

**REPUBLIQUE ALGERIENNE DEMOCRATIQUE ET POPULAIRE**

**MINISTRE DE L'ENSEIGNEMENT SUPERIEUR ET DE LA  
RECHERCHE SCIENTIFIQUE**



**UNIVERSITE M'HAMED BOUGARA BOUMERDES**

**FACULTE DES SCIENCES DE L'INGENIEUR**

**DEPARTEMENT ENERGETIQUE**

**MEMOIRE DE FIN D'ETUDES**

En vu de l'obtention du diplôme Master en Génie Mécanique

*Spécialité : Conversion d'énergie*

*Thème*

# **Etude et Simulation Numérique de la Combustion sans Flamme**

Réalisé par :

**M<sup>elle</sup> Bennamane Asma**

**M<sup>elle</sup> Bouar Oumnia**

Promoteur :

**Dr. Ouali Sofiane**

**Promotion : 2016/2017**

# **Remerciement**

*Nous voulons exprimer par ces quelques lignes de remerciement notre gratitude envers tous ceux en qui par leur présence .leur soutien. Leur disponibilité et leurs conseils. Nous avons eu courage d'accomplir ce projet.*

*Nous commençons par remercier Monsieur **OUALI SOFIANE** qui nous a fait l'honneur d'être notre promoteur.*

*Nous le remercions profondément pour son encouragement continue et aussi d'être toujours là pour nous écouter, nous aider et nous guider a retrouver le bon chemin par sa sagesse et ses précieux conseils.*

*Ainsi que son soutien moral et sa preuve de compréhension, ce qui nous a donné la force et le courage d'accomplir ce projet.*

*Nous tenons à remercier tous le département énergétique, et plus particulièrement. Le chef de département monsieur **BRACHEMI.***

*Nous tenons d'autre part à remercier les respectables membres du jury pour bien vouloir nous accorder de leur temps précieux pour commenter , discuter et juger notre travail .*

*En fin, nous ne pouvons achever ce mémoire sans exprimer notre gratitude à tous les professeurs de faculté des sciences de l'ingénieur pour leur dévouement et leur assistance tout au long de nos études universitaires*

## ***Je dédie ce travail***

***A mes très chers parents***

***En témoignage de mon affection et reconnaissance pour tout ce  
qu'ils m'ont donné***

***Sans vous je ne serais jamais arrivé jusque-là  
Je vous remercie pour votre soutien et votre amour  
inconditionnel***

***Vous n'avez jamais hésité à vous sacrifier pour ma réussite et mon bonheur***

***A mes très cher frère ISSAM et ZAKARIA***

***A ma très chère sœur HANANE***

***A mes Oncles***

***A mes tantes***

***A mes meilleurs amis***

***A ma famille***

***A mes chers professeurs***

***A mes amis***

## Nomenclature

*Symbole*                      *Unité*                      *Définition*

### *Lettre latines*

$h_{1,c}$	MJ/ $m^3$	Pouvoir calorifique inférieur du combustible gazeux.
$h_{air}$	MJ/ $m^3$	Enthalpie de l'air préchauffé de combustion.
$h_{flue\ gas,inlet}$	MJ/ $m^3$	Enthalpie des fumées à l'entrée du récupérateur de chaleur.
$T_{air,outlet}$	°C	Température de l'air à la sortie du récupérateur de chaleur.
$T_{air,inlet}$	°C	Température de l'air à l'entrée du récupérateur de chaleur.
$T_{flue\ gas,inlet}$	°C	Température des fumées à l'entrée du récupérateur de chaleur.
$K_v$	/	Le taux de recirculation des fumées.
$\dot{m}_a$	Kg/s	Débit massique de l'air injecté.
$\dot{m}_f$	Kg/s	Débit massique du combustible injecté.
$\dot{m}_r$	Kg/s	Débit massique des produits de combustion recirculants.
$\dot{w}$	/	le taux de production de l'espèce chimique $k$
$u$	m/s	vecteur de vitesse.
$Y_k$	/	La fraction massique de l'espèce $Y_k$ .
$v$	m/s	la vitesse de convection globale de l'écoulement.
$f_k$	N	Force massique
$P$	Pa	pression thermodynamique.
$x$	m	composantes de direction axiale

$h_s$	J/kg	L'enthalpie sensible.
$V_{k,i}$	m/s	La vitesse de diffusion de l'espace k dans la direction i
$\dot{Q}$	$J/m^3s$	Source de chaleur radiative
$\dot{w}_T$	J/kg	Le dégagement chaleur du a la réaction chimique.
$i,j$	/	axes de directions.
$t$	s	temps.
$Re$	/	nombre de Reynolds
$T$	k	Température
$D_k$	/	Coefficient de diffusion de l'espace k

## *Lettre grecques*

$\eta$	/	Le rendement de la combustion.
$\varepsilon$	/	Taux relatif de préchauffage de l'air
$\rho$	$kg / m^3$	La masse volumique du mélange fluide
$\psi_G$	Pa	Le tenseur des pressions.
$\delta_{ij}$	/	Le tenseur de Kronecker.
$\lambda$	W/mk	conductivité thermique.
$\sigma$	$N/m^2$	tenseur des contraintes visqueuses.

## *Abbreviations*

<b>CFD</b>	Computational fluid dynamics
<b>EDM</b>	Eddy dissipation model
<b>RANS</b>	Reynolds average Navier –Stokes
<b>EDC</b>	Eddy dissipation Concept.

## *Liste des figures*

### *Chapitre 1*

**Figure 1.1** : Mécanisme proposé par Fenimore (1971) pour expliquer la formation du NO-précoce.

**Figure 1.2** : Schéma cinétique d'oxydation de l'ammoniac proposé par Miller et Bowman (1989).

**Figure 1.3** : Principe de la recombustion par le gaz naturel.

**Figure 1.4** : Emission de NOx en fonction de la stoechiométrie.

**Figure 1.5** : Principe de fonctionnement de l'oxycombustion.

**Figure 1.6** : Classification des brûleurs par types de mélange combustible/comburant.

### *Chapitre 2*

**Figure 2.1** : Définition de la combustion sans flamme fonction de la température de préchauffage de l'air et du taux d'oxygène (Milani, 2001).

**Figure 2.2** : Combustion classique en mode flamme est à gauche, et combustion sans flamme est à droite (Milani & Wüning, 2002).

**Figure 2.8** : Variation de la température avec et sans recirculation de la chaleur, dans un système adiabatique 1D (Katsuki, 1998).

**Figure 2.9** : Domaine d'inflammabilité fonction du pouvoir calorifique du combustible ( $Q_f$ ), de la température initiale des réactifs ( $T_i$ ), et de la richesse ( $\phi$ ) (Katsuki, 1998).

**Figure 2.10** : Augmentation du rendement de combustion par préchauffage de l'air de combustion.

**Figure 2.11** : Une paire de brûleurs NFK HRS . DL.

**Figure 2.11** : Deux cycles d'un couple de brûleurs régénératifs.

**Figure 2.12** : Principe de fonctionnement des brûleurs régénératifs.

**Figure 2.13** : Schéma d'un brûleur auto régénératif (document WS GmbH).

**Figure 2.14** : Effet de la température de préchauffage de l'air sur le niveau d'émission en oxydes d'azote (Fujimori – 2000).

**Figure 2.15.** : Principe de fonctionnement de la recirculation externe des fumées .

**Figure 2.16** : Différents types d'injections (Katsuki et Hasegawa, 1998).

**Figure 2.17** : Comparaison d'une combustion avec et sans flamme (Milani et Saponaro, 2001).

**Figure 2.18** : Production de suies en fonction (a) de la température (Wagner, 1993) et (b) de la dilution (Guo, 2002), Flame A : flamme éthylène/air, Flame B : flamme éthylène/air avec 30%mol d'argon, Flame C : flamme éthylène/air avec 30% mole d'hélium.

### ***Chapitre 3***

**Figure 3.1** : Schéma d'un brûleur JHK (Jet in a Hot Cowflow).

**Figure 3.2** : Conditions aux limites .

**Figure 3.3** : La géométrie du brûleur 2D.

**Figure 3.4** : Structure de maillage.

**Figure 3.5** : Profil de température dans le brûleur

### ***Chapitre 4***

**Figure 4.1** : Validation des Profil de températures en fonction de la position radiale(r)  
Pour  $x=30\text{mm}$

**Figure 4.2**: La fraction massique de  $\text{CO}_2$  dégagé au cours de combustion sans flamme en fonction de la position radiale (r).

**Figure 4.3**: Validation la fraction massique d' $\text{O}_2$  en fonction de la position radiale (r).

**Figure 4.4** : Validation des fractions massiques de polluant CO

**Figure 4.5** : Fraction massique de CO pour ( $\text{CH}_4=1$  ,  $\text{H}_2=0$ ).

**Figure 4.6** : Fraction massique de CO pour ( $\text{CH}_4=0.95$ ,  $\text{H}_2=0.05$ ).

**Figure 4.7** : Fractionmassique de CO pour ( $\text{CH}_4=0.85$ ,  $\text{H}_2=0.25$ ).

**Figure 4.8** : Fraction massique de CO pour ( $\text{CH}_4=0.80$ ,  $\text{H}_2=0.20$ ).

**Figure 4.9** : Fraction massique de CO pour ( $\text{CH}_4=0.75$ ,  $\text{H}_2=0.25$ ).

**Figure 4.10** : Fraction massique de CO pour ( $\text{CH}_4=0.70$ ,  $\text{H}_2=0.30$ ).

**Figure 4.11**: Validation des fractions massiques de polluant  $\text{NO}_x$

**Figure 4.12** : Fraction massique  $\text{NO}_x$  pour ( $\text{CH}_4=1$  et  $\text{H}_2=0$ )

**Figure 4.13** : Fraction massique NOx pour ( $\text{CH}_4=0.95$  et  $\text{H}_2=0.05$ )

**Figure 4.14** : Fraction massique NOx pour ( $\text{CH}_4=0.85$  et  $\text{H}_2=0.15$ )

**Figure 4.15** : Fraction massique de NOx pour et ( $\text{CH}_4=0.80$  et  $\text{H}_2=0.20$ ).

**Figures 4.16** : Fraction massique de NOx pour ( $\text{CH}_4=0.75$  et  $\text{H}_2=0.25$ )

**Figure 4.17** : Fraction massique de NOx pour ( $\text{CH}_4=0.70$  et  $\text{H}_2=0.30$ )

**Figure 4.18** : influence des températures sur les fractions massique de NOx

**Figure 4.19** : influence des températures sur les fractions massique de CO

**Figure 4.20** : influence des températures d'admission sur la temperature de la combustion

**Figure 4.21**: contour de températures pour  $T_{\text{air}}=300\text{k}$

**Figure 4.22**:contour de températures pour  $T_{\text{air}} =400 \text{ k}$

**Figure 4.23**:contour de températures Pour  $T_{\text{air}}=500\text{k}$

**Figure4.24**:contour de températures pour  $T_{\text{air}}=600 \text{ k}$

**Figure 4.25**: contour de températures pour  $T_{\text{air}} = 700\text{k}$

**Figure 4.26** : contour de températures pour  $T_{\text{air}}= 800\text{k}$

**Figure 4.27** : contour de températures pour  $T_{\text{air}} = 900 \text{ k}$

## Liste des tableaux

### *Chapitre 3*

**Tableau 3.1** : Constante de modèle k- $\epsilon$ .

**Tableau 3.2** : Les conditions aux limites.

**Tableau 3.3** : Les conditions de limites.

**Tableau 3.4**: Les nombres des nœuds.

**Tableau 3.5** : Les propriétés chimiques de CH<sub>4</sub> et H<sub>2</sub>

# Sommaire

## Chapitre 1 : *Introduction Générale*

1.1. Introduction : .....	1
1.2. Les Polluants.....	2
1.2.1. Le monoxyde de carbone .....	2
1.2.2. Les oxydes d'azote .....	2
1.3. Effets des oxydes d'azote sur la santé et sur l'Environnement .....	6
1.4. Réduction des émissions de NOx.....	8

### *Référence*

## Chapitre 2 : *La Combustion Sans Flamme*

2.1. Introduction .....	16
2.2. Etude bibliographie .....	17
2.3. Description de la combustion sans flamme .....	24
2.3.1. Les caractéristiques de la combustion sans flamme : .....	24
2.3.2. Mild combustion définition selon d'autres auteurs .....	26
2.4. Technique de La combustion sans flamme .....	28
2.5. Applications .....	41
2.6. Autre propriété.....	42

### *Référence*

## Chapitre 3 : *Simulation Numérique*

3.1. Introduction .....	45
3.2. Domaine d'étude .....	45
3.3. ANSYS Fluent 16.0.....	45

3.4.	Formulations mathématique .....	45
3.4.1.	Conservation de masse (continuités).....	45
3.4.2.	Conservation des espèces chimiques .....	46
3.4.3.	Conservation de la quantité de mouvement .....	46
3.4.4.	Conservation de l'énergie .....	47
3.4.5.	Equations d'état .....	47
3.5.	La turbulence.....	48
3.5.1.	Modélisation de la turbulence RANS $k-\varepsilon$ STANDARD .....	49
3.6.	Modélisation de la combustion EDM (Eddy Dissipation Model).....	50
3.7.	Description du problème .....	52
3.8.	Maillage et conditions aux limites .....	53
3.8.1.	Etude de Maillage optimale.....	55
3.9.	Modèle utilisés pour la simulation.....	57

## Chapitre 4 : Résultats et Discussions

4.1.	Introduction .....	60
4.2.	Validation des modèles utilisés .....	61
4.2.1.	Validation des profils de Température.....	61
4.2.1.	Validation des profils de la fraction massique de CO <sub>2</sub> .....	62
4.2.1.	Validation des profils des fractions massiques d'O <sub>2</sub> .....	63
4.3.	Étude de l'influence de la composition du mélange réactif de CH <sub>4</sub> et H <sub>2</sub> .....	64
4.3.1.	Effet de l'ajout de H <sub>2</sub> sur l'apparition du CO.....	64
4.3.2.	Effet de l'ajout de H <sub>2</sub> sur l'apparition du NO <sub>x</sub> .....	66
4.4.	Etude de l'influence de la température d'admission.....	69
4.4.1.	L'influence sur l'apparition de NO <sub>x</sub> .....	69
4.4.2.	L'influence sur l'apparition de CO .....	70
4.4.3.	L'influence sur la température du mélange .....	71

## Conclusion Générale

## Résumé

La combustion sans flamme est un régime de combustion innovant du point de vue des émissions polluantes et de la consommation en combustibles. Il a été mis en évidence il ya une dizaine d'années dans le domaine des fours industriels, par le développement des brûleurs régénératifs. Il s'agit d'une technique de combustion assez récente qui a été développée pour améliorer les performances énergétiques des fours à haute température, tout en réduisant leur impact sur l'environnement grâce à la diminution de les émissions d'oxydes d'azote (NOx) et de monoxyde (CO) dans les fumées. Ce régime de combustion est réalisé avec un fort préchauffage de l'air de combustion et des hautes vitesses d'injection du combustible et de l'air induisant de fortes recirculations dans la chambre de combustion provoquant une dilution du mélange réactif. Son principe est basé sur la recirculation massive des fumées au sein du four qui est induite sous l'impulsion des jets de combustible et de comburant. Cette recirculation a pour effet de diluer le combustible et le comburant avant qu'ils se rencontrent, et renforce le mélange entre réactifs et produits.

Notre étude de simulation numérique a été réalisée afin de mieux comprendre les phénomènes qui régissent la combustion sans flamme, pour une flamme diffusion (non-pré mélangé) turbulente de méthane/hydrogène –air.

# *Chapitre*

*1*

## 1.1. Introduction :

Les installations de combustion sont parmi les principales sources d'émissions d'oxyde d'azote ( $\text{NO}_x$ ) et de monoxyde de carbone (CO).

Les oxydes d'azote ont un impact direct sur la santé humaine et détruisent la couche d'ozone, alors que le monoxyde de carbone se forme en  $\text{CO}_2$  et le dioxyde de carbone est un des principaux gaz à effet de serre. Puisque qu'aucune technologie n'est disponible pour détruire le dioxyde de carbone présent dans les fumées, une solution temporaire est sa capture et sa séquestration.

Cependant, la capture et la séquestration restent des solutions curatives à court terme. Il y a des alternatives préventives existent : réduire la consommation de combustibles fossiles, et/ou utiliser des combustibles dits (**alternatifs**) contenant moins d'atomes de carbone.

En récupérant l'énergie des fumées pour préchauffer l'air de combustion, la consommation de combustible peut être réduite de manière significative. Cependant, le préchauffage de l'air de combustion conduit à une augmentation de la température adiabatique de flamme et donc à une augmentation importante des émissions d'oxyde d'azote. L'étagement de l'air de combustion ou du combustible permet de réduire les émissions de  $\text{NO}_x$  grâce à des zones de combustion globalement à températures plus faibles. Cet étagement, poussé à l'extrême en séparant les injections de combustible et de comburant, permet aux réactifs d'être dilués avant d'interagir. C'est pourquoi ce régime est appelé combustion sans flamme (**ou combustion diluée**). Dans cette configuration, les émissions de  $\text{NO}_x$  sont très faibles.

La combustion sans flamme est donc un régime de combustion innovant et prometteur puisqu'il permet à la fois de réduire les émissions de  $\text{NO}_x$  et la consommation de combustible. Les...industriels fonctionnent avec des brûleurs dits à **combustion sans flamme**, principalement dans la sidérurgie. La combustion sans flamme est donc un régime stable parfaitement maîtrisé, en revanche, ses caractéristiques physico-chimiques sont loin d'être entièrement connues. C'est pourquoi, depuis quelques années, les recherches sont très actives dans ce domaine. [1]

## 1.2. Les Polluants

Le monoxyde de carbone est un gaz toxique il se forme en  $\text{CO}_2$  et le dioxyde de carbone est le principal gaz à effet de serre (**GES**), quant aux oxydes d'azote, ils ont des effets négatifs sur l'écosystème (pluies acides, pollution photochimique, eutrophisation), sur la destruction de la couche d'ozone stratosphérique ainsi que sur la santé humaine. Ces deux espèces sont les principaux polluants émis par les installations de combustion. C'est pourquoi, les travaux de recherche visant à diminuer les émissions de  $\text{NO}_x$  et de  $\text{CO}_2$  lors de la combustion sont particulièrement importants, d'autant plus que le contexte réglementaire est de plus en plus exigeant. Différents accords internationaux (protocole de **Göteborg**, accords de **Kyoto**, directives européennes) amènent les états à réduire de manière significative leurs émissions de polluants atmosphériques. [2]

### 1.2.1. Le monoxyde de carbone

Le monoxyde de carbone est le plus simple des oxydes du carbone. La molécule est composée d'un atome de carbone et d'un atome d'oxygène. Ce corps composé est à l'état gazeux dans les conditions normales de température et de pression.

Le monoxyde de carbone est un gaz incolore, inodore, non irritant. Il est particulièrement toxique pour les mammifères mais indétectable par eux. Chez l'être humain, il est la cause de nombreuses intoxications domestiques, souvent mortelles, qui peuvent être évitées par l'utilisation d'un détecteur de monoxyde de carbone. Son émanation, provenant d'une combustion incomplète de composés carbonés, est accentuée par une mauvaise alimentation en air frais et/ou une mauvaise évacuation des produits de combustion (ventilation). Le mélange avec l'air est facile puisque sa densité est proche de celle de l'air [3]

### 1.2.2. Les oxydes d'azote

Le dioxyde d'azote présent dans l'air inspiré passe à travers les alvéoles pulmonaires, se dissout dans le sang où il limite la fixation de l'oxygène sur l'hémoglobine. C'est donc un gaz irritant qui pénètre dans les plus fines ramifications des voies respiratoires les organes sont alors moins bien oxygénés. Le dioxyde d'azote pénètre dans les voies respiratoires profondes, où il fragilise la muqueuse pulmonaire face aux agressions infectieuses, notamment chez les enfants, il peut entraîner une altération de la fonction respiratoire, une hyperréactivité

bronchique chez l'asthmatique et un accroissement de la sensibilité des bronches aux infections chez l'enfant.

Le dioxyde d'azote se transforme dans l'atmosphère en acide nitrique, qui retombe au sol et sur la végétation. Cet acide contribue, en association avec d'autres polluants, à l'acidification des milieux naturels. Ils participent aux phénomènes des pluies acides, à la formation de l'ozone troposphérique, dont ils sont l'un des précurseurs, à l'atteinte de la couche d'ozone stratosphérique et à l'effet de serre.

Le monoxyde d'azote (NO) et dioxyde d'azote (NO<sub>2</sub>) sont des gaz polluants oxydants, qui se forment lors de la combustion. Les oxydes d'azote sont collectivement désignés par NO<sub>x</sub>. Le monoxyde d'azote NO est ensuite oxydé en dioxyde d'azote NO<sub>2</sub> par réaction avec d'autres oxydants de l'air (oxygène O<sub>2</sub>, ozone O<sub>3</sub>, ...)

- *Le NO thermique*

Le NO thermique se forme par combinaison de l'azote N<sub>2</sub> et de l'oxygène O<sub>2</sub> atmosphériques lors de combustion à haute température.

La voie de formation du NO thermique, aussi appelé (**Mécanisme de Zeldovich**), est décrit par les réactions suivantes :



Les réactions (1) et (2) sont favorisées lorsque la combustion a lieu dans des conditions pauvres, tandis que la réaction (2) est favorisée lors d'une combustion riche.

La première réaction conditionne la vitesse globale du mécanisme du fait de son énergie d'activation très élevée. La dissociation du N<sub>2</sub> suivant ce mécanisme demande beaucoup d'énergie. La température d'activation de la réaction de formation du NO thermique est de 1300°C, ce mécanisme ne devient significatif que dans le cas de hautes températures.

Les émissions de NO sont considérablement augmentées lorsque l'oxygène et les produits de combustion sont exposés à de hautes températures supérieures à 1600°C pendant quelques secondes, ou 2000°C pendant seulement quelques millisecondes. [4]

- *Le NO précoce*

Etabli par **Fenimore (1971)**, le mécanisme du (**NO-précoce**) ou (**prompt-NO**) traduit la formation rapide de NO dans des milieux réactionnels riches en combustible. Ce mécanisme est initié par la réaction des radicaux hydrocarbonés de type CH<sub>i</sub> (i = 0, 1, 2) sur le diazote N<sub>2</sub> de l'air.

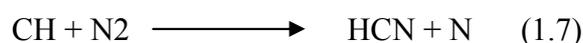
Le mécanisme du « **NO-précoce** » est dominé par la réaction d'initiation principale



L'atome d'azote ainsi formé réagit alors suivant les réactions décrites dans le mécanisme du NO-thermique. L'acide cyanhydrique HCN est rapidement oxydé pour former NO ou N<sub>2</sub> selon le processus représenté sur **la Figure(1)**. Les radicaux CH<sub>2</sub> et C peuvent également contribuer de façon plus ou moins importante à ce mécanisme selon les réactions d'initiation suivantes :



Les niveaux typiques de NO-précoce formé sont de l'ordre de quelques ppm plusieurs centaines de ppm suivant les conditions expérimentales. Dans une flamme riche en combustible et présentant une température inférieure à 2000 K, ce mécanisme est la principale source d'oxydes d'azote. Le mécanisme du NO précoce est très sensible à la richesse du mélange réactif, ainsi qu'à la nature de l'hydrocarbure. Récemment, il a été prouvé que la réaction :

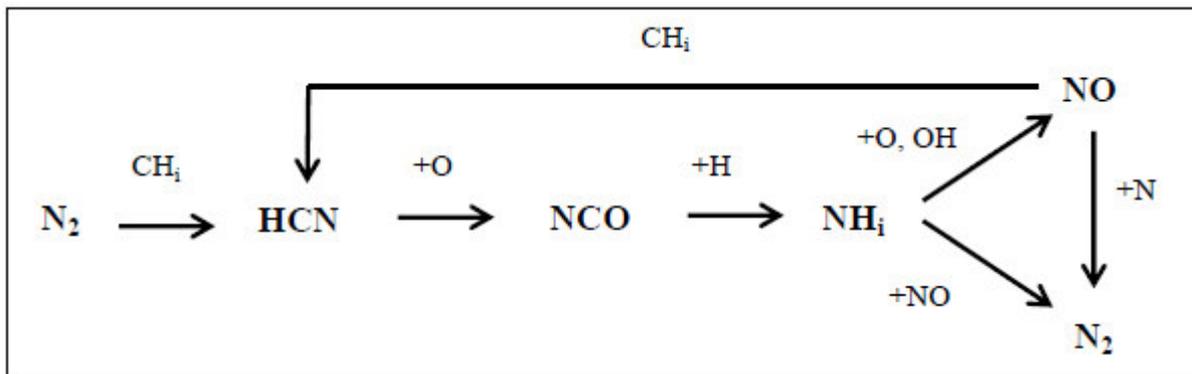


Couramment admise comme étant l'étape d'initiation de ce processus pouvait être structurellement interdite (**Moskaleva et Lin, 2000**).

De ce fait, le processus le plus probable prévoit plutôt la formation de NCN selon la réaction



(El Bakali et al. 2006) comme cela avait déjà été suggéré expérimentalement par Smith (2003) qui a mesuré le NCN par Fluorescence Induite par Laser (FIL) à basse pression dans des flammes méthane / air et méthane / NO. [5]



**Figure 1:** Mécanisme proposé par Fenimore (1971) pour expliquer la formation du NO-précoce

- *NO « du combustible »*

Ce mécanisme réactionnel est induit dans la flamme par décomposition d'un combustible comportant des atomes d'azote qui libère des composés N<sub>x</sub>. Ces derniers vont, sous certaines conditions, former HCN avec des radicaux C<sub>x</sub> et CH. HCN ainsi synthétisé va réagir avec O présent dans la zone réactionnelle pour donner NCO, qui va se décomposer en CO et N. Cet atome d'azote va recevoir petit à petit des atomes d'hydrogène issus de la dissociation du combustible et de HCN, pour former NH, NH<sub>2</sub> et NH<sub>3</sub>. Mais ce processus lent rentre en concurrence avec la synthèse du NO et des NO<sub>x</sub> par capture d'atomes d'oxygène. L'importance de ce type de mécanisme, dans la quantité totale émise, est directement fonction de la teneur en azote du combustible et de la richesse. Les énergies d'activation des différentes réactions sont faibles, il n'y a donc pas de dépendance aux conditions locales de températures. [4]

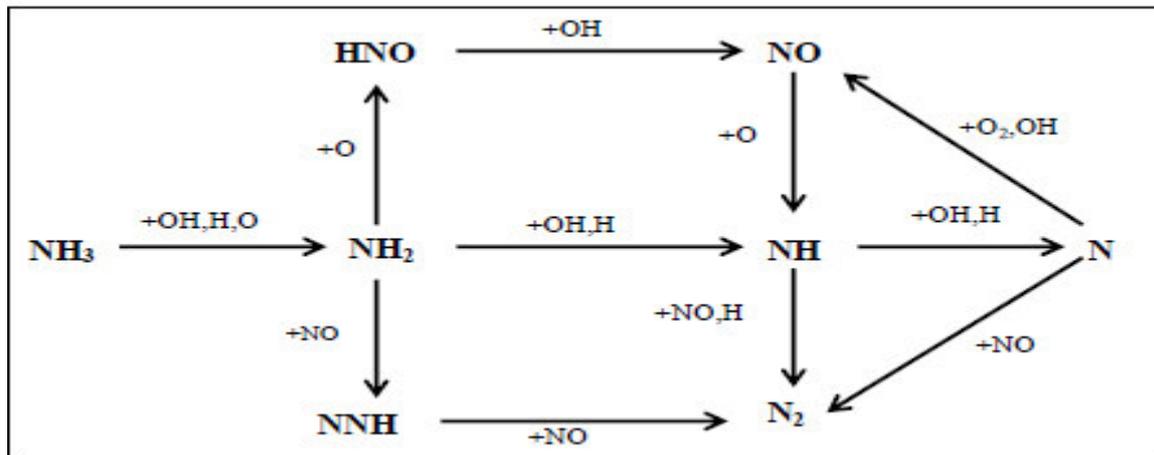


Figure 2: Schéma cinétique d'oxydation de l'ammoniac proposé par Miller et Bowman (1989).

### 1.3. Effets des oxydes d'azote sur la santé et sur l'Environnement

- Effets sur la santé

- Le monoxyde d'azote (NO)

Son processus de formation a été le plus étudié. Cependant, sa toxicité est mal connue car il s'oxyde naturellement à température ambiante en dioxyde d'azote dans l'atmosphère. Il est donc très difficile d'estimer ses effets sur l'être humain. Cependant, son action se caractérise par une irritation des muqueuses.

- Le dioxyde d'azote (NO<sub>2</sub>)

Le dioxyde d'azote est un gaz de couleur brun-rouge quand il est concentré, et brun jaune à plus basse concentration, il a une odeur piquante. C'est un gaz irritant à caractère fortement oxydant. Les effets indésirables directs sur l'être humain concernent essentiellement les fonctions respiratoires, s'exposer à une concentration en NO<sub>2</sub> supérieure à 5ppm pendant 15 minutes entraîne une détresse respiratoire aiguë, de la toux et des irritations des voies respiratoires. Une exposition continue peut produire une accumulation anormale de gaz dans les bronches (œdème pulmonaire).

- Effets sur l'Environnement

La participation des NO et NO<sub>2</sub> à la formation des pluies acides peut avoir des conséquences graves sur les sols et les nappes phréatiques. Cette acidification augmente la solubilité des métaux lourds et représente donc un danger pour la santé. Ces pluies acides sont tenues en partie responsables de l'acidification des cours d'eau et des sols, engendrant la disparition de certaines espèces animales et l'appauvrissement des sols. De plus, ces gaz participent à la formation d'ozone troposphérique (jusqu'à une altitude de 15km au-dessus de la surface de la Terre) selon le cycle de Chapman :



Où **M** = molécule auxiliaire de collision.

La concentration en ozone (O<sub>3</sub>) dans l'atmosphère, qui est irritant pour les voies respiratoires, Le protoxyde d'azote (N<sub>2</sub>O) participe quant à lui au réchauffement global de la planète car c'est un gaz à effet de serre. L'effet de serre, en soi, est un phénomène nécessaire à la vie sur Terre. En effet, il permet de maintenir une température moyenne sur terre de +15°C au lieu de -18°C si tous les rayonnements émis par la terre étaient dissipés vers l'espace. De plus, en raison de sa durée de vie importante (150 ans en moyenne), N<sub>2</sub>O est également stable dans la troposphère (jusqu'à 15 km d'altitude) et peut donc diffuser dans la stratosphère (altitude entre 15 et 50 km) où il contribue à la destruction de la couche d'ozone stratosphérique. Cet ozone est indispensable à la vie car il absorbe la plupart des rayonnements ultraviolets qui peuvent être la source de cancers et d'un mauvais fonctionnement du système immunitaire humain. [6]

## 1.4. Réduction des émissions des NOx

Cet état de l'art des techniques de réduction de polluants regroupe les techniques existantes, émergentes ou en développement pour les fours de réchauffage sidérurgiques. On peut classer les différentes techniques en deux catégories :

- **Les techniques curatives (mesures dites secondaires) :** les polluants sont éliminés à la sortie.
  
- **Les techniques préventives (mesures dites primaires) :** le procès est modifié pour éviter la formation de polluants. Seuls les appareils de combustion seront abordés ici. On peut cependant citer d'autres méthodes de réduction comme l'optimisation de la conduite des fours ou l'amélioration de l'étanchéité pour éviter les infiltrations d'air, génératrices de NOx.

Les techniques préventives sont les plus utilisées car elles ont toujours devancé les réglementations sur les émissions de polluants.

### 1.3.1. Les techniques curatives :

- **La SCR (Selective Catalytic Reduction)**

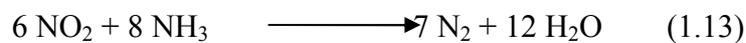
Ce principe de réduction des oxydes d'azote consiste à introduire un additif qui va initier une chaîne de réactions, sous certaines conditions, va conduire à réduire NO en azote moléculaire N<sub>2</sub>. Quand le procédé fait intervenir un catalyseur adéquat, on parlera de techniques de « Réduction Sélective Catalytique » (SCR).

De l'ammoniac ou de l'urée mélangé à de l'air est ajouté aux fumées en quantité variable en fonction de la quantité de NOx à réduire. Les fumées chargées de NH<sub>3</sub> traversent ensuite un catalyseur à plusieurs lits dans une plage de températures comprises entre 523 K et 653 K.

La technologie SCR est la plus couramment utilisée pour réduire les émissions de NOx comme par exemple dans l'industrie du ciment, les centrales thermiques, les usines d'incinération des ordures ménagères (UIOM) et l'industrie métallurgique. L'agent réducteur le plus souvent utilisé est l'ammoniac, on parle alors de SCR-NH<sub>3</sub>.

De nombreuses études menées sur ce type de procédé mais également en utilisant d'autres hydrocarbures et notamment le gaz naturel (SCR-HC) comme agent réducteur.

La réduction sélective catalytique des oxydes d'azote par l'ammoniac (SCR-NH<sub>3</sub>) est efficace à une température comprise entre environ 575 K et 675 K et permet d'atteindre des rendements élevés de dénitrification (80% - 90%) avec un rapport NH<sub>3</sub>/NO<sub>x</sub> compris entre 0,7 et 1, ce qui limite les risques de fuite d'ammoniac. Le catalyseur est le siège de réactions chimiques rapides et sélectives comme l'illustrent les équations chimiques (10) et (11) qui contrôlent le processus (**Rigby et al. 2001**).



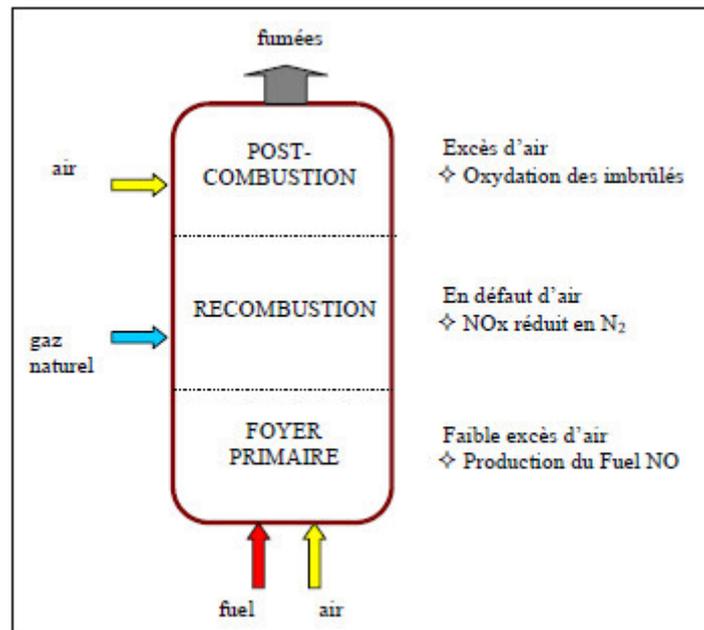
La réduction catalytique sélective est utilisée avec succès dans de très nombreuses applications de réduction des NO<sub>x</sub> y compris les centrales au charbon et les turbines à gaz. La SCR est considérée comme la meilleure technique disponible de réduction des NO<sub>x</sub> y a des preuves depuis près de vingt ans dans de nombreux pays. Ce procédé, très performant pour traiter les oxydes d'azote, permet en outre de détruire très efficacement les dioxines et les furannes, sans ajout de catalyseur ni réactif supplémentaire, puisque c'est l'oxygène présent dans le mélange fumées - ammoniac qui les oxyde et les transforme en CO<sub>2</sub> et H<sub>2</sub>O. Parmi les inconvénients, on peut considérer le coût important du fait de l'utilisation des catalyseurs, ainsi que les différentes précautions d'utilisation. [7]

- **Reburning**

Le (**Reburning**) ou (**étagement du combustible**) ou (**recombustion**). Dans ce type de procédé, on peut distinguer trois zones :

- combustion de la majorité du combustible avec un léger excès d'air.
- injection de combustible par exemple (gaz naturel) de **Reburning** pour créer une zone riche en fuel dans laquelle les oxydes d'azote formés dans la zone de combustion primaire sont réduits en azote,
- injection d'excès d'air pour oxyder les imbrûlés sortant de la zone de **Reburning**.

Le principe de la recombustion par le gaz naturel (NGR) est représenté schématiquement sur la **Figure 3**.



**Figure 3:** Principe de la re-combustion par le gaz naturel

La re-combustion peut être mise en œuvre avec tout type d'hydrocarbures liquides ou gazeux. Les rendements de réduction des NOx peuvent aller jusqu'à 80%. C'est une technique simple à mettre en œuvre, puisqu'il suffit d'ajouter des injecteurs de combustible à la sortie des fumées. Le rapport « coût/performance » est un des plus bas de toutes les techniques de réduction des NOx.

Les limites de cette technique sont une surconsommation de combustible (une partie peut cependant être valorisée dans un échangeur), des problèmes d'imbrûlés et d'encrassement lorsque la re-combustion est pratiquée sans précaution avec des fuels lourds, d'éventuels problèmes de corrosion.

Quelques réalisations dans des centrales thermiques, des fours verriers ou des UIOM ont prouvé l'efficacité du système. Cependant aucun four de réchauffage n'en est à ce jour équipé. [8]

## 1.3.2. Les techniques préventives

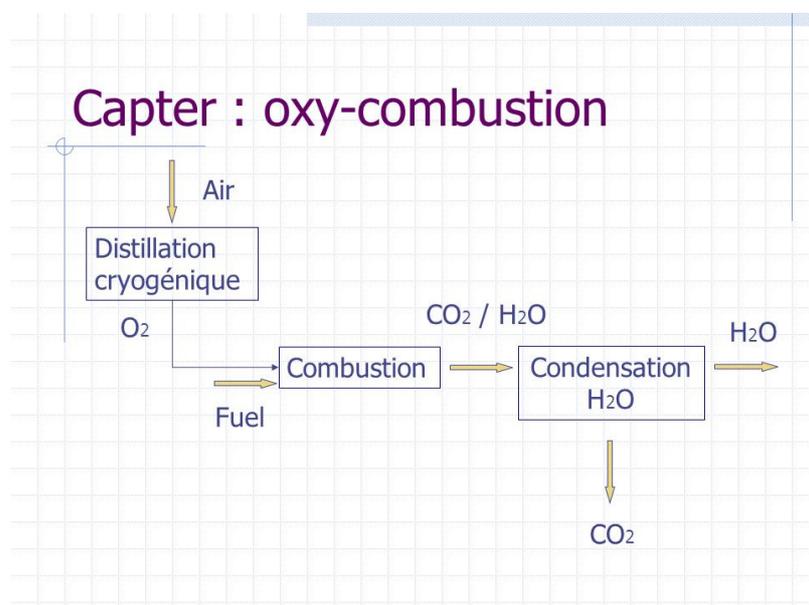
## • L'oxycombustion

Ce procédé est appelé (**oxycombustion**) ou (**OEC**) pour (**Oxygen-Enhanced Combustion**).

Une manière radicale d'éliminer les NOx est de ne pas introduire d'azote en premier lieu et d'utiliser de l'oxygène pur. Plusieurs précautions doivent alors être prises pour éviter toutes intrusions d'azote :

- L'oxygène doit être pur.
  - Le combustible doit être exempt d'azote.
  - La combustion doit avoir lieu dans un endroit hermétique pour empêcher toute entrée d'air
- L'oxygène pur conduit à une température de fin de combustion très élevée qui donnerait des émissions importantes de NOx en présence d'azote. Ces conditions sont difficiles à tenir.

Le gaz naturel par exemple contient 1 à 14% d'azote (**Wüning et Wüning, 1997**). De plus l'oxygène pur est cher et la tenue mécanique des matériaux à une telle température n'est pas garantie si le four a été conçu pour une combustion avec de l'air.[9]



**Figure 4:** la technique de l'oxycombustion

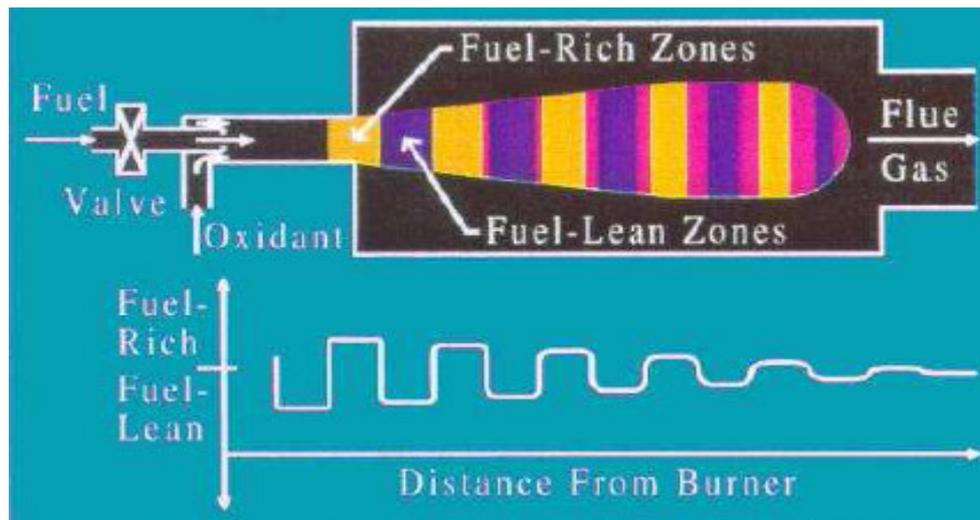
- **La combustion pulsée**

La mise au point de la combustion pulsée (**oscillating combustion**) est basée sur l'analyse de **la figure 5** les émissions de NOx sont faibles de lors que l'on s'éloigne des conditions stœchiométriques. Un fort excès d'air abaisse la température de flamme, ce qui est moins favorable à la formation de NOx, alors que le défaut d'air diminue la concentration locale d'azote intervenant dans la formation du polluant. En oscillant entre des conditions en excès et en défaut d'air, tout en gardant une combustion globalement stœchiométrique, il est ainsi possible de produire moins de NOx. Des résultats expérimentaux montrent qu'il est possible de réduire les émissions jusqu'à 90% en utilisant de l'oxygène comme comburant, et 65% en utilisant de l'air.

Pour des conditions de sécurité, seul le combustible est pulsé, grâce à des vannes aux temps de réponse très rapides. Les amplitudes et les fréquences d'oscillation sont optimisées selon l'application. Pour un brûleur au gaz naturel utilisant de l'air à température ambiante, la variation de gaz dans chaque zone doit être ajustée pour atteindre un défaut d'air (zone riche en gaz) et un excès d'air (zone pauvre en gaz) situe entre 30 et 50%.

Cette technique, en plus de limiter les émissions polluantes, permet de réduire les points chauds observés lors d'une combustion classique, et diminuer ainsi les sollicitations sur les réfractaires. Aucune référence n'existe à ce jour sur les fours de réchauffage.

La technologie commence à apparaître sur les fours verriers, on peut citer le four de fibre de verre de **Johns Manville**, Texas USA, qui fonctionne en oxy-combustion pulsée. [10]



**Figure 5:** Principe de fonctionnement de la combustion pulsée

- **L'étagement de la combustion**

L'étagement du combustible ou du comburant est une technique classique de réduction des oxydes d'azote. Les flammes peuvent être classées selon la manière de mélanger le combustible et le comburant. Selon **Baukal**, on distingue :

**(a) les flammes prémélangées** : le combustible et le comburant sont intimement mélangés avant la combustion.

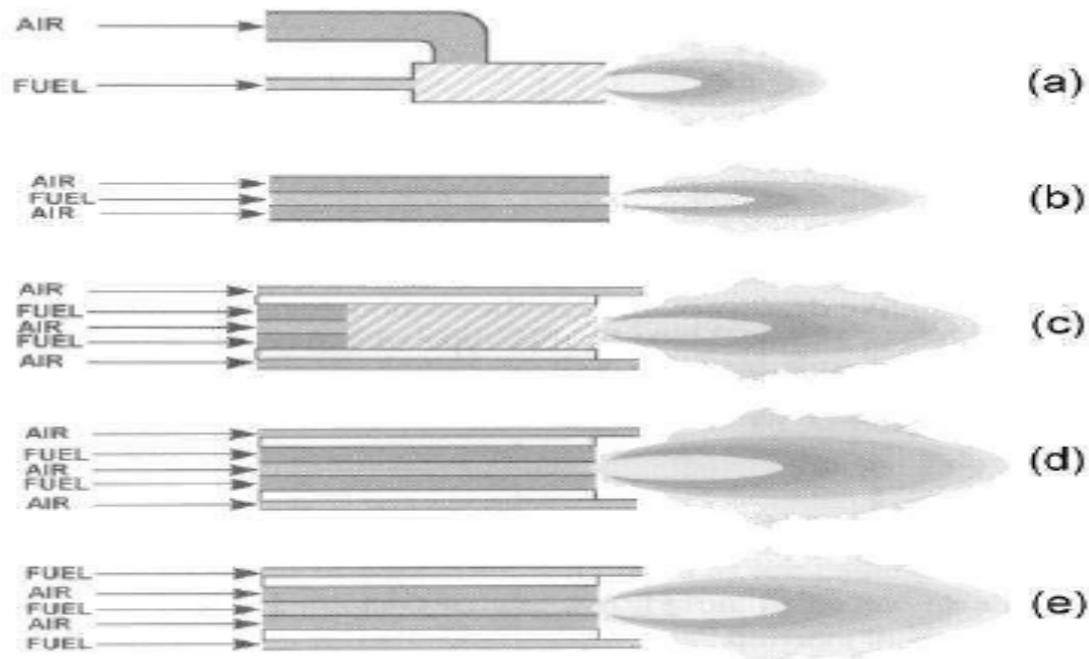
**(b) les flammes de diffusion ou non-prémélangées** : les fluides sont séparés, la combustion démarre dans l'enceinte, là où le mélange est dans les limites d'inflammabilité (cette zone est appelée front de flamme).

**(c) les flammes partiellement prémélangées** : une partie du combustible est mélangée avec le comburant. Cette configuration permet de stabiliser (accrocher) la flamme et empêcher les retours de flamme.

**(d) les flammes étagées sur l'air** : il s'agit de flammes de diffusion, avec des injecteurs secondaires et parfois tertiaires pour introduire l'air le plus en aval de la flamme.

**(e) les flammes étagées sur le gaz** : même principe que précédemment, mais avec les injecteurs gaz. Les flammes de prémélangé sont plus courtes que les flammes de diffusion. La zone réactionnelle est très chaude, ce qui est très favorable à la production de NOx. Les flammes de diffusion, puis les flammes étagées ont permis de produire des flammes plus longues, et dont les points chauds sont réduits (ce point est à nuancer, car il est possible de

créer des flammes courtes) et très chaudes suivant la géométrie des injecteurs). Elles sont donc plus performantes en terme d'émission de NOx et d'homogénéité de chauffe. Cependant ces brûleurs ne permettent pas d'éliminer totalement les points chauds. Ils sont en effet équipés d'un système d'accrochage de flamme (ouveau en réfractaire permettant de créer un point de stagnation), qui permet de stabiliser le front de flamme proche du nez du brûleur. [11]



**Figure 6 :** Classification des brûleurs par types de mélange combustible/comburant

## Motivation de l'étude :

- La combustion conventionnelle pose aujourd'hui une problématique mondiale à cause des quantités des émissions polluantes importantes, la combustion sans flamme semble d'être une méthode alternative pour résoudre ce problème majeure.
- L'objectif de notre étude et de faire une simulation avec le code de calcul ANSYS Fluent 16.0 en utilisant le modèle classique Eddy Dissipation Model (EDM) pour la combustion et k-ε pour la turbulence a fin de simuler une combustion sans flamme qui a lieu dans un brûleur, en modélisant une géométrie réduite bidimensionnelle (2D) de l'expérience, on a utilisé le méthane-hydrogène comme combustibles et l'air comme comburant.

## ➤ Plan du mémoire

- Le premier chapitre définit les polluants et son effet sur l'être humain et l'environnement, les différentes techniques pour réduire ces derniers.
- Le second chapitre définit de la combustion sans flamme et ces techniques, les brûleurs et son fonctionnement.
- Le troisième chapitre définit la turbulence, les équations de gouvernantes, est aussi consacré au modèle de la combustion et de turbulence utilisées par le code ANSYS Fluent 16.0.
- Le dernier chapitre définit les étapes de la simulation numériques et la présentation des résultats obtenus .

## *Référence*

### *Chapitre 1*

[1] **ETUDE EXPERIMENTALE DE L'INFLUENCE DES MELANGES GAZEUX SUR LA COMBUSTION SANS FLAMME** .DARABIHA, N., & MAUREL, S.

[2] **Etude expérimentale de l'influence des mélanges gazeux sur la combustion sans flamme (Doctoral dissertation, INSA de Rouen)**. Rottier, C. (2010).

[3] [https://fr.wikipedia.org/wiki/Monoxyde\\_de\\_carbone](https://fr.wikipedia.org/wiki/Monoxyde_de_carbone)

[4] **Zeldovich Y.B. (1946)**, « The oxidation of nitrogen in combustion and explosions », Acta Physicochimica URSS, 21, 557-628.

[4] « **Calculations of NO<sub>x</sub> formation pathways in propagating laminar, high pressure premixed CH<sub>4</sub>/air flames** ». Drake M.C., Blint R.J. (1991), Combustion Science and Technology, 75, 261-285.

[5] « **NO Prediction in Natural Gas Flames using GDF-Kin 3.0 mechanism. NCN and HCN contribution to Prompt-NO Formation** ». El Bakali A., Pillier L., Desgroux P., Lefort B., Gasnot L., Pauwels J.F., Da Costa I. (2006), Fuel, 85, 896-909.

[6] « **Mechanism and Modeling of Nitrogen Chemistry in combustion** ». Miller J.A., Bowman C.T. (1989), Progress in Energy and Combustion Science, 15, 287-338.

[7] **SCR : the most effective technology for NO<sub>x</sub> reduction in large combustion plants** », K.RIGBY, T.LIBUDA, A.KLATT, J.ZURBIG « Proceedings de NOXCONF 2001 : La Pollution Atmosphérique d'Origine Industrielle, Paris, 21-22 mars 2001.

[7] **Rigby K., Klatt A., Libuda T., Zurbig J. (2001)**, « La SCR : la technique de réduction des NO<sub>x</sub> la plus efficace dans les grandes installations de combustion ». Conférence internationale NOXCONF 2001, « La pollution atmosphérique d'origine industrielle », Paris

[8] **G.H.MARTIN, W.NASTOLL** « L'ajout du Reburning aux chaudières et aux fours pour un meilleur contrôle des NO<sub>x</sub> », Proceedings de NOXCONF 2001 : La Pollution Atmosphérique d'Origine

# *Chapitre*

*2*

## 2.1. Introduction

La combustion sans flamme est un régime de combustion innovant et prometteur. Puisqu'il permet à la fois de réduire les émissions de NO<sub>x</sub> et la consommation de combustible. La connaissance scientifique sur ce nouveau mode de combustion est encore limitée. Ce régime de combustion se caractérise, à la différence d'une combustion classique, par de **faibles gradients de température**. Les émissions d'oxydes d'azote par voie thermique, influencées par la température locale dans la flamme, sont fortement réduites, à température moyenne identique. Le préchauffage de l'air de combustion conduit à une augmentation de la température adiabatique de flamme et donc à une augmentation importante des émissions d'oxyde d'azote.

Le monde de l'industrie est constamment à la recherche de moyens permettant de réduire les coûts de production tout en satisfaisant aux contraintes environnementales de plus en plus sévères. Dans le domaine des fours industriels à haute température tels que les fours de l'industrie sidérurgique, les fours à verre, ou les centrales thermiques, la réduction des besoins en combustible représente une économie importante compte tenu du coût de l'énergie.

Le Japon a été le pionnier dans ce domaine au début des années 90, beaucoup de fours fonctionnent aujourd'hui en combustion sans flamme. Il a été ensuite suivi par les Etats-Unis et l'Europe Allemagne et Suède principalement.

Parmi les différents systèmes permettant le préchauffage de l'air, le brûleur régénératif.

## 2.2. Etude bibliographique

La combustion en mode Oxydation sans Flamme fait partie des techniques présentées de réduction des NOx. L'historique de l'apparition de cette technique sera d'abord présenté, avant de décrire les principes de base et les performances de l'Oxydation sans Flamme.

Ce régime de combustion a été découvert au Japon par **Nakamachi**, en **1990**.

Les travaux de **Tokyo Gas** ont mené au développement du concept d'injection directe du combustible (FDI : Fuel Direct Injection) L'idée est d'injecter le combustible gazeux en plusieurs fois dans les produits de combustion chauds. Des idées similaires ont été développées pour l'oxy-combustion au gaz naturel par **Kobayashi** en **1991**.

A l'origine, ce régime apparu avec le besoin de récupérer l'énergie des fumées par Préchauffage de l'air, a été associé au concept **EEC** (pour Excess Enthalpy Combustion.) développé par Weinberg (**Weinberg, 1971 ; Hardesty, 1974**).

Plus précisément, les performances accrues des systèmes régénératifs ont amené les dénominations **HiTAC** (pour High Temperature Air Combustion.),

**HPAC** (pour Highly Preheated Air Combustion) ou **HiCOT** (pour High-Temperature air Combustion Technology) pour définir ce régime de combustion (**Katsuki 1998 ; Hasegawa, 1999 ; Choi, 2001 ; Tsuji, 2003**).

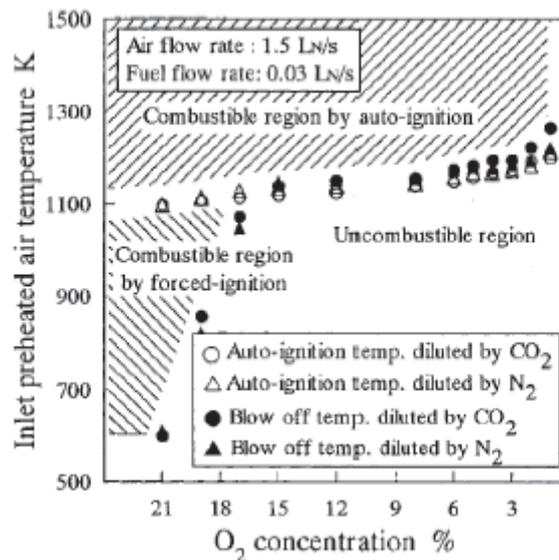
**Katsuki et Hasegawa (1998)** définissent la **Highly Preheated Air Combustion**.

De la même manière, lorsque la dilution des réactifs est importante, **Cavaliere and deJoannon (2004)** définissent la combustion **HiTAC**, pour **High Temperature AirCombustion**. Dans cette configuration, l'auto-allumage contrôle la combustion au sein de la chambre de combustion.

La notion de préchauffage de l'air intervient aussi dans la définition de la combustion dite **MILD**, acronyme de **Moderate or Intense Low-oxygen Dilution**, au sens de **Cavaliere et deJoannon (2004)**.

Cette définition de la combustion **MILD** repose sur l'hypothèse que le préchauffage de l'air est externe. Cependant, dans de nombreuses configurations, la température de préchauffage n'excède pas les températures d'auto-allumage (par exemple le système de **Castela et al. (2012)**) : ce sont les recirculations et la dilution des réactifs résultante qui apportent la chaleur

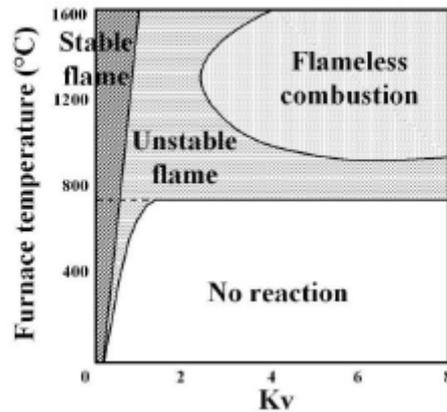
nécessaire à une stabilisation de la combustion et un établissement de la combustion sans flamme. De plus, il a été montré que la combustion sans flamme pouvait être atteinte sans préchauffage des réactifs, bien que ce cas de figure ne soit pas intéressant pour des applications industrielles (Wunning and Wunning (1997); Masson (2005); Szegö et al.(2008); Rottier (2010)).



**Figure 2.1** : Diagramme d'existence du régime HPAC pour le gaz naturel dans de l'air préchauffé et dilué avec CO<sub>2</sub> ou N<sub>2</sub> (Choi, 2001)

C'est en **1989** que le régime de combustion sans flamme est breveté sous l'acronyme **FLOX**, pour Flameless Oxidation, en Allemagne (Wunning (1991)).

La Figure montre les limites de stabilité de la combustion sans flamme en fonction du taux de recirculation et de la température du four. Pour de faibles taux de recirculation, la flamme est stable quelle que soit la température de four (A). Lorsque le taux de recirculation augmente, la flamme peut s'éteindre si la température des parois est inférieure à la température d'auto-inflammation, et elle est liftée et instable au-dessus de cette température (B). Pour de très forts taux de recirculation (supérieurs à 3) et très fortes températures, on atteint un régime très stable de combustion diluée sans flamme visible (C)



**Figure2.2** : Diagramme d'existence de la combustion flamme en fonction du taux de recirculation et de la température du four (Wunning, 1997)

Plus récemment, **Khalil et al. (2010)** et **Arghode et al. (2012)** ont aussi qualifié ce régime de CDC, pour **Colorless Distributed Combustion**.

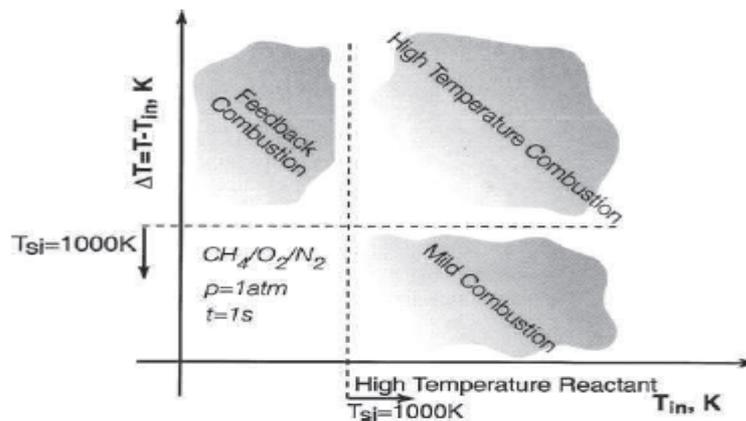
Il est alors défini comme un régime de combustion pour lequel aucune flamme n'est visible à l'œil nu, stable, à gradients de température très faibles et émettant très peu de polluants (CO et NO). Il est alors montré que la condition fondamentale pour l'obtention du régime **FLOX** est de diluer les jets de combustible et/ou de comburant avec une forte recirculation de gaz brûlés avant réaction. Suite à ces travaux, ce régime de combustion a principalement été développé dans l'industrie avant de faire l'objet d'un nombre croissant d'études de la part de laboratoires de recherche académiques (**Li et al. (2011)**).

Cette définition s'appuie sur les caractéristiques de l'air comburant dont les critères sont une température supérieure à la température d'auto-inflammation par le système régénératif et une faible concentration d'oxygène par mélange du jet d'air et de son environnement constitué de gaz brûlés.

D'autres définition et dénomination de ce régime de combustion sans flamme ont été proposées par **Cavalière & De Joannon** en l'assimilant du fait de son aspect homogène et uniforme à un réacteur parfaitement agité constitué de combustible, comburant et produits de combustion chauds (**Cavalière, 2004**).

Le régime de combustion sans flamme est alors caractérisé par une température

initiale élevée (supérieure à la température d'auto-inflammation) et une température finale de combustion qui reste modérée du fait de la présence des produits de combustion inertes ; le gradient de température reste alors inférieur à la température d'auto-inflammation



**Figure 2.3** : Définition de la combustion sans flamme fonction de la température d'entrée des réactifs et du gradient de température (Cavalière, 2004)

L'appellation 'MILD combustion' proposée par **Cavalière & De Joannon** correspond à la fois à l'acronyme « Moderate or Intense Low-oxygen Dilution » et au faible gradient thermique induit dans ces conditions et retenu comme critère de ce régime de combustion par ces auteurs. D'un point de vue conceptuel, De Joannon & Cavalière proposent aussi d'autres configurations pour lesquelles le régime de MILD combustion peut être aussi atteint (**De Joannon 2005**).

Au Japon, le procédé a d'abord été appelé « Excess Enthalpy Combustion », plus tard, il faut renommé en « combustion sans flamme » ou « combustion à haute température de l'air ». En Allemagne, il a été appelé « oxydation sans flamme », et « Injection bas-NOx » aux Etats-Unis.

Dans d'autres pays, les développements ont suivis différentes routes. Plutôt que de développer des nouveaux procédés de combustion, les travaux se sont principalement attachés au développement de brûleurs. Le brûleur à oxydation sans flamme (**flameless oxidation – FLOX**) développé en Allemagne (1991-1992), utilise de nombreux jets d'air qui, avant de se mélanger avec le combustible entraînent les produits de combustion.

En 1991, the International Flame Research Foundation (**IFRF**) développe une série de brûleurs au gaz naturel afin d'effectuer des études. Les brûleurs possèdent une injection centrale et de multiples injections périphériques. Lorsque le combustible est injecté par les injecteurs périphériques, la combustion est étagée et il a été démontré que les émissions de NOx diminuaient de manière significative. Ce brûleur fonctionne donc sur le concept FDI. Des mesures de flux radiatif sur la flamme étagée de l'IFRF ont montré par **Bertolo en 1993** que le flux était homogène et supérieur à celui obtenu dans le cas d'une combustion classique.

De même, **Villani et Derudi (2007)** ont réalisé des mesures de CO et NOx sur une installation de laboratoire (**Politecnico di Milano**, Italie), dont le brûleur avec un coflow d'air vicié par des produits de combustion permet de reproduire les conditions diluées du régime de combustion sans flamme et de contrôler le taux de dilution. Les mesures d'émissions de NOx et de CO, ont permis de déterminer un domaine d'existence de la combustion diluée propre, c'est-à-dire émettant peu de NOx et de CO. Cette étude est aussi numérique puis que l'installation a été simulée avec le code commercial CFX par **Galletti et Parente (2007)**. **Donatini (2005)**, **Galletti (2007)** et **Parente (2008)** réalisent l'étude expérimentale (Mesures de concentrations des émissions polluantes et température le long des parois-radian) et numérique (EDM/FRC : température en combustion classique et combustion sans flamme, effet du taux de recirculation, analyse des échelles de la turbulence et comparaison de différents modèles cinétiques) sur l'installation de combustion sans flamme d'ENEL Ricerca (Italie) équipée d'un brûleur NFK (injection centrale d'air, deux injections périphériques de combustible). L'impulsion des jets est primordiale puisqu'elle permet d'augmenter la dilution et de diminuer les émissions de NOx.

**Szegö et Dally (2009)** ont étudié l'effet de la température de préchauffage de l'air (injection centrale), du taux d'aération et de la composition du combustible (4 injections périphériques autour du jet d'air), sur les émissions de NOx, ainsi que sur la température des zones de réaction. Ils ont montré que le taux de recirculation était contrôlé par l'impulsion des jets. A l'ITV (Aachen), **Peters (1998-2004)**, **Plessing (1998)**, **Dally (2004)** et **Coelho (2001)**, ont déterminé les zones de réaction grâce à l'étude des températures dans l'enceinte (Mesures Rayleigh) et de l'émission du OH par LIPF, pour un brûleur Rekumat (injection centrale de méthane, multiples injections périphériques d'air).

Une étude numérique utilisant le code commercial FLUENT couplé au modèle **EPFM (Eulerian Particle Flamelet Model)** a permis de déterminer la vitesse, le temps de résidence, la température et les fractions massiques des espèces, ainsi que le taux de dissipation scalaire. Les auteurs ont mis en évidence que le champ aérodynamique prédit par ce modèle était en bon accord avec les mesures, même si, cependant, quelques différences ont pu être observées pour la vitesse moyenne et ses fluctuations. Le temps de résidence est, lui aussi, correctement reproduit, sauf dans la région proche brûleur dans laquelle il est sous estimé. Enfin, les auteurs retrouvent le bon ordre de grandeur pour les émissions de NOx.

**Honnet (2007)** a proposé un schéma cinétique réduit peu coûteux en temps de calcul, permettant d'estimer la température au sein du four de l'ITV, ainsi que les émissions de NOx. **Stader et al. (2009)** sur une installation de combustion sans flamme utilisant du charbon pulvérisé comme combustible, ont mesuré la vitesse, la température des parois et les émissions de NOx. Les auteurs ont montré qu'il était possible de réduire les émissions de NOx, par rapport à une combustion sans flamme au gaz naturel de 20% à 50% selon le type de charbon utilisé et la richesse du mélange.

A l'International Flame Research Fondation (**IFRF**) sur une installation semi-industrielle équipée d'un brûleur NFK, **Weber (1999)** et **Adolfi (2005)** ont étudié l'effet de la puissance et du type de combustible, grâce à des mesures de concentration, température, flux radiatif et vitesse. **Mancini (2006)** a simulé, par une association de réacteurs, avec différents modèles cinétiques, l'installation de combustion sans flamme de l'**IFRF**. Il a montré que, quelque soit le modèle cinétique, les résultats étaient peu différents les uns des autres, ce qui importait vraiment pour pouvoir simuler correctement la combustion sans flamme et retrouver les valeurs déterminés par les mesures était le modèle de turbulence. Il ne conclut que les codes existants reproduisent mal ce type de combustion parce que la turbulence et principalement la dilution des jets et la trajectoire des jets de combustibles sont mal modélisées.

Chez **Gasunie** (Pays Bas), **Slim (2005)** et **Piepers (2001)** étudient, avec un brûleur **JDDC** (Jet Driven Dilute Combustion, injection co-axiale d'air et de combustible à grande vitesse) sur une installation dont le volume est variable, l'influence du taux d'aération<sup>1</sup> (pour différents injecteurs) et de la composition du combustible (jusqu'à 75% de H<sub>2</sub>) en terme d'émissions de NOx.

**Danon** (Université de Delft, 2009) a étudié l'effet de la variation du taux d'aération et du temps d'alternance du brûleur sur son efficacité et sur les émissions de NO<sub>x</sub> et de CO, pour un four équipé de 3 paires de brûleurs FLOX, dans le but de déterminer la position optimale des brûleurs.

Sur un brûleur NFK, des mesures LIF sur OH et sur acétone, couplées à des mesures D'émission de NO<sub>x</sub>, ont permis d'identifier la position, et la structure des zones de réaction, ainsi que l'angle des injections de combustible pour limiter les émissions de NO<sub>x</sub> (**Toriumi-2000**). L'auteur en a déduit la présence de zones de réaction autour des jets de combustible de type diffusion. Le combustible doit être injecté parallèlement au jet d'air pour favoriser la dilution avant l'interaction des jets et limiter la formation de NO<sub>x</sub>.

Au **KTH**, un four semi industriel fonctionnant en oxy-combustion, a permis de Caractériser le fonctionnement des principaux brûleurs commerciaux de combustion sans flamme : le brûleur **FLOX**, le brûleur **Regemat** et le brûleur **Rebox-W**. Des mesures de température, par pyromètre à aspiration, de concentrations (CO, CO<sub>2</sub>, O<sub>2</sub>, N<sub>2</sub>, H<sub>2</sub>, NO<sub>x</sub>, UHC et CH<sub>4</sub>), de flux radiatif ainsi que des simulations ont été réalisé (Narayanan-2005). Au **CORIA**, **Payet (2007)** a réalisé l'étude numérique de l'oxy-combustion diluée : L'effet du schéma cinétique sur les vitesses, épaisseur de flamme, température et concentration a été investigué.

Enfin, chez **GDF SUEZ**, des mesures de température par thermocouple à fil fin, de concentration, de vitesse (par ADL), de flux et d'émission de chimiluminescence de OH\* et CH\* ont été faites sur une installation semi-industrielle équipée d'un brûleur NFK (**Masson-2005**). Ces mesures ont permis de mettre en évidence les processus de stabilisation de la combustion sans flamme, ainsi que les modes d'établissement des recirculations et de la dilution, et leurs impacts sur la combustion et les émissions de NO<sub>x</sub>.

## 2.3. Description de la combustion sans flamme

### 2.3.1. Les caractéristiques de la combustion sans flamme :

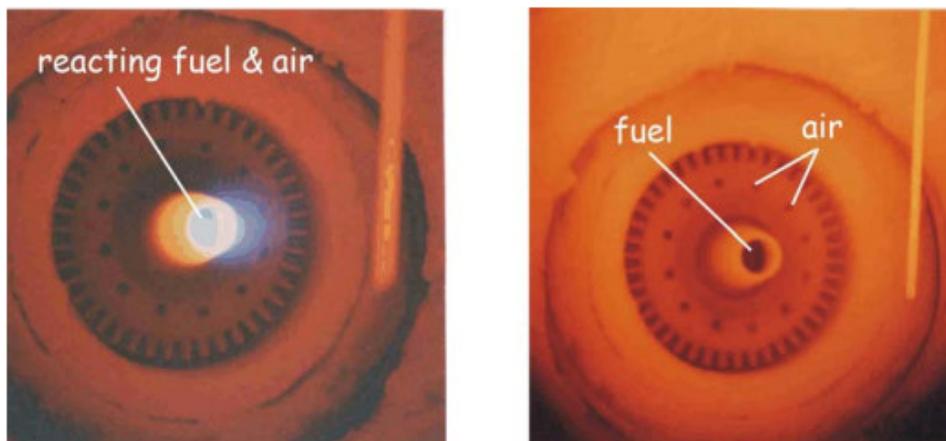
La combustion sans flamme se caractérise a la différence d'une combustion classique par :

- Gradients de température faibles.
- Très peu polluants.
- Economie de combustible.
- Peu bruyant.
- Absence de flamme visible.

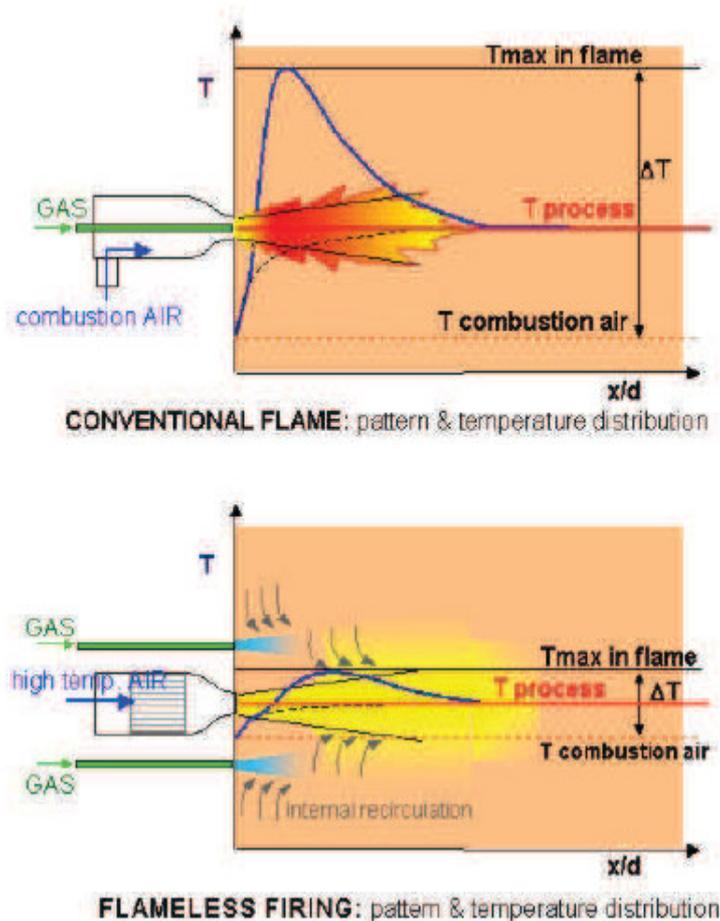
Ce régime est obtenu par la dilution et le préchauffage de l'un des deux réactifs généralement l'air au-delà de la température d'auto-inflammation. On utilise le méthane et le gaz Natural comme un combustible. si les étapes de ce régime n'est pas respecté, on avoir l'un des cas suivants :

- 1) Combustion avec l'air à haute température (HiTAC), si le préchauffage est réalisé sans dilution qui est caractérisée par une très haute température.
- 2) Si la dilution se réalisée sans préchauffage, on risque de dépasser la limite de l'inflammabilité et le combustible ne brule pas
- 3) Cas ou la combustion classique, si aucun des deux procédés n'est utilisé. [1]

Avec une combustion sans flamme, il n'y a pas de front de flamme, pas de flamme visible, pas de détection d'UV ou d'ionisation, et pas de bruit ou de rugissement. [3]



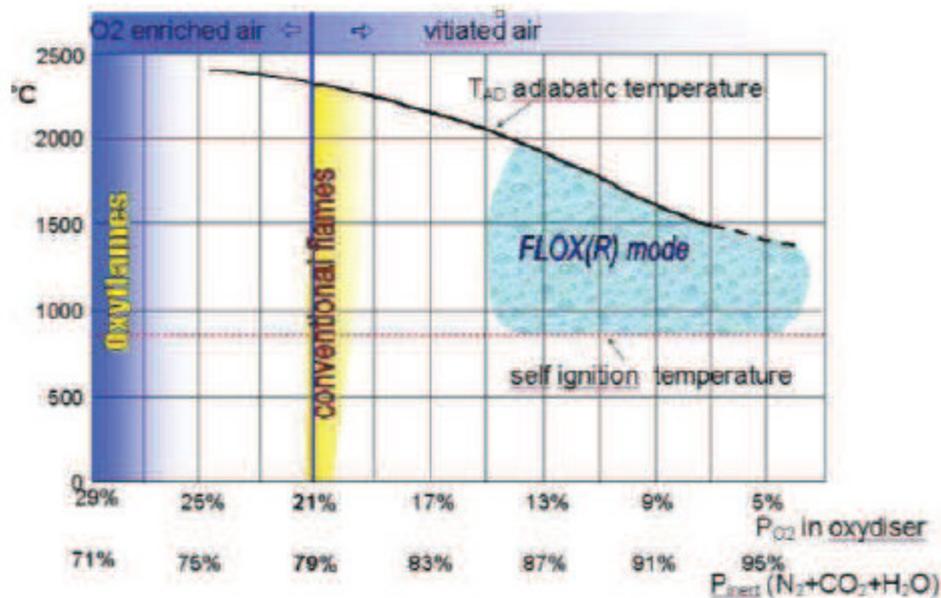
**Figure 2.4.** : Combustion classique en mode flamme à gauche, et combustion sans flamme à droite (Milani & Wüning , 2002).



**Figure 2.5** : Comparaison des deux modes de combustion : classique et sans flamme (Milani, 2001)

Les schémas de la **Figure (2.5)** comparent le mode de combustion sans flamme au mode de combustion classique d'un brûleur. Dans une combustion classique, l'air et le combustible sont introduits dans la chambre de combustion de telle façon à favoriser rapidement leur mélange et produire ainsi une flamme stable attachée au brûleur. Dans le mode de combustion sans flamme, les jets d'air et de combustible sont séparés et de fortes impulsions. Ils vont alors entraîner et se mélanger avec une grande quantité de gaz brûlés présents dans le four avant de se rencontrer et de réagir. La combustion a lieu donc dans un environnement dilué à faible concentration d'oxygène et à une température proche de la température des gaz brûlés et supérieure à la température d'auto-inflammation **Figure 2.6**. Elle occupe un plus large volume, les températures sont plus faibles et plus homogènes, sans pics remarquables, ni flamme visible (Krasucki, 1998). D'un point de vue global, les faibles gradients de températures rapprochent ce système d'un

réacteur parfaitement mélangé (WSR pour Well Stirred Reactor) avec une combustion volumique distribuée (Milani et Wüning, 2002). [3]



**Figure 2.6 :** Définition de la combustion sans flamme fonction de la température de préchauffage de l'air et du taux d'oxygène (Milani, 2001)

### 2.3.2. Mild combustion définition selon d'autres auteurs

Plusieurs noms ont été attribués à ce mode de combustion et, à l'heure actuelle, les avis ne sont toujours pas unanimes au sujet de l'appellation à considérer. On peut citer les plus courantes :

- **Flameless Oxidation :**

Ce terme est utilisé à l'origine par Running et Wüning [8] et se justifie par l'absence de flamme visible. Il a conduit à l'abréviation FLOXR qui est aujourd'hui une marque déposée par WS pour les brûleurs que cette société commercialise.

- **High Température Air Combustion (HiTAC):**

Proposée par Hasegawa et Tanaka [9], cette appellation souligne le fait que l'air est souvent préchauffé à haute température dans les applications industrielles de la combustion sans flamme. Cependant, le préchauffage de l'air ne représente pas une condition nécessaire au maintien de ce mode de combustion, même si l'absence de préchauffage ne présente pas d'intérêt économique. Des études ont en effet montré que la combustion pouvait être maintenue sans préchauffer l'air de combustion pour autant que la température du mélange des réactifs dilués par les produits de combustion soit supérieure à la température d'auto-inflammation ([12], [13]).

- **Mild Combustion (Moderate or Intense Low Oxygen Dilution):**

Cavaliere et de Joannon [11] proposent la définition suivante (qui n'est pas traduite pour ne pas déformer leur propos): « A combustion process is named MILD when the inlet temperature of the reactant mixture is higher than the mixture self-ignition temperature whereas the maximum allowable temperature increase with respect to inlet temperature during combustion is lower than the mixture self-ignition temperature (in Kelvin) ». Cette définition est assez stricte, ce qui limite les cas dans lesquels la dénomination peut être utilisée.

- **Diluted Combustion**

Ce terme, utilisé par **Milani** et **Saponaro** [10], fait référence au niveau de dilution important du mélange réactif nécessaire pour obtenir une combustion stable, mais pas à la condition en température. Il est plus couramment employé pour des installations de laboratoire sur lesquelles la recirculation est réalisée artificiellement en amont du système d'injection en diluant le comburant et/ou le combustible.

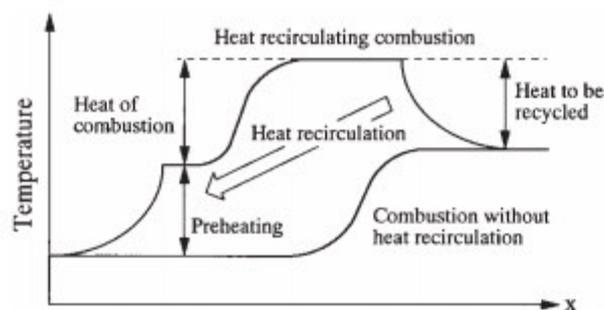
## 2.4. Technique de La combustion sans flamme

### 2.4.1. Préchauffage

#### ➤ Préchauffage d'air

Avec les crises énergétiques que le monde a pu connaître depuis quelques décennies, beaucoup d'études ont été lancées afin de trouver de meilleures solutions plus efficaces qui consomment moins d'énergie, tout en produisant moins de polluants, surtout en termes de NO<sub>x</sub>, CO<sub>2</sub>, CO et suies.

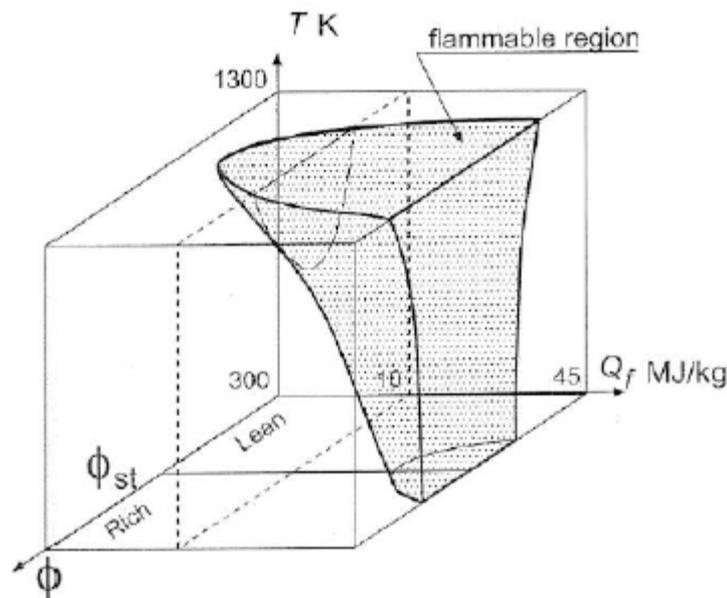
Cette technique permet de faire des économies en combustible considérable et donc aussi des rejets de dioxyde de carbone moins importants. Cependant dans le cas d'une flamme classique, elle crée beaucoup de NO<sub>x</sub>. Dans la combustion sans flamme, le chauffage de l'air assure l'inflammabilité du mélange de combustible, d'air et de gaz brûlés. Il faut toutefois préciser que ce régime peut être obtenu sans préchauffage si le mélange avec les gaz chauds est suffisamment efficace (Wüning, 1997 ; Katsuki et Hasegawa, 1998 ; Masson, 2005).



**Figure 2.7 :** Variation de la température avec et sans recirculation de la chaleur, dans un système adiabatique 1D (Katsuki, 1998)

#### ➤ Domaine d'inflammabilité

La température d'injection fait varier le domaine d'inflammabilité. Ceci est valable pour une combustion de type pré-mélangée et de type diffusive. La figure montre clairement cette tendance. De plus, il est possible de brûler des carburants à faible dégagement calorifique qui étaient ininflammables à température ambiante.



**Figure 2.8:** Domaine d'inflammabilité fonction du pouvoir calorifique du combustible ( $Q_f$ ), de la température initiale des réactifs ( $T_i$ ), et de la richesse ( $\phi$ ) (Katsuki, 1998).

Pour ce faire, plusieurs méthodes sont possibles, mais sans qu'elles ne soient toutes capables d'offrir la même efficacité. **Flamme** et **al** ont défini le rendement de la combustion avec préchauffage de l'air comburant par régénérateur comme étant (Flamme, 1998) :

$$\eta = \frac{h_{1,c} + h_{air} - h_{flue\ gas, inlet}}{h_{1,c}}$$

Et le taux relatif de préchauffage de l'air comme étant :

$$\varepsilon = \frac{T_{air, outlet} - T_{air, inlet}}{T_{flue\ gas, inlet} - T_{air, inlet}}$$

Avec

$h_{1,c}$  : Pouvoir calorifique inférieur du combustible gazeux (MJ/m<sup>3</sup>).

$h_{air}$  : Enthalpie de l'air préchauffé de combustion (MJ/m<sup>3</sup>).

$h_{flue\ gas, inlet}$  : Enthalpie des fumées à l'entrée du récupérateur de chaleur (MJ/m<sup>3</sup>).

$T_{air, outlet}$  : Température de l'air à la sortie du récupérateur de chaleur (°C).

$T_{air,inlet}$  : Température de l'air à l'entrée du récupérateur de chaleur (°C).

$T_{flue\ gas,inlet}$  : Température des fumées à l'entrée du récupérateur de chaleur (°C).

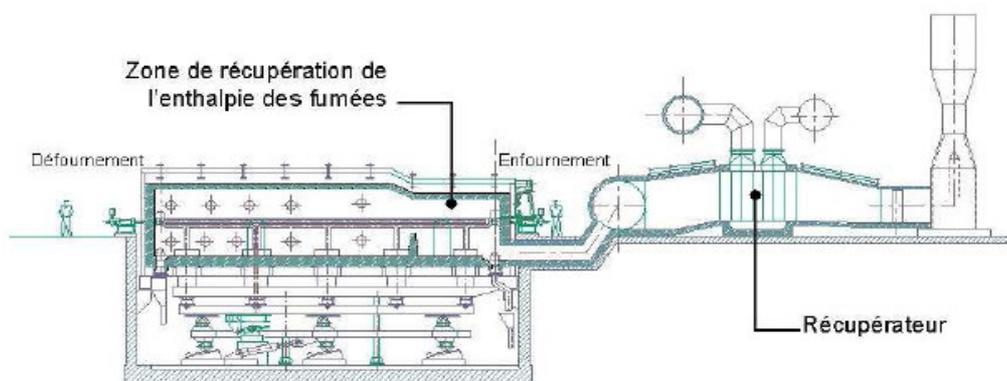
Cette technique permet aussi de faire des économies en combustible considérable et donc aussi des rejets de dioxyde de carbone moins importants. Cependant dans le cas d'une flamme classique, elle crée beaucoup de NOx. Dans la combustion sans flamme, le chauffage de l'air assure l'inflammabilité du mélange de combustible, d'air et de gaz brûlés.

Permis les systèmes permettant le préchauffage d'air, le **bruleur régénératif** le plus aboutie et le plus efficace en terme de transfert d'énergie. [3]

## 2.4.2. Bruleurs

### ➤ Les récupérateurs

Ces échangeurs de chaleur tubulaires à contre-courant permettent de préchauffer l'air jusqu'à environ 600 C. Cette limitation est fixée par la tenue thermique des matériaux. En effet, pour des raisons économiques, les échangeurs métalliques sont préférés aux échangeurs en céramique résistant à haute température. **La figure 2.9** montre un four équipé d'un récupérateur dans les carneaux de cheminée (conduits acheminant les fumées vers la cheminée). Ces installations sont très compactes car elles s'insèrent directement dans les conduits. Il existe d'autres configurations, ou le récupérateur est installé sur la voute du four, ce qui permet de gagner de la surface au sol. L'air de combustion est entraîné par des ventilateurs, il passe à travers le récupérateur avant d'être distribué dans tous les bruleurs par des conduites calorifugées.



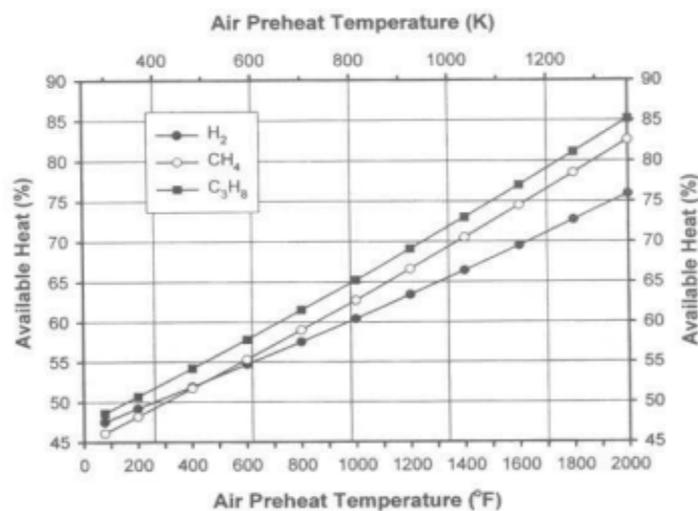
**Figure2.9** : Four de réchauffage équipée d'une zone de récupération et d'un récupérateur (document Stein-Heurtey).

### ➤ Les systèmes régénératifs

Il s'agit du système de récupération de l'enthalpie des fumées le plus efficace. Il permet de préchauffer l'air à des températures de l'ordre de 1200 C. Cette technologie est employée depuis plus d'un siècle. Elle a été inventée par le britannique Frederich Siemens et était destinée aux fours de verrerie. Les brûleurs dotés d'un système régénératif fonctionnent généralement par paire, et sont équipés chacun de capacités thermiques en matériau réfractaire (« bac régénératif » ou « matrice »). Le fonctionnement est cyclique, et divisé en deux parties. Pendant la première partie du cycle, les produits de combustion sont acheminés dans un des bacs régénératifs pour chauffer la matrice, tandis que l'air de combustion alimente le deuxième brûleur et refroidit son bac régénératifs. Après un certain temps, le cycle se renverse et le réfractaire devenu froid du deuxième bac se réchauffe au contact des produits de combustion **Figure 2.13**. Les brûleurs sont donc la moitié du temps en mode combustion et l'autre moitié en mode extraction des fumées.

### ➤ Utilisation de brûleurs régénératifs

Le préchauffage de l'air permet d'augmenter la température adiabatique de flamme, ou température théorique de combustion. C'est la température à laquelle seraient portés les produits de combustion si toute la chaleur dégagée par la réaction était utilisée à les échauffer. La diminution des émissions de CO<sub>2</sub> engendrée par l'augmentation du rendement est importante, mais au prix d'une augmentation des émissions de NO<sub>x</sub>.



**Figure2.10** : Augmentation du rendement de combustion par préchauffage de l'air de combustion

Associé au préchauffage de l'air des brûleurs régénératifs, la combustion sans flamme se trouve être une technologie innovante dans les fours permettant d'associer une très bonne efficacité énergétique et de très faibles émissions de polluants grâce à la séparation des injections de combustible et d'air..

L'utilisation de brûleurs régénératifs dans un four industriels permet de réduire la consommation de combustible. En effet, le préchauffage de l'air de combustion permet une économie d'énergie non négligeable.

On peut distinguer deux types de régénérateur :

- Régénérateur à billes céramiques (*British Gas, Hotwork International, WS*)
- Régénérateur à nids d'abeilles (*Nippon Furnace Kogyo*).

Par rapport aux régénérateurs à billes, les régénérateurs à nid d'abeille génèrent des pertes de charge plus faibles. Par ailleurs, la structure en nid d'abeille a un rapport surface /volume important qui favorise la compacité du bloc régénératif et la diminution de la masse du brûleur (**Weber–1999**).

Au Japon, des brûleurs de combustion sans flamme existent dans de nombreuses applications industrielles (industries de céramique et d'acier), et sont produits par les compagnies NFK et NKK. Le brûleur **NFK HRS. DL** (Fig. 11) est un brûleur régénératif compact, avec des nids d'abeilles en céramique, assurant une récupération très efficace de l'énergie perdue par les fumées. Grâce à sa géométrie consistant en deux jets séparés de gaz de part et d'autre d'un jet central d'air, il peut fonctionner en régime de combustion sans flamme. Ceci permet de réduire considérablement les émissions de NO<sub>x</sub>, et d'obtenir une distribution homogène des températures.

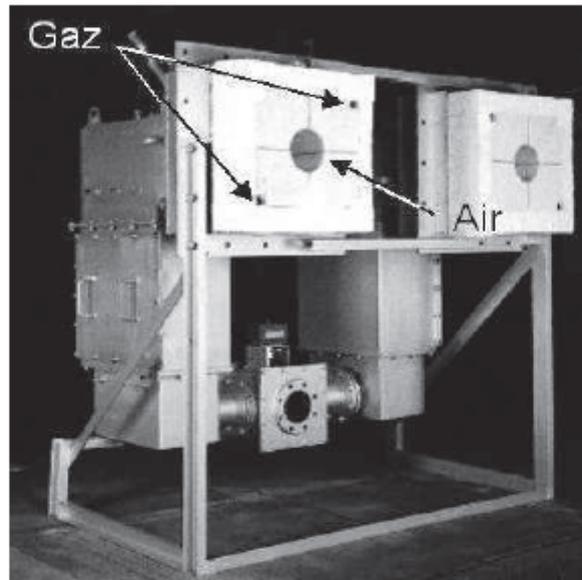


Figure2.11 : Une paire de brûleurs NFK HRS. DL

Comme illustré à travers ces deux exemples, les brûleurs régénératifs à combustion sans flamme sont basés sur les mêmes caractéristiques quelles que soient leurs géométries : un fort préchauffage de l'air assuré par le système régénératif fonctionnant en mode alternatif et des injections séparées et très éloignées du combustible et du comburant.

### ➤ Fonctionnement

Une unité de brûleurs est composée de deux injecteurs comportant chacun une capacité thermique et fonctionnant alternativement comme brûleur ou comme évacuateur

Le fonctionnement est cyclique.

Dans la première moitié du cycle **l'injecteur n°1** fonctionne comme injecteur et **l'injecteur n°2** comme évacuateur. Au passage de l'injecteur évacuateur, les produits de combustion cèdent leur chaleur à la capacité thermique.

Lors de la seconde moitié du cycle, **l'injecteur n°2** fonctionne comme brûleur et **l'injecteur n°1** comme évacuateur.

L'air est préchauffé dans le brûleur grâce à la capacité thermique précédemment chauffée et peut atteindre des températures allant jusqu'à 1200°C.

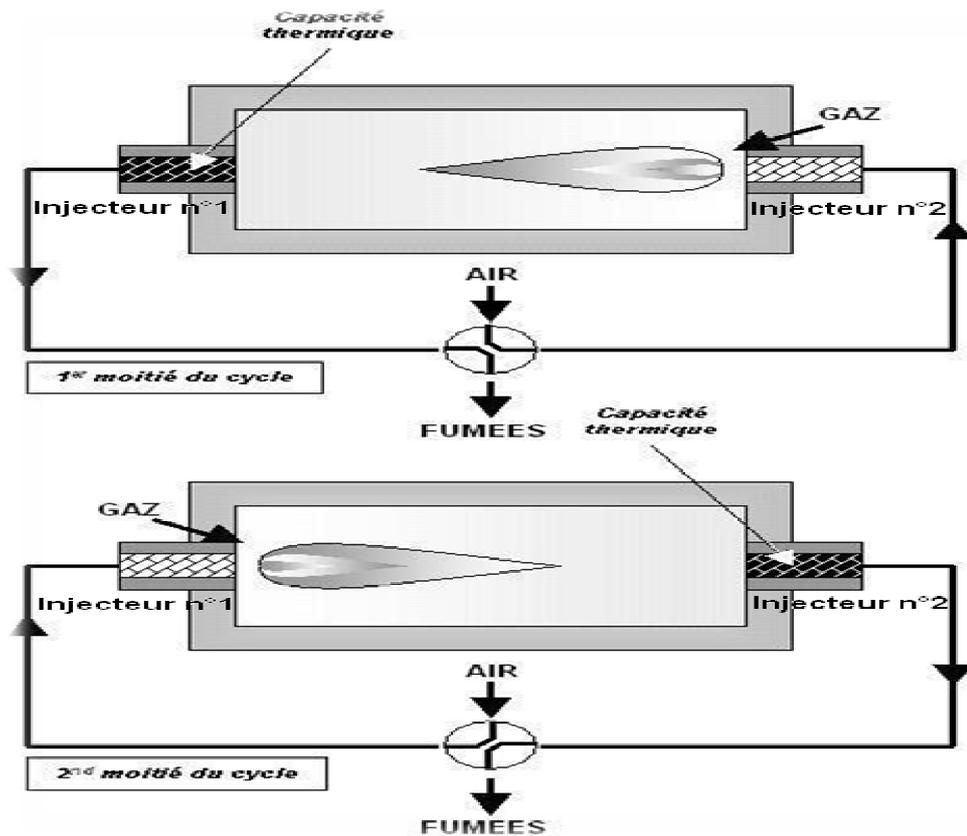
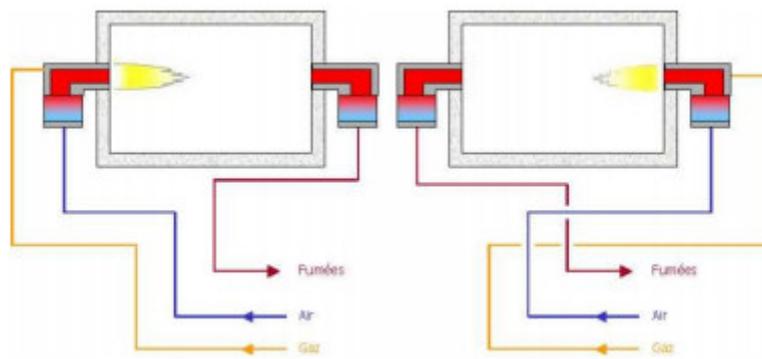


Figure2.12 : Deux cycles d'un couple de brûleurs régénératifs

On peut caractériser le mode de combustion sans flamme d'un brûleur régénératif par :

- Un fort préchauffage de l'air,
- Une forte recirculation interne à l'enceinte du four des produits de combustion entraînant une dilution des réactifs par ceux-ci,
- Un champ de température homogène au sein du four,
- Un bruit de combustion faible,
- Des émissions en monoxyde d'azote réduites,
- Un transfert thermique par voie radiative homogène.
- Une flamme non visible.



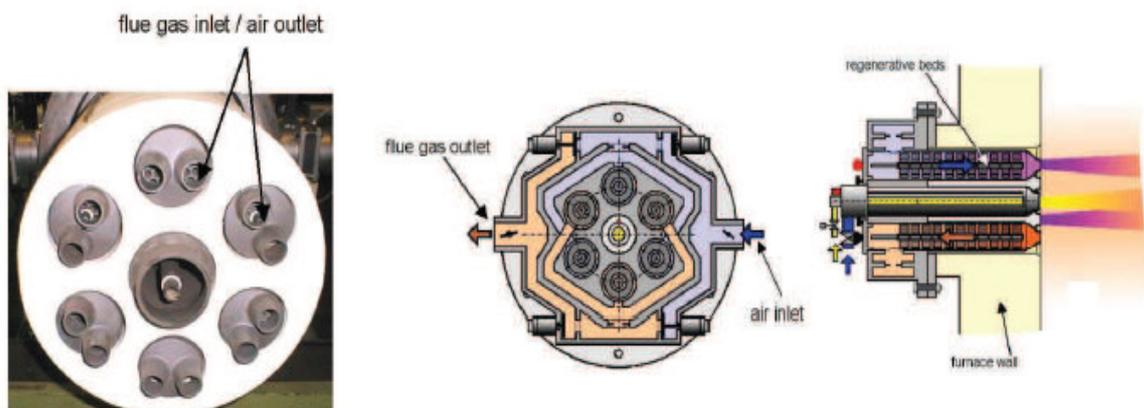
**Figure 2.13** : Principe de fonctionnement des brûleurs régénératif

De nouveaux équipements fonctionnant suivant ce principe ont été développés. Ce sont les brûleurs **autorégénératifs**. Ils sont illustrés. Dans ce cas, il n'y a plus qu'un seul brûleur dont la capacité thermique a été divisée en deux capacités distinctes et le système d'inversion est intégré au brûleur.

Le fonctionnement de ce type de brûleur est identique au fonctionnement d'un brûleur régénératif classique. Lors de la moitié du cycle, la moitié des injecteurs d'air évacuent les fumées. Au cours de la seconde moitié du cycle, les injections ayant servi d'évacuation sont utilisées pour injecter l'air qui se réchauffe au passage de la capacité thermique

Les brûleurs régénératifs (REGEMAT 350 FLOXÆ) du constructeur allemand WS possèdent un jet central de combustible, entouré par plusieurs jets d'air.

C'est un brûleur régénératif de puissance nominale de 200 kW qui peut fonctionner en deux modes de combustion. [2]



**Figure 2.14** : Schéma d'un brûleur auto régénératif (document WS GmbH)

Au démarrage, y pas des gaz brulés .la majorité des bruleurs possède alors deux mode d'injection :

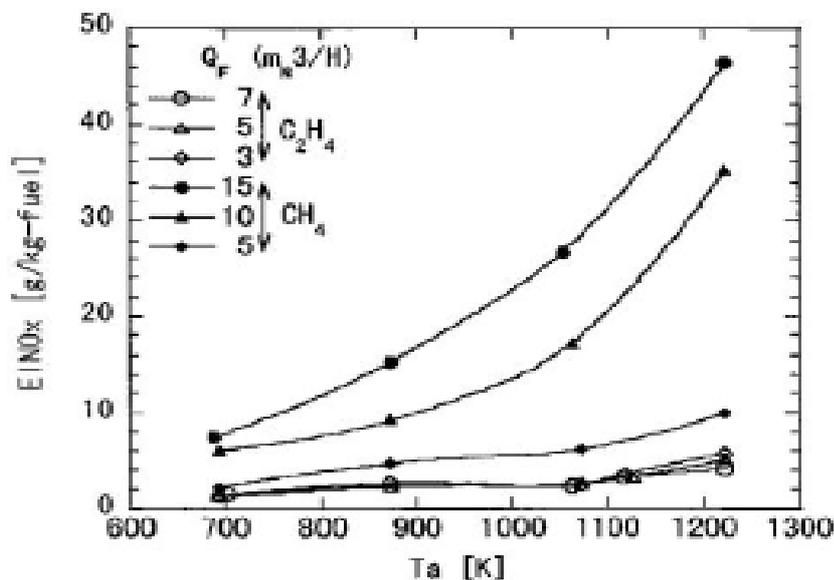
**Le premiers** débite d'air et carburant par même entrée pour crée une flamme de préchauffage Celle-ci va chauffe le four et remplir les gaz brules

**Le deuxième**, celui de la combustion sans flamme, se met en route une fois que la température du four est haute.

Si la température du four est basse, le mélange risque de ne pas allumer.

De nombreux auteurs considèrent que le préchauffage de l'air, ou plus généralement le préchauffage de l'un des deux réactifs, à une température supérieure à celle d'auto inflammation est une caractéristique indispensable pour atteindre le régime de combustion sans flamme (Cavaliere –2004).

Une des conséquences directes du préchauffage de l'air est la forte augmentation des températures de flamme entraînant une forte augmentation des émissions en oxydes d'azote. A titre d'exemple, la figure suivante présente les émissions d'oxydes d'azote mesurées lors des essais menés par Fujimori sur une flamme jet dans un écoulement d'air à différentes températures de préchauffage ( $T_a$ ), pour différents débit de combustible ( $Q_F$ ) (Fujimori – 2000).



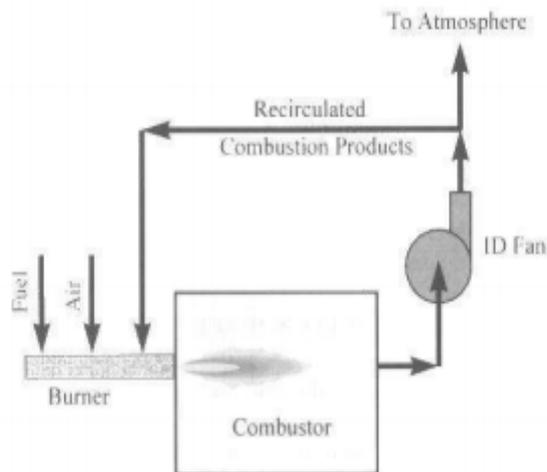
**Figure 2.15** : Effet de la température de préchauffage de l'air sur le niveau d'émission en oxydes d'azote (Fujimori – 2000)

### 2.4.3. Dilution des réactifs

Le diluant choisi est un gaz inerte vis-à-vis de la combustion. Ce sont généralement des gaz brûlés qui sont utilisés en étant recirculés. Il faut distinguer deux types de recirculation, **externes** et **internes**.

#### ➤ Principe de fonctionnement

- **Une recirculation externe** : consiste à aller chercher ces gaz brûlés en sortie du brûleur ou d'un brûleur secondaire et à les mélanger avec un ou plusieurs réactif(s) avant leur injection dans la chambre. Ce système est coûteux car il nécessite des installations supplémentaires (tuyauterie, pompe).



**Figure 2.16.** : Principe de fonctionnement de la recirculation externe des fumées

- Pour **une recirculation interne** : la dilution est effectuée dans la chambre elle-même.

Une attention particulière doit être portée à la géométrie de la chambre pour que la zone de recirculation, créée par de fortes vitesses d'injection, entraîne suffisamment de gaz brûlés au niveau des injecteurs.

En effet, la dilution doit avoir lieu avant que les réactifs ne brûlent sinon la température de flamme ne baisse pas.

Ce système est le plus communément utilisé car moins coûteux donc la combustion sans flamme est alors pilotée par le mélange des réactifs et des fumées dans la chambre.

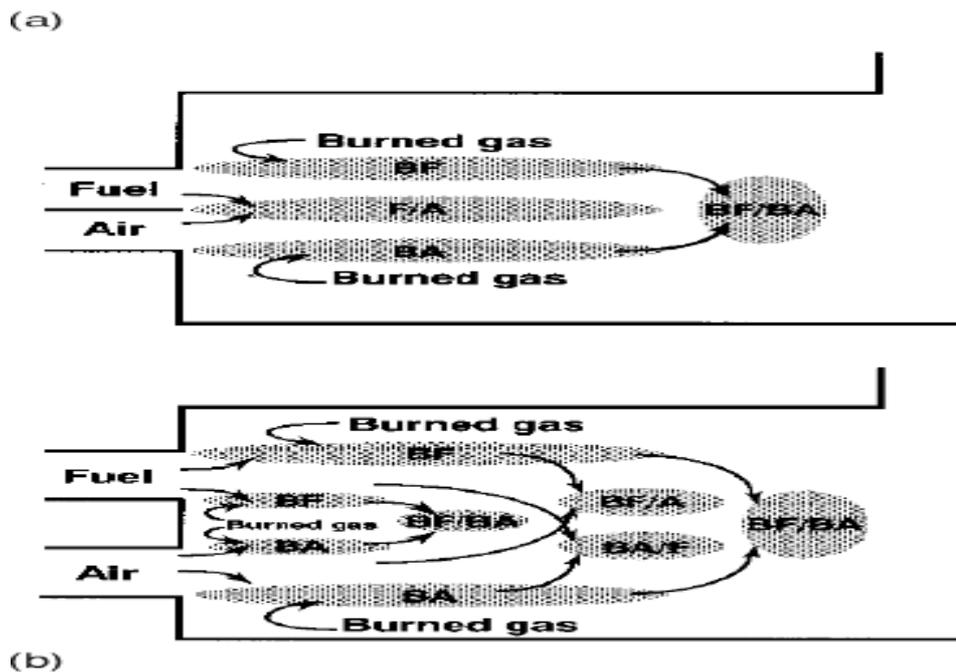


Figure 2.17 : Différents types d'injections (Katsuki et Hasegawa, 1998).

### ➤ Recirculation des produits de combustion

La recirculation des produits de combustion permet de diluer les réactifs. L'entraînement par les jets, des gaz recirculants, augmente la température des réactifs et la proportion d'inertes dans la zone de mélange combustible-comburant. La concentration en oxygène dans le jet de comburant diminue rapidement et par conséquent, on observe une augmentation du temps caractéristique de réaction. En revanche, la forte impulsion des réactifs permet de diminuer le temps caractéristique de mélange en créant un degré de turbulence important. Le temps du mélange devient comparable au temps caractéristique de la réaction.

La dilution réduit les températures maximales et donc la production de NO émis par voie thermique.

On peut définir la combustion sans flamme à partir du taux de recirculation des fumées et de la température du four. Le taux de recirculation des fumées ( $K_v$ ) est défini par :

$$K_v = \frac{\dot{m}_r}{\dot{m}_a + \dot{m}_f}$$

Avec :

$\dot{m}_a$  : Débit massique de l'air injecté,

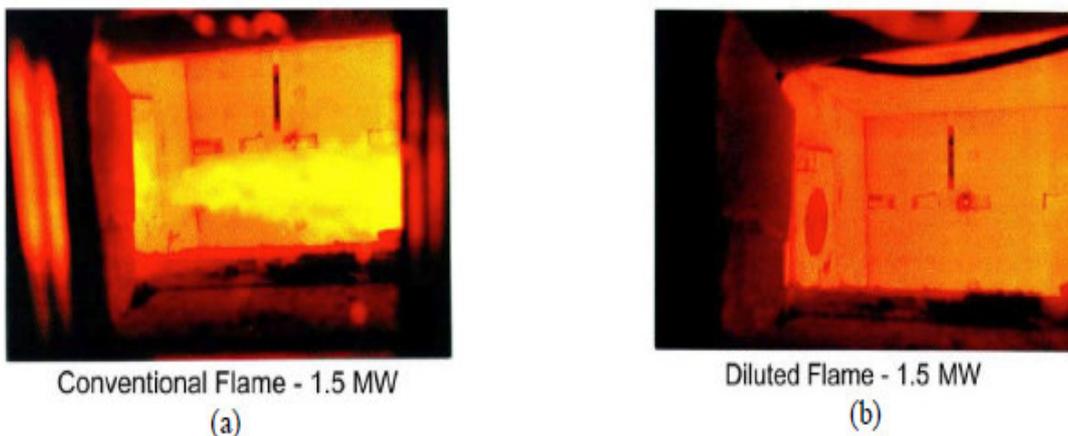
$\dot{m}_f$  : Débit massique du combustible injecté

$\dot{m}_r$  : Débit massique des produits de combustion recirculants [3]

La méthode de recirculation des gaz brûlés pour baisser la formation des NOx n'est pas spécifique à la combustion sans flamme. Ce principe est déjà utilisé avec des flammes stabilisées par des injections vrillées ou des obstacles pour créer des points de stagnation. La quantité de gaz recirculés est alors limitée au risque de perdre la stabilité de ces flammes. La combustion sans flamme, elle, n'a pas besoin de méthode de stabilisation.

- **Absence de flamme visible et de formation de suies**

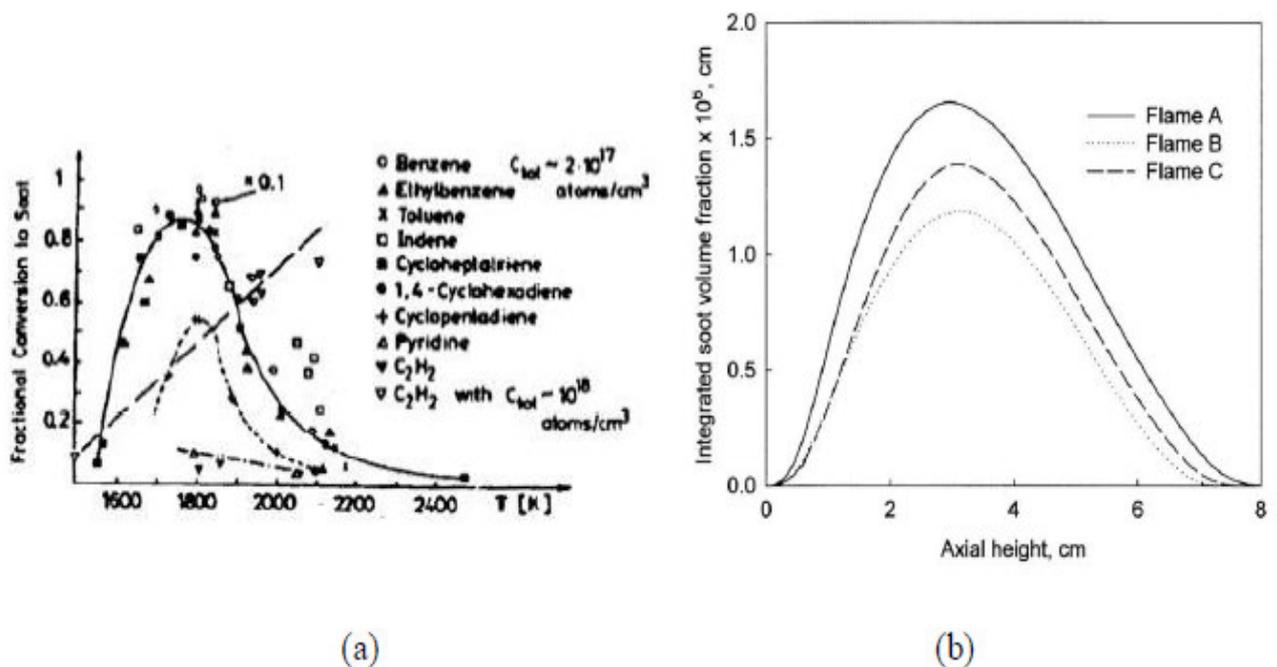
Une des conséquences de la combustion diluée est que les espèces responsables des émissions lumineuses des flammes sont tellement diluées que la flamme devient invisible, d'où son nom. La Figure 2.17 représente le four du CSM (Italie) fonctionnant au gaz naturel soit en combustion classique (a) soit en combustion sans flamme (b). Pour une même puissance de brûleur (1.5MW), c'est-à-dire pour le même débit de combustible injecté, deux types de combustion complètement différents peuvent être observés.



**Figure2.17** : Comparaison d'une combustion avec et sans flamme (Milani et Saponaro, 2001)

La formation des suies dépend fortement de la température et de la dilution. Elle est favorisée seulement dans une gamme intermédiaire de température (Wagner-1993). La Figure 12(a) présente la fraction de suies formée par une réaction de combustion en fonction de la température dans la zone de réaction. Les suies sont principalement formées dans des zones de réaction où la température est voisine de 1800 K.

La Figure (b) montre la fraction volumique de suies formées en fonction de la hauteur en sortie de brûleur pour différentes dilutions. Des temps de résidence plus long sont nécessaires pour commencer à former des suies, et une quantité moins importante de suies est formée dans des conditions diluées (Guo-2002). [2]



**Figure 2.18** : Production de suies en fonction (a) de la température (Wagner, 1993) et (b) de la dilution (Guo, 2002), Flame A : flamme éthylène/air, Flame B : flamme éthylène/air avec 30%mol d'argon, Flame C : flamme éthylène/air avec 30% mole d'hélium.

- **Température des gaz brûlés**

Pour réduire les NO<sub>x</sub>, la température de fin de combustion doit être la plus basse possible. Dans un four en plus des pertes radiatives et celles dues aux parois, il y a une charge à chauffer. Ces conditions non adiabatiques refroidissent les gaz.

Le mode de combustion sans flamme est obtenu le plus facilement à l'aide d'injections d'air et de combustible séparés. Les réactifs se mélangent alors d'abord avec les fumées avant de se rencontrer. Si les deux arrivées ne sont pas assez espacées, une flamme de diffusion très chaude s'installe car le mélange avec les gaz brûlés n'a pas eu lieu.

Dans le cas où les injections sont séparés, la réaction est stœchiométrique ce qui donne une température élevée. Il est donc nécessaire de refroidir les gaz brûlés avant qu'ils ne se mélangent avec les réactifs. Les fours industriels, de nature non-adiabatiques, sont donc des applications immédiates. Si les gaz n'étaient pas refroidis, la dilution n'abaisserait pas la Préchauffage d'air. [1]

#### **2.4.4. Température finale**

Il est toutefois possible d'obtenir un régime de combustion sans flamme sans séparer les injections. On a alors une combustion pré-mélangée. On peut alors opérer dans des conditions adiabatiques car la température finale est fixée par l'excès d'air dans le pré-mélangée. Cependant le régime est beaucoup plus délicat à obtenir car les réactifs déjà mélangés doivent se diluer dans les gaz brûlés avant de réagir. L'avantage est que la température est pilotée bien plus facilement par la richesse du mélange que par des pertes. De plus, la méthode permet de brûler dans des conditions très pauvres, proches de la limite d'extinction Elle semble être plus prometteuse pour des applications dans les turbines à gaz où le confinement de la chambre de combustion donne des conditions quasi-adiabatiques. [7]

### **2.5. Applications**

Les fours industriels sont la seule application industrielle actuelle de la combustion sans flamme, en particulier au Japon. Le carburant utilisé est du gaz naturel ou du méthane. Les pertes thermiques dues aux charges à chauffer baissent la température des gaz brûlés et la température uniforme obtenue est un bon atout pour ces applications

#### **➤ Industrie céramique**

Il existe un grand potentiel pour de nouvelles technologies de combustion dans l'industrie de la céramique. Cependant, Souvent les processus sont fortement intégrés et les changements exigent beaucoup de recherche et convainquent les Clients à quitter chemins connus.

#### **➤ Industrie du verre**

L'industrie du verre est un émetteur important pour les NOx. Traditionnellement, l'industrie du verre Régénérateurs, fournissant un préchauffage de l'air de combustion et

parfois un préchauffage du carburant. Radical Changements dans les fours de fusion du verre ne sont pas faciles car il n'y a pas d'arrêt de ces fours modifications. Un autre facteur est que de nombreux aspects sont basés sur l'empirisme plutôt que sur Connus et compris. Il est donc difficile de prévoir quel serait l'effet des changements Combustion sur le produit. Mais compte tenu des coûts élevés pour le traitement post-gaz d'échappement, Tous les efforts devraient être faits pour trouver des mesures primaires pour la réduction des NOx.

### ➤ **Industrie chimique**

Il existe des procédés chimiques à forte intensité énergétique. L'oxydation sans flamme a un grand potentiel, Principalement pour les processus pétrochimiques et de réforme. [7]

## 2.6. Autre propriété

### ➤ **Le bruit**

Un autre avantage est le faible bruit émis par ce mode de combustion. Le faible écart de température entre les réactifs et les fumées est dû à un faible dégagement de chaleur et une zone de réaction étalée. Le couplage entre le champ acoustique et ce dégagement thermique est faible.

### ➤ **Propriétés radiatives**

L'émission d'une flamme dépend des espèces chimiques mises en jeu lors de la réaction. Les mécanismes chimiques impliqués dans une combustion préchauffée et diluée sont différents de ceux en jeu dans une flamme conventionnelle

Les radicaux responsables de la luminosité d'une flamme sont C<sub>2</sub> et CH principalement. Leur participation dans le chemin réactionnel suivi par la combustion sans flammes est amoindrie.

### ➤ **D'autres caractéristiques de la combustion sans flamme**

- Très faibles émissions de NOx, même en préchauffant l'air à haute température
- Uniformité de la distribution de la température au sein du four
- L'émission de la flamme disparaît complètement du domaine visible
- Détachement de la zone réactionnelle qui s'étend sur un volume plus important
- Bonnes performances au niveau des transferts radiatifs
- Nécessite un taux de recirculation important qui dépend du combustible utilisé

- N'est applicable que dans des fours dont la température moyenne est supérieure à la température d'auto-inflammation du mélange réactionnel et nécessite un préchauffage du four
- Le bruit de la combustion est pratiquement du même niveau que celui de l'écoulement [8]
- Dispositif de stabilisation de flamme ou bruleur pilote pas nécessaire, le maintien de la combustion diluée étant uniquement assuré par des conditions adéquates de température et de mélange des réactifs.

Ce dernier point confère à la combustion diluée l'avantage d'une flexibilité accrue dans le cas de la valorisation de combustibles dont la composition et les caractéristiques (pouvoir calorifique notamment) peuvent varier, tels les gaz issus de procédés industriels (gaz de haut fourneau ou de four à coke dans l'industrie sidérurgique par exemple) ou de la gazéification de biomasse.

## *Référence*

### *Etude bibliographique*

**SUWA, Toshio, KOBAYASHI, Nobuaki, et HIRANO, Takashi.** Oxygen heater, hot oxygen lance having an oxygen heater and pulverized solid fuel burner. U.S. Patent No 4, 928,605, 29 Mai 1990.

**Weinberg, F. J.** (1971). Combustion temperatures: the future *Nature*, 233, 239-241.

**Hardesty, D. R., & Weinberg, F. J.** (1976). Converter Efficiency in Burner Systems Producing Large Excess Enthalpies (Reply by Authors to Comment). *Combustion Science and Technology*, 12(4-6), 153-15

**Katsuki, M., & Hasegawa, T.** (1998, January). The science and technology of combustion in highly preheated air. In *Symposium (International) on combustion* (Vol. 27, No. 2, pp. 3135-3146). Elsevier.

**Choi, G. M., & Katsuki, M.** (2001). Advanced low NO<sub>x</sub> combustion using highly preheated air. *Energy conversion and Management*, 42(5), 639-652.

**TSUJI, H., GUPTA, A. K., HASEGAWA, T., et al.** High temperature air combustion,(2003)

**CAVALIERE, Antonio et DE JOANNON, Mara.** Mild combustion. *Progress in Energy and Combustion science*, 2004, vol. 30, no 4, p. 329-366.

**DE JOANNON, M., CAVALIERE, A., FARAVELLI, T., et al.** Analysis of process parameters for steady operations in methane mild combustion technology. *Proceedings of the combustion institute*, 2005, vol. 30, no 2, p. 2605-2612.

**Weber, R., Orsino, S., Lallemand, N., & Verlaan, A. D.** (2000). Combustion of natural gas with high-temperature air and large quantities of flue gas. *Proceedings of the Combustion Institute*, 28(1), 1315-1321.

**GALLETTI, C., PARENTE, A., DERUDI, M., et al.** Numerical and experimental analysis of NO emissions from a lab-scale burner fed with hydrogen-enriched fuels and operating in MIL combustion. *International journal of hydrogen energy*, 2009, vol. 34, no 19, p. 8339-8351.

**Derudi, M., Villani, A., & Rota, R.** (2007). Sustainability of mild combustion of hydrogen-containing hybrid fuels. *Proceedings of the Combustion Institute*, 31(2), 3393-3400.

**GALLETTI, Chiara, PARENTE, Alessandro, et TOGNOTTI, Leonardo.** Numerical and experimental investigation of a mild combustion burner. *Combustion and flame*, 2007, vol. 151, no 4, p. 649-664.

**Donatini, F., et al.** "CFD simulation and experimental tests on a natural gas/hydrogen mixture-fired flameless combustor." ECCOMAS Thematic Conference on Computational Combustion, Lisbon, Portugal. 2005.

**GALLETTI, Chiara, PARENTE, Alessandro, et TOGNOTTI, Leonardo.** Numerical and experimental investigation of a mild combustion burner. *Combustion and flame*, 2007, vol. 151, no 4, p. 649-664.

**Parente, Alessandro, C. Galletti, and L. Tognotti.** "Effect of the combustion model and kinetic mechanism on the MILD combustion in an industrial burner fed with hydrogen enriched fuels." *International journal of hydrogen energy* 33.24 (2008): 7553-7564.

**Szegö, G. G., Dally, B. B., & Nathan, G. J.** (2009). Operational characteristics of a parallel jet MILD cc system. *Combustion and Flame*, 156(2), 429-438.

**Plessing, T., Peters, N., & Wünnig, J. G.** (1998, January). Laseroptical investigation of highly preheated combustion with strong exhaust gas recirculation. In *Symposium (International) on Combustion* (Vol. 27, No. 2, pp. 3197-3204). Elsevier.

**Coelho, P. J., & Peters, N.** (2001). Numerical simulation of a mild combustion burner. *Combustion and flame*, 124(3), 503-518.

**HONNET, Sylvie.** *Detailed and Reduced Kinetic Mechanisms in Low-emission Combustion Processes.* Cuvillier Verlag, 2007.

**Danon, B., De Jong, W., & Roekaerts, D. J. E. M.** (2010). Experimental and numerical investigation of a FLOX combustor firing low calorific value gases. *Combustion Science and Technology*, 182(9), 1261-1278.

**Stadler, H., Beggel, F., Habermehl, M., Persigehl, B., Kneer, R., Modigell, M., & Jeschke, P.** (2011). Oxyfuel coal combustion by efficient integration of oxygen transport membranes. *International Journal of Greenhouse Gas Control*, 5(1), 7-15.

**ALLEGRE, Adolfo, ALLEGRE, Lucila, et GUIDOTE, Armando.** Method and apparatus for controlling gas emission of an internal combustion engine. U.S. Patent Application No 11/441,629, 27 mai 2006.

**Li, PengFei, et al.**" *Science China Technological Sciences* 54.2 (2011): 255-269

**Arghode, V. K., Gupta, A. K., & Bryden, K. M.** (2012). High intensity colorless distributed combustion for ultra low emissions and enhanced performance. *Applied Energy*, 92, 822-830..

## **Chapitre 2**

- [1] **Calcul LES d'une combustion sans flamme**, Master Recherche Energie, Aéronautique et Spatial Spécialité Aéronautique et Spatial. Septembre 2006 .Ronan VICQUELIN Ecole Centrale Paris.
- [2] **Etude expérimentale de l'influence des mélanges gazeux sur la combustion sans flamme** , Présentée par Christiane ROTTIER .Soutenue le 2 mars 2010, Ecole doctorale SPMII.
- [3] **Etude de l'extension du régime de combustion sans flamme aux mélanges Méthane/Hydrogène et aux environnements a basse température** Mechline Ayoub. Soutenue le 29 avril 2013. Ecole doctorale SPMII
- [3] **Modélisation de la combustion diluée par tabulation de la cinétique chimique**. Jean Lamouroux. Soutenue le 19 mars 2013. Laboratoire d'Énergétique Moléculaire et Macroscopique, Combustion (EM2C) du CNRS et de l'ECP.
- [4] **Caractérisation expérimentale détaillée et modélisation numérique de la combustion diluée du gaz naturel sur une installation de laboratoire de 30kW**. Delphine Lupant, 6 septembre 2011. Faculté Polytechnique Service de Thermique et Combustion.
- [5] **CAVALIERE, Antonio et DE JOANNON, Mara**. Mild combustion. Progress in Energy and Combustion science, 2004, vol. 30, no 4, p. 329-366.
- [6] **Modélisation et expérimentation des fours de réchauffage sidérurgiques équipés de brûleurs régénératifs à Oxydation sans Flamme**. Ludovic Ferrand. le 25 septembre 2003.Ecoles Des Mines De Paris.
- [7] **Flameless Oxidation**. J. Wüning .WS Wärmeprozessechnik, Renningen – Germany. 6th HiTACG Symposium - 2005, Essen - Germany, 17th - 19th October 2005
- [8] **Flameless oxidation to reduce thermal NO-formation**. Wunning J. A., Wunning J.G. Progress in Energy and Combustion Science, 23 (1997), 81-94.
- [9] **High Temperature air combustion Revolution in combustion technology - (Part I: New findings on High Temperature air combustion)**Hasegawa T., Tanaka R... JSME International Journal, SeriesB Vol 41, 4 (1998), 1079-1084.
- [10] **Diluted Combustion Technologies**. IFRF Milani A., Saponaro A.. Combustion Journal (2001).
- [11] **Mild Combustion**. Progress in Energy and Combustion Science, Cavaliere A., de Joannon M.. 30 (2004), 329-366.

**[12] Masson E. Etude experimentale de champs dynamiques et scalaires de la combustion sans flamme.** Institut National des Sciences Appliquees de Rouen, 2005. These de doctorat.

**[13] Air Temperature Influence on Flameless Combustion of Natural Gas in a 30kW Combustor**  
**Murer S., Pesenti B., Lybaert P..** In European Conference on Industrial Furnaces and Boilers (Porto 2006).

# *Chapitre*

3

### **3.1. Introduction**

Pour mettre en évidence les différentes propriétés de la turbulence, on analysera les équations fondamentales, qui décrivent l'écoulement visqueux. Ce groupe d'équations comprend l'équation de continuité, l'équation de conservation de la quantité de mouvement et celle de l'énergie. La dynamique du processus d'écoulement peut être décrite à l'aide des équations fondamentales d'écoulement des fluides visqueux compressibles (aussi nommés fluides réels), groupés dans le modèle de Navier-Stokes.

### **3.2. Domaine d'étude**

Cette étude s'inscrit dans le domaine de la simulation numérique d'un écoulement réactif dans le but d'analyser l'effet du mélange méthane/ hydrogène non-pré mélangées turbulente. La simulation numérique a été réalisée avec le code de calcul commercial **ANSYS Fluent 16.0**. Lors de cette étude, on a utilisé les modèles que propose le package **RANS STANDARD k- $\epsilon$** , **EDM** et **modèle NO**. Ces combinaisons ont été adoptées dans le but d'analyser les méthodes pour diminuer les émissions polluantes (NO<sub>x</sub> et CO).

### **3.3. ANSYS Fluent 16.0**

ANSYS Fluent est l'outil logiciel de dynamique des fluides informatiques (CFD) le plus puissant disponible, vous permettant d'aller plus loin en optimisant les performances de votre produit. Fluent comprend des capacités de modélisation physique bien validées pour fournir des résultats rapides et précis sur la plus large gamme d'applications CFD et multiphasique.

### **3.4. Formulations mathématique**

#### **3.4.1. Conservation de masse (continuités)**

Le bilan de conservation de la masse se traduit en utilisant une densité par unité de masse unitaire  $g = 1$ , un flux de masse et un terme source nuls

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial \rho u_i}{\partial x_i} = 0 \quad (3.1)$$

Où  $\rho$  désigne la masse volumique du mélange fluide et  $u_i$  la  $i$ -ième composante du vecteur de vitesse  $\mathbf{u}$ .

### 3.4.2. Conservation des espèces chimiques

$$\frac{\partial \rho Y_k}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_i} (\rho Y_k u_i) = \frac{\partial}{\partial x_i} \left( \rho D_k \frac{\partial Y_k}{\partial x_i} \right) + \rho \dot{w}_k \quad k=1, N \quad (3.2)$$

Où  $\dot{w}$  est le taux de production de l'espèce chimique  $k$  en unité de masse par unité de volume et de temps. La diffusion moléculaire des espèces chimiques résulte de trois effets : le gradient des fractions massiques (effet direct), le gradient de température (effet Soret) et le gradient de pression (effet baro-diffusif).

### 3.4.3. Conservation de la quantité de mouvement

Cette équation de bilan repose sur la définition de la quantité de mouvement  $\mathbf{G} = \rho \mathbf{v}$  où  $\mathbf{v}$  est la vitesse de convection globale de l'écoulement. Le flux  $\psi_G$  est associé au tenseur des contraintes  $\sigma$  et le terme source est une fonction de la force massique  $f_k$  agissant sur l'espèce  $k$  :

$$\frac{\partial \rho u_i}{\partial t} + \frac{\partial \rho u_i u_j}{\partial x_j} = \frac{\partial \psi_{ij}}{\partial x_j} + \rho \sum_{k=1}^N Y_k f_{k,i} \quad (i=1, 2, 3) \quad (3.3)$$

Le tenseur des pressions  $\psi_G$  se décompose en une partie isotrope exprimée en fonction de la pression thermodynamique  $P$  et en un déviateur  $\sigma$  appelé tenseur des contraintes visqueuses :

$$\psi_G = \sigma_{ij} - P \delta_{ij} \quad (3.3.1)$$

Où  $\delta_{ij}$  est le tenseur dit de Kronecker.

## 3.4.4. Conservation de l'énergie

$$\frac{\partial \rho h_s}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_i} (\rho u_i h_s) = \dot{w}_T + \dot{Q} + \frac{DP}{DT} + \frac{\partial}{\partial x_i} \left( \lambda \frac{\partial T}{\partial x_i} \right) + \tau_{ij} \frac{\partial u_i}{\partial x_j} - \frac{\partial}{\partial x_i} \left( \sum_{k=1}^N V_{k,i} Y_k h_{s,k} \right) \quad (3.3)$$

Le terme de diffusion de chaleur est donné par lois de Fourier :  $\left( \lambda \frac{\partial T}{\partial x_i} \right)$

$h_s$  : L'enthalpie sensible

$V_{k,j}$  : La vitesse de diffusion de l'espace k dans la direction i

$\dot{Q}$  : Source de chaleur radiative.

$\dot{w}_T$  : Le dégagement chaleur du a la réaction chimique.

## 3.4.5. Equations d'état

L'équation d'état des gaz parfait peut s'écrire sous la forme suivante :

$$P = \rho \frac{R}{W} T \quad (3.4)$$

Cette équation ferme le système adéquation de Navier –Stockes.

T : la Température,

R : constante des gaz parfait

$\rho_k = \rho Y_k$  et  $W_k$  sont respectivement la densité et la masse moléculaire de l'espace k.

Pour le mélange réactif étudié, la masse moléculaire moyenne du mélange W donné par

$$\frac{1}{W} = \sum_{k=1}^N \frac{Y_k}{W_k} \quad (3.4.1)$$

La chaleur spécifique à pression donnée par :

$$C_p = \sum_{k=1}^N C_{pk} Y_k \quad (3.4.2)$$

Ou  $C_{pk}$  est la chaleur spécifique de l'espèce k a pression constante, elle est donné par

$$C_{pk} = 2.5 \frac{R}{W_k} \quad (\text{Selon Kenneth .2005}) \quad (3.4.3)$$

La chaleur spécifique à volume constant du mélange  $C_v$  est donnée par :

$$C_v = C_p - r \quad (3.4.4)$$

$r$  : le constante des gaz parfait par

$$r = \frac{R}{W} = R \sum_{k=1}^N \frac{Y_k}{W_k} \quad (3.4.5)$$

### 3.5. La turbulence

Est un phénomène qui apparaît assez brutalement lorsque la vitesse de l'écoulement augmente ou plutôt les gradients de vitesse dont il est le siège. Depuis la découverte de ce phénomène par Reynolds à la fin du XIXème siècle, on sait que la turbulence est due à l'instabilité de l'écoulement laminaire devant les petites perturbations expérimentales possibles, et que l'état turbulent est la situation non stationnaire vers laquelle tend l'écoulement instable.

Ces différents écoulements sont caractérisés par un nombre adimensionnel appelé le nombre de **Reynolds (Re)**. Il est défini par la relation suivante :

$$Re = \frac{v \cdot x \cdot \rho}{\mu} \quad (3.5)$$

Avec

$v$  : vitesse moyenne de l'écoulement (m.s-1) ;  $x$  : une dimension caractéristique (m) ;

$\rho$  : la masse volumique (kg.m-3) et  $\mu$  : la viscosité dynamique (kg.m-1.s-1)

Pour un nombre de **Reynolds** inférieur à 2200, l'écoulement est dit **laminaire**.

Supérieur à 3000, **le régime est turbulent** et pour des valeurs comprises entre 2200 et 3000, **l'écoulement est dit transitoire**.

### 3.5.1. Modélisation de la turbulence RANS $k$ - $\varepsilon$ STANDARD

Pour le traitement de la turbulence, on a utilisé le modèle **RANS  $k$ - $\varepsilon$  STANDARD** incluse dans le package **ANSYS Fluent** version 16.0. Ce type de modèle de turbulence est représenté par celui formé de deux équations. Ce type des modèle est l'un des plus simple modèle de turbulence  $k$  - $\varepsilon$ , où  $k$  est l'énergie cinétique de turbulence et  $\varepsilon$  le taux de dissipation de celle-ci. Ce modèle a été proposé par **Launder** et **Spalding**, /32/ et il est fréquemment utilisé dans la simulation des écoulements turbulents, parce qu'il est en général facile à appliquer, robuste et économique. Les deux équations de transport pour l'énergie cinétique et la dissipation sont résolues pour former une grandeur, une échelle caractéristique non seulement pour la vitesse turbulente, mais aussi pour la longueur. Ces échelles (dimensions) représentent la viscosité turbulente. Les équations pour l'énergie cinétique  $k$  et le taux de dissipation  $\varepsilon$  ont cette forme,

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho k) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho k u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ \left( \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + G_k + G_b - \rho \varepsilon - Y_m \quad (3.6.1)$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \varepsilon) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho \varepsilon u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ \left( \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right] + C_{1\varepsilon} \frac{\varepsilon}{k} (G_k + G_{3\varepsilon} G_b) - C_{2\varepsilon} \rho \frac{\rho \varepsilon^2}{k} \quad (3.6.2)$$

La viscosité turbulente est calculée en employant l'équation suivante :

$$\mu_t = \rho C_\mu \frac{k^2}{\varepsilon} \quad (3.6.3)$$

Où:  $\rho$  est la densité du fluide et  $C_\mu$  est une constante.

Le terme  $G_k$ , présent dans les équations (3.6.2) et (3.6.3), représente la production d'énergie cinétique turbulente, due aux gradients de la vitesse moyenne.

$G_b$  : La génération de l'énergie cinétique de la turbulence due à gravitation.

$Y_m$ : La contribution de la dilatation fluctuante dans la turbulence compressible au taux globale de dissipation.

$\mu$  : La viscosité.

$\mu_t$  : La viscosité turbulente.

Le premier terme de la partie droite des deux équations (3.27) et (3.28) est le transport dû à la turbulence moléculaire et à la viscosité. Le deuxième terme de la partie droite de l'équation de dissipation (3.28) représente le taux (la valeur de la vitesse de variation) auquel l'écoulement des grandes échelles fournissent l'énergie pour celui des petites échelles. Le dernier terme de l'équation (3.28) représente la dissipation au niveau des petites échelles.

Les constantes du modèle sont présentées dans le tableau suivant :

$C_{1\varepsilon}$	$C_{2\varepsilon}$	$C_\mu$	$\sigma_k$	$\sigma_\varepsilon$
1.44	1.92	0.09	1.0	1.3

**Tableau3.1** : Constante de modèle k- $\varepsilon$

### 3.6. Modélisation de la combustion EDM (Eddy Dissipation Model)

Le modèle de dissipation est un modèle de réaction turbulent-chimie. La plupart des combustibles brûlent rapidement et le taux global de réaction est contrôlé par le mélange de turbulences. Dans les flammes non pré mélangées, la turbulence mélange lentement le carburant et un oxydant dans les zones de réaction où ils brûlent rapidement. Dans les flammes pré mélangées, la turbulence mélange lentement les réactifs froids et les produits chauds dans les zones de réaction où la réaction se produit rapidement. Dans de tels cas, la combustion est censée être mélangée, et la cinétique chimique complexe et souvent inconnue peut être négligée de manière sûre. Dans ce modèle, la réaction chimique est régie par une grande échelle de temps de mélange de Foucault. La combustion commence chaque fois qu'il y a une turbulence présente dans le flux. Il n'a pas besoin d'une source d'allumage pour déclencher la combustion, mais pour les flammes pré-mélangées, le réactif brûle au moment où elles

entrent dans le modèle de calcul, ce qui est incorrect. Le réactif a besoin d'un certain temps pour arriver à la température d'allumage pour déclencher la combustion. C'est une lacune de ce modèle.

3.7. Description du problème

Le code fluent a été utilisé pour simuler le transport d'écoulement réactifs dans un brûleur (JHC). la configuration géométrique considérée est illustré sur la figure ().

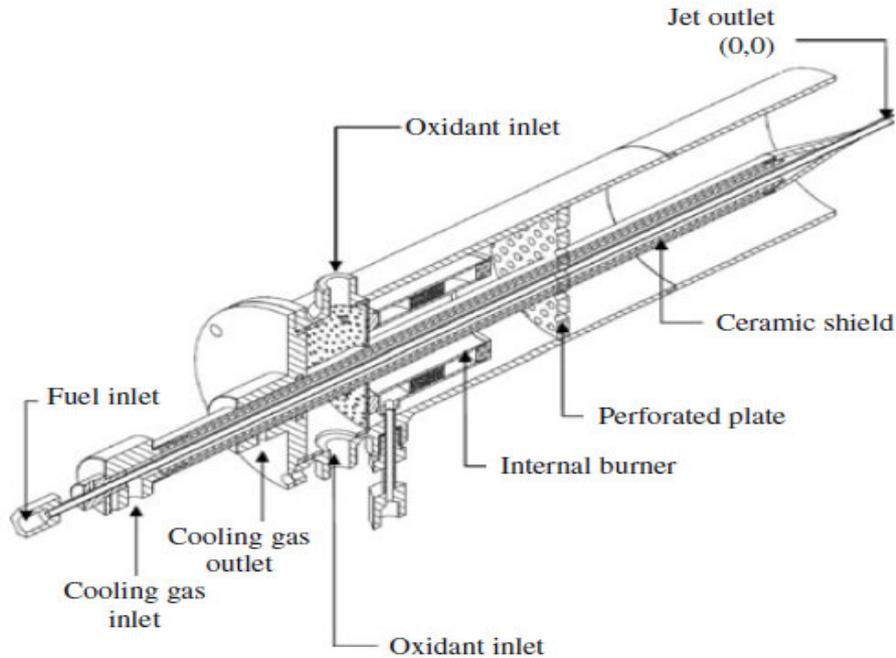
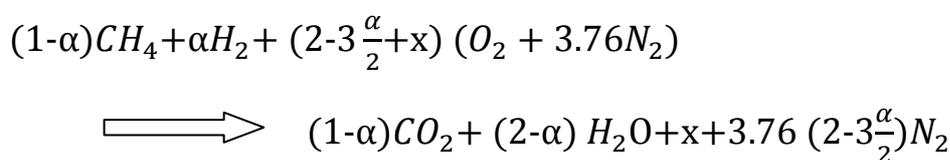


Figure3.1 : schéma un brûleur JHC(Jet in a Hot Cow flow)

Le brûleur de Jet-in-Hot Coflow modélisé dans ce travail a été expérimentalement étudié Par **Dally et al.** Il est composé d'un nozzle qui a un diamètre intérieur de **4.25 mm**, apporte le combustible le **méthane CH<sub>4</sub>/HydrogèneH<sub>2</sub>**, avec une vitesse **33.54 m/s** et une épaisseur de paroi de **0,2 mm**, située au centre d'un disque perforé dans un espace annulaire, avec un diamètre intérieur de **82 mm** et une épaisseur de paroi de **2,8 mm**, qui fournit une composition presque uniforme du flux d'oxydant (hot coflow). L'ensemble du brûleur a été installé à l'intérieur d'un tunnel d'air pour l'introduction du même conditionnel de température et de vitesse que pour le coflow. une richesse de 0.85 et nombre de Reynolds

Dans ce travail, on a pris une seule réaction chimique :



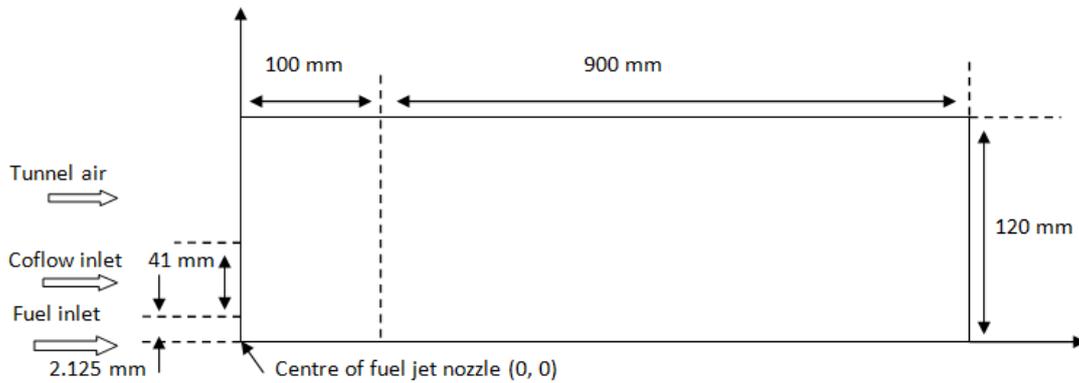


Figure 3.2 :Les conditions aux limites

### 3.8. Maillage et conditions aux limites

#### 3.8.1. Condition aux limites

Dans cette partie on va défini les paramètres utilisés lors de la simulation numérique ainsi que les conditions aux limites imposées. Les conditions aux limites sont tirées à partir des données expérimentales des **Dally et al.** Le **Velocity inlet** été apportées au coflow, fuel jet, tunnel air et **pressure outlet** pour la sortie (outlet). Une frontière **axisymétrique** est choisie sur l’axe de brûleur. Les différentes conditions sans schématisées sur le tableau suivante :

Fuel inlet	Velocity inlet
Tunnel air	Velocity inlet
Coflow inlet	Velocity inlet
Outlet	Pressure Outlet
Axis	Axis
Wall	Wall

Tableau3.2 : Les conditions aux limites.

Fuel Jet					Oxidant Coflow					Tunnel Air		
$Q'$ (kg/s)	$U$ (m/s)	$T$ (K)	$CH_4$ (%)	$H_2$ (%)	$U$ (m/s)	$T$ (K)	$O_2$ (%)	$CO_2$ (%)	$H_2O$ (%)	$U$ (m/s)	$T$ (K)	$O_2$ (%)
3.12 e-4	33.44	305	88	11	3.2	1300	30	5.5	6.5	3.2	294	23.2

**Tableau 3.3** : Les conditions de limites

### 3.8.2. Géométrie et Maillage

La géométrie a été réalisée à l'aide de **Design Modeler**. Le rôle du modelleur géométrique est de traduire la géométrie des objets, en deux ou trois dimensions sous la forme d'une représentation informatique.

Pour la simulation numérique bidimensionnelle la structure 2D montrée sur la figure suivante :



**Figure 3.3** : La géométrie du bruleur 2D

**ANSYS Design Modeler** : un outil de préparation de la géométrie d'usage général qui est intégré dans ANSYS Workbench. Ce programme est principalement utilisé pour préparer des modèles de géométrie CAO pour analyse par d'autres outils basés Workbench.

La génération du maillage a été accomplie à l'aide du **Maillage (Mesh)**, Un maillage est une partition de l'espace ou d'un domaine en cellules appelées éléments.

Plusieurs cas de la simulation numérique ont été testés, afin d'atteindre une solution indépendante du grille .Au cours de l'adaptation, chaque cellules carrée va se diviser en quatre sous cellules carrées avec des dimensions identique .l'adaptation a été effectuée sur la zones du domaine comportant des gradients important de vitesse, température ou autres variables régissant sur les flammes. On a commencé avec **14580 nœuds**, **20682,29884**, **36176**, **45144**, **59224,68400** et enfin **79050 nœuds**. Le maillage adapté comporte **68400 nœuds**.

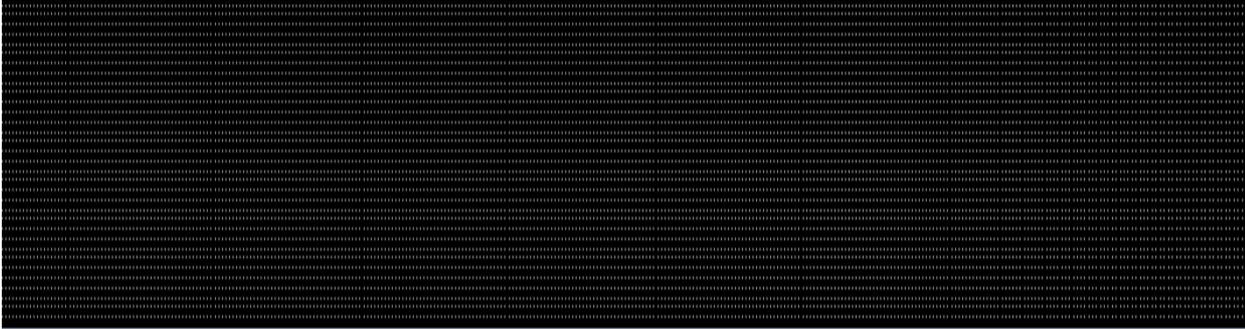
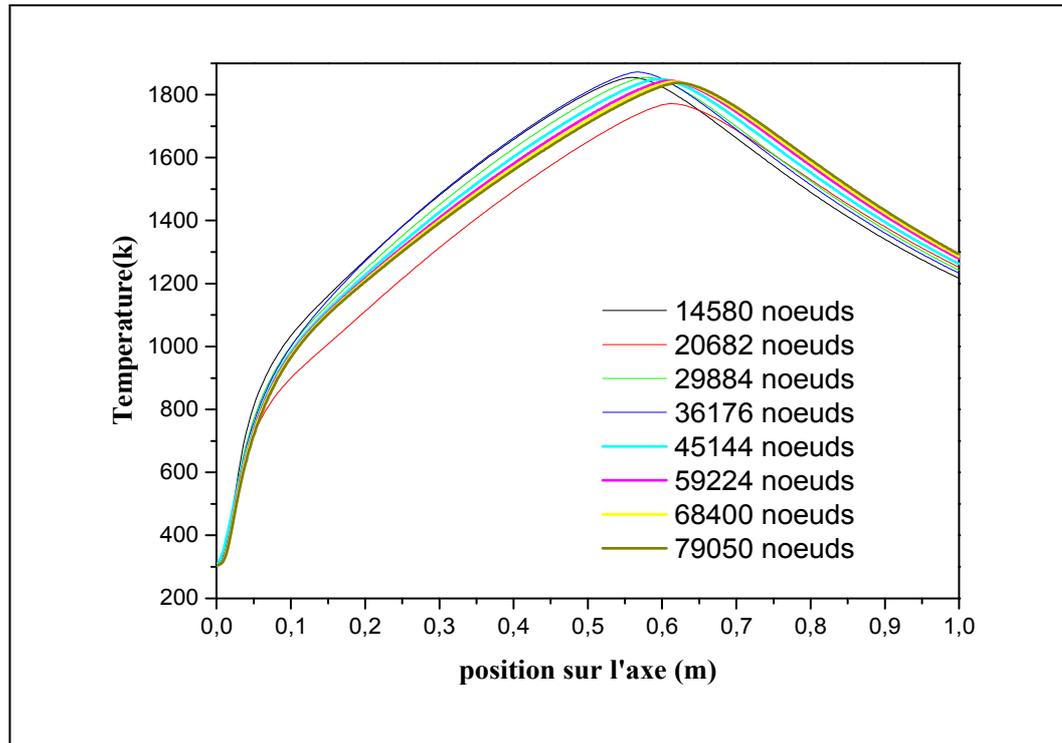


Figure 3.4 : structure de maillage

### 3.8.1. Etude de Maillage optimale

	Maillage N°1	Maillage N°2	Maillage N°3	Maillage N°4	Maillage N°5	Maillage N°6	Maillage N°7	Maillage N°8
Nœuds	14580	20682	29884	36176	45144	59224	68400	79050

Tableau 3.4: Les nombres des nœuds



**Figure 3.5 :** Profil de température dans le brûleur

La figure suivante présente le nombre des nœuds en fonction de la température sur l'axe de position(x). On constate que les courbes sont à peu près superposées et presque identiques pour les nombres de nœuds présentés dans le tableau précédent (4.1). La température qui est prépondérante en combustion a été choisie comme variable de comparaison. D'après les graphes le **maillage optimal** correspond à **68400** nœuds.

3.8.2. Les propriétés chimiques de ch4 et h2

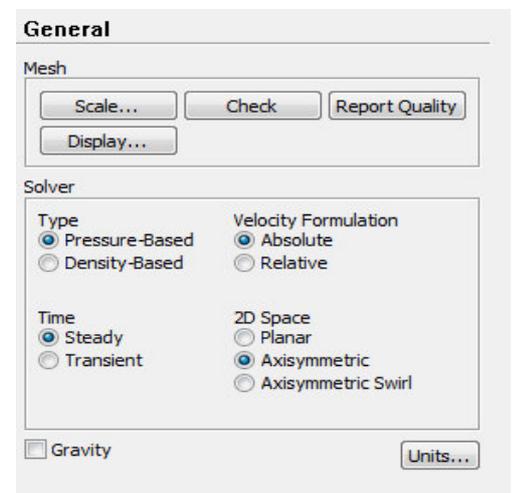
	Méthane	Hydrogène
Formule	CH4	H2
Masse molaire (g/mol)	16.04	2
Température d'auto-inflammation (c°)	537	571
Point de fusion (c°)	-182	259.2
Point d'ébullition (c°)	-161.5	-252.9
Domaine d'explosivité (% vol)	5 - 15	4 – 75

Tableau 3.5 : Les propriétés chimiques de ch4 et h2

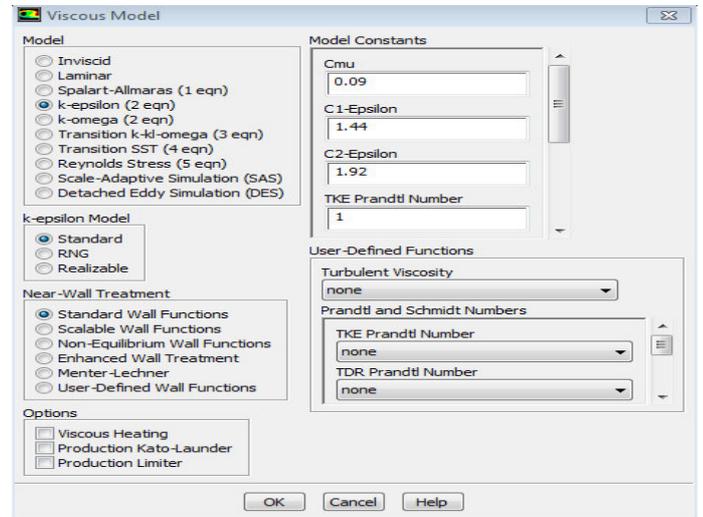
3.9. Modèle utilisés pour la simulation

- Création de la géométrie sous logiciel → disgn modeler.
- Choix de la stratégie de maillage.
- Vérifier le maillage

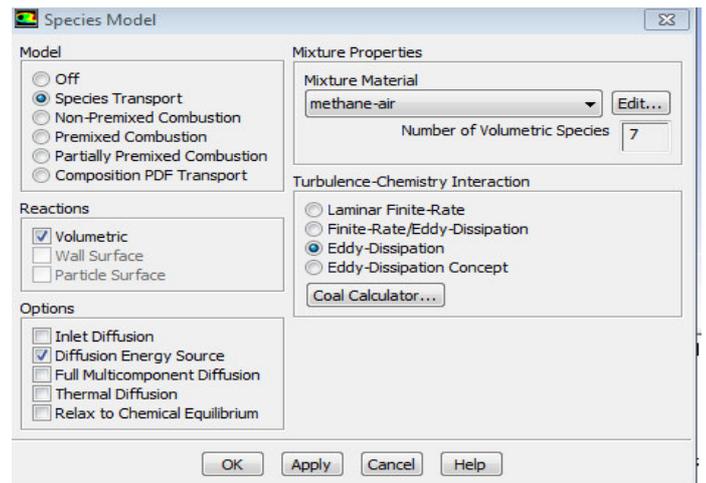
- La génération du calcul dans fluent passe par les étapes suivantes
  - ✓ On lance le solveur FLUENT, on sélectionne **2D** (Dimension) et parallèle (Local Machine)
  - ✓ General → *Scale* → *Unité (mm)*
  - ✓ General → *Axisymmetric* → *Check*



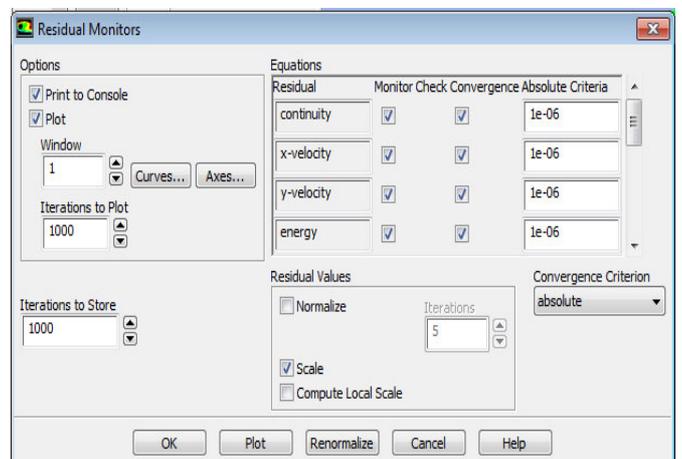
- ✓ Le modèle physique :  
*Models* → *Energy-On*
- ✓ L'écoulement est turbulent et on a représenté sur fluent  
*Model* → *k-epsilon (2 eqn)*



- ✓ Les caractéristiques du fluide :  
*Model* → *Species Transport*  
*Reactions* → *Volumetric*  
*Mixture* → *Mixture material (methane-air)*.  
Model de combustion → *Eddy Dissipation(EDM)*  
On ajoute l'hydrogène au mélange



- ✓ Les conditions aux limites : *Boundary Conditions*. (tableau ...)
- ✓ Contrôle de la convergence *Monitors* → *Residual*.



- ✓ Résoudre le problème :*initialiser*
- ✓ Afficher les résultats :*Results* →*graphics/ contours*.
  
- On a refait les mêmes étapes pour le mélange **méthane- air 2Step** afin de pouvoir analyser l'apparition de CO.

# *Chapitre*

**4**

#### 4.1. Introductions

Dans ce chapitre on présente les résultats des simulations numériques, effet dosage du méthane et hydrogène (Fraction massique du CH<sub>4</sub> et H<sub>2</sub>), ainsi l'influence de la température d'admissions sur les émissions polluantes CO, NO<sub>x</sub>.

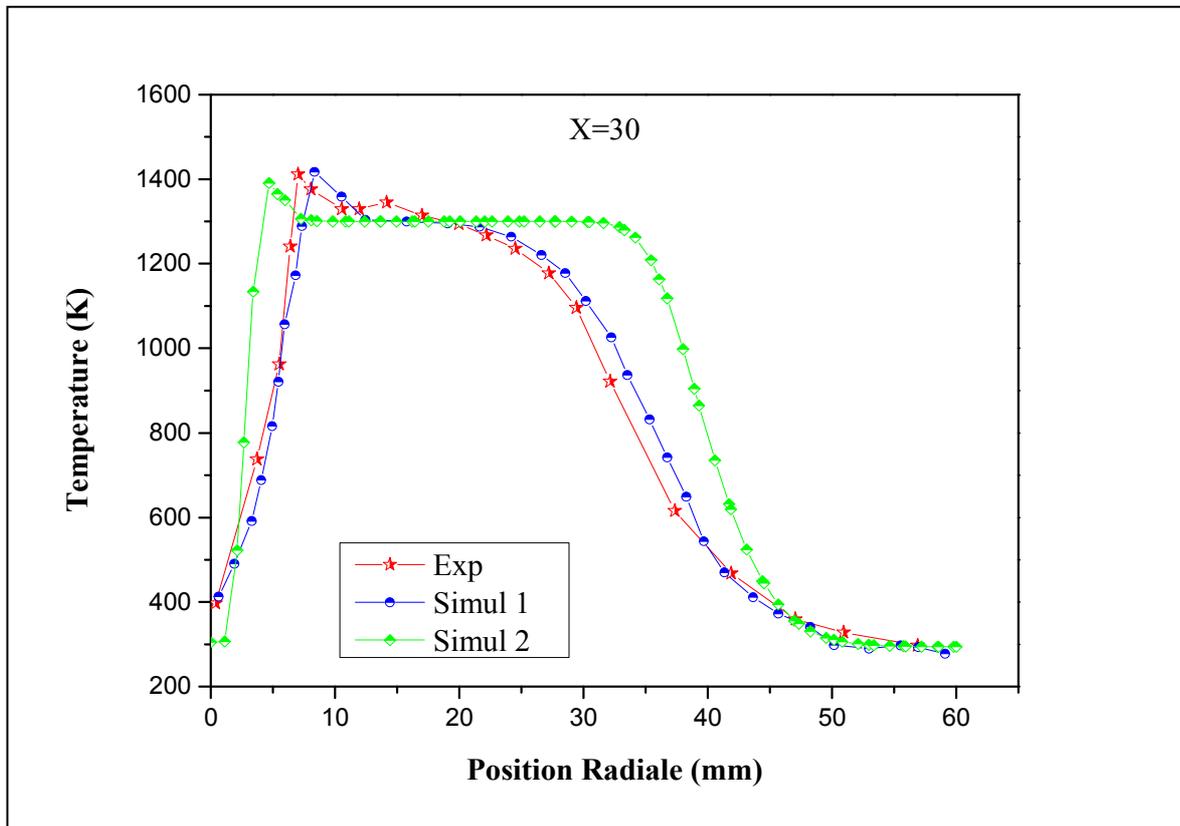
Les modèles utilisés sont **EDM** pour la combustion et **k-ε** pour la turbulence. Les paramètres tels que la température, la vitesse, distribution de CH<sub>4</sub>, l'apparition de NO<sub>x</sub> thermique et la création du CO seront analysés en détail.

##### ➤ Validation

La validation des modèles utilisés a été effectuée en comparant les résultats obtenus de la simulation numérique actuelle avec les résultats et simulation numérique d'**Aminian, Dally et Al.** (2011.2012). Les profils de températures et de fraction d'O<sub>2</sub> ont été comparés dans le but d'illustrer les capacités et performance des modèles adoptés (Rans *k-ε* standard et EDM) à prédire de manière correcte les flammes étudiées.

## 4.2. Validation des modèles utilisés

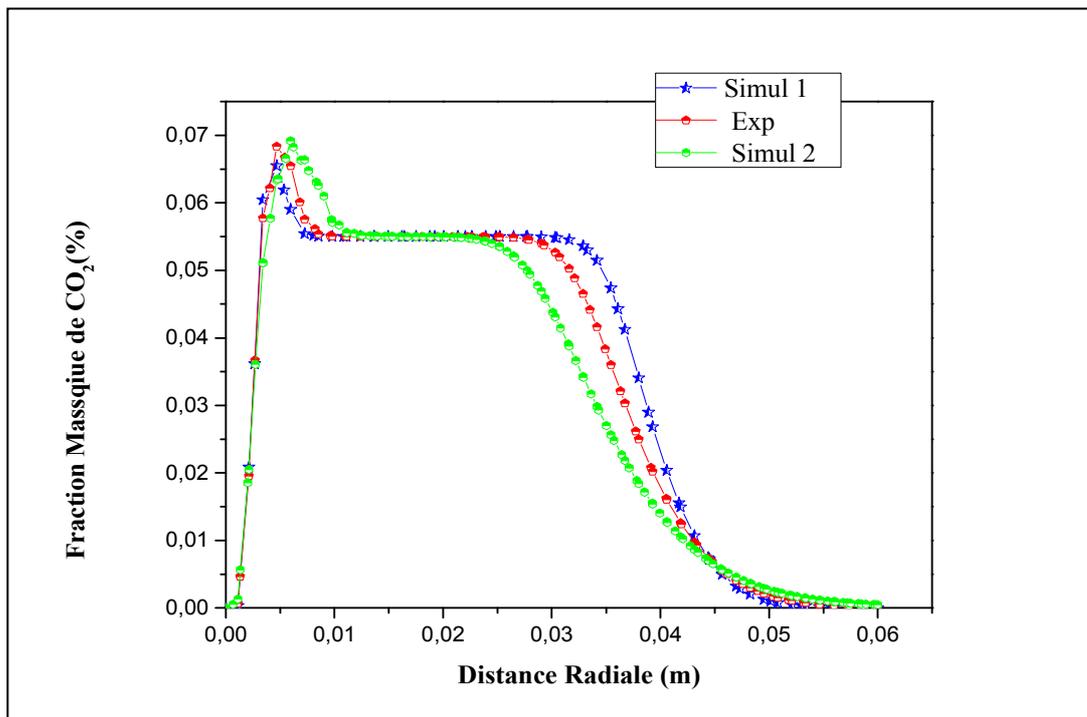
### 4.2.1. Validation des profils de Température



**Figure4.1** : Validation des Profil de températures en fonction de la position radiale(r)

Pour  $x=30\text{mm}$

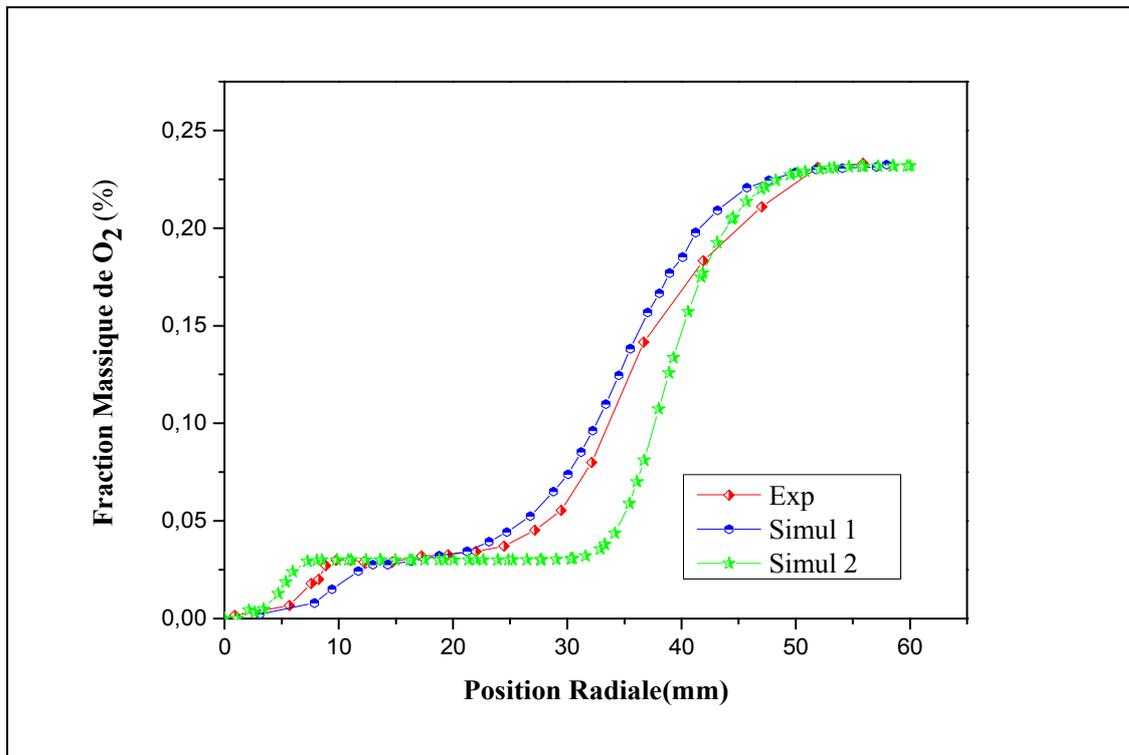
La figure (4.1) présente les résultats de la température expérimentale et les deux cas de simulations. Les profils des températures obtenues montrent une augmentation brusque de température, suivi par une stabilisation puis une diminution. La température est l'une des caractéristiques propre de la combustion, les valeurs des températures sont comprises (300k, 1400 k). On remarque une similitude claire entre notre cas de simulation N°2 et les résultats de Dally et al. Expérimentale et simulation N°1. La température maximale obtenue est pratiquement identique pour notre simulation et l'expérimentale de Dally et al.

4.2.2. Validation des profils de la fraction massique de CO<sub>2</sub>

**Figure 4.2 :** Validation La fraction massique de CO<sub>2</sub> dégagé au cours de combustion sans flamme en fonction de la position radiale (r).

La figure 4.2 présente les résultats des fractions massique de CO<sub>2</sub> d'expérimentale et les deux cas de simulations, qu'ils sont pratiquement identiques. On constate que la concentration de CO<sub>2</sub> est très élevée au départ de la combustion sans flamme.

On note que pour la position  $r=5\text{mm}$  la fraction massique de CO<sub>2</sub> prend sa valeur maximale puis une diminution jusqu'à ce qu'elle devienne nulle, c'est la fin de la combustion.

4.2.3. Validation des profils des fractions massiques de O<sub>2</sub>

**Figure 4.3 : Validation** la fraction massique d'O<sub>2</sub> en fonction de la position radiale (r).

La figure 4.3 présente les concentrations d'O<sub>2</sub> injecté pour le cas expérimentale et simulation. On constate une similitude claire entre notre cas de simulation N°2 et les résultats de Dally et al. et Aminia (Expérimentale et simulation N° 2). Les profils des fractions massiques d'O<sub>2</sub> obtenu montrent une augmentation jusqu'à ce qu'elle atteigne sa valeur maximale qui est presque 0.225 puis elle stabilise le long du brûleur.

### 4.3. Étude de l'influence de la composition du mélange réactif de CH<sub>4</sub> et H<sub>2</sub>

#### 4.3.1. Effet de l'ajout de H<sub>2</sub> sur l'apparition du CO

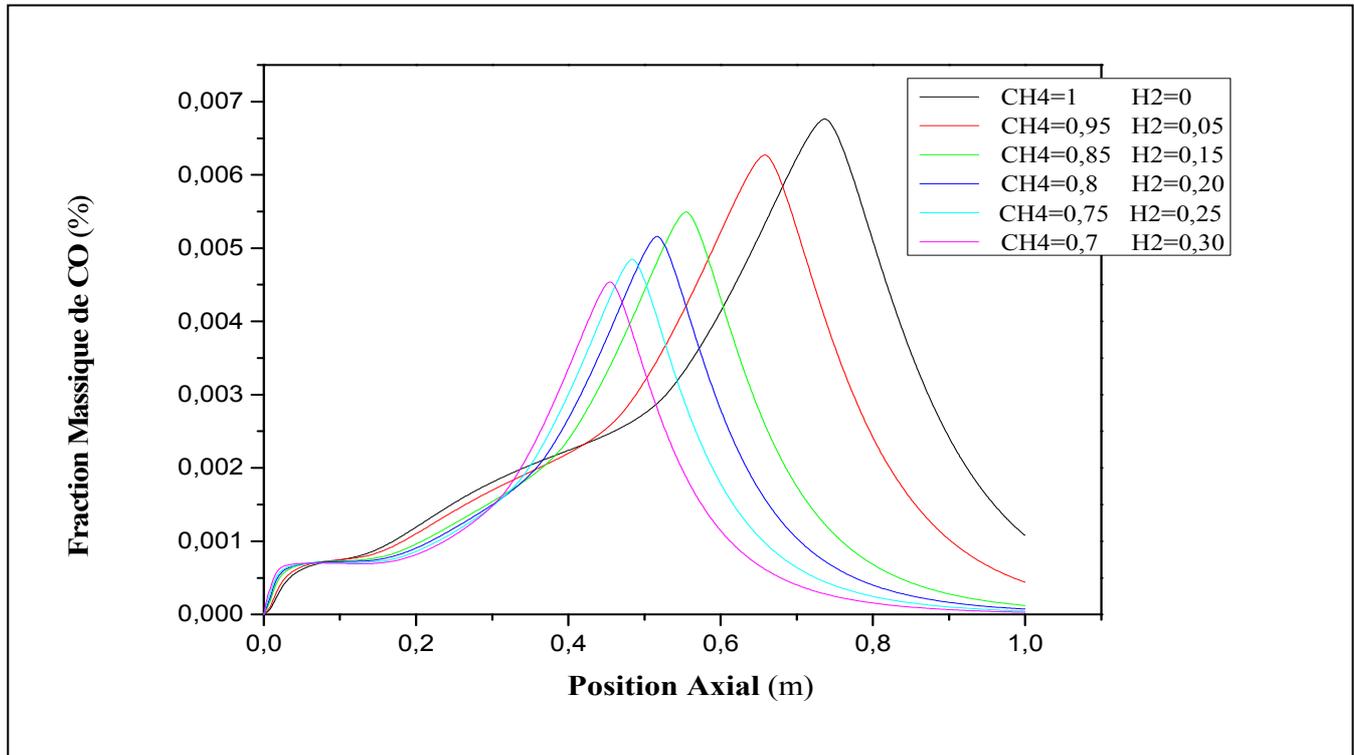
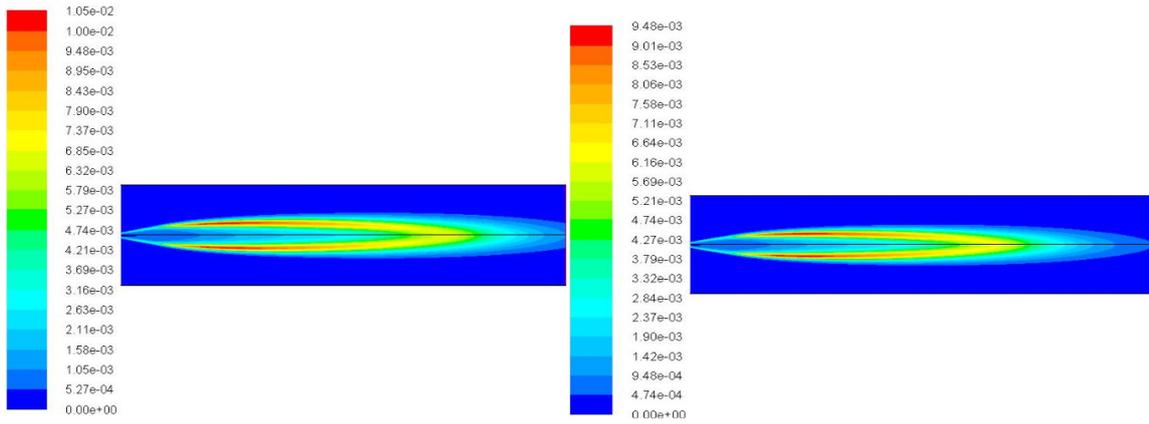


Figure 4.4 : influence d'ajout H<sub>2</sub> sur les émissions de CO

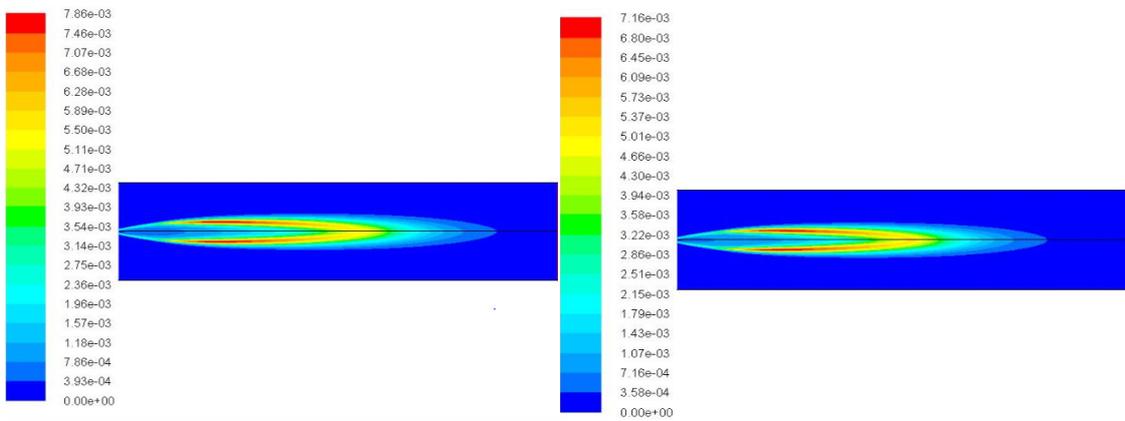
La figure 4.4 présente les courbes des fractions massique CO en fonction de l'enrichissement de H<sub>2</sub> sur l'axe .D'après cette figure, on constate qu'il y a une différence entre ces courbes .on remarque que plus on augmente la concentration de l'hydrogène H<sub>2</sub> et on diminue le dosage du méthane ch<sub>4</sub> les émissions polluantes CO diminuent.

#### ➤ L'effet d'ajout d'hydrogène sur les contours de l'apparition du CO

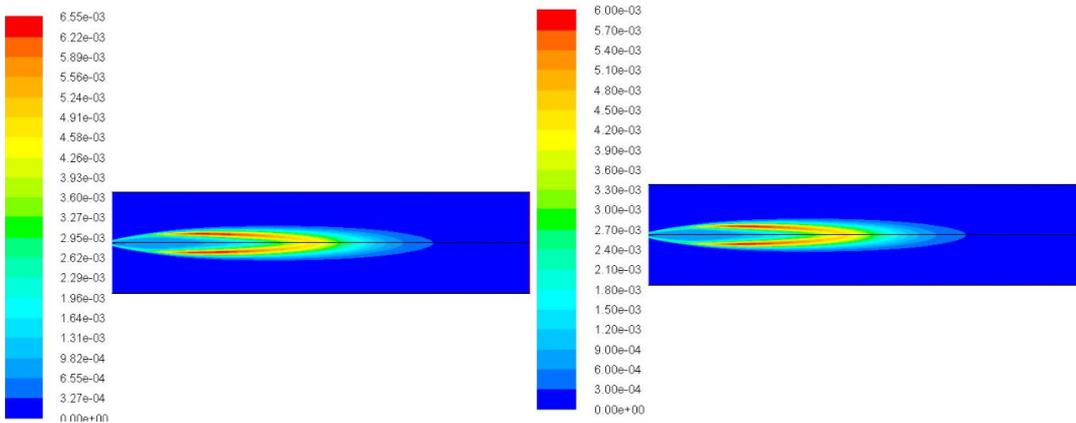
Les figures (4.5 jusqu' à 4.10) montrent l'apparition des CO sous forme des contours pour une fraction massique de CH<sub>4</sub>=100% et H<sub>2</sub>=0% jusqu'à CH<sub>4</sub>=70 % et H<sub>2</sub>= 30%. On remarque que l'augmentation de concentration d'hydrogène implique une diminution d'apparition du CO.



Figures 4.5-4.6 : Fraction massique de CO pour ( $CH_4=1$  et  $H_2=0$ ) et ( $CH_4=0.95$  et  $H_2=0.05$ )



Figures 4.7-4.8 : Fraction massique de CO pour ( $CH_4=0.85$ ,  $H_2=0.25$ ) et ( $CH_4=0.80$ ,  $H_2=0.20$ )



Figures 4.9-4.10 : Fraction massique de CO pour ( $CH_4=0.75$  et  $H_2=0.25$ ) et ( $CH_4=0.70$  et  $H_2=0.30$ )

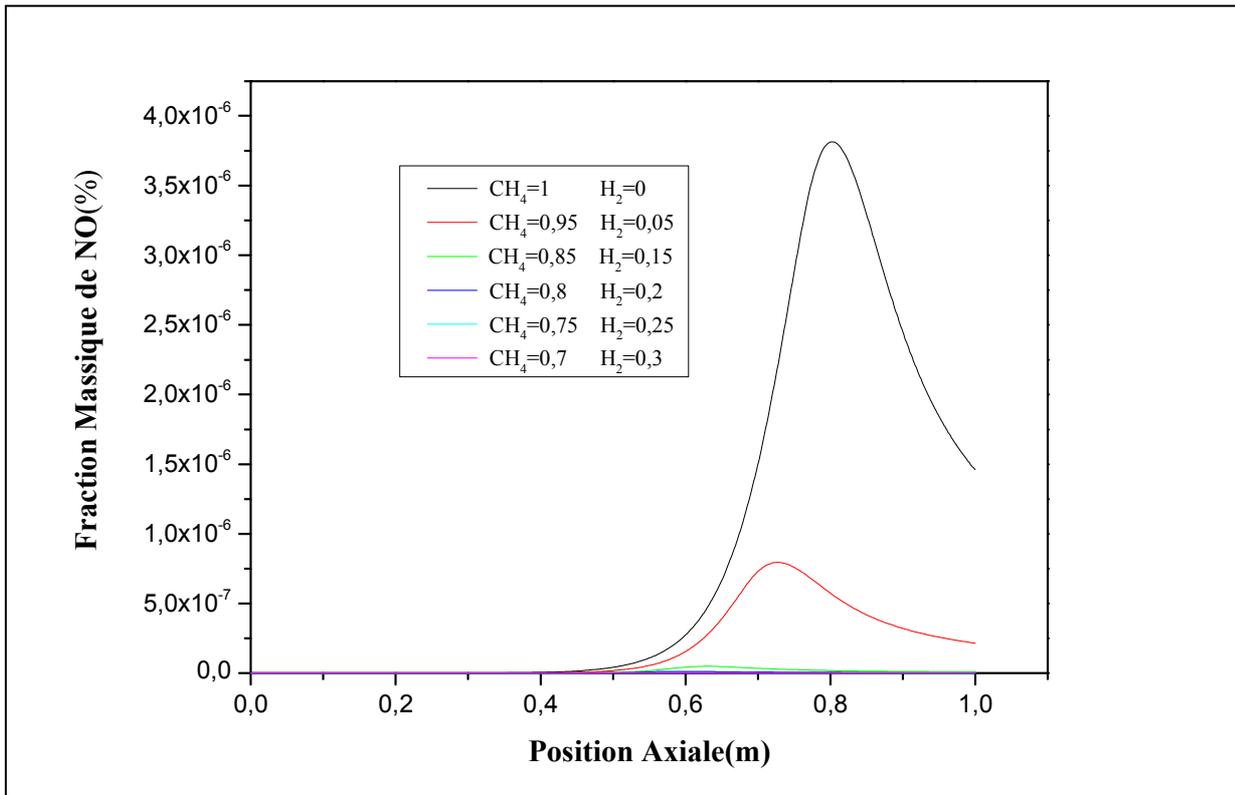
4.3.2. Effet de l'ajout de H<sub>2</sub> sur l'apparition du NO<sub>x</sub>

Figure 4.11 : influence d'ajout H<sub>2</sub> sur les émissions du CO

La figure 4.11 présente les courbes de la fraction massique de NO<sub>x</sub> en fonction de l'enrichissement de H<sub>2</sub> sur l'axe. D'après les courbes, on remarque que à chaque fois on augmente le dosage d'hydrogène (H<sub>2</sub>) et on diminue le dosage du méthane (CH<sub>4</sub>) les émissions de NO<sub>x</sub> diminuent.

Il est évident que pour un mélange hydrogéné donné, lorsque la quantité d'hydrogène du combustible augmente, les émissions de NO<sub>x</sub> croissent. Mais pour notre cas, il est important de noter que les émissions de NO<sub>x</sub> diminuent lorsqu'on augmente la quantité d'hydrogène à cause de la dilution. La dilution réduit les températures maximales et donc la production de NO émis par voie thermique.

Donc plus le mélange contient de H<sub>2</sub>, plus le taux de recirculations doit être élevé pour atteindre des émissions polluantes de NO<sub>x</sub> peu importantes

➤ L'effet d'ajout d'hydrogène sur les contours de l'apparition du CO

Les figures (4.12 jusqu'à 4.17) montrent l'apparition des NO<sub>x</sub> thermique pour la fraction massique d'hydrogène (le dosage d'hydrogène de 0% jusqu'à 30%) et (le dosage du méthane CH<sub>4</sub> de 100% jusqu'à 70%).

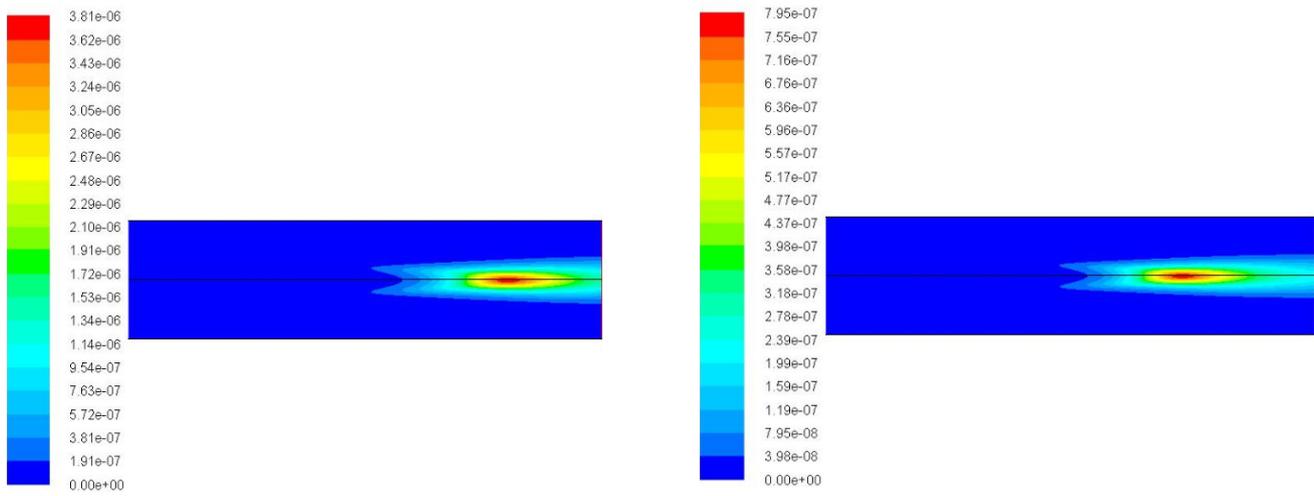


Figure 4.12-4.13 : Fraction massique NO<sub>x</sub> pour (CH<sub>4</sub>=1 et H<sub>2</sub>=0) et (CH<sub>4</sub>=0.95 et H<sub>2</sub>=0.05)

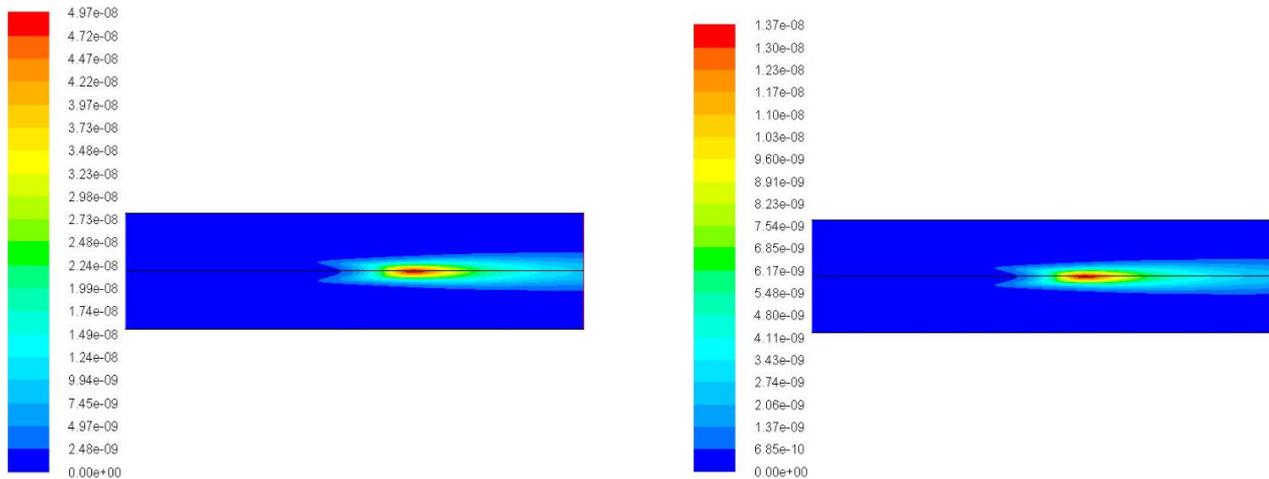
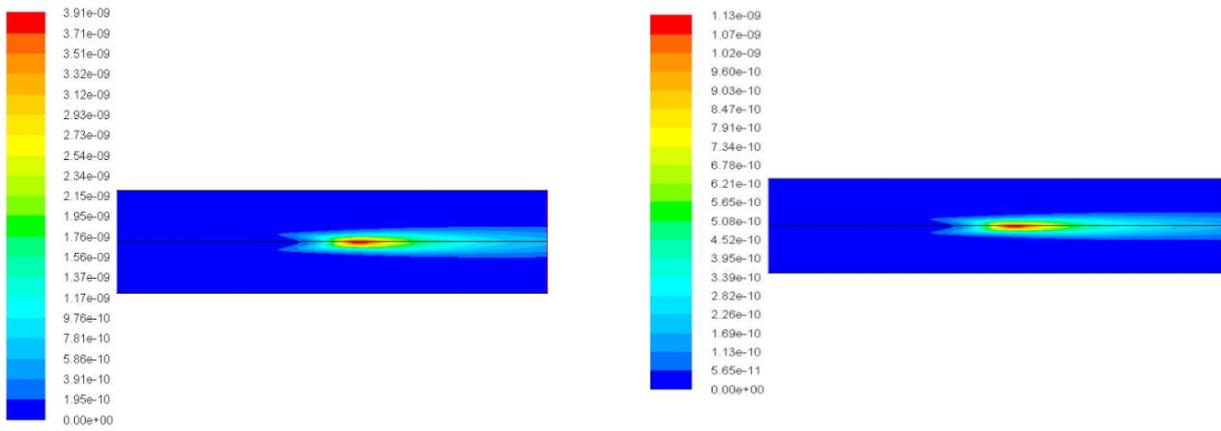


Figure 4.14-4.15 : Fraction massique de NO<sub>x</sub> pour (CH<sub>4</sub>=0.85 et H<sub>2</sub>=0.15) et (CH<sub>4</sub>=0.80 et H<sub>2</sub>=0.20)



Figures 4.16-4.17 : Fraction massique de NOx pour (CH<sub>4</sub>=0.75 et H<sub>2</sub>=0.25) et (CH<sub>4</sub>=0.70 et H<sub>2</sub>=0.30)

4.4. Etude de l'influence de la température d'admission

4.4.1. L'influence sur l'apparition de NOx

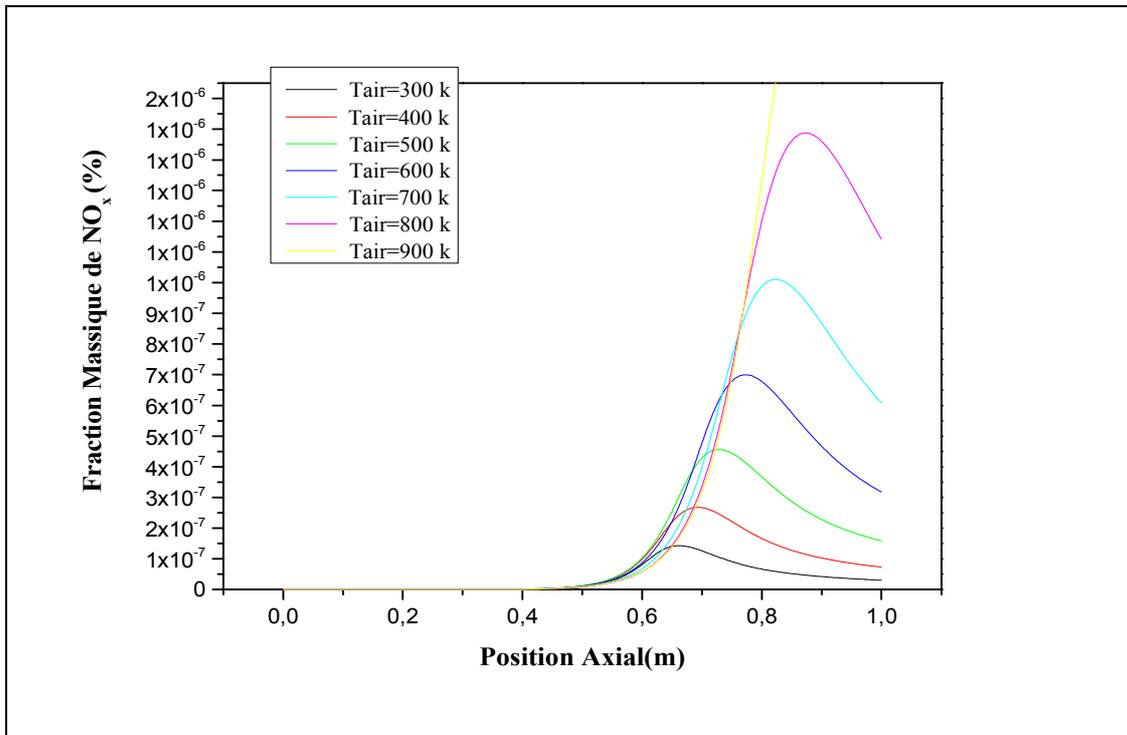
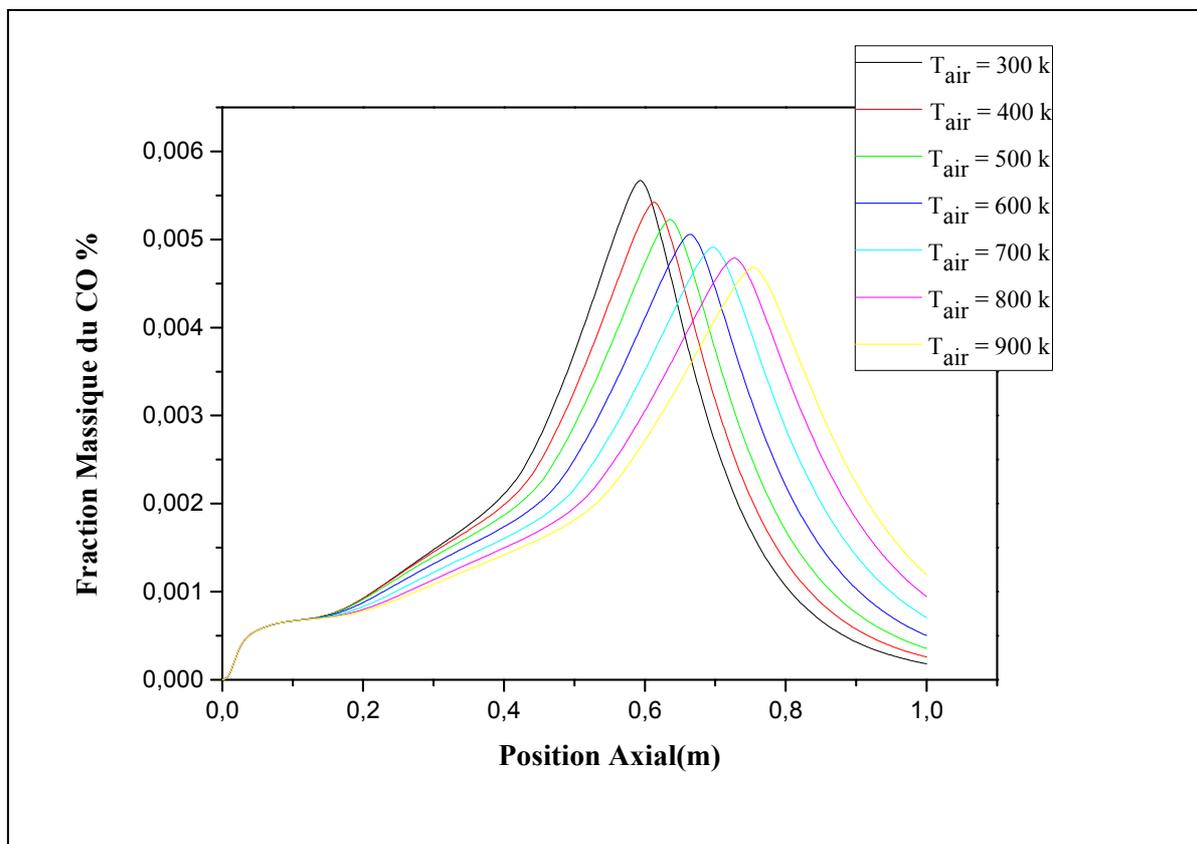


Figure 4.18 : influence des températures sur la fraction massique de NOx

Figure 4.18 présente l'effet des températures d'air inlet sur les émissions polluantes NOx thermique au long du bruleur. On constate que les courbes ne sont pas identiques. La figure nous indique que l'apparition des NOx dépend essentiellement des températures. L'augmentation des températures fait monter les émissions polluantes NOx

## 4.4.2. L'influence sur l'apparition de CO



**Figure 4.19** : influence des températures sur la fraction massique de CO

La figure (4.19) présente les courbes de la fraction massique CO en fonction de Temperature d'admission .D'après cette figure, on constate qu'il y a une différence entre ces courbes .on remarque que plus on augmente la température les émissions polluantes CO diminuent.

#### 4.4.3. L'influence sur la température du mélange

La figure suivante présente les courbes de températures (air inlet) en fonction de la température sur l'axe de position x, nous notons que toutes les courbes sont presque identiques. On voit aussi qu'il n'y a pas une différence significative entre les courbes D'après ces derniers la température optimale est correspond à  $T_{\text{air}} = 800 \text{ k}$ .

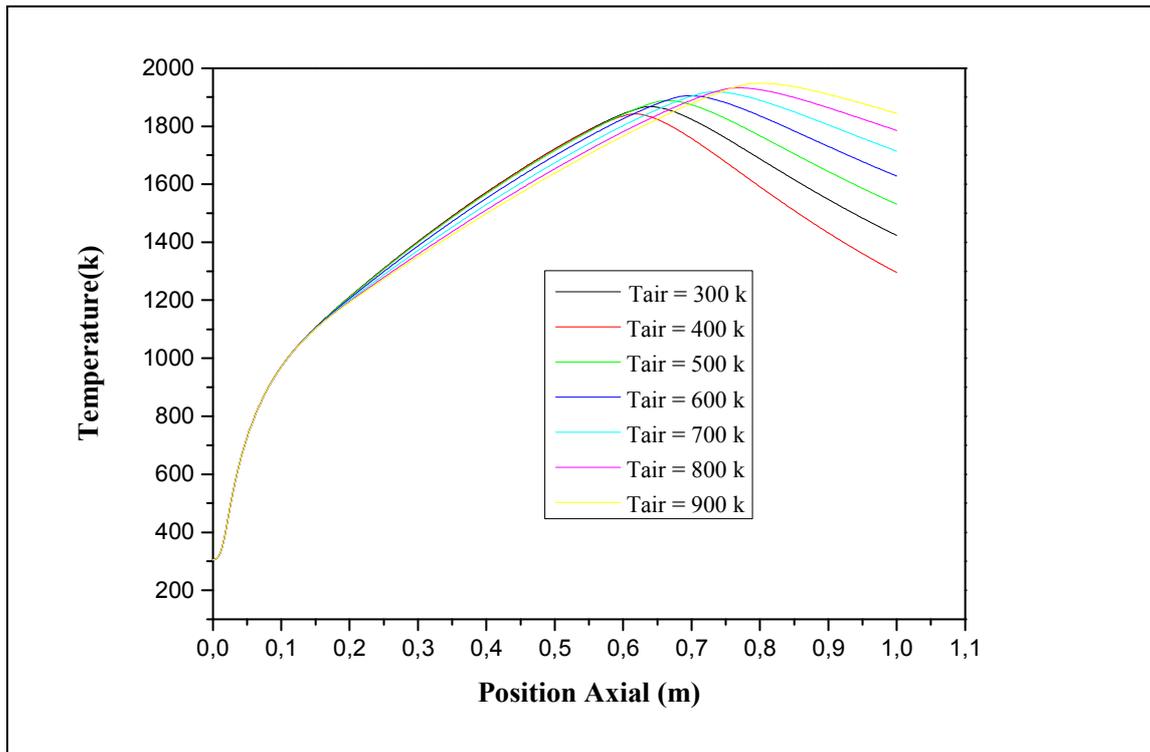


Figure 4.20 : influence des températures d'admission sur la température de la combustion

#### ➤ Les contours de température

Les figures (4.21 jusqu'à 4.27) montrent changement des températures du mélange en fonction des températures d'admission.

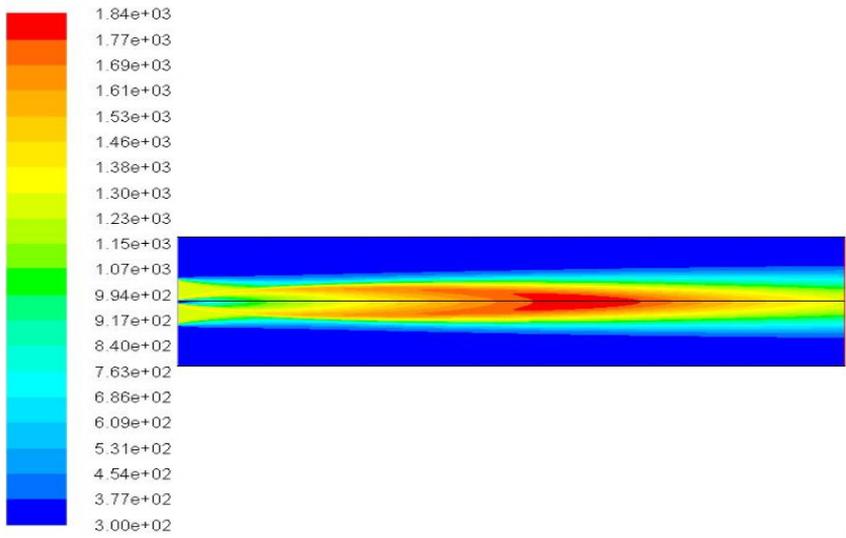


Figure 4.21: Pour  $T_{air}=300k$

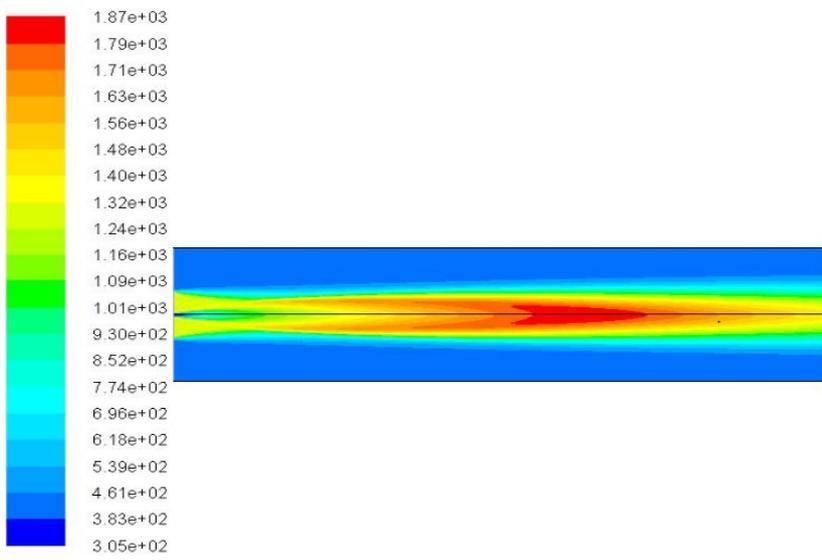


Figure 4.22: Pour  $T_{air}=400 k$

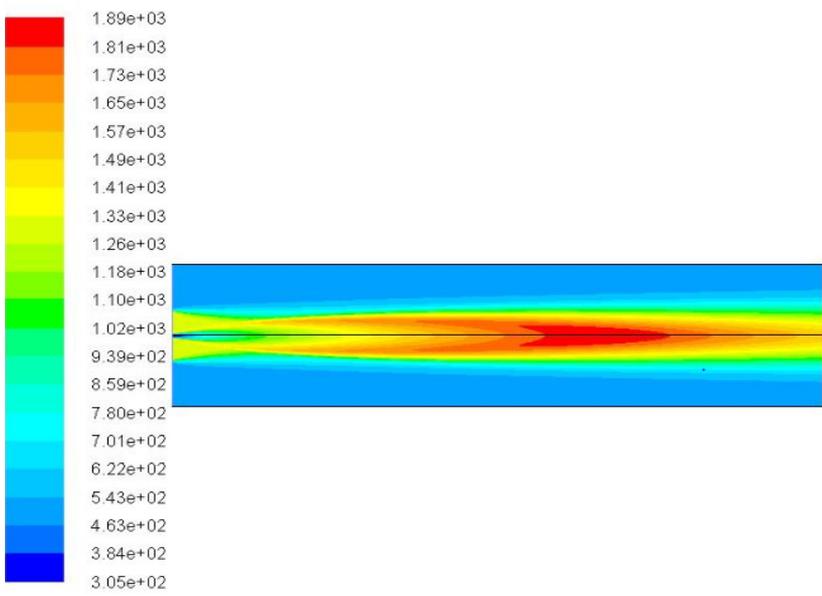


Figure 4.23: Pour  $T_{air}=500k$

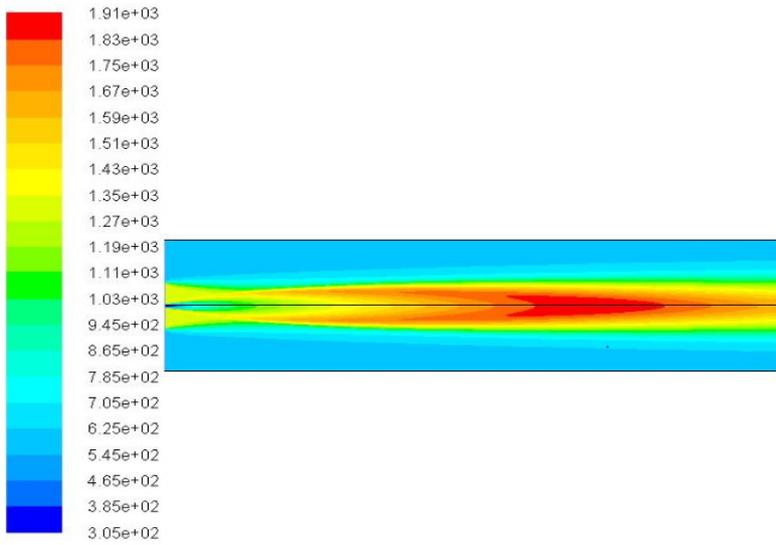


Figure 4.24: Pour  $T_{air} = 600$  k

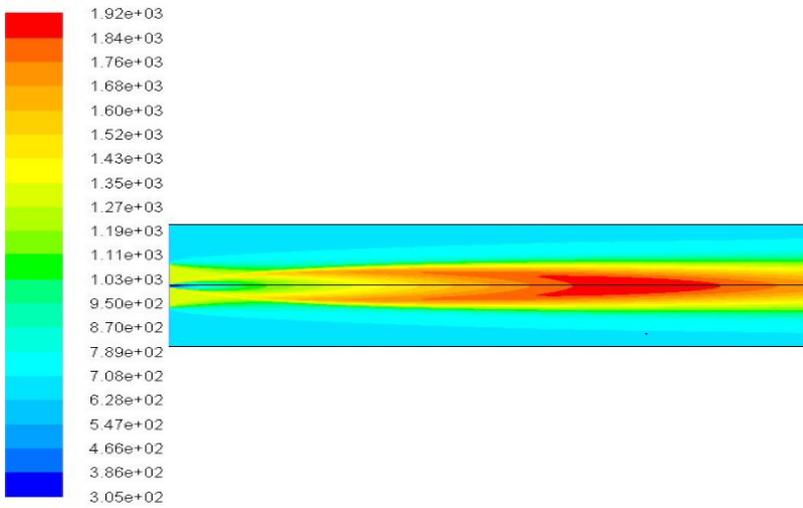


Figure 4.25: Pour  $T_{air} = 700$  k

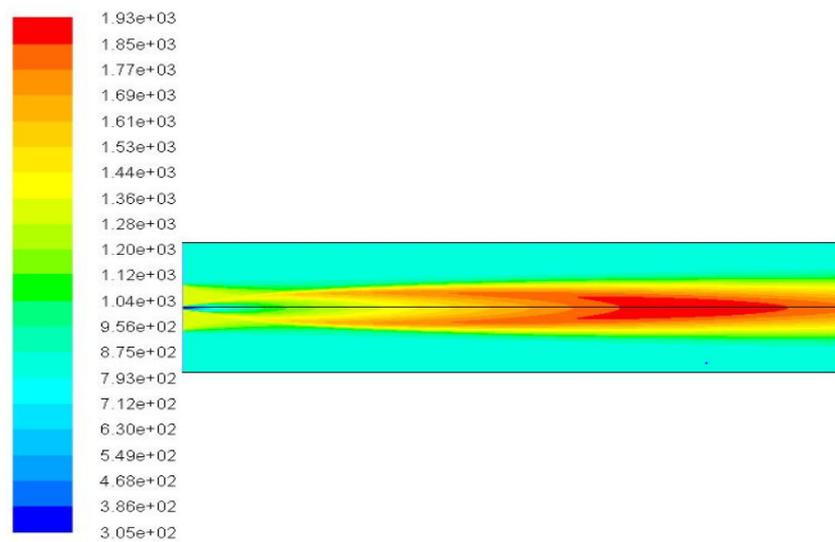


Figure 4.26: Pour  $T_{air} = 800$  k

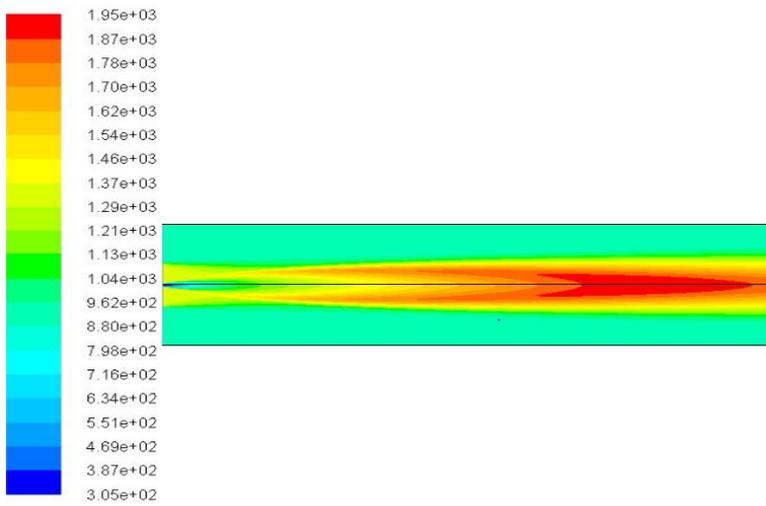


Figure 4.27 : Pour  $T_{\text{air}} = 900 \text{ k}$

# Conclusion Générale

---

## Conclusion Générale

Notre étude de simulation numérique a été réalisée afin de mieux comprendre les phénomènes qui régissent la combustion sans flamme pour une flamme diffusion (non-pré mélangé) turbulente de Méthane - Hydrogène –Air.

Dans cette étude, on a utilisé un code numérique ANSYS Fluent avec une configuration axisymétrique 2D.

L'enrichissement en hydrogène a été investigué pour réduire les émissions polluantes. Néanmoins, l'utilisation de l'hydrogène dans les dispositifs industriels est limitée par son coût de production élevé et le danger que ça représente.

### 1. Effet d'ajout d'Hydrogène

✓ L'enrichissement de  $H_2$  conduit à une augmentation des émissions  $NO_x$  thermique à cause de l'augmentation de la température adiabatique, mais notre résultat de simulation permet d'établir que les  $NO_x$  diminuent lorsqu'on a une forte recirculation des produits de combustion et une forte vitesse d'injection. La dilution des produits de combustion permet d'homogénéiser la température au sein de la chambre de combustion permettant la diminution des  $NO_x$  thermique.

✓ La concentration de l'Hydrogène  $H_2$  augmente les polluants  $CO$  diminuent cause de la constitution du carburant.

### 2. Effet de la température d'entrée

✓ L'augmentation de la température d'air les émissions de  $CO$  diminuent.

✓ L'augmentation de température d'admission provoque une augmentation pour les émissions  $NO_x$  thermique

Les résultats de notre travail permettent de conclure que l'augmentation de la température d'air d'admission permet la diminution de l'apparition du  $CO$ , tandis que cette augmentation augmente l'apparition des  $NO_x$ .

On propose une concentration de l'hydrogène ( $H_2 = 0.15\%$ .) Et après avoir essayé d'autre concentration.

On remarque que la valeur proposée au début est la concentration optimale, parce que plus on augmente la concentration ça influence pas sur le mélange réactif.