



Effet du Préchauffage de l'Air sur la Combustion : Application pour les Paramètres Thermochimique

Mohammed El Hadi ATTIA^{1*}, Fethi BOURAS^{1,2}, Zied DRISS³ et Fouad KHALDI²

1 Département de Physique, Faculté des Sciences exactes, Université HL, El Oued, Algérie

2 Laboratoire LPEA, Département de Physique, Faculté des Sciences, Université HL, Batna, Algérie

3 Laboratoire des Systèmes Electromécaniques, Ecole Nationale d'Ingénieurs de Sfax, Université de Sfax, Tunisie

*Email : attiameh@gmail.com

Résumé : Dans cette étude, nous avons simulé l'effet du préchauffage de l'air dans une chambre de combustion cylindrique tridimensionnelle. En utilisant le code CFD Fluent, on a calculé les paramètres caractéristiques de l'écoulement à savoir la fraction massique de monoxyde de carbone CO et la température. L'étude de ce phénomène consiste à utiliser un traitement spécial des modèles mathématiques. Les approches considérées sont utilisées pour surmonter la fermeture des équations du bilan thermochimique. L'objectif principal de ce travail est d'étudier le comportement de ces paramètres suite à la variation de la température d'entrée de l'air. Les résultats obtenus montrent que la variation de la température influe sur les paramètres étudiés.

Mots clés : Combustion; Turbulence; Combustible G222; Simulation Numérique; CFD.

1. Introduction

La combustion turbulente se rencontre dans l'industrie le plus souvent dans les brûleurs à gaz, les turboréacteurs et les moteurs des fusées. La turbulence joue un rôle indispensable pour mélanger le plus rapidement possible les gaz en présence. Elle est due essentiellement aux forts gradients de vitesse qui existent à l'entrée de l'air [1-2]. Ce phénomène peut être rencontré dans le secteur industriel à titre d'exemple dans les brûleurs utilisés pour convertir l'énergie fossile en énergie thermique. A ce propos, l'optimisation de fonctionnement des brûleurs permet d'augmenter leurs rendements et de diminuer leurs émissions. Ces travaux ont fait l'objectif de plusieurs recherches scientifiques [3-4]. En effet, la modélisation de la combustion turbulente nécessite généralement une prise en compte d'une cinétique complexe couplée avec le transfert de la chaleur et de la dynamique des fluides [5].

L'un des défis que doit affronter aujourd'hui l'industrie afin d'accompagner le développement technologique est de réduire l'impact de la combustion sur l'environnement. Cet impact se manifeste en rejet d'espèces chimiques polluantes, desquelles on trouve, au premier rang, les oxydes d'azote (NO_x) et les gaz participant à l'effet de serre tels que les oxydes de carbone, CO et CO_2 . Cet enjeu oblige les motoristes à proposer des solutions toujours plus innovantes pour atteindre les objectifs fixés. L'effet du préchauffage de l'air dans une chambre de combustion permet une économie d'énergie non négligeable et permet de réduire la consommation du combustible, associé à des techniques de réduction d'émission de CO, et trouver des applications dans plusieurs secteurs industriels.

L'objectif principal de ce travail est de présenter une étude thermochimie 3D dans une chambre de combustion cylindrique non-prémélangée alimentée par G222, où le mélange nommé G222 est basé sur 77 % de méthane et sur 23 % d'hydrogène. Commencant par l'injection du G222 et l'air à la même température égale à $T=300$ K. Ensuite, on fixe la température du carburant à la valeur précédente et on varie la température d'entrée de l'air à $T=300$ K, $T=500$ K, $T=750$ K et $T=900$ K. La simulation a été effectuée par le code de calcul FLUENT. Les résultats obtenus confirment que le préchauffage de l'air présente un impact sur les paramètres de la combustion.

2. Formulation mathématique

Les équations considérés représentent les phénomènes induits dans la combustion turbulente et peuvent s'écrire en coordonnées cartésiennes [3-9].

L'équation de continuité s'écrit sous la forme suivante:

$$\frac{\partial \bar{\rho}}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_i} (\bar{\rho} \tilde{u}_i) = 0 \quad (1)$$

Les équations de quantité de mouvements s'écrivent:

$$\frac{\partial \bar{\rho} \tilde{u}_i}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_i} (\bar{\rho} \tilde{u}_i \tilde{u}_j) = - \frac{\partial}{\partial x_i} [\bar{\rho} (\overline{u_i u_j} - \tilde{u}_i \tilde{u}_j)] - \frac{\partial \bar{p}}{\partial x_j} + \frac{\partial \bar{\tau}_{ij}}{\partial x_j} \quad (2)$$

L'équation d'énergie s'écrit:

$$\frac{\partial}{\partial t} \bar{\rho} \tilde{h} + \frac{\partial}{\partial x_i} (\bar{\rho} \tilde{u}_i \tilde{h}) = - \frac{\partial}{\partial x_i} [\bar{\rho} (\overline{u_i h} - \tilde{u}_i \tilde{h})] + \frac{\partial \bar{p}}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_i} \overline{u_j \tau_{ij}} \quad (3)$$

L'équation d'espèce s'écrit:

$$\frac{\partial}{\partial t} \bar{\rho} \tilde{Y}_f + \frac{\partial}{\partial x_i} (\bar{\rho} \tilde{u}_i \tilde{Y}_f) = - \frac{\partial}{\partial x_i} [\bar{\rho} (\overline{u_i Y_f} - \tilde{u}_i \tilde{Y}_f)] + \bar{\omega}_f \quad (4)$$

Où: $i = 1, 2, 3$ et $j = 1, 2, 3$.

L'état Thermodynamique est défini de la façon suivante:

$$\bar{p} = \bar{\rho} R_m \bar{T} \quad (5)$$

Dans ces conditions, les tensions de Reynolds non résolues ($\overline{u_i u_j} - \tilde{u}_i \tilde{u}_j$) nécessitent un modèle de turbulence.

Les flux des espèces non résolues ($\overline{u_i Y_f} - \tilde{u}_i \tilde{Y}_f$) et les flux d'enthalpie ($\overline{u_i h} - \tilde{u}_i \tilde{h}$) nécessitent une approche fonction de la densité de probabilité (PDF), tout en tenant compte de la vitesse de réaction chimique filtrée $\bar{\omega}_f$.

3. Configuration expérimentale

La chambre de combustion cylindrique est de rayon $R_4=61$ mm et de longueur $L=1$ m alimentée par deux jets coaxiaux. Le jet central présente un rayon interne $R_1=31.57$ mm et de rayon externe $R_2=31.75$ mm, pour injecter le carburant G222 avec un débit massique $Q_1=7.2$ g/s à une température $T_1=300$ K. Le jet annulaire est de un rayon interne de $R_3=46.85$ mm, qui injecte de l'air préchauffé avec un débit massique $Q_2=137$ g/s à différentes températures égale à $T_2=300$ K, 500 K, 750 K et 900 K. La chambre de combustion est mise sous pression d'une valeur égale à 3.8 atm et à parois isotherme de température $T=500$ K [3-5]. Le rayon et la vitesse du jet annulaire est considéré comme étant une caractéristique du jet.

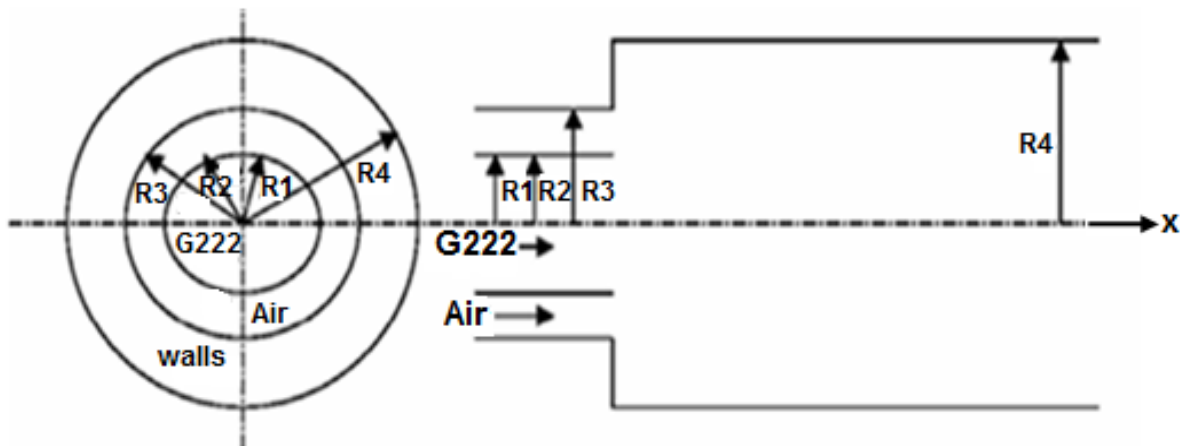


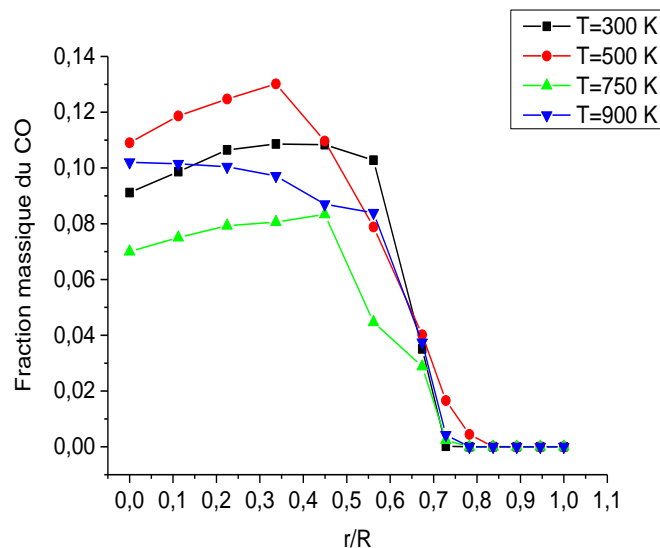
Figure 1 : Paramètres géométriques de la chambre de combustion

4. Résultats et discussions

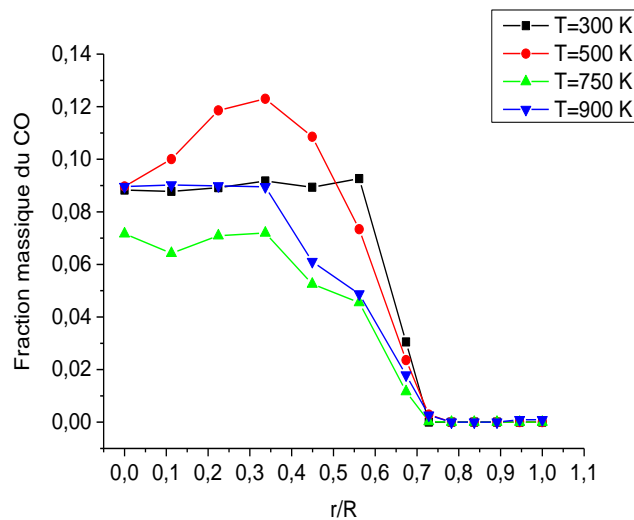
4.1. Masse fraction de CO

Sur la figure 2 est présentée la fraction massique du monoxyde de carbone 'CO' produit pendant la combustion du carburant G222. Les résultats montrent que les valeurs de CO sont élevées dans le milieu de la chambre de combustion, et commence à diminuer jusqu'à atteindre la valeur zéro au voisinage des parois de la chambre de combustion. De même, les valeurs de CO diminuent lorsqu'on s'éloigne de l'entrée de la chambre de combustion (zone de la flamme). La diminution du CO est due aux réactions secondaires avec O_2 pour devenir CO_2 . Les résultats obtenus montrent que la température se comporte de la même manière que la fraction de masse de monoxyde de carbone CO. Ce qui signifie que la région de la flamme est riche du CO qui est une espèce produit par la combustion. Parmi les quatre courbes, la meilleure courbe qui approuve la réduction de CO est caractérisée par la température d'entrée de l'air $T=750$ K dans les deux cas considérés. Dans le premier cas défini par $x/R=0.14$, il est à noter que l'extrémum de la courbe correspond à une fraction massique du CO égale à $Y_{co}=0.08$ qui est située dans la position $r/R=0.4$. Par contre, dans le deuxième cas définie par $x/R=0.38$ l'extrémum de la courbe correspond à une fraction massique du CO égale à $Y_{co}=0.075$ qui est située dans la position $r/R=0.3$.

La figure 3 présente une visualisation 2D de la distribution de la fraction massique du monoxyde de carbone 'CO' dans la chambre de combustion cylindrique non prémélangée confiné par deux jets coaxiaux G222/air. Ces iso-surfaces sont caractérisées par les conditions d'entrée définies par la température de l'air $T=750$ K et par la température du carburant G222 égale à $T=300$ K.

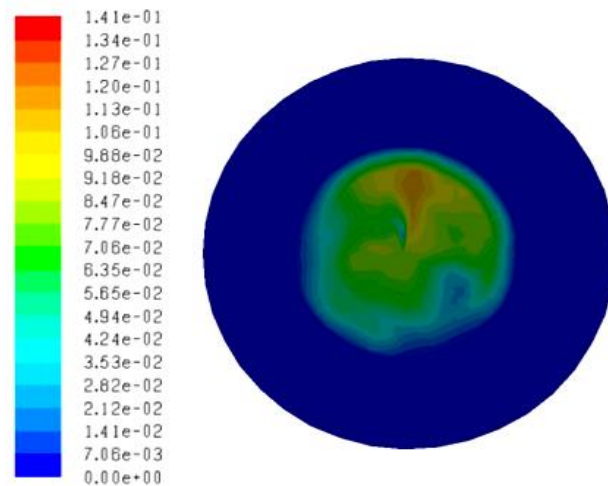


(a) $x/R=0.14$

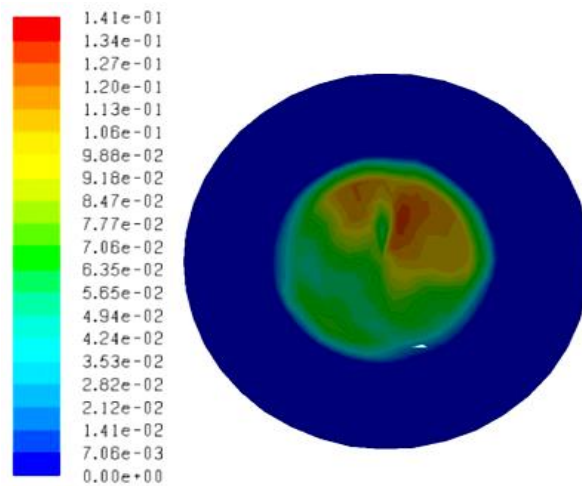


(b) $x/R=0.38$

Figure 2 : Profils radiaux de la fraction massique du CO



(a) $x/R=0.14$



(b) $x/R=0.38$

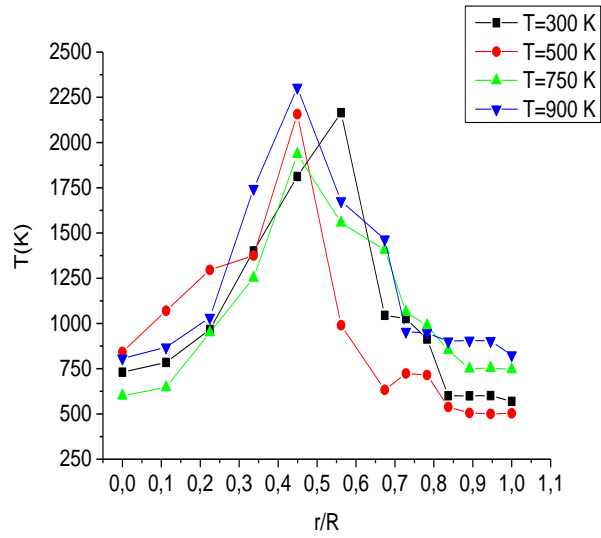
Figure 3 : Iso-surface de la fraction massique du CO pour $T=750$ K

4.2. Température

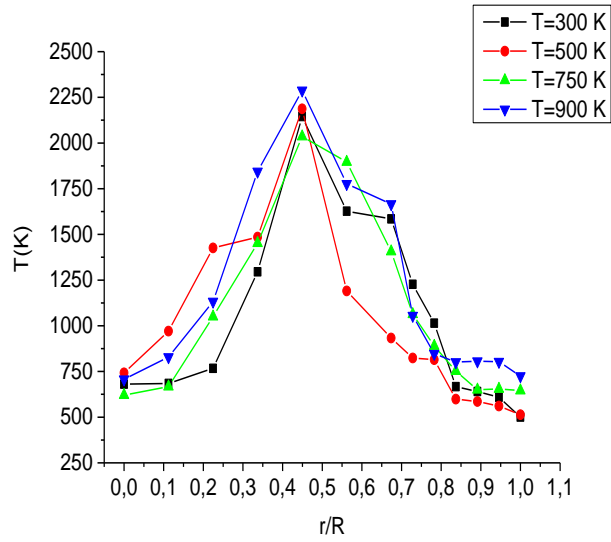
La figure 4 illustre les profils radiaux de la température dans la chambre de combustion pendant la combustion non-prémélangée du G222. D'après ces résultats, les profils présentent la même allure. Les valeurs les plus élevées de la température sont situées au voisinage de la zone de la flamme. Elles commencent à diminuer lorsqu'on se rapproche des parois du brûleur dont la température est égale à $T=500$ K. La zone de la flamme est une zone de réaction chimique du combustible avec l'air. Dans ces conditions, la source de chaleur est générée par les réactions chimiques causées par la rupture des liaisons de carbone et de l'hydrogène, qu'ils réagissent avec l'oxygène pour produire H_2O , CO_2 , CO et $OH...$

Par ailleurs, il est à noter que la température dans les quatre courbes prend la même forme avec des valeurs différentes. Dans le cas d'un préchauffage avec une température $T=750$ K, il est à noter que l'extrémum de la courbe correspond à une température $T=2000$ K et une position $r/R=0.45$ dans le premier cas défini par $x/R=0.14$. Par contre dans le deuxième cas défini par $x/R=0.38$, l'extrémum de la courbe de variation de la température correspond à une valeur égale à $T=1950$ K pour une position égale à $r/R=0.45$.

La figure 5 présente une visualisation 2D de la distribution de la température dans la chambre de combustion cylindrique non prémélangée confinée par deux jets coaxiaux G222/air. Ces iso-surfaces correspondent au cas où les conditions d'entrée sont caractérisées par la température de l'air $T=750$ K et par la température du carburant G222 égale à $T=300$ K.

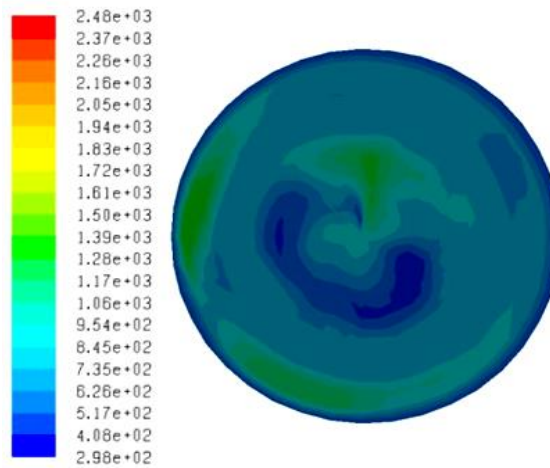


(a) $x/R=0.14$

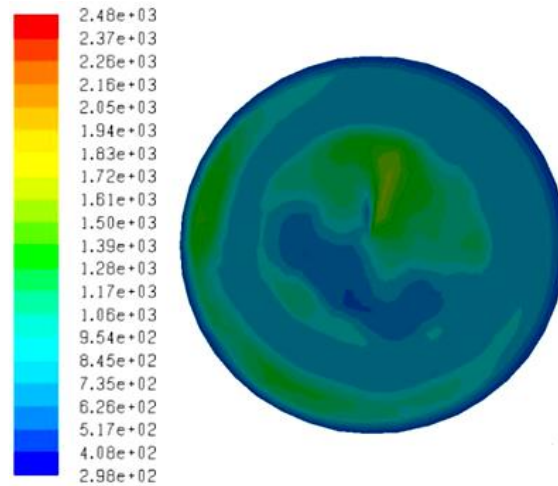


(b) $x/R=0.38$

Figure 4 : Profils radiaux de la température moyenne



(a) $x/R=0.14$



(b) $x/R=0.38$

Figure 5 : Iso-surface de la température pour $T=750$ K

Conclusion

Ce papier présente les résultats de la simulation numérique permettant de modéliser l'effet de préchauffage dans la combustion non-prémélangée alimentée par le combustible G222. Dans ces conditions, le phénomène de préchauffage de l'air injecté avec le combustible G222 soumis initialement à une température constante égale à $T=300$ K. Par ailleurs, plusieurs cas sont considérés définis par les températures d'entrée de l'air égales à $T=300$ K, $T=500$ K, $T=750$ K et $T=900$ K.

Les différents résultats trouvés nous ont amenés aux constatations suivantes :

- La température appropriée qui conduit à une combustion avec moins de perte d'énergie est égale à $T=750$ K sachant que la température du carburant est égale à $T=300$ K.
- L'émission de monoxyde de carbone CO est réduite dans le cas où les conditions d'entrée sont caractérisées par la température de l'air $T=750$ K et par la température du carburant $T=300$ K.

Nomenclature

| | |
|------------|--|
| R | constante des gaz parfaits, $J.kg^{-1}.K^{-1}$ |
| M | masse molaire, $kg.mole^{-1}$ |
| r | rayon, m |
| t | temps, s |
| T | température, K |
| u | vitesse, $m.s^{-1}$ |
| x | position, m |
| y | fraction de masse |
| $S\varphi$ | terme source |

Symboles grecs

| | |
|---------------|---|
| Φ | paramètre transporté |
| δ_{ij} | delta de Kronecker |
| μ | viscosité dynamique, $kg.m^{-1}.s^{-1}$ |
| ν | viscosité cinématique, $m^2.s^{-1}$ |
| ρ | masse volumique, $kg.m^{-3}$ |

Exposant, Indices

| | |
|---|-----------|
| t | turbulent |
|---|-----------|

Références

- [1] F. Bouras, A. Soudani et M. Si-Ameur, Simulation aux grands échelles de la combustion turbulente couplée à des fonctions densités de probabilité, *Proceeding of International Conference on Energetics and Pollution*, Pages 45–50, 2007.
- [2] F. Tabet, B. Sarhb and I. Gokalp, Hydrogen–hydrocarbon turbulent non-premixed flame structure, *International journal of hydrogen energy*, volume 34, Pages 5040–5047, 2009.
- [3] F. Bouras, A. Soudani, and M. Si Ameur, Thermochemistry Study of Internal Combustion Engine, *Energy Procedia*, volume 18, Pages 1086–1095, 2012.
- [4] F. Bouras, A. Soudani, and M. Si Ameur, Beta-PDF Approach for Large Eddy Simulation of Non-premixed Turbulent Combustion, *International Review of Mechanics Engineering*, volume 4, Pages 1096–1099, 2010.
- [5] C.P. Pierce, P. Moin, Progress-Variable Approach for Large-Eddy Simulation of Non-Premixed Turbulent Combustion, *Journal of Fluid Mechanics*, volume 504, Pages 73–97, 2004.

- [6] F. Bouras, M.E.H. Attia and F. Khaldi, Entropy Generation Optimization in Internal Combustion Engine, *Environ. Process.* Volume 2, Pages 233–242, 2015.
- [7] F. Bouras, A. Soudani, and M. Si Ameur, Large Eddy Simulation for Lean Premixed Combustion, *Canadian Journal of Chemical Engineering*, volume 91, Pages 231–237, 2013.
- [8] F. Bouras, A. Soudani, and M. Si Ameur, Numerical Study of the Turbulent Flow Inside an ORACLES Configuration, *Trans. ASME, Journal of Applied Mechanics*, volume 79, Pages 510-514, 2012.
- [9] F. Bouras, Numerical study of turbulent structures for lean premixed prevaporized combustion, *Journal of Applied Mechanics and Technical Physics*, volume 55, Pages 614–626, 2014.

25-27 Octobre 2017
Monastir - Tunisie