



Journal of Renewable Energies

Revue des Energies Renouvelables

journal home page : <https://revue.cder.dz/index.php/rer>

Simulation numérique d'un brûleur à biogaz destiné aux moteurs Stirling

Ridha Alliche ^{a,*}, Mohamed Announ ^b, Tayeb Kermezli ^b

^a Laboratoire FIMA, Université DBKM, Khemis Miliana, Algérie

^b Laboratoire LME, Université Yahia Fares, Médéa, Algérie

* Corresponding author, E-mail address: r.alliche@univ-dbkkm.dz

Tel.: + 213 696 94 77 93

Abstract

The design of a biogas burner for Stirling engines depends on its ability to provide a sufficient heat which is not produced by conventional burners because of the limitation of the contact surface between flame-hot head and the low methane content in the biogas. Therefore, a special microscale combustion chamber for this kind of burner is necessary. In this work, we studied numerically the biogas combustion by a Swiss-roll burner in a small-scale combustor. The temperature distribution versus the biogas injection rate is investigated. A significant increase of the flame temperature is obtained with an improvement of the uniformity of the temperature distribution and the burner efficiency.

Keywords: Stirling engines, Biogas burner, Microscale combustion chamber, Numerical simulation.

1. Introduction

Les théories classiques de la combustion reposent sur le principe que la température maximale atteinte dans une réaction est prédite par la température d'équilibre adiabatique. Cependant, dans certaines configurations de brûleurs, la température maximale peut dépasser largement cette valeur en raison de la recirculation de la chaleur, qui conduit au concept de combustion super-adiabatique. L'avantage principale de ce type de combustion est l'élargissement des limites d'inflammabilité en raison de l'augmentation des vitesses des réactions chimiques [1]. Cette méthode a été développée par Weinberg il y a déjà plusieurs décennies [2, 3].

Le principal avantage des brûleurs avec recirculation des gaz d'échappement réside dans leur capacité à fonctionner à petite échelle où les brûleurs classiques sont limités. Sans recirculation de la chaleur, la teneur en énergie des réactifs et les pertes de chaleur externes limitent la

température de la zone de combustion et donc la vitesse des réactions chimiques [4]. En combustion avec recirculation, le mélange carburant / air entrant est préchauffé par convection par les parois chaudes de l'échangeur, ce qui entraîne une augmentation remarquable des températures maximales et améliore ainsi les vitesses de réaction. Le concept de "Swiss-roll" est le concept le plus connu et le plus complexe parmi les brûleurs avec recirculation. Il a principalement développé pour les petites chambres de combustion. Il consiste à un enroulement sous forme de spirale des tubes de gaz frais à l'entrée et des gaz brûlés en sortie autour d'une zone de combustion. Ainsi, chaque tube des gaz frais (ou de gaz brûlé) est en contact direct avec deux tubes des gaz brûlés (ou des gaz frais).

Dans ce travail, on s'est intéressé à l'étude de la combustion de biogaz dans ce type de bruleur (Swiss-roll) composé d'une chambre de combustion à petite échelle capable de fournir suffisamment d'énergie thermique pour faire tourner un moteur Stirling. L'influence de la vitesse d'injection du biogaz sur le rendement du bruleur et sur la puissance thermique transmise à la tête chaude du moteur Stirling sont examinés. Un échangeur en spirale carré a été choisi volontairement pour provoquer plus de turbulences participant dans l'amélioration de transfert thermique entre les fumées et l'air frais.

2. Equations de conservation

Dans les processus de simulation, le gaz était supposé incompressible et la combustion était supposé en état stable. La gravité a également été ignorée. Les équations de conservation utilisées sont les suivants :

A/ Conservation de masse

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

B/ Conservation de quantité de mouvement

$$\frac{\partial (\rho \mathbf{U})}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \mathbf{U} \mathbf{U}) = -\nabla p + \nabla \cdot \boldsymbol{\tau} \quad (2)$$

C/ Conservation de l'énergie

$$\frac{\partial (\rho e)}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \mathbf{U} e) = \nabla \cdot (\lambda \nabla T) - p \nabla \cdot \mathbf{U} + \nabla \cdot (\mathbf{U} \cdot \boldsymbol{\tau}) + S_{ch} + S_{rad} \quad (3)$$

3. Procédures de simulation

Pour comprendre les caractéristiques de combustion dans le bruleur sélectionné et de pouvoir calculer le flux de chaleur transmet à la tête chaude du moteur Stirling, des simulations numériques bidimensionnelles dans le plan (x, y) sont effectuées sur le type de brûleur choisi (Swiss-roll) en utilisant le code CFD Fluent [5]. La géométrie 2D du bruleur choisi (Fig. 1)

est composée d'un échangeur de chaleur en spirale carré avec une région centrale circulaire représente la chambre de combustion correspond à la forme cylindrique de la tête chaude du moteur. Les spirales sont en contact directe les uns avec les autres afin d'assurer le transfert thermique de la fumée vers l'air frais qui vient de l'extérieur. En outre, la circulation des gaz dans les deux échangeurs se fait à contre-courant ce qui est sensé d'améliorer le transfert thermique. L'injecteur de carburant (ici Biogaz) se trouve à une distance de la chambre de combustion pour que la flamme soit stable autour de toute la surface de la tête chaude du moteur.

Il faut noter ici que lorsque on fait un calcul en 2D dans le Fluent, ce dernier réalise en fait un calcul en 3D avec une troisième dimension dont la section est le dessin 2D. La hauteur choisie est par défaut de 1 mètre et ce pour ne pas ajouter de coefficient de correction [6]. Dans notre travail, après l'obtention des résultats de flux, toutes les quantités sont recalculées en utilisant un coefficient de proportion correspondant à la hauteur exacte du brûleur.

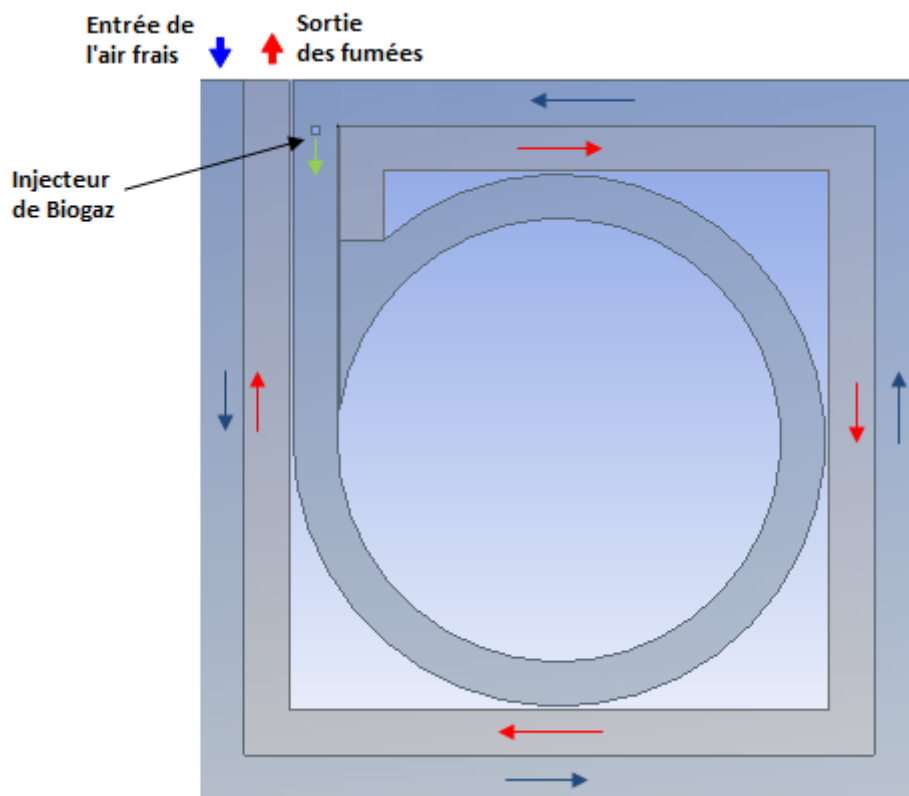


Fig 1. Configuration géométrique du brûleur "Swiss-roll" à 2 spirales

A cause de l'uniformité de la géométrie, il a fallu définir deux types de maillages différents, le domaine circulaire qui représente la chambre de combustion est défini par un maillage triangulaire, tandis que les domaines rectangulaires qui représentent l'échangeur de chaleur est défini par un maillage à base de quadrilatères, ce dernier facilite le raffinement aux frontières.

Dans le domaine circulaire où la réaction se produit, un maillage trop condensé est nécessaire et ce pour assurer l'obtention des résultats plus précis, alors que le maillage quadrilatère se condense seulement en approchant des parois de contact où le transfert thermique se fait, cela peut optimiser le temps de calcul. La Figure 2 illustre les différents maillages adoptés dans cette étude.

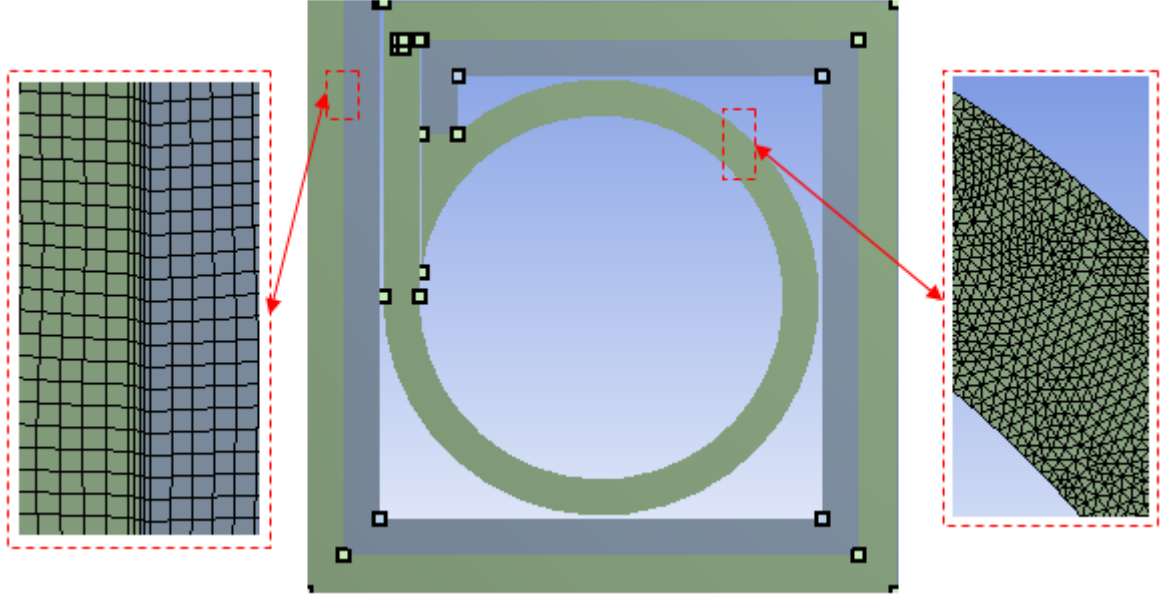


Fig. 2 Maillage de la chambre de combustion et de l'échangeur de chaleur

Sur la base des études préliminaires de ce type de bruleur qui ont montré que le transfert radiatif dans l'échangeur de chaleur est important, le rayonnement de surface-surface a été modélisé avec une émissivité de parois de 0,35. Le transfert radiatif en phase gazeuse est négligeable par rapport à la convection et au rayonnement surface-surface. L'écoulement turbulent et le transfert de chaleur sont modélisés à l'aide du modèle (k- ϵ) standard. Ce modèle est néanmoins considéré comme utile pour l'évaluation des effets de turbulence [7]. Le schéma "second-orderupwind" a été utilisé pour la discrétisation spatiale du domaine de calcul, et l'algorithme "SIMPLEC" a été utilisé pour le couplage pression-vitesse. Le couplage entre la turbulence et la réactivité du système imposé par les réactions de combustion a été traité par le modèle PDF (Probability Density Function).

4. Résultats et discussion

La configuration du bruleur considérée dans cette étude est développée en se référant aux dimensions de la tête chaude du moteur prototype. La chambre de combustion considérée a une longueur totale de $H_{br} = 0.12 \text{ m}$ et un diamètre intérieur de $D_{br} = 0.1 \text{ m}$. L'épaisseur de la chambre de combustion, ainsi que ceux des échangeurs sont fixées à 0.01 m. Le bruleur traité

possède deux injecteurs rectangulaires différentes, l'une pour l'air frais ayant une surface de $A_{air} = 1.2 \text{ e}^{-3} \text{ m}^2$, et l'autre pour le biogaz caractérisé par une surface de $A_{bg} = 0.24 \text{ e}^{-3} \text{ m}^2$. Le nombre de spirale dans ce type de bruleur n'est pas limité à condition que la température de la fumée à la sortie soit supérieur à celle d'entrée d'air frais et en tenant compte aussi de la perte de charge de l'air et de la fumée qui augmente chaque fois que le nombre de spirales augmente. Dans cette étude, un nombre de spirales égale à 10 a été choisi pour but de récupérer le maximum d'énergie thermique de la fumée. Les vitesses d'injection caractérisant l'entrée de biogaz sont obtenues par l'équation 4 en se fixant un taux d'excès d'air égal à 10% (afin d'assuré une combustion complète) et une fraction molaire de CH_4 égale à 0.7, donc 70% en volume totale de biogaz (le 30% qui reste représente la fraction molaire de CO_2).

$$v_{bg} = \frac{C_{bg}^{air} \rho_{air} v_{air} A_{air}}{\rho_{bg} A_{bg}} = \frac{X M_{CH_4} + (1-X) M_{CO_2}}{2 E X M_{air}} \frac{\rho_{air} v_{air} A_{air}}{\rho_{bg} A_{bg}} \quad (4)$$

On suppose que le bruleur couvre entièrement la tête chaude du moteur, ce qui veut dire que toutes l'énergie produite par la combustion du Biogaz se transmis au moteur sans aucune perte. Par analyse CFD, nous avons modélisé le fonctionnement du bruleur dans les conditions imposées.

Les effets de la vitesse d'injection du biogaz sur la puissance thermique du bruleur ($\dot{Q}_{br}$) et de son rendement η_{br} sont représentés dans la Figure 3.

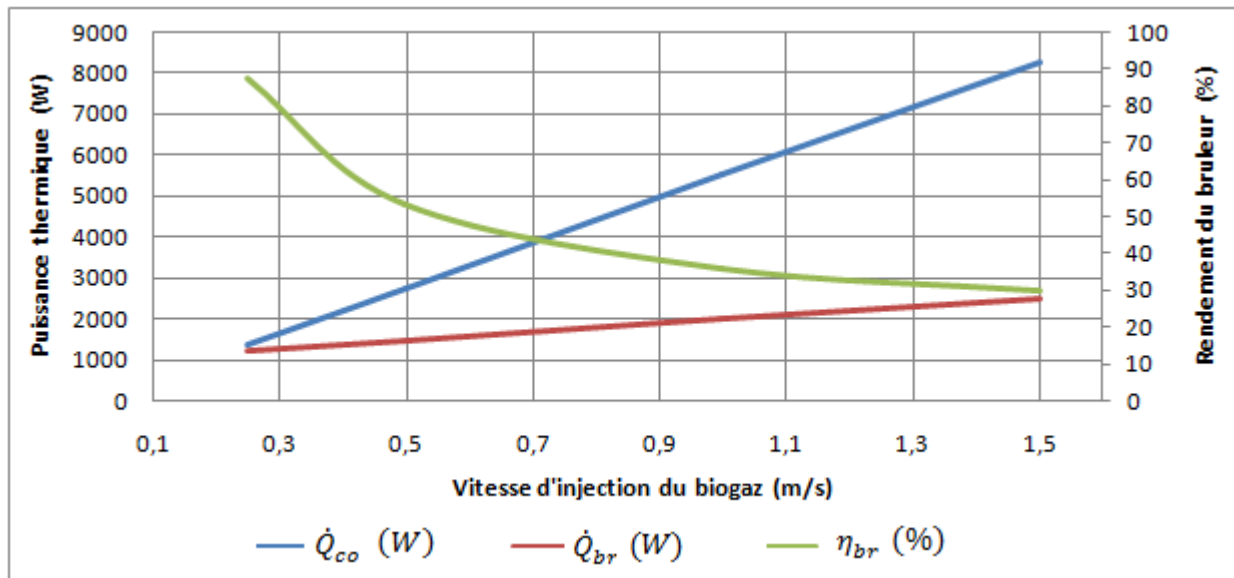


Fig. 3 L'évolution de la puissance thermique et le rendement du bruleur en fonction de la vitesse d'injection du biogaz

La vitesse de biogaz a été limitée à 1.5 m/s parce qu'au-delà de cette vitesse il a été remarqué que la flamme quitte la chambre de combustion vers l'échangeur de chaleur. D'après les

résultats obtenus, on constate que la puissance générée par la combustion ($\dot{Q}_{co}$) augmente avec la vitesse d'injection. La même évolution est obtenue pour la puissance transférée vers le récepteur ($\dot{Q}_{br}$) en fonction de la vitesse d'injection mais pas autant que la puissance de combustion en raison de la chute du rendement du bruleur. Par exemple, le rendement du bruleur est de 87.28 % pour $v_{bg} = 0.25 \text{ m/s}$ mais il chute à 29.90 % quand $v_{bg} = 1.5 \text{ m/s}$.

L'effet de la vitesse du biogaz sur le rendement du bruleur est illustré sur la Figure 4. Sur cette figure sont représentés les contours de température pour différentes vitesses d'injection de biogaz (0.5, 1 et 1.5 m/s). Ces contours nous renseignent sur l'expansion de la flamme et de la manière par laquelle la chaleur se propage dans le récepteur.

On peut remarquer que la flamme issue du bruleur est bien collée à la paroi latérale du récepteur pour toutes les vitesses d'injections testées, ce qui assure un bon transfert de chaleur à la tête chaude du moteur. Cependant, la taille de la flamme diffère d'une vitesse d'injection à l'autre. Par exemple, pour $v_{bg} = 0.5 \text{ m/s}$, la flamme couvre environ la moitié de la surface du récepteur quant à l'autre moitié est en contact direct avec les fumées caractérisées par de très haute température. Cela signifie que le récepteur reçoit encore directement de la chaleur qui est contenue dans les fumées ce qui se traduit par un bon rendement (53.34%). Pour le 2^{ème} cas où $v_{bg} = 1 \text{ m/s}$, on aperçoit que la flamme crée couvre une bonne partie du récepteur soit plus de puissance est transmise au récepteur. Néanmoins, une énergie considérable qui est contenue dans les fumées est perdue malgré l'existence de l'échangeur de chaleur car il est préférable de récupérer cette énergie directement dans le récepteur que de la récupérer dans l'échangeur de chaleur et ce à cause de la limitation de ce dernier en terme d'efficacité thermique. Dans le 3^{ème} cas où $v_{bg} = 1.5 \text{ m/s}$, la puissance transmise au récepteur est visiblement supérieure à celle du 2^{ème} cas en raison de la flamme qui couvre entièrement le récepteur. Mais dans ces conditions les fumées qui sont caractérisées par une température très élevée apparaissent à l'extérieure de la chambre de combustion ce qui se répercute sur le rendement du bruleur (29.9%).

On note que l'augmentation de la vitesse d'injection de biogaz exige une augmentation d'entrée d'air afin de respecter le rapport (biogaz/air). Ainsi, l'air prend de la vitesse peu à peu et se propage dans l'échangeur chaque fois que sa température augmente à cause de sa dilatation. Cette augmentation de vitesse de l'air jeu un rôle très important dans le transfert thermique entre les fumées et l'air frais ce qui se traduit par l'élévation de la température de la flamme (2220 K pour $v_{bg} = 0.5 \text{ m/s}$, et 2250 K pour 1 m/s, et enfin 2320 K pour 1.5 m/s). Par conséquent, ces valeurs de température dépassent la température adiabatique de la combustion du méthane avec de l'air ce qui explique l'intérêt des bruleurs à recirculation.

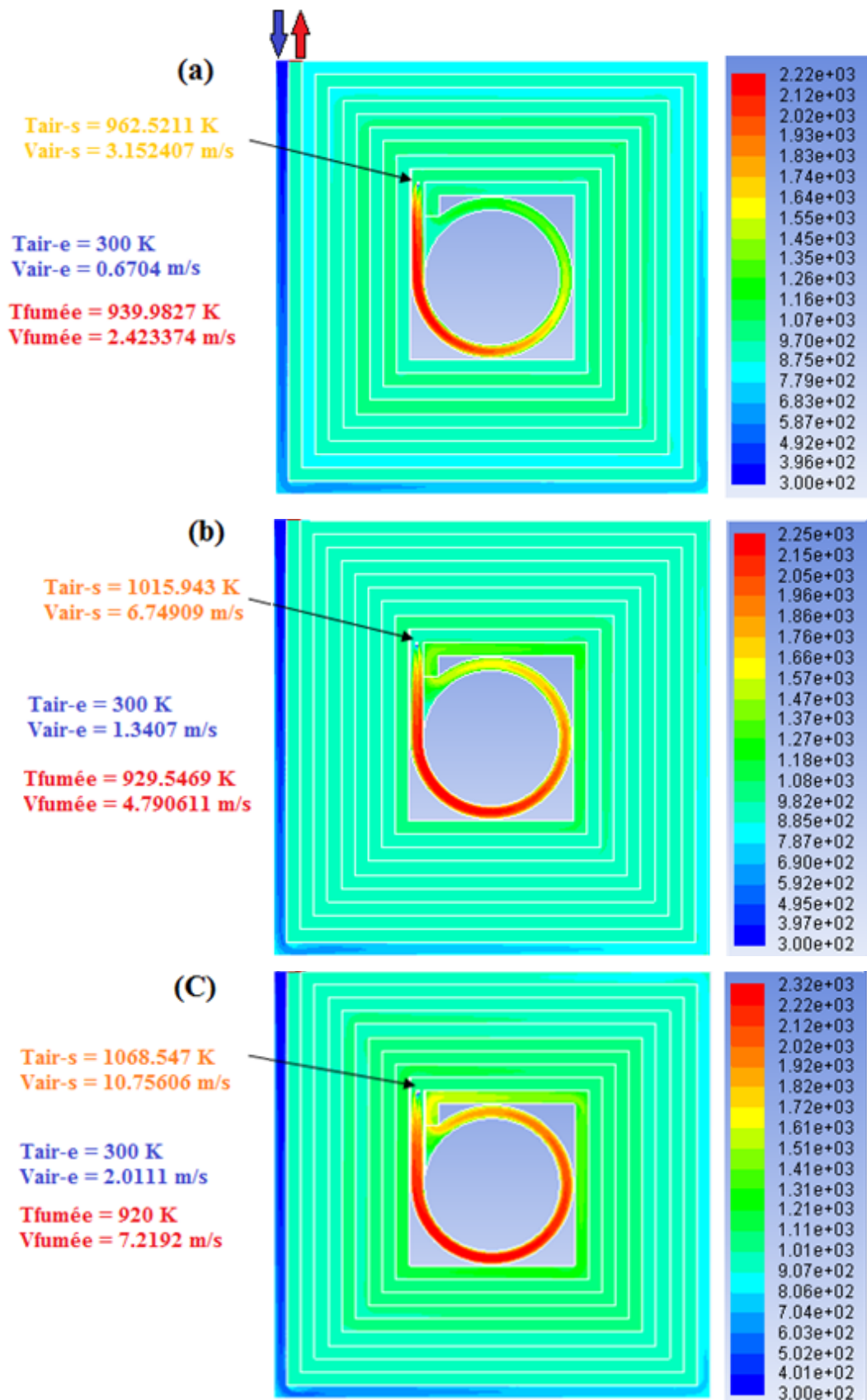


Fig.4 Contours de Température pour les vitesses d'injection de biogaz

(a) : 0.5 m/s, (b) : 1 m/s et (c) : 1.5 m/s, dans un brûleur de type "Swiss-roll" à 10 spirales.

5. Conclusions

Ce travail consiste à étudier un brûleur à biogaz de type (Swiss-roll) composé d'une chambre de combustion à petite échelle destiné aux moteurs Stirling. La première difficulté rencontrée est liée à la faible teneur en méthane dans le biogaz ce qui influe négativement sur l'efficacité du brûleur, tandis que la deuxième difficulté réside dans les dimensions de la chambre de combustion qui exige une flamme de petite taille et une surface de contact réduite. Il a été remarqué que la puissance générée par la combustion augmente avec la vitesse d'injection. En effet, la puissance de combustion est le résultat du produit du PCI (Pouvoir Calorifique Inférieur) et le débit du biogaz. Ainsi, le rendement du brûleur baisse avec l'augmentation de la puissance thermique produite ce qui le rend limite. Il faut noter ici que à moment donnée, la température atteindre des niveaux insupportables est produit un risque sur les composants du système.

6. References

- [1] SCHOEGL, Ingmar et ELLZEY, Janet L. Superadiabatic combustion in conducting tubes and heat exchangers of finite length. *Combustion and Flame* 2007; 151:142-159. doi :10.1016/j.combustflame.2007.01.009
- [2] LLOYD, S. A. et WEINBERG, F. J. A burner for mixtures of very low heat content. *Nature* 1974; 251:47-49. doi : 10.1038/251047a0
- [3] JONES, A. R., LLOYD, S. A., et WEINBERG, Felix Jiri. Combustion in heat exchangers. *Proceedings of the Royal Society of London. A. Mathematical and Physical Sciences* 1978 ; 360:97-115. doi : 10.1098/rspa.1978.0059
- [4] BUCKMASTER, J. The quenching of deflagration waves. *Combustion and Flame* 1976;26: 151-162. doi:10.1016/j.pecs.2011.03.001
- [5] FLUENT, ANSYS. 12.0 User's Guide, 2009. Fluent Inc., New Hampshire.
- [6] LANCIAUX, Nicolas. Contribution au développement d'un moteur Stirling: de la cogénération dans le bâtiment à l'autonomie énergétique. 2015. Thèse de doctorat. Evry-Val d'Essonne.
- [7] KUO, C. H. et RONNEY, P. D. Numerical modeling of non-adiabatic heat-recirculating combustors. *Proceedings of the Combustion Institute* 2007; 31: 3277-3284. doi:10.1016/j.proci.2006.08.082

Nomenclature

Symboles:

A surface d'un élément, m^2
C fraction massique
D diamètre, m
E facteur d'air
e énergie interne massique, $J.kg^{-1}$
H hauteur, m
M masse molaire, $g.mol^{-1}$
P pression, $N.m^{-2}$
 $\dot{Q}$ puissance thermique, W
S terme source, $N.m^2.s$
T température, K
t temps, s
U vecteur vitesse

v vitesse de gaz, $m.s^{-1}$

X fraction molaire

Lettres grecques:

ρ masse volumique, $kg.m^{-3}$

λ conductivité thermique, $W.m^{-1}$

τ tenseur de contrainte, $N.m^{-2}$

η rendement, %

Indices / Exposants:

ch chimique

rad radiation

bg biogaz

co combustion

br bruleur