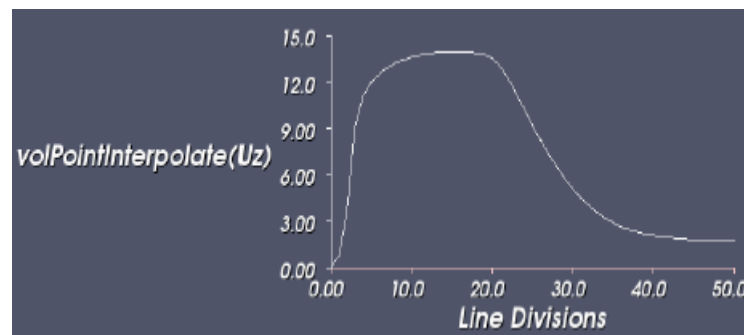


Figure 6 : courbe de la composante axiale de la vitesse

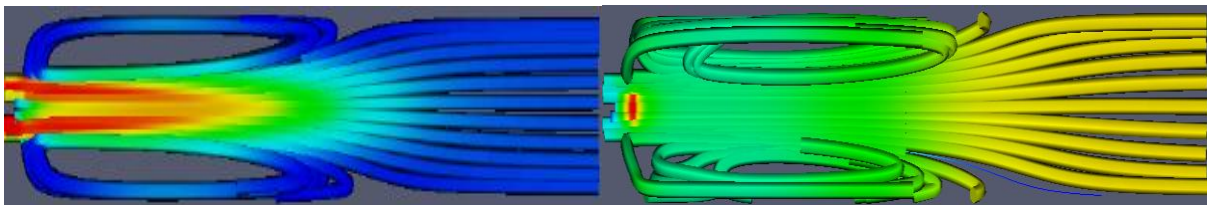


Figure 7 : lignes de courant

6. CONCLUSION ET PERSPECTIVES

A une même longueur tubulaire, la variation axiale de la pression dans le cylindrique est à peu près 8 fois celle du parallélépipédique. Or dans nos essais, nous avons remarqué qu'à des pressions internes variant entre 1 et 3.8bar, notre modèle mettait plus de temps à converger. Au-delà de 3.8bar, il divergeait complètement. Cela s'explique par le fait que la convergence du modèle de combustion est beaucoup plus influencée par celle du modèle de turbulence qui est le $k-\epsilon$ standard. Or ce dernier perd son efficacité aux voisinages des parois ou à des zones de forte pression.

Nous concluons que, plus le tube est long, moins notre modèle est efficace en cas de forme cylindrique. Il serait alors conseillé d'utiliser des modèles comme le RSM⁴ ou le LES⁵ pour la turbulence, et le modèle de flammelettes pour la combustion.

Si l'on veut maintenir la stabilité et l'intensité de la flamme tout en préservant les parois réfractaires des échauffements destructeurs, la configuration cylindrique conviendra le mieux pour des régions situées aux voisinages de la zone d'entrée.

REFERENCES

1. Raffak T., Agouzoul M., Mabsate M., Chik A. & Alouani A., (2008) Recent Patent and Modeling of Phosphate Rotary Dryer. *Recent Patents on Engineering*, Volume 2, Issue 2, pp.132-141, June, 2008.
2. Taha Janan M., Contribution à la simulation numérique d'écoulements multi-espèces pour des fluides compressibles ou faiblement compressibles, Thèse DSA, EMI, Juin 2001.
3. Naudin A., Simulation des grandes échelles de la combustion turbulente avec chimie détaillée tabulée, Thèse DSA, INSA Rouen, pp. 15-21, le 10 novembre 2008.
4. Ferrand L., Modélisation et expérimentation des fours de réchauffage sidérurgiques équipés de brûleurs régénératifs à Oxydation sans flamme, Thèse, Ecole des Mines de Paris, Septembre 2003.
5. Elkaïm D., Agouzoul M. and Camarero R. (1989), A Numerical Solution for Reacting and Non Reacting Flow, *Lectures Notes in Physics*, Edited by Dervieux A. and Larouturou B., Springer-Verlag, 1989.
6. Andersen C., Nielsen E. L., Numerical investigation of a BFR using OpenFOAM, *Fluids and Combustion Engineering*, pp.1-57, June 2008.
7. OpenCFD Limited, OpenFOAM version 1.4.1, User guide, August 2007.
8. Bailly C. & Comte-Bellot G., *Turbulence*, Editions CNRS, 2003.

⁴ RSM : Reynolds Stress Model

⁵ LES : Large Eddy Simulation