

# THESE

Présentée par

**Mechline AYOUB**

En vue de l'obtention du titre de

**Docteur de l'Institut National des Sciences Appliquées de Rouen**

Discipline : Physique  
Spécialité : Energétique  
Ecole doctorale SPMII

***Etude de l'Extension du Régime de Combustion Sans  
Flamme aux Mélanges Méthane/Hydrogène et aux  
Environnements à Basse Température***

Soutenue le 29 avril 2013

Composition du jury :

Rapporteurs :	<b>O. GICQUEL</b>	Professeur, Ecole Centrale de Paris
	<b>I. GÖKALP</b>	Directeur de Recherche, CNRS, Orléans
Examineurs :	<b>D. ESCUDIE</b>	Directrice de Recherche, CNRS, Lyon
	<b>D. VEYNANTE</b>	Directeur de Recherche, CNRS, Chatenay - Malabry
	<b>E. FIANI</b>	Expert, ADEME, Angers (membre invité)
	<b>M. OURLIAC</b>	Ingénieur – Chercheur, GDF SUEZ, Saint Denis (membre invité)
Directeur de thèse :	<b>A. BOUKHALFA</b>	Professeur, INSA de Rouen
Co-encadrant :	<b>D. HONORE</b>	Maitre de Conférences, INSA de Rouen







# Table des matières

<b>Table des matières .....</b>	<b>5</b>
<b>Liste des figures.....</b>	<b>9</b>
<b>Liste des tableaux.....</b>	<b>15</b>
<b>Nomenclature .....</b>	<b>17</b>
<b>Introduction .....</b>	<b>19</b>
<b>Chapitre I. Etude Bibliographique.....</b>	<b>23</b>
<i>I. 1. Introduction à la formation et au traitement des oxydes d'azote .....</i>	<i>23</i>
1.1. Voies de formation des NOx.....	24
1.2. Traitement des NOx.....	26
<i>I. 2. Techniques de réduction des émissions de NOx dans les chaudières industrielles thermiques .....</i>	<i>27</i>
2.1. Règlementations.....	28
2.2. Techniques primaires de réduction des NOx dans les chaudières industrielles.....	29
2.3. Brûleurs bas-NOx dans les chaudières industrielles .....	31
<i>I. 3. Introduction à la combustion sans flamme : intérêts et applications.....</i>	<i>35</i>
3.1. Préchauffage du comburant : moyens et conséquences .....	35
3.2. Le régime de combustion sans flamme .....	37
3.2.1. Les brûleurs régénératifs à combustion sans flamme .....	37
3.2.2. Les définitions de la combustion sans flamme .....	38
3.2.3. Les caractéristiques principales de la combustion sans flamme .....	42
3.2.4. Les paramètres influents de la combustion sans flamme dans les foyers industriels .....	47
<i>I. 4. Conclusions .....</i>	<i>59</i>
<b>Chapitre II. Installations Expérimentales et Techniques de Mesures .....</b>	<b>61</b>
<i>II. 1. Installation pilote à hautes températures de parois ('FOUR') .....</i>	<i>61</i>
1.1. Configuration de la chambre de combustion .....	61
1.2. Circuit de refroidissement .....	62
1.3. Circuits de gaz .....	62
1.4. Démarrage du FOUR.....	63
1.5. Mesure des températures, et de la composition des fumées .....	64
1.6. Visualisation des zones de réaction.....	64
1.7. Système de variation des températures des parois internes .....	65
1.8. Le brûleur de combustion sans flamme à haute température .....	65
<i>II. 2. Installation pilote à basses températures de parois.....</i>	<i>66</i>
2.1. Le cahier des charges de la nouvelle installation .....	67
2.2. La chambre de combustion .....	67
2.3. Le circuit de refroidissement .....	70
2.4. Le circuit de gaz .....	71
2.5. Mesure des températures et des flux aux parois, de la température et de la composition des fumées .....	72
2.6. Visualisation des zones de réaction et mesures des champs de vitesse .....	73
2.7. Validation de la nouvelle installation pilote .....	73
2.8. Le brûleur pour la combustion sans flamme à basses températures.....	81
<i>II. 3. Techniques de mesure .....</i>	<i>82</i>

3.1. Mesure de concentrations dans les produits de combustion par analyseurs .....	82
3.2. Visualisation des zones de réaction par imagerie de chimiluminescence OH* .....	84
3.2.1. Principe de base .....	84
3.2.2. Montage expérimental .....	85
3.3. Mesures de vitesse par Vélocimétrie par images de particules (PIV).....	87
3.3.1. Principe de base .....	88
3.3.2. Montage expérimental sur l'installation à basses températures .....	89
3.3.3. Traitements d'images adaptés aux écoulements confinés.....	91
<b>Chapitre III. Etude de la combustion sans flamme de mélanges méthane – hydrogène à hautes températures des parois.....</b>	<b>95</b>
III. 1. Effet de l'hydrogène sur la combustion sans flamme avec préchauffage de l'air .....	96
III. 2. Effet de l'hydrogène sur la combustion sans flamme sans préchauffage de l'air .....	101
III. 3. Conclusions.....	104
<b>Chapitre IV. Etude des limites de stabilité du régime de combustion sans flamme à plus basses températures du FOUR.....</b>	<b>107</b>
IV. 1. Mise en évidence des limites de stabilité de la combustion sans flamme par refroidissement progressif des parois .....	107
IV. 2. Etude paramétrique de la limite de stabilité de la combustion sans flamme à plus basses températures de parois.....	112
2.1. Variation de la température de préchauffage de l'air .....	112
2.2. Variation de la puissance de combustion .....	114
IV. 3. Phénomène de ré-allumage périodique proche de la limite de stabilité.....	114
IV. 4. Potentiel de l'hydrogène pour étendre la limite de stabilité .....	117
IV. 5. Conclusions.....	119
<b>Chapitre V. Représentation analytique du mélange de jets turbulents comme outil de pré-dimensionnement de brûleur à combustion sans flamme .....</b>	<b>121</b>
V. 1. Principales caractéristiques des jets libres turbulents et des jets confinés .....	122
V. 2. Modélisation monodimensionnelle de l'interaction d'un jet libre à forte impulsion, avec des jets libres à plus faibles impulsions.....	130
2.1. Le jet central à forte impulsion.....	131
2.2. Le jet latéral à faible impulsion.....	132
2.3. Propriétés de chaque jet suite à l'entraînement de fluide ambiant.....	134
2.4. Rencontre des jets .....	136
2.5. Détermination de l'angle d'ouverture des jets.....	137
2.6. Validation du modèle de jets.....	141
V. 3. Etude paramétrique d'une configuration de brûleur régénératif à combustion sans flamme.....	148
3.1. Variation de la température de préchauffage de l'air .....	149
3.2. Effet de la température de préchauffage du méthane .....	151
3.3. Effet du diamètre du jet latéral .....	151
3.4. Effet du diamètre du jet central .....	154
3.5. Effet de la distance entre l'injecteur d'air et un injecteur de méthane .....	154
3.6. Effet du nombre d'injecteurs de méthane .....	158
3.7. Effet de la répartition des réactifs .....	162
3.8. Effets couplés des paramètres .....	163
V. 4. Pré-dimensionnement d'une configuration de brûleur à combustion sans flamme dans un environnement à basse température .....	165
4.1. Limites de stabilité de la combustion sans flamme dans une enceinte à parois froides.....	165

4.2. Estimation de la quantité d'énergie nécessaire à la stabilisation de la combustion sans flamme à basses températures de parois et configurations de brûleurs .....	168
V. 5. Conclusions.....	169
<b>Chapitre VI. Approche expérimentale du régime de combustion sans flamme à basses températures de parois .....</b>	<b>171</b>
VI. 1. Stabilisation de la combustion sans flamme à basses températures .....	172
1.1. Etude des flammes pilotes.....	172
1.2. Etude du brûleur principal .....	177
1.2.1. Variation de la puissance totale du brûleur principal .....	177
1.2.2. Variation du débit d'air central .....	180
1.2.3. Variation de la température de préchauffage de l'air .....	181
VI. 2. Caractérisation aérodynamique du mélange des jets de méthane, d'air et des flammes pilotes .....	182
2.1. Etude du jet central d'air .....	183
2.2. Etude des flammes pilotes.....	186
2.3. Etude de l'interaction jet central / flammes pilotes / jets latéraux.....	187
VI. 3. Conclusions.....	197
<b>Conclusion générale et perspectives .....</b>	<b>199</b>
<b>Annexes .....</b>	<b>203</b>
<i>Annexe 1 : Pré-dimensionnement de l'échangeur de refroidissement des parois de l'installation pilote à hautes températures du CORIA (FOUR).....</i>	<i>203</i>
<i>Annexe 2 : Bilan thermique de la chambre de combustion à basse température .....</i>	<i>209</i>
3.1. Flux entrants .....	210
3.2. Flux Sortants .....	212
3.3. Feuille Excel de bilan thermique de l'installation pilote .....	219
<i>Annexe 3 : Capacité thermique des gaz parfaits à pression constante .....</i>	<i>223</i>
<b>Références .....</b>	<b>225</b>





## Liste des figures

- Fig. 1: Techniques de réduction des émissions de NO<sub>x</sub> émis par les installations de combustion (Thomas, 2009)
- Fig. 2: Principe de l'étagement du combustible
- Fig. 3: Comparaison entre un étagement d'air conventionnel et un brûleur bas-NO<sub>x</sub> à étagement d'air avancé (Fortum, 2002)
- Fig. 4: Brûleur bas-NO<sub>x</sub> avec recirculation des gaz brûlés (Rentz, 1999)
- Fig. 5: Etagement du combustible dans un brûleur (Rentz, 1999)
- Fig. 6: 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)
- Fig. 7: Variation de la température avec et sans recirculation de la chaleur, dans un système adiabatique 1D (Katsuki, 1998)
- Fig. 8: Variation du rendement de la combustion en fonction de la température des fumées à l'entrée du récupérateur de chaleur pour différents taux relatifs de préchauffage de l'air (Flamme, 1998)
- Fig. 9: Schéma d'un four à recirculation de chaleur fonctionnant avec des régénérateurs à haute fréquence d'alternance des flux (Katsuki, 1998)
- Fig. 10: Le brûleur WS REGEMAT FLOX<sup>®</sup>
- Fig. 11: Une paire de brûleurs NFK HRS – DL
- Fig. 12: Comparaison des deux modes de combustion : classique et sans flamme (Milani, 2001)
- Fig. 13: Définition de la combustion sans flamme fonction de la température de préchauffage de l'air et du taux d'oxygène (Milani, 2001)
- Fig. 14: 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)
- Fig. 15: Diagramme d'existence de la combustion flamme en fonction du taux de recirculation et de la température du four (Wünning, 1997)
- Fig. 16: Définition de la combustion sans flamme fonction de la température d'entrée des réactifs et du gradient de température (Cavalière, 2004)
- Fig. 17: Combustion classique en mode flamme à gauche, et combustion sans flamme à droite (Milani & Wünning, 2002)
- Fig. 18: Champ moyen de vitesse obtenu par PIV endoscopique (Rottier, 2010 (a))
- Fig. 19: Concentrations moyennes de CO dans une installation semi-industrielle équipée d'un brûleur auto-régénératif (Lupant, 2005)
- Fig. 20: Distribution des températures et des NO formés, en variant la température de préchauffage du comburant, et le processus de combustion (Wünning, 1997)
- Fig. 21: Emissions de NO<sub>x</sub> fonction la température du procédé (Milani, 2001)
- Fig. 22: Champ de température moyen (gauche) et écart-type de température normalisé par la température de préchauffage de l'air (droite) (Masson, 2005)
- Fig. 23: Cartographie d'indice d'émission d'oxydes d'azote (Masson, 2005)
- Fig. 24: Schématisation du principe de stabilisation du régime de combustion sans flamme
- Fig. 25: Emissions des NO<sub>x</sub> en fonction du taux d'aération, pour une température de préchauffage de l'air de 565°C (Rottier, 2010 (b))
- Fig. 26: Images moyennes de chimiluminescence en fonction du taux d'aération (Rottier, 2010 (b))
- Fig. 27: Variation des émissions de NO<sub>x</sub> avec la température de préchauffage de l'air (Rottier, 2010 (b))
- Fig. 28: Evolutions des zones de réaction, pour un taux d'aération de 1,18, et pour quelques températures de préchauffage de l'air (Rottier, 2010 (b))
- Fig. 29: Evolutions des émissions de NO<sub>x</sub> en fonction de la température du four pour différentes températures de préchauffage de l'air (Cain, 2000)
- Fig. 30: Diagramme des régimes de combustion du CH<sub>4</sub>, en fonction de la température de préchauffage du comburant vicié et du taux de recirculation (Sezgin, 2010)
- Fig. 31: Comparaison des résultats de Derudi et al. et de Sezgin et al. sur la stabilité de la combustion sans flamme (Sezgin, 2010)
- Fig. 32: Schéma du four et du brûleur de combustion sans flamme utilisés par Szegö et al. (Szegö, 2008)
- Fig. 33: Effets du préchauffage de l'air, et de l'extraction de chaleur sur les émissions de NO<sub>x</sub> et la température du four pour deux richesses différentes de 0,8 et 0,9 ( $T_{air} = 450^\circ\text{C}$  pour les tests d'extraction de chaleur) (Szegö, 2008)
- Fig. 34: Influence de la température du four sur les émissions en oxydes d'azote du brûleur WS REGEMAT (Quinqueneau, 2001)

Fig. 35: Champs de concentration de monoxyde de carbone mesurés durant les essais menés sur un brûleur WS REGEMAT (Gauche :  $T_{\text{four}} = 1100^{\circ}\text{C}$ , droite :  $T_{\text{four}} = 1300^{\circ}\text{C}$ ) (Lupant, 2005)

Fig. 36: Evolution des émissions d'oxydes d'azote en fonction de la température du four (Masson, 2005)

Fig. 37: Comparaison entre les deux champs de températures moyennes ( $\frac{1}{2}$  cartographie supérieure :  $T_{\text{four}} = 1300^{\circ}\text{C}$ ,  $\frac{1}{2}$  cartographie inférieure :  $T_{\text{four}} = 1100^{\circ}\text{C}$ ) (Masson, 2005)

Fig. 38: Effet de la température de préchauffage de l'air et du taux de recirculation sur les émissions de NOx pour les mélanges CH<sub>4</sub>/H<sub>2</sub> (70/30% à gauche et 40/60% à droite), en gardant l'excès d'O<sub>2</sub> à 3% (Derudi, 2007 (b) ; Derudi, 2007 (c))

Fig. 39: Emissions de NOx en fonction du pourcentage d'hydrogène dans le combustible, mesurées sur l'installation de combustion sans flamme d'ENEL par Donatini (Donatini, 2005) (à gauche), et sur le four de GASUNIE par Slim (Slim, 2005) (à droite)

Fig. 40: Concentrations des fumées pour  $P = 18,6 \text{ kW}$ ,  $T_{\text{air}} = 565^{\circ}\text{C}$ ,  $\lambda = 1,18$  (Rottier, 2010 (b))

Fig. 41: Evolutions des zones de réaction dans la partie inférieure du four, pour  $P = 18,6 \text{ kW}$ ,  $\lambda = 1,18$ , et  $T_{\text{air}} = 565^{\circ}\text{C}$  (Rottier, 2010 (b))

Fig. 42: Domaines d'existence d'une combustion diluée propre pour le méthane pur, et deux mélanges méthane/hydrogène (Derudi, 2007 (c))

Fig. 43 : Photographie du four pilote de combustion sans flamme du CORIA avec porte ouverte

Fig. 44 : Lignes massiques d'alimentation en combustible et air

Fig. 45 : Brûleur pilote

Fig. 46 : Gauche : échangeur cylindrique de refroidissement, droite : échangeur inséré dans le four pilote

Fig. 47 : Brûleur de combustion sans flamme du FOUR

Fig. 48 : Installation de laboratoire à parois froides (à gauche : représentation CAO ; à droite : photographie après fabrication et installation)

Fig. 49 : Circuits de refroidissement de la chambre de combustion

Fig. 50 : Le circuit primaire de refroidissement de la chambre de combustion

Fig. 51 : Circuits de gaz de la chambre de combustion

Fig. 52 : Instrumentation de la chambre de combustion

Fig. 53 : Le brûleur de référence type poreux métallique à prémélange total méthane / air (photographie GDF SUEZ)

Fig. 54 : Le brûleur poreux allumé au cours de la réception de l'installation pilote à basses températures

Fig. 55 : Bilan thermique du cas-test :  $P_t = 19,02 \text{ kW} - \lambda t = 1,30$

Fig. 56 : Bilan thermique du cas-test :  $P_t = 16,07 \text{ kW} - \lambda t = 1,30$

Fig. 57 : Bilan thermique du cas-test :  $P_t = 19,02 \text{ kW} - \lambda t = 1,09$

Fig. 58 : Brûleur pilote à ionisation Kromschroder ZMI 16 utilisé comme moyen d'apport d'énergie supplémentaire

Fig. 59 : Configuration du brûleur de combustion sans flamme à basses températures

Fig. 60 : Acheminement des gaz de mesure vers l'analyseur

Fig. 61 : Spectre d'émission d'une flamme d'hydrocarbures

Fig. 62 : Montage de la technique d'imagerie de chimiluminescence

Fig. 63 : La caméra PI-MAX2, et le spectre de rendement quantique de l'amplificateur UV GenII

Fig. 64 : Variation spectrique de la réflectivité de la lame dichroïque

Fig. 65 : Principe de la PIV

Fig. 66: Montage de la technique PIV sur l'installation pilote à basses températures de parois

Fig. 67: Gauche: jet central d'airensemencé visualisé tout de suite après son introduction dans l'enceinte, droite : chambre de combustion rapidement complètement ensemencée

Fig. 68: Première série de traitements sur les images initiales

Fig. 69 : Procédure du calcul du champ de vitesses

Fig. 70 : Evolution des concentrations dans la cheminée, en fonction du pourcentage volumique d'hydrogène dans le combustible (H-E1)

Fig. 71 : Evolution des zones de réaction, en fonction du pourcentage volumique d'hydrogène dans le combustible (H-E1)

Fig. 72 : Evolution de la distance des zones de réaction au brûleur, H<sub>b</sub>, et des émissions de NOx, en fonction du pourcentage volumique d'hydrogène dans le combustible (H-E1)

Fig. 73 : Evolution des concentrations d'oxydes d'azote en fonction du rapport C/H dans le combustible pour le cas-test H-E1

Fig. 74 : Evolution des concentrations des fumées dans la cheminée, en fonction du pourcentage volumique d'hydrogène dans le combustible (H-E2)

Fig. 75 : Evolution des concentrations dans la cheminée, en fonction du pourcentage volumique d'hydrogène dans le combustible (H-E3)

Fig. 76 : Evolution de la distance des zones de réaction au brûleur, Hb, et des émissions de NOx en fonction du pourcentage d'hydrogène dans le combustible

Fig. 77 : Evolution des zones de réaction, en fonction du pourcentage volumique d'hydrogène dans le combustible (H-E3)

Fig. 78 : Evolution des concentrations de NO, des températures moyennes des parois et de fumées en fonction de la longueur d'insertion de l'échangeur dans le FOUR pour les cas-tests S1-E1 (gauche), et S1-E2 (droite)

Fig. 79 : Evolutions temporelles des concentrations et des températures moyennes de parois et de fumées pendant le refroidissement du four (S1-E3 ; Le = 23 cm)

Fig. 80 : Evolutions temporelles des concentrations et des températures moyennes de parois et de fumées pendant le refroidissement du four (S1-E4 ; Le = 15 cm)

Fig. 81 : Evolutions des températures en voûte tout au long du four, et gradients de températures, pour différentes températures moyennes de parois (Laplace, 2010)

Fig. 82 : Variations temporelles de la pression du four (signal vert - mbar), et de la température en voûte à 2000 mm du brûleur (signal bleu - °C), en refroidissant le four (Laplace, 2010)

Fig. 83 : Flammes visibles pour de faibles températures de parois ( $T_w = 800^\circ\text{C}$ ) (

Fig. 84 : Evolutions des concentrations et des températures moyennes de parois et de fumées en fonction de la température de préchauffage de l'air (S2-E1)

Fig. 85 : Evolutions des concentrations et des températures moyennes de parois et de fumées en fonction de la température de préchauffage de l'air (S2-E2)

Fig. 86 : Evolution des zones de réaction en fonction de la longueur d'insertion de l'échangeur dans le four à l'échelle de laboratoire

Fig. 87 : Fréquence et amplitude des fluctuations périodiques de pression mesurées dans l'installation semi-industrielle de GDF SUEZ pour différentes températures du four (Laplace, 2010)

Fig. 88 : Série d'images dans le visible, issues d'une vidéo enregistrée à travers le hublot le plus proche du brûleur de l'installation pilote du CORIA, proche de la limite de stabilité (images binaires présentées en échelle inversée de niveau de gris)

Fig. 89 : Evolution des zones de réaction, en fonction du pourcentage volumique d'hydrogène dans le combustible et de Le (HS-E1, HS-E2)

Fig. 90: Développement d'un jet libre dans un espace infini au calme (Beér & Chigier, 1972)

Fig. 91: Variations axiale de la vitesse d'un jet libre (Beér & Chigier, 1972)

Fig. 92: Variations radiales des températures, concentrations et vitesses (Beér & Chigier, 1972)

Fig. 93 : Variation du coefficient d'entraînement et de la masse du jet, en fonction du rapport de la distance à la sortie du jet et du diamètre (équivalent) d'injecteur (Han & Mungal, 2001)

Fig. 94 : Configuration géométrique des jets testés à forte et faible impulsion, et image moyenne de leur développement (temps d'exposition de 125 ms) pour un angle d'inclinaison de  $0^\circ$  du jet de combustible (Yimer, 2001)

Fig. 95 : Schéma de l'interaction des deux jets

Fig. 96 : Schéma théorique de l'écoulement (Masson, 2005)

Fig. 97 : Comparaison des théories sur la recirculation (Monnot, 1978)

Fig. 98 : Evolution du débit maximal recirculé (Monnot, 1978)

Fig. 99: Variation des coefficients A et B en fonction du rapport du rayon de l'injecteur sur le rayon de l'enceinte (Monnot, 1978)

Fig. 100: Variation polynomiale des valeurs du taux d'entraînement mesurées par Han et Mungal pour  $x/d$  inférieur à 35

Fig. 101 : Variation de l'impulsion du jet central tout au long de la chambre de combustion

Fig. 102 : Variation du coefficient d'entraînement, fonction de  $\frac{x}{d^*}$  et de l'angle d'ouverture du jet considéré

Fig. 103 : Variation de l'impulsion du jet central en fonction de x

Fig. 104 : Configuration du brûleur dans les travaux de Mancini et al.

Fig. 105 : Les jets divisés en plusieurs petits réacteurs

Fig. 106 : Variation de la température dans les jets jusqu'à leur rencontre : Gauche : le modèle analytique de notre étude, droite : résultats de calculs et de mesures de Mancini et al.

Fig. 107 : Variation de la fraction volumique sèche d'oxygène dans les jets, jusqu'à leur rencontre : Gauche : résultats du modèle analytique de notre étude, droite : résultats de calculs et de mesures de Mancini et al.

Fig. 108: Images moyennes des flammes obtenues par chimiluminescence OH\* par Christiane Rottier pour les cas F0, F1 et F2 (Rottier, 2010 (b)), avec les points R et C calculés du modèle analytique

Fig. 109 : Champs de vecteurs vitesses axiales et lignes de courant obtenus par PIV endoscopique effectuée par Christiane Rottier pour les cas F0 et F1 (Rottier, 2010 (b)), avec les points C calculés du modèle analytique

Fig. 110 : Mesures expérimentales des températures dans le FOUR pour le cas F1

Fig. 111: Evolution des températures des mélanges des réactifs non dilués en fonction du temps, pour les cas F0 et F2

Fig. 112 : Evolution des températures des mélanges en fonction du temps, aux points R et C pour les cas F0 et F2, avec prise en compte de la dilution par les gaz brûlés

Fig. 113 : Variation de l'abscisse du point de fusion des jets en fonction de la température d'entrée d'air

Fig. 114 : Taux de dilution au point de fusion des jets en fonction de la température d'entrée d'air

Fig. 115 : Taux d'entraînement au point de fusion des jets en fonction de la température d'entrée d'air

Fig. 116 : Température du mélange au point de fusion des jets en fonction de la température d'entrée de l'air

Fig. 117 : Composition du mélange au point de fusion des jets en fonction de la température d'entrée de l'air

Fig. 118 : Variation de l'abscisse du point de fusion des jets en fonction de la température d'entrée de méthane

Fig. 119 : Paramètres au point de fusion des jets en fonction de la température d'entrée du méthane

Fig. 120 : Température du mélange au point de fusion des jets en fonction de la température d'entrée du méthane

Fig. 121 : Composition du mélange au point de fusion des jets en fonction de la température d'entrée du méthane

Fig. 122 : Variation de l'abscisse du point de fusion des jets en fonction du diamètre du jet latéral

Fig. 123 : Paramètres au point de fusion des jets en fonction du diamètre du jet latéral

Fig. 124 : Variation de la température et de la dilution du mélange au point de fusion des jets en fonction du diamètre du jet latéral

Fig. 125 : Variation de la composition du mélange au point de fusion des jets en fonction du diamètre du jet latéral

Fig. 126 : Variation de l'abscisse du point de fusion des jets en fonction du diamètre du jet central

Fig. 127 : Variation du taux d'entraînement au point de fusion des jets en fonction du diamètre du jet central

Fig. 128 : Variation de la température et de la dilution du mélange au point de fusion des jets en fonction du diamètre du jet central

Fig. 129 : Composition du mélange au point de fusion des jets en fonction du diamètre du jet central

Fig. 130 : Bord du jet central (bleu), et trajectoires moyennes des jets latéraux

Fig. 131 : Evolution du taux d'entraînement du jet latéral en fonction de x

Fig. 132 : Abscisse du point de fusion des jets en fonction de la distance entre le jet central et un jet latéral

Fig. 133 : Taux d'entraînement au point de fusion des jets en fonction de la distance entre jet central et jet latéral

Fig. 134 : Taux de dilution au point de fusion des jets en fonction de la distance entre jet central et jet latéral

Fig. 135 : Température au point de fusion des jets en fonction de la distance entre jet central et jet latéral

Fig. 136 : Composition du mélange au point de fusion des jets en fonction de la distance entre le jet central et un jet latéral

Fig. 137 : Evolutions des émissions de NOx en fonction de la température du four pour différentes distances entre les injecteurs de combustible et l'injecteur d'air (Cain, 2000)

Fig. 138 : Schéma de la rencontre de deux jets

Fig. 139 : Variation du taux d'entraînement des jets latéraux en fonction de x, jusqu'au point de fusion, pour différents nb

Fig. 140 : Abscisse du point de fusion des jets en fonction du nombre de jets latéraux

Fig. 141 : Taux d'entraînement au point de fusion des jets en fonction du nombre de jets latéraux

Fig. 142 : Taux de dilution au point de fusion des jets en fonction du nombre de jets latéraux

Fig. 143 : Température du mélange au point de fusion des jets en fonction du nombre d'injecteurs latéraux

Fig. 144 : Composition du mélange au point de fusion des jets en fonction du nombre de jets latéraux

Fig. 145 : Variation des propriétés en C, en fonction de d01 et de d02, pour nb = 2 (T1)

Fig. 146 : Variation des propriétés en C, en fonction de nb et de d02, pour d01 = 3 mm (T2)

Fig. 147 : Variation des propriétés en C, en fonction de nb et de d01, pour d02 = 25 mm (T3)

Fig. 148 : Variation des propriétés du mélange au point C de fusion, en fonction de TGB

Fig. 149 : Variation du point de fusion, en fonction de d12 et de nb

Fig. 150 : Variation du taux d'entraînement en C, en fonction de d12 et de nb

Fig. 151 : Evolution des propriétés au point de fusion des jets (hauteur, taux d'entraînement, et taux de dilution), en fonction de d01 et de d02 (TGB = 25°C)

Fig. 152 : Evolution des propriétés au point de fusion des jets (hauteur, taux d'entraînement, et taux de dilution), en fonction de d01 et de d02 (TGB = 400°C)

Fig. 153 : Variations des concentrations (expérimentales et théoriques) à sec de O2 et de CO2 en fonction du taux d'aération et de la puissance totale des brûleurs pilotes

Fig. 154 : Zones de réaction dans les flammes pilotes visualisées par chimiluminescence OH\* pour Pp = 2 kW et  $\lambda_p = 0,9$

Fig. 155 : Variation de la composition des fumées en fonction du taux d'aération total, pour Pp = 3 kW

Fig. 156 : Variation des concentrations de CO expérimentales et calculées de la formule (4), en fonction du taux d'aération total, pour  $P_p = 3 \text{ kW}$  et  $\lambda_p = 0,95$

Fig. 157 : Variation de la concentration du monoxyde de carbone en fonction du débit d'air central, pour  $P_p = 1, 2 \text{ kW}$ , et  $\lambda_p = 0,9$  (à droite : un zoom sur les concentrations inférieures à 100 ppm du graphe de gauche)

Fig. 158 : Variation des zones de réaction des flammes pilotes en fonction du débit d'air central, pour  $P_p = 2 \text{ kW}$  et  $\lambda_p = 0,9$

Fig. 159 : Variation des concentrations de CO et de CH<sub>4</sub> en fonction du taux d'aération pilote et de la puissance totale des pilotes, pour un débit d'air central de 25 m<sup>3</sup>(n)/h

Fig. 160 : Photographie et image de chimiluminescence OH\* des zones de réaction dans la chambre de combustion, pour un débit d'air central de 20 m<sup>3</sup>(n)/h,  $P_t = 12 \text{ kW}$ ,  $\lambda_p = 0,9$  et  $P_p = 2 \text{ kW}$

Fig. 161 : Variation des concentrations de CO et de CH<sub>4</sub> en fonction de la puissance totale du brûleur principal, pour 20 m<sup>3</sup>(n)/h d'air central, un taux d'aération pilote de 0,9 et deux puissances pilotes totales de 2 et 4 kW

Fig. 162 : Variations des concentrations de CO et de CH<sub>4</sub> en fonction du débit d'air central

Fig. 163 : Des photographies consécutives pour les flammes ( $P_p = 2 \text{ kW}$ ,  $\lambda_p = 0,9$ ,  $P_t = 12 \text{ kW}$ ,  $Q_{\text{air-c}} = 12 \text{ m}^3(\text{n})/\text{h}$ )

Fig. 164 : Variation de la composition des fumées en fonction de la température de préchauffage de l'air central ( $P_t = 10 \text{ kW}$ ,  $Q_{\text{air-c}} = 11 \text{ m}^3(\text{n})/\text{h}$ ,  $P_p = 2 \text{ kW}$ ,  $\lambda_p = 0,9$ )

Fig. 165: Champ de vitesses du jet d'air central, et les champs de ses composantes horizontales et verticales

Fig. 166: Profils axiaux de la vitesse et de sa composante verticale (gauche), écart relatif entre les vitesses axiales et la vitesse d'entrée (droite)

Fig. 167: Variation radiale des composantes verticales et horizontales des vitesses du jet central, pour différentes hauteurs dans l'enceinte

Fig. 168: Ouverture et lignes de courant du jet d'air central (gauche), variation du rapport des vitesses sur les bords du jet et de la vitesse à l'entrée (droite)

Fig. 169: Champ de vitesses dans les flammes pilotes, ainsi que les champs des deux composantes horizontales et verticales

Fig. 170: Profils radiaux à différentes hauteurs des composantes verticales et horizontales des vitesses des flammes pilotes

Fig. 171 : Zones de réaction et champs de vitesses pour les différents cas

Fig. 172: Champs des composantes verticales et horizontales des vitesses ainsi que les lignes de courant pour les différents cas

Fig. 173 : Profils axiaux des vitesses pour les différents cas (air central seul, air central avec flammes pilotes, air central avec flammes pilotes et flammes principales)

Fig. 174 : Comparaison des profils radiaux des composantes verticales et horizontales des vitesses des différents jets pour  $y = 10, 20$  et  $30 \text{ mm}$  et pour les quatre cas étudiés (air central seul, flammes pilotes seules, air central et flammes pilotes, air central et flammes pilotes et flammes principales)

Fig. 175 : Comparaison des profils radiaux des composantes verticales et horizontales des vitesses des différents jets pour  $y = 40, 50$  et  $60 \text{ mm}$  et pour les quatre cas étudiés (air central seul, flammes pilotes seules, air central et flammes pilotes, air central et flammes pilotes et flammes principales)

Fig. 176 : Comparaison des profils radiaux des composantes verticales et horizontales des vitesses des différents jets pour  $y = 70, 80$  et  $90 \text{ mm}$  et pour les quatre cas étudiés (air central seul, flammes pilotes seules, air central et flammes pilotes, air central et flammes pilotes et flammes principales)

Fig. 177 : Comparaison des profils radiaux des composantes verticales et horizontales des vitesses des différents jets pour  $y = 100, 110$  et  $120 \text{ mm}$  et pour les quatre cas étudiés (air central seul, flammes pilotes seules, air central et flammes pilotes, air central et flammes pilotes et flammes principales)

Fig. 178 : Comparaison des profils radiaux des composantes verticales et horizontales des vitesses des différents jets pour  $y = 130 \text{ mm}$  et pour les quatre cas étudiés (air central seul, flammes pilotes seules, air central et flammes pilotes, air central et flammes pilotes et flammes principales)

Fig. 179: Viscosité cinématique de H<sub>2</sub>O en fonction de la température

Fig. 180: Conductivité thermique de H<sub>2</sub>O en fonction de la température

Fig. 181 : Nombre de Prandtl de H<sub>2</sub>O en fonction de la température

Fig. 182 : Viscosité cinématique de CO<sub>2</sub> en fonction de la température

Fig. 183 : Conductivité thermique de CO<sub>2</sub> en fonction de la température

Fig. 184 : Schéma des flux entrants et sortants dans la chambre de combustion

Fig. 185 : Dimensions de la chambre de combustion et référencement des accès optiques

Fig. 186 : Variation de l'émissivité spectrale directionnelle en fonction de l'angle d'émission du rayonnement (a), de la longueur d'onde (b), de la température et de l'état de surface du matériau (c) (Cengel, 2003)

Fig. 187 : Feuille de bilan thermique sous Excel – page 1 : synthèse des résultats (données fictives)

Fig. 188 : Feuille de bilan thermique sous Excel – page 2 : détails des calculs (données fictives)



## Liste des tableaux

- Tab. 1: Seuils de concentration de NO (Tissot & Pichard, 2004 (a))
- Tab. 2: Seuils de concentration de NO<sub>2</sub> (Tissot & Pichard, 2004 (b))
- Tab. 3: Performances de quelques brûleurs gaz naturel Ultra Low-NO<sub>x</sub> (Adams & Ourliac, 2012)
- Tab. 4: Conditions nominales de fonctionnement du brûleur de combustion sans flamme à hautes températures
- Tab. 5 : Propriétés de l'installation pilote de laboratoire à basses températures de parois
- Tab. 6 : Dimensions de l'installation pilote de laboratoire à basses températures de parois
- Tab. 7 : Essais du brûleur poreux GDF SUEZ effectués pour la réception de l'installation pilote à basses températures
- Tab. 8: Conditions nominales de fonctionnement du brûleur de l'installation à basses températures
- Tab. 9 : Etendues de mesure des composés et incertitudes des deux types d'analyseurs Siemens
- Tab. 10 : Les conditions opératoires des différentes expérimentations réalisées pour l'étude de l'effet des mélanges CH<sub>4</sub>-H<sub>2</sub> dans le combustible sur la combustion sans flamme
- Tab. 11 : Conditions opératoires des différentes expériences réalisées
- Tab. 12 : Propriétés obtenues pour certaines positions de l'échangeur (cas-tests S1-E3, S1-E4 et S1-E5)
- Tab. 13 : Températures moyennes de parois, températures et compositions de fumées, en refroidissant le four semi-industriel de GDF SUEZ (Laplace, 2010)
- Tab. 14 : Conditions opératoires des différents tests réalisés
- Tab. 15 : Conditions opératoires des essais réalisés pour l'étude de l'effet de l'hydrogène sur la CSF avec abaissement de la température des parois
- Tab. 16 : Conditions opératoires des travaux de Mancini et al.
- Tab. 17 : Les conditions opératoires des différents cas testés par Christiane Rottier (Rottier, 2010 (b))
- Tab. 18 : Caractéristiques du mélange aux points de fusion C et de rencontre R pour les trois cas testés
- Tab. 19 : Comparaison des propriétés au point de fusion pour les deux différentes configurations de brûleur
- Tab. 20 : Propriétés au point de fusion C
- Tab. 21 : Les différents tests simulés pour l'étude des effets couplés des paramètres
- Tab. 22 : Comparaison des propriétés en C, avec et sans préchauffage de l'air, à hautes et basses températures des parois
- Tab. 23 : Comparaison des puissances en C, avec et sans préchauffage de l'air, à haute et basse températures des parois
- Tab. 24 : Différentes propriétés physiques des produits de réaction
- Tab. 25 : Propriétés physiques des gaz recirculants trouvées à partir des courbes ci-dessus
- Tab. 26 : Caractéristiques du méthane (G20)
- Tab. 27 : Lois de corrélation du nombre de Nusselt de type  $Nu = A.Ram$
- Tab. 28 : Valeurs trouvées dans la littérature pour l'émissivité totale de l'acier





## Nomenclature

$C_{e1}$	: coefficient d'entraînement d'un jet latéral
$C_{e2}$	: coefficient d'entraînement du jet central
$D_1$	: diamètre de l'injecteur latéral
$D_2$	: diamètre de l'injecteur central
$D_{1\_ext}$	: diamètre extérieur de la chambre de combustion basse température
$D_{1\_int}$	: diamètre intérieur de l'installation basse température
$D_{C1}$	: diamètre en bas du convergent tronc-conique en sortie de la chambre de combustion basse température
$D_{C2}$	: diamètre en haut du convergent tronc-conique en sortie de la chambre de combustion basse température
$d_{01}^*$	: diamètre équivalent d'un jet latéral
$d_{01}$	: diamètre d'un injecteur latéral
$d_{02}^*$	: diamètre équivalent du jet central
$d_{02}$	: diamètre de l'injecteur central
$dx$	: longueur du volume élémentaire
$dm_2$	: masse entraînée par le jet central en chaque $dx$
$F_{i,k}(x)$	: fraction massique en $x$ du composé $k$ dans le jet $i$ (1 pour latéral et 2 pour central)
$F_{3,k}$	: fraction massique du composé $k$ du fluide ambiant
$\dot{G}_{1,0}$	: impulsion à l'entrée d'un jet latéral
$\dot{G}_{2,0}$	: impulsion à l'entrée du jet central
$H_b$	: hauteur de décrochage de flammes
$h_i$	: enthalpie volumique du composé $i$
$H_f$	: enthalpie volumique totale des fumées
$K_v$	: taux de recirculation maximal
$L$	: longueur de l'installation basse température
$L_C$	: longueur du convergent tronc-conique en sortie de la chambre de combustion basse température
$L_e$	: longueur d'insertion de l'échangeur dans le four
$L_f$	: longueur de flamme
$Ma_k$	: masse molaire du composé $k$
$M_i(x)$	: masse molaire équivalente en $x$ dans le jet $i$ (1 pour latéral et 2 pour central)
$m$	: paramètre de similitude de Craya et Curtet
$\dot{m}_{1,0}$	: débit massique initial d'un jet latéral
$\dot{m}_{02}$	: débit massique initial du jet central
$\dot{m}_2(x_C)$	: débit massique du jet central au point de fusion
$nb$	: nombre d'injecteurs latéraux
$P$	: puissance
$P_{air}$	: puissance apportée par l'air sur l'installation basse température
$P_{conv}$	: puissance perdue par convection autour des parois externes de l'installation basse température
$P_{eau}$	: puissance perdue par l'eau de refroidissement de l'installation basse température
$P_f$	: puissance évacuée par les fumées de l'installation basse température
$P_p$	: puissance de combustion pilote
$P_{ray}$	: puissance perdue par rayonnement des parois externes
$P_t$	: puissance totale apportée par le combustible sur l'installation basse température
$Q_{v_{a-c}}$	: débit volumique d'air pour injection centrale principale du brûleur basse température
$Q_{v_{a-p}}$	: débit volumique d'air pour pilotes
$Q_{v_{a-t}}$	: débit volumique d'air total du brûleur basse température
$Q_{v_{eau}}$	: débit volumique d'eau de refroidissement de l'installation basse température
$Q_{v_f}$	: débit volumique des fumées
$Q_{v_{g-l}}$	: débit volumique de méthane pour injections principales latérales du brûleur basse température
$Q_{v_{g-p}}$	: débit volumique de méthane pour pilotes
$Q_{v_{g-t}}$	: débit volumique de méthane total du brûleur basse température
$\dot{Q}_{vi}(x)$	: débit volumique en $x$ dans le jet $i$ (1 pour latéral et 2 pour central)
$R_0$	: rayon de la chambre de combustion
$Re_k$	: nombre de Reynolds à l'entrée du jet du fluide $k$
$S_{hublot}$	: surface d'un hublot de l'installation basse température

$S_{\text{sole}}$  : surface de la sole de l'installation basse température  
 $T_{\text{air}}$  : température de préchauffage de l'air  
 $T_{\text{amb}}$  : température ambiante  
 $T_{\text{CH}_4}$  : température de préchauffage du méthane  
 $T_f$  : température de fumées  
 $T_i(x)$  : température en  $x$  dans le jet  $i$  (1 pour latéral et 2 pour central)  
 $T_{\text{in}}$  : température d'entrée de l'eau de refroidissement de l'installation basse température  
 $T_{\text{out}}$  : température de sortie de l'eau de refroidissement de l'installation basse température  
 $T_w$  : température moyenne de parois  
 $t$  : temps  
 $u_1(x)$  : vitesse en  $x$  d'un jet latéral  
 $u_2(x)$  : vitesse en  $x$  du jet central  
 $V_k$  : vitesse d'entrée du jet du fluide  $k$   
 $X_{i,k}(x)$  : fraction molaire en  $x$  du composé  $k$  dans le jet  $i$  (1 pour latéral et 2 pour central)  
 $x$  : coordonnée dans la direction de l'axe de l'injecteur central  
 $x_{02}$  : abscisse de l'origine fictive du jet central  
 $x_C$  : abscisse du point de fusion  $C$  des jets latéraux et central  
 $y_{1,0}, d_{12}$  : distance entre les centres des jets central et latéral  
 $y_1(x)$  : ordonnée en chaque  $x$  de la trajectoire moyenne d'un jet latéral  
 $y_2(x)$  : rayon du jet central en  $x$   
 $\alpha$  : demi-angle d'ouverture d'un jet libre  
 $\alpha(x)$  : taux de dilution en  $x$   
 $\phi(x)$  : richesse en  $x$   
 $\lambda$  : taux d'aération  
 $\lambda_{\text{CO}_2}$  : taux d'aération calculé à partir de la concentration à sec du  $\text{CO}_2$  en fumées  
 $\lambda_{\text{O}_2}$  : taux d'aération calculé à partir de la concentration à sec du  $\text{O}_2$  en fumées  
 $\lambda_p$  : taux d'aération des brûleurs pilotes  
 $\lambda_t$  : taux d'aération total du brûleur CSF basse température  
 $\theta$  : paramètre de similitude de Thring et Newby  
 $\theta_{1,0}$  : inclinaison d'un jet latéral par rapport à l'axe du jet central vertical  
 $\rho_{01}$  : masse volumique à l'entrée du fluide latéral  
 $\rho_{02}$  : masse volumique à l'entrée du jet central  
 $\rho_{\infty}$  : masse volumique du fluide ambiant  
 $\rho_i(x)$  : masse volumique en  $x$  dans le jet  $i$  (1 pour latéral et 2 pour central)  
 $\eta_{\text{comb}}$  : rendement de combustion

## ***Introduction***

La combustion a eu au XIXe siècle, et plus encore au XXe siècle, de nombreuses applications industrielles (transports, chauffage, production industrielle, production d'électricité...). Cependant, elle conduit à une émission significative de différents polluants nocifs pour les hommes et la nature, tels que le monoxyde de carbone, les oxydes d'azote et le dioxyde de carbone, qui est un gaz à effet de serre. L'augmentation de la population mondiale a amplifié ces effets, et a induit une augmentation de la consommation de combustibles fossiles ainsi qu'une diminution du stock mondial. De multiples réglementations limitant les émissions de polluants ont été élaborées. Maints travaux scientifiques en ont découlé, afin d'améliorer le rendement et la qualité des processus de combustion.

Parmi les technologies avancées dans les fours industriels à hautes températures de parois, les brûleurs fonctionnant en régime de combustion sans flamme ont montré une très bonne efficacité en termes de rendement énergétique, de diminution de consommation de combustibles et d'émissions polluantes. Ce régime de combustion très particulier est atteint grâce à une configuration originale de brûleur régénératif induisant une combustion très homogène produisant très peu d'oxydes d'azote. De multiples études ont été menées pour chercher à mieux comprendre ce régime de combustion. Notamment, dans de précédents travaux de doctorat menés au CORIA, Eric Masson (Masson, 2005) a caractérisé le régime de combustion sans flamme avec une géométrie de brûleur déclinée dans deux installations d'échelles différentes : un four à l'échelle semi-industrielle de la Direction de la Recherche de GDF SUEZ, et un four à une échelle de laboratoire conçu et mis en place par lui au CORIA. Une étude détaillée de ce régime à l'échelle semi-industrielle par des mesures locales de températures, concentrations et vitesses dans des conditions de fonctionnement de référence ( $P = 200$  kW,  $T_{\text{air}} = 1000$  °C,  $T_{\text{four}} = 1300$  °C,  $\lambda = 1,1$ ) a permis de mettre en évidence l'effet de l'aérodynamique des jets et la présence de deux zones de réaction principales en aval du brûleur avec de fortes dilutions et de faibles gradients de température induisant de très faible formation de NO thermique. Ensuite, une étude paramétrique a permis d'étudier les effets de certains paramètres (puissance thermique, taux d'aération, température de four, température de préchauffage de l'air) sur le régime de combustion sans flamme et ses caractéristiques.

Ces travaux à une échelle proche des conditions réelles ont permis de mettre en évidence les phénomènes prépondérants à ce régime de combustion sans flamme. Ce régime a été ensuite étudié plus en détail dans l'installation de laboratoire. Cette étude a été initiée par Eric Masson puis complétée par Christiane Rottier au cours de sa thèse, réalisée également en collaboration avec GDF SUEZ (Rottier, 2010 (b)). Après l'étude des effets de la variation du taux d'aération et de la température de préchauffage de l'air, trois cas ont été choisis et caractérisés par des mesures détaillées pour la combustion sans flamme au méthane. Le premier ( $P = 18,6$  kW,  $\lambda = 1,18$ ,  $T_{\text{air}} = 838$ K), est un cas de référence qui se rapproche le plus des conditions de fonctionnement des brûleurs régénératifs utilisés en industrie : soit un excès d'air modéré, et une température de préchauffage de l'air importante. Le second cas ( $P = 18,6$  kW,  $\lambda = 1,18$ ,  $T_{\text{air}} = 298$ K) représente le fonctionnement sans préchauffage de l'air. Dans ces conditions, il n'y a pas de récupération de la chaleur des installations, mais les émissions des oxydes d'azote sont très faibles. Enfin le troisième cas avec un fort excès d'air ( $P = 18,6$  kW,  $\lambda = 1,72$ ,  $T_{\text{air}} = 823$ K) présente des émissions d'oxyde d'azote plus importantes, et est une limite du régime de combustion sans flamme.

Des expériences avec de l'hydrogène en substitution à une partie ou à la totalité du méthane ont été également réalisées par C. Rottier, avec et sans préchauffage de l'air de combustion, pour une puissance totale dans le combustible de 18,6 kW et 18% d'excès d'air. Ces essais ont non seulement porté sur la faisabilité et sur la stabilité du régime de combustion sans flamme avec des mélanges méthane-hydrogène ou avec de l'hydrogène pur, mais aussi, sur l'évolution des températures et des concentrations des fumées, ainsi que de la structure et de la position des zones de réaction. Ces expériences ont permis de mettre en évidence que le régime de combustion sans flamme pouvait être atteint, dans l'installation du laboratoire, même avec de l'hydrogène pur, et ce, sans changement de géométrie du brûleur.

La totalité des travaux réalisés précédemment au CORIA a montré le rôle primordial de l'aérodynamique des jets sur la dilution et la stabilisation des zones de réaction dans le régime de combustion sans flamme. Dans une enceinte confinée, les jets séparés de réactifs de fortes quantités de mouvement entraînent une grande quantité de gaz brûlés chauds recirculants avant leur rencontre et leur réaction. La combustion a donc lieu dans un environnement massivement dilué. Les températures à l'intérieur de la chambre de combustion sont homogènes, avec de faibles gradients de températures, et les flux radiatifs sont uniformes. Les zones de réaction sont invisibles à l'œil nu. La combustion est très stable, avec de très faibles émissions de polluants mesurées à la sortie. Un fort préchauffage de l'air n'est plus considéré comme un élément indispensable pour atteindre ce régime. La stabilisation de la combustion sans flamme est dépendante de la composition et de la température du mélange des réactifs avec les gaz inertes. Cette dernière est directement liée à la température de chacun des réactifs et surtout à la température des gaz brûlés recirculants. Celle-ci est elle-même liée à la température des parois avec lesquelles les gaz brûlés échangent de la chaleur par convection et rayonnement.

Le travail de cette thèse vient dans la continuité de ces travaux, en cherchant à étendre les domaines d'application du régime de combustion sans flamme dans les installations de combustion industrielles. Elle a été réalisée dans le cadre plus global du projet 'CANOE' (Clean flAmeless combustioN bOilEr) en collaboration avec GDF SUEZ et le laboratoire EM2C (CNRS - Ecole Centrale de Paris), et avec le soutien financier de l'ADEME.

Compte tenu des résultats originaux et très prometteurs de C. Rottier sur la combustion sans flamme de mélanges méthane – hydrogène obtenus dans ses conditions opératoires ( $P = 18,6 \text{ kW}$ ,  $\lambda = 1,18$ ), nous avons cherché à étendre cette étude expérimentale en diminuant le taux d'aération pour retrouver des conditions plus proches des conditions classiques de fonctionnement des brûleurs. De plus, des mesures complémentaires ont pu être réalisées, comme les concentrations de CO à la sortie de la chambre de combustion, et les évolutions des zones de réaction dans la partie supérieure de l'enceinte en fonction du pourcentage d'hydrogène dans le combustible. Cette étude expérimentale réalisée sur l'installation pilote à haute température du laboratoire constitue la première partie de cette thèse.

Les technologies actuelles de brûleurs des chaudières industrielles les plus performantes ne permettent pas de diminuer à des niveaux très bas les émissions polluantes. Elles ne répondent pas toutes parfaitement aux réglementations d'aujourd'hui, et encore moins aux réglementations futures qui seront de plus en plus sévères. Ayant prouvé son efficacité en termes de rendement thermique et d'émissions de polluants, il peut être intéressant d'envisager d'appliquer le régime de combustion sans flamme à ce genre d'installations à basses températures de parois, même si les configurations actuelles

de brûleurs, adaptées aux installations à haute température, ne peuvent pas directement être utilisées. Pour atteindre cet objectif, il est important de connaître la limite de stabilité de ce régime en termes de températures de parois, puis étudier son comportement en variant les différents paramètres qui le pilotent (géométrie de brûleurs, températures des réactifs, ...), pour alors envisager comment l'appliquer à des conditions moins propices d'un environnement à basses températures. Le deuxième volet de cette thèse porte ainsi sur l'étude expérimentale des limites de stabilité de la combustion sans flamme en abaissant progressivement les températures des parois de l'installation pilote du CORIA.

L'obtention du régime de combustion sans flamme dans un environnement à basse température suppose de retrouver localement dans la zone de réaction des conditions locales de température et dilution identiques à celles atteintes dans un four à haute température. Les travaux d'Eric Masson et de Christiane Rottier ainsi que la bibliographie de plus en plus importante sur le sujet ont montré le rôle primordial de l'aérodynamique des jets sur la dilution et la stabilisation de ce régime. Dans le troisième volet de cette thèse, nous avons établi un modèle simple du mélange des jets de combustible, de comburant et des gaz brûlés recirculants basés sur les lois analytiques du développement de jet turbulent libre et confiné et de l'interaction entre jet de forte impulsion et jet de faible impulsion. Ce modèle a permis une étude paramétrique pour mettre en évidence l'effet de la géométrie du brûleur et des conditions opératoires sur les conditions locales de température et dilution induisant le régime de combustion sans flamme. Ce modèle est aussi utilisé comme moyen de pré-dimensionnement de nouvelles configurations de brûleurs à combustion sans flamme adaptées aux environnements à basse température dont certaines ont été testées dans le cadre du projet ADEME CANOE.

Ainsi, le quatrième volet de cette thèse présente l'étude expérimentale d'une de ces configurations, réalisée sur l'installation pilote à parois froides entièrement conçue et mise en place au CORIA au cours de cette thèse.

Enfin, une conclusion générale est tirée de ces travaux et des perspectives sont données pour l'extension du régime de combustion sans flamme à différents procédés et secteurs industriels.



## **Chapitre I. Etude Bibliographique**

Dans ce chapitre sont résumées les voies de formation des oxydes d'azote, très nocifs pour l'Homme et responsables des pluies acides, et leurs moyens de réduction dans les flammes. Plus particulièrement, nous nous intéressons aux techniques primaires de réduction des oxydes d'azote dans les foyers industriels à basses températures, comme les chaudières, qui subissent des réglementations de plus en plus sévères par rapport à leurs émissions d'oxydes d'azote. Ayant prouvé une bonne efficacité en termes de rendement énergétique et de réduction de polluants, un état de l'art sur le régime de combustion sans flamme est ensuite présenté. Ainsi, l'utilisation de mélanges combustibles méthane - hydrogène en combustion sans flamme, et la problématique liée à l'application de ce régime pour des environnements à basse température, objectifs de cette thèse, sont discutées.

### **I. 1. Introduction à la formation et au traitement des oxydes d'azote**

Les oxydes d'azote, émis principalement par des procédés de combustion, sont des gaz nocifs pour les êtres humains et l'environnement. Ils sont produits par différentes voies de formation, coexistantes dans une flamme, et sont conditionnés par les caractéristiques de celle-ci en terme de température, de pression, d'excès d'air et de temps de résidence (Bowman, 1975 ; Beér, 1994).

Les oxydes d'azote sont regroupés sous le nom NO<sub>x</sub>, qui désigne globalement NO et NO<sub>2</sub>, car une fois libéré dans l'air, le monoxyde d'azote NO est rapidement oxydé en dioxyde d'azote NO<sub>2</sub> par les oxydants présents (en particulier l'ozone). Plus généralement, les NO<sub>x</sub> désignent tous les composés azotés oxygénés gazeux : NO, NO<sub>2</sub>, N<sub>2</sub>O<sub>3</sub>, N<sub>2</sub>O, et HNO<sub>3</sub> (Borghini & Destriau, 1995).

Le dioxyde d'azote joue un rôle majeur dans le mécanisme conduisant à des composés comme le nitrate de peroxyacétyle (PAN), CH<sub>3</sub>COO<sub>2</sub>NO<sub>2</sub>, présent dans l'air pollué de grandes villes (Borghini & Destriau, 1995). Les oxydes d'azote irritent les muqueuses oculaires et respiratoires avec larmoiement, toux, dyspnée et nausées possibles. Les effets négatifs sur les voies respiratoires affectent surtout les enfants et les asthmatiques. Le danger et la réversibilité de ces symptômes dépendent de la concentration des NO<sub>x</sub> et du temps d'exposition. Les Tab. 1 et Tab. 2 présentent les seuils d'effets létaux, irréversibles et réversibles qui font référence en France.

NO et NO<sub>2</sub> peuvent aussi réagir avec l'eau et donner des solutions acides contenant les acides nitreux et surtout nitriques, ce qui contribue au phénomène des pluies acides. N<sub>2</sub>O joue quant à lui un rôle important dans le phénomène de la dégradation de la couche d'ozone.

<b>Temps (mn)</b>	<b>10</b>	<b>20</b>	<b>30</b>	<b>60</b>	<b>120</b>
<b>Effets létaux (ppm)</b>	1000	850	750	600	450
<b>Effets irréversibles (ppm)</b>	150	120	100	80	65
<b>Perception (ppm)</b>	0,3				

Tab. 1: Seuils de concentration de NO (Tissot & Pichard, 2004 (a))

Temps (mn)	1	10	20	30	60
Effets létaux (ppm)	170	100	90	80	70
Effets irréversibles (ppm)	105	60	55	50	40
Effets réversibles (ppm)	5	5	5	5	5
Perception (ppm)	0,2				

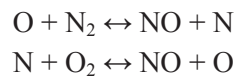
Tab. 2: Seuils de concentration de NO<sub>2</sub> (Tissot & Pichard, 2004 (b))

Il existe plusieurs voies cinétiques de formation du NO. Il est d'usage de les séparer en différents mécanismes de formation, qui peuvent être plus ou moins couplés : NO thermique, NO du combustible, NO précoce, formations via N<sub>2</sub>O et via NNH.

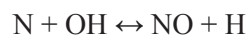
### 1.1. Voies de formation des NOx

#### *Formation du NO par voie thermique*

Connu dans son principe depuis 1946, ce mécanisme est celui de Zeldovich. Il comprend les deux étapes :



La première équation conditionne la vitesse globale. Elle a une énergie d'activation élevée, environ 315 kJ/mol. Sa vitesse est de plus en plus significative que la température est élevée, d'où le nom de 'NO thermique'. A cause de cette première étape, le mécanisme de Zeldovich est favorisé par une température élevée. Il est prédominant dans les mélanges pauvres ou proches de la stœchiométrie. Au voisinage de la stœchiométrie ainsi que dans les mélanges riches, la réaction suivante, proposée par Lavoie, Heywood et Keck, peut aussi se produire (Bowman, 1975) :



Le NO thermique forme globalement 20% de l'ensemble des NOx émis dans la combustion du charbon pulvérisé, mais il est souvent dominant quand le combustible contient peu d'azote. Quand l'air de combustion est préchauffé, le NO thermique peut contribuer considérablement aux émissions totales de NOx (Hesselmann & Rivas, 2001).

Après analyse cinétique, une équation du taux de formation de NO thermique a été déduite (Bowman, 1975) :

$$\frac{d[\text{NO}]}{dt} = \frac{6,0 \times 10^{16}}{T^{0,5}} \cdot \exp\left(\frac{-69090}{T}\right) \cdot [\text{N}_2] \cdot [\text{O}_2]^{0,5}$$

Où:

$d[\text{NO}]/dt$  = taux de formation de NO (mol/cm<sup>3</sup>/s)

T = température (K)



$[N_2], [O_2]$  = concentration d'azote, oxygène ( $\text{mol}/\text{cm}^3$ )

*Formation du NO du combustible (fuel NO)*

Le NO du combustible est produit de la réaction d'azote existant dans le combustible avec l'oxygène. Le mécanisme est complexe ; le schéma réactionnel considère à peu près 50 espèces intermédiaires et une centaine de réactions réversibles séparées, et il existe encore beaucoup d'incertitudes sur les vraies valeurs des différents taux de réaction. Mais, il peut être simplement exprimé de la manière suivante (Borghi & Destriau, 1995, Hesselmann & Rivas, 2001) :

1. L'azote du combustible volatile est transformé principalement en HCN (et  $\text{NH}_3$ ) au cours du processus
2. Le radical HCN réagit avec les différents radicaux libres (O, OH) pour former des intermédiaires comme le CN, NCO, HNCO, puis avec le radical H pour former du NH et  $\text{NH}_2$  (regroupés sous  $\text{NH}_i$ )
3. Les radicaux  $\text{NH}_i$  réagissent avec O et OH pour former du NO

Ce mécanisme est plus rapide que celui de Zeldovich, car ce dernier est lié à la présence d'azote moléculaire, peu réactif.

*Formation du NO précoce*

Cette voie de formation existe surtout dans les flammes d'hydrocarbures. Ce mécanisme a été imaginé par Fenimore en 1971 qui a supposé après plusieurs observations, que le radical CH se trouve à la base de ce phénomène. Il est en effet présent, comme beaucoup d'autres radicaux carbonés tels que  $\text{CH}_3$  et  $\text{CH}_2\text{O}$ , dès le début de la combustion, dans le front de flamme. Il l'est beaucoup moins après et naturellement plus dans les mélanges riches que dans les mélanges pauvres. Il a été initialement admis que la première étape du mécanisme conduisant au NO précoce est :



C'est une réaction endothermique, dont l'énergie d'activation n'est que de 10 kJ/mol environ. Ensuite, la molécule HCN réagit pour produire du  $\text{NH}_i$ , qui, après oxydation, donne du NO (Beér, 1994).

Il y a dix ans, cette réaction ne vérifiant pas les règles de sélection de spin, a été reconsidérée. Une autre réaction a été proposée où  $\text{N}_2$  réagit avec les radicaux CH pour former du NCN (Moskaleva, 2002) :

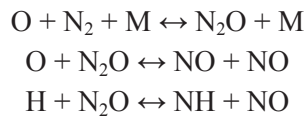


Puis, la molécule NCN réagit avec  $\text{O}_2$ , O et OH pour produire du NO. Egalement, NCN peut réagir avec les radicaux H et OH pour former du HCN (Lamoureux, 2010 ; Konnov, 2009) qui donne, comme dans le mécanisme de Fenimore, du NO via les radicaux  $\text{NH}_i$ .

Même si le mécanisme de production du NO précoce est complexe et n'a pas encore été complètement élucidé, il est sûr que cette voie a lieu surtout dans les flammes d'hydrocarbures, et est favorisée dans des flammes riches.

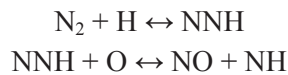
#### *Formation du NO via N<sub>2</sub>O*

Dans une première étape, du N<sub>2</sub>O est formé directement à partir du N<sub>2</sub> moléculaire dans une réaction à trois corps, favorisée dans des mélanges pauvres, à relativement faible température (<1500K) et haute pression. Puis, N<sub>2</sub>O est oxydé pour former du NO. La réaction initiale à trois corps étant peu probable à basse pression, cette voie est souvent négligée dans des flammes à pression atmosphérique (Bowman, 1975 ; Skottene, 2007 ; Rortveit, 2002).



#### *Formation du NO via NNH*

Cette voie correspond à la réaction des molécules d'azote avec les atomes H, formant des radicaux NNH, qui à leur tour s'oxydent par les atomes O pour donner du NO (Bozzelli, 1995) :



Comme ces deux réactions nécessitent des atomes H et O, cette voie est alors surtout favorisée dans les flammes d'hydrogène. Elle est moins dépendante de la pression et la température. La contribution de cette voie à la totalité des NO<sub>x</sub> émis par une flamme fait encore débat. Elle est parfois considérée faible ou négligeable (Harrington, 1996 ; Haworth, 2003), ou à l'inverse, importante dans les flammes d'hydrogène ou même dominante à basse température de flamme (Konnov, 2003 ; Galletti, 2009).

## **1.2. Traitement des NO<sub>x</sub>**

Comme les oxydes d'azote sont des produits assez nocifs pour l'Homme et l'environnement, la communauté scientifique a orienté une partie de ses travaux vers la recherche de solutions pour les réduire. Les autorités publiques se sont également manifestées et ont été amenées à fixer progressivement des valeurs limites maximales de production de ces composés dans les gaz rejetés de toute installation de combustion. Ces normes d'émission ont évolué fortement au cours du temps et deviennent de plus en plus sévères. Elles sont beaucoup plus strictes sur les installations récentes ou en cours de construction, que sur les installations existantes.

Ainsi, plusieurs techniques de réduction des émissions de NO<sub>x</sub> intervenant au niveau de la combustion, dites primaires, et après la combustion, dites secondaires, ont été développées. Elles permettent de réduire le taux d'oxyde d'azote émis dans l'atmosphère. Ces techniques sont synthétisées dans la Fig. 1 suivante.

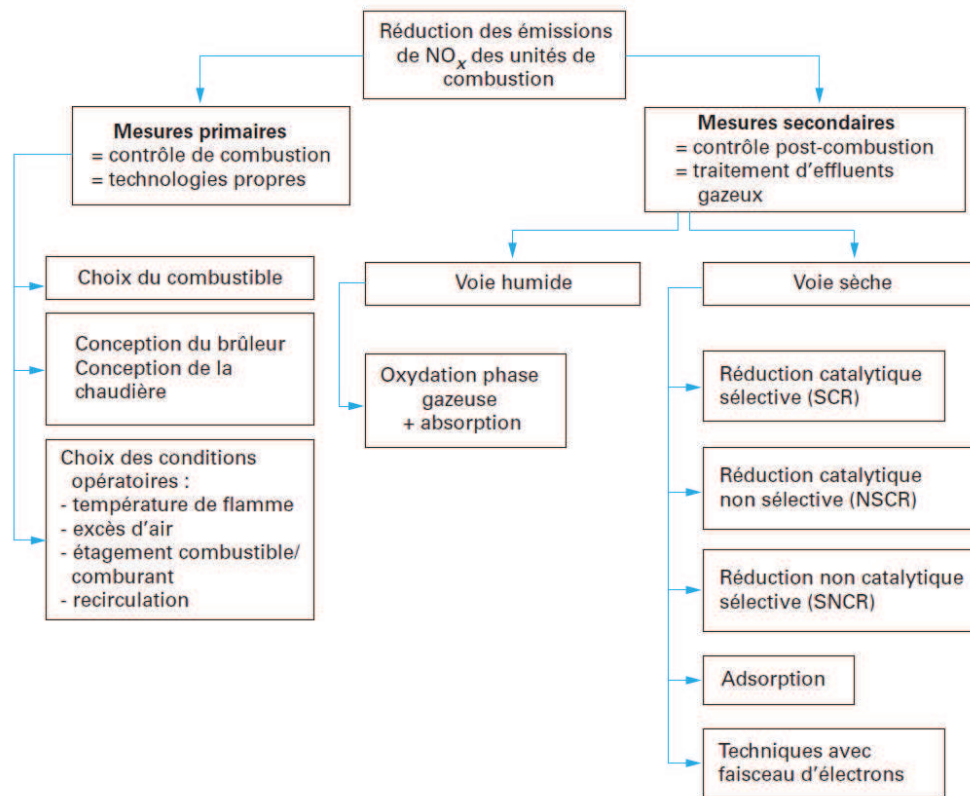


Fig. 1: Techniques de réduction des émissions de NOx émis par les installations de combustion (Thomas, 2009)

Parmi les techniques primaires de réduction des NOx, la technologie des brûleurs bas-NOx (LNB pour Low-NOx burners), associant plusieurs principes évoqués dans le schéma de la Fig. 1, a permis de réduire nettement les teneurs de NOx dans les fumées de combustion des foyers industriels. Egalement, la technique d'oxycombustion, consistant à séparer l'oxygène de l'azote avant la combustion, s'est avérée aussi efficace. Nous nous intéresserons par la suite à détailler ces techniques de réduction de NOx, particulièrement celles qui sont appliquées sur les chaudières industrielles caractérisées par des basses températures de parois.

## ***1. 2. Techniques de réduction des émissions de NOx dans les chaudières industrielles thermiques***

Par le moyen d'un fluide caloporteur comme l'eau, la vapeur ou un fluide thermique, une chaudière permet de répondre à des besoins de chauffage (réseaux de chaleur urbains, bâtiments usines, climatisation), contribuer à des usages procédés (agroalimentaires, chimie, automobile, métallurgie,...) et alimenter des turbines de production d'électricité.

Depuis le début du siècle, les chaudières ont évolué des grosses chaudières à basse pression fonctionnant au charbon, vers des chaudières compactes alimentées au fuel ou au gaz naturel et haute pression. Les chaudières thermiques se classifient par :

- le type de construction : chaudières à tubes de fumées, chaudières à tubes d'eau, chaudières à vaporisation instantanée

- le combustible utilisé : charbon, fuels lourds, fuel domestique, gaz naturel, électricité, bois et biomasse, et les gaz de pétrole (propane et butane)
- le fluide produit et ses caractéristiques : vapeur, eau, et fluides thermiques
- le mode d'exploitation et de contrôle

La chambre de combustion d'une chaudière à tubes de fumée ainsi que les tubes où passent les gaz de combustion sont immergés dans de l'eau traitée. La vapeur est séparée de l'eau au niveau supérieur de la chaudière. Elles sont robustes, et disposent d'un ou de deux brûleurs. Leur puissance va jusqu'à 50 tonnes/heures, et leur rendement est assez élevé (92 à 96%). Tandis que dans une chaudière à tubes d'eau, ce sont les gaz de combustion qui circulent autour des tubes d'eau tapissant les parois de la chambre de combustion. Il existe deux ballons reliant l'ensemble de ces tubes. Le ballon inférieur est rempli d'eau tandis que le ballon supérieur permet la séparation des phases liquides et gazeuse au niveau de la surface d'eau. Disposant d'un ou de plusieurs brûleurs, la puissance d'une chaudière à tubes d'eau varie de 10 à 200 tonnes/heure. Les chaudières à vaporisation instantanée repose sur le principe d'une chaudière à tubes d'eau, sans ballon et à circulation forcée. Les gaz de combustion chauds passent autour des tubes dans lesquels circule le fluide à chauffer. Le corps de chauffe cylindrique se compose de serpentins concentriques montés en série. Les puissances vont de 0,5 à 5 tonnes/heure. Les fumées effectuent deux ou trois parcours en balayant les serpentins.

Les chaudières thermiques émettent beaucoup de NO<sub>x</sub> dans l'atmosphère. Différentes études ont été menées pour les réduire, et de multiples brûleurs bas-NO<sub>x</sub> sont conçus pour respecter les limites imposées par les réglementations, ou en améliorant les performances environnementales, devenir les nouvelles références pour les futures réglementations.

Comme décrit précédemment, les techniques de réduction des NO<sub>x</sub> se divisent en moyens primaires et secondaires. Les techniques secondaires, telles que la réduction catalytique sélective (SCR), la réduction non catalytique sélective (SNCR) et la recombustion, consistent à agir après la combustion en réduisant a posteriori les NO<sub>x</sub> formés dans la flamme. Les techniques primaires consistent à modifier la géométrie du brûleur et de l'installation, et les conditions opératoires, de façon à contrôler la combustion pour réduire la production de NO. Dans la suite, nous ne nous intéresserons plus particulièrement aux techniques primaires, car ce sont elles qui ont amené de nouveaux concepts de combustion pour les foyers industriels.

## **2.1. Règlements**

Le bureau européen de l'IPPC a publié le 17 décembre 2010 dans le journal officiel de l'union européenne (L 334) la directive 2010/75/EU du 24 novembre 2010 sur les émissions industrielles (IED). Celle-ci intègre toutes les directives précédentes de l'union européenne concernant les émissions industrielles, telles que la directive 2008/1/EC sur la prévention et le contrôle de la pollution, la réglementation 166/2006 sur les polluants, les directives 78/176/EEC, 82/883/EEC et 92/112/EEC sur les industries du dioxyde de titane, la directive 1999/13/EC sur les émissions VOC des solvants, la directive 2000/76/EC sur l'incinération des déchets, et la directive 2001/80/EC sur les larges installations de combustion.

Deux chapitres de l'IED considèrent principalement les grandes installations de combustion (P > 50 MWth). Le chapitre II décrit les meilleures techniques existantes (MTD pour 'Meilleures

Techniques Disponibles', ou BAT pour 'Best Available Techniques') pour améliorer les émissions, tels que l'étagement de l'air et du combustible, les brûleurs très bas-NOx, ... Le chapitre III contient les valeurs limites des émissions (ELVs pour 'Emission Limit Values' ou VLE pour 'valeurs limites d'émissions') et les dispositions spéciales des grandes installations de combustion. La valeur limite des émissions de NOx est de 100 mg/Nm<sup>3</sup> pour les installations de combustion au gaz naturel.

Sur le plan national, la norme EN 676 + A2, relative aux brûleurs à air soufflé des chaudières à combustibles gazeux (de 2<sup>ème</sup> famille : gaz naturels H et L), classe les brûleurs en fonction des valeurs limites des émissions de NOx :

1. Classe 1 : 170 mg/kWh
2. Classe 2 : 120 mg/kWh
3. Classe 3 : 80 mg/kWh

La valeur maximale de NOx ne doit pas alors dépasser 170 mg/kWh.

La réglementation française pour la protection de l'environnement a fixé les VLE de NOx pour les installations nouvelles ou modifiées au gaz naturel supérieures à 20 MW à 100 mg/m<sup>3</sup> à 3% d'O<sub>2</sub>. L'arrêté GIC (grandes installations de combustion) relatif aux chaudières existantes de plus de 20 MW rabaisse la VLE de 225 mg/m<sup>3</sup> à une valeur entre 150 et 100 mg/m<sup>3</sup>. L'arrêté PIC (petites installations de combustion, de puissance inférieure à 20 MW) renforce les exigences sur les NOx pour tous les combustibles ; la valeur limite des NOx pour les chaudières installées avant 1998 est de 150 mg/m<sup>3</sup> à 3% d'O<sub>2</sub>, les chaudières plus récentes ne doivent pas émettre à partir de 2016 plus que 100 mg/m<sup>3</sup> de NOx à 3% d'O<sub>2</sub>.

## **2.2. Techniques primaires de réduction des NOx dans les chaudières industrielles**

Il existe cinq grandes techniques de réduction des NOx dans les chaudières industrielles :

- Diminution de l'excès d'air
- Etagement de l'air
- Recirculation des gaz brûlés
- Réduction du préchauffage de l'air
- Etagement du combustible

### *Diminution de l'excès d'air*

C'est un moyen simple et facile à appliquer dans les conditions opératoires des installations pour réduire les NOx. En n'introduisant que la quantité d'oxygène nécessaire à une combustion complète, les formations de NO du combustible et de NO thermique sont réduites. Une diminution considérable des émissions d'oxydes d'azote peut avoir lieu, particulièrement sur les anciennes installations. Dans le cas d'un réglage et d'un contrôle bien adéquats de la combustion, aucune énergie supplémentaire n'est nécessaire pour fonctionner à plus bas excès d'air, et aucune baisse du rendement de l'installation n'est observée. En revanche, comme le taux d'oxygène diminue, la combustion peut

localement devenir incomplète, produisant de fort taux de monoxyde de carbone, des corrosions et une réduction du rendement et des performances de la chaudière (European Commission, 2006).

#### *Étagement de l'air*

Cette technique consiste à créer deux zones de réaction successives dans la chambre de combustion. 70 à 90% de l'air total sont injectés dans la première zone. Une première combustion s'effectue alors en défaut d'air, éliminant la conversion de l'azote en NOx. Également, les pics de températures diminuent réduisant la production du NO thermique. Dans la deuxième zone, 10 à 30% de l'air total sont injectés, la combustion se complète alors en excès d'air. Les pics de températures sont également bas, et la formation de NO thermique reste faible. L'étagement d'air n'augmente pas la consommation d'énergie des installations et n'affecte pas leur fonctionnement. Mais, il présente l'inconvénient majeur d'augmenter éventuellement la production de CO, surtout si les injecteurs d'air secondaires sont mal situés (Rentz, 1999).

#### *Recirculation des gaz brûlés*

Pour cette technique, 20 à 30% des gaz brûlés, à températures entre 350 et 400°C, sont réinjectés dans la chaudière via le brûleur, avec l'air de combustion (étagé ou pas). La quantité d'oxygène présente dans la zone de combustion est donc réduite grâce à la dilution par des gaz inertes, la flamme est 'refroidie' et les pics de températures sont diminués. Ainsi, les formations de NO du combustible et de NO thermique sont réduites. Cette technique est un très bon moyen pour réduire les NOx dans les installations à hautes températures. En revanche, pour ne pas déstabiliser la flamme et pour éviter toute diminution du rendement à cause des fortes températures à la sortie, la quantité de gaz brûlés ne doit pas dépasser les 30%. Des brûleurs bas-NOx pourront être utilisés pour réduire davantage les émissions de NOx (Verbund, 1996 ; European Commission, 2006).

#### *Diminution du préchauffage de l'air*

Le préchauffage de l'air par récupération de la chaleur des gaz brûlés augmente le rendement des installations de combustion ; néanmoins, il induit de hautes températures de flammes et par la suite de fortes productions de NO thermique. La diminution de la température de préchauffage de l'air a pour conséquence de réduire la température de flamme et donc la quantité de NO thermique. Ceci a comme inconvénient de réduire la récupération de l'énergie perdue dans les fumées, et donc réduire le rendement global de l'installation.

#### *Étagement du combustible*

L'étagement de combustible consiste à injecter au fur et à mesure le combustible dans la chambre de combustion. Ceci va limiter le dégagement de chaleur local, et donc la formation de NO thermique. Cette technique permet aussi de réduire en azote moléculaire les NOx formés dans la première zone de la réaction suivant le procédé de recombustion. La Fig. 2 montre le principe de l'étagement du combustible pour une chaudière industrielle de grande dimension.

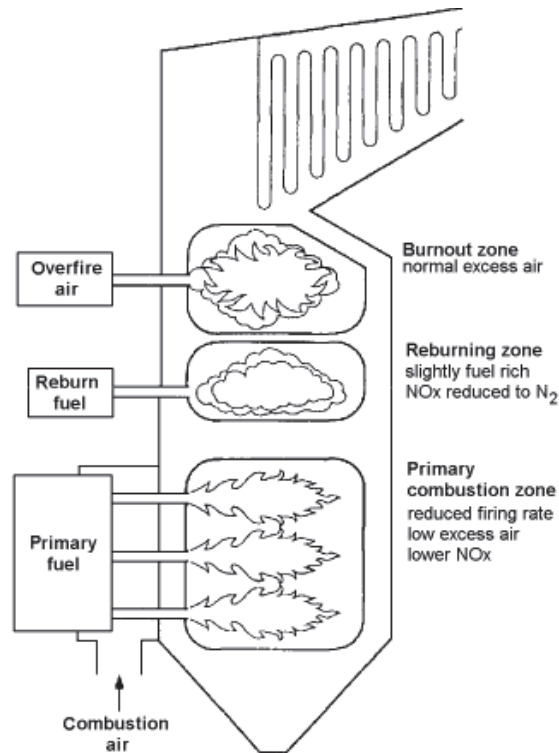


Fig. 2: Principe de l'étagement du combustible

On observe principalement trois zones :

1. Dans la zone primaire de combustion, 80 à 85% du combustible sont brûlés en défaut d'air.
2. Dans la deuxième zone de combustion ('reburning zone'), le reste du combustible est injecté. Les radicaux hydrocarbonés produits dans cette zone de combustion riche réagissent avec les oxydes d'azote produits dans la zone primaire, pour les réduire en azote moléculaire.
3. Dans la troisième zone, la combustion est complétée en rajoutant de l'air.

Le rendement de cette technique dépend de plusieurs paramètres, tels que la température, le temps de résidence, l'excès d'air, le type de combustible, et le mélange des gaz.

En principe, cette technique peut être implémentée sur les chaudières, et nécessitent de larges chambres de combustion pour éviter les grands taux de gaz imbrûlés. Le gaz naturel est le combustible le plus adapté à cette technique, parce qu'il est facilement inflammable (European commission, 2006). Ne contenant ni particules ni soufre, il permet d'éviter les dépôts de particules et les corrosions par les oxydes de soufre (Rentz, 1999 ; Ciemat, 2000).

### **2.3. Brûleurs bas-NOx dans les chaudières industrielles**

Bien que les brûleurs bas-NOx aient atteint un stade de maturité, beaucoup de développements continuent à avoir lieu. La conception de ces brûleurs change selon les constructeurs, mais repose toujours sur de mêmes principes.

Dans les installations à combustion classique, le combustible et le comburant sont entièrement injectés avec des systèmes (swirl, Bluff-Body) favorisant leur mélange rapide et donc la stabilisation

de la flamme. En conséquence, la combustion est très intense, et la flamme très chaude, produisant beaucoup d'oxydes d'azote. Les brûleurs bas-NO<sub>x</sub> modifient le mélange des réactifs, afin de réduire localement la quantité d'oxygène, et réduire les pics de températures de flamme, tout en gardant la combustion complète et le rendement satisfaisant. Ainsi, ils retardent la conversion de l'azote en oxydes d'azote. Selon les différentes techniques de réduction des NO<sub>x</sub>, les brûleurs bas-NO<sub>x</sub> sont basés sur l'étagement d'air, la recirculation des gaz brûlés et l'étagement du combustible.

### *Brûleurs bas-NO<sub>x</sub> avec étagement de l'air*

Une comparaison entre un étagement d'air conventionnel et un brûleur bas-NO<sub>x</sub> à étagement d'air avancé est schématisée dans la Fig. 3. L'air primaire est mélangé avec tout le combustible, produisant une flamme riche, de température relativement modérée, et à faible concentration en oxygène. Ces conditions minimisent la formation des oxydes d'azote. Les gaz résultants et le reste de l'air (l'air secondaire) créent une zone de combustion en-dessous des conditions stœchiométriques. Une zone de recirculation interne est créée grâce au swirl de l'air secondaire et à l'ouverture en forme de cône du brûleur ; ceci permet d'augmenter le temps de résidence et de réchauffer le combustible plus rapidement et stabilise la flamme. Les composants volatiles et le peu d'oxydes d'azote libérés de la flamme primaire se mélangent avec l'air secondaire. Ils créent une zone de combustion lente, à faibles températures et avec peu d'excès d'oxygène, où les imbrûlés s'oxydent et peu d'oxydes d'azote sont produits.

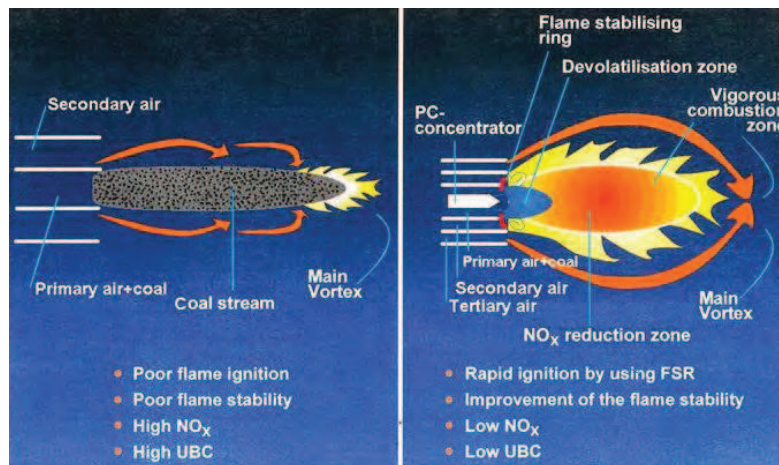


Fig. 3: Comparaison entre un étagement d'air conventionnel et un brûleur bas-NO<sub>x</sub> à étagement d'air avancé (Fortum, 2002)

### *Brûleurs bas-NO<sub>x</sub> avec recirculation des gaz brûlés*

Le principe des brûleurs bas-NO<sub>x</sub> avec recirculation des gaz brûlés ('EGR' pour exhaust gas recirculation) est souvent associé à l'étagement de l'air. La distance entre les injecteurs primaires et secondaires est plus importante, permettant à une couche de gaz brûlés de se former. Dans ces brûleurs, 15 à 25% des gaz brûlés, agissant comme diluants, sont recirculés et réinjectés dans la zone de combustion secondaire, ou dans l'air secondaire à l'entrée. Les températures de flamme et les concentrations d'oxygène sont réduites, diminuant la formation des NO<sub>x</sub>.



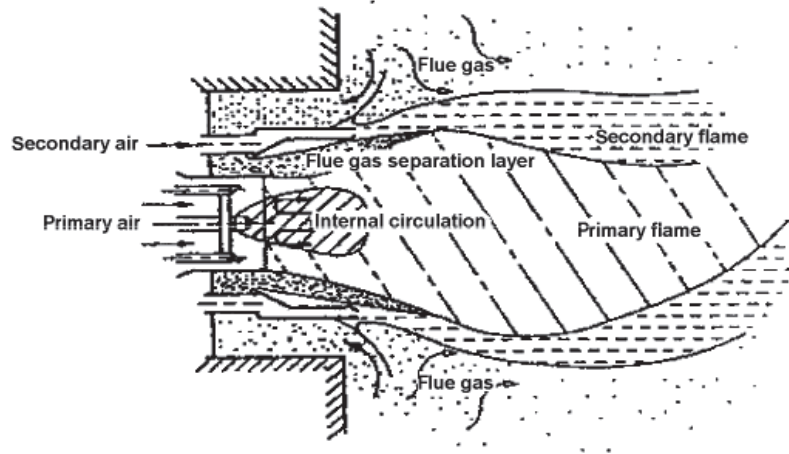


Fig. 4: Brûleur bas-NOx avec recirculation des gaz brûlés (Rentz, 1999)

### *Brûleurs bas-NOx avec étagement du combustible*

Dans cette configuration, une partie du combustible brûle au voisinage de la sortie du brûleur avec un fort excès d'air, induisant une température de flamme relativement faible, et une baisse de production de NOx. La zone de recirculation interne induite par un obstacle ou un effet de swirl, assure la stabilité de la flamme. Le reste du combustible est injecté plus loin pour former une deuxième zone de combustion. Les NOx formés peuvent dans cette deuxième zone être réduits en azote moléculaire par les radicaux NH<sub>3</sub>, HCN et CO. La flamme dans ce type de brûleur est environ 50% plus longue que celle d'un brûleur standard.

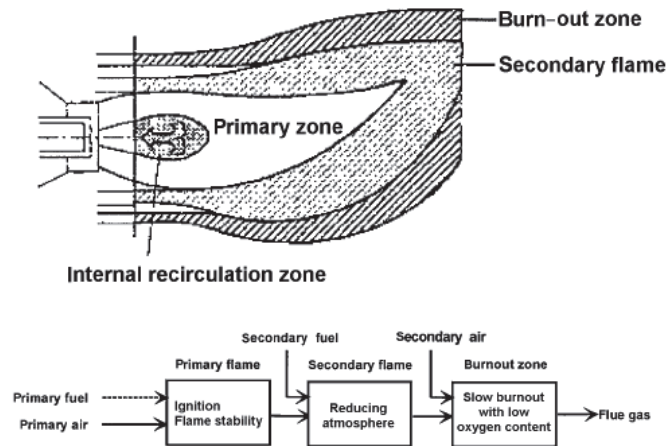


Fig. 5: Etagement du combustible dans un brûleur (Rentz, 1999)

### *Nouvelle génération de brûleurs bas-NOx*

Les nouvelles conceptions des brûleurs bas-NOx, nommés brûleurs bas-NOx hybrides ou ultra bas-NOx, combinent l'étagement d'air, l'étagement du combustible et la recirculation des gaz brûlés, avec de nouvelles techniques, pour réduire énormément les émissions de NOx. La première génération des brûleurs bas-NOx nécessitait des chambres de combustion assez grandes pour permettre la séparation de flammes. Pour éliminer cette contrainte, une nouvelle configuration de brûleurs a été développée combinant les flammes séparées et l'étagement d'air.

Cet étagement d'air est réalisé en injectant 30 à 40% de l'air de combustion directement dans chacune des flammes élémentaires. Le swirl permet d'éviter toute perte d'air de combustion. Ceci diminue les émissions des NOx sans aucune augmentation des imbrûlés. De plus, les jets d'air secondaire sont de plus forte impulsion, permettant d'avoir chaque flamme sur l'axe du brûleur, réduisant ainsi le diamètre de la flamme jusqu'à une valeur similaire à celle d'une flamme classique et compacte. Ce type de brûleur bas-NOx peut aussi être utilisé dans les installations existantes.

Les brûleurs ultra bas-NOx sont en cours de recherche et développement dans différents secteurs, c'est pourquoi peu d'informations techniques détaillées existent (European commission, 2006). Certain nombre d'entre eux permettent d'atteindre, selon le constructeur, des niveaux assez faibles en termes d'émissions de NOx. A titre d'exemple, les brûleurs de Weishaupt fonctionnent dans une gamme de puissance entre 300 kW et 22 MW. Plusieurs classes de réduction de NOx sont disponibles suivant les gammes de brûleurs et le type de combustible utilisé. Avec la technologie multiflam® introduit en 1998 par Weishaupt, de faibles émissions de NOx sont atteintes (en-dessous de 120 mg/kWh en fioul et 80 mg/kWh en gaz naturel, sous réserve de la géométrie des foyers). La particularité de cette technologie réside dans la construction spéciale de la chambre de mélange qui répartit la flamme en flammes primaire et secondaire. Ce principe permet d'obtenir un processus de combustion optimal, entraînant une réduction des émissions d'oxydes d'azote. D'autres brûleurs bas et très bas-NOx existent aussi pour différents constructeurs. Le Tab. 3 en récapitule quelques-uns.

Constructeur	Modèle	Puissances (MW)	NOx pour une installation neuve (mg/Nm <sup>3</sup> à 3% O <sub>2</sub> )
<b>Babcock Wanson</b>	LNTA	0,45 - 10,5	< 120
<b>Maxon</b>	M-Pakt	0,5 - 6	40
<b>John Zink</b>	RMB	6 - 180	20 (avec FGR)
<b>Stork Thermeq</b>	Impulse	5 - 60	50
<b>Fives Pillard</b>	GRX LoNOx Flame	5 - 20	120
<b>Hamworthy</b>	SFG	1 - 10	90
<b>Saacke</b>	TF - DDG	2 - 50	100
<b>Altex</b>	URNB	1 - 15	30 (avec FGR)
<b>North America</b>	Magma-Flame	1,5 - 120	40 (sans FGR) 20 (avec FGR)

Tab. 3: Performances de quelques brûleurs gaz naturel Ultra Low-NOx (Adams & Ourliac, 2012)  
(FGR : recirculation externe des gaz brûlés)

D'après ce tableau, sans recirculation externe des fumées qui nécessite un système assez coûteux, la plupart des brûleurs bas-NOx respectent difficilement les limites imposées par les nouvelles réglementations (soit une valeur de 100 mg/Nm<sup>3</sup> de NOx sur installation neuve). Ces performances annoncées pour des chambres de combustion neuves, peuvent se dégrader lorsque les brûleurs sont installés sur des chaudières existantes. Des études supplémentaires sont alors nécessaires pour anticiper un durcissement possible des réglementations dans les années à venir.

La combustion sans flamme est un mode de combustion qui a prouvé de très bonnes performances en termes de consommation d'énergie et de réduction des émissions polluantes dans des installations à hautes températures de parois de type four de procédés industriels. L'applicabilité de ce régime de combustion pour des installations à basses températures de parois, telles que les chaudières, semble être une piste intéressante et innovante pour réduire les émissions de NOx.

## 1. 3. Introduction à la combustion sans flamme : intérêts et applications

### 3.1. Préchauffage du comburant : moyens et conséquences

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. Le préchauffage du comburant (ou même du combustible), par récupération de la chaleur perdue dans les fumées, s'est avéré être une solution majeure à la diminution des dépenses d'énergie, et est aussi adaptée à la combustion de gaz à faible PCI par cet apport de chaleur (Fig. 6). En fait, avec les technologies classiques, un grand flux de chaleur se perd sous forme de chaleur sensible dans les gaz brûlés, à température assez élevée, et le principe est de la récupérer en préchauffant le comburant (ou le combustible) introduit. Ceci a pour effet d'augmenter l'énergie à l'entrée sans nécessairement augmenter la quantité de combustible utilisé (Fig. 7).

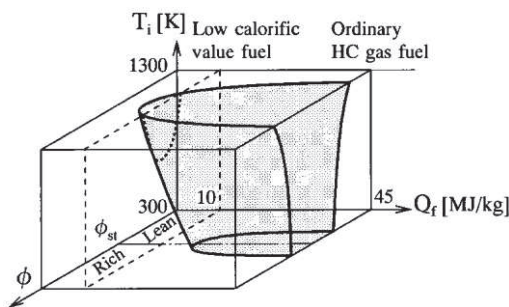


Fig. 6: Domaine d'inflammabilité fonction du pouvoir calorifique du combustible ( $Q_f$ ), de la température initiale des réactifs ( $T_i$ ), et de la richesse ( $\phi$ ) (Katsuki, 1998)

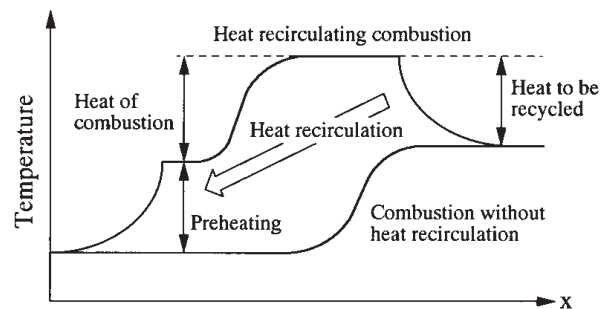


Fig. 7 : Variation de la température avec et sans recirculation de la chaleur, dans un système adiabatique 1D (Katsuki, 1998)

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>)

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

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

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

La Fig. 8 présente la variation du rendement de la combustion en fonction de la température des fumées à l'entrée du moyen de récupération de chaleur par l'air pour différents taux relatifs de préchauffage de l'air. Elle montre l'importance de l'efficacité de l'échangeur de chaleur sur le rendement thermique de l'installation, spécialement pour de fortes températures de fumées. Ceci dépend de la géométrie de l'échangeur, des matériaux utilisés, et du système lui-même. Avec les brûleurs métalliques récupératifs, le maximum de températures atteint est de l'ordre de 873K ; l'efficacité de préchauffage du comburant approche alors 60 %. Les régénérateurs consistent à stocker la chaleur dans des lits compacts formés de billes de céramique ou nid d'abeilles réfractaires fonctionnant en flux alternatifs gaz brûlés/comburant comme le montre la Fig. 9. Avec ces échangeurs, des températures d'entrée supérieures à 1273K peuvent être atteintes, rapprochant alors la température des gaz brûlés, et induisant une efficacité de préchauffage qui peut atteindre 80% et plus. Ceci a pour effet donc d'augmenter l'efficacité thermique du processus.

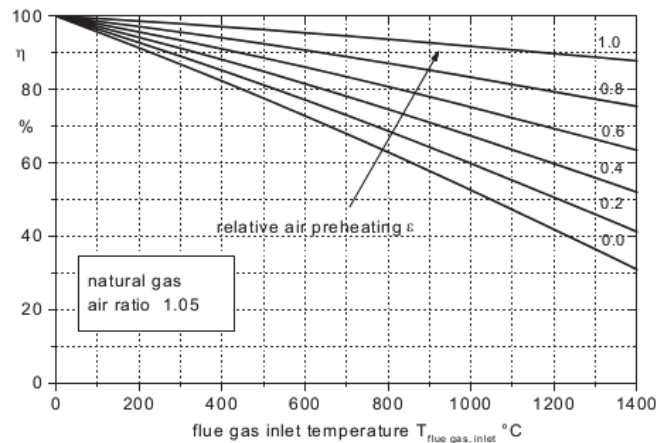


Fig. 8: Variation du rendement de la combustion en fonction de la température des fumées à l'entrée du récupérateur de chaleur pour différents taux relatifs de préchauffage de l'air (Flamme, 1998)

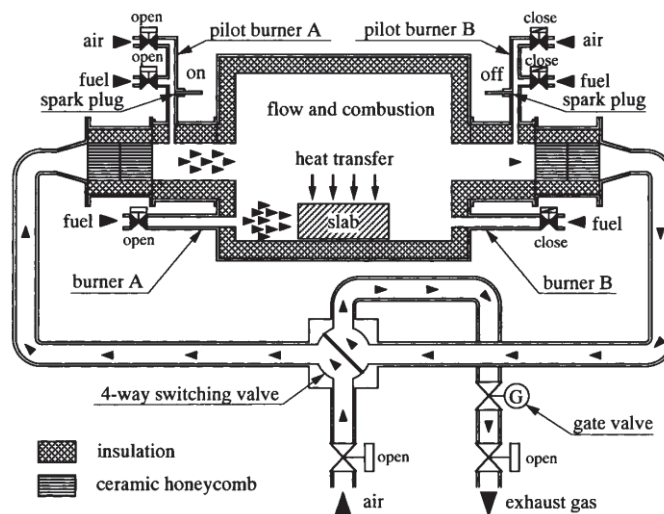


Fig. 9: Schéma d'un four à recirculation de chaleur fonctionnant avec des régénérateurs à haute fréquence d'alternance des flux (Katsuki, 1998)

De plus, le préchauffage du comburant joue un rôle important dans la stabilisation de la flamme. Dans les systèmes sans préchauffage de l'air, plusieurs techniques, telles que le bluff-body, le swirl, la flamme pilote..., sont utilisées afin de créer une zone de gaz brûlés chauds capables de stabiliser et d'entretenir continuellement la flamme dans les fours. Avec un comburant fortement préchauffé à une température supérieure à la température d'auto-inflammation, il n'est plus nécessaire d'avoir un tel système pour la stabilisation de flamme ; celle-ci est assurée après que les réactifs ne se soient mélangés.

Ce procédé de récupération de chaleur par régénérateur a été pensé et mis en œuvre depuis plus d'un siècle et demi (e.g. four Martin - Siemens en aciérie). Néanmoins, le préchauffage de l'air présente deux inconvénients majeurs. Les hautes températures atteintes par ce processus peuvent excéder les températures auxquelles peuvent résister les matériaux des composants les plus chauffés, d'où l'usage de matériaux à fortes résistances thermiques, telle que la céramique. De même, un tel processus appliqué aux brûleurs conventionnels, conduit à une forte production de NO thermique due aux forts pics de température. L'étagement du combustible ou du comburant, comme mentionné précédemment, permet de réduire ces émissions polluantes.

Des recherches et développements cherchant à optimiser ces techniques d'étagement sur des brûleurs régénératifs ont conduit à un nouveau procédé de combustion ultra bas-NO<sub>x</sub>, dénommé 'combustion sans flamme', de par son absence de flamme visible dans le four. Ce mode de fonctionnement considéré comme un nouveau régime de combustion pour les foyers industriels permet la récupération de la chaleur des gaz brûlés, tout en contrôlant les pics des températures, et par conséquent la formation des NO<sub>x</sub>, ainsi que les contraintes thermiques, même à forte température de préchauffage de l'air.

### **3.2. Le régime de combustion sans flamme**

#### **3.2.1. Les brûleurs régénératifs à combustion sans flamme**

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 fonctionnant continuellement en combustion sans flamme dans les fours industriels a également montré son efficacité en termes de qualité des produits et de plus faibles coûts.

Selon les pays, différents brûleurs à combustion sans flamme ont été développés en se basant sur cette séparation à l'extrême des réactifs. Les brûleurs régénératifs (REGEMAT 350 FLOX<sup>®</sup>) 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. Le premier est le mode flamme dédié à la mise en température du four ; la combustion est réalisée par mélange de l'air et du gaz au niveau de la buse du brûleur et la flamme est détectée par ionisation. Lorsque la température du four dépasse la température d'auto-inflammation, le brûleur passe en mode d'oxydation sans flamme et en mode auto-régénératif (Fig. 10). Le brûleur comprend 6 blocs de régénération : 3 préchauffent l'air de combustion et les 3 autres extraient les gaz

d'échappement du four. Une série de clapets d'inversion montés sur le brûleur permettent le basculement au niveau du fonctionnement des blocs de régénération.

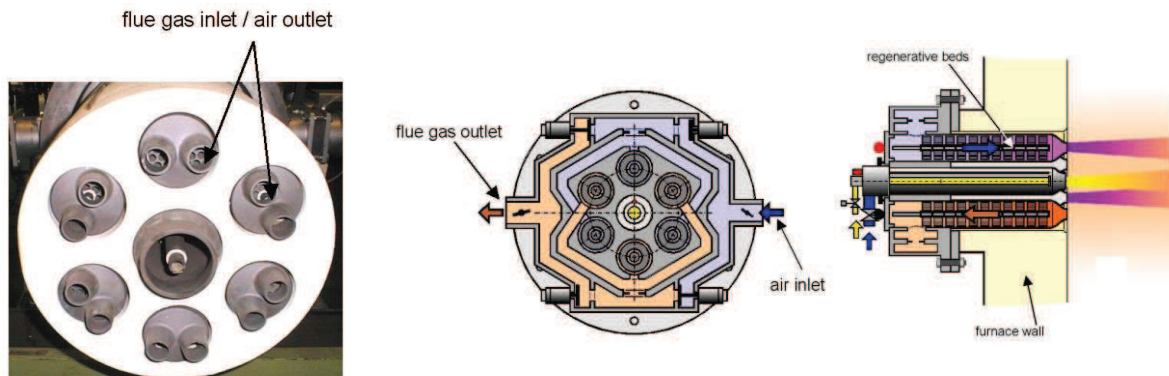


Fig. 10: Le brûleur WS REGEMAT FLOX®

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 NOx, et d'obtenir une distribution homogène des températures.

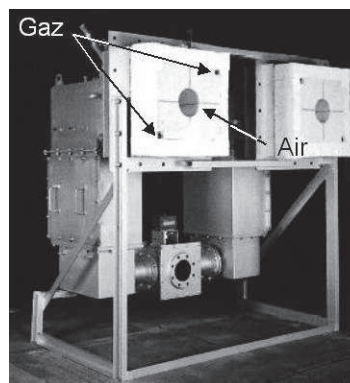


Fig. 11: Une paire de brûleurs NFK HRS – DL

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.

### 3.2.2. Les définitions de la combustion sans flamme

Les schémas de la Fig. 12 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 (Fig. 13). Elle occupe un plus large volume, les températures sont plus faibles et plus homogènes, sans pics remarquables, ni flamme visible (Katsuki, 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).

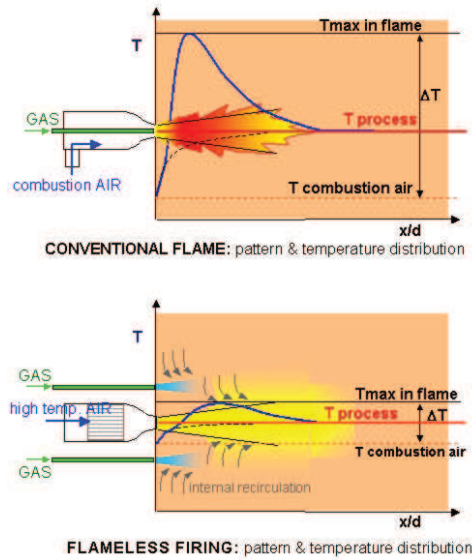


Fig. 12: Comparaison des deux modes de combustion : classique et sans flamme (Milani, 2001)

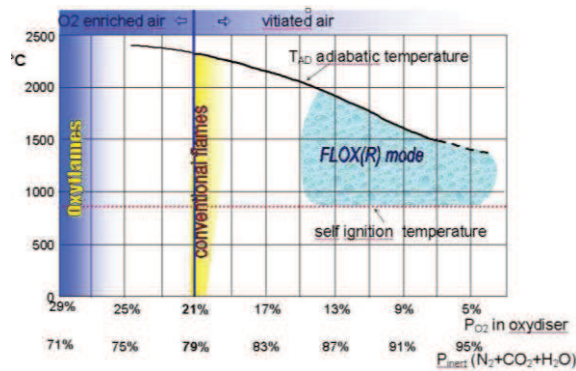


Fig. 13: Définition de la combustion sans flamme fonction de la température de préchauffage de l'air et du taux d'oxygène (Milani, 2001)

Historiquement, ce régime de combustion a été découvert au Japon par Tokyo Gas (Nakamachi, 1990), et quasiment simultanément aussi dans de multiples autres pays en Europe et aux Etats Unis. La température de préchauffage de l'air a été longtemps considérée comme un élément primordial pour atteindre ce régime, elle devait excéder 1000°C, voire 1300°C pour certaines applications (Weber, 2005). Selon les pays et les auteurs, ce mode de combustion a été nommé et défini différemment suivant l'approche considérée.

A l'origine, ce régime apparut 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). 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 (Fig. 14).

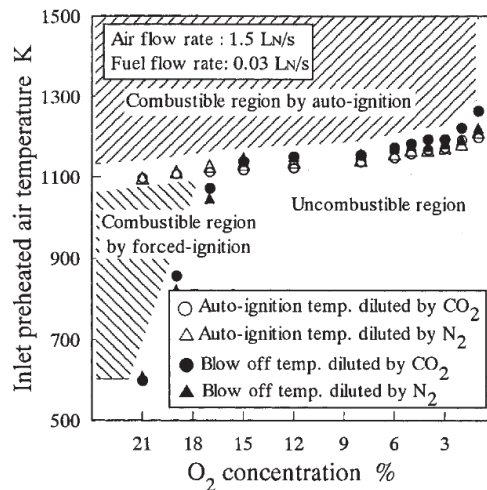


Fig. 14: Diagramme d'existence du régime HPAC pour le gaz naturel dans de l'air préchauffé et dilué avec CO<sub>2</sub> ou N<sub>2</sub> (Choi, 2001)

Une autre définition du régime de combustion sans flamme s'appuie sur la présence nécessaire d'une zone de recirculation de forte intensité autour des jets de réactifs dans l'enceinte du four. Ainsi, Wüning & Wüning définissent un diagramme d'existence de ce régime en fonction de la température du four et du taux de recirculation  $Kv$  défini comme étant le rapport des débits massiques :

$$Kv = \frac{\dot{m}_e}{\dot{m}_f + \dot{m}_a}$$

$\dot{m}_e$  désigne le débit massique maximal des gaz brûlés recirculés,  $\dot{m}_f$  le débit massique du combustible, et  $\dot{m}_a$  celui de l'air comburant.

La Fig. 15 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), appelée 'oxydation sans flamme' par Wüning & Wüning, retenue ensuite par eux comme dénomination commerciale FLOX<sup>®</sup> (pour 'Flameless Oxidation') pour leurs brûleurs régénératifs.



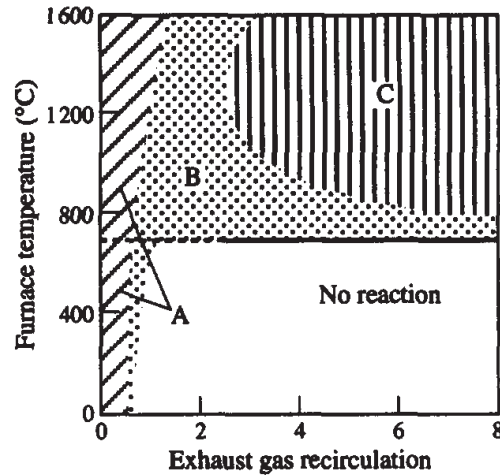


Fig. 15: Diagramme d'existence de la combustion flamme en fonction du taux de recirculation et de la température du four (Wüning, 1997)

D'autres définition et dénomination de ce régime de combustion sans flamme ont été proposées par Cavaliere & 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 (Cavaliere, 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 (Fig. 16).

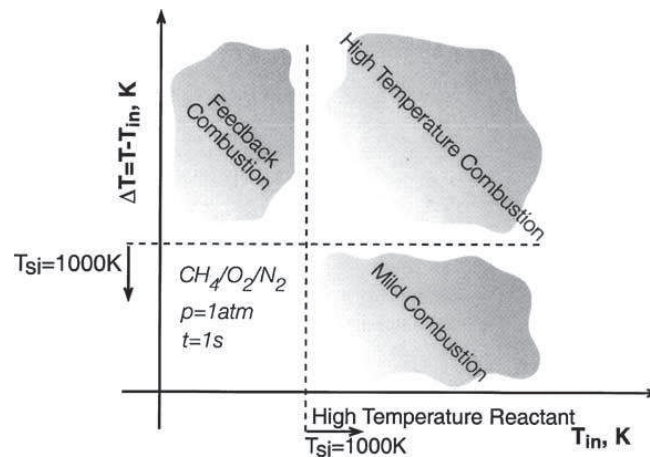


Fig. 16: Définition de la combustion sans flamme fonction de la température d'entrée des réactifs et du gradient de température (Cavalière, 2004)

L'appellation 'MILD combustion' proposée par Cavaliere & 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 & Cavaliere proposent aussi d'autres configurations pour lesquelles le régime de 'mild combustion' peut être aussi atteint (De Joannon 2005). C'est le cas par exemple des moteurs HCCI (pour Homogeneous Charge Compression Ignition) où la charge est homogène et pauvre. La température initiale élevée est atteinte par la compression dans le cylindre provoquant alors l'auto-inflammation du mélange homogène dilué par l'EGR et le fort excès d'air. Ces mêmes conditions sont

aussi obtenues dans un réacteur alimenté par un écoulement permanent constitué d'un prémélange combustible - comburant - produits de combustion à une température supérieure à la température d'auto-inflammation. Dans cette configuration, dénommée HFFI (pour 'Homogeneous Flow Flowing Ignition') par De Joannon & Cavaliere, la combustion se réalise dans le réacteur après le délai d'auto-inflammation. Enfin, ces mêmes critères pour le régime de 'mild combustion' peuvent être aussi atteints dans des configurations fondamentales non initialement prémélangées telles qu'entre un écoulement de combustible et un écoulement de comburant à contre-courant. Dans ce cas, appelé HDDI (pour 'Hot Diluted Diffusion Ignition'), le préchauffage et la dilution peuvent être considérées ensemble ou séparément pour chacun des deux réactifs conduisant alors à quatre configurations fondamentales de base. Quelle que soit la configuration, il est possible de retrouver les mêmes critères d'atteintes du régime de 'mild combustion' : une haute température initiale, dans ces cas pour l'un des deux réactifs, et un gradient maximum de température qui reste modéré. Toutefois, les valeurs de ces critères varient suivant la configuration retenue pour la dilution et le préchauffage des réactifs (Sorrentino, 2013).

Ces différentes définitions du même régime de combustion massivement dilué à haute température, appelé ici 'combustion sans flamme', sont complémentaires car elles correspondent à différentes approches et s'appuient sur différentes caractéristiques de ce régime particulier de combustion que l'on peut obtenir avec un brûleur régénératif dans un foyer à haute température.

### 3.2.3. Les caractéristiques principales de la combustion sans flamme

#### *Visualisations à l'œil nu*

Une des premières caractéristiques de ce régime de combustion massivement dilué à haute température et ayant donné sa dénomination 'combustion sans flamme' provient du fait qu'il n'est très souvent plus possible de visualiser la zone de combustion dans le four (Fig. 17).

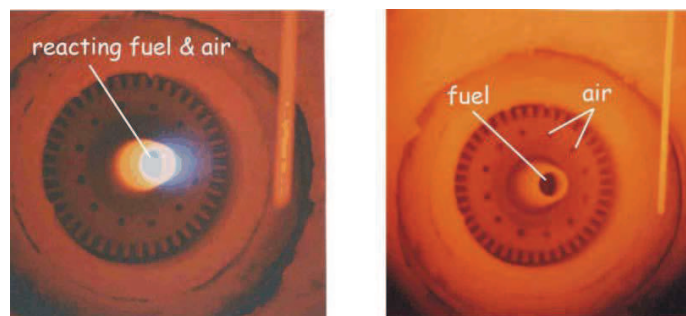


Fig. 17: Combustion classique en mode flamme à gauche, et combustion sans flamme à droite (Milani & Wüning, 2002)

Pour une flamme conventionnelle, l'émission spontanée visible peut provenir à la fois du rayonnement thermique issu de suies à haute température et de l'émission de chimiluminescence de radicaux formés par certaines réactions chimiques sur un niveau rovibronique excité. Pour le régime de combustion sans flamme obtenu dans un four à haute température, il n'y a pas de suies et l'intensité de chimiluminescence est très faible du fait de la forte dilution des zones de réaction. Le rayonnement thermique visible des parois à haute température du four va alors supplanter l'émission spontanée des zones de combustion, jusqu'à ce qu'elles ne soient plus visibles à l'œil comme c'est le cas pour le gaz naturel (et le méthane). Ce même régime de combustion massivement dilué à haute température et très

faibles émissions de NO<sub>x</sub> peut être aussi atteint avec d'autres combustibles et présenter alors tout de même en partie un faible rayonnement visible issu des zones de réaction, comme par exemple du GPL (Hasegawa 1997 ; Shimo 2000), du charbon et du fioul (Weber 2005). L'absence de rayonnement visible n'est donc pas forcément un prérequis pour le régime de combustion sans flamme des brûleurs régénératifs. Toutefois, la faible intensité de chimiluminescence est bien le signe d'une faible densité de dégagement de chaleur locale qui va induire de faibles températures et donc de faibles formations de NO dans la zone de réaction.

#### *Aérodynamique des jets issus d'un brûleur à combustion sans flamme*

La caractéristique commune des brûleurs régénératifs à combustion sans flamme est l'injection du combustible et du comburant sous la forme de jets séparés et éloignés. La Fig. 18 présente le champ moyen de vitesse obtenu par C. Rottier sur l'installation pilote haute température du CORIA par PIV endoscopique (Rottier, 2010 (a)). La configuration étudiée reprend la géométrie du brûleur NFK avec une injection centrale d'air préchauffée encadrée de deux injections latérales de méthane. On voit clairement que chacun des jets turbulents entraîne une grande quantité de gaz ambiants avant de se rencontrer.

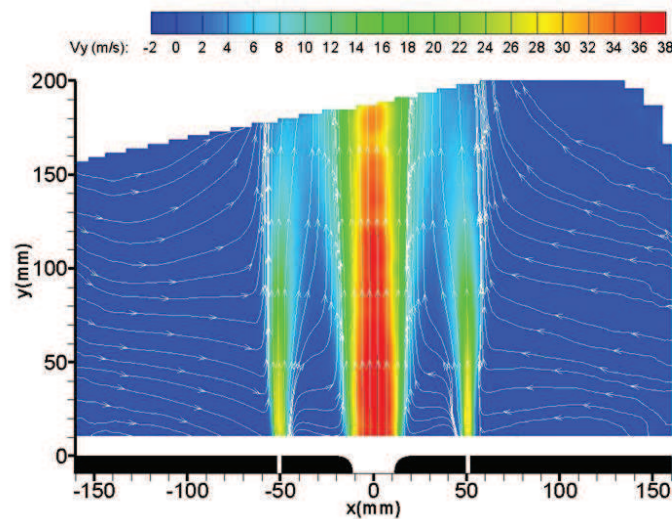


Fig. 18: Champ moyen de vitesse obtenu par PIV endoscopique (Rottier, 2010 (a))

Dans cette configuration, la forte impulsion du jet d'air assure la recirculation des gaz brûlés dans la chambre de combustion. Le taux de recirculation  $K_v$  au sens de Wüning est bien supérieur à 3. Le processus d'entraînement par les jets turbulents de réactifs va induire une forte augmentation progressive des débits des jets, comme quantifié aussi auparavant lors d'expériences sur des installations semi-industrielles (Weber, 1999 ; Masson, 2005). Dans l'installation de laboratoire, C. Rottier a quantifié entre 2,5 et 3,0 le taux de dilution (défini comme le rapport du débit massique de gaz brûlés recirculants entraînés sur la somme des débits massiques initiaux des réactifs) au point de rencontre des jets. C'est bien ce phénomène d'entraînement des gaz brûlés inertes chauds recirculants autour des jets qui va induire leur dilution et chauffage progressifs avant l'initiation de la combustion.

### *Localisation et stabilisation des zones de réaction*

La position des zones de réaction dans une combustion sans flamme varie selon la géométrie du brûleur et les conditions opératoires. Des mesures de concentrations moyennes de CO réalisées par la Faculté Polytechnique de Mons avec une sonde de prélèvement dans une installation semi-industrielle équipée d'un brûleur autorégénératif WS REGEMAT montrent que la zone de réaction est décrochée du brûleur (Fig. 19) (Lupant, 2005). Elle a tendance à se raccrocher lorsque la température du four augmente (cf. I.3.2.4).

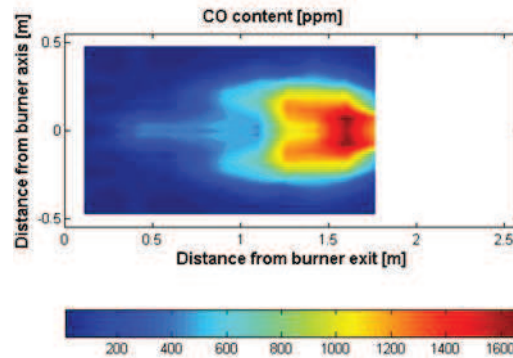


Fig. 19: Concentrations moyennes de CO dans une installation semi-industrielle équipée d'un brûleur auto-régénératif (Lupant, 2005)

Le même type de mesures réalisées par E. Masson sur l'installation semi-industrielle de GDF SUEZ avec un brûleur type NFK, au point de fonctionnement de référence ( $P = 200 \text{ kW}$ ,  $T_{\text{air}} = 1000 \text{ °C}$ ,  $T_{\text{four}} = 1300 \text{ °C}$ ,  $\lambda = 1,1$ ), a permis de mettre en évidence la présence d'une zone de recirculation interne aux jets provoquée par un effet bluff-body du brûleur (Masson, 2005). Dans cette zone, Eric Masson a trouvé qu'une réaction de combustion primaire pouvait avoir lieu, mais avec un dégagement local de chaleur qui reste faible. Dans ce cas aussi, la zone de réaction principale est très éloignée du brûleur. Elle débute à partir de l'endroit où les jets de réactifs se rencontrent et se développe autour de la ligne stœchiométrique dans la couche de mélange des jets. La structure fine de cette zone de réaction reste encore mal connue. Les vitesses de jets et les taux de dilution locaux étant élevés, l'intensité de la réaction est faible, ce qui peut induire des conditions locales de type partiellement prémélangées qui vont favoriser la stabilisation de la combustion (Medwell, 2009). Localement, le nombre de Damköhler, défini comme le rapport d'un temps caractéristique aérodynamique sur un temps caractéristique chimique, est inférieur à 1 (Galletti, 2007 (b) ; Effugi, 2008). Les conditions locales de dilution massive des réactifs peuvent aussi modifier les voies réactionnelles d'oxydation et recombinaison (Sabia, 2013).

### *Températures et formation des NOx*

En mode de combustion fortement diluée, les champs de températures sont relativement plus uniformes, et elles n'excèdent que de quelques centaines de Kelvin la température des gaz brûlés, sans présenter de pics. Ceci favorise donc les faibles émissions d'oxydes d'azote même avec de forts préchauffages, comme le montre la Fig. 20. Wüning & Wüning (Wüning, 1997) comparent trois brûleurs fonctionnant avec une même puissance nette de combustion, mais différentes puissances d'entrée (400 kW, 245 kW, 200 kW), qui diminuent en préchauffant le comburant (sans préchauffage, 600°C, 950°C), pour atteindre le régime de combustion sans flamme dans ce dernier cas. Le maximum

de température atteint en ce mode de combustion n'est que de 1745°C et se situe dans la zone proche du brûleur, avec de faibles gradients, et très peu de NO formés.

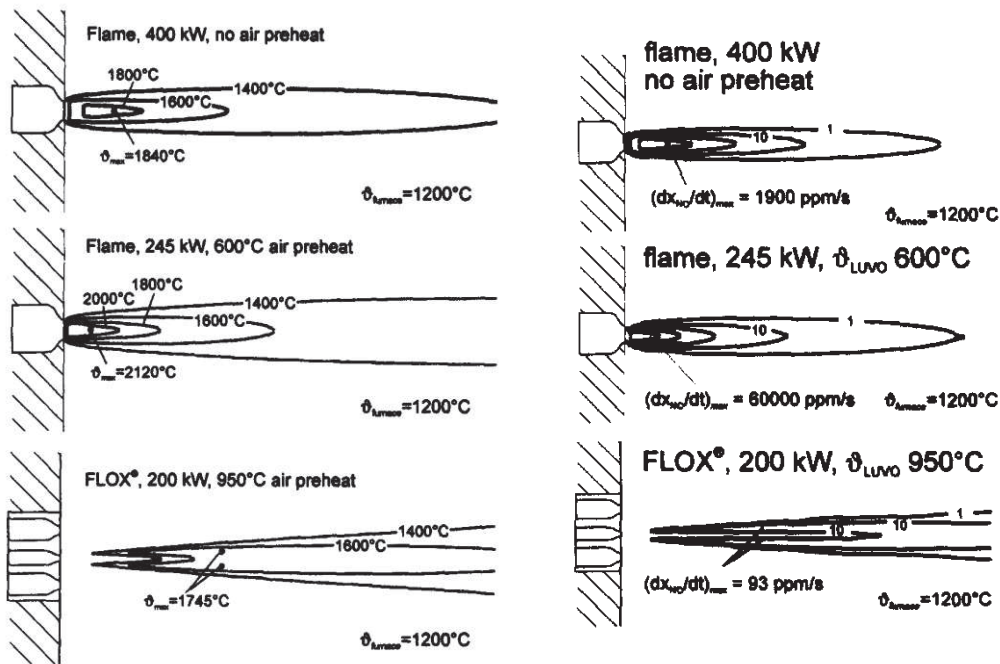


Fig. 20: Distribution des températures et des NO formés, en variant la température de préchauffage du comburant, et le processus de combustion (Wüning, 1997)

Le graphique de la Fig. 21 compare les émissions de NOx pour différents modes de combustion en fonction de la température du procédé. La combustion sans flamme (FLOX) permet d'atteindre les plus faibles émissions de NOx comparées aux autres modes de combustion du gaz naturel. Ceci est dû à l'importante réduction de la formation de NO thermique avec les plus faibles températures.

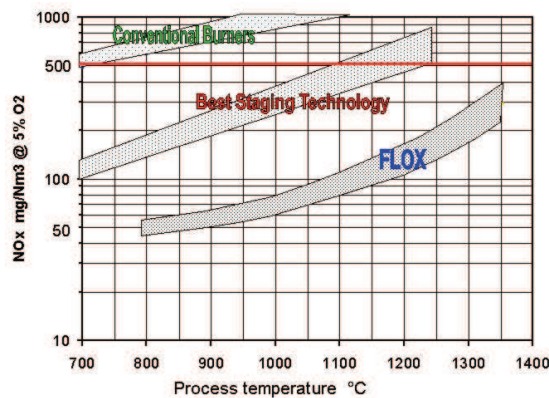


Fig. 21: Emissions de NOx fonction la température du procédé (Milani, 2001)

Sur l'installation semi-industrielle à hautes températures de GDF SUEZ, équipée d'un brûleur à combustion sans flamme type NFK, Eric Masson (Masson, 2005) a aussi mesuré les champs de températures à l'intérieur de la chambre de combustion. Le champ moyen et le champ des écarts-type sont représentés dans la Fig. 22. Les deux zones de fortes températures correspondent aux zones de réaction, avec de faibles gradients de températures, et une valeur maximale ne dépassant pas 1600°C. A l'extérieur, les températures sont homogènes, avec une différence maximale de 50°C.

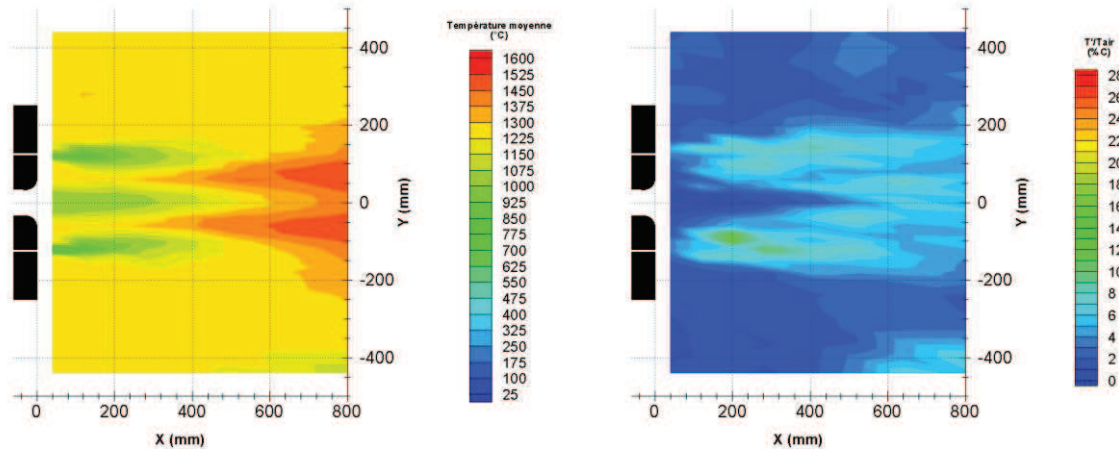


Fig. 22: Champ de température moyen (gauche) et écart-type de température normalisé par la température de préchauffage de l'air (droite) (Masson, 2005)

La Fig. 23 présente la cartographie d'indice d'émission d'oxydes d'azote pour le même cas (Masson, 2005). Les concentrations de NO<sub>x</sub> mesurées sont relativement faibles pour  $y < -200$  mm, et elles sont comparables dans la zone en dehors des jets aux concentrations en cheminée, mettant en évidence la zone de recirculation. Les oxydes d'azote se forment dans la zone de réaction principale où la température augmente et atteignent les plus fortes concentrations en aval des zones de combustion.

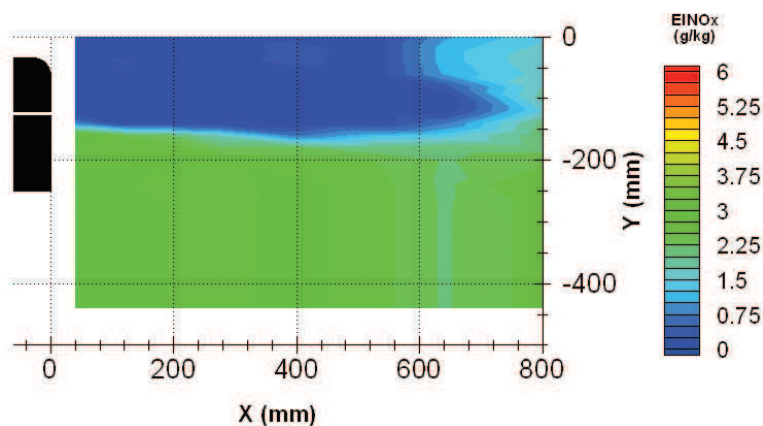


Fig. 23: Cartographie d'indice d'émission d'oxydes d'azote (Masson, 2005)

En résumé, la combustion sans flamme est un régime de combustion massivement dilué obtenu dans un foyer à haute température avec un brûleur régénératif grâce au processus d'entraînements des jets turbulents de réactifs débouchant dans un environnement confiné composé de produits de combustion inertes et chauds. La recirculation de ces gaz brûlés dans la chambre de combustion est une conséquence de ce phénomène d'entraînement assuré principalement par le ou les jets d'air à forte vitesse qui vont également provoquer l'inflexion des jets de combustible de plus faibles impulsions (Fig. 24). Ainsi, dans la couche de mélange débutant au point de rencontre des jets, on atteint des taux de dilution par les gaz brûlés très grands et des niveaux de température très élevés du fait de ces gaz brûlés et du préchauffage de l'air. Les critères d'obtention du régime HiTAC ou 'mild combustion' sont donc vérifiés localement dans la couche de mélange. Le gradient de température reste modéré dans les zones de réaction ; la formation de NO par voie thermique et donc les émissions de NO<sub>x</sub> sont limitées aux niveaux les plus bas jamais atteints dans les fours.

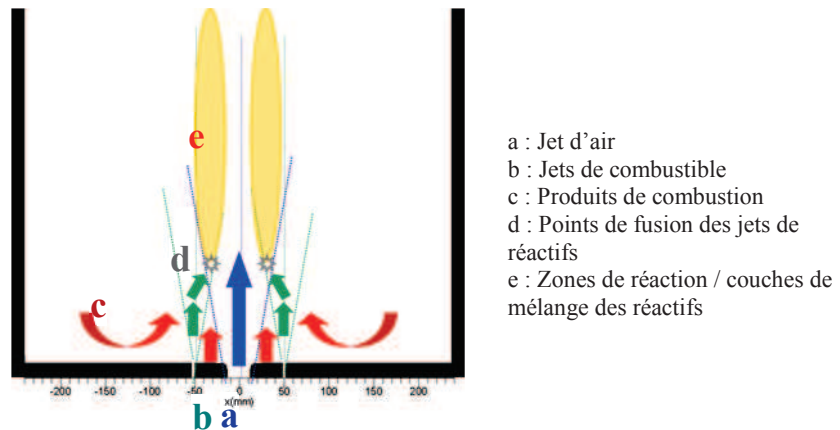


Fig. 24 : Schématisation du principe de stabilisation du régime de combustion sans flamme

### 3.2.4. Les paramètres influents de la combustion sans flamme dans les foyers industriels

Selon la littérature, le régime de combustion sans flamme est atteint dans un four à haute température, avec de larges recirculations des gaz brûlés. Il a également été défini comme dépendant du préchauffage du comburant et d'une basse concentration d'oxygène, inférieure à 5% vol. La température du four, le taux de recirculation, la température de préchauffage du comburant et le taux d'aération sont donc les paramètres principaux affectant la combustion sans flamme et ses caractéristiques. Différents auteurs ont cherché à étudier les effets de ces paramètres.

#### *Variation de la puissance*

Durant ses travaux sur un four à l'échelle semi-industrielle muni d'un brûleur type NFK, Eric Masson (Masson, 2005) a varié la puissance de 200 kW à 100 kW. Il a remarqué que la diminution de la puissance entraîne un déplacement amont de la zone de fusion des jets ainsi qu'une diminution de la longueur de la zone de recirculation interne aux jets. Néanmoins, elle n'influence pas la structure des zones réactives, ni le taux de recirculation externe et la dilution des zones de réaction. Ainsi, pour une configuration donnée, une modulation de puissance est possible sans influence notable sur le régime de combustion sans flamme.

#### *Variation du taux d'aération*

Dans ces mêmes travaux (Masson, 2005), le taux d'aération a été varié de 1,1 à 2,2. Son augmentation provoque une diminution du taux d'espèces inertes dans les gaz recirculés. Ceci a pour conséquence directe un accroissement de l'intensité de combustion, donc de plus forts gradients et valeurs maximales de température. Cela provoque une augmentation de la formation des oxydes d'azote, formés par voie thermique. Une augmentation très importante du taux d'aération entraîne l'apparition d'une troisième zone de réaction de combustion autour des jets de combustible, jusqu'ici inexistante. Les conditions de réaction dans cette zone favorisent aussi la formation de suies.

En augmentant le taux d'aération sur l'installation pilote à hautes températures du CORIA, Christiane Rottier (Rottier, 2010 (b)) a constaté également une forte augmentation des émissions de NOx (Fig. 25). Cette même tendance a été également observée lors d'essais semi-industriels effectués

sur un brûleur WS REGEMAT (Quinqueneau, 2001). En plus des deux zones de réaction principales, deux zones secondaires de réaction entre le méthane et l'oxygène résiduels dans les gaz brûlés recirculants apparaissent (Fig. 26). Les différentes zones de réaction et les rayonnements de parois deviennent de plus en plus intenses (Rottier, 2010 (b)). Lorsque le taux d'aération augmente, des flammes très instationnaires ont aussi été observées à l'œil autour des jets de méthane.

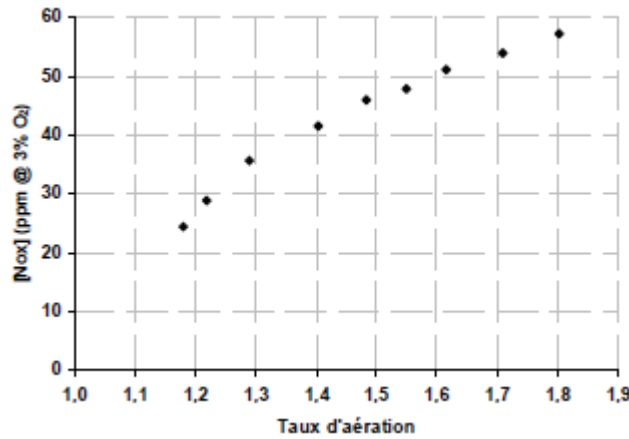


Fig. 25: Emissions des NOx en fonction du taux d'aération, pour une température de préchauffage de l'air de 565°C (Rottier, 2010 (b))

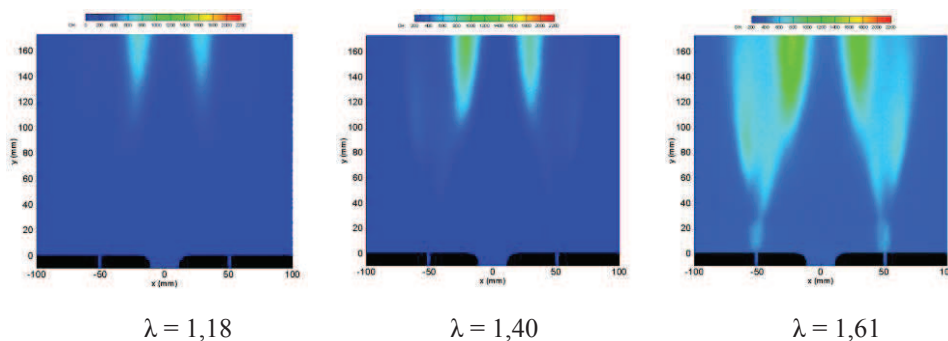


Fig. 26: Images moyennes de chimiluminescence en fonction du taux d'aération (Rottier, 2010 (b))

### *Variation de la température de préchauffage de l'air*

Le préchauffage de l'air a été longtemps considéré comme une condition indispensable pour la stabilité de la combustion sans flamme. Sur une installation à l'échelle semi-industrielle, Eric Masson (Masson, 2005) a observé que la diminution de la température de l'air (1000 °C à l'ambient) entraîne une diminution du taux de recirculation et donc de la dilution des réactifs par les produits de combustion inertes. Cependant, la diminution de la température de préchauffage de l'air induit une diminution de la puissance totale entrante, ce qui provoque une diminution du taux de réaction et donc des températures maximales dans la flamme. Cette baisse des températures favorise une diminution des taux de formation des oxydes d'azote. Les résultats des mesures dans la flamme ainsi que les émissions en oxydes d'azote ont permis de conclure que le régime de combustion sans flamme est possible avec de l'air à température ambiante (Masson, 2005).

C. Rottier a également étudié l'effet de la température de préchauffage de l'air sur les émissions polluantes et la stabilité de la combustion sans flamme dans une installation à l'échelle de laboratoire muni d'un brûleur type NFK (Rottier, 2010 (b)). A forte température de préchauffage de



l'air de 565°C, les émissions des NOx sont déjà bien inférieures à celles d'une combustion classique. Elles diminuent exponentiellement en diminuant la température de préchauffage de l'air, jusqu'à atteindre une valeur très faible de 4 ppm à 3% d'O<sub>2</sub> (Fig. 27).

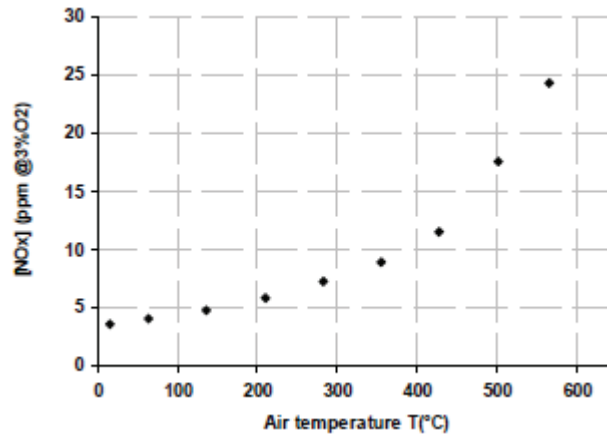


Fig. 27: Variation des émissions de NOx avec la température de préchauffage de l'air (Rottier, 2010 (b))

Comme le montre la Fig. 28, les zones de réaction se décalent vers l'aval en diminuant la température de préchauffage de l'air, et se complètent avant la sortie du four, sans flammes visibles, ni production de CO. En effet, à la rencontre des réactifs, la température de mélange est de plus en plus inférieure à la température d'auto-inflammation, retardant le début de la réaction. Le déplacement vers l'aval des zones de réaction favorise la dilution des réactifs avant la combustion, et par la suite la réduction des émissions d'oxydes d'azote, sans affecter la stabilité de la combustion sans flamme.

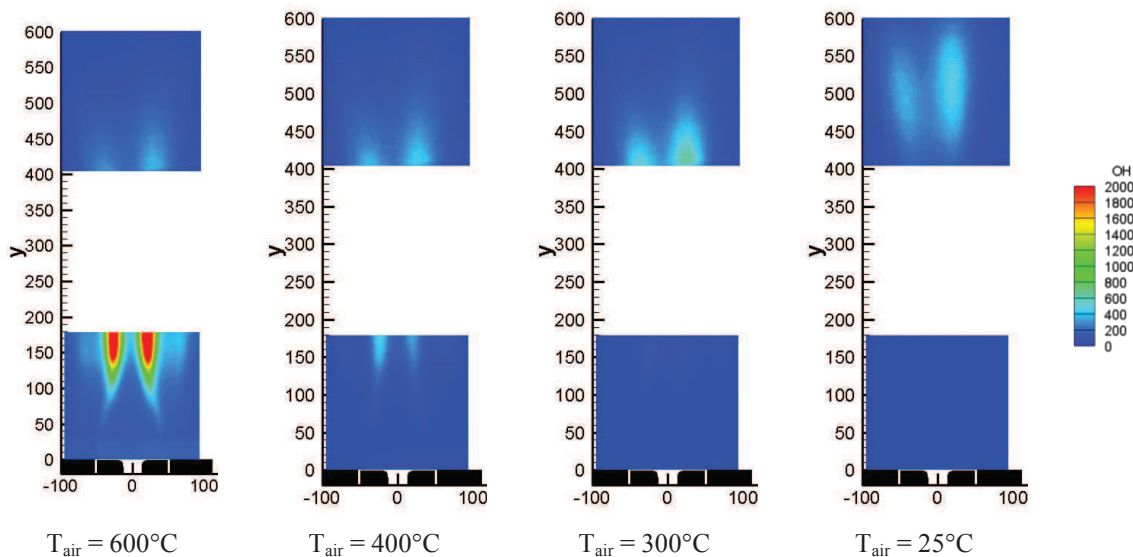


Fig. 28: Evolutions des zones de réaction, pour un taux d'aération de 1,18, et pour quelques températures de préchauffage de l'air (Rottier, 2010 (b))

L'analyse des champs de vitesse mesurés par PIV, des champs de concentration par sonde de prélèvement, des températures par thermocouple à fil fin et l'imagerie des zones de réaction par chimiluminescence OH\* a permis de mettre en évidence deux comportements différents selon que l'air est préchauffé ou non. Lorsque l'air est préchauffé, la zone de réaction principale a lieu dans la couche des mélanges des jets de combustible et du jet d'air, au point de fusion des jets. L'étude aérodynamique de la combustion sans flamme a montré que ce régime de combustion dilué était

atteint par des processus de mélange des réactifs avec les gaz brûlés recirculants grâce à la géométrie du brûleur. Lorsque l'air n'est pas préchauffé, la zone de combustion unique se déplace très en aval du brûleur et est plutôt de type prémélange (Rottier, 2010 (b)).

Dans leurs travaux, Cain & al. ont étudié l'effet de la variation de la température de préchauffage de l'air sur les émissions de NO<sub>x</sub>, sur un brûleur récupératif formé d'un injecteur d'air et de deux injecteurs de combustible incliné de 15° (Cain, 2000). D'une manière similaire, les émissions de NO<sub>x</sub> diminuent quand la température de l'air diminue (Fig. 29).

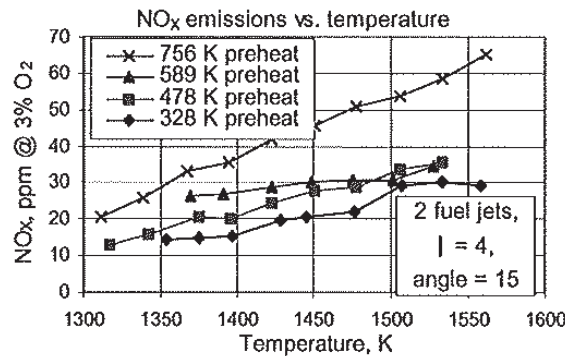


Fig. 29: Evolutions des émissions de NO<sub>x</sub> en fonction de la température du four pour différentes températures de préchauffage de l'air (Cain, 2000)

A la Faculté Polytechnique de l'Université de Mons, Sezgin et al. (Sezgin, 2010) ont étudié la stabilité de la combustion sans flamme en variant la température de préchauffage du comburant de 950°C à 1050°C, la quantité de diluant ramené artificiellement avec les réactifs avant l'entrée, et l'excès d'oxygène par rapport à la quantité stœchiométrique. La Fig. 30 présente le diagramme des régimes de combustion obtenu avec un excès d'oxygène de 5%, en fonction de la température de préchauffage du comburant vicié (air + azote de dilution) et du taux de recirculation  $K_v$ , défini comme étant :

$$k_v = \frac{Q_{\text{diluant}}}{Q_{\text{combustible}} + Q_{\text{air}}}$$

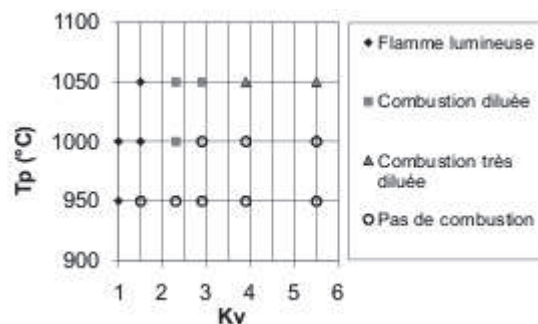


Fig. 30: Diagramme des régimes de combustion du CH<sub>4</sub>, en fonction de la température de préchauffage du comburant vicié et du taux de recirculation (Sezgin, 2010)

Quatre régimes de combustion ont été observés :

1. Combustion lumineuse et instable, avec des concentrations de NO<sub>x</sub> élevées (de l'ordre de 70 ppm) et des concentrations de CO et CH<sub>4</sub> proches de zéro à la sortie

2. Combustion diluée à flamme quasiment invisible et stable, avec des émissions de NO<sub>x</sub> faibles (de l'ordre de 20 ppm) et des émissions de CO à 100 ppm
3. Combustion fortement diluée proche du régime 2, mais avec une augmentation des émissions de CO (entre 200 ppm et 400 ppm)
4. Absence de réaction

La combustion diluée n'est pas réalisable dans cette étude en-dessous d'une température de préchauffage de comburant de 950°C, pour tous les taux de recirculation. Pour des températures supérieures, elle dépend du taux de recirculation, et de la dilution des réactifs. Ceci est probablement dû à la recirculation externe des gaz inertes. Ceci a été aussi observé dans le diagramme de stabilité de la Fig. 31, qui montre une comparaison des résultats obtenus par Derudi et al. (Derudi, 2007 (a)) et des résultats obtenus par Sezgin et al. (Sezgin, 2010), en fonction de la température de mélange, du taux de recirculation et de l'excès d'air défini comme suit :

$$\lambda = \frac{Q_{O_2(\text{tot})}}{Q_{O_2(\text{stoic})}}$$

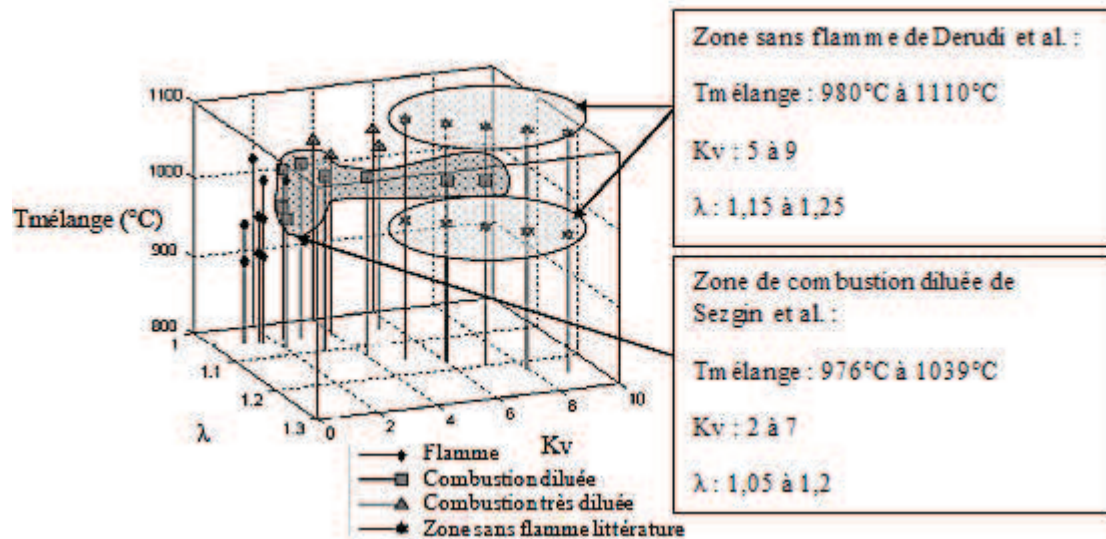


Fig. 31: Comparaison des résultats de Derudi et al. et de Sezgin et al. sur la stabilité de la combustion sans flamme (Sezgin, 2010)

D'autres expériences faites par Szegö et al. (Szegö, 2008), visaient aussi l'étude de la combustion sans flamme en absence de préchauffage de l'air. La Fig. 32 présente leur installation ; le brûleur consiste en un jet central d'air entouré par des sorties de gaz brûlés, et plus loin par des jets de combustible. Une comparaison faite pour un fonctionnement avec et sans préchauffage de l'air (450°C, et 25°C respectivement) a montré que la diminution du flux de quantité de mouvement des jets d'air modifie les couches de mélange, mais affecte très peu la température et la stabilité de la combustion.

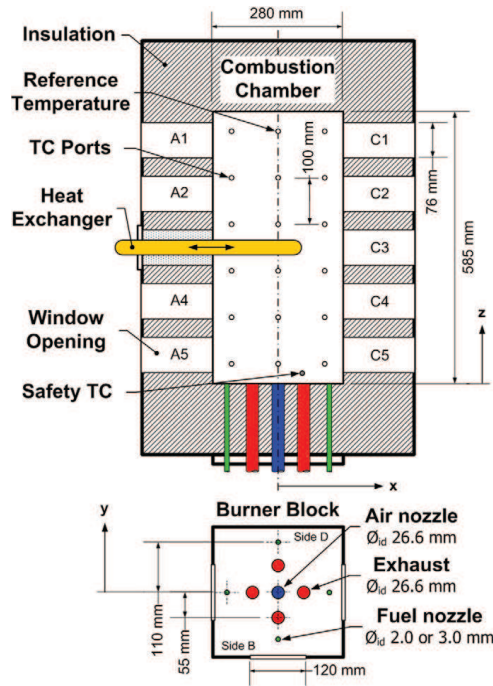


Fig. 32: Schéma du four et du brûleur de combustion sans flamme utilisés par Szegő et al. (Szegő, 2008)

La Fig. 33 montre l'influence de la variation de la température de l'air sur les émissions de NO<sub>x</sub>, et sur la température du four. La diminution de la température se traduit par de très fortes réductions de l'impulsion du jet d'air, et par des diminutions des émissions polluantes. Mais, elle induit de très faibles effets sur la température du four et sur la stabilité de la combustion sans flamme. Ceci est dû au fait que la diminution de la température de l'air, est compensée par le préchauffage de celui-ci par les gaz brûlés chauds pendant la dilution. Le taux de dilution et la température des gaz brûlés apparaissent donc comme les paramètres essentiels, qui eux-mêmes sont dus aux impulsions des jets, et aux géométries du brûleur et de la chambre de combustion.

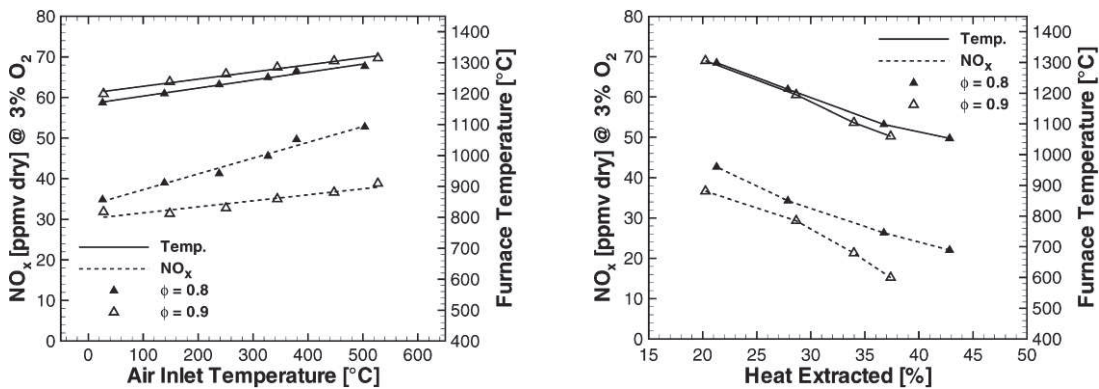


Fig. 33: Effets du préchauffage de l'air, et de l'extraction de chaleur sur les émissions de NO<sub>x</sub> et la température du four pour deux richesses différentes de 0,8 et 0,9 (T<sub>air</sub> = 450°C pour les tests d'extraction de chaleur) (Szegő, 2008)

Pour stabiliser une combustion en régime fortement dilué, deux conditions sont alors nécessaires. Les réactifs doivent être mélangés à des espèces inertes, ce qui est assuré par le processus d'entraînement de jets turbulents dans une enceinte confinée, et assez chauds pour entretenir la combustion, cette chaleur étant ramenée à la fois par le préchauffage de l'air et par les gaz chauds qui recirculent en contact avec des parois à hautes températures.

*Variation de la température du four*

Dans la même Fig. 33, la variation de l'extraction de chaleur a aussi été étudiée afin de voir son influence sur la stabilité de la combustion et sur les émissions de polluants. Les émissions de NOx diminuent quasiment linéairement avec la température du four, mais sans que celle-ci ne passe en deçà de 1000°C dans ces travaux.

Des essais réalisés sur des brûleurs régénératifs, fonctionnant en régime de combustion sans flamme, ont montré que les émissions en oxydes d'azote diminuaient effectivement à plus basse température du four, comme le montre la Fig. 34 (Quinqueneau, 2001).

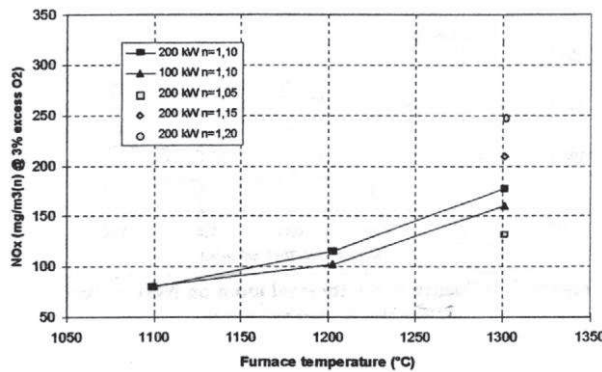


Fig. 34: Influence de la température du four sur les émissions en oxydes d'azote du brûleur WS REGEMAT (Quinqueneau, 2001)

La hauteur de stabilisation de la zone de réaction dépend de l'endroit de la rencontre des réactifs mais aussi de la température du four. Des mesures réalisées sur un brûleur auto-régénératif WS REGEMAT à la Faculté Polytechnique de Mons (Lupant, 2005), pour une température de four de 1100 °C, montrent une zone de réaction très en aval du brûleur, qui se rapproche de celui-ci avec l'augmentation de la température de four jusqu'à s'accrocher à la sortie du brûleur (Fig. 35).

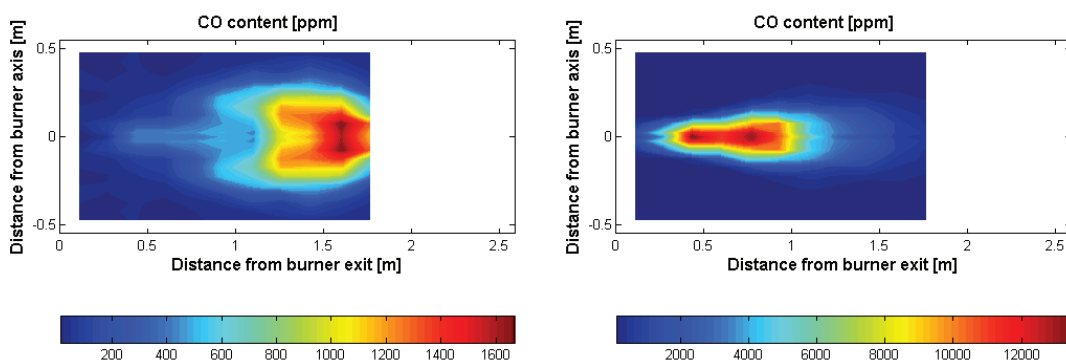


Fig. 35: Champs de concentration de monoxyde de carbone mesurés durant les essais menés sur un brûleur WS REGEMAT (Gauche :  $T_{\text{four}} = 1100^{\circ}\text{C}$ , droite :  $T_{\text{four}} = 1300^{\circ}\text{C}$ ) (Lupant, 2005)

La Fig. 36 présente l'évolution de l'indice d'émission en oxydes d'azote, obtenue par E. Masson (Masson, 2005), en fonction de la température du four, pour différentes températures de préchauffage d'air. L'émission en oxydes d'azote diminue là encore avec la température du four. Cette tendance s'accroît avec la température de l'air.

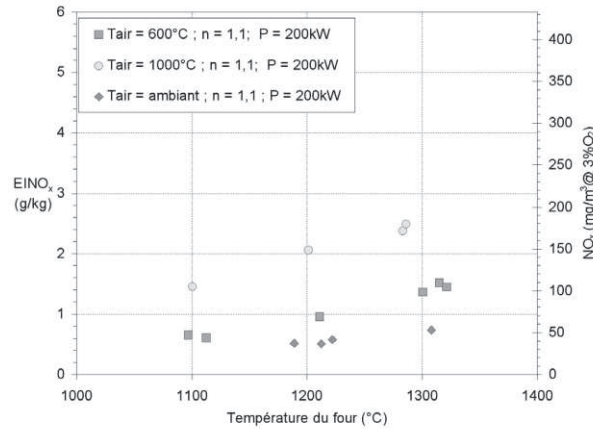


Fig. 36: Evolution des émissions d'oxydes d'azote en fonction de la température du four (Masson, 2005)

La diminution de la température du four entraîne une diminution de la température des gaz recirculants, de la température dans la couche de mélange des jets, de la température de flamme et de la température des fumées. La Fig. 37 présente les températures moyennes locales mesurées pour deux cas à température de four de 1100 °C et 1300°C. Les champs de température mesurés présentent une structure comparable. Dans la zone externe de la cartographie, là où recirculent les produits de combustion, la baisse de la température est du même ordre de grandeur que la diminution de la température de four (15%). La diminution de la température du four entraîne une dilution des réactifs avec des fumées moins chaudes et provoque donc une diminution de l'énergie d'activation et ainsi une diminution du taux local de réaction et du taux de dégagement de chaleur. Cette baisse du taux de réaction a comme autre conséquence un allongement de la zone principale de réaction (Masson, 2005).

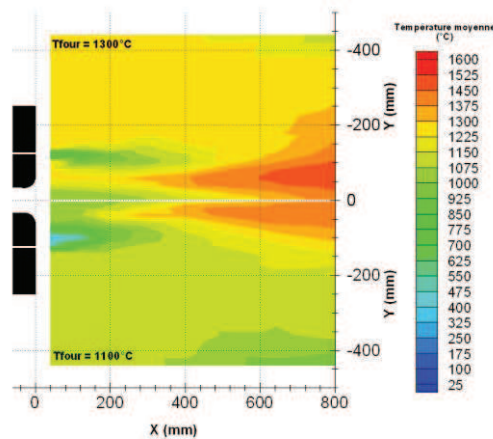


Fig. 37: Comparaison entre les deux champs de températures moyennes (1/2 cartographie supérieure :  $T_{\text{four}} = 1300\text{ °C}$ , 1/2 cartographie inférieure :  $T_{\text{four}} = 1100\text{ °C}$ ) (Masson, 2005)

La diminution de la température des parois, bien qu'elle soit en faveur de la diminution des NO<sub>x</sub>, peut modifier les structures réactives et affecter la combustion sans flamme. La condition d'existence de ce régime est donc fonction de la température du mélange réactif qui doit être supérieure à sa limite d'auto-inflammation et non pas seulement fonction de la température de l'un des deux réactifs. Cette condition est atteinte avec la forte température des gaz brûlés recirculants, qui est égale à la température du four. Il est donc possible d'établir un domaine d'existence du régime de combustion sans flamme à partir de la température de l'air et de celle du four. Dans une configuration classique de brûleur régénératif, ce régime de combustion n'est donc possible qu'à partir d'une certaine

température de four, pour une température d'air donnée. Cette limite est liée à la température limite d'auto-inflammation du mélange qui est fonction de sa composition (Masson, 2005). En deçà de cette température de four, il est nécessaire d'adjoindre un apport de chaleur supplémentaire pour retrouver les conditions thermiques satisfaisantes à la stabilisation de la combustion sans flamme dans la couche de mélange des jets.

#### *Variation de la composition du combustible*

La majorité des études et développements de la combustion sans flamme a été originellement réalisée avec du gaz naturel. Des extensions de la combustion sans flamme à la combustion diphasique liquide (Hasegawa, 1997 ; Shimo, 2000) ou solide (Weber, 2005 ; Ristic, 2007 ; Stadler, 2009 ; Ristic, 2010) ont été ou sont toujours en cours de développement. Plusieurs études ont été menées également pour étendre ce régime de combustion à d'autres combustibles gazeux. La combustion sans flamme de gaz sidérurgiques de type gaz de cokerie (principalement composé de CH<sub>4</sub> 25%, H<sub>2</sub> 60% et CO 5%) a été étudiée sur l'installation semi-industrielle de la FRIF (Adolfi, 2005). Dans ce cas, la zone pour laquelle les températures sont supérieures à 1400°C débute plus près de la sortie du brûleur comparé à l'utilisation du gaz naturel dans la même configuration. Mais Les gradients restent faibles puisque les températures sont inférieures à 1500°C ; le régime de combustion sans flamme est conservé.

Des études expérimentales plus fondamentales de laboratoire ont été réalisées sur des mélanges méthane et éthane pour étudier l'effet des hydrocarbures minoritaires du gaz naturel (Effuggi, 2008). Une légère différence est observée avec les expériences menées précédemment avec du méthane (Cavigiolo, 2003). Le régime de combustion sans flamme est atteint avec le même niveau de température (supérieure à 800°C) mais pour des taux de dilution légèrement plus faibles ( $K_v > 3,5$  au lieu de 4 pour le méthane) du fait de la plus forte réactivité de l'éthane. La même démarche expérimentale a été aussi suivie avec un mélange méthane / azote simulant un biogaz. Dans ce cas, le régime de combustion sans flamme est encore atteint avec le même niveau de température mais pour des taux de dilution un peu plus faibles ( $K_v > 2,7$ ) du fait de la présence de l'azote dans le combustible.

Les mélanges méthane / hydrogène sont aussi de plus en plus étudiés en combustion. Ceci est lié au contexte actuel de développements de procédés de captage et séquestration du dioxyde de carbone (CCS pour Carbon Capture and Storage) dans les fours et chaudière industriels, notamment de la méthode de captage en pré-combustion. Dans ce principe, un combustible hydrocarboné (gazeux, liquide ou solide) peut être reformé ou gazéifié pour produire un mélange de CO et de H<sub>2</sub> (gaz de synthèse). Après injection de ce mélange dans un réacteur, le CO réagit avec de la vapeur d'eau pour produire un mélange CO<sub>2</sub>/H<sub>2</sub>. Le CO<sub>2</sub> peut être alors facilement séparé, pour être transporté puis stocké en réservoir souterrain après compression. Dans une centrale électrique à cycle combiné à gazéification intégrée (IGCC), l'hydrogène résultant est utilisé dans une turbine à gaz connectée à une turbine à vapeur pour produire de l'électricité. Mais, il peut aussi être transporté et utilisé sur différentes installations délocalisées. Pour cela, il est possible d'envisager à terme d'utiliser le réseau actuel de distribution du gaz naturel, par une approche progressive en utilisant des mélanges H<sub>2</sub>-CH<sub>4</sub>. Avant d'arriver à une société utilisatrice de l'hydrogène, il est souhaitable d'étudier l'effet de l'ajout de l'hydrogène sur les installations initialement conçues pour le gaz naturel. Dans ce cas, le principal produit de combustion est l'eau, et les émissions locales de CO<sub>2</sub> sont limitées. En plus, il sera possible d'envisager d'utiliser certains gaz qui contiennent beaucoup d'hydrogène tel que le gaz de cokerie, qui

contient en moyenne 60% d'H<sub>2</sub>, et compenser un peu la diminution de la disponibilité des énergies fossiles. Du fait des développements récents sur le CCS, l'IGCC et l'utilisation de gaz de synthèse, les études sur l'hydrogène sont de plus en plus nombreuses, mais restent rares sur son utilisation en combustion sans flamme.

Pour une concentration fixe d'hydrogène dans le combustible, et comme pour le méthane, les émissions de NO<sub>x</sub> diminuent avec l'augmentation du taux de recirculation, et augmentent avec l'accroissement de la température de préchauffage de l'air. Ceci est illustré par les mesures réalisées sur l'installation de combustion diluée de Politecnico di Milano (Fig. 38), qui reproduit la combustion sans flamme avec préchauffage et dilution de l'air à l'entrée. Quand le pourcentage de l'hydrogène dans le combustible augmente, il est plus difficile de déplacer le front de flamme et éviter les pics de température et la formation de NO. Le taux de recirculation nécessaire alors pour atteindre des émissions de NO<sub>x</sub> faibles doit être plus élevé.

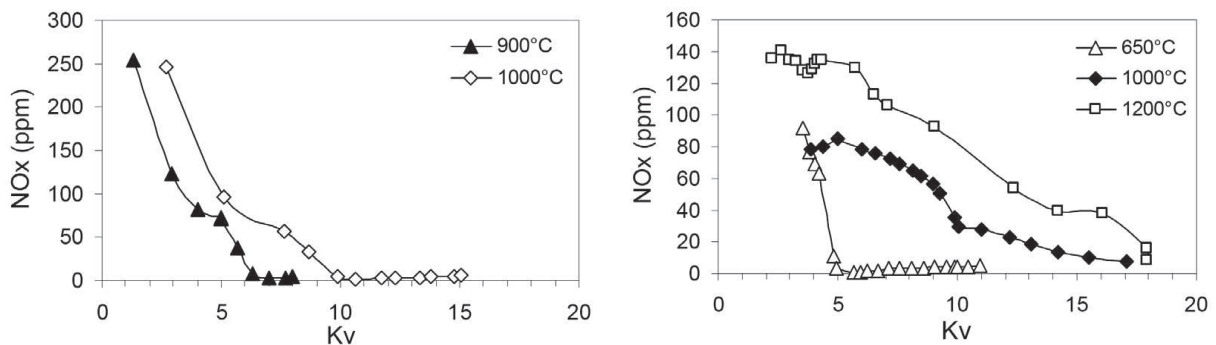


Fig. 38: Effet de la température de préchauffage de l'air et du taux de recirculation sur les émissions de NO<sub>x</sub> pour les mélanges CH<sub>4</sub>/H<sub>2</sub> (70/30% à gauche et 40/60% à droite), en gardant l'excès d'O<sub>2</sub> à 3% (Derudi, 2007 (b) ; Derudi, 2007 (c))

D'autre part, comme le montre la Fig. 39, lorsque la quantité d'hydrogène dans le combustible augmente, les émissions de NO<sub>x</sub> augmentent aussi. Ceci est attribué à l'intensification du dégagement de chaleur local avec l'ajout d'hydrogène, qui va alors favoriser de plus fortes productions de NO. Pour les expériences réalisées sur une installation semi-industrielle de Gasunie, Slim observe que la soudaine augmentation de concentration de NO<sub>x</sub> à partir de 55 % d'hydrogène s'accompagne de l'apparition d'une flamme visible accrochée à la sortie du brûleur, qui quitte alors le régime de combustion sans flamme.

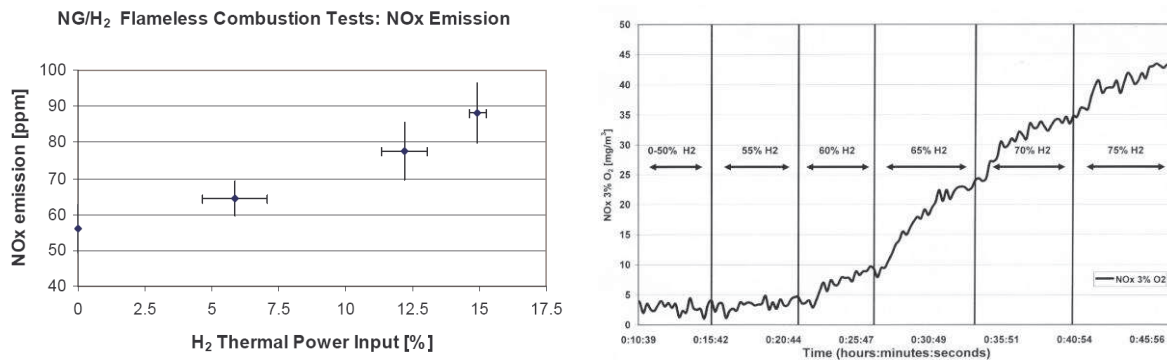


Fig. 39: Emissions de NO<sub>x</sub> en fonction du pourcentage d'hydrogène dans le combustible, mesurées sur l'installation de combustion sans flamme d'ENEL par Donatini (Donatini, 2005) (à gauche), et sur le four de GASUNIE par Slim (Slim, 2005) (à droite)



L'effet de l'ajout d'hydrogène au méthane dans le combustible sur la combustion sans flamme a aussi été étudié par Christiane Rottier sur l'installation pilote à haute température du CORIA (FOUR). Ceci a été réalisé avec et sans préchauffage de l'air. Les Fig. 40 et Fig. 41 présentent les évolutions de la composition des fumées et des zones de réaction dans la zone proche du brûleur en fonction du pourcentage d'hydrogène dans le combustible, pour une puissance totale de 18,6 kW, un excès d'air de 18% et une température de préchauffage de l'air de 565°C. Comme pour les expériences présentées précédemment, les émissions de NOx augmentent avec le pourcentage d'hydrogène dans le combustible jusqu'à 40% d'hydrogène et 60% de méthane dans le combustible. Ceci est dû à l'augmentation du NO thermique avec l'augmentation de l'intensité des zones de réaction comme observé sur les images de chimiluminescence. Pour des pourcentages d'hydrogène plus élevés et jusqu'à 100% d'hydrogène dans le combustible, les concentrations de NOx rediminuent. Les fortes proportions d'hydrogène n'intensifient pas la combustion, mais ont plutôt tendance à déplacer les zones de réaction légèrement en aval, augmentant la dilution des réactifs. De plus, l'absence d'espèces carbonées dans le combustible va annihiler la formation de NO par voie précoce.

Un comportement similaire a été observé pour les émissions de NOx dans les mêmes conditions opératoires, mais sans préchauffage de l'air. En effet, avec du méthane pur, les zones de réaction débutent bien en aval, et sont plutôt de type prémélange. Avec rajout d'hydrogène, le délai d'auto-inflammation à la rencontre des réactifs diminue, les zones de réaction se rapprochent du brûleur ; la combustion commence au début de la couche de mélange des jets comme pour le cas du méthane avec préchauffage de l'air à plus de 400°C. Ceci induit une diminution de la dilution et une augmentation des émissions de NOx jusqu'à 60% d'hydrogène dans le combustible, sans toutefois dépasser 15 ppm. Ensuite, ces émissions rediminuent. A 100% d'hydrogène, une combustion parfaite est atteinte sans espèces carbonées et quasiment pas de NOx (Rottier, 2010 (b)).

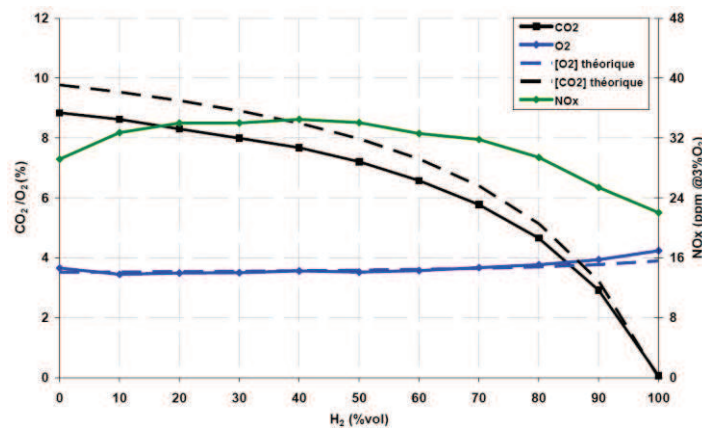


Fig. 40: Concentrations des fumées pour  $P = 18,6 \text{ kW}$ ,  $T_{\text{air}} = 565^\circ\text{C}$ ,  $\lambda = 1,18$  (Rottier, 2010 (b))

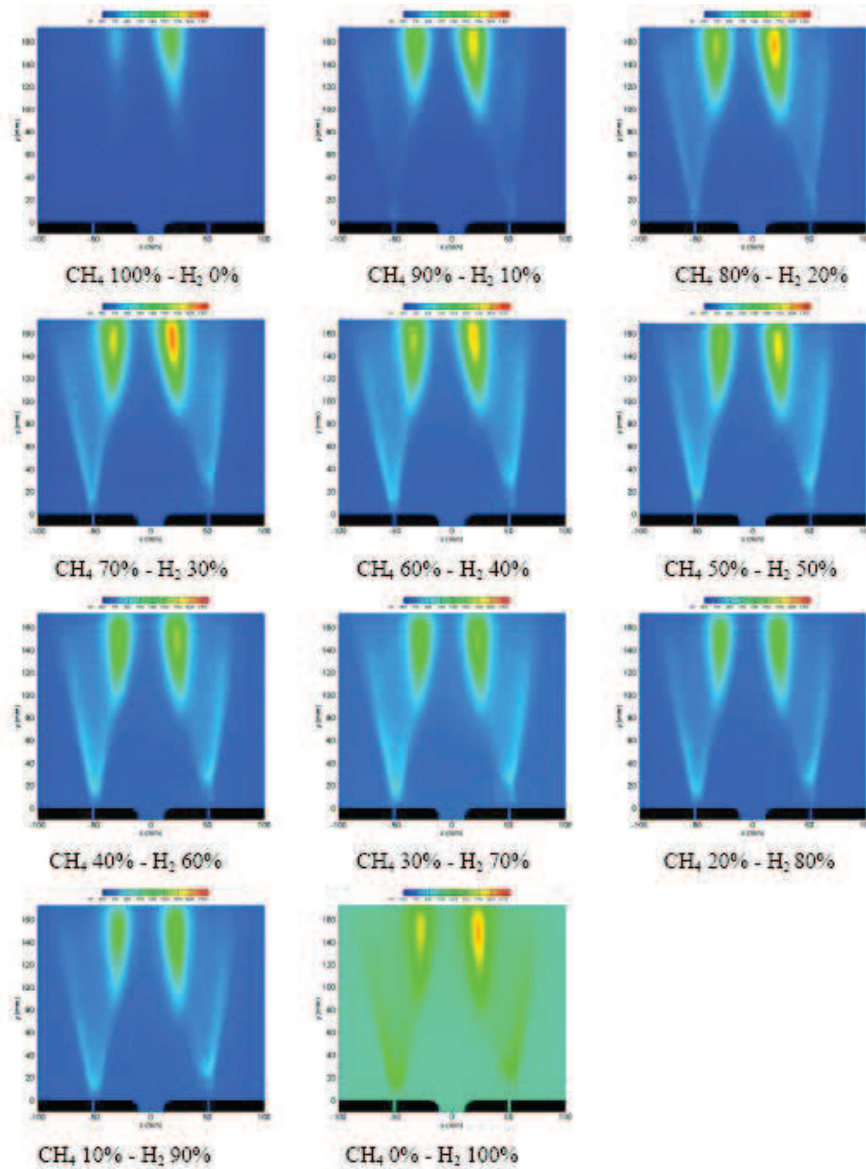


Fig. 41: Evolutions des zones de réaction dans la partie inférieure du four, pour  $P = 18,6 \text{ kW}$ ,  $\lambda = 1,18$ , et  $T_{\text{air}} = 565^\circ\text{C}$  (Rottier, 2010 (b))

Derudi et al. ont observé également plusieurs effets positifs de l'hydrogène sur la stabilité de la combustion sans flamme (Derudi, 2007 (b) ; Derudi, 2007 (c)). La Fig. 42 représente les domaines d'existence de la combustion sans flamme en fonction de la nature du combustible. Avec l'ajout d'hydrogène, la température d'auto-inflammation est plus basse, la gamme d'inflammabilité est plus importante, et la combustion a tendance à produire une plus grande quantité de radicaux H, ce qui autorise la combustion sans flamme à s'étendre vers des environnements très dilués et à des températures moyennes de four plus faibles. En dehors des domaines d'existence observés, la combustion devient moins efficace, avec une production importante de CO et une diminution importante du  $\text{CO}_2$ .

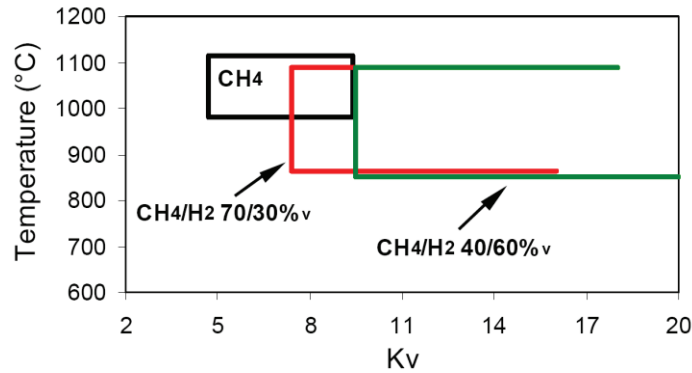


Fig. 42: Domaines d'existence d'une combustion diluée propre pour le méthane pur, et deux mélanges méthane/hydrogène (Derudi, 2007 (c))

Les résultats de Derudi et al. sont confirmés par Galletti et al., qui ont simulé numériquement l'installation de combustion diluée de Politecnico di Milano (Galletti, 2007 (a)). En ajoutant de l'hydrogène au méthane, un taux de recirculation plus grand est nécessaire pour atteindre le régime de combustion sans flamme, puisque, pour un même taux de dilution, la zone à haute température est plus grande lorsque le combustible est un mélange méthane/hydrogène.

Un ajout d'hydrogène augmente alors le domaine d'applicabilité de la combustion sans flamme en diminuant la température en dessous de laquelle la combustion est incomplète, et en augmentant le taux de recirculation maximum. Comparés au méthane, les combustibles contenant de l'hydrogène permettent de faire fonctionner le brûleur à des températures de four plus petites, voire beaucoup plus petites pour de l'hydrogène pur. A titre d'exemple, un régime de combustion sans flamme a été observé pour des températures de four proche de 500°C avec un préchauffage de l'air à 200°C (Derudi, 2007 (c)). Dans leur cas, une limite haute de température de four de 1100°C environ a été mise en évidence, au-dessus de laquelle les émissions de NO<sub>x</sub> deviennent importantes quel que soit le combustible.

## I. 4. Conclusions

Différentes techniques primaires de réduction des émissions de NO<sub>x</sub> existent dans les foyers industriels comme l'étagement de l'air ou du combustible, et la recirculation des gaz brûlés. Les recherches et développements effectués ces dernières années dans ce secteur au regard des exigences réglementaires actuelles ou futures ont amené un nouveau concept de combustion à fortes performances énergétiques et environnementales, appelé 'combustion sans flamme'. C'est un régime de combustion massivement dilué par les produits de combustion recirculants dans la chambre de combustion. Les champs de températures sont très homogènes, et de valeurs relativement faibles réduisant énormément la formation d'oxydes d'azote dans les installations à hautes températures. Dans une configuration de brûleur régénératif, ce régime de combustion est essentiellement piloté par l'aérodynamique des jets à l'intérieur de la chambre de combustion. Il est conditionné par plusieurs paramètres, tels que la composition du combustible, l'excès d'air, la température de préchauffage de l'air et la température du four. Il est maintenant établi que le préchauffage de l'air n'est pas un prérequis au régime de combustion sans flamme dans les foyers industriels. Les faibles préchauffages peuvent même améliorer les performances environnementales en terme d'émissions polluantes en contrepartie toutefois d'un plus faible rendement thermique de l'installation. L'augmentation de l'excès

d'air ou la variation de combustible peuvent entraîner la perte du régime de combustion sans flamme. Dans les configurations actuelles de brûleur régénératif à combustion sans flamme, la température du four est aussi un paramètre essentiel à la stabilité de la combustion.

Cette thèse s'intéresse à deux de ces aspects. L'ajout de l'hydrogène dans un brûleur de combustion sans flamme initialement conçu pour du gaz naturel (ou du méthane) intensifie les zones de réaction et permet une plus grande dilution. Il peut donc avoir deux effets contraires sur les émissions de NO<sub>x</sub> qui peuvent augmenter ou diminuer suivant la proportion d'hydrogène dans le combustible et la configuration expérimentale. La première partie de cette thèse s'est intéressée à la caractérisation du régime de combustion sans flamme dans toute la gamme possible de mélanges méthane - hydrogène, en complétant l'étude précédemment initiée par C. Rottier sur l'installation de laboratoire du CORIA avec de nouvelles conditions opératoires et un plus grand panel de mesures.

Le second volet de ce travail porte sur les possibilités d'étendre le régime de combustion sans flamme aux environnements à basse température. Pour cela, les limites de stabilité des configurations actuelles de brûleurs régénératifs à combustion sans flamme lors de la diminution de la température de four ont été recherchées expérimentalement. Ceci a permis d'envisager de retrouver ce régime de combustion sans flamme dans une enceinte à basse température grâce à une configuration originale de brûleur assurant à la fois le mélange des réactifs avec des produits de combustion et un apport de chaleur supplémentaire, nécessaire à la stabilisation de ce régime de combustion massivement dilué. Le développement d'un modèle d'interaction de jets turbulents confinés a notamment permis de dimensionner une telle configuration de brûleur, qui a par la suite été testée dans une installation à parois froides spécialement mise en place au cours de cette thèse.

## **Chapitre II. Installations Expérimentales et Techniques de Mesures**

La présente étude du régime de combustion sans flamme a été réalisée dans deux installations pilotes mises en place au CORIA :

1. Une chambre de combustion à hautes températures de parois ('FOUR' pour 'Furnace with Optical access and Upstream Recirculation') conçue par Eric Masson au cours de sa thèse (Masson, 2005), reproduisant le fonctionnement des fours industriels ( $T_w \geq 1000^\circ\text{C}$ ) ainsi que celui des brûleurs régénératifs.
2. Une chambre de combustion à basses températures des parois complètement conçue et fabriquée au cours de cette thèse, reproduisant le fonctionnement d'installations industrielles de type chaudières ( $T_w \leq 400^\circ\text{C}$ ).

Chacune de ces deux installations dispose de plusieurs accès optiques pour permettre des mesures détaillées à l'intérieur de la chambre de combustion. Elles sont également instrumentées par différents moyens de mesure de température, de composition de gaz et de flux de chaleur aux parois.

Les paragraphes suivants décrivent ces deux installations ainsi que toutes les possibilités de contrôle et de mesure correspondantes. Sont présentées aussi les différentes techniques de mesure qui ont contribué à la caractérisation de la combustion sans flamme dans ces installations pilotes. Il s'agit notamment de la mesure des concentrations dans les fumées par analyseurs, de la visualisation des zones de réaction par imagerie de chimiluminescence, et de la mesure des champs de vitesse par vélocimétrie par images de particules (PIV).

### **II. 1. Installation pilote à hautes températures de parois ('FOUR')**

#### **1.1. Configuration de la chambre de combustion**

Il s'agit d'une chambre de combustion verticale parallélépipédique de base 500 mm x 500 mm et de hauteur 1000 mm (Fig. 43), dimensionnée pour fonctionner dans une gamme de puissance de 10 à 30 kW. Elle est thermiquement isolée par des parois en fibres céramiques de densité  $190 \text{ kg/m}^3$ , qui peuvent supporter des températures jusqu'à  $1425^\circ\text{C}$ . Grâce à un dispositif mobile, le volume de la chambre de combustion, et par la suite le confinement de l'écoulement, peuvent être variés pour un même régime de fonctionnement du brûleur.

Afin de faciliter les mesures à l'intérieur de la chambre de combustion, celle-ci est munie de 10 accès. Ceux-ci peuvent être fermés soit par des hublots optiques, soit par des blocs réfractaires amovibles (béton 56%  $\text{Al}_2\text{O}_3$ , base andalousite). Chaque bloc contient également un accès pour un thermocouple type S permettant de mesurer, suivant sa position, les températures des parois ou celles des gaz à l'intérieur de la chambre. Afin de pouvoir mesurer la pression à l'intérieur de l'enceinte, une

prise de pression est installée au plus près de la sole, sur le bloc situé côté Est de la chambre de combustion, à 100 mm de la sortie du brûleur. Grâce à un dispositif mobile installé à la sortie du four, la section de la cheminée peut être variée, permettant ainsi d'assurer une légère surpression dans la chambre de combustion et éviter toute entrée d'air.

L'ensemble des alimentations combustible, air, eau et électrique est contrôlé afin d'assurer la maîtrise des conditions opératoires de l'installation et son fonctionnement continu sans présence humaine.

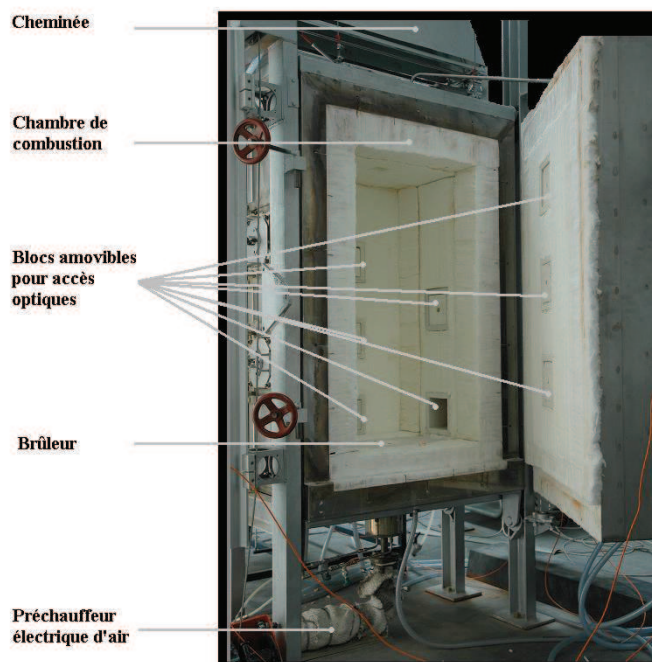


Fig. 43 : Photographie du four pilote de combustion sans flamme du CORIA avec porte ouverte

## 1.2. Circuit de refroidissement

Un circuit fermé d'eau primaire circule d'un réservoir vers une pompe multicellulaire verticale Frundfos CHV4-100 (débit entre 1 et 8 m<sup>3</sup>/h, pertes de charges autorisées jusqu'à 90 m), avant d'être divisé en plusieurs sous-circuits. Les sous-circuits sont munis chacun à l'entrée et à la sortie d'un indicateur de température, ainsi que d'un indicateur de débit volumique, et permettent de refroidir les parois extérieures et les gaz sortant du FOUR. A la sortie du FOUR, ils se rejoignent en un seul, qui, avant de retourner au réservoir, est refroidi grâce à un échangeur eau/eau par un circuit secondaire d'eau de ville.

## 1.3. Circuits de gaz

Deux types de lignes d'alimentation en gaz sont possibles :

1. Des lignes à régulateurs de débits volumiques :
  - Une ligne de GN (gaz naturel) ou de CH<sub>4</sub> liée aux jets latéraux du brûleur
  - Une ligne d'air liée au jet central du brûleur

2. Des lignes à régulateurs de débits massiques Bronkhorst, utilisées au cours de cette thèse :
  - Une ligne de GN (pour le préchauffage du four), CH<sub>4</sub>, H<sub>2</sub>, CO<sub>2</sub>, N<sub>2</sub> ou un mélange de ces gaz, liée aux jets latéraux du brûleur (Fig. 44)
  - Une ligne d'air liée au jet central du brûleur (Fig. 44)

Sur ordinateur, un fichier excel permet, à partir d'une puissance, d'un excès d'air, et d'une composition bien précise de combustible, de déterminer les débits et d'envoyer alors ces consignes aux régulateurs.

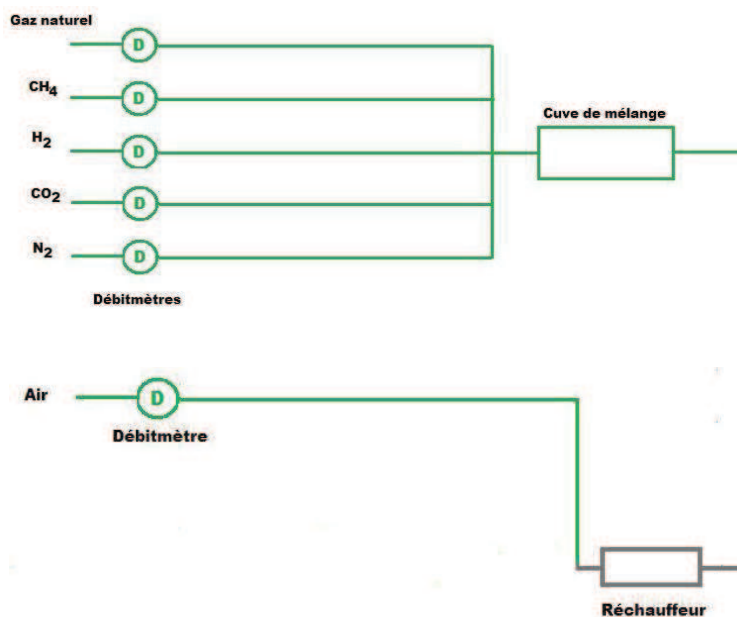


Fig. 44 : Lignes massiques d'alimentation en combustible et air

Afin de reproduire le système de récupération de chaleur que possèdent les brûleurs régénératifs pour préchauffer l'air de combustion, un réchauffeur d'air électrique Sylvania SureHeat Max (10 kW, 380V triphasé) est installé en amont de l'entrée d'air dans le FOUR. Il permet de préchauffer l'air jusqu'à 600°C pour des débits supérieurs à 10 m<sup>3</sup>/h sans endommager la résistance électrique. Ce réchauffeur possède une sécurité sur le débit d'air en entrée. En cas de surchauffe de la résistance, un système de sécurité permet d'éteindre le réchauffeur avant qu'il ne soit irrémédiablement endommagé.

#### 1.4. Démarrage du FOUR

Dans les configurations actuelles de brûleurs régénératifs, le régime de combustion sans flamme ne peut pas être atteint à température ambiante. Pour cela, une période de mise en chauffe du FOUR est nécessaire. Dans ce but, un brûleur pilote a été conçu pour être utilisé en complément au brûleur principal tout au long de la période de mise en température du FOUR.

Il s'agit d'un brûleur coaxial qui fonctionne au gaz naturel et à l'oxygène, placé au-dessus d'un jet de méthane, dans le bloc situé côté Ouest du FOUR à 250 mm de la sortie du brûleur. La flamme la plus stable est obtenue avec un débit d'oxygène de  $2 \cdot 10^{-4}$  m<sup>3</sup>/s au centre et un débit de

méthane de  $4 \cdot 10^{-4} \text{ m}^3/\text{s}$  en périphérie. Cette oxy-flamme est très stable et ne s'éteint pas même lorsque le FOUR fonctionne à 20 kW.

En effet, pendant les 30 premières minutes de la phase du préchauffage du FOUR, le débit de gaz naturel est de  $0,5 \text{ m}^3(\text{n})/\text{h}$ . Ensuite, il est augmenté à  $2 \text{ m}^3(\text{n})/\text{h}$ , toujours en présence de l'oxy-flamme qui maintient la combustion. Les flammes principales sont alors visibles. Au bout d'environ 2h30, les parois atteignent des températures autour de  $800^\circ\text{C}$  et les zones principales de réaction deviennent stables et moins visibles du fait du rayonnement des parois. La flamme pilote peut alors être éteintes. Au bout de 4 heures, les parois du FOUR sont autour de  $1100^\circ\text{C}$  ; le FOUR est en régime nominal stationnaire et les mesures sont possibles.



Fig. 45 : Brûleur pilote

Les débits volumiques ainsi que les évolutions des températures des parois et des fumées sont suivis depuis n'importe quel ordinateur, grâce à un serveur d'acquisition, qui a été développé spécifiquement pour le FOUR. Il peut aussi être doté d'un système de vidéo surveillance.

### **1.5. Mesure des températures, et de la composition des fumées**

Dix thermocouples de type S (Pt-10% Rh/Pt), chemisés en céramique et fonctionnant entre 0 et  $1550^\circ\text{C}$ , s'insèrent dans les blocs du FOUR et permettent de mesurer les températures des parois. Ils sont accordés à un afficheur 12 voies qui permet aussi l'enregistrement des valeurs de températures sur ordinateur.

Une sonde de prélèvement installée à la sortie de la chambre de combustion, avec une ligne chauffée, est reliée à une baie d'analyse permettant la mesure de concentrations moyennes des produits secs. Deux baies d'analyse différentes ont été utilisées au cours de cette thèse :

- une baie Horiba PG250 de GDF SUEZ, permettant la mesure des concentrations sèches de :  $\text{O}_2$ ,  $\text{CO}_2$ ,  $\text{CO}$  et  $\text{NO}$
- une baie Siemens du CORIA, permettant la mesure des concentrations sèches de :  $\text{O}_2$ ,  $\text{CO}_2$ ,  $\text{CO}$ ,  $\text{NO}$ ,  $\text{NO}_x$  et  $\text{CH}_4$ , et présentée en détails dans le paragraphe II. 3.

### **1.6. Visualisation des zones de réaction**

Pour des mesures détaillées à l'intérieur du four, 10 accès optiques sont disponibles et peuvent être munis d'hublots optiques. Particulièrement, pour visualiser les zones de réaction par imagerie de chimiluminescence  $\text{OH}^*$ , ces hublots sont de type HOQ 310, en silice synthétique, de qualité optique ultraviolet.



### 1.7. Système de variation des températures des parois internes

L'étude de l'effet du refroidissement du four sur la stabilité du régime de combustion sans flamme a été réalisée en installant un système permettant de simuler une charge à chauffer dans le four et ainsi faire varier la température des parois intérieures. Pour cela, un échangeur cylindrique en inox, de longueur 650 mm et de diamètre 76 mm, est introduit dans le hublot le plus haut du four du CORIA, côté Ouest (Fig. 46). Cet échangeur est refroidi par un débit d'eau de refroidissement de 1500 l/h circulant depuis le centre et vers la périphérie. L'immersion progressive de l'échangeur dans le four permet d'extraire une part plus ou moins importante de la chaleur des gaz brûlés recirculants, et de diminuer ainsi les températures des fumées et des parois internes pour des conditions opératoires du brûleur fixées. Le dimensionnement de cet échangeur est présenté en annexe 1. L'étanchéité du FOUR au contact de l'échangeur est assurée par un soufflet toile preox/alu, qui peut supporter une température maximale de 200°C.

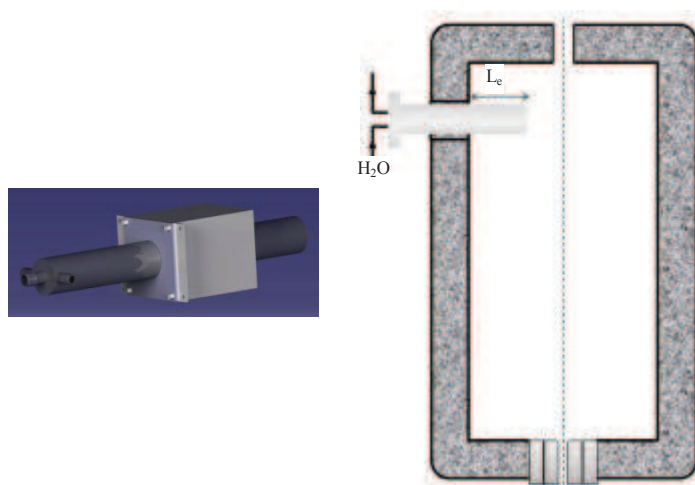


Fig. 46 : Gauche : échangeur cylindrique de refroidissement, droite : échangeur inséré dans le four pilote

### 1.8. Le brûleur de combustion sans flamme à haute température

Posé sur la sole du four pilote, le brûleur utilisé pour la caractérisation de la combustion sans flamme (Fig. 47) reprend la géométrie du brûleur commercial NFK HRS DL2-5, précédemment étudié à l'échelle semi-industrielle (Masson, 2005).

Il s'agit d'un jet central d'air ( $D_2 = 25$  mm) avec une sortie en forme de cône ( $R = 11$  mm), entouré de deux jets latéraux de méthane ( $D_1 = 3$  mm) distants de 101,4 mm. Grâce à cette géométrie, et à hautes températures de parois, le régime de combustion sans flamme est atteint grâce uniquement à l'aérodynamique des jets, sans être forcé par un artefact expérimental favorisant la recirculation de gaz brûlés dans la chambre de combustion. Les conditions nominales du brûleur pour un fonctionnement au méthane avec et sans préchauffage de l'air sont données par le Tab. 4.

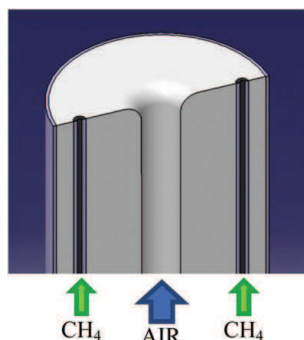


Fig. 47 : Brûleur de combustion sans flamme du FOUR

P (kW)	$\lambda$	$T_{\text{air}}$ (°C)	$V_{\text{air}}$ (m/s)	$V_{\text{CH}_4}$ (m/s)	$Re_{\text{air}}$	$Re_{\text{CH}_4}$
20	1,1	585	37,4	42,3	10158	7691
20	1,1	25	12,8	42,3	21167	7691

Tab. 4: Conditions nominales de fonctionnement du brûleur de combustion sans flamme à hautes températures

## II. 2. Installation pilote à basses températures de parois

Un des objectifs principaux de cette thèse étant l'étude expérimentale de l'applicabilité de la combustion sans flamme dans des environnements à basses températures de parois, telles que les chaudières industrielles, une nouvelle installation pilote à basses températures de parois a été intégralement dimensionnée, fabriquée et instrumentée dans le cadre de cette thèse.

L'installation pilote (FOUR) existante au CORIA et présentée précédemment, possède une chambre de combustion complètement isolée par des fibres en céramique pour fonctionner à hautes températures de parois. La taille de cette isolation ne peut pas être diminuée dans le but de favoriser le refroidissement des parois et diminuer leur température jusqu'à reproduire une chaudière. Il était donc nécessaire de concevoir et de mettre en place une nouvelle installation à parois refroidies. Cette tâche constituant une part importante du travail de cette thèse, a été réalisée en plusieurs étapes :

- la conception et le dimensionnement de l'installation pilote réalisés en collaboration avec GDF SUEZ, afin que cette installation ressemble le plus possible à une chaudière industrielle et permette en même temps un accès optimal pour des mesures à l'intérieur de la chambre de combustion
- la fabrication et la mise en place de la chambre de combustion et de ses circuits d'alimentation fluides (eau, gaz, air, réchauffeur) réalisées avec l'aide de l'atelier mécanique du CORIA
- la mise en place avec le soutien du service électronique du CORIA de tous les éléments électroniques dédiés aux mesures de températures, de flux, de débits et préventions de sécurité, et de leurs contrôles par micro-ordinateurs via le développement d'interfaçages dédiés

Dans ce qui suit, sont présentés le cahier de charge, la configuration, les différents éléments et la validation de cette installation à basses températures dédiée à l'étude de l'applicabilité de la combustion sans flamme dans ces conditions.

## 2.1. Le cahier des charges de la nouvelle installation

L'installation pilote de combustion sans flamme à basses températures de parois, conçue au cours de cette thèse, est dédiée à l'étude à l'échelle du laboratoire du mode de combustion sans flamme à basses températures de parois à partir d'une nouvelle configuration de brûleur adaptée aux applications industrielles de types chaudières. Pour cela, plusieurs caractéristiques de l'installation pilote ont été définies dans un premier temps.

Cette installation devait posséder une chambre de combustion :

- à parois refroidies inoxydables
- à géométrie simple axisymétrique
- complètement accessible aux mesures, donc munie de plusieurs accès optiques
- permettant le confinement et la recirculation interne naturelle des gaz brûlés
- alimentée par du méthane et de l'air, avec possibilité de préchauffer l'air

Elle devait également nous permettre de mesurer :

- le débit d'eau du circuit de refroidissement
- les températures d'entrée et de sortie d'eau de refroidissement
- les débits de gaz
- les températures et les flux aux parois
- la composition et la température des gaz à la sortie
- les zones de réaction par imagerie de chimiluminescence et LIF
- les champs de vitesse par PIV ou ADL

Le Tab. 5 récapitule l'ensemble des caractéristiques recherchées dans l'installation pilote de laboratoire.

<b>Chambre de combustion sans flamme à parois froides</b>			
<b>Propriétés à l'entrée</b>		<b>Paramètres à mesurer</b>	
<i>Propriétés géométriques</i>	<i>Propriétés aérodynamiques</i>	<i>Niveau enceinte</i>	<i>Niveau combustion</i>
$T_{\text{parois}}$ faibles	Confinement	$T_{\text{parois}}$	Structures des zones de réaction par imagerie/LIF
Axisymétrique	Forte recirculation interne	Flux aux parois	Champs de vitesse par PIV/ADL
Accès de mesure	Alimentation en GN, CH <sub>4</sub> , Air (possibilité de préchauffer)	$T_{\text{eau}}$ (entrée- sortie)	Températures et compositions des fumées

Tab. 5 : Propriétés de l'installation pilote de laboratoire à basses températures de parois

## 2.2. La chambre de combustion

Afin de répondre à toutes les attentes citées précédemment, l'installation pilote conçue est une chambre de combustion verticale cylindrique, en double parois en inox refroidies. Cette chambre de combustion est représentée dans la Fig. 48. Elle est composée de deux modules, afin de permettre de varier sa longueur. Le Tab. 6 récapitule l'ensemble des dimensions de la chambre de combustion.

Diamètre interne $D_i$ (mm)	400
Diamètre externe $D_e$ (mm)	456
Diamètre de la bride (mm)	496
Longueur du module inférieur $L_i$ (mm)	1000
Longueur du module supérieur $L_s$ (mm)	300

Tab. 6 : Dimensions de l'installation pilote de laboratoire à basses températures de parois

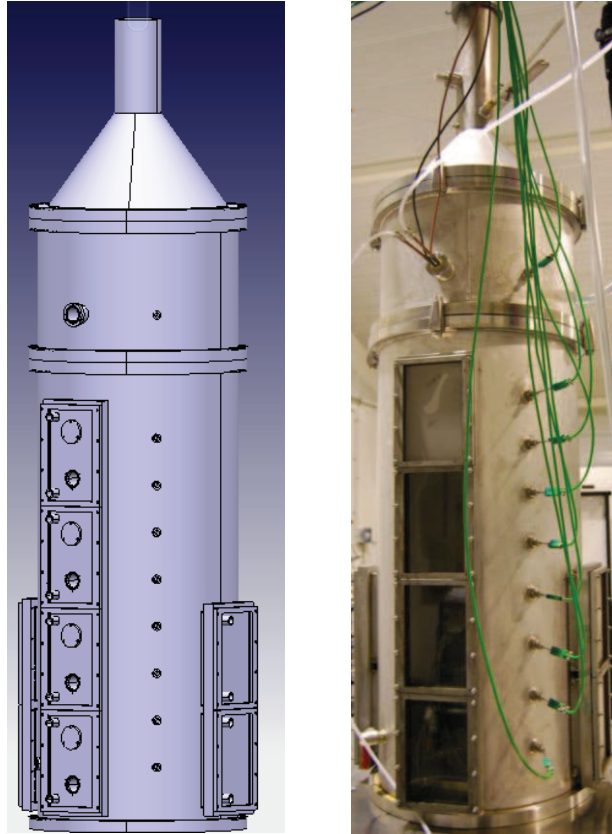


Fig. 48 : Installation de laboratoire à parois froides (à gauche : représentation CAO ; à droite : photographie après fabrication et installation)

Ces dimensions doivent alors assurer un confinement des jets, et un fort taux de recirculation. En fait, avec une configuration de brûleur qui ressemble à celle qui existe sur le four pilote à hautes températures des parois, un jet central turbulent de 25 mm de diamètre et de  $9.1^\circ$  d'angle de demi-ouverture touche les parois à 1171 mm de la sortie du jet. Le taux de recirculation a été défini par Field et al. (Field, 1967) en se basant sur la théorie de Thring et Newby, mais en utilisant l'expression de Ricou et Spalding (Ricou & Spalding, 1960) pour le calcul du taux de recirculation  $K_v$ . C'est le rapport entre le débit massique maximum entraîné par le jet et son débit massique initial. Dans l'approche de Thring et Newby, ce maximum est atteint à la distance du brûleur située à égale distance du point où le jet touche les parois et le point où la masse entraînée de gaz ambiants recirculants est nulle. Son expression est donnée par :

$$K_v = \frac{1}{2} \cdot \left( \frac{1}{\theta} - 1 \right)$$

Où  $\theta$  est le paramètre de Thring et Newby défini pour un jet central seul par :

$$\theta = \frac{d_0}{2 \cdot R_a} \cdot \left( \frac{\rho_0}{\rho_a} \right)^{1/2}$$

Avec  $d_0$  le diamètre du jet,  $R_a$  le rayon de l'enceinte,  $\rho_0$  et  $\rho_a$  respectivement les masses volumiques du jet entrant et du gaz ambiant.

Donc, pour un jet central d'air de 25 mm introduit dans une enceinte de 400 mm de diamètre contenant de l'air ambiant,  $K_v$  est proche de 7, soit une valeur a priori largement suffisante pour assurer la dilution des réactifs par recirculation et entraînement (Wüning, 1997).

En considérant un jet libre turbulent de méthane issu d'un injecteur de diamètre  $D_0$ , la longueur de flamme de diffusion turbulente à l'air libre  $L_f$  peut être estimée par :

$$L_f \approx 6 \cdot \left( 1 + \frac{V_a}{d} \right) \cdot \sqrt{\frac{\rho_0}{\rho_F}} \cdot D_0$$

avec  $d$  la densité du gaz combustible et  $V_a$  son pouvoir comburivore,  $\rho_0$  et  $\rho_F$  les masses volumiques du jet entrant et des produits de combustion. Soit une longueur de flamme turbulente de l'ordre de 600 mm pour un injecteur de méthane de diamètre  $D_0 = 3$  mm. Même si la longueur de flamme de diffusion turbulente est plus grande dans une enceinte confinée, ce dimensionnement ne prend pas en compte l'apport d'air comburant par le brûleur et les propriétés aérodynamiques du mélange en sortie de brûleur qui tendent à rendre la flamme plus courte. Toutefois, ce type de dimensionnement permet de montrer la bonne adéquation entre la taille de l'installation et l'ordre de grandeur attendu pour la dimension des zones de réaction.

Un volet réglable dans la cheminée nous permet de faire varier la section de passage des produits de combustion en sortie et ainsi la surpression dans la chambre, accompagné d'un accès pour le contrôle de la pression proche de la sole. Pour le démarrage de la combustion, cet accès peut être aussi utilisé pour un système d'allumage externe (étincelle, flamme pilote).

Afin de faciliter les mesures à l'intérieur de la chambre de combustion, celle-ci est munie de 12 accès de 210x140 mm<sup>2</sup>. Ils peuvent être fermés par :

- des plaques en inox refroidies avec et sans supports pour les fluxmètres
- des plaques en inox non refroidies
- des hublots en vitrocéramiques
- des hublots BK7, adaptés à la gamme spectrale visible
- des hublots HOQ310, adaptés à la gamme spectrale ultraviolet-visible

### 2.3. Le circuit de refroidissement

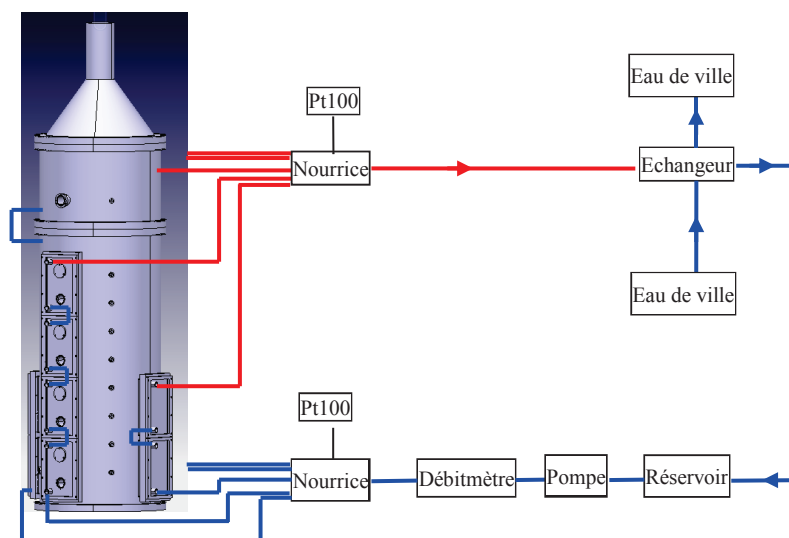


Fig. 49 : Circuits de refroidissement de la chambre de combustion

La Fig. 49 représente les circuits de refroidissement de la chambre de combustion. Les parois sont refroidies par un circuit d'eau primaire, dont on mesure le débit total, ainsi que les températures d'entrée et de sortie de l'ensemble de la chambre de combustion.

Dans ce circuit primaire, à l'aide d'une pompe Grundfos CHV4-100, l'eau circule depuis un réservoir, de volume total de 150 litres, vers un débitmètre volumétrique Oval Flowpet-EG (200 - 1200 l/h) et un indicateur supplémentaire de débit de type rotamètre (gamme 60-600 l/h). En arrivant à la nourrice d'entrée, l'eau est distribuée entre le corps principal de la chambre de combustion et les quatre séries d'hublots quand ceux-ci sont munis des plaques inox à double parois refroidies. Chacune de ces plaques est munie de deux orifices : un en partie basse servant comme une entrée de l'eau et une sortie en partie haute reliée à l'orifice d'entrée de la plaque du hublot supérieur. Après passage de l'eau dans toute la chambre et toutes les plaques installées, une nourrice de sortie récupère l'eau du corps principal de la chambre, et des orifices supérieurs des plaques inox des quatre faces. Ensuite, un échangeur à contre-courant, parcouru par un circuit secondaire d'eau de ville, permet de refroidir le circuit d'eau primaire avant de retourner au réservoir. Ce système permet de contrôler ainsi la température de l'eau du circuit primaire rentrant dans la chambre de combustion. Chacune des deux nourrices d'entrée et de sortie de l'eau est munie d'une sonde Pt100 qui permet de mesurer les températures d'entrée et de sortie de l'eau. Celles-ci sont ensuite acquises et visualisées sur des afficheurs Red Lion PAXDP. Ce qui permet alors d'établir le bilan global d'échange de chaleur entre les gaz de combustion et l'eau. La Fig. 50 montre quelques éléments du circuit primaire de refroidissement de la chambre de combustion. Pour plus de sécurité, une soupape a été installée à la sortie de l'eau primaire de refroidissement de la chambre de combustion permettant une évacuation de l'eau en cas de surpression (3 bars).

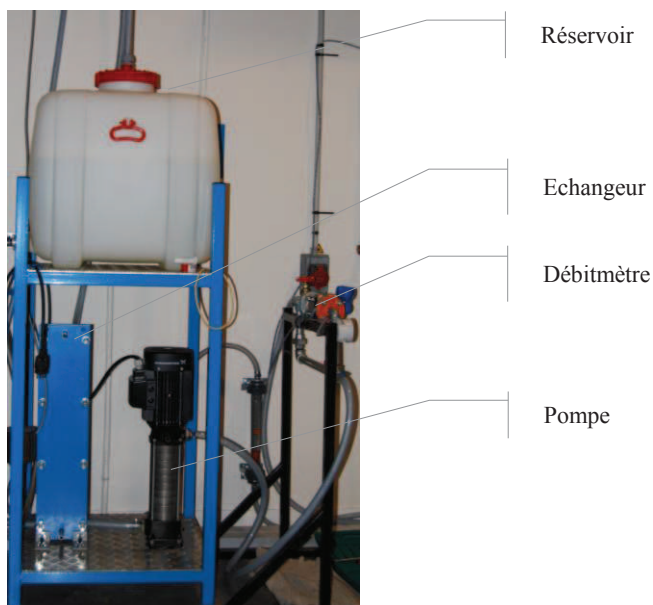


Fig. 50 : Le circuit primaire de refroidissement de la chambre de combustion

## 2.4. Le circuit de gaz

Afin d'alimenter la chambre de combustion en méthane, en air et éventuellement en oxygène, cinq lignes de gaz ont été installées avec différents régulateurs de débits massiques Bronkhorst (Fig. 51) :

- ligne d'air principal (RDM1), avec une plage de débits :  $1 - 50 \text{ m}^3(\text{n})/\text{h}$
- ligne de méthane principal (RDM2), avec une plage de débits :  $0,08 - 4 \text{ m}^3(\text{n})/\text{h}$
- ligne d'air pilote prévue pour un système d'apport de chaleur supplémentaire (RDM3), avec une plage de débits :  $0,2 - 10 \text{ m}^3(\text{n})/\text{h}$
- ligne de méthane pilote prévue pour un système d'apport de chaleur supplémentaire (RDM4), avec une plage de débits :  $0,02 - 1 \text{ m}^3(\text{n})/\text{h}$
- ligne d'oxygène pilote prévue pour une éventuelle alimentation du système d'apport de chaleur supplémentaire (RDM5), avec une plage de débits :  $0,04 - 2 \text{ m}^3(\text{n})/\text{h}$

La commande et la régulation des débits de gaz se font depuis un PC qui communique avec les régulateurs massiques Bronkhorst.

La ligne d'air principal est équipée aussi d'un réchauffeur Sylvania Sureheat Max (18 kW/380 V), qui peut préchauffer l'air jusqu'à une température de  $760^\circ\text{C}$  en sortie du réchauffeur, afin de pouvoir représenter en régime stationnaire un système de récupération de la chaleur des fumées, et étudier son effet sur la combustion sans flamme à basses températures de parois.

Une fois déclenché, un système de sécurité de type "coup de poing" permet d'interrompre l'alimentation électrique du réchauffeur, et de fermer les deux électrovannes qui précèdent les deux régulateurs massiques de méthane afin de couper l'alimentation en combustible.

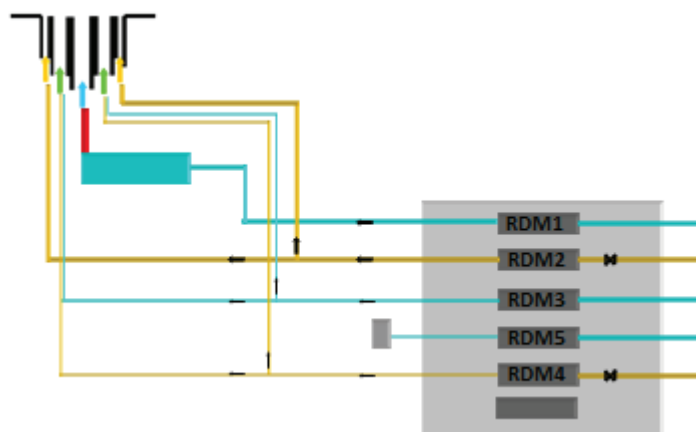


Fig. 51 : Circuits de gaz de la chambre de combustion

## **2.5. Mesure des températures et des flux aux parois, de la température et de la composition des fumées**

Cinq fluxmètres de sensibilité  $0,3 \mu\text{V}/(\text{W}/\text{m}^2)$  permettent de mesurer les flux aux parois. Ils peuvent être placés dans les logements prévus sur quatre plaques inox refroidies lorsqu'elles sont installées sur le module inférieur de la chambre de combustion. Un accès supplémentaire est également prévu pour un fluxmètre sur le module supérieur.

Une sonde de prélèvement installée à la sortie de la chambre de combustion, avec une ligne chauffée, permet de prélever un échantillon des gaz sortant pour mesurer les concentrations sèches de :  $\text{O}_2$ ,  $\text{CO}$ ,  $\text{CO}_2$ ,  $\text{NO}$ ,  $\text{NO}_x$  et  $\text{CH}_4$  à l'aide d'une baie d'analyse (cf. II. 3.1).

Un thermocouple type S installé à la sortie de la chambre de combustion, permet la mesure de la température des gaz sortants. Huit thermocouples de type K répartis sur le module inférieur et un sur le module supérieur permettent, suivant leurs positions, de mesurer les températures des parois internes ou celles des gaz recirculants à quelques centimètres de la paroi.

Ces températures ainsi que les flux aux parois sont ensuite enregistrés par des systèmes d'acquisition PM8TC, puis communiqués au PC par des convertisseurs de port RS485. Un logiciel de visualisation SpecView permet enfin la lecture et le traitement de ces données.

Finalement, deux thermocouples de contact type K ont été placés sur la paroi externe de la chambre de combustion refroidie, et sur la paroi externe du cône non refroidi d'échappement des gaz brûlés.



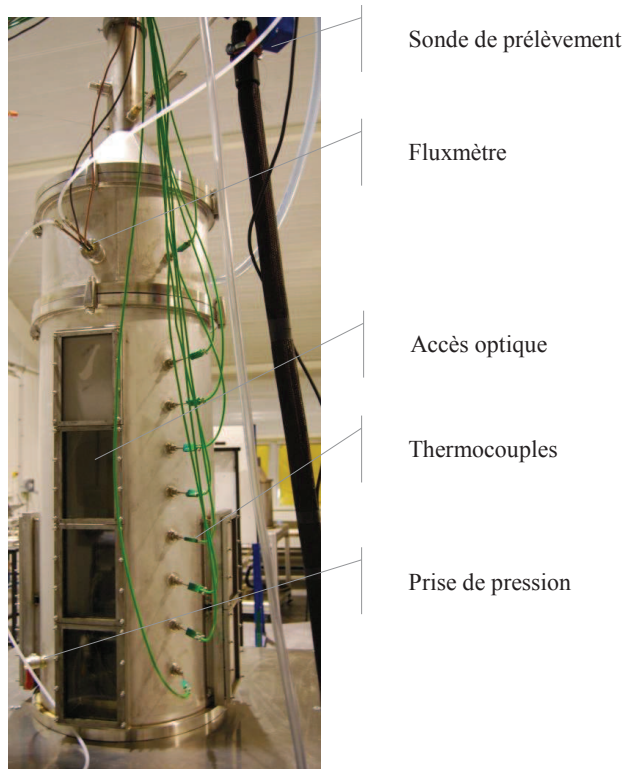


Fig. 52 : Instrumentation de la chambre de combustion

## **2.6. Visualisation des zones de réaction et mesures des champs de vitesse**

Etant conçue pour une caractérisation détaillée de la combustion sans flamme à parois froides, la chambre de combustion est munie de 12 accès optiques, pouvant accueillir des hublots de dimensions  $210 \times 140 \text{ mm}^2$ , et permettant de :

- visualiser les zones de réaction par imagerie de chimiluminescence et LIF
- mesurer les champs de vitesse par PIV et ADL, après ensemencement des lignes de gaz par des particules (de type oxyde de zirconium) à l'aide d'ensemencement à lit fluidisé

Afin d'avoir encore plus de flexibilité, la sole qui porte le brûleur peut être déplacée de 30 mm en hauteur s'il s'avère nécessaire d'accéder aux zones inter-hublots, et de tourner le brûleur par pas de  $30^\circ$ , pour changer de plan vertical de mesure au niveau du brûleur.

Ces accès optiques, lorsqu'ils ne sont pas utilisés, peuvent être fermés par des plaques pleines ou refroidies par le circuit d'eau primaire.

## **2.7. Validation de la nouvelle installation pilote**

Afin de procéder à la réception de l'installation pilote de laboratoire, une vérification de ses systèmes d'alimentation et de mesures a été réalisée avec un brûleur de référence prêté par GDF SUEZ. Il s'agit d'un brûleur de type poreux métallique à prémélange total méthane / air (Fig. 53). Sa gamme de fonctionnement correspond à des puissances allant de 8 à 40 kW en mode flamme pour des

facteurs d'air variant de 1,10 à 1,50. Ce brûleur a déjà été caractérisé par GDF SUEZ sur un tube foyer du CRIGEN (Jaffré, 2003). Le but de ces essais est de comparer les mesures réalisées au CORIA avec les précédents résultats obtenus par GDF SUEZ avec ce même brûleur pour s'assurer du bon fonctionnement de l'ensemble des systèmes d'alimentation et de mesures de notre installation pilote.

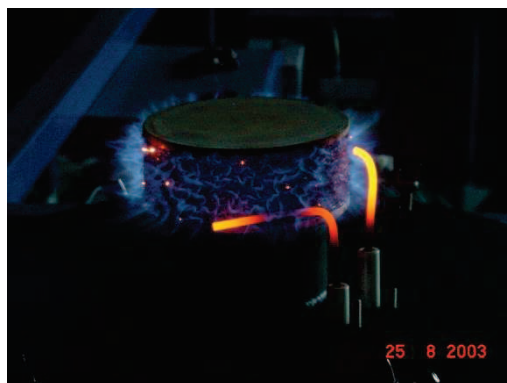


Fig. 53 : Le brûleur de référence type poreux métallique à prémélange total méthane / air (photographie GDF SUEZ)

Après une adaptation spécifique du brûleur poreux et son installation sur la chambre de combustion, une série d'essais préliminaires conjoints CORIA – GDF SUEZ et une vérification du bon fonctionnement des différents éléments de l'installation pilote ont été effectuées.

Ensuite, et afin de réceptionner l'installation pilote à parois froides et valider son fonctionnement global, plusieurs tests ont été réalisés dans des conditions opératoires du brûleur poreux identiques à de précédents tests réalisés par GDF SUEZ (Jaffré, 2003).

Durant ces essais, 11 accès de la chambre de combustion ont été fermés par des plaques en acier inoxydable non refroidies, et un accès, au niveau du brûleur, a été équipé d'un hublot HOQ310 de qualité optique UV permettant de visualiser directement la flamme (Fig. 54).

Trois conditions de fonctionnement ont été choisies parmi les précédents essais de GDF SUEZ :

- 2 puissances de combustion (19,02 kW et 16,07 kW à  $\lambda = 1,30$ ) correspondant à la gamme de puissance visée pour le fonctionnement de l'installation pilote
- 2 facteurs d'air ( $\lambda = 1,30$  et 1,09 à 19,02 kW) pour lesquelles une variation importante des concentrations de CO et NOx avaient été observées par GDF SUEZ (Jaffré, 2003)

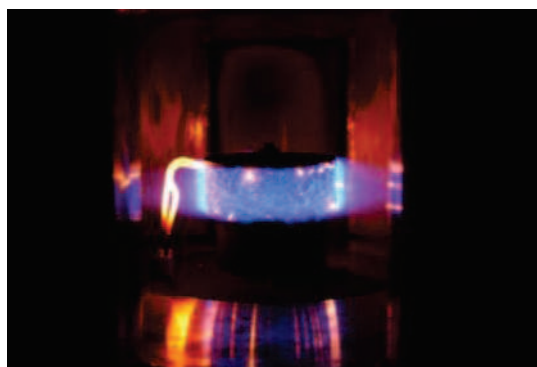


Fig. 54 : Le brûleur poreux allumé au cours de la réception de l'installation pilote à basses températures

Notons que la méthodologie de réglage des conditions opératoires est différente pour les deux séries d'essais. Lors des tests effectués par GDF SUEZ, pour un débit de méthane correspondant à une puissance de combustion donnée, le débit d'air est réglé de façon à mesurer en sortie des concentrations de CO<sub>2</sub> identiques aux valeurs théoriques. Dans notre cas, les consignes des régulateurs de débits massiques de méthane et d'air sont toutes les deux calculées en se basant sur la puissance et le taux d'aération considérés. Ainsi, la concordance entre concentrations mesurées dans les fumées en sortie et les concentrations théoriques est vérifiée a posteriori.

Le tableau Tab. 7 présente l'ensemble des mesures faites dans ces conditions opératoires en comparaison des résultats disponibles de GDF SUEZ.

Pendant ces essais, les températures de l'eau primaire de refroidissement à la sortie de la chambre de combustion restent modérées pour empêcher la formation de bulles de vapeur et sont suffisamment élevées pour éviter la condensation de la vapeur d'eau des gaz brûlés au contact des parois internes.

On observe des structures de flamme et des concentrations de CO<sub>2</sub> similaires pour les deux séries d'essais, ces dernières correspondant aux valeurs théoriques pour les deux excès d'air testés (respectivement 10,7 % pour  $\lambda = 1,09$  et 8,8 % pour  $\lambda = 1,30$ ). On remarque dans les deux séries de mesures, des concentrations d'oxygène plus faibles que les valeurs théoriques (respectivement 1,9 % pour  $\lambda = 1,09$  et 5,3 % pour  $\lambda = 1,30$ ), avec une différence moins importante pour nos mesures.

L'augmentation des concentrations de NO<sub>x</sub> pour un facteur passant de 1,30 à 1,09 est bien constatée sur les deux séries d'essais. En revanche, aucune augmentation significative de CO n'est observée contrairement aux essais précédents. Dans les deux cas, les concentrations de NO<sub>x</sub> et CO restent globalement constantes lors de la variation de la puissance de combustion à excès d'air constant.

L'ensemble des températures de fumées, d'eau de refroidissement et de parois internes et externes augmentent logiquement avec la puissance de combustion. La diminution du taux d'aération de 1,30 à 1,09 fait augmenter légèrement les températures de parois.

Les essais réalisés avec le brûleur poreux à prémélange total méthane / air permettent donc de valider le fonctionnement de l'installation pilote de combustion qui pourra donc être utilisée pour la caractérisation du régime de combustion sans flamme à parois froides.

Cas			Tests du CORIA			Tests de GDF SUEZ		
			19,02	16,07	19,02	19,02	16,07	19,02
	$P_t$	kW	19,02	16,07	19,02	19,02	16,07	19,02
	$\lambda_t$		1,3	1,3	1,09	1,3	1,3	1,09
<b>Gaz CH<sub>4</sub></b>	$Q_{v_{g\ t}}$	m <sup>3</sup> (n)/h	1,91	1,62	1,91			
	$T_{in\ g}$	°C	17	18	22			
<b>Gaz air</b>	$Q_{v_{a\ t}}$	m <sup>3</sup> (n)/h	23,67	20	19,84			
	$T_{in\ a}$	°C	17	18	22			
<b>Eau primaire</b>	$Q_{v_{eau}} (débitmètre)$	l/h	252	253	247			
	$Q_{v_{eau}} (indicateur)$	l/h	280	280	280			
	$T_{eau\ in}$	°C	20,1	19,9	21,1			
	$T_{eau\ out}$	°C	62	56,4	64,6			
<b>Composition des fumées</b>	$CH_4$	ppm	2,4	1,2	0			
	$O_2$	%vol	4,98	5	1,41	4,7	4,6	0,8
	$CO_2$	%vol	8,7	8,7	10,45	8,8	8,8	10,7
	$CO$	ppm	7	8	10	3	2	31
	$NOx$	ppm	27	28	133	28	30	123
	$CO$	ppm à 3%O <sub>2</sub> <sup>1</sup>	8	9	9	3	2	29
	$NOx$	ppm à 3%O <sub>2</sub>	31	32	125	32	34	116
<b>Parois internes</b>	$TC2 (z=1100mm)$	°C	77,2	70,9	80,6			
	$TC3 (z=840mm)$	°C	78,9	72,8	82			
	$TC4 (z=740mm)$	°C	77,3	70,9	79,8			
	$TC6 (z=540mm)$	°C	80,2	73,9	83,8			
	$TC7 (z=440mm)$	°C	74,3	68,1	77,8			
	$TC8 (z=340mm)$	°C	82,1	75,1	86,2			
	$TC9 (z=240mm)$	°C	105,1	95,3	107,1			
	$TC10 (z=140mm)$	°C	140,3	118	141,5			
<b>Fumées</b>	$T_f (z=1520mm)$	°C	396,1	363,2	382,2			
<b>Cône</b>	$T_{ext\ cône}$	°C	143,2	134,4	141,6			
<b>Parois externes</b>	$T_{ext\ chambre}$	°C	42,8	40,2	45,4			
<b>Pression chambre</b>	$Surpression$	Pa	5	0	11	11	10	11

Tab. 7 : Essais du brûleur poreux GDF SUEZ effectués pour la réception de l'installation pilote à basses températures

Des bilans thermiques de ces essais de réception ont été réalisés sur la base de la feuille Excel, présentée en annexe 2 avec les calculs détaillés correspondants, et adaptée au brûleur poreux. Dans le cas du brûleur de référence, il n'y a pas de préchauffage de l'air :  $T_{air} = T_{amb}$ . De plus, en absence de flammes pilotes, on a :

$$\begin{aligned}
 P_p = 0 & \Rightarrow Q_{v_{g-p}} = 0 & \Rightarrow Q_{v_{g-l}} = Q_{v_{g-t}} \\
 \lambda_p = 0 & \Rightarrow Q_{v_{a-p}} = 0 & \Rightarrow Q_{v_{a-c}} = Q_{v_{a-t}}
 \end{aligned}$$

Les bilans thermiques des trois cas-tests du brûleur de référence sont présentés Fig. 55, Fig. 56 et Fig. 57. On retrouve les écarts précédemment évoqués entre les concentrations d'oxygène mesurées

<sup>1</sup> Les concentrations volumiques de CO et NOx sont ramenées à 3% O<sub>2</sub> en considérant dans les deux cas la concentration théorique d'oxygène dans les fumées calculée à partir du taux d'aération.

et théoriques, alors que la différence des concentrations de CO<sub>2</sub> reste dans l'incertitude de mesures. Pour les trois conditions opératoires, on observe une même allure du profil longitudinal des températures de parois, qui sont simplement plus élevées pour les cas-tests à environ 19 kW que pour celui à environ 16 kW, comme pour la température des fumées.

Pour les trois cas-tests, on a un même niveau de puissance relative fournie à l'eau de refroidissement (71 % à 74 % de la puissance totale). La puissance évacuée dans les fumées varie de 21 % à 17 %. La chaleur perdue par convection libre et rayonnement des parois externes sont identiques pour les trois cas : respectivement 2% et 3%.

La fermeture du bilan thermique obtenue par comparaison entre flux entrants et flux sortants attribuée – aux incertitudes cumulées près – à la part de chaleur évacuée par transmission à travers le hublot est de 3% (pour les cas à  $\lambda = 1,30$ ) et 5% (pour le cas à  $\lambda = 1,09$ ). Outre les incertitudes cumulées sur ce résultat, cette différence pourrait être expliquée par les plus fortes températures de parois de ce cas alors que la température des fumées est plus faible que l'autre condition à  $P \approx 19$  kW.

La comparaison des bilans thermiques établis pour les trois conditions opératoires du brûleur poreux de référence illustrent les informations apportées sur :

- la comparaison entre concentrations des fumées mesurées et les valeurs théoriques pour une combustion complète,
- le profil de température de parois représentant la répartition longitudinale du transfert de chaleur,
- les parts respectives des flux de chaleur entrants et sortants dans l'installation pilote.

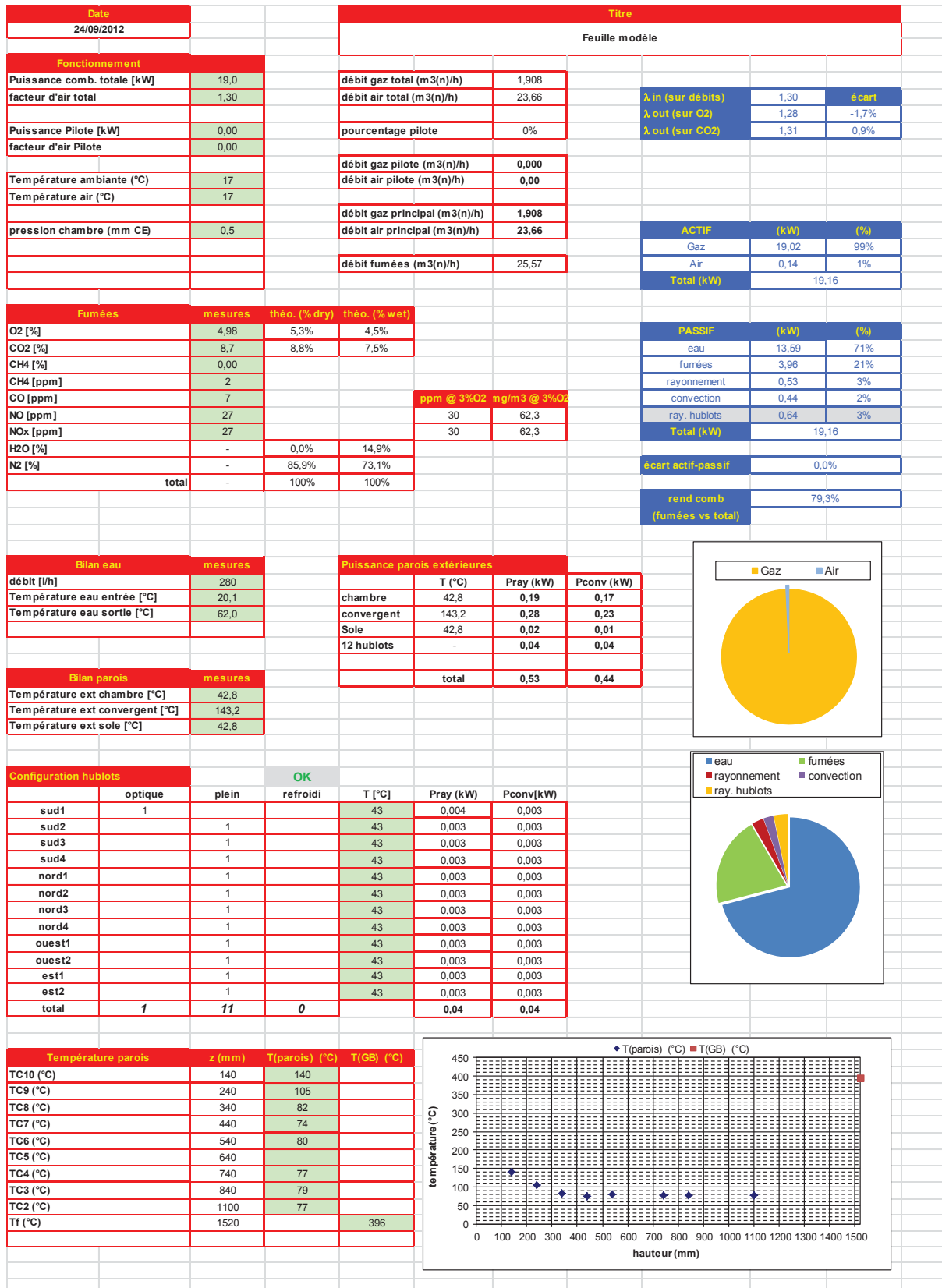


Fig. 55 : Bilan thermique du cas-test :  $P_t = 19,02 \text{ kW}$  –  $\lambda_t = 1,30$

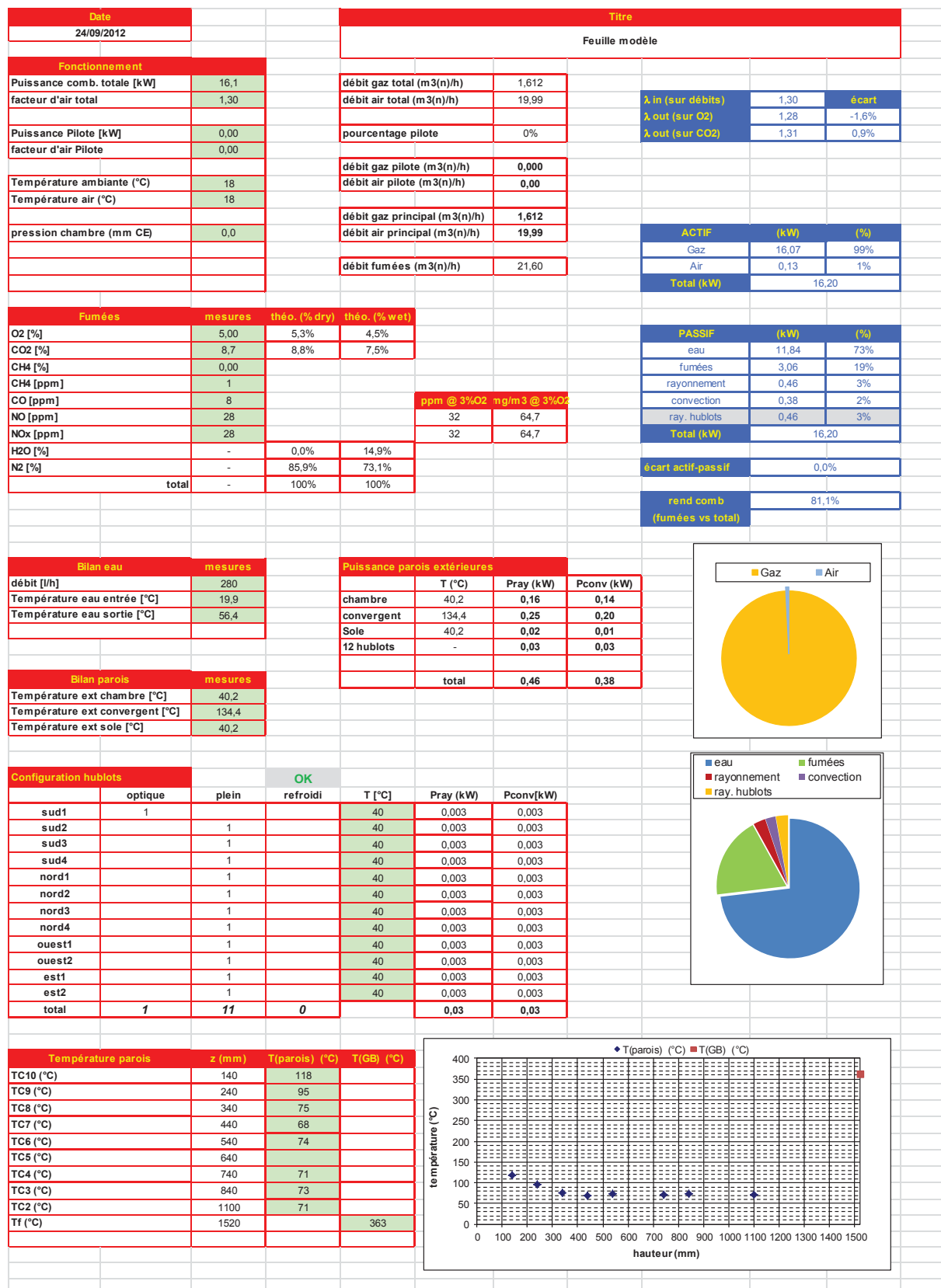


Fig. 56 : Bilan thermique du cas-test :  $P_t = 16,07 \text{ kW} - \lambda_t = 1,30$

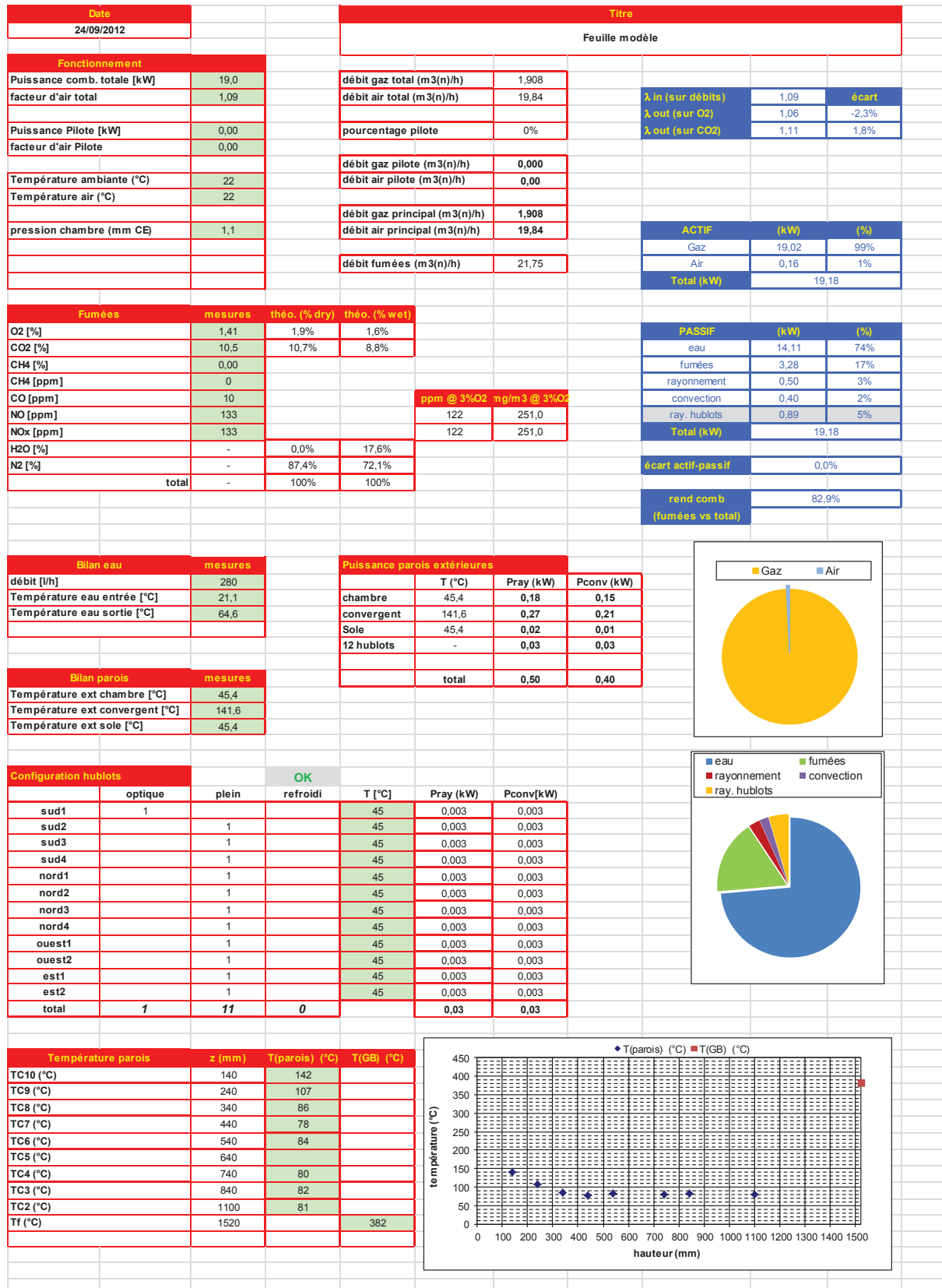


Fig. 57 : Bilan thermique du cas-test :  $P_t = 19,02 \text{ kW} - \lambda_t = 1,09$



## 2.8. Le brûleur pour la combustion sans flamme à basses températures

Un des objectifs de cette thèse est d'étudier expérimentalement la possibilité de stabiliser un régime de combustion sans flamme dans un environnement à basse température. Pour cela, une configuration originale de brûleur a été dimensionnée et conçue sur la base de l'étude analytique unidimensionnelle présentée au Chapitre V, pour être testée sur la nouvelle installation pilote.

Pour une puissance nominale de 20 kW et un excès d'air total de 10 %, sa géométrie reprend celle du brûleur de combustion sans flamme à hautes températures de parois avec une injection centrale principale d'air de 25 mm de diamètre et de deux injections principales latérales de méthane de 3 mm de diamètre, situés de part et d'autre du jet d'air à 50,7 mm. Ceci permet d'assurer une dilution suffisante des réactifs par les produits de combustion recirculants dans l'enceinte, au niveau du point de convergence des jets où la zone de réaction principale peut débuter en conditions massivement diluées. Dans une chambre de combustion à basse température et sans préchauffage excessif de l'air, la combustion ne peut pas se stabiliser dans chaque couche de mélange ; il est nécessaire de considérer un apport de chaleur supplémentaire pour cela.

Dans cette configuration, la comparaison des conditions locales de dilution et de température au point de convergence entre un environnement à haute température et un environnement à basse température réalisée avec le modèle de jets présentés au chapitre V a permis de quantifier entre 3,7 kW et 6,4 kW la quantité d'énergie supplémentaire à amener à la rencontre des jets de réactifs.

Pour les expériences à l'échelle de laboratoire réalisées dans cette thèse, nous avons choisi d'amener la chaleur supplémentaire dans la zone de rencontre des jets sous la forme d'une flamme stabilisée à la sortie d'un brûleur situé entre les injections principales de méthane et d'air. Pour cela, deux brûleurs Kromschroder ZMI16 sont utilisés (Fig. 58). Ce type de brûleurs est normalement utilisé pour l'allumage automatique et la détection par sonde à ionisation des brûleurs industriels. Il possède une seule électrode pour l'allumage et la détection, et fonctionne en prémélange entre 1,2 kW et 2,5 kW de gaz naturel, gaz de ville et gaz de pétrole liquéfié. Son diamètre interne de sortie est de 13 mm. Dans notre cas, il est utilisé avec du méthane.

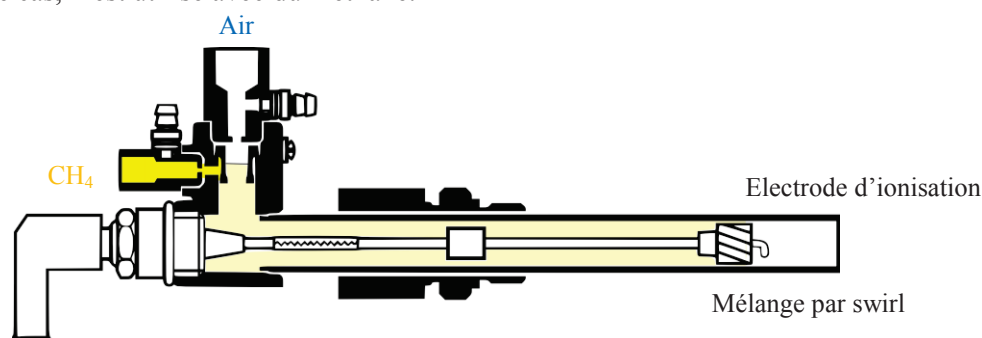


Fig. 58 : Brûleur pilote à ionisation Kromschroder ZMI 16 utilisé comme moyen d'apport d'énergie supplémentaire

La configuration du brûleur à combustion sans flamme à basse température constituée de ces cinq écoulements parallèles est présentée Fig. 59. Les conditions nominales de fonctionnement visées sont données par le Tab. 8. Cette configuration permet d'assurer d'amener au point de rencontre des jets la quasi-totalité de la chaleur fournie par la flamme pilote. Toutefois, les éventuelles émissions de NOx issues des flammes pilotes doivent restées modérées pour ne pas perdre le bénéfice du

fonctionnement en régime de combustion sans flamme. Pour cela, il peut être envisageable de faire fonctionner les brûleurs pilotes en prémélange riche pour limiter la formation de NO, la combustion pouvant ensuite se compléter dans la zone de réaction principale. De plus, les oxydes d'azote créés par les flammes pilotes vont se mélanger avec les jets latéraux de méthane et traverser les zones de réaction principales situées en aval. Ils vont alors trouver des conditions locales favorables à leur réduction par recombustion comme cela a été démontré par des calculs de cinétique chimie (Nicolle, 2006) et expérimentalement (Galbiati, 2004 ; Di Taranto, 2009).

$\Phi_{\text{CH}_4} = 3 \text{ mm}$   
 $\Phi_{\text{pilote}} = 13 \text{ mm}$   
 $\Phi_{\text{air}} = 25 \text{ mm}$   
 distance<sub>air-pilote</sub> = 31,5 mm  
 distance<sub>air-CH<sub>4</sub></sub> = 50,7 mm

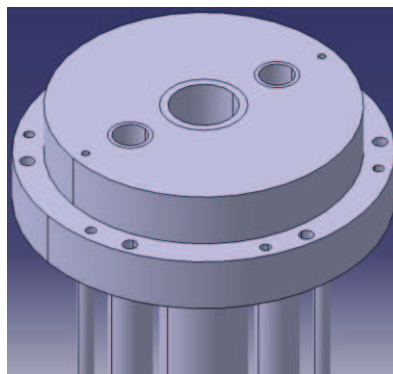


Fig. 59 : Configuration du brûleur de combustion sans flamme à basses températures

$P_{\text{totale}}$ (kW)	$P_{\text{pilote}}$ (kW)	$\lambda$	$V_{\text{air central}}$ (m/s)	$V_{\text{CH}_4 \text{ latéral}}$ (m/s)	$Re_{\text{air central}}$	$Re_{\text{CH}_4 \text{ latéral}}$
20	2	1,1	11,5	38,1	19056	6924

Tab. 8: Conditions nominales de fonctionnement du brûleur de l'installation à basses températures

Cette configuration de brûleur installée sur la nouvelle installation de combustion à basses températures de parois va permettre de faire varier plusieurs paramètres de fonctionnement de façon indépendante et ainsi de montrer si un apport de chaleur extérieur peut effectivement stabiliser les zones de réaction principales en régime de combustion sans flamme. Ceci permettra également de vérifier si la quantité de l'apport de chaleur nécessaire à cette stabilisation est bien estimée par le modèle analytique de mélanges de jets turbulents confinés développé dans cette thèse.

## II. 3. Techniques de mesure

### 3.1. Mesure de concentrations dans les produits de combustion par analyseurs

Des mesures de concentrations moyennes d'espèces stables ont été réalisées sur les deux installations pilotes. Pour chacune, un échantillon de gaz est prélevé à la sortie de la chambre de combustion, puis conduit dans une ligne chauffée pour éviter la condensation de la vapeur d'eau dans la ligne. Il est ensuite analysé à sec dans une baie d'analyse. Deux baies d'analyse ont été utilisées au cours de cette thèse : une baie d'analyse Horiba, et une baie d'analyse Siemens.

### Baie d'analyse HORIBA

Cette baie a été utilisée pour l'analyse des gaz sortant de l'installation pilote à hautes températures de parois. L'échantillon de gaz passe dans un groupe froid pour éliminer l'eau, puis dans la baie d'analyse HORIBA PG250 qui permet la mesure à sec de :

- la concentration d'O<sub>2</sub> dans la gamme 0 – 25% grâce à une cellule paramagnétique,
- la concentration de CO<sub>2</sub> dans la gamme 0 – 20% par le principe d'absorption infrarouge non dispersif (NDIR),
- la concentration de CO dans la gamme 0 – 5000 ppm par le principe NDIR,
- la concentration des NO<sub>x</sub> dans la gamme 0 – 500 ppm par le principe de chimiluminescence de NO<sub>2</sub><sup>\*</sup>.

### Baie d'analyse SIEMENS

Cette baie d'analyse a été mise en place et utilisée pour la première fois au cours de cette thèse, et a servi pour la mesure de composition de fumées sur les deux installations pilotes. Comme le montre le schéma ci-dessous (Fig. 60), l'échantillon de gaz brûlés prélevé à la sortie de la chambre de combustion passe en premier temps par le réfrigérant électrique de gaz EC/S de la baie d'analyse pour être refroidi. L'eau condensée est ainsi rejetée. Un filtre fin élimine après les particules solides que peut contenir l'échantillon de mesure, avant de passer par un débitmètre et arriver aux trois analyseurs de gaz de la baie.

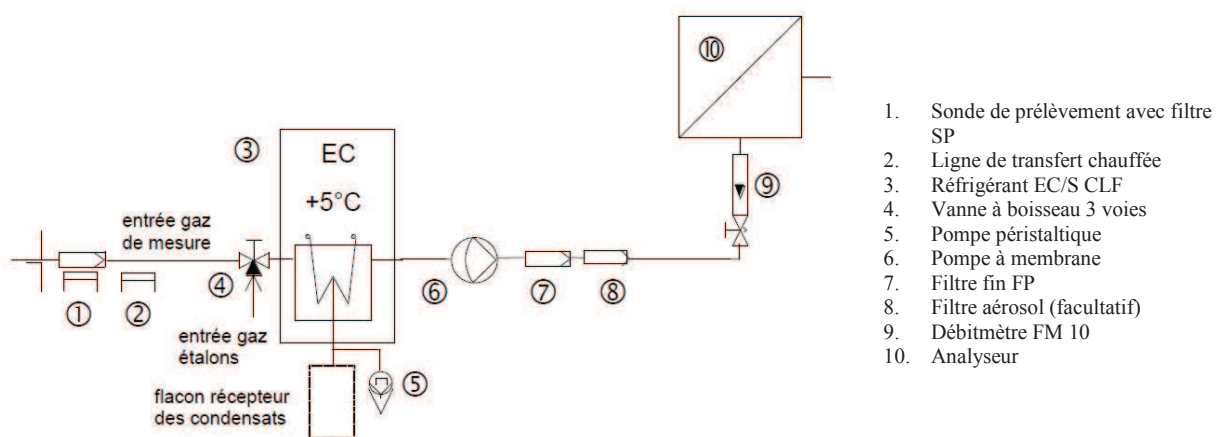


Fig. 60 : Acheminement des gaz de mesure vers l'analyseur

Il s'agit de deux types d'analyseurs :

- Deux analyseurs de gaz ULTRAMAT 23 qui utilisent le principe de mesure par absorption infrarouge non dispersif. Le premier permet la mesure de la concentration à sec du CO, du NO et du CO<sub>2</sub>. Et le deuxième permet la mesure de la concentration à sec du CH<sub>4</sub> avec deux gammes différentes. Grâce à un convertisseur NO<sub>2</sub>/NO, il est possible également de mesurer la concentration des NO<sub>x</sub> avec l'analyseur NDIR de NO
- Un analyseur de gaz paramagnétique OXYMAT 61 pour la mesure de la concentration à sec d'O<sub>2</sub>

Le Tab. 9 résume les étendues de mesure pour chacun des composés ainsi que les incertitudes de chacun des deux types d'analyseurs. La calibration des baies d'analyse est effectuée avant toute expérience, grâce à des bouteilles de gaz étalons prévues pour cet usage. Les incertitudes des concentrations des composés dans les bouteilles d'étalonnage sont typiquement de 1 à 2 %. Ainsi, on peut considérer une incertitude cumulée minimale de 3 % et un seuil de détection de 1 % de l'étendue de l'échelle pour les mesures de concentrations avec cette baie d'analyse.

		ULTRAMAT 23	OXYMAT 61
<b>Étendues des mesures</b>	<b>CO</b>	0 - 500 à 0 - 2500 ppm	-
	<b>NO</b>	0 - 500 à 0 - 2500 ppm	-
	<b>CO<sub>2</sub></b>	0 - 20 à 0 - 100%	-
	<b>CH<sub>4</sub> (%)</b>	0 - 20 à 0 - 100%	-
	<b>CH<sub>4</sub> (ppm)</b>	0 - 100 à 0 - 500 ppm	-
	<b>O<sub>2</sub></b>	-	0 - 5 à 0 - 25%
<b>Incertitudes</b>	<b>Variation du signal de sortie</b>	< ± 1% de la plus petite étendue de mesure	< 0,75% de la plus petite étendue de mesure
	<b>Seuil de détection</b>	1% de l'étendue de mesure choisie	1% de l'étendue de mesure choisie
	<b>Ecart de linéarité</b>	dans la plus grande étendue de mesure : < ± 1% de la valeur finale de l'étendue, dans la plus petite étendue de mesure : < ± 2% de la valeur finale de l'étendue	< 1% de l'étendue de mesure choisie
	<b>Précision de répétabilité</b>	≤ ± 1% de l'étendue de mesure choisie	< 1% de l'étendue de mesure choisie
	<b>Température</b>	max. 2% de la plus petite étendue par 10 K pour un temps de cycle AUTOCAL de 6 h	< 0,5%/10K rapporté à la plus petite plage de mesure
	<b>Dérive de zéro</b>	-	< ± 0,5%/mois de la plus petite plage de mesure
	<b>Dérive de la mesure</b>	-	< ± 0,5%/mois de l'étendue de mesure choisie

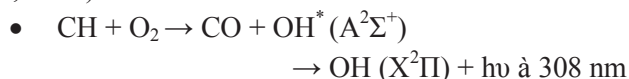
Tab. 9 : Étendues de mesure des composés et incertitudes des deux types d'analyseurs Siemens

### 3.2. Visualisation des zones de réaction par imagerie de chimiluminescence OH\*

#### 3.2.1. Principe de base

Une flamme est un phénomène très complexe où de très nombreuses réactions ont lieu, produisant de nombreuses espèces (radicaux libres, atomes, molécules) qui coexistent, avec un dégagement de chaleur et de photons. Certaines d'entre elles sont produites sur des niveaux d'énergie élevés. Pour retrouver leur niveau d'énergie à l'équilibre thermodynamique (généralement, sur le niveau fondamental), celles-ci émettent quasi instantanément des photons dont la longueur d'onde est caractéristique de la transition énergétique. C'est la chimiluminescence de la flamme.

Les principaux radicaux responsables de la chimiluminescence d'une flamme d'hydrocarbures sont OH\*, C<sub>2</sub>\*, CH\* et CO<sub>2</sub>\*, dont les voies réactionnelles les plus fréquentes dans les flammes sont (Honoré, 2007) :



- $C_2H + O \rightarrow CO + CH^* (A^2\Delta)$   
 $\rightarrow CH (X^2\Pi) + h\nu$  à 430 nm
- $C_2H + O \rightarrow CO + CH^* (B^2\Sigma^-)$   
 $\rightarrow CH (X^2\Pi) + h\nu$  à 387 nm
- $CH + C \rightarrow H + C_2^* (d^3\Pi_g)$   
 $\rightarrow C_2 (a^3\Pi_u) + h\nu$  à 516 nm
- $CO + O + M \rightarrow M + CO_2^* (^1B_2)$   
 $\rightarrow CO_2 (^1\Sigma^+_g) + h\nu$  à 300 – 500 nm

La Fig. 61 présente un exemple de spectre d'émission spontanée correspondant.

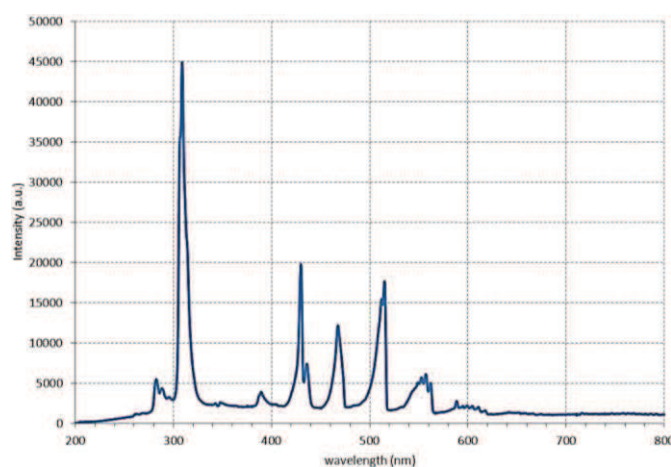


Fig. 61 : Spectre d'émission d'une flamme d'hydrocarbures

Dans les fours à hautes températures, la chimiluminescence des radicaux  $C_2^*$ ,  $CH^*$  et  $CO_2^*$  dans le visible est superposée et peut être confondue avec l'émission thermique dans le visible des parois chaudes en réfractaires. Dans ce cas, il est préférable de choisir de collecter la chimiluminescence du radical  $OH^*$  dans l'ultraviolet pour s'affranchir de ce rayonnement thermique parasite (Honoré, 2007).

### 3.2.2. Montage expérimental

La chimiluminescence étant créée dans les zones de combustion exothermiques, son enregistrement avec un capteur bidimensionnel permet d'obtenir une image instantanée des zones de réaction. C'est un diagnostic non intrusif, simple à mettre en œuvre, mais qui nécessite un matériel très sensible du fait du faible niveau de signal, notamment en régime de combustion sans flamme. Une caméra CCD intensifiée (ICCD), équipée d'un objectif et d'un filtre spectral relatif au radical visé, transmet le signal émis de la flamme à un système d'acquisition connecté à un ordinateur pour visualisation. Un schéma du montage est présenté Fig. 62.

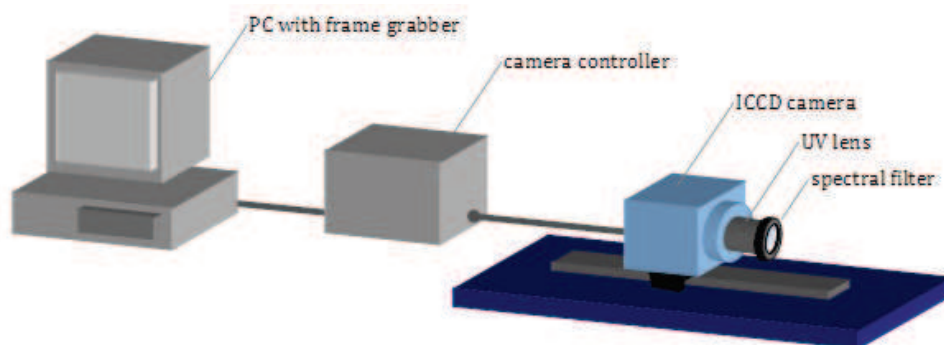


Fig. 62 : Montage de la technique d'imagerie de chimiluminescence

La même caméra a été utilisée pour les tests effectués sur les deux installations pilotes à hautes et basses températures des parois. Il s'agit d'une caméra CCD intensifiée de Princeton Instruments, PI-MAX2, 512x512 pixels sur 16 bits. Elle permet la collection de rayonnements visibles et ultraviolets. Une photocathode convertit les photons incidents en électrons. Puis, un intensificateur UV GenII amplifie le signal tout en offrant de bonnes performances, en termes de rapidité et de sensibilité, vis-à-vis des rayonnements variant de l'UV à l'infrarouge proche (Fig. 63). Finalement, un écran phosphore reconvertit les électrons incidents en photons, traduits en image numérique par un capteur CCD refroidi par effet Peltier pour diminuer le bruit électronique.

Un système d'acquisition permet l'enregistrement et la visualisation des images. Le logiciel de visualisation WinView32 permet de régler le temps d'exposition de la caméra, le temps d'intensification, la fréquence, le gain... en fonction de l'intensité maximale captée. Celle-ci doit être assez suffisante pour visualiser les zones de réaction, sans saturer le capteur de la caméra. Dans le cas de la caméra PI-MAX2 utilisée pour l'imagerie de chimiluminescence, le temps d'exposition est identique au temps d'intensification, et est adapté au niveau de signal collecté.

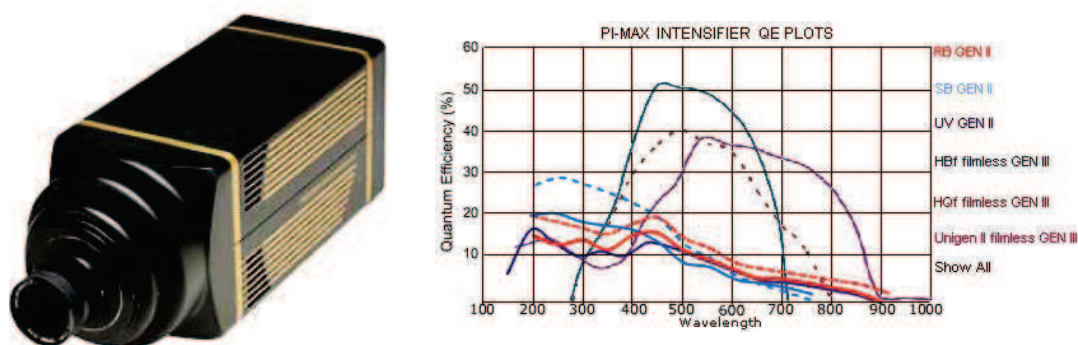


Fig. 63 : La caméra PI-MAX2, et le spectre de rendement quantique de l'amplificateur UV GenII

En appliquant cette technique pour l'installation pilote à hautes températures des parois, l'objectif utilisé est un objectif Goyo 25 mm F/2.8, à 5 niveaux de variations du diaphragme allant de f/2.8 à f/16. Il permet la transmission de rayonnements visibles et ultraviolets. Un filtre interférentiel ( $310 \pm 10$  nm) a été installé pour ne permettre la transmission que des rayonnements émis par la tête de bande principale du radical OH\*.

Dans le four à haute température, une lame optique dichroïque placée à 45° face au hublot, ne permet la réflexion que des rayonnements UV à la caméra, qui elle-même est placée aussi à 45° face à

la lame (soit  $90^\circ$  par rapport au hublot). La Fig. 64 représente son diagramme de réflexion. Cette lame permet notamment d'éviter l'exposition du matériel aux flux de chaleur du FOUR. Bien que cette lame ait une très bonne réflexion dans l'ultraviolet, sa réflexion dans le visible n'est pas nulle, impliquant alors une sélectivité partielle, qui nécessite l'utilisation d'un filtre supplémentaire devant l'objectif. Ce système optique, placé perpendiculairement au FOUR et évitant la surchauffe des matériels, a pu être positionné au plus proche de la chambre de combustion et a permis d'avoir un champ de  $200 \times 200 \text{ mm}^2$  du plan vertical au centre de la chambre de combustion. En appliquant cette technique à l'installation pilote à basses températures de parois, deux filtres  $\text{OH}^*$  ont été utilisés : un filtre UG11 associé à un filtre interférentiel de bande passante ( $320 \pm 40 \text{ nm}$ ), et plusieurs séries d'acquisition d'images instantanées ( $\tau = 350 \mu\text{s}$ ) ont été effectuées.

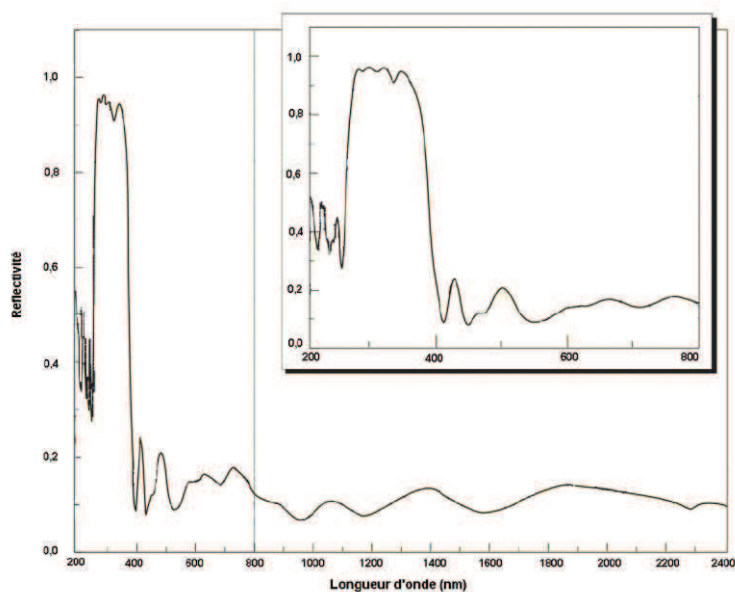


Fig. 64 : Variation spectrique de la réflectivité de la lame dichroïque

Après acquisition des séries d'images de chimiluminescence  $\text{OH}^*$ , un programme écrit sur Scilab permet de calculer la moyenne et l'écart type dans l'espace de chaque série. On obtient ainsi des images moyennes et d'écart-type du signal de chimiluminescence représentatif de la structure des zones de réaction et de leurs intensités relatives. La non-axisymétrie de nos configurations de brûleurs ne permet pas d'envisager une reconstruction tomographique des profils moyens de chimiluminescence à partir d'algorithme de type inversion d'Abel (Honoré, 2007). L'intégration du signal le long du trajet optique est donc à prendre en considération dans l'analyse des images.

### **3.3. Mesures de vitesse par Vélocimétrie par images de particules (PIV)**

La configuration de brûleur à combustion sans flamme adapté aux environnements à basse température étudiée dans le cadre de cette thèse consiste en une injection centrale d'air et deux injections éloignées de méthane séparées par deux flammes pilotes dont le but est d'amener la chaleur nécessaire à la stabilisation de la combustion dans les couches de mélange des réactifs (cf. II.2.8). Nous avons voulu étudier l'aérodynamique du mélange de ces cinq écoulements coplanaires dans la région proche de la sortie du brûleur dans le but d'une part de vérifier que l'apport de chaleur par les flammes pilotes était bien localisé au niveau des points de convergence des jets de réactifs et d'autre part que la présence de ces flammes pilotes n'influait pas trop l'interaction entre le jet d'air et les

jets extérieurs de méthane. La fluorescence induite par laser de traceurs moléculaires (de type acétone, anisole,...) ensemencés dans les jets est une technique de mesures permettant la caractérisation des processus de mélange mais n'est pas adaptée aux écoulements réactifs (Paubel, 2007). Pour cela, il est nécessaire d'ensemencer les écoulements avec des particules solides réfractaires qui vont subsister dans les zones de réaction et au-delà. Dans notre cas, du fait des fortes recirculations de gaz brûlés dans la chambre de combustion, celle-ci va rapidement se remplir de particules. Il n'est alors plus possible de discerner les jets et leur environnement sur des images de diffusion de particules. Une technique de visualisation d'écoulements de type tomographie laser n'est donc pas adaptée. Nous avons donc choisi de réaliser des mesures de champs bidimensionnels de vitesse par vélocimétrie par images de particules (PIV) dans l'installation pilote à parois refroidies, dans le but d'analyser les écoulements moyens issus de chaque injecteur et de caractériser leurs interactions entre la sortie du brûleur et le début des zones de réactions principales.

### 3.3.1. Principe de base

La vélocimétrie par images de particules est une méthode optique pour visualiser en 2D un écoulement, mesurer son champ instantané de vitesses et étudier son aérodynamique. Cette technique est schématisée dans la Fig. 65.

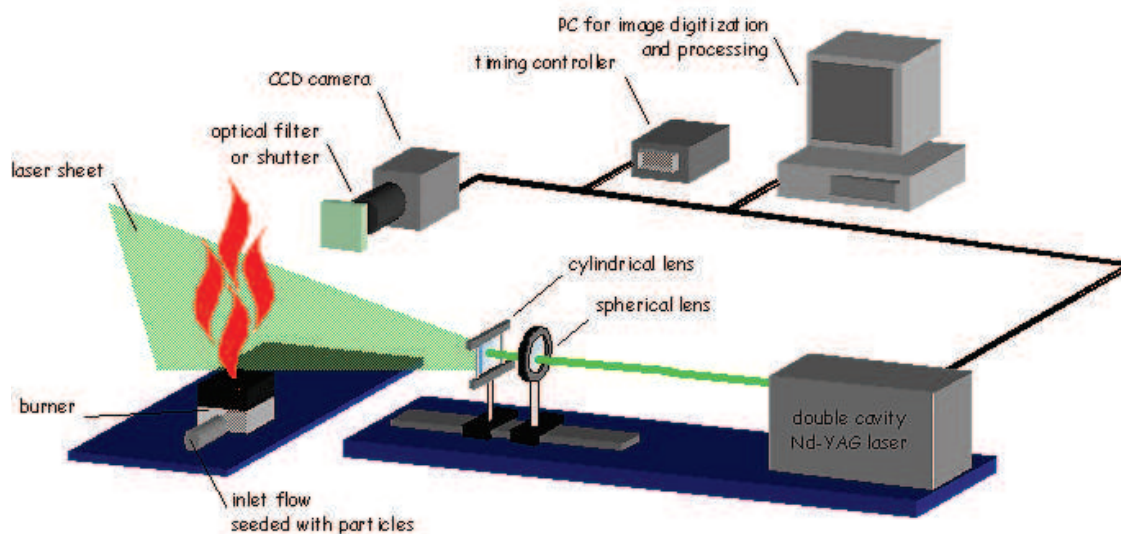


Fig. 65 : Principe de la PIV

Selon l'application et la nature du fluide, l'écoulement est ensemencé par des particules liquides (huile...) ou solides (billes de verre, polystyrène, dioxyde de zirconium...), assez fines (diamètre entre 0,1 et 100  $\mu\text{m}$ ) et légères pour le suivre sans être intrusives. Cette capacité de suivre l'écoulement est donnée par le nombre de Stokes, défini comme le rapport du temps caractéristique de réponse de la particule à une variation brusque de la vitesse sur le temps caractéristique de l'écoulement. Le nombre de Stokes doit être largement inférieur à 1 pour un meilleur suivi de l'écoulement (Tropea, 2007).

Un laser de doubles impulsions, généralement Nd-YAG (532 nm), émet deux faisceaux cylindriques à un intervalle de temps  $\Delta t$ . Chacun de ces deux faisceaux diverge à travers un système



de lentilles pour créer une nappe laser 2D de faible épaisseur, qui vient éclairer l'écoulement. Ainsi, et selon un mécanisme obéissant aux lois de Lorenz-Mie, les particules contenues dans le fluide diffusent la lumière du laser.

Une caméra CCD synchronisée avec le laser collecte alors la diffusion de Mie des particules éclairées, et permet d'enregistrer un couple d'images instantanées des particules séparées par le temps  $\Delta t$ . Un filtre interférentiel ou un obturateur à cristaux liquides installés devant l'objectif de la caméra permet de filtrer spectralement ou temporellement les rayonnements de la flamme ou de son environnement, et d'optimiser ainsi le rapport signal-sur-bruit.

L'ensemble des couples d'images est enregistré et traité sur un PC. Chaque image est décomposée en fenêtres d'interrogation dans chacune desquelles une vitesse sera déterminée à partir du calcul d'inter-corrélation entre les deux images :

$$R_{N_1 N_2}(x, y) = \frac{\sum_i \sum_j N_1(i, j) N_2(i + x, j + y)}{\sum_i \sum_j N_1(i, j) \sum_i \sum_j N_2(i, j)}$$

Pour réduire le temps de calcul, il est plus courant d'utiliser les propriétés de l'espace de Fourier grâce à des algorithmes de transformées de Fourier rapides (ou FFT). L'espace de corrélation présente alors un pic correspondant au déplacement le plus probable des particules présentes dans la fenêtre d'interrogation. Une interpolation sub-pixel de ce pic permet une meilleure précision de la mesure de sa position. Ainsi, connaissant le grandissement optique des images et le temps entre les impulsions laser, la vitesse attribuée à la fenêtre d'interrogation est déterminée.

Depuis les premiers développements de la PIV liés aux progrès technologiques des lasers impulsions, des caméras CCD et des moyens de traitement d'images, plusieurs méthodes de traitement ont été développées dans le but d'améliorer la précision de la mesure, augmenter la dynamique de mesure, et optimiser la résolution spatiale (Boutier 2012).

Dans le cas présent, nous avons utilisé un schéma d'algorithme de calcul PIV de type itératif à deux étapes prédictif / correcteur et maillage adaptatif. Cette méthode permet d'associer dynamique de mesures et résolution spatiale. Lors de la première passe, le déplacement des particules est déterminé à partir de fenêtres de grandes dimensions adaptées aux vitesses les plus élevées de l'écoulement étudié. Ce déplacement est alors utilisé dans la seconde passe de calculs pour le décalage des fenêtres d'interrogations de plus petites dimensions qui vont permettre d'améliorer la résolution spatiale tout en conservant la possibilité de mesurer de grands déplacements.

### **3.3.2. Montage expérimental sur l'installation à basses températures**

Les mesures de vitesse par PIV ont été réalisées au niveau du premier hublot de l'installation pilote à basses températures de parois simultanément à des mesures d'imagerie de chimiluminescence OH\*, dans le but d'obtenir des champs moyens de vitesse et des images des zones de réaction dans les mêmes conditions opératoires.

Une photographie du montage est présentée Fig. 66. Un laser Nd-YAG à double impulsion (Quantel CFR 200, 532 nm, 180 mJ/pulse) placé dos au hublot E1 au niveau de la sole, en parallèle à

la ligne des injecteurs émet un faisceau cylindrique. Celui-ci est redirigé vers la chambre de combustion grâce à un système périscopique constitué de deux miroirs, et traverse une lentille demi-cylindrique divergente qui permet son expansion suivant une dimension, formant la nappe laser. Puis, une lentille sphérique convergente arrête l'expansion verticale de la nappe, et réduit son épaisseur, avant qu'elle ne vienne éclairer les jets au centre. Le système périscopique permet le réglage de la nappe laser dans le plan des cinq jets. Cet alignement est réalisé en plaçant des tiges verticales dans les deux petits injecteurs de méthane et en s'assurant que chacune de celles-ci intercepte la nappe laser. Les images de particules sont enregistrées à l'aide d'une caméra PIV La Vision Imager Pro X (2000 x 2000 pixels, 12 bits), munie d'un filtre interférentiel ( $532 \pm 10$  nm) et installée devant le hublot S1 au niveau de la sole également, face à la sortie des injecteurs. Les séries de couples d'images de particules ainsi récupérées sont ensuite transmises et traitées sur ordinateur à l'aide du logiciel LaVision Davis. La synchronisation des acquisitions d'images OH\* de la caméra ICCD avec les impulsions laser et l'acquisition des images de particules par la caméra CCD PIV est réalisée à l'aide d'un générateur d'impulsions R&D Vision EG32 cadencé à 5 Hz. Il génère les quatre signaux TTL de commande des lampes flash et des Q-switch pour les deux têtes laser, le signal de remise à zéro et d'ordre d'acquisition d'un couple d'images par la caméra CCD, et le signal d'acquisition d'une image par la caméra ICCD.

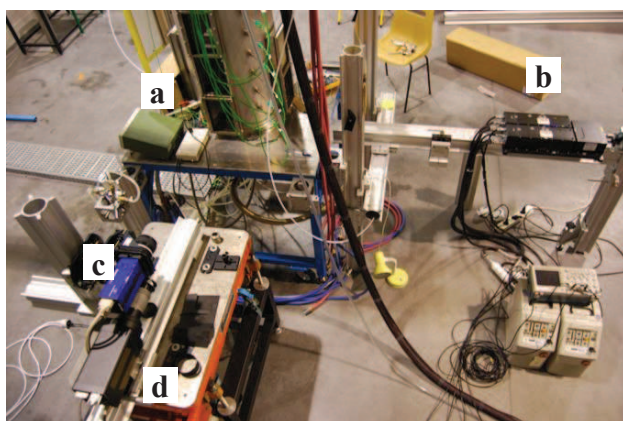
Pour ce montage, la caméra ICCD est conservée sur l'axe horizontal perpendiculaire au plan vertical des injections du brûleur. Pour obtenir un champ de vision similaire avec les deux caméras et le plus grand compte tenu des dimensions du hublot, la caméra PIV est placée au-dessus de la caméra ICCD (Fig. 66). Dans cette configuration, un effet de perspective et des zones de netteté limitées peuvent apparaître sur les images de particules. On s'affranchit ici de ce problème en utilisant les méthodes de corrections développées pour la stéréo-PIV, technique pour laquelle l'inclinaison des caméras PIV est beaucoup plus importante (Boutier, 2012). Une monture de Scheimpflug installée entre la caméra CCD et l'objectif Nikkor 85 mm permet de conserver une profondeur de champ adaptée au champ observé. L'effet de perspective sur la variation du grandissement optique dans l'image est pris en compte lors de la détermination de la fonction de transfert entre plan objet et plan image avec le logiciel LaVision Davis, à partir d'une calibration réalisée sur la base d'une image de mire placée dans le plan de mesures. Les dimensions du champ observé sont proches de  $150 \times 150$  mm<sup>2</sup> pour un grandissement de l'ordre de 12 pixel/mm.

Les particules utilisées pour ensemençer l'écoulement sont des particules de dioxyde de zirconium ( $M=123,22$  g/mol, point de fusion :  $2715^\circ\text{C}$ , diamètre moyen =  $5 \mu\text{m}$ ), qui sont préalablement étuvées. Le temps de réponse de ces particules peut être évalué à  $1 \mu\text{s}$ . Elles vont donc très bien suivre la majeure partie des structures des écoulements. Le brûleur présentant une géométrie symétrique, seuls le jet central d'air, le jet latéral gauche de méthane et l'air du brûleur pilote gauche ont été ensemençés, individuellement ou à plusieurs ensemble. La forte recirculation naturelle de gaz brûlés dans la chambre de combustion et la persistance des particules de  $\text{ZrO}_2$  à haute température assure l'ensemencement dans les zones inter-jets. L'ensemencement des trois écoulements avec des particules de  $\text{ZrO}_2$  est réalisé à l'aide d'ensemenceurs à lit fluidisé mis au point au laboratoire et installés en by-pass sur les lignes d'alimentation. Le réglage des débits qui passent dans les ensemençeurs est important pour former un lit fluidisé homogène et continu. Ce réglage ne pose pas de problème dans les gammes de débits d'air du jet central principal et des brûleurs pilotes utilisés ; les ensemençements sont continus. Mais il est beaucoup moins évident dans les jets de méthane où les débits sont très faibles. On a alors un ensemençement irrégulier qui va nécessiter de sélectionner dans

les séries d'acquisition les couples d'images de particules avec un ensemencement suffisant des jets de méthane.

De plus, du fait de leur recirculation avec les gaz brûlés dans l'enceinte confinée, les particules de  $ZrO_2$  se posent sur les parois et sur les hublots, encore davantage en présence d'humidité. Dans nos conditions d'installation à basse température de parois, la vapeur d'eau produite par la combustion se condense rapidement au contact des parois en début d'expérience quand les parois sont encore froides, facilitant le dépôt du dioxyde de zirconium. Ceci diminue la qualité des images et nécessite l'arrêt des expériences pour nettoyer les parois et les hublots. De même, ces particules s'agglomèrent dans les tuyaux d'alimentation en gaz, réduisant l'homogénéité du lit fluidisé. Avant toute expérience, et pendant plusieurs heures, nous avons donc alimenté les jets en air continu à très forts débits pour évacuer les particules des tuyaux.

Le montage optique utilisé avec le laser permet de générer une nappe laser à bords quasiment parallèles qui traverse la chambre de combustion. La mesure des vitesses au plus proche de la sortie des injecteurs induit un peu de réflexion du bas de la nappe laser sur le brûleur qui va être collectée sur les images de particules. De plus, une partie de la nappe laser arrivant sur le hublot du fond est réfléchi à la surface du dioptre. Ces réflexions s'étendent alors dans toute la chambre de combustion et induit un signal de fond important sur les images de particules. Contre toute attente, la meilleure atténuation de cette réflexion est obtenue avec une plaque revêtue d'une peinture noire haute température à la place d'un hublot en quartz. Le fond subsiste encore sur les images de particules mais est beaucoup moins important. On profite alors de la grande dynamique (12 bits) du capteur CCD de la caméra PIV pour avoir un rapport signal-sur-bruit suffisant sur les images pour séparer particules et fond, et qui sera encore amélioré par un pré-traitement adapté des images de particules avant le calcul de corrélation.



a : Installation à parois froides  
b : Laser Nd-YAG  
c : Caméra CCD PIV  
d : Camera ICCD OH\*

Fig. 66: Montage de la technique PIV sur l'installation pilote à basses températures de parois

### 3.3.3. Traitements d'images adaptés aux écoulements confinés

Pour chaque cas étudié, une série de  $N$  couples d'images est acquise par la caméra PIV afin de permettre de mesurer les champs de vitesses dans chacun des jets. Egalement, grâce à la recirculation des gaz à l'intérieur de la chambre de combustion confinée, les particules de dioxyde de zirconium recirculent aussi permettant de calculer les vitesses des gaz recirculants. A titre d'exemple, la Fig. 67 montre le jet d'air ensemencé au tout début de son injection dans l'enceinte initialement vide de

particules (à gauche) et la chambre de combustion rapidementensemencée d'une manière homogène grâce à la recirculation des particules (à droite). Pour toutes les mesures réalisées, l'enregistrement des séries débute quand toute la chambre de combustion est suffisammentensemencée.

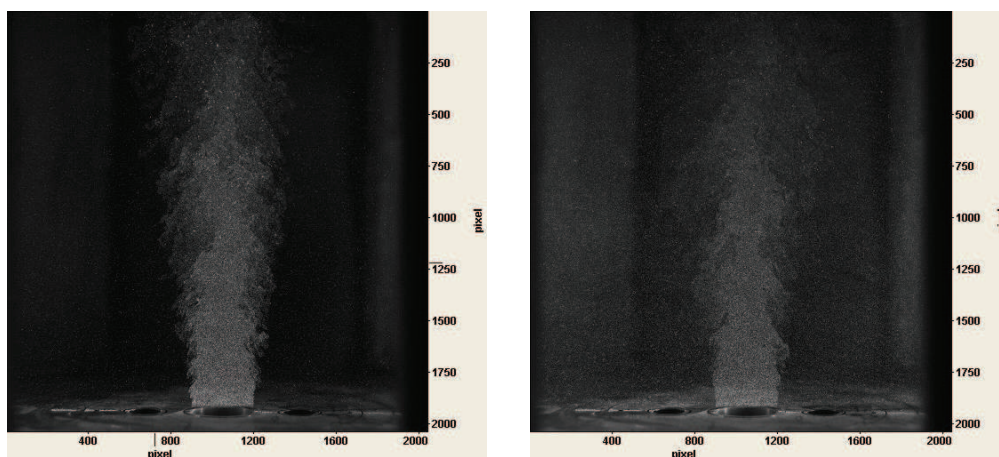


Fig. 67: Gauche: jet central d'airensemencé visualisé tout de suite après son introduction dans l'enceinte, droite : chambre de combustion rapidement complètementensemencée

Chaque image de la série d'acquisition subit des traitements successifs, comme le montre l'exemple de la Fig. 68 (dans lequel seul le jet d'air central estensemencé), notamment :

1. une reconstruction dans l'espace réel en tenant compte de l'effet de perspective
2. un masque des zones non intéressantes

Un couple d'images moyennes et un couple d'images d'écart-type pour toute la série de couples d'images masquées sont alors calculés pour la correction du signal de fond. En effet, une des problématiques associées à l'application de la PIV dans une chambre de combustion confinée est la présence d'un signal de fond important sur les images de particules du fait de la réflexion du faisceau laser sur les parois. Considérant que l'image d'écart-type de la série représente la variation du signal due à la présence de particules, le résultat de la soustraction de l'image moyenne et de cette image d'écart-type va permettre d'obtenir une image moyenne de référence du fond pour chaque série d'images. La soustraction de cette image de référence à chaque image instantanée de particules va alors permettre de quasiment supprimer le signal de fond et ainsi optimiser le contraste des images de particules avant le calcul d'inter-corrélation.

Ainsi, chaque couple d'images masquées de la série subit ensuite une nouvelle série de traitements successifs, permettant finalement d'aboutir au champ moyen de vitesses, comme illustré Fig. 69 avec l'exemple précédent du jet centralensemencé seul :

3. une soustraction du couple d'images de fond
4. un calcul PIV itératif à deux étapes prédictif / correcteur et maillage adaptatif, avec des tailles de fenêtres d'interrogation adaptées à la vitesse maximale mesurée et un recouvrement de 50%
5. un filtrage global des vitesses dont les composantes horizontales se trouvent à l'extérieur de l'intervalle  $[-10 \text{ m/s} ; 10 \text{ m/s}]$  ou les composantes verticales à l'extérieur de l'intervalle  $[-5 \text{ m/s} ; 35 \text{ m/s}]$

6. un filtrage médian des vitesses dont la différence à la moyenne des vitesses voisines est supérieure à 3 fois l'écart-type
7. une interpolation Gaussienne 3 x 3 des vitesses filtrées
8. un calcul statistique sur la base des champs instantanés de vitesse validés pour déterminer le champ moyen de vitesse

Image 1 initiale du couple 1

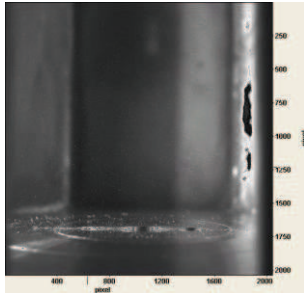
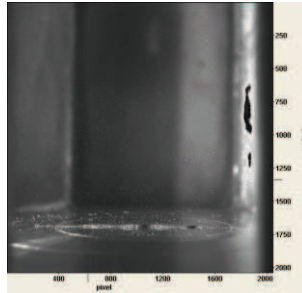


Image 2 initiale du couple 1



... N \* 2 images initiales

Image 1 dans l'espace du couple 1

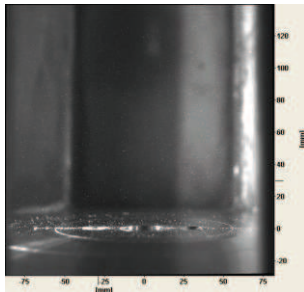
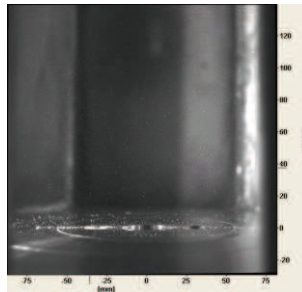


Image 2 dans l'espace du couple 1



... N \* 2 images dans l'espace

Image 1 masquée du couple 1

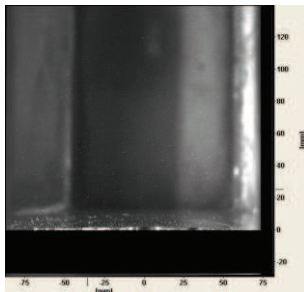
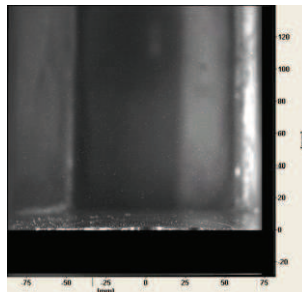


Image 2 masquée du couple 1



... N \* 2 images masquées

Fig. 68: Première série de traitements sur les images initiales

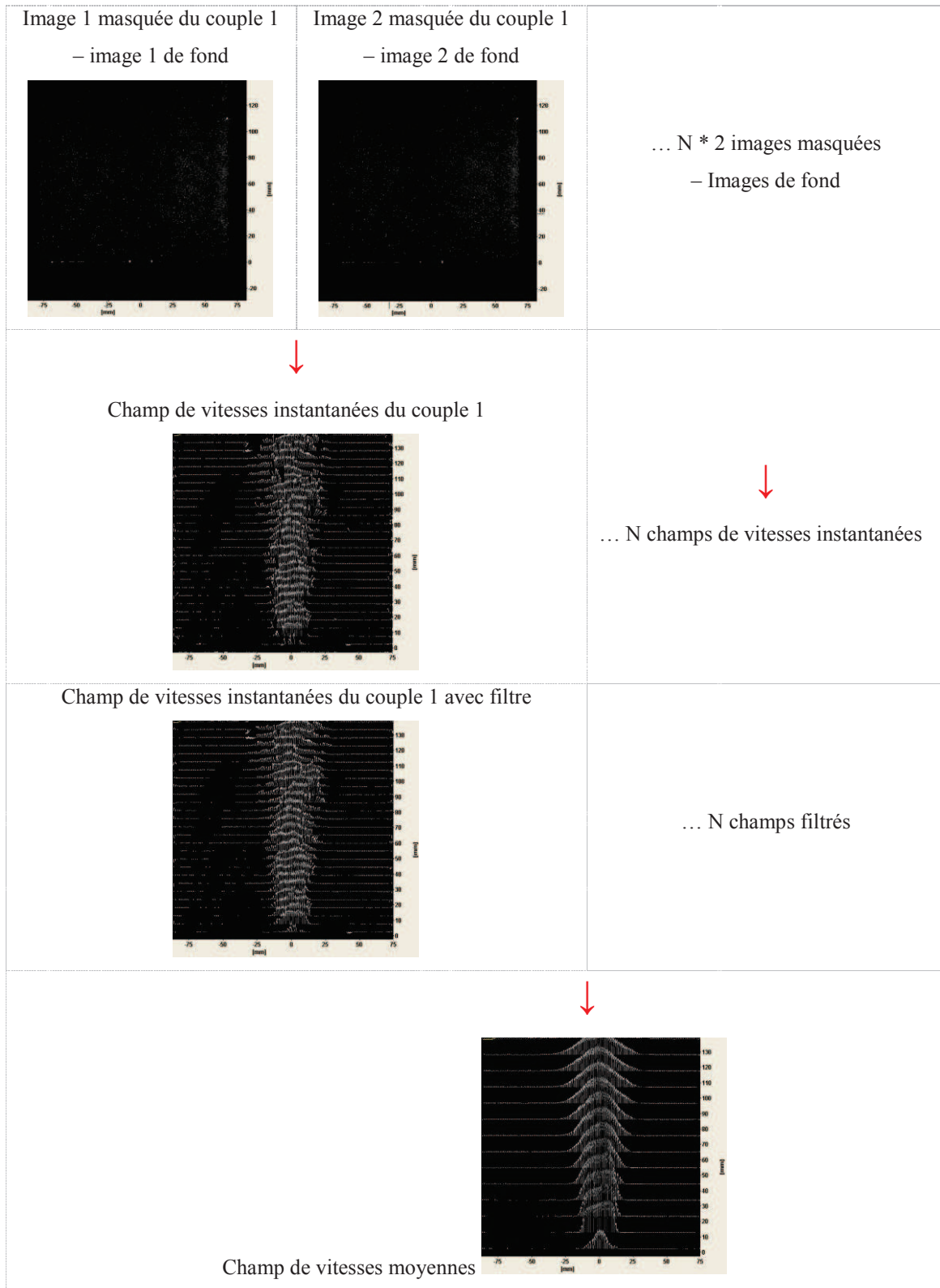


Fig. 69 : Procédure du calcul du champ de vitesses

## **Chapitre III. Etude de la combustion sans flamme de mélanges méthane – hydrogène à hautes températures des parois**

Au cours de ses travaux de thèse, Christiane Rottier (Rottier, 2010 (b)) a étudié l'effet du mélange de l'hydrogène au méthane dans le combustible sur la combustion sans flamme. Cette étude a été réalisée sur l'installation pilote à hautes températures des parois (FOUR) muni d'un brûleur type NFK, avec une puissance de 18,6 kW, un excès d'air de 18%, avec et sans préchauffage de l'air. La composition des produits de combustion à la cheminée a été analysée par des mesures de concentrations de  $C_nH_m$ ,  $O_2$ ,  $CO_2$  et  $NO_x$ , et les évolutions des zones de réaction au niveau de la sortie du brûleur ont été visualisées par imagerie de chimiluminescence  $OH^*$ .

Selon ses résultats, l'hydrogène joue un effet très positif sur la stabilisation de la combustion sans flamme, sans augmenter considérablement les polluants. En effet, avec préchauffage de l'air, l'intensité des zones de réaction augmente avec rajout d'hydrogène jusqu'à 40% dans le combustible, ainsi que les émissions de  $NO_x$ . Ensuite, les zones de réaction se déplacent légèrement en aval, et les émissions de  $NO_x$  rediminuent en augmentant le pourcentage d'hydrogène dans le combustible jusqu'à 100%. Sans préchauffage de l'air, les zones de réaction, très loin du brûleur avec du méthane pur, se déplacent en amont avec rajout de l'hydrogène jusqu'à 60% dans le combustible. Les émissions de  $NO_x$  augmentent aussi, sans dépasser 15 ppm, puis rediminuent avec ajout d'hydrogène jusqu'à 100% du combustible.

Le but de ce chapitre est de compléter les travaux précédemment menés par Christiane Rottier sur l'installation pilote à hautes températures de parois. **Il s'agit notamment d'étudier la possibilité de conserver le régime de combustion sans flamme pour toutes les proportions de mélange méthane/hydrogène avec un plus faible excès d'air ( $\lambda = 1,1$ ) pour rejoindre des conditions opératoires plus proches des conditions classiques utilisées en industrie.** De plus, l'utilisation de la nouvelle baie d'analyse Siemens Ultramat 23 – Oxymat 61 permet une mesure plus complète et plus précise des concentrations en cheminée, avec notamment la mesure supplémentaire de CO (cf. II. 3.1). En parallèle, les évolutions des zones de réaction dans la partie proche du brûleur sont obtenues toujours par imagerie de chimiluminescence  $OH^*$ , cette fois à deux hauteurs dans le FOUR : au niveau de la sortie du brûleur et à travers l'accès optique supérieur (centré à  $y = 500$  mm).

Pour cela, avec et sans préchauffage de l'air central, le pourcentage volumique de l'hydrogène dans le combustible a été varié de 0 à 100% par pas de 10%, pour une puissance totale constante de 20 kW. Deux excès d'air sont testés sans préchauffage de l'air.

Le tableau Tab. 10 récapitule les différentes expérimentations effectuées. Dans ce qui suit, on désigne par  $MxHy$ , le cas où le combustible est composé de x %vol de méthane et y %vol d'hydrogène.

Cas	P (kW)	Excès d'air (%)	T <sub>air</sub> (°C)	H <sub>2</sub> (%)	V <sub>air</sub> (m/s)	V <sub>fuel</sub> (m/s)	Re <sub>air</sub>	Re <sub>fuel</sub>
H-E1	20	10	585	0 à 100	37,4 à 31,2	42,3 à 141,1	10158 à 8453	7691 à 4031
H-E2	20	11	25	0 à 100	12,9 à 10,7	42,3 à 141,1	21360 à 17775	7691 à 4031
H-E3	20	14	25	0 à 100	13,3 à 11,0	42,3 à 141,1	21937 à 18256	7691 à 4031

Tab. 10 : Les conditions opératoires des différentes expérimentations réalisées pour l'étude de l'effet des mélanges CH<sub>4</sub>-H<sub>2</sub> dans le combustible sur la combustion sans flamme

### III. 1. Effet de l'hydrogène sur la combustion sans flamme avec préchauffage de l'air

La Fig. 70 montre les évolutions des concentrations des gaz secs dans la cheminée en fonction du pourcentage volumique de l'hydrogène dans le combustible, pour le cas-test H-E1 (P = 20 kW, λ = 1,1, T<sub>air</sub> = 585°C) avec préchauffage de l'air. Les concentrations d'O<sub>2</sub> et de CO<sub>2</sub> correspondent aux valeurs théoriques, avec absence de méthane imbrûlé. La concentration de CO augmente légèrement avec le pourcentage de l'hydrogène, tout en restant inférieure à 10 ppm. A partir de M30H70, elle diminue de nouveau jusqu'à une valeur proche de zéro avec la diminution de la quantité d'espèce carbonée dans le combustible. La très faible valeur mesurée à 100% d'hydrogène se situe sous le seuil de détection de l'analyseur (5 ppm) et largement en-dessous de son incertitude. Elle correspond donc bien à une concentration nulle de CO dans les fumées en absence de combustible carboné.

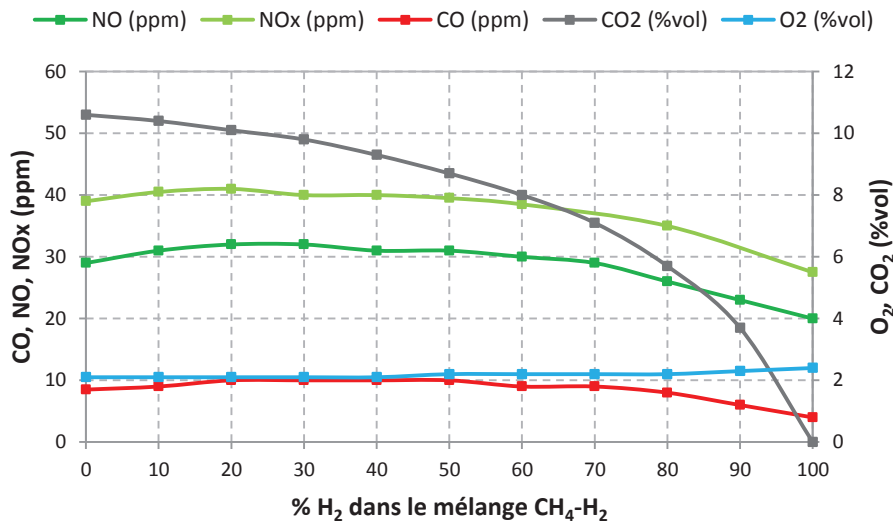


Fig. 70 : Evolution des concentrations dans la cheminée, en fonction du pourcentage volumique d'hydrogène dans le combustible (H-E1)

Pour des pourcentages d'hydrogène inférieurs à 50%, les concentrations des NO et des NOx varient légèrement autour de 30 et 40 ppm respectivement. A partir de M50H50, elles diminuent progressivement jusqu'à 20 et 27 ppm. A la différence des essais effectués avec d'autres géométries de brûleurs à combustion sans flamme, il n'y a donc pas une augmentation continue des émissions de NOx. En particulier, Donatini *et al.* ont observé une augmentation des émissions de NOx de 55 ppm à 88 ppm en ajoutant de l'hydrogène de 0 à 15% (Donatini, 2005) ; avec une installation de 150 kW, en



variant la proportion d'hydrogène de 0 à 75%, Slim *et al.* ont mesuré une augmentation des émissions de NOx de 5 mg/m<sup>3</sup> à 42 mg/m<sup>3</sup>, associée à l'apparition d'une flamme visible de diffusion attachée au brûleur qui montre que le régime de combustion sans flamme n'est pas conservé (Slim, 2006). Dans le cas présent, on retrouve l'augmentation des concentrations de NO et NOx au début de l'ajout d'hydrogène mais dans une moindre proportion. Les faibles émissions de NOx montrent que le régime de combustion sans flamme est maintenu pour tout mélange CH<sub>4</sub>-H<sub>2</sub> dans le combustible.

La Fig. 71 montre l'évolution des zones de réaction dans les zones inférieure et supérieure du FOUR, en fonction du pourcentage volumique de l'hydrogène dans le combustible, pour ce même cas-test (H-E1 : P = 20 kW,  $\lambda = 1,1$ , T<sub>air</sub> = 585°C) avec préchauffage de l'air. Il est à noter que les mesures n'ont pas pu être effectuées au milieu du four à cause de l'absence d'un accès optique à cet endroit. Chacune de ces images de chimiluminescence OH\* est la moyenne de 500 images instantanées. Pour toutes les proportions d'hydrogène, les deux zones principales de réaction sont liftées ; elles débutent à la rencontre et au mélange du jet central d'air et des deux jets latéraux de combustible, et finissent dans la partie centrale de la chambre de combustion. Grâce à leurs fortes impulsions, les jets turbulents d'air et de combustible sont dilués par entrainement de gaz brûlés recirculants, avant de se rencontrer et de réagir (Rottier, 2009 ; Mancini, 2007). La majorité de la production de chaleur a lieu alors dans des zones fortement diluées. Ceci induit de très faibles gradients de température ainsi que des pics de températures modérés (Rottier, 2009) expliquant les très faibles émissions de NOx mesurées. La température des fumées reste quasiment constante autour de T<sub>f</sub> = 1180°C, avec un écart maximal de 13°C entre le cas au méthane pur (T<sub>f</sub> = 1175°C pour M100H0) et le cas à l'hydrogène pur (T<sub>f</sub> = 1188°C pour M0H100). De façon similaire, les températures moyennes des parois varient entre 1125°C pour M100H0 et 1155°C pour M0H100. Ceci induit une homogénéité du dégagement de chaleur.

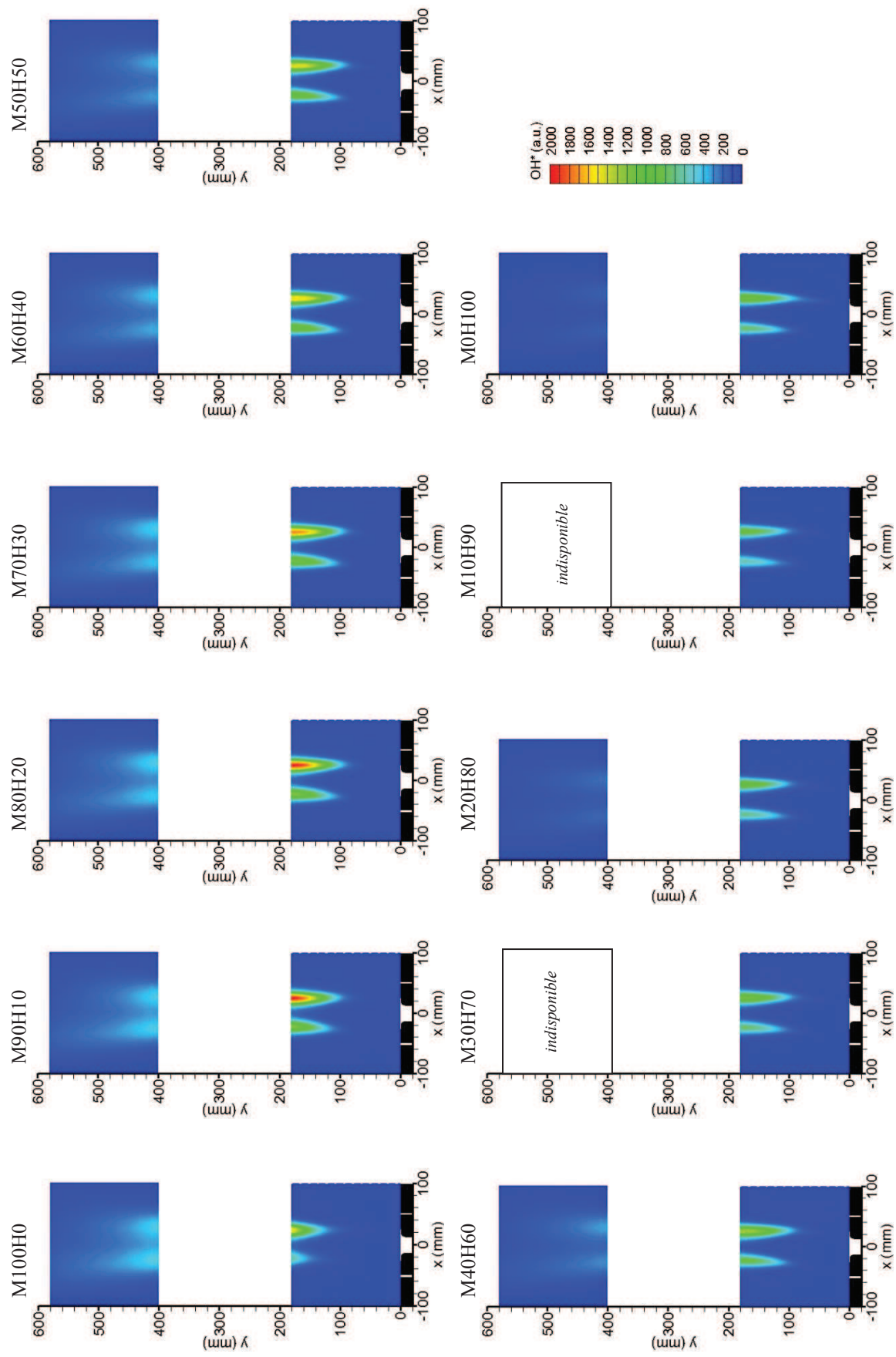


Fig. 71 : Evolution des zones de réaction, en fonction du pourcentage volumique d'hydrogène dans le combustible (H-E1)

Bien que les zones de réaction soient toujours liftées, une variation notable de la hauteur de décrochage  $H_b$  est observée avec la variation de la proportion d'hydrogène (Fig. 71). Dans le but de montrer l'effet de la topologie des zones de réaction sur les émissions de NOx, les hauteurs  $H_b$  du début des zones de réaction sont déterminées à partir des images moyennes de chimiluminescence OH\*. Pour chaque image moyenne, chaque zone de réaction de part et d'autre du jet central est considérée individuellement. Ainsi, pour chaque ligne horizontale, les coordonnées des maxima d'intensité OH\* sont déterminées. Puis, l'évolution longitudinale de ces intensités maximales d'OH\* est étudiée en fonction de la hauteur par rapport à la sortie du brûleur. La hauteur de décrochage  $H_b$  est obtenue alors en cherchant tout au long de ce profil le point où 5% du maximum d'intensité OH\* est atteint. La Fig. 72 présente les évolutions de  $H_b$  et des concentrations de NO et des NOx en fonction de la proportion d'hydrogène dans le combustible. Des évolutions similaires ont été également observées en considérant une valeur seuil différente de 5%, ainsi qu'en considérant la deuxième zone de réaction. A l'exception du cas M0H100, une relation spécifique entre  $H_b$  et les émissions de NOx est observée.

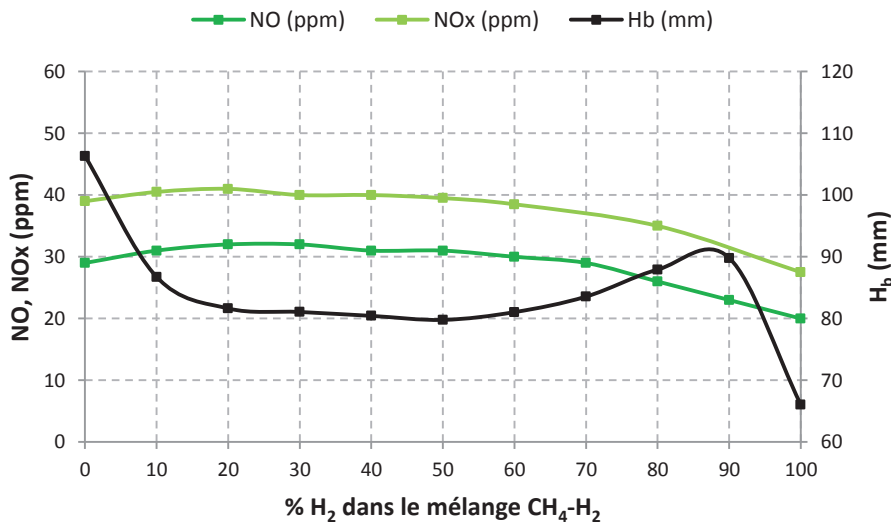


Fig. 72 : Evolution de la distance des zones de réaction au brûleur,  $H_b$ , et des émissions de NOx, en fonction du pourcentage volumique d'hydrogène dans le combustible (H-E1)

L'hydrogène étant plus réactif que le méthane, les zones de réaction se rapprochent du brûleur quand la proportion d'hydrogène dans le combustible augmente de 0 à 20%. En effet, une addition progressive de l'hydrogène au méthane induit une augmentation exponentielle de la vitesse laminaire de combustion (Ilbas, 2006 ; Huang, 2006) et une sensibilité plus robuste de flammes turbulentes par rapport au taux d'étirement (Fairweather, 2009). Il a été déjà prouvé que le dopage du méthane par l'hydrogène est un bon moyen pour améliorer les caractéristiques de la combustion dans des régimes de flamme stabilisée, par exemple en ajoutant jusqu'à 20% d'hydrogène dans un brûleur swirl (Schefer, 2003), ainsi que dans des conditions de combustion sans flamme, où la stabilité et les limites de dilution de la combustion sont élargies (Derudi, 2007 (b) ; Derudi, 2007 (c)) et la production de chaleur peut être intensifiée (Mardani, 2010). Dans notre cas, comme  $H_b$  diminue, le taux d'entraînement des produits inertes et chauds de combustion par les jets de réactifs à l'endroit du début des réactions, est plus petit. Alors la combustion a lieu dans un environnement moins dilué, d'où la plus grande production locale de chaleur et les plus fortes intensités de chimiluminescence OH\* dans les zones de réaction (Fig. 71).

Ainsi, la légère augmentation des émissions de NOx peut être attribuée à une légère augmentation du NO thermique, étant donné que le taux global de formation de NO thermique dépend fortement de la température locale (Bowman, 1975), et de façon plus importante que le taux de formation de NO par la voie NNH (Rortveit, 2002). De M80H20 à M50H50,  $H_b$  atteint une valeur minimale ( $H_b \approx 80$  mm), qui correspond au début de l'interaction des jets, et les émissions de NOx gardent des niveaux quasi-constants. L'évolution de  $H_b$  est inversée à partir de M50H50. Les zones de réaction sont de plus en plus liftées, donc plus diluées et moins intenses. Il y a donc moins de formation de NO thermique. La baisse des concentrations de NOx pour les grandes proportions de  $H_2$  montre que la voie NNH ne doit pas contribuer beaucoup aux émissions de NOx. Un comportement particulier est observé pour le cas à l'hydrogène pur. A côté des zones principales de réaction débutant aux points de rencontre entre le jet d'air et les jets de combustible, une fine zone de réaction non visible à l'œil nu a lieu autour du jet d'air due à la plus haute diffusivité de l'hydrogène, en comparaison avec le méthane, comme montré sur l'image de chimiluminescence OH\*. A cause de sa faible intensité, cette zone de réaction n'a pas d'effet sur les émissions de NOx qui sont dans ce cas plutôt contrôlées par un autre phénomène relié à la large proportion d'hydrogène dans le combustible. Etant donné que la formation de NO par la voie précoce correspond aux réactions de l'azote avec les radicaux hydrocarbonés, une diminution similaire peut être prévue pour le rapport C/H et la formation du prompt NO, jusqu'à son annulation pour le cas d'hydrogène pur. Ceci a été déjà observé par Rortveit *et al.* en ajoutant de l'hydrogène au méthane (Rortveit, 2002). Pour le cas-test H-E1 de combustion diluée sans flamme, le rapport C/H dans le mélange du combustible diminue quand la proportion d' $H_2$  augmente. Ce qui explique la diminution des concentrations de NO et de NOx pour une large proportion d'hydrogène, même si les zones de réaction se rapprochent du brûleur pour le cas d'hydrogène pur (Fig. 73).

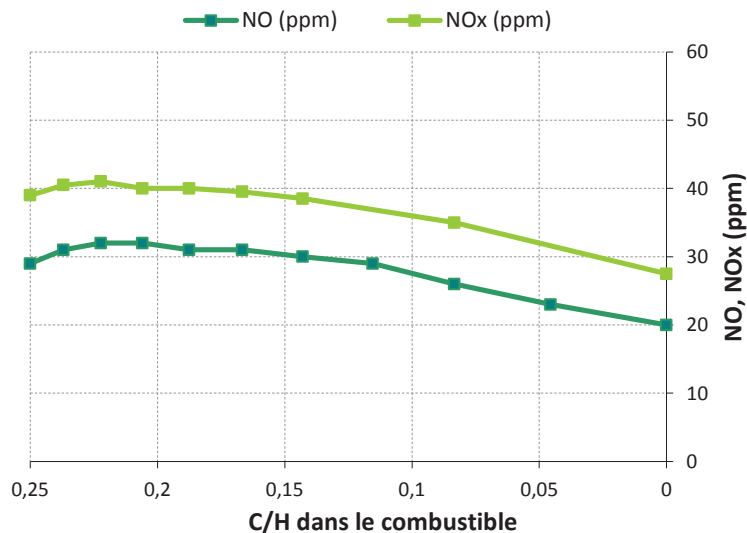


Fig. 73 : Evolution des concentrations d'oxydes d'azote en fonction du rapport C/H dans le combustible pour le cas-test H-E1

Comme l'avait montré Christiane Rottier (Rottier, 2010 (b)) pour de plus forts taux d'aération, la combustion sans flamme des mélanges  $CH_4/H_2$  avec préchauffage de l'air est alors stable, et permet d'associer forte efficacité énergétique et faibles émissions de polluants, quelle que soit la proportion d'hydrogène même avec un taux d'aération plus faible ( $\lambda = 1,10$ ). Aucune production d'imbrûlés n'est observée, et il n'y a jamais de forte production de CO. Peu de NOx sont produits grâce à deux effets :

une forte dilution des réactifs qui diminuent la production de NO thermique, et une diminution du rapport de C/H avec l'augmentation de la quantité d'hydrogène dans le combustible qui diminue la production du NO précoce.

### **III. 2. Effet de l'hydrogène sur la combustion sans flamme sans préchauffage de l'air**

Dans de précédents travaux sur la combustion sans flamme avec du méthane (Rottier, 2009 ; Rottier, 2010 (b)), l'effet important de la température de préchauffage de l'air sur la structure des zones de réaction et sur les émissions NOx a été étudié. En diminuant cette température, la température des gaz brûlés recirculant et les températures à l'intérieur des zones de réaction diminuent. Ceci a pour conséquence de réduire le NO thermique et les émissions de NOx totales. Le délai d'auto inflammation augmente, et les zones de réaction se déplacent en s'éloignant du brûleur. La combustion, quant à elle, reste sans flamme visible, propre et stable même sans préchauffage de l'air à l'entrée.

L'effet de l'hydrogène sur la combustion sans flamme sans préchauffage de l'air a été également étudié. La Fig. 74 montre la variation des concentrations des gaz secs dans la cheminée, en fonction du pourcentage volumique de l'hydrogène dans le combustible, pour le cas-test H-E2 ( $P = 20$  kW,  $\lambda = 1,11$ ,  $T_{air} = 25^{\circ}\text{C}$ ) sans préchauffage de l'air. Les concentrations de NOx sont très faibles ; pour toutes les proportions d'hydrogène dans le combustible, elles ne dépassent pas 16 ppm. En revanche, avec l'addition progressive de l'hydrogène dans le combustible, une augmentation importante des émissions de CO allant jusqu'à des valeurs autour de 50 ppm est observée, avant qu'elles ne s'annulent à partir de M20H80 à cause de la diminution du rapport C/H. Une augmentation similaire de la concentration de CO a été observée par Derudi et al. pour de forts taux de recirculation, où la concentration d'oxygène est trop petite pour permettre une oxydation complète (Derudi, 2007 (b) ; Derudi, 2007 (c)). De telles valeurs fortes de concentrations de CO ne permettent pas de considérer ces conditions opératoires satisfaisantes, malgré la stabilité de combustion et de manière plus évidente les faibles émissions de NOx.

Pour assurer l'oxydation du CO dans la chambre de combustion et diminuer ces émissions, le débit d'air a été augmenté. Ceci mène à de nouvelles conditions opératoires sans préchauffage de l'air pour une puissance thermique constante de 20 kW et un nouvel excès d'air intermédiaire de 1,14 (cas-test H-E3 dans le Tab. 10). Les évolutions des compositions des fumées sèches pour ces conditions opératoires sont présentées dans la Fig. 75. Les variations d'oxygène et de dioxyde de carbone correspondent aux compositions théoriques des produits de combustion. Grâce à l'augmentation de l'excès d'air, les émissions de CO sont maintenant contrôlées et restent inférieures à 8 ppm pour toutes les compositions CH<sub>4</sub>-H<sub>2</sub> de combustible. Elles sont sous le seuil de détection à partir de 90% d'hydrogène. Comme déjà observé pour le cas-test H-E1 avec préchauffage de l'air, les concentrations de CO et de CO<sub>2</sub> diminuent graduellement à partir de M40H60 jusqu'à une valeur nulle. Pour le régime de combustion sans flamme, une augmentation de l'excès d'air peut induire une augmentation importante des émissions de NOx (Parente, 2008). Dans le cas présent (H-E3), l'excès d'air nécessaire pour limiter les émissions de CO reste suffisamment petit pour garder de très faibles émissions de NOx quelle que soit la composition du combustible. Même s'ils ne dépassent jamais 16 ppm, une augmentation des émissions de NOx est néanmoins observée quand la proportion d'hydrogène dans le

combustible augmente ; elle est plus significative que le cas précédent avec préchauffage de l'air (H-E1) comme pour d'autres expériences (Donatini, 2005 ; Slim, 2006). En revanche, étant donné que la combustion sans flamme a été étudiée dans toute la gamme de mélange CH<sub>4</sub>-H<sub>2</sub>, une diminution des concentrations de NO et de NOx a été mesurée pour les fortes proportions d'hydrogène, comme pour le cas H-E1 avec le préchauffage de l'air. Sans préchauffage de l'air, les concentrations de NOx diminuent de 16 ppm pour M30H70 jusqu'à des valeurs inférieures à 10 ppm pour M0H100 ; on se rapproche des valeurs mesurées pour M100H0.

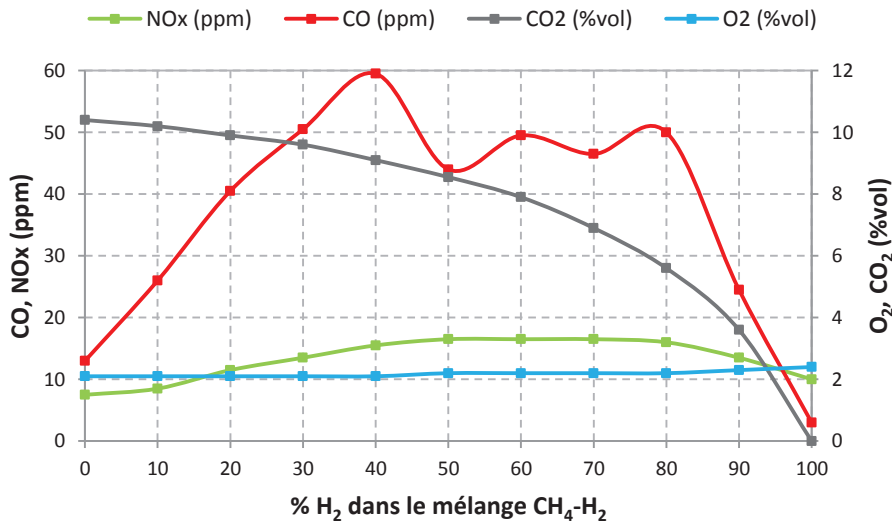


Fig. 74 : Evolution des concentrations des fumées dans la cheminée, en fonction du pourcentage volumique d'hydrogène dans le combustible (H-E2)

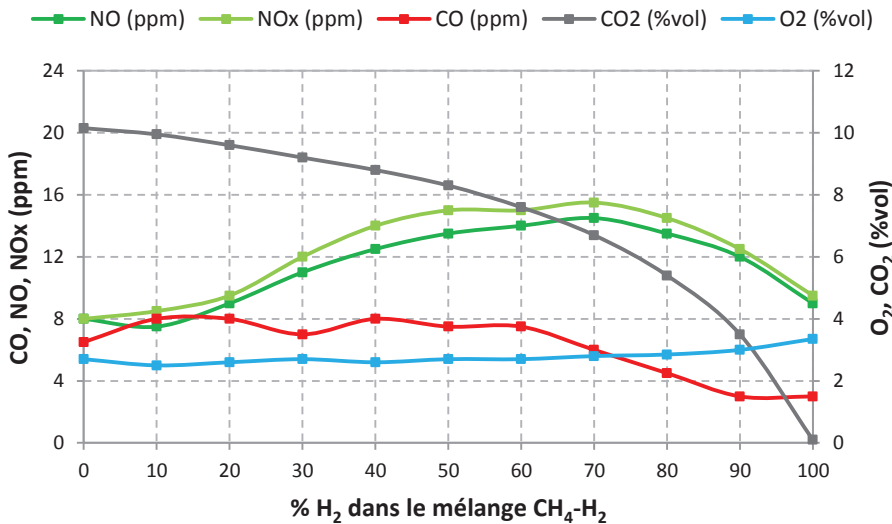


Fig. 75 : Evolution des concentrations dans la cheminée, en fonction du pourcentage volumique d'hydrogène dans le combustible (H-E3)

Comme pour le cas avec préchauffage de l'air, la diminution des NOx pour les grandes proportions d'hydrogène montre que la voie NNH ne joue pas un rôle significatif parmi les voies de formation de NO. Les émissions de NOx avec la proportion d'hydrogène dans le combustible sont

plutôt contrôlées par deux phénomènes opposés : le premier relié à la diminution du NO précoce avec le rapport C/H du combustible, le second relié à l'augmentation du NO thermique associé au déplacement en amont des zones de réaction liftées et intenses. Sans préchauffage de l'air, la combustion sans flamme du méthane pur est stabilisée beaucoup plus loin du brûleur, assurant une dilution importante des réactifs par les gaz brûlés entraînés. Les faibles gradients et le faible pic de température dans les zones de réaction induisent une diminution du NO thermique et alors les très faibles émissions de NOx mesurées pour ce cas-test H-E3. Comme montrée sur les images moyennes de chimiluminescence OH\* présentées dans la Fig. 77, l'addition progressive de l'hydrogène dans le combustible a un effet très important sur la localisation des zones de réaction dans le four. Des caractéristiques similaires ont été aussi observées pour le cas-test H-E2 malgré les fortes émissions de CO. L'évolution de  $H_b$  avec le pourcentage d' $H_2$  est présentée dans la Fig. 76 pour le cas-test H-E3. Les concentrations de NO et de NOx ont doublé de M100H0 à M30H70 ; ceci correspond au déplacement amont important des zones de réaction, à partir de la deuxième moitié de la chambre de combustion jusqu'au point de rencontre des jets réactifs, tout au long de la ligne stœchiométrique dans les couches de mélange entre les jets d'air et de combustible. Ceci induit une diminution du taux de dilution dans les zones de réaction. L'augmentation des émissions de NOx de M100H0 à M30H70 peut être alors directement attribuée à l'augmentation des NO thermique due à une plus forte densité locale de dégagement de chaleur dans les zones de réaction moins diluées. Une corrélation similaire entre les locations des zones de réaction et les émissions de NOx est également observée sur les résultats de la simulation CFD de la combustion diluée sans flamme pour différentes compositions du combustible  $CH_4-H_2$  réalisée par Parente *et al.* (Parente, 2008). Dans le cas actuel (H-E3), tandis que la hauteur des zones de réaction liftées diminue encore très légèrement, les émissions de NOx diminuent de M30H70 à M0H100. Comme précédemment pour le cas avec préchauffage de l'air, ceci peut être directement attribué à la diminution du NO précoce liée à la diminution du rapport C/H du combustible jusqu'à son annulation à 100% d'hydrogène.

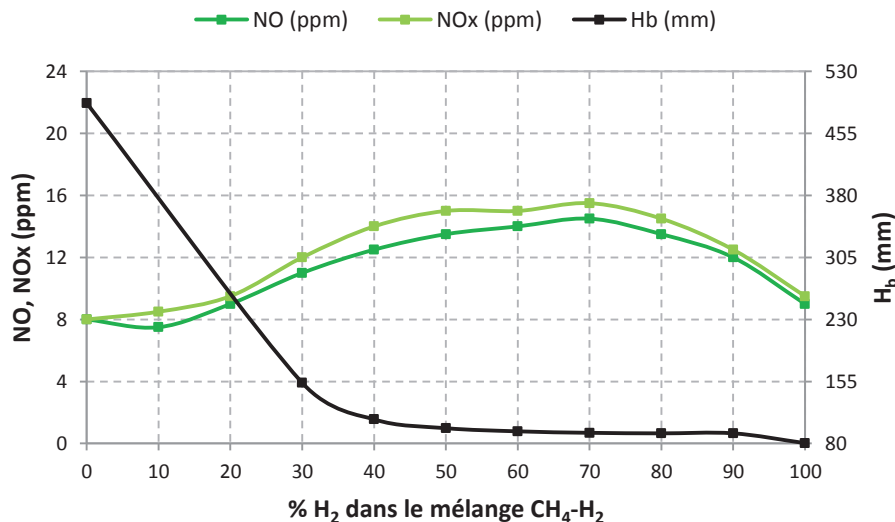


Fig. 76 : Evolution de la distance des zones de réaction au brûleur,  $H_b$ , et des émissions de NOx en fonction du pourcentage d'hydrogène dans le combustible

Pour les conditions opératoires à l'hydrogène pur sans préchauffage de l'air, un régime stable de combustion sans flamme à quasiment 'zéro émission' est atteint : avec des concentrations de NOx inférieures à 10 ppm, et sans aucune émission d'imbrûlés, de CO et de CO<sub>2</sub>.

### III. 3. Conclusions

Ce chapitre présente les possibilités d'extension du régime de combustion sans flamme pour toutes les proportions de mélanges méthane - hydrogène, à partir d'une configuration initialement prévue pour le méthane. Les expériences sont menées sur l'installation expérimentale à hautes températures, avec des mesures de concentrations d'espèces dans les fumées couplées à l'imagerie de chimiluminescence OH\* à deux hauteurs dans le four. L'ensemble de ces travaux a fait l'objet de deux communications dans des conférences internationales (Ayoub, 2011 (a) ; Ayoub, 2011 (b)) et d'une publication d'un article dans International Journal of Hydrogen Energy (Ayoub, 2012 (a)).

Avec préchauffage de l'air, on retrouve pour un taux d'aération modéré ( $\lambda = 1,10$ ), des résultats similaires à ceux précédemment obtenus par C. Rottier avec un taux d'aération plus élevé ( $\lambda = 1,18$ ). **Le régime de combustion sans flamme est conservé pour toutes les proportions de mélange combustible.** Il n'y a pas d'imbrûlés et les concentrations de CO sont toujours inférieures à 10 ppm. La variation des concentrations de NO et de NOx lors de l'ajout progressif d'hydrogène peut être directement reliée à deux phénomènes distincts: d'une part, pour les faibles proportions d'hydrogène, un léger déplacement amont et une intensification des zones de réaction liftées qui induisent une légère augmentation des concentrations d'oxydes d'azote, et d'autre part, pour les fortes proportions d'hydrogène, une diminution de ces concentrations attribuée à la diminution progressive de la formation de NO précoce par la diminution du rapport C/H du mélange combustible.

Les expériences menées avec le même taux d'aération modéré ( $\lambda = 1,10$ ) et sans préchauffage de l'air montrent une augmentation importante des concentrations de CO avec l'ajout progressif d'hydrogène. Même si les émissions de NOx restent faibles, **il apparaît donc ici une limite à l'extension du régime de combustion sans flamme aux mélanges méthane - hydrogène sans préchauffage initial de l'air.** Cette limitation nécessite d'augmenter l'excès d'air pour assurer la combustion complète et donc contrôler les émissions de CO. Ceci est atteint avec un excès d'air intermédiaire ( $\lambda = 1,14$ ), pour lequel **on retrouve alors le régime de combustion sans flamme sans préchauffage initial de l'air pour tous les mélanges CH<sub>4</sub> - H<sub>2</sub>,** avec des émissions de NO et de NOx qui restent toujours très faibles (inférieures à 16 ppm). Un comportement similaire à celui observé avec préchauffage de l'air est observé pour ces émissions lors de l'ajout progressif d'hydrogène : une augmentation relative des concentrations directement liée au déplacement important des zones de réaction, puis une diminution pour de fortes proportions d'hydrogène là encore reliée à la diminution de la proportion des espèces carbonées dans le mélange combustible. **Pour de l'hydrogène pur, et sans préchauffage de l'air, une combustion sans flamme proche de conditions 'zéro émission' est accomplie.**



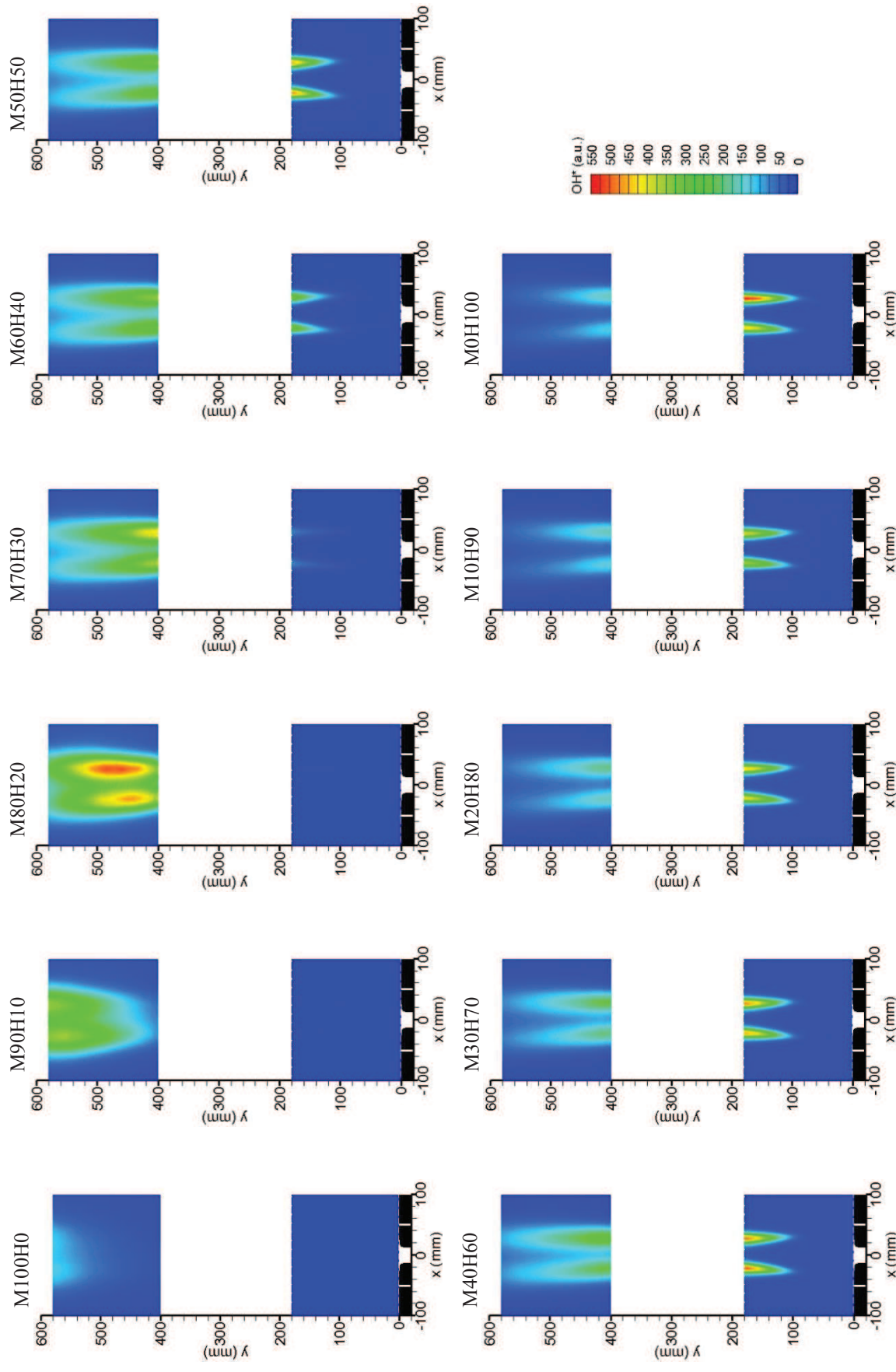


Fig. 77 : Evolution des zones de réaction, en fonction du pourcentage volumique d'hydrogène dans le combustible (H-E3)



## **Chapitre IV. Etude des limites de stabilité du régime de combustion sans flamme à plus basses températures du FOUR**

Dans un four à haute température, les gaz brûlés recirculants gardent, grâce à l'échange thermique avec les parois chaudes, une température suffisamment élevée pour entretenir le régime de combustion sans flamme. La température des parois est un paramètre indispensable à la stabilisation de la combustion sans flamme avec les configurations actuelles de brûleurs. **Dans le but de mettre en évidence expérimentalement les conséquences de l'abaissement des températures des parois sur le comportement de la combustion sans flamme, et de rechercher ses limites de stabilité**, des expériences ont été effectuées sur l'installation pilote du CORIA à parois chaudes (FOUR), en abaissant progressivement la température des parois, par immersion d'un échangeur refroidi par eau dans le four (cf. II.1.7).

La température des fumées, ainsi que celle des parois ont été diminuées grâce à la variation de trois paramètres :

1. La puissance de combustion (P)
2. La température de préchauffage de l'air ( $T_{\text{air}}$ )
3. La longueur ( $L_e$ ) d'insertion de l'échangeur dans le FOUR (de 0 à 33cm), soit la surface d'échange de chaleur avec les gaz brûlés par rapport à la surface du four

Des mesures de concentrations en cheminée et de températures de parois ont été faites.

**Une fois la limite du maintien du régime de combustion sans flamme atteinte dans le four en abaissant la température des parois, une étude paramétrique a été menée dans le but de caractériser l'effet de la température de préchauffage de l'air et de la puissance de combustion sur cette limite.** L'effet de la diminution de la température des parois sur l'évolution des zones de réaction est visualisé par imagerie de chimiluminescence  $\text{OH}^*$ , en insérant progressivement l'échangeur. Un phénomène de ré-allumage périodique est aussi observé dans le four pour des conditions de fonctionnement à la limite de stabilité de la combustion sans flamme.

### **IV. 1. Mise en évidence des limites de stabilité de la combustion sans flamme par refroidissement progressif des parois**

Plusieurs essais préliminaires ont été réalisés, avant de choisir les conditions opératoires pour lesquelles l'effet de la température des parois est étudié. Le tableau Tab. 11 résume les différentes expériences réalisées dans cette série pour atteindre la limite de stabilité du régime de combustion sans flamme à basses températures. La température du four est abaissée en variant la puissance totale, la température de préchauffage de l'air ainsi que la position de l'échangeur.

N° cas-test	P (kW)	Excès d'air (%)	T <sub>air</sub> (°C)	V <sub>air</sub> (m/s)	Re <sub>air</sub>	V <sub>CH4</sub> (m/s)	Re <sub>CH4</sub>	L <sub>e</sub> (cm)
S1-E1	20	12	598	36,7	10251	42,3	7691	0 à 33
S1-E2	15	12	585	28,6	7756	31,7	5766	0 à 31
S1-E3	12	14	567	22,8	6396	25,4	4616	0 et 32,5
S1-E4	10	17	567	19,5	5470	21,2	3846	0 à 33
S1-E5	20	22	20	14,2	23476	42,3	7691	0 à 32

Tab. 11 : Conditions opératoires des différentes expériences réalisées

Pour les cas-tests S1-E1 (P = 20 kW,  $\lambda = 1,12$ , T<sub>air</sub> = 598°C) et S1-E2 (P = 15 kW,  $\lambda = 1,12$ , T<sub>air</sub> = 585°C), aucun phénomène d'instabilité n'est observé en insérant au fur et à mesure l'échangeur dans le FOUR ; il n'y a pas d'apparition de flamme visible, de bruit ni de CO. Les concentrations de dioxygène et de dioxyde de carbone mesurées restent proches des valeurs théoriques. La Fig. 78 montre les évolutions de la concentration de NO, de la température moyenne des parois (T<sub>w</sub>) et celle des fumées (T<sub>f</sub>), en fonction de L<sub>e</sub>, pour ces deux cas. Une très bonne corrélation existe entre ces paramètres ; lorsque les températures des parois et des fumées diminuent, la concentration de NO diminue aussi. Toutefois, dans ces conditions, la limite de stabilité de la combustion sans flamme n'est pas atteinte, quelle que soit la position de l'échangeur.

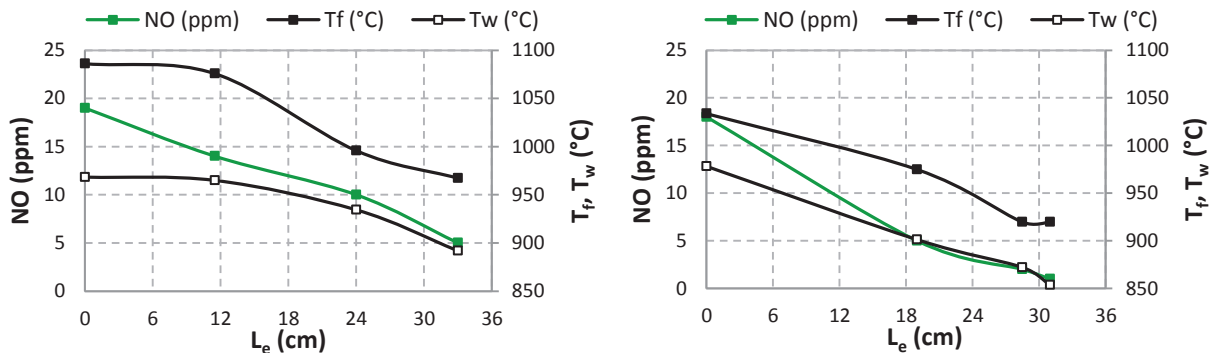


Fig. 78 : Evolution des concentrations de NO, des températures moyennes des parois et de fumées en fonction de la longueur d'insertion de l'échangeur dans le FOUR pour les cas-tests S1-E1 (gauche), et S1-E2 (droite)

En diminuant encore la puissance dans les expériences S1-E3 (P = 12 kW,  $\lambda = 1,14$ , T<sub>air</sub> = 567°C) et S1-E4 (P = 10 kW,  $\lambda = 1,17$ , T<sub>air</sub> = 567°C), et la température de préchauffage de l'air dans le cas-test S1-E5 (P = 20 kW,  $\lambda = 1,22$ , T<sub>air</sub> = 20°C), aucun phénomène d'instabilité n'est observé avant L<sub>e</sub> = 23 cm (S1-E3), L<sub>e</sub> = 15 cm (S1-E4) et L<sub>e</sub> = 18 cm (S1-E5) ; il n'y a pas d'apparition de flamme visible, ni de bruit ni de CO. Le tableau Tab. 12 résume les différentes propriétés obtenues pour quelques positions de l'échangeur avant l'apparition de CO, pour ces trois cas-tests. Les concentrations d'O<sub>2</sub> et de CO<sub>2</sub> restent proches des valeurs théoriques. Les températures moyennes des parois et celles des fumées diminuent, ainsi que les concentrations de NO.

En passant à L<sub>e</sub> = 23 cm pour le cas-test S1-E3, et à L<sub>e</sub> = 15 cm pour le cas-test S1-E4, la température moyenne des parois approche 850°C et 820°C respectivement, et celle des fumées 900°C pour les deux cas. Les Fig. 79 et Fig. 80 montrent les évolutions des concentrations et des températures en fonction du temps (t) après l'insertion de l'échangeur à L<sub>e</sub> = 23 cm (S1-E3) et L<sub>e</sub> = 15 cm (S1-E4).

		S1-E3			S1-E4			S1-E5		
$L_e$	cm	0	12	17	0	5	10	0	6	11
$T_w$	°C	965	884	858	936	889	837	962	944	918
$T_f$	°C	993	953	934	952	928	916	1029	1022	1011
NO	ppm	15	3	1	12	5	1	7	5	4
CO <sub>2</sub>	%vol	10,1	10,1	10,1	9,9	9,9	9,9	9,4	9,5	9,6
O <sub>2</sub>	%vol	3,0	2,9	2,9	3,3	3,2	3,2	4,0	3,8	3,6

Tab. 12 : Propriétés obtenues pour certaines positions de l'échangeur (cas-tests S1-E3, S1-E4 et S1-E5)

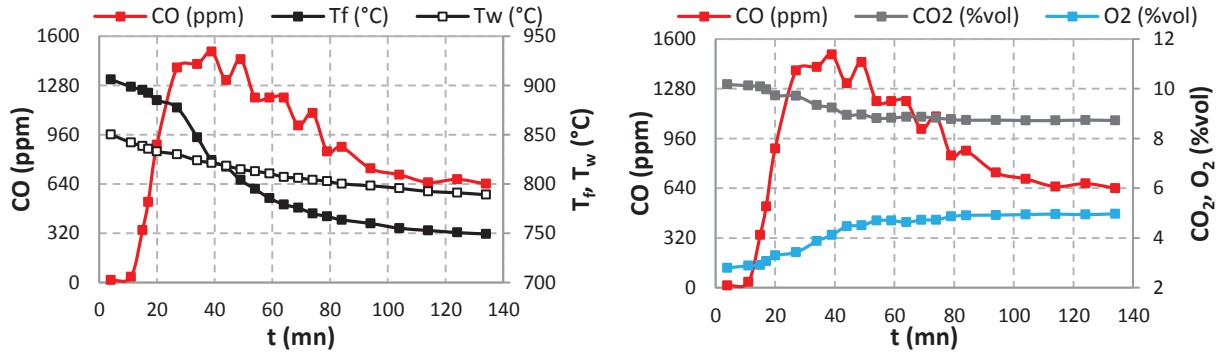


Fig. 79 : Evolutions temporelles des concentrations et des températures moyennes de parois et de fumées pendant le refroidissement du four (S1-E3 ;  $L_e = 23$  cm)

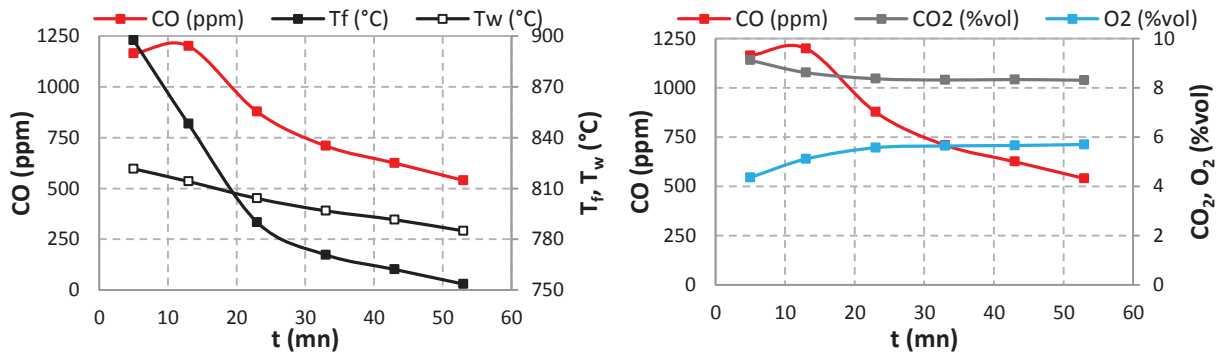


Fig. 80 : Evolutions temporelles des concentrations et des températures moyennes de parois et de fumées pendant le refroidissement du four (S1-E4 ;  $L_e = 15$  cm)

D'importantes quantités de CO apparaissent, avec de fortes fluctuations, en parallèle à de fortes diminutions de CO<sub>2</sub> et de fortes augmentations d'O<sub>2</sub>, alors que la température moyenne des parois et celle des fumées diminuent rapidement. La combustion n'est plus complète. Après environ 40 minutes d'attente pour le cas-test S1-E3 et 20 minutes pour le cas-test S1-E4, la température des fumées devient inférieure à la température moyenne des parois, le CO rediminue et tend à se stabiliser à des valeurs qui restent fortes, comme pour l'oxygène, indiquant alors la présence d'une combustion toujours incomplète, et le début de la phase d'extinction du four.

Pendant cette phase d'extinction, relativement lente, et en insérant davantage l'échangeur dans le FOUR jusqu'à  $L_e = 21$  cm dans le cas-test S1-E4, la température moyenne des parois continue à diminuer de 778 à 756°C en 30 minutes, et celle des fumées de 742 à 724°C, avec toujours une production importante de CO (autour de 400 ppm), et des valeurs presque constantes de CO<sub>2</sub> (8,5 %vol) et d'O<sub>2</sub> (5,3 %vol).

Sans préchauffage de l'air dans le cas-test S1-E5, 30 minutes après le positionnement de l'échangeur à  $L_e = 18$  cm, 98 ppm de CO sont produits pour  $T_w = 893^\circ\text{C}$  et  $T_f = 994^\circ\text{C}$ . Cette concentration continue à augmenter jusqu'à 330 ppm après environ deux heures, lorsque  $T_w = 880^\circ\text{C}$  et  $T_f = 973^\circ\text{C}$ .

En insérant davantage le brûleur à  $L_e = 25$ cm, puis  $L_e = 32$  cm, la concentration de CO dépasse 500 ppm et celle d'O<sub>2</sub> dépasse la valeur théorique dans les gaz brûlés. Les températures diminuent, jusqu'à ce que  $T_w$  et  $T_f$  atteignent  $830^\circ\text{C}$  et  $837^\circ\text{C}$  une heure après le passage à  $L_e = 32$  cm. Ensuite,  $T_f$  devient inférieure à  $T_w$ , signe du début d'extinction du four.

Pour assurer la stabilité du régime de combustion sans flamme, on trouve donc une valeur limite de température de parois du four proche des valeurs limites de température de préchauffage de l'air de l'approche HiTAC (Fig. 14) et de température de four présenté par Wüning comme frontière au régime de combustion sans flamme pour d'autres configurations de brûleurs (Fig. 15). Les limites atteintes sur le FOUR correspondent également à la gamme de température limite de four (autour de  $800^\circ\text{C}$ ) trouvée par Cavigiolo et al. avec du méthane pour de très forts taux de dilution dans une configuration de laboratoire où la dilution est induite à la fois par la recirculation des gaz brûlés dans la chambre de combustion et par un prémélange initial de l'air avec des espèces inertes avant son préchauffage et son injection dans la chambre de combustion (Cavigiolo, 2003). Les mêmes niveaux de température limite ont aussi été observés avec des mélanges combustibles constitués principalement de méthane (gaz naturel et biogaz), mais pour lesquels les taux de recirculation limites sont différents (Effuggi, 2008).

Egalement, les résultats à l'échelle de laboratoire peuvent être comparés aux expériences menées par GDF SUEZ, dans le cadre du présent projet ADEME CANOE, avec la même démarche expérimentale sur l'installation semi-industrielle à hautes températures du CRIGEN équipée d'un brûleur régénératif à combustion sans flamme de 200 kW (Laplace, 2010 ; Ayoub, 2012 (b)).

En effet, après avoir atteint le régime de combustion sans flamme à hautes températures, avec du gaz naturel et sans préchauffage de l'air ( $P = 200$  kW,  $\lambda = 1,10$ ), les tubes d'eau placés à proximité des parois sont insérés progressivement dans la chambre de combustion pour extraire de l'énergie des gaz brûlés et refroidir le four. Le Tab. 13 présente les températures moyennes des parois, et les températures et les compositions des fumées.

		<b>Echelle Semi-industrielle</b>		
<b>T<sub>w</sub></b>	°C	1170	981	778
<b>T<sub>f</sub></b>	°C	1134	971	854
<b>NO<sub>x</sub></b>	ppm	25,7	7,6	2,6
<b>CO<sub>2</sub></b>	%vol	9,9	10,2	8,9
<b>O<sub>2</sub></b>	%vol	2,4	2,2	5,0

Tab. 13 : Températures moyennes de parois, températures et compositions de fumées, en refroidissant le four semi-industriel de GDF SUEZ (Laplace, 2010)

En régime de combustion sans flamme, les émissions de NO<sub>x</sub> sont assez faibles, même à hautes températures de parois (25,7 ppm pour  $1170^\circ\text{C}$ ). En diminuant la température du four, elles diminuent exponentiellement jusqu'à 2 ppm pour une température moyenne du four de  $900^\circ\text{C}$ . Ceci

peut être attribué à la diminution du NO thermique liée à la diminution de la température de flamme avec la température des parois du four.

A 1200 °C, la combustion est stable et les flammes sont invisibles. Les champs de températures sont homogènes ; le gradient de température en voûte est presque linéaire et assez faible (12°C/m) (Fig. 81). Quand la température du four diminue, ce gradient de température augmente, et atteint 50°C/m pour  $T_w < 800^\circ\text{C}$ . En effet, en insérant les tubes d'eau dans le four, les gaz brûlés qui recirculent échangent de plus en plus de chaleur, et diminuent leur température. Ceci affecte l'homogénéité et la stabilité du régime de combustion sans flamme.

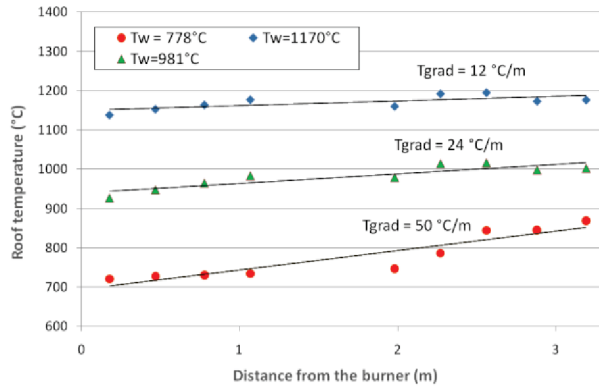


Fig. 81 : Evolutions des températures en voûte tout au long du four, et gradients de températures, pour différentes températures moyennes de parois (Laplace, 2010)

Pour de faibles températures de parois, d'importantes variations temporelles enregistrées pour la pression à l'intérieur de la chambre de combustion (Fig. 82) montrent que le régime de combustion diluée sans flamme n'est plus stable. Des flammes bleuâtres sont observées autour des jets de gaz naturel. En-dessous de 880°C, il a été observé un régime transitoire de combustion 'standard' à flammes qui interfère progressivement mais régulièrement avec le régime de combustion sans flamme (Fig. 83). On retrouve là encore une limite de stabilité du régime de combustion sans flamme pour une température moyenne de four de l'ordre de 800°C, qui est donc insensible à l'effet d'échelle.

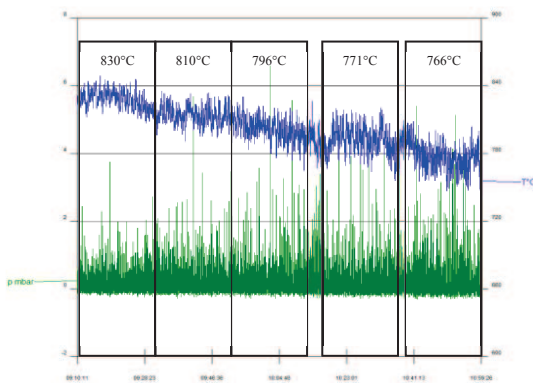


Fig. 82 : Variations temporelles de la pression du four (signal vert – mbar), et de la température en voûte à 2000 mm du brûleur (signal bleu - °C), en refroidissant le four (Laplace, 2010)

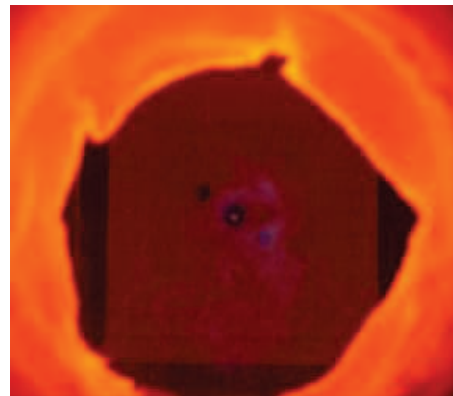


Fig. 83 : Flammes visibles pour de faibles températures de parois ( $T_w = 800^\circ\text{C}$ ) (Ayoub, 2012 (b))

## **IV. 2. Etude paramétrique de la limite de stabilité de la combustion sans flamme à plus basses températures de parois**

A hautes températures des parois de l'installation de laboratoire, et avec préchauffage de l'air, des émissions importantes de CO apparaissent à 12 et 10 kW, pour des températures des fumées proches de 900°C, des températures moyennes des parois proches de 850°C, et des positions de l'échangeur supérieures à 15 cm dans le FOUR. A ces hautes températures, cette limite pourrait s'expliquer par un déplacement des zones de réaction plus loin du brûleur, qui ne permet plus une combustion complète dans le four. De plus, du fait des fortes fluctuations des concentrations à ces positions de l'échangeur, il est probable que ce dernier vienne tremper la zone de réaction principale et perturber la combustion.

Sans préchauffage de l'air, à hautes températures des parois, et avec une puissance de 20kW, les zones de réaction sont plus éloignées du brûleur, que pour le cas avec préchauffage de l'air. Elles doivent s'éloigner encore davantage lorsque la température des fumées et la température moyenne des parois s'approchent respectivement de 1000°C et 900°C. La combustion ne finit donc plus forcément dans la chambre de combustion, d'où la production de CO observée. L'échangeur à 18 cm peut également tremper et perturber les zones de réaction.

Afin de vérifier cette limite de stabilité et caractériser l'effet de la température de préchauffage de l'air et la puissance de combustion sur la combustion sans flamme à plus basses températures de parois, tout en évitant cet effet de trempe de la zone de réaction, une étude paramétrique a été effectuée pour des positions de l'échangeur toujours inférieures à 12 cm sur l'installation pilote du CORIA.

L'échangeur est fixé alors à 10 cm dans le FOUR. Des mesures de concentrations des fumées sont effectuées. Le tableau Tab. 14 résume ces différents essais.

Cas test	P (kW)	Excès d'air (%)	T <sub>air</sub> (°C)	L <sub>e</sub> (cm)	V <sub>air</sub> (m/s)	V <sub>CH4</sub> (m/s)	Re <sub>air</sub>	Re <sub>CH4</sub>
S2-E1	14	17	<b>567 à 183</b>	10	27,3 à 14,8	29,7	7660 à 12369	5395
S2-E2	12	11	<b>567 à 217</b>	10	22,2 à 13,0	25,4	6229 à 8967	4624
S2-E3	<b>20 à 15</b>	19	20	10	13,8 à 10,4	42,4 à 31,8	22906 à 17179	7707 à 5782

Tab. 14 : Conditions opératoires des différents tests réalisés

### **2.1. Variation de la température de préchauffage de l'air**

Les évolutions des concentrations et des températures en fonction de la température de préchauffage de l'air sont présentées Fig. 84 (S2-E1) et Fig. 85 (S2-E2).



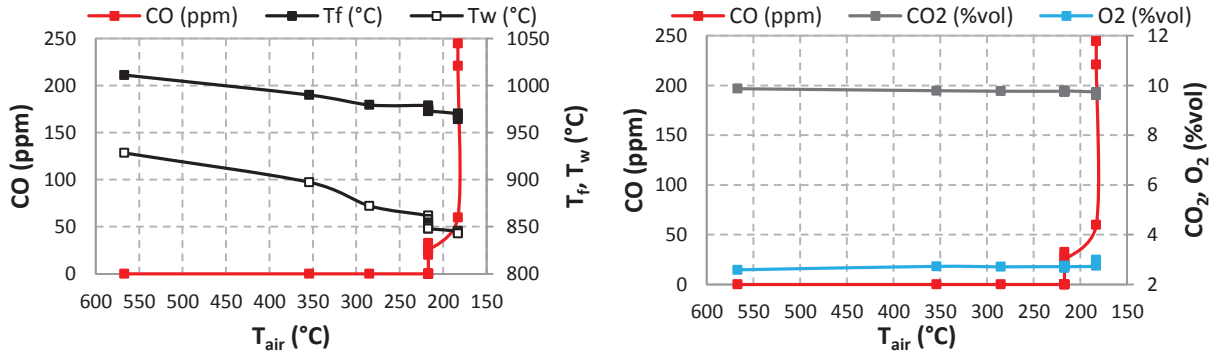


Fig. 84 : Evolutions des concentrations et des températures moyennes de parois et de fumées en fonction de la température de préchauffage de l'air (S2-E1)

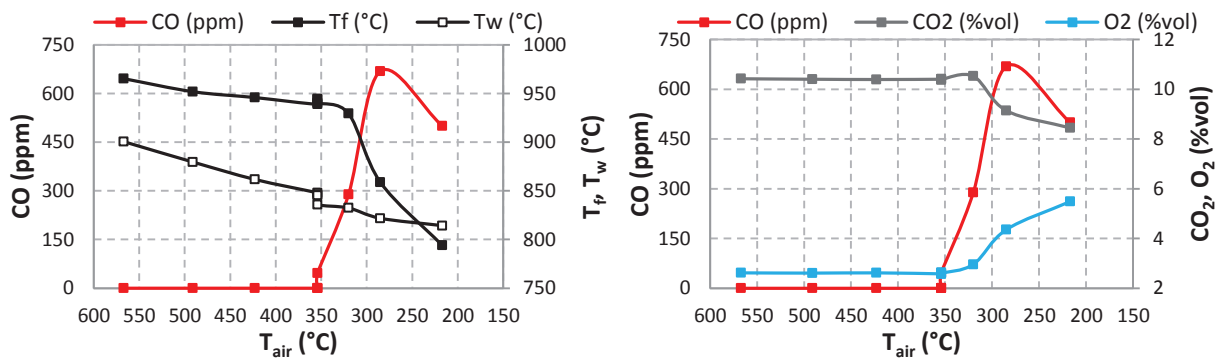


Fig. 85 : Evolutions des concentrations et des températures moyennes de parois et de fumées en fonction de la température de préchauffage de l'air (S2-E2)

En diminuant la température de préchauffage de l'air de 567 à 285°C pendant l'expérience S2-E1 ( $P = 14 \text{ kW}$ ,  $\lambda = 1,17$ ,  $L_e = 10 \text{ cm}$ ), et de 567 à 423°C pendant le cas-test S2-E2 ( $P = 12 \text{ kW}$ ,  $\lambda = 1,11$ ,  $L_e = 10 \text{ cm}$ ), aucun phénomène d'instabilité ou de production de CO n'est apparu. Les concentrations d'O<sub>2</sub> et de CO<sub>2</sub> restent constantes. La température moyenne des parois diminue de 928°C à 872°C (S2-E1) et de 901°C à 862°C (S2-E2), et celle des fumées de 1011°C à 979°C (S2-E1) et de 965°C à 946°C (S2-E2); la concentration de NO, qui est faible même à  $T_{\text{air}} = 567^\circ\text{C}$ , diminue alors respectivement de 9 ppm à 3 ppm et de 4 ppm à 2 ppm.

32 minutes après le passage à  $T_{\text{air}} = 217^\circ\text{C}$  pendant l'expérience S2-E1,  $T_w$  atteint 858°C, et  $T_f$  passe à 975°C. Egalement, en passant à  $T_{\text{air}} = 354^\circ\text{C}$  pendant l'expérience S2-E2,  $T_w$  passe à 848°C, et  $T_f$  passe à 939°C. Les concentrations de CO<sub>2</sub> ne changent pas notablement, mais du monoxyde de carbone commence à apparaître. La concentration de CO augmente encore davantage avec le temps, contrairement aux températures qui continuent de diminuer. En diminuant encore  $T_{\text{air}}$ , la concentration d'O<sub>2</sub> augmente et celle de CO<sub>2</sub> diminue, signe d'une combustion incomplète.

Le seuil de la température de préchauffage de l'air varie donc avec la puissance du brûleur et l'excès d'air. Mais la limite de stabilité apparaît pour des températures moyennes de parois similaires, de 850°C. Il apparaît donc que la variation de la température de parois a un effet plus important sur la limite de stabilité de la combustion sans flamme que la température de préchauffage de l'air.

## **2.2. Variation de la puissance de combustion**

Pour l'expérience S2-E3 ( $\lambda = 1,19$ ,  $T_{\text{air}} = 20^\circ\text{C}$ ,  $L_e = 10$  cm), en diminuant la puissance de combustion, aucun phénomène d'instabilité n'est apparu avant  $P = 15$  kW, où  $T_w$  atteint  $899^\circ\text{C}$ ,  $T_f$  atteint  $989^\circ\text{C}$ , et du monoxyde de carbone commence à apparaître dans les fumées. La concentration de CO continue à augmenter avec le temps jusqu'à plus de 300 ppm après une heure de fonctionnement, pendant que les températures diminuent jusqu'à respectivement  $T_w = 872^\circ\text{C}$  et  $T_f = 971^\circ\text{C}$ . On retrouve alors quasiment la même limite du régime stable de combustion sans flamme que celle observée précédemment sans préchauffage de l'air. La limite ( $T_w = 900^\circ\text{C}$ ) dans ce cas sans préchauffage de l'air est environ de  $50^\circ\text{C}$  plus grande que pour celle des cas précédents ( $T_w = 850^\circ\text{C}$ ). Sans préchauffage de l'air, la température des gaz brûlés, et par conséquent la température des parois, doit être plus importante qu'avec préchauffage de l'air, pour emmener assez de chaleur pour entretenir la combustion dans les zones de mélange des jets de réactifs.

En conclusion à cette étude paramétrique établie en variant la température de préchauffage de l'air et la puissance de combustion, la même limite de stabilité apparaît comparée à la partie précédente. Ceci prouve que l'échangeur n'effectue pas une trempe de la flamme. Les instabilités observées sont liées au manque de chaleur pour initier la combustion à la rencontre des réactifs et l'entretenir, cette chaleur étant ramenée par les gaz brûlés et l'air central. Le manque de chaleur ramenée par le comburant dans le cas sans préchauffage de l'air est compensé par une légère hausse de  $50^\circ\text{C}$  de température limite de parois, comparé au cas avec préchauffage de l'air.

## **IV. 3. Phénomène de ré-allumage périodique proche de la limite de stabilité**

Compte tenu de l'apparition du CO dans l'étude paramétrique, malgré la faible insertion de l'échangeur dans le four et les fortes températures, une combustion incomplète a lieu alors, sans qu'elle ne puisse être attribuée à un effet de trempe des zones de réaction par l'échangeur. On peut donc penser que les zones de réaction se soient déplacées loin du brûleur, jusqu'à éventuellement la sortie de la chambre de combustion dans certains cas.

Pour vérifier cette variation du transfert de chaleur à l'échangeur, les évolutions des zones de réaction ont été visualisées par imagerie de chimiluminescence du radical  $\text{OH}^*$  pour différentes positions de l'échangeur dans le four allant de 0 à 12,2 cm, pour le cas-test :  $P = 20$  kW,  $\lambda = 1,13$ ,  $T_{\text{air}} = 585^\circ\text{C}$ . La Fig. 86 montre les évolutions des zones de réaction dans les zones inférieure et supérieure du four. Malgré les faibles gradients de températures entre ces deux positions extrêmes (de l'ordre de  $28$  à  $46^\circ\text{C}$  pour les parois et de  $33^\circ\text{C}$  pour les fumées), les concentrations de NO ont diminué de 31 ppm à 21 ppm, et les débuts des zones de réaction se sont bien déplacés en aval. En revanche, il n'y a pas de décalage de la fin de la zone de réaction. La combustion reste complète comme le montre l'absence d'émissions de CO en cheminée.

Le début de la zone de réaction est donc très sensible aux variations de la température des gaz brûlés recirculants. La diminution des émissions de NOx peut alors provenir d'une plus faible production de NO thermique. En effet, la plus forte dilution de la zone de réaction et la diminution de

la température des gaz brûlés, induisent une plus faible température locale. La variation de la température des gaz brûlés est en revanche trop faible pour induire un décalage de la fin de la zone de réaction, par rapport à l'apport de chaleur dû au jet d'air préchauffé et à la combustion elle-même.

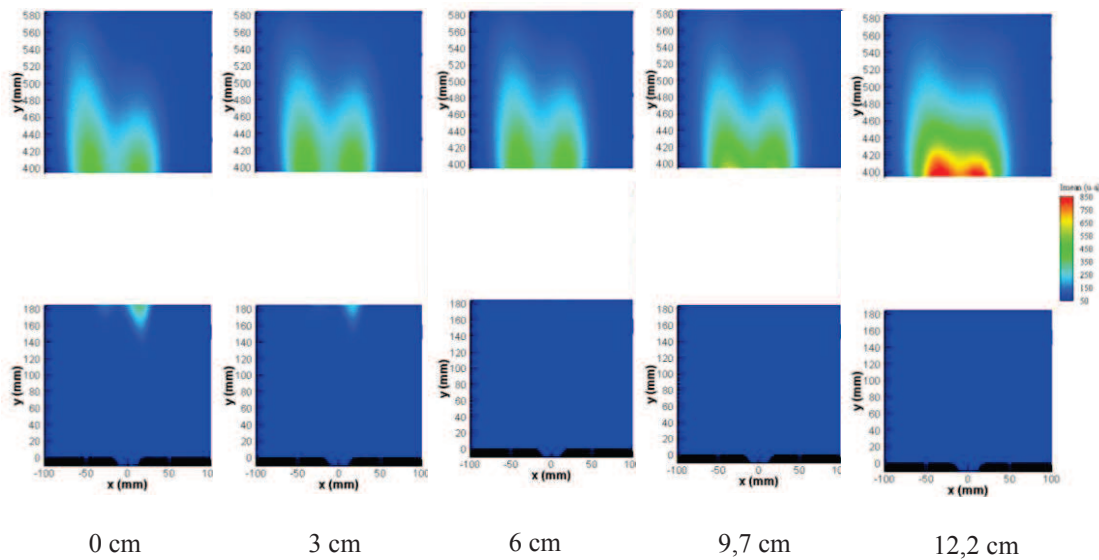


Fig. 86 : Evolution des zones de réaction en fonction de la longueur d'insertion de l'échangeur dans le four à l'échelle de laboratoire

Après avoir atteint la limite de stabilité, d'importantes fluctuations temporelles des zones de réaction ont été observées à l'échelle du laboratoire. D'une manière similaire, de très rapides variations temporelles de pression ont été enregistrées sur l'installation semi-industrielle de GDF SUEZ (Fig. 82). Le traitement de ces données a montré une fluctuation périodique de la pression du four quand la limite de stabilité est atteinte. Quand la température du four diminue, la fréquence de ces fluctuations périodiques diminue et leur amplitude augmente (Fig. 87). La période varie entre 6 et 10 secondes (Laplace, 2010).

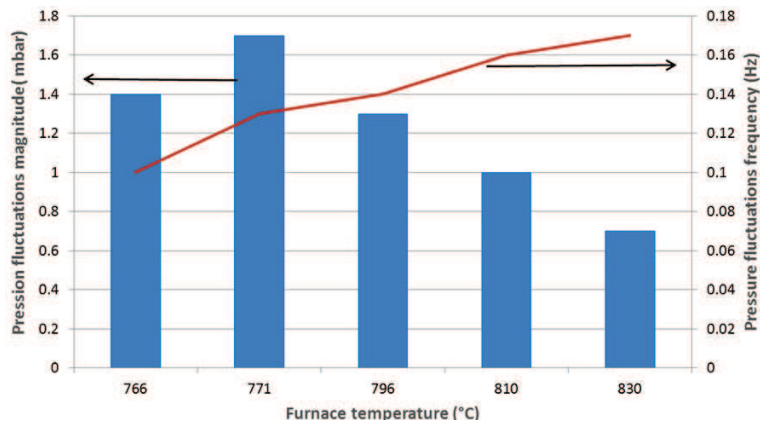


Fig. 87 : Fréquence et amplitude des fluctuations périodiques de pression mesurées dans l'installation semi-industrielle de GDF SUEZ pour différentes températures du four (Laplace, 2010)

Ce phénomène cyclique a été également observé à l'échelle du laboratoire, proche de la limite de stabilité de la combustion sans flamme à basses températures, particulièrement pendant la phase d'extinction, quand la température de fumée est inférieure à celle des parois. Dans ce cas, un bruit apparaît, une flamme visible bleuâtre apparaît périodiquement, quasiment chaque 9 secondes, dans la

zone de recirculation, se propage en amont vers le brûleur, et rallume les zones de réaction dans la zone de mélanges des jets de réactifs (Fig. 88).

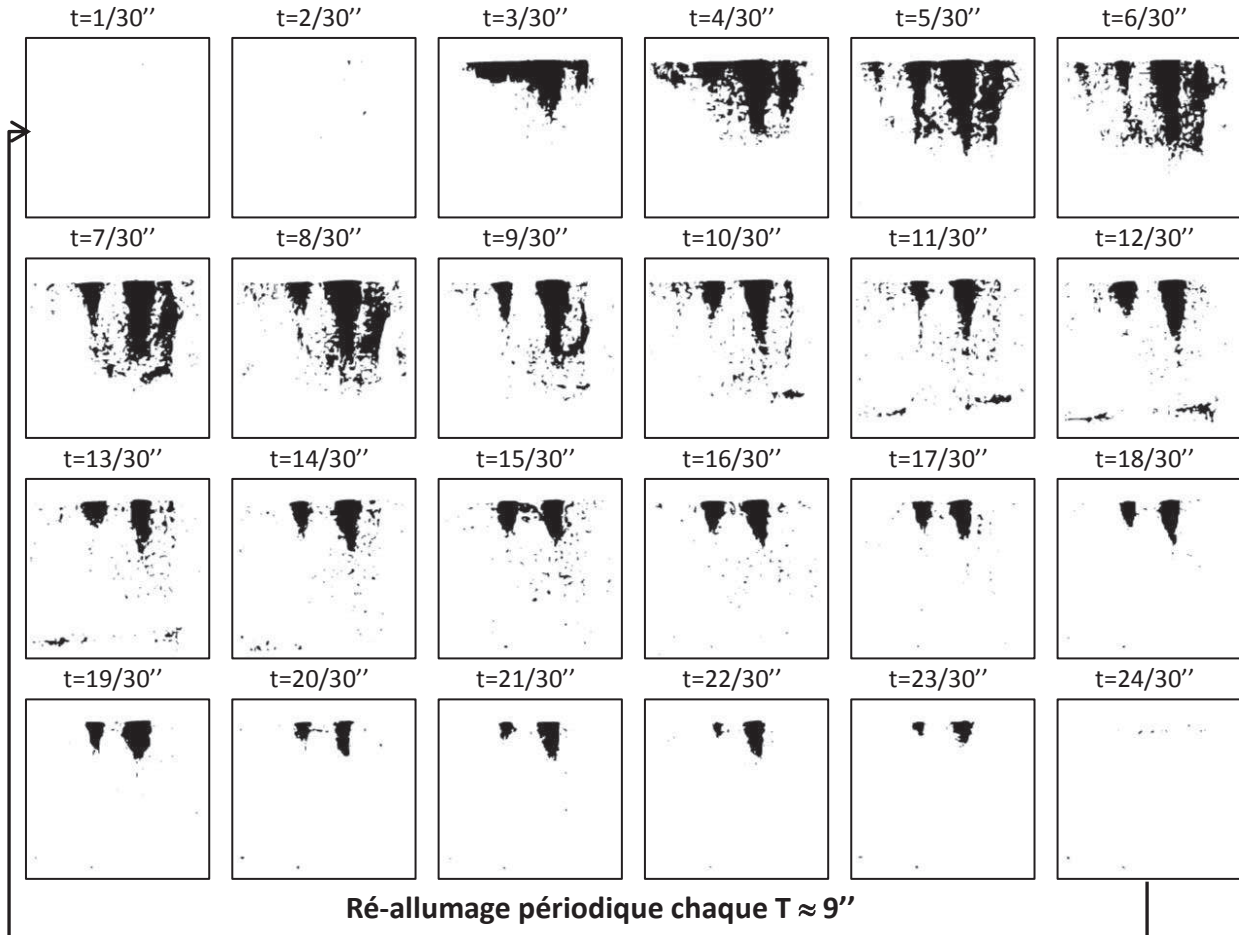


Fig. 88 : Série d'images dans le visible, issues d'une vidéo enregistrée à travers le hublot le plus proche du brûleur de l'installation pilote du CORIA, proche de la limite de stabilité (images binaires présentées en échelle inversée de niveau de gris)

En effet, à hautes températures de parois, les gaz brûlés chauds qui recirculent emmènent suffisamment de chaleur pour initier et entretenir la réaction dans les zones de mélange. Quand la température des parois diminue et atteint une limite inférieure, les gaz brûlés recirculants ne sont plus assez chauds pour entretenir la combustion dès la rencontre des jets. Le délai d'auto-inflammation des réactifs est plus grand, et la combustion commence plus loin du brûleur, et se déplace en amont dans la zone de recirculation qui contient des réactifs imbrûlés. La combustion est donc non continue et très instable. On retrouve ce même phénomène périodique aux deux échelles avec le même ordre de grandeur du temps caractéristique. Dans cette configuration de brûleur, la stabilité du régime de combustion sans flamme est conditionnée par la dilution et la température dans la couche de mélange des jets.

#### IV. 4. Potentiel de l'hydrogène pour étendre la limite de stabilité

L'hydrogène a prouvé son effet positif sur la stabilisation de la combustion sans flamme à hautes températures de parois, et sur les émissions de polluants (cf. Chapitre III). Dans le but d'étudier son potentiel sur la limite de stabilité de la combustion sans flamme à plus basses températures des parois, nous avons réalisé des expériences sur l'installation pilote du CORIA en abaissant la température des parois à l'aide de l'échangeur cylindrique, et pour différentes proportions de mélanges CH<sub>4</sub>/H<sub>2</sub>. Le tableau Tab. 15 récapitule les différentes expériences effectuées. Comme précédemment, MxHy désigne le cas où le combustible est composé de x% vol de méthane et y% vol d'hydrogène.

Cas - test	P (kW)	Excès d'air (%)	T <sub>air</sub> (°C)	H <sub>2</sub> (%)	L <sub>e</sub> (cm)	V <sub>air</sub> (m/s)	V <sub>fuel</sub> (m/s)	Re <sub>air</sub>	Re <sub>fuel</sub>
HS-E1	20	12	585	50	0 à 10,9	36,6	65,3	9943	6507
HS-E2	20	12	585	30	10,9	37,4	53,6	10146	6989
				50		36,6	65,3	9943	6507
				90		33,4	114,4	9076	4866

Tab. 15 : Conditions opératoires des essais réalisés pour l'étude de l'effet de l'hydrogène sur la CSF avec abaissement de la température des parois

La Fig. 89 montre les évolutions des zones de réaction obtenues par imagerie de chimiluminescence OH\* pour les cas-tests HS-E1 (P = 20 kW, λ = 1,12, T<sub>air</sub> = 585°C, M50H50, 0 ≤ L<sub>e</sub> ≤ 10,9 cm) et HS-E2 (P = 20 kW, λ = 1,12, T<sub>air</sub> = 585°C, proportion d'hydrogène = 30, 50 et 90%, L<sub>e</sub> = 10,9 cm).

Contrairement au cas au méthane pur, les variations des NO<sub>x</sub> et la localisation des zones de réaction pour le cas-test HS-E1 sont moins sensibles aux faibles gradients de températures entre L<sub>e</sub> = 0 et 10,9 cm (de l'ordre de 28 à 44°C pour les parois et de 32°C pour les fumées). La combustion est toujours complète, les NO<sub>x</sub> ont diminué de 34 ppm à 30 ppm, et les zones de réaction débutent et s'achèvent globalement aux mêmes endroits. En passant à M10H90, avec L<sub>e</sub> = 10,9 cm, les zones de réaction deviennent moins intenses, contrairement au cas M70H30, sans qu'elles ne se déplacent. L'hydrogène semble alors pouvoir favoriser la stabilisation de la combustion sans flamme à plus basses températures comparé au méthane.

Dans une application industrielle, un tel apport d'hydrogène peut être envisagé si le combustible est disponible sur le site, ou, à plus long terme, s'il est ajouté au gaz naturel fourni dans le réseau de distribution. Compte tenu du faible gain envisageable, sa mise en œuvre reste tout de même trop complexe dans le seul but d'étendre la limite de stabilité de la combustion sans flamme à basse température de parois.

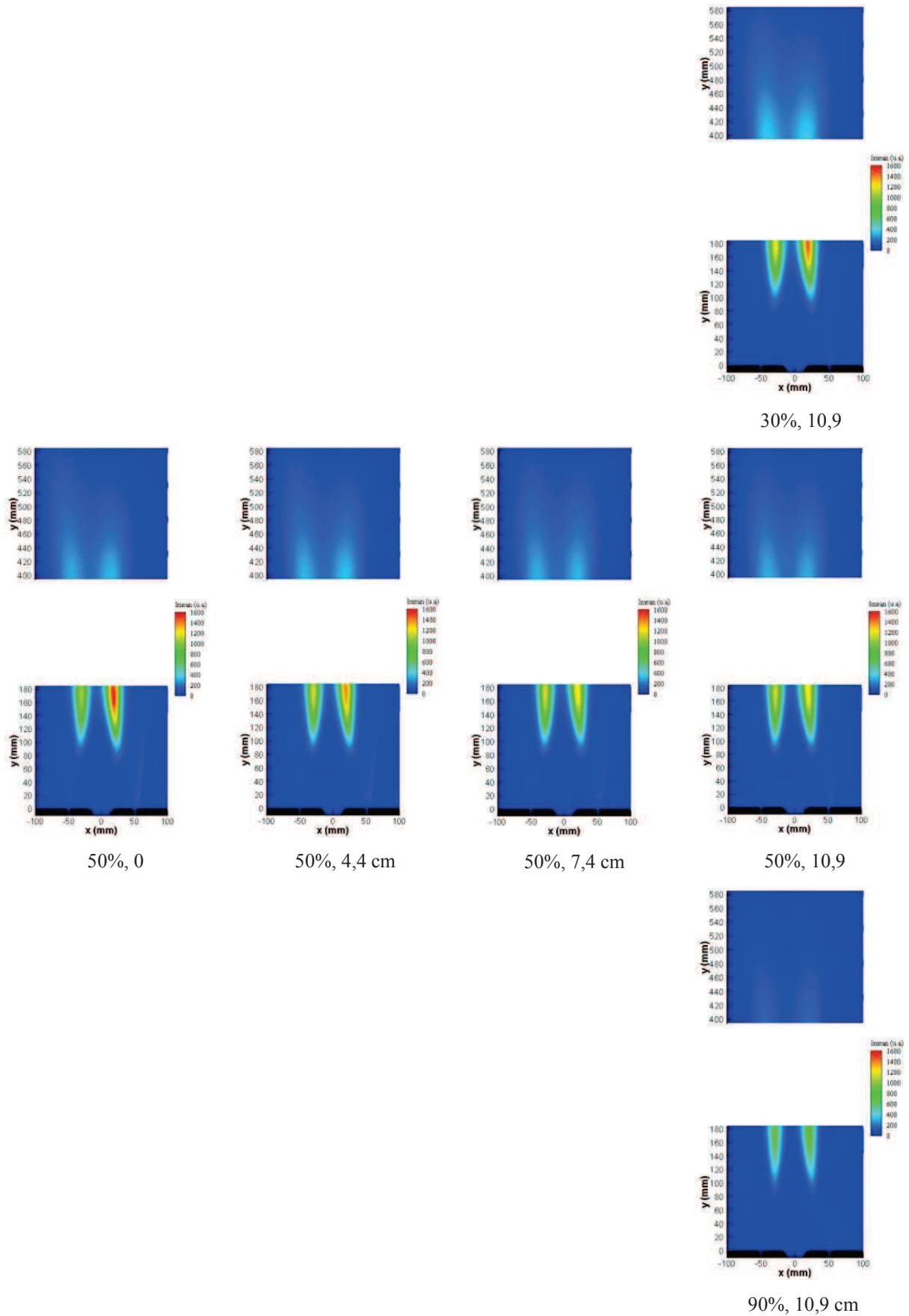


Fig. 89 : Evolution des zones de réaction, en fonction du pourcentage volumique d'hydrogène dans le combustible et de  $L_e$  (HS-E1, HS-E2)

## IV. 5. Conclusions

L'effet de la diminution de la température des parois sur la stabilité du régime de combustion sans flamme a été étudié à l'échelle de laboratoire (20 kW). **La limite de stabilité atteinte pour des températures de parois de l'ordre de  $T_w = 850^\circ\text{C}$  est similaire à celle obtenue par GDF SUEZ à plus grande échelle** dans la même configuration de brûleur sur une installation semi-industrielle. On retrouve les mêmes ordres de grandeur que les limites de stabilité présentées dans la littérature pour d'autres configurations expérimentales. **Cette limite est liée principalement à la température moyenne des parois** et, dans une moindre mesure, à la température de préchauffage de l'air. La température limite de parois est d'autant plus faible que  $T_{\text{air}}$  est grand.

L'apparition des émissions de CO en cheminée, à relativement hautes températures de fumées et de parois, est due à la forte sensibilité de la topologie des zones de réaction aux gradients de températures. Même s'ils sont faibles, ces gradients provoquent leur déplacement en aval, jusqu'à la sortie de la chambre de combustion dans certains cas. **En-dessous de la limite de stabilité, de fortes fluctuations périodiques de flammes visibles ont été observées**, à l'échelle du laboratoire et à l'échelle semi-industrielle. La chaleur ramenée par les gaz brûlés recirculants et l'air central n'est plus assez suffisante pour initier la réaction et entretenir la combustion dans la couche de mélange des jets.

L'ensemble de ces travaux a fait l'objet d'une communication en 2012 à la '17<sup>th</sup> IFRF International Member Conference' (Ayoub, 2012 (b)).

L'effet favorable de l'hydrogène sur la combustion sans flamme à hautes températures des parois, a été également observé avec des températures de parois plus faibles ; les zones de réaction sont devenues moins sensibles par rapport aux cas au méthane.

Passée la limite de stabilité, l'extension du régime de combustion sans flamme à plus basse température de parois, sur la base d'une configuration de brûleur avec des injections séparées et à grandes vitesses des jets pour assurer la dilution des réactifs, nécessiterait donc un apport de chaleur supplémentaire au niveau de la couche de mélange des jets. La suite du travail s'est intéressée à rechercher une telle configuration.





## **Chapitre V. Représentation analytique du mélange de jets turbulents comme outil de pré-dimensionnement de brûleur à combustion sans flamme**

Un grand nombre de géométries de brûleurs de foyers industriels est basé sur une injection de combustible sous la forme d'un jet rond turbulent à grande vitesse (plusieurs dizaines de mètres par seconde) entouré d'un écoulement d'air à plus faible vitesse (quelques mètres par seconde). Le pré-dimensionnement de ce type de brûleur et l'estimation de la longueur de flamme turbulente de diffusion correspondante s'appuient sur les lois empiriques et les développements analytiques des jets turbulents libres ou confinés (Beér & Chigier, 1972 ; Monnot, 1978). Quelle que soient leurs configurations, les brûleurs régénératifs à combustion sans flamme sont basés sur des injections séparées et éloignées de combustible et de comburant, et possèdent toujours un ou plusieurs jets d'air à forte impulsion. **A l'heure actuelle, leurs dimensionnements s'appuient toujours aussi sur les théories du jet libre turbulent appliquées au(x) jet(s) d'air seul(s), qui permettent ainsi de prédire le développement de ces jets dans la chambre de combustion et le taux de recirculation, caractéristique du régime de combustion sans flamme (Wüning, 1997).**

En parallèle des développements industriels et des études expérimentales de la combustion sans flamme initiés il y a une quinzaine d'années, un grand nombre de recherche a été entrepris pour la modélisation et la simulation numérique de ce régime de combustion. Les spécificités de la modélisation de la combustion sans flamme résident notamment dans la nécessité de prendre en compte les phénomènes de mélange entre combustible, comburant et gaz brûlés, de chimie complexe dans ces conditions de température et dilution, aussi bien pour les différentes voies d'oxydation du combustible que pour les voies de formation des NO<sub>x</sub>, ainsi que de l'effet des pertes thermiques et du rayonnement. La simulation du régime de combustion sans flamme dans la configuration d'un four équipé de brûleur régénératif reste donc bien un défi pour les numériciens de la combustion. Parmi ces spécificités, les phénomènes d'entraînement de jets turbulents dans un environnement confiné assurant les mélanges entre combustible, comburant et gaz brûlés recirculants restent encore mal prédits avec des méthodes moyennées de type RANS (pour 'Reynolds Averaged Navier Stokes') ou instationnaires de type LES (pour 'Large Eddy Simulation'). En effet, dans de nombreux travaux, les prédictions relatives au jet de combustible de plus faible impulsion que le (ou les) jet(s) d'air, sont souvent en désaccord avec les valeurs expérimentales. Tel sont les cas des travaux de Szegő et al. réalisés avec le code de calcul FLUENT 6.3 (Szegő, 2009), et des travaux de Kim et al. réalisés sur une installation de combustion sans flamme de l'IFRF avec un modèle EDC (Eddy Dissipation Concept) avancé et différents mécanismes chimiques (Kim, 2008). La différence observée entre les valeurs numériques et expérimentales des propriétés du jet de combustible est associée aux mauvaises prédictions de l'entraînement et de l'interaction entre jets par les modèles de turbulence (Mancini, 2002 ; Mancini, 2007). L'entraînement des gaz brûlés recirculants par les jets de réactifs conditionnant les caractéristiques locales de dilution et de température dans les couches de mélange des jets où vont pouvoir s'initier et s'entretenir les réactions en régime de combustion sans flamme, celles-ci sont encore mal représentées par la simulation numérique, qui, à l'heure actuelle, n'est donc pas

suffisamment fidèle pour pouvoir être utilisée comme moyen de pré-dimensionnement de brûleur à combustion sans flamme.

D'un point de vue expérimental, des études de l'entraînement des jets turbulents libres ou confinés, et de l'interaction entre jet de forte impulsion et jet de faible impulsion ont été récemment réalisées et ont été accompagnées de développements de lois de comportement des jets. Ces configurations correspondant aux géométries des brûleurs à combustion sans flamme, nous avons choisi de les utiliser et les adapter dans le but de **concevoir un modèle analytique simple permettant de représenter comment les conditions locales adaptées au régime de combustion sans flamme sont atteintes par l'aérodynamique des jets**. Ce type de lois analytiques reste une approche globale mais qui rend compte de la physique du mélange de jets turbulents qui en combustion sans flamme est le phénomène permettant d'atteindre ce régime avec une configuration de brûleur à jets séparés et éloignés. Cette approche va permettre de compléter les méthodes analytiques actuelles de dimensionnement de brûleur à combustion sans flamme.

L'intérêt de cette approche réside également dans le temps très court de restitution des résultats, comparé au temps de calcul et de post-traitement d'une simulation numérique CFD complète. **Ceci va nous permettre de réaliser une étude paramétrique de l'effet de la géométrie du brûleur et des conditions opératoires sur les conditions locales de température et de dilution entraînant le régime de combustion sans flamme.**

Ainsi, ce chapitre est divisé en quatre parties. La première présente les principales lois analytiques sur les jets libres et confinés. La deuxième partie décrit le modèle monodimensionnel établi en se basant sur ces lois, permettant dans une troisième partie d'étudier l'effet de différents paramètres sur le comportement des jets et les propriétés du mélange des réactifs induisant le régime de combustion sans flamme. Finalement, et en se basant sur cette étude, la quatrième partie présente un pré-dimensionnement d'une configuration de brûleur qui doit permettre de fonctionner en régime de combustion sans flamme à basses températures de parois.

## V. 1. Principales caractéristiques des jets libres turbulents et des jets confinés

### *Jets libres*

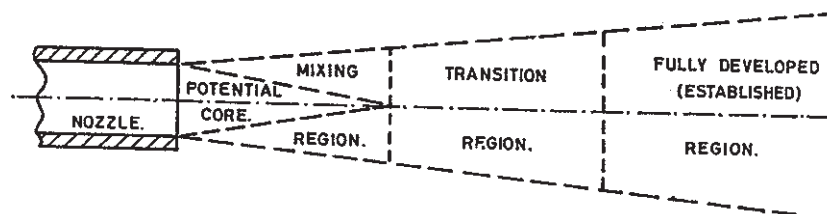


Fig. 90: Développement d'un jet libre dans un espace infini au calme (Beér & Chigier, 1972)

Un jet libre turbulent injecté dans un environnement au repos infini se développe à la même ouverture caractérisée par son demi-angle ( $\alpha$ ), quelque soit les conditions initiales, en trois zones, comme le montre la Fig. 90 : une zone du cœur potentiel (3 à 5 fois le diamètre de l'injecteur), où le

jet garde toutes ses propriétés d'entrée, une zone de transition (10 fois le diamètre de l'injecteur) et une zone où le jet turbulent est complètement établi. Ce changement de propriétés est dû à l'échange de quantité de mouvement du jet avec le fluide ambiant. La Fig. 91 représente la variation du rapport des vitesses initiale  $u_0$  et axiale  $u_m(x)$  en fonction du rapport de la distance  $x$  et du diamètre  $d$  de l'injecteur, et la Fig. 92 représente les profils radiaux  $u(x,r)$  adimensionnés par la vitesse sur l'axe  $u_m(x)$ . Les vitesses, les concentrations et les températures varient axialement comme proportionnelles à l'inverse de la distance au brûleur, et radialement suivant des gaussiennes.

Des corrélations empiriques ont été proposées pour estimer ces variations dans la zone complètement établie (Beér & Chigier, 1972) :

$$\frac{u_0}{u_m(x)} = 0,16 \frac{x}{d} - 1,5$$

$$\frac{C_0}{C_m(x)} = 0,22 \frac{x}{d} - 1,5$$

$$\frac{u(x, r)}{u_m(x)} = \exp \left[ -K_u \left( \frac{r}{x} \right)^2 \right]$$

$$\frac{C(x, r)}{C_m(x)} = \exp \left[ -K_c \left( \frac{r}{x} \right)^2 \right]$$

Où  $C(x,r)$  et  $u(x,r)$  représentent respectivement la concentration et la vitesse au rayon  $r$  et à la distance  $x$  de la sortie du jet ; elles valent  $C_0$  et  $u_0$  respectivement à l'entrée, et  $C_m(x)$  et  $u_m(x)$  à une distance  $x$  sur l'axe. Notons que les profils de la température ont une même allure que les profils de la concentration, et que  $K_u$  peut avoir des valeurs entre 82 et 92 et  $K_c$  entre 54 et 57.

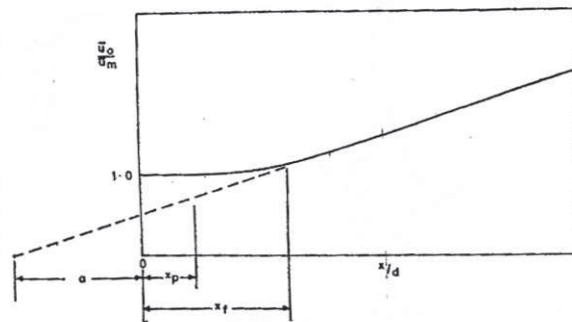


Fig. 91: Variations axiale de la vitesse d'un jet libre (Beér & Chigier, 1972)

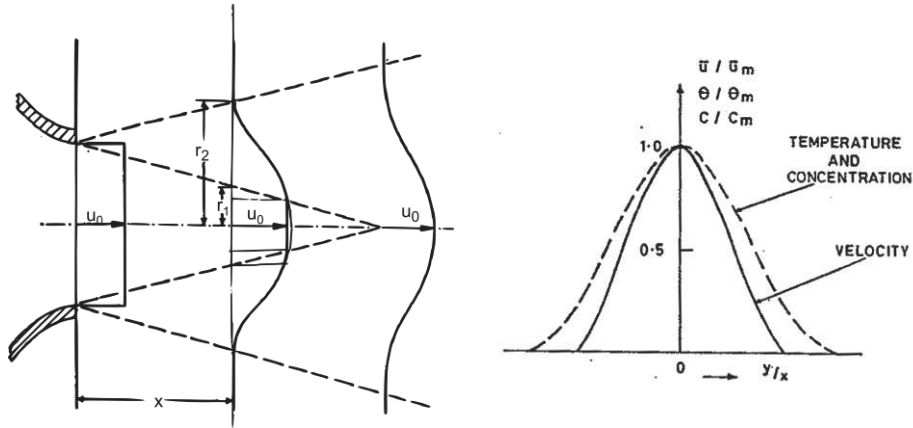


Fig. 92: Variations radiales des températures, concentrations et vitesses (Beér & Chigier, 1972)

Le jet libre, échangeant de la quantité de mouvement avec le gaz ambiant qui l'entoure, entraîne du fluide ambiant ; le taux d'entraînement a été étudié par Ricou et Spalding (Ricou & Spalding, 1960), et a été évalué dans la zone complètement établie comme variant linéairement avec  $x$  :

$$\frac{\dot{m}_e}{\dot{m}_0} = C_e \frac{x}{d}$$

Où  $\dot{m}_e$  est le flux massique entraîné,  $\dot{m}_0$  le flux massique initial du jet, et  $C_e$  est le coefficient d'entraînement qui est donné égal à 0,32. En présence d'un fluide ambiant de masse volumique  $\rho_a$  différente de celle du jet  $\rho_0$ , le diamètre  $d$  sera remplacé par un diamètre équivalent, qui prend en considération cette différence de masses volumiques, et basé sur la conservation de l'impulsion et de la vitesse du jet en absence de forces externes, tel que :

$$d^* = d \left( \frac{\rho_0}{\rho_a} \right)^{1/2}$$

C'est ce type d'approche basée sur le calcul de la quantité d'air entraîné par un jet de combustible ou la caractérisation de ce jet jusqu'à atteindre les conditions stœchiométriques sur l'axe longitudinal, qui permet d'estimer une longueur de flamme turbulente libre pour un combustible et un injecteur donnés, et ainsi pré-dimensionner le four correspondant.

Cette équation ne permet toutefois pas de trouver le taux d'entraînement dans les zones du cœur potentiel et de transition. D'autres auteurs ont essayé de mesurer cette quantité dans les zones plus proches de l'injecteur. Avec la même méthode de mesure directe que Ricou et Spalding, Hill (Hill, 1972) a trouvé que le coefficient d'entraînement augmente en fonction de  $x$  jusqu'à atteindre 0,32 à 13 fois le diamètre initial du jet, tout en considérant l'équation suivante :

$$C_e = \frac{d^*}{\dot{m}_0} \frac{d\dot{m}}{dx}$$

D'autres études ont déduit la variation de ce coefficient avec plusieurs paramètres comme la flottabilité et la production de chaleur dans des jets réactifs (Han & Mungal, 2001). Afin de

comprendre l'influence de ces paramètres sur le coefficient d'entraînement, des méthodes directes de mesure de l'entraînement par PIV pour des jets en réaction ou sans réaction ont été développées (Han & Mungal, 2001). Les résultats donnent la variation de ce coefficient en fonction de  $x$  (Fig. 93) pour un jet libre dans un environnement au calme et en absence de toute réaction.  $C_e$  varie de 0,1 dans la zone proche de la sortie de l'injecteur, et jusqu'à atteindre 0,32 à une distance égale environ 35 fois le diamètre du jet. La différence avec les valeurs de Hill est due aux différentes configurations d'injecteurs utilisés ; le fluide sort d'un injecteur avec un convergent juste avant la sortie dans les tests de Hill et d'un long tube droit dans les tests de Han et Mungal.

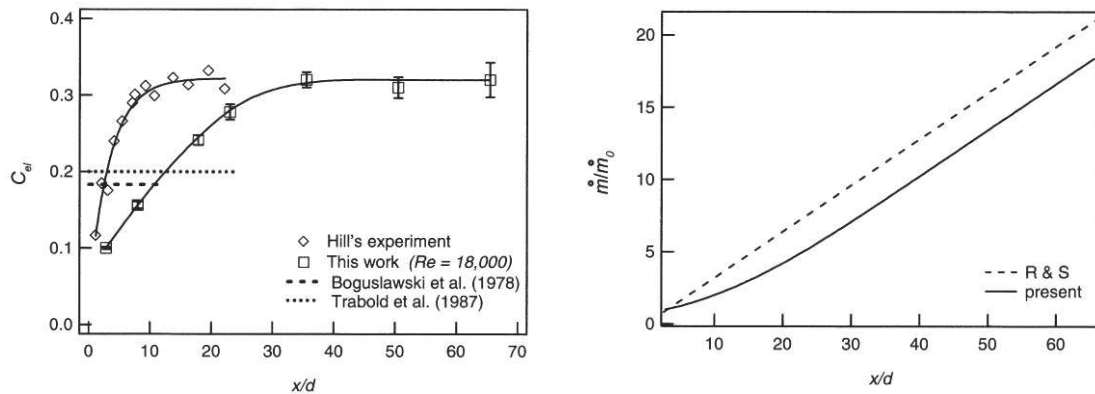


Fig. 93 : Variation du coefficient d'entraînement et de la masse du jet, en fonction du rapport de la distance à la sortie du jet et du diamètre (équivalent) d'injecteur (Han & Mungal, 2001)

Dans le cas de deux jets turbulents suffisamment proches, l'interaction entre les jets modifie leurs développements respectifs. C'est typiquement le cas des configurations classiques de brûleur de combustion sans flamme. Il s'agit dans ce cas d'un jet d'air (ou plusieurs) qui a toujours une plus forte impulsion que le ou les jets de combustible gazeux. On se trouve ainsi dans la configuration d'interaction entre jets de forte impulsion et de faible impulsion (SJWJ : 'Strong Jet Weak Jet interaction') comme étudié par Yimer et al. (Yimer, 2001). La Fig. 94 présente un exemple de leurs résultats. La configuration, représentée sur la même figure, consiste en deux jets de combustible (incliné ou non) et d'air (vertical), de diamètres respectifs 6,35 mm et 9,55 mm, espacés d'une distance  $s = 127$  mm, de nombre de Reynolds 5000 et 30000 respectivement, et de rapport d'impulsion 0,02.

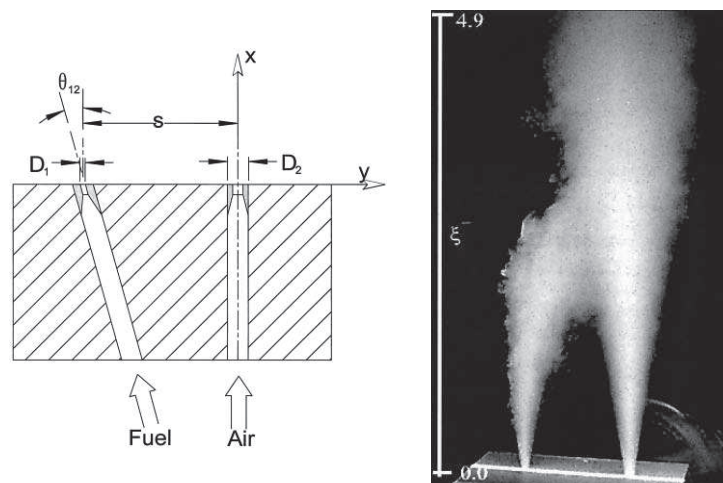


Fig. 94 : Configuration géométrique des jets testés à forte et faible impulsion, et image moyenne de leur développement (temps d'exposition de 125 ms) pour un angle d'inclinaison de  $0^\circ$  du jet de combustible (Yimer, 2001)

Ayant une impulsion beaucoup plus faible par rapport au jet d'air, le jet de combustible ne se développe pas comme un jet libre axisymétrique, mais il est totalement affecté et entraîné par le jet d'air d'impulsion plus forte. En revanche, ce dernier peut être considéré comme se développant comme un jet libre axisymétrique, avec une influence négligeable du jet de combustible.

Ce cas a été analysé par Grandmaison et al. (Grandmaison, 1998). La configuration est schématisée dans la Fig. 95 ; le jet latéral a une inclinaison  $\theta_{1,0}$  par rapport à l'axe du jet central, il est à une distance  $y_{1,0}$  du centre du jet central, et sa trajectoire moyenne rencontre celui-ci en  $(x_C, y_{1,C})$ .

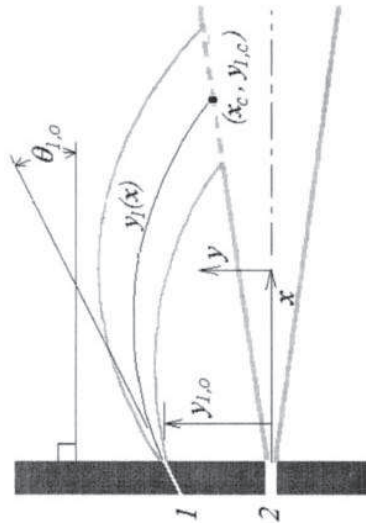


Fig. 95 : Schéma de l'interaction des deux jets

Afin de chercher le flux de masse entraîné par le jet 1, Grandmaison et al. ont mené une étude théorique (Grandmaison, 1998). La composante axiale  $G_x$  de l'impulsion du jet est conservée, l'impulsion radiale  $G_y$  varie en fonction de la distance par rapport à la sortie de l'injecteur. Cette étude est détaillée dans la partie décrivant la modélisation unidimensionnelle de l'aérodynamique des jets établie en se basant sur ces notions (cf. V. 2).

### *Jets confinés*

Pratiquement, les jets libres sont surtout utiles dans des fours industriels, où l'enceinte est confinée. Généralement, pour un jet débouchant dans une enceinte avec un débit massique  $\dot{m}_0$  et entouré d'un fluide avec un débit  $\dot{m}_\infty$ , il existe une valeur minimale critique de ce dernier flux, en-dessous de laquelle une zone tourbillonnaire entre les bords du jet et les parois apparaît comme nous le voyons dans la Fig. 96. N est le point de début de la zone de recirculation, C son centre où le maximum de recirculation a lieu, et P le point de fin de la zone de recirculation, où le jet touche la paroi. Plus la vitesse du fluide extérieur diminue, plus cette zone de recirculation s'étend et se déplace en aval de l'enceinte. Ce débit critique dépend des diamètres de l'enceinte et de l'injecteur. Deux études théoriques ont été développées par Craya et Curtet, et par Thring et Newby (Monnot, 1978).

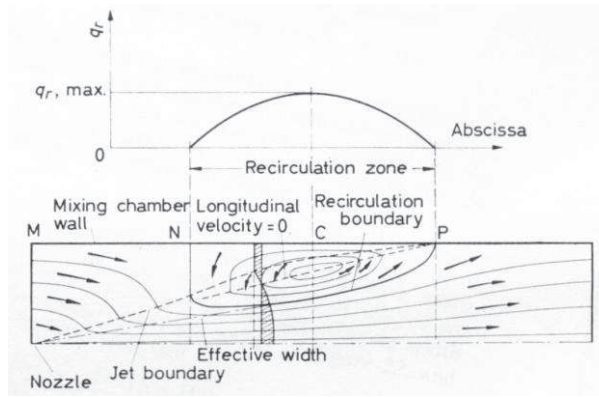


Fig. 96 : Schéma théorique de l'écoulement (Masson, 2005)

Craya et Curtet ont défini un paramètre  $m$  de similitude, sans dimensions, qui permet de calculer le débit recirculé en fonction de  $x$  et de déterminer le début et le centre de la recirculation. Il peut s'écrire sous la forme :

$$m = \frac{G_0}{G} + \frac{G_\infty}{G} - \frac{1}{2} \frac{G_\infty}{G} \frac{R^2}{R^2 - r^2} - \frac{1}{2}$$

Où  $G_0$  désigne l'impulsion initiale du jet,  $G_\infty$  désigne l'impulsion du jet ambiant,  $G$  l'impulsion après mélange,  $R$  le rayon de la chambre et  $r$  le rayon de l'injecteur. Ils ont montré que la zone de recirculation existait dès  $m > 1,5$ .

Pour le cas particulier où le jet ambiant est de vitesse nulle, soit  $G_\infty$  nul,  $m$  est tel que :

$$m = \frac{G_0}{G} - \frac{1}{2}$$

De leur côté, Thring et Newby ont défini aussi un autre paramètre de similitude, en supposant que le jet suit toujours les lois du jet libre jusqu'à ce qu'il rencontre les parois. Pour cela, ils ont utilisé les résultats expérimentaux de Hinze et Van der Hegge Zijnen, et notamment la relation qui permet d'exprimer le débit de gaz ambiant entraîné par un jet libre :

$$\dot{m}_e = \dot{m}_0 \left( 0,20 \frac{x}{r} - 1 \right)$$

Ceci a permis de calculer le point de début de la recirculation ; et ils ont proposé de définir le débit recirculé comme la différence entre le débit entraîné lorsque le jet touche les parois et le débit du fluide secondaire (i.e. le débit entraîné au point N) :

$$\dot{m}_r = \dot{m}_p - \dot{m}_\infty$$

Où  $\dot{m}_r$  est le débit recirculé,  $\dot{m}_p$  le débit entraîné lorsque le jet touche les parois, et  $\dot{m}_\infty$  le débit du fluide ambiant. Ce qui leur a permis de définir un taux de recirculation maximal comme étant (Monnot, 1978) :

$$K_r = \frac{\dot{m}_r}{\dot{m}_0 + \dot{m}_\infty} = 0,9 \frac{\dot{m}_0}{\dot{m}_0 + \dot{m}_\infty} \frac{R}{r} - 1$$

Celui-ci ne dépend que de la géométrie de l'enceinte et de l'injecteur dans le cas où le fluide ambiant est au repos.

Le même raisonnement a été repris par Field et al. en considérant  $C_e = 0,32$  et  $\alpha = 9,7^\circ$  (Field, 1967). Nous avons aussi suivi ce raisonnement pour déterminer le taux de recirculation en utilisant  $C_e = 0,32$  mais avec  $\alpha = 9,1^\circ$  (cf. V. 2.5).

Avec  $\theta$ , le paramètre de similitude proposé alors par Thring et Newby, défini comme :

$$\theta = \frac{\dot{m}_0 + \dot{m}_\infty}{\dot{m}_0} \frac{r}{R} = \sqrt{\frac{G}{G_0}}$$

on retrouve alors une expression pour le taux de recirculation de :

$$K_r = \frac{1}{2} \left( \frac{1}{\theta} - 1 \right)$$

proche de la littérature :

$$K_r = 0,47 \frac{1}{\theta} - 0,5$$

Dans le cas où  $r$  est faible devant  $R$ , et dans un four à flamme de diffusion où le fluide ambiant est d'impulsion relativement très faible,  $m$  peut être écrit sous la forme :

$$m + \frac{1}{2} = \frac{1}{\theta^2}$$

La Fig. 97 montre une comparaison entre ces deux théories, particulièrement, en comparant les abscisses des points N et C respectivement du début et du centre de la zone de recirculation, obtenus par chacune des deux théories ; un bon accord est remarqué.

De plus, la variation du débit de recirculation maximal, obtenue expérimentalement par les essais SOGREA, a été comparée avec la théorie de Craya-Curtet ; cette variation est globalement rectiligne, comme le montre la Fig. 98, et vérifie :

$$\frac{\dot{m}_r}{\dot{m}_0 + \dot{m}_\infty} = 0,430(\sqrt{m} - 1,65)$$



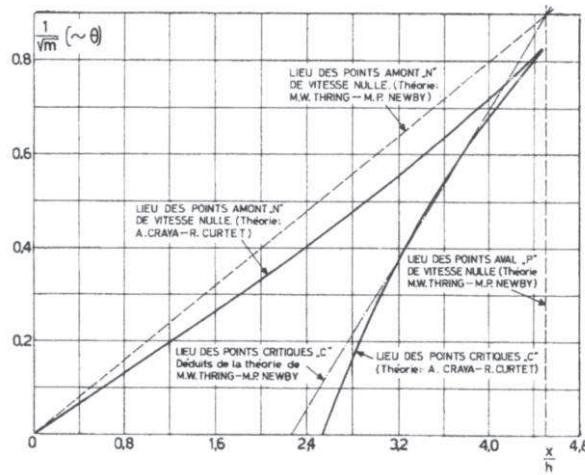


Fig. 97 : Comparaison des théories sur la recirculation (Monnot, 1978)

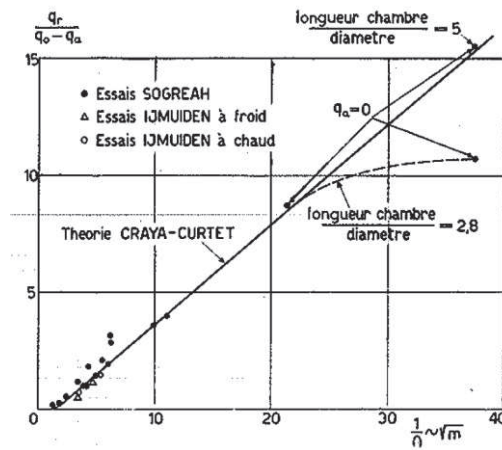


Fig. 98 : Evolution du débit maximal recirculé (Monnot, 1978)

Or, pour une même valeur du paramètre  $m$ , des valeurs différentes des débits de recirculation ont été obtenues en variant les diamètres de l'injecteur et de la chambre. Ceci est pris en compte par une nouvelle relation expérimentale de type :

$$\frac{\dot{m}_r}{\dot{m}_0 + \dot{m}_\infty} = A(\sqrt{m} - B) \quad \text{Où } A \text{ et } B \text{ varient en fonction de } r/R \text{ (Fig. 99)}$$

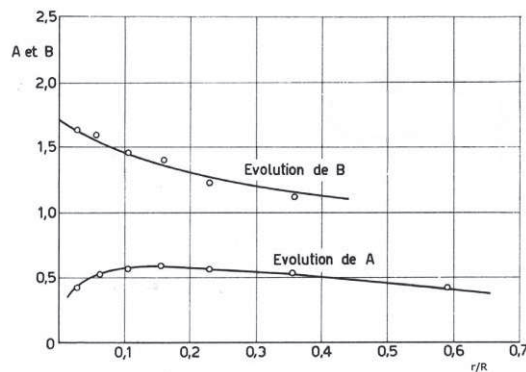


Fig. 99: Variation des coefficients A et B en fonction du rapport du rayon de l'injecteur sur le rayon de l'enceinte (Monnot, 1978)

Cette approche de jets libres débouchant dans des enceintes confinées, est encore utilisée actuellement comme outil de prédimensionnement des brûleurs de combustion sans flamme, particulièrement pour les jets d'air de forte impulsion (Wüning, 1997).

## ***V. 2. Modélisation monodimensionnelle de l'interaction d'un jet libre à forte impulsion, avec des jets libres à plus faibles impulsions***

Les lois analytiques semi-empiriques présentées précédemment permettent donc de calculer les propriétés moyennes des jets (masse entraînée, fractions massiques, masses volumiques, vitesses, températures...) en fonction de la distance  $x$  à la sortie des jets, tout en prenant en compte leur interaction dans une configuration de couples de jets SJWJ.

Cette configuration correspondant exactement au brûleur de combustion sans flamme, ces lois sont utilisées pour établir un modèle monodimensionnel qui va permettre d'estimer la quantité de gaz brûlés (recirculant dans le four), entraînés par chacun des jets de réactifs, induisant leurs dilutions et échauffement avant que la combustion ne puisse s'initier lors de la rencontre.

Les paramètres pouvant surtout affecter le comportement des jets et leurs propriétés seront donc : les diamètres des injecteurs, la distance qui sépare les jets, la composition des réactifs et leurs températures.

Pour des applications à des températures de parois relativement basses, telles que des chaudières, le comburant n'est pas préchauffé, et les températures des parois sont au maximum de 400°C, ce qui empêche jusqu'à maintenant l'application du régime de combustion sans flamme pour ce genre d'applications. Il est possible alors d'envisager un apport de chaleur supplémentaire qui va garantir une bonne efficacité et une réduction des émissions polluantes. La quantification de cet apport de chaleur peut être faite avec le modèle présenté dans ce chapitre. Le but est donc de concevoir un brûleur de 20 kW, qui a comme configuration de base un jet central de forte impulsion, et des jets latéraux de plus faibles impulsions (Fig. 24), tel qu'à hautes températures de parois, auquel seront rajoutées les adaptations nécessaires au fonctionnement en combustion sans flamme à basses températures de parois.

Dans ce modèle, chacun des jets se développant verticalement suivant l'axe longitudinal  $x$ , est divisé en petits volumes élémentaires de longueur  $dx$  et de largeur celle du jet, dans lesquels tous les gaz seront considérés comme parfaitement mélangés. Ces jets sont analysés jusqu'à ce qu'ils touchent les parois de la chambre de combustion, sans aucune réaction chimique. Le fluide ambiant est supposé au repos.

Dans une première étape, les jets sont analysés séparément (cf. V. 2.1, 2.2, 2.3). Puis, en une deuxième étape, nous nous intéresserons à la caractérisation du mélange à la fusion des jets, où ils sont supposés complètement mélangés, afin de définir les conditions locales de dilution et de températures permettant d'atteindre et d'entretenir un régime de combustion sans flamme à partir de ce point (cf. V. 2.4).

## 2.1. Le jet central à forte impulsion

Le jet central est supposé de plus forte impulsion par rapport aux jets latéraux. Il n'est donc pas influencé par ceux-ci, et il est traité comme un jet libre axisymétrique jusqu'à leur rencontre.

En chaque  $x$ , le rayon du jet est donné par :

$$y_2(x) = (x - x_{02}) \tan(\alpha^\circ) \quad (1)$$

Où  $\alpha$  est le demi-angle d'ouverture d'un jet libre, et  $x_{02}$  est l'abscisse de l'origine fictive du jet :

$$x_{02} = \frac{-d_{02}}{2 \tan(\alpha^\circ)} \quad (2)$$

Et la masse entraînée  $d\dot{m}_2$  peut être calculée grâce à la relation :

$$\frac{d\dot{m}_2}{\dot{m}_{02}} = C_{e2} \frac{dx}{d_{02}^*} \quad (3)$$

$\dot{m}_{02}$  est le débit initial du jet

$d_{02}^*$  est le diamètre équivalent du jet qui tient compte de la différence entre les densités du fluide entrant par cet injecteur central et le fluide ambiant, et qui est donné par :

$$d_{02}^* = d_{02} \sqrt{\frac{\rho_{02}}{\rho_\infty}} \quad (4)$$

$d_{02}$  est le diamètre de l'injecteur central

$\rho_{02}$  est la masse volumique à l'entrée du jet central

$\rho_\infty$  est la masse volumique du fluide ambiant

$C_{e2}$  est le coefficient d'entraînement déduit des résultats expérimentaux de Han & Mungal (Han & Mungal, 2001), donnés à gauche de la Fig. 93.

Pour  $\frac{x}{d_{02}^*} \leq 35$ , les valeurs du taux d'entraînement mesurées par Han et Mungal varient selon une courbe polynomiale comme le montre la Fig. 100. Son équation est trouvée de la forme :

$$C_e(x) = a \left(\frac{x}{d_{02}^*}\right)^6 + b \left(\frac{x}{d_{02}^*}\right)^5 + c \left(\frac{x}{d_{02}^*}\right)^4 + d \left(\frac{x}{d_{02}^*}\right)^3 + e \left(\frac{x}{d_{02}^*}\right)^2 + f \frac{x}{d_{02}^*} + g \quad (5)$$

Où les coefficients sont :

a	b	c	d	e	f	G
2,5E-10	-2,6E-8	1,2E-6	-3,5E-5	0,0005	0,0067	0,079

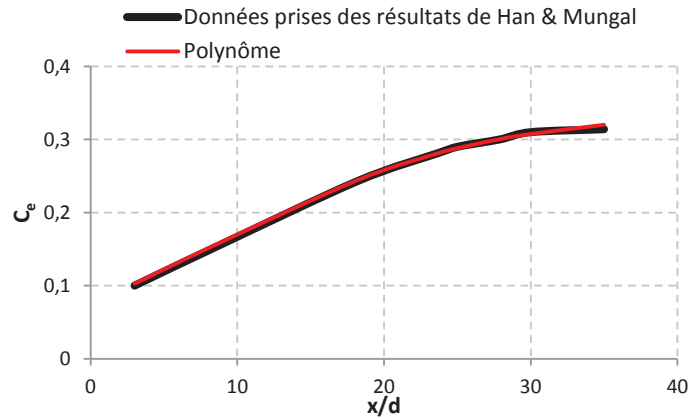


Fig. 100: Variation polynomiale des valeurs du taux d'entraînement mesurées par Han et Mungal pour x/d inférieur à 35

En revanche, pour  $\frac{x}{d_{02}^*} > 35$ ,  $C_e$  est retrouvé constant et égal à la valeur de Ricou et Spalding (Ricou & Spalding, 1960) :

$$C_e = 0,32 \quad (6)$$

## 2.2. Le jet latéral à faible impulsion

Le modèle considère une configuration de base qui consiste en deux jets latéraux symétriques par rapport au jet central ; mais il sera aussi toujours possible de considérer plus de deux jets. Pour un nombre maximal de 6 injections latérales (cf. V. 3.6), on peut considérer que l'interaction entre jets latéraux de faibles impulsions est négligeable vis-à-vis de l'effet du jet central à forte impulsion sur chacun des jets latéraux. Dans la suite, il ne sera traité qu'un seul jet latéral, et les calculs seront identiques pour les autres configurations à plusieurs jets latéraux.

Comme déjà mentionné, ce jet de très faible impulsion par rapport au jet central, ne se comporte pas comme un jet libre axisymétrique, mais il interagit avec le jet voisin de plus forte impulsion, et sera rapidement complètement entraîné par celui-ci. Cette interaction a été observée également dans les travaux de Christiane Rottier (Rottier, 2010 (b)) sur l'installation pilote de combustion sans flamme à hautes températures du CORIA, et les travaux de Delphine Lupant (Lupant, 2011) sur l'installation pilote de combustion diluée de la faculté Polytechnique de Mons munie d'un brûleur type NFK avec un jet central d'air et deux jets latéraux de gaz naturel inclinés de 16°.

En se basant sur les travaux de Grandmaison et al. (1998), la trajectoire, l'impulsion et la masse de fluide ambiant entraîné par ce jet sont déterminés, tout en variant le coefficient d'entraînement en fonction de x. La situation est schématisée par la Fig. 95.

On définit les paramètres suivants :

- $y_{1,0}$  : distance entre les centres des jets central et latéral
- $y_1(x)$  : trajectoire moyenne du jet latéral
- $\dot{G}_{1,0}$  et  $\dot{G}_{2,0}$  : impulsions respectives du jet latéral et du jet central
- $\theta_{1,0}$  : inclinaison du jet latéral par rapport à l'axe du jet central vertical

$C_{e2}$  et  $C_{e1}$  : coefficients d'entraînement respectifs du jet central et du jet latéral variant en fonction de  $x$

Sont utilisées également, les variables adimensionnelles suivantes :

$$\xi = \frac{x}{y_{1,0}} \quad (7)$$

$$\eta = \frac{y_1}{y_{1,0}} \quad (8)$$

$$\psi_{12} = \frac{\dot{G}_{1,0}}{\dot{G}_{2,0}} \quad (9)$$

$$f = \sqrt{\left[1 - C_{e2}(x)C_{e1}(x)(\ln \eta)/16\psi_{12}^{1/2}\right]^4 - \cos^2\theta_{1,0}} \quad (10)$$

La composante axiale de l'impulsion du jet latéral se conserve mais la composante radiale varie du fait de l'entraînement par le jet central de forte impulsion, conditionnant alors la trajectoire du jet latéral. Les différentes positions ( $\xi$ ,  $\eta$ ) de la trajectoire moyenne du centre du jet latéral ont été alors calculées par Grandmaison et al. Elles sont données par :

$$\xi = \int_1^\eta f^{-1} \cos \theta_{1,0} d\eta \quad (11)$$

En chaque  $x$ ,  $\eta$  est comparé à  $\eta_m$ , qui dépend des coefficients d'entraînement des jets latéral et central, et qui varie donc aussi en fonction de  $x$ .

$\eta_m$  correspond à l'ordonnée maximale du jet latéral, et est défini lorsque  $\frac{d\eta}{d\xi} = 0$ , qui se traduit par :

$$\eta_m = \exp\left[\frac{(1 - \cos^{1/2}\theta_{1,0})16\psi_{12}^{1/2}}{C_{e2}(x)C_{e1}(x)}\right] \quad (12)$$

Si  $\eta < \eta_m$ , la position suivante sera calculée par la même méthode, jusqu'à atteindre l'égalité  $\eta = \eta_m$  ; ce point est alors le point de rebroussement ( $\xi_m, \eta_m$ ) de la trajectoire moyenne du jet latéral. Ensuite, les positions qui suivent sont calculées par :

$$\xi = 2\xi_m - \int_1^\eta f^{-1} \cos \theta_{1,0} d\eta \quad (13)$$

pour  $\xi > \xi_m$

Ainsi, pour  $\xi < \xi_m$ ,  $\eta$  varie de 1 à  $\eta_m$  et la trajectoire du jet est centrifuge. En revanche, pour  $\xi > \xi_m$ , la trajectoire est centripète, et  $\eta$  diminue de  $\eta_m$  jusqu'à atteindre le bord du jet central.

Dans le cas particulier où  $\theta_{1,0}$  est nul, l'injecteur latéral est parallèle à l'injecteur central,  $\eta_m = 1$  et  $\xi_m = 0$ ,  $\forall x$ , et la trajectoire se déduit de :

$$\xi = 2\xi_m - \int_1^\eta f^{-1} \cos \theta_{1,0} d\eta \quad (14)$$

Donc, en variant les coefficients d'entraînement en fonction de  $x$ , il apparaît dans les équations précédentes, basées sur l'étude de Grandmaison et al., un produit du coefficient d'entraînement relatif au jet latéral et de celui du jet central, illustrant l'influence de ce dernier sur le comportement des jets latéraux.

Le débit massique du jet en chaque  $x$ , déduit des équations de Grandmaison et al., est donné par :

$$\frac{\dot{m}_1}{\dot{m}_{1,0}} = \frac{1}{\cos \theta_{1,0}} \frac{1}{d_{01}^*} \int_0^x C_{e1}(x) \left( 1 - \frac{C_{e1}(x)C_{e2}(x) \ln \eta}{16\Psi_{12}^{1/2}} \right)^3 dx \quad (15)$$

$d_{01}^*$  étant le diamètre équivalent du jet, tel que :

$$d_{01}^* = d_{01} \sqrt{\frac{\rho_{01}}{\rho_\infty}} \quad (16)$$

$\rho_{01}$  est la masse volumique à l'entrée du fluide latéral.

### **2.3. Propriétés de chaque jet suite à l'entraînement de fluide ambiant**

En chaque  $x$ , la fraction massique de chaque composé dans chaque jet est donnée par :

$$F_{i,k}(x) = \frac{F_{3,k}[\dot{m}_i(x) - \dot{m}_i(x - dx)] + F_{i,k}(x - dx)\dot{m}_i(x - dx)}{\dot{m}_i(x)} \quad (17)$$

Où l'indice  $i$  désigne le jet considéré (1 pour le jet latéral et 2 pour le jet central),  $k$  le numéro de composé dont on souhaite calculer la fraction massique, et  $F_{3,k}$  la fraction massique de chaque composant du fluide ambiant et qui est supposée constante.

La masse molaire équivalente en chaque  $x$  dans chaque jet sera donnée alors par :

$$M_i(x) = \frac{1}{\sum_k \frac{F_{i,k}(x)}{Ma_k}} \quad (18)$$

Où  $Ma_k$  désigne la masse molaire du composé désigné.

D'où, les fractions molaires peuvent être déduites comme étant :

$$X_{i,k}(x) = \frac{F_{i,k}(x)M_i(x)}{Ma_k} \quad (19)$$

Un bilan thermique appliqué à chaque dx nous permet de déterminer sa température :

$$\begin{aligned} \sum_{\text{gaz entrants},i} \frac{\dot{m}_i(x-dx)F_{i,k}(x-dx)C_{p,i,k}(x-dx)T_i(x-dx)}{Ma_k} + \sum_{\text{gaz entrants},3} \frac{\dot{m}_3 F_{3,k} C_{p,3,k} T_3}{Ma_k} \\ = \sum_{\text{gaz sortants},i} \frac{\dot{m}_i(x)F_{i,k}(x)C_{p,i,k}(x)T_i(x)}{Ma_k} \end{aligned} \quad (20)$$

Où  $C_p$  est exprimé en J/mole.K, et est donné par :

$$C_p = a + b \left( \frac{T}{100} \right)^\alpha + c \left( \frac{T}{100} \right)^\beta + d \left( \frac{T}{100} \right)^\gamma \quad (21)$$

Les coefficients et les puissances de  $C_p$  sont donnés par des tables chimiques qui dépendent d'intervalles de températures, présentés en Annexe 3.

Comme  $C_p$  dépend de la température, le problème n'est pas direct, et des itérations sur le calcul de température sont alors indispensables.

Une fois la masse molaire  $M_i(x)$  et la température  $T_i(x)$  déterminées, on peut déduire la masse volumique par :

$$\rho_i(x) = \frac{101325,027 \cdot M_i(x)}{8314 \cdot T_i(x)} \quad (\text{kg/m}^3) \quad (22)$$

Et le débit volumique par :

$$\dot{Q}_{vi}(x) = \frac{\dot{m}_i(x)}{\rho_i(x)} \quad (\text{m}^3/\text{s}) \quad (23)$$

$M_i$  est donné en g/mol, et  $T_i$  en Kelvin.

Le calcul des vitesses diffère entre le jet central et le jet latéral. Pour le jet central, la vitesse en chaque x peut être déduite comme étant :

$$u_2(x) = \frac{\dot{Q}_{v2}(x)}{\pi y_2^2(x)} \quad (24)$$

Tandis que pour le jet latéral, il faut tout d'abord calculer l'impulsion du jet afin de pouvoir déduire la vitesse. Toujours d'après Grandmaison et al., la composante axiale de l'impulsion du jet est conservée, l'impulsion radiale varie en fonction de la distance x par rapport à la sortie de l'injecteur, tels que :

$$\dot{G}_{1x}(x) = \dot{G}_{1x}(x = 0) = \dot{G}_{1,0} \cos \theta_{1,0} \quad (25)$$

$$\dot{G}_{1y}(x = 0) = \dot{G}_{1,0} \sin \theta_{1,0} \quad (26)$$

$$\dot{G}_{1y}(x) = \pm \dot{G}_{1,0} f(x) \quad (27)$$

Ainsi :

$$\dot{G}_{1y} > 0 \quad \text{pour} \quad \xi < \xi_m \quad (28)$$

$$\dot{G}_{1y} < 0 \quad \text{pour} \quad \xi > \xi_m \quad (29)$$

$$\dot{G}_1(x) = \sqrt{\dot{G}_{1x}^2(x) + \dot{G}_{1y}^2(x)} \quad (30)$$

$$u_1(x) = \frac{\dot{G}_1(x)}{\dot{m}_1(x)} \quad (31)$$

## 2.4. Rencontre des jets

Dans notre étude, nous nous sommes intéressés au point de fusion des jets, C en  $x_C$ , défini comme étant le point d'intersection des trajectoires moyennes des jets latéraux avec le bord du jet central de plus forte impulsion. Nous considérons un mélange homogène des jets en ce point.

Le débit est donné alors par :

$$\dot{m}(x_C) = \dot{m}_2(x_C) + nb \cdot \dot{m}_1(x_C) \quad (32)$$

Où nb est le nombre de jets latéraux.

Ainsi, et les propriétés physiques en ce point sont déduites à partir des équations précédentes. Egalement, il était intéressant de calculer le taux d'entraînement par :

$$K_e(x_C) = \frac{\dot{m}(x_C) - \dot{m}_{02} - nb \cdot \dot{m}_{01}}{\dot{m}_{02} + nb \cdot \dot{m}_{01}} \quad (33)$$

À l'aide des paramètres de similitude de Craya et Curtet, et de Thring et Newby :

$$m = \frac{R_0^2}{\left(\frac{d_{02}}{2}\right)^2} - \frac{1}{2} \quad (34)$$

$$\theta = \frac{1}{R_0} \frac{d_{02}}{2} \quad (35)$$

où  $R_0$  est le rayon de l'enceinte, il est également possible de déterminer directement un taux de recirculation par :

L'approche de Craya-Curtet : 
$$K_r = A(\sqrt{m} - B) \quad (\text{Monnot, 1978}) \quad (36)$$



L'approche de Thring-Newby : 
$$K_r = \frac{0.47}{\theta} - 0.5 \quad (\text{Beér \& Chigier, 1972}) \quad (37)$$

Dans le cas d'un combustible et d'un comburant issus d'injecteurs débouchant dans une enceinte remplie d'un mélange contenant des gaz inertes, le taux de dilution  $\alpha(x)$  et la richesse  $\phi(x)$  du mélange sont respectivement en tout  $x$  :

$$\alpha(x_C) = \frac{\sum F_{\text{inertes}}(x_C)}{\sum F_{\text{réactifs}}(x_C)} \quad (38)$$

Avec  $F_k(x_C)$  la fraction massique du composé  $k$  en  $C$ , à la fusion de tous les jets.

$$\phi(x) = \frac{\left(\frac{\text{masse combustible}}{\text{masse comburant}}\right)_{\text{réel}}}{\left(\frac{\text{masse combustible}}{\text{masse comburant}}\right)_{\text{stoe}}} \quad (39)$$

## 2.5. Détermination de l'angle d'ouverture des jets

En essayant de valider ce modèle analytique, pour de futures études paramétriques et de futures exploitations relatives au cas d'application de la combustion sans flamme à des parois froides, une forte variation de l'impulsion du jet central a été observée.

En fait, un cas-test quasiment identique au FOUR type a été simulé avec le modèle analytique, avec un jet central d'air ambiant et deux jets latéraux de méthane, de 20 kW et 10% excès d'air, dont les propriétés sont :

$$\begin{aligned} R_0 &= 250 \text{ mm} \\ y_{1,0} &= 51 \text{ mm} \\ d_{02} &= 25 \text{ mm} \\ d_{01} &= 3 \text{ mm} \end{aligned}$$

Dans un premier temps, le demi-angle d'ouverture  $\alpha$  a été considéré égal à  $11^\circ$  comme mentionné dans la littérature (Monnot, 1978). La variation de l'impulsion du jet central est représentée dans la Fig. 101. Elle varie jusqu'à 80% de l'impulsion d'entrée, ce qui est complètement contradictoire avec le principe de conservation de la quantité de mouvement.

Le calcul de la masse entraînée, et plus particulièrement du coefficient d'entraînement, s'avérant l'élément le plus capable d'induire ce phénomène, un second modèle analytique a été établi, où la conservation de la quantité de mouvement de chaque jet supposé tout seul est imposée, et ses coefficients d'entraînement sont recalculés.

Un système d'itérations est établi, dans lequel  $C_e$  est estimé, et le débit massique est déduit, grâce à l'équation :

$$\frac{d\dot{m}}{\dot{m}_0} = C_e(x) \frac{dx}{d^*} \quad (40)$$

La masse molaire équivalente est donc déduite, ainsi que la température par bilan thermique et la masse volumique grâce à l'équation des gaz parfaits :

$$P = \frac{\rho(x) \cdot R \cdot T(x)}{M(x)} \quad (41)$$

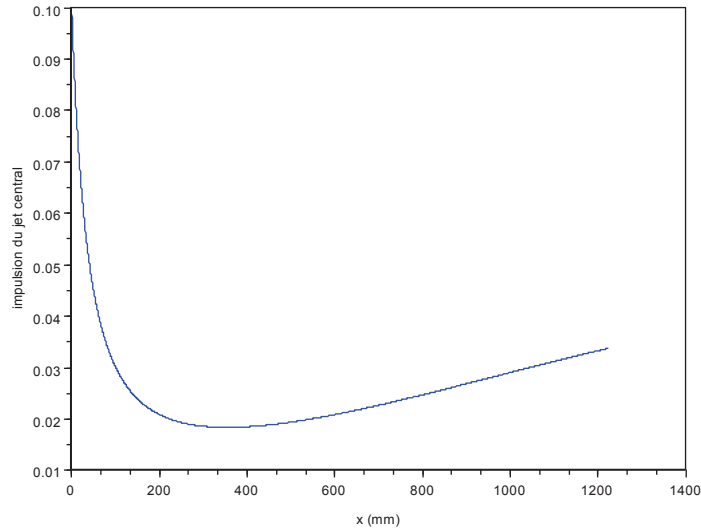


Fig. 101 : Variation de l'impulsion du jet central tout au long de la chambre de combustion

Puis, le coefficient d'entraînement est donc recalculé grâce à la conservation de l'impulsion du jet, tel que :

$$\left. \begin{aligned} \dot{m}(x)u(x) &= \dot{m}_0 u_0 \\ \frac{d\dot{m}}{\dot{m}_0} &= C_e(x) \frac{dx}{d_0^*} \end{aligned} \right\} \int_0^x C_e(x) dx = d_0^* \left[ \sqrt{\frac{u_0 \rho(x) \pi y^2(x)}{\dot{m}_0}} - 1 \right] \quad (42)$$

Ce calcul sera répété jusqu'à convergence. Une fois les coefficients d'entraînement calculés, le même calcul que le premier modèle analytique est fait, mais avec alors ces nouveaux coefficients d'entraînement au lieu de ceux déduits des travaux de Han & Mungal.

L'allure de la variation en fonction de x du coefficient d'entraînement, montre une grande vraisemblance avec la courbe de Han & Mungal, mais avec des valeurs supérieures qui tendent à se stabiliser pour une valeur asymptotique de  $C_e = 0,38$  au lieu de 0,32, comme le montre la Fig. 102.

En faisant maintenant varier l'angle d'ouverture du jet, la même tendance que celle des valeurs expérimentales de Han & Mungal est retrouvée pour une demi-ouverture du jet égale à  $9,1^\circ$ , comme le montre la Fig. 102. Cette valeur correspond à une origine fictive du jet placée à  $x_0 = 3,12 d_0$ , et se rapproche de la valeur de  $\alpha = 9,47$  mentionnée dans (Beér & Chigier, 1972) pour une origine fictive située à  $x_0 = 3 d_0$ , tandis que  $\alpha = 11^\circ$  (Monnot, 1978) correspond à  $x_0 = 2,57 d_0$ .

Dans le but de vérifier cette analyse, tout en simplifiant les calculs, le cas d'une injection d'un gaz dans un environnement qui contient un gaz identique (mêmes masses volumiques, mêmes pressions et mêmes températures) est considéré.

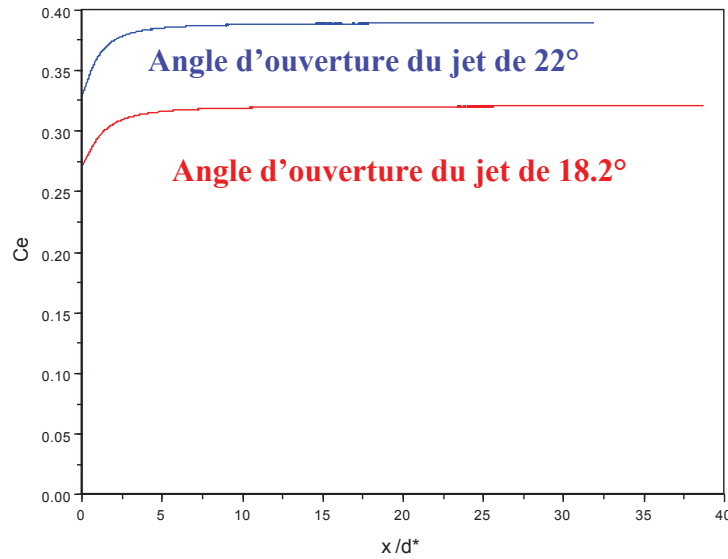


Fig. 102 : Variation du coefficient d'entraînement, fonction de  $\frac{x}{d^*}$  et de l'angle d'ouverture du jet considéré

Les équations relatives sont les suivantes :

Conservation de l'impulsion :

$$\dot{m}(x)u(x) = \dot{m}_0 u_0 \quad (43)$$

Masse entraînée :

$$\frac{d\dot{m}}{\dot{m}_0} = C_e(x) \frac{dx}{d_0^*} \quad (44)$$

Vitesse, en considérant une ouverture du jet circulaire :

$$u(x) = \frac{\dot{m}(x)}{\rho(x)\pi y^2(x)} \quad (45)$$

Rayon de l'ouverture du jet :

$$y(x) = \left( x + \frac{d_0}{2 \tan \alpha} \right) \tan \alpha \quad (46)$$

Avec  $\alpha$  le demi-angle d'ouverture du jet et  $d_0^* = d_0$  dans ce cas de mêmes types de fluides entre jet et atmosphère.

L'équation (43) donne :

$$\dot{m}(x)u(x) = \dot{m}(x + dx)u(x + dx) \quad (47)$$

Les équations (47), (45) et (46) donnent :

$$\frac{\dot{m}(x)}{x + \frac{d_0}{2 \tan \alpha}} = \frac{\dot{m}(x + dx)}{x + dx + \frac{d_0}{2 \tan \alpha}} \quad (48)$$

Sachant que  $\dot{m}(x + dx) = \dot{m}(x) + d\dot{m}$ , cette dernière équation, avec l'équation (44), donne, après simplification :

$$C_e = \frac{\dot{m}(x)D}{\dot{m}_0 \left( x + \frac{D}{2 \tan \alpha} \right)} \quad (49)$$

Sachant que :  $\dot{m}_0 = \rho \pi u_0 \frac{d_0^2}{4}$ , les équations (49), (43), (45) et (46) donnent :

$$C_e = 2 \tan \alpha \quad (50)$$

Pour  $\alpha = 11^\circ$ ,  $C_e = 0,38876$ , et pour  $\alpha = 9,1^\circ$ ,  $C_e = 0,320348$ . Ce simple raisonnement établi, montre qu'en absence de toute variation de température ou de masse volumique entre le fluide injecté et le fluide ambiant, le coefficient d'entraînement est constant et est déduit de l'angle d'ouverture du jet. Les valeurs obtenues de 0,38 et de 0,32 correspondent aux taux d'entraînement dans les zones non proches de la sortie de l'injecteur, obtenus par les calculs itératifs, basés sur les mêmes hypothèses, et généralisés pour des fluides de propriétés différentes. La seule différence réside dans la zone proche de la sortie du jet, où l'entraînement est moins fort.

Par la suite, l'ouverture du jet est considérée avec un demi-angle égal à  $\alpha = 9,1^\circ$  dans le premier modèle analytique établi avec l'expression polynomiale du coefficient d'entraînement ; cette fois, la variation de l'impulsion du jet central (représenté Fig. 103) n'excède pas les 0,0007% de l'impulsion d'entrée, pour le même cas testé qu'auparavant. Donc, pour obtenir des résultats cohérents, il s'avère nécessaire de considérer un angle total d'ouverture de jet de  $18,2^\circ$ , ce qui induit intrinsèquement un coefficient  $C_e$  limite de 0,32.

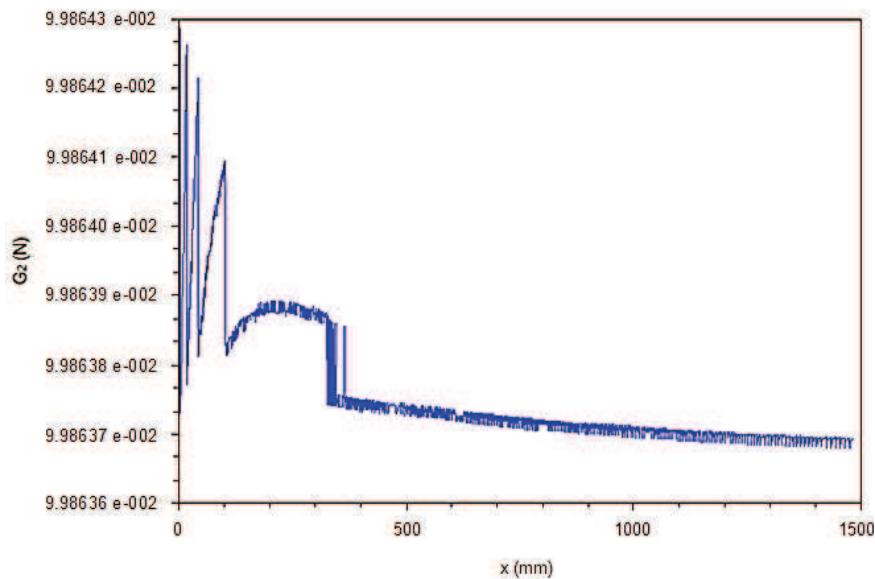


Fig. 103 : Variation de l'impulsion du jet central en fonction de x

Les résultats étant ainsi quasi identiques suivant les deux méthodes de calcul, nous avons par la suite choisi d'exploiter seule la première version du modèle analytique, avec un angle total d'ouverture du jet libre turbulent de  $18,2^\circ$ , car son temps d'exécution est beaucoup plus petit que celui de la deuxième version, qui comporte plusieurs itérations.

## 2.6. Validation du modèle de jets

La validation du modèle analytique se fait par comparaison avec les travaux de Mancini et al. (Mancini, 2007), et les travaux de Christiane Rottier (Rottier, 2010 (b)).

*Comparaison avec les travaux de Mancini et al.*

La configuration de brûleur, testée dans l'ancienne station d'essais de la FRIF à Ijmuiden (Weber, 2000), consiste en un jet central d'air dilué de 124 mm de diamètre, et de deux jets latéraux de gaz naturel de 10 mm de diamètre chacun, comme le montre la Fig. 104.

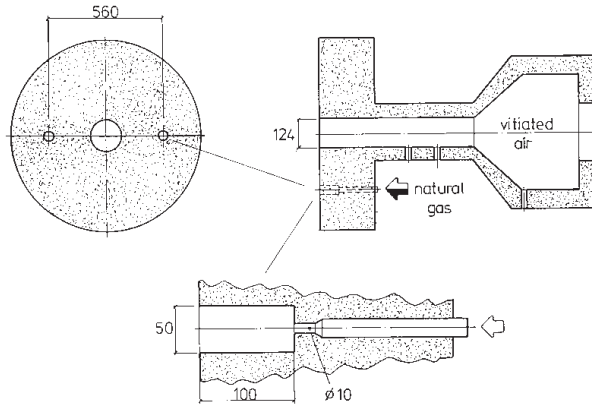


Fig. 104 : Configuration du brûleur dans les travaux de Mancini et al.

Les compositions des gaz à l'entrée ainsi que leurs températures sont représentées dans le Tab. 16 suivant.

	<b>T</b>	<b>Débit</b>	<b>CH<sub>4</sub></b>	<b>H<sub>2</sub>O</b>	<b>CO<sub>2</sub></b>	<b>N<sub>2</sub></b>	<b>O<sub>2</sub></b>	<b>C<sub>2</sub>H<sub>6</sub></b>	<b>C<sub>3</sub>H<sub>8</sub></b>	<b>NO</b>
	(K)	(m <sup>3</sup> (n)/h)	(%)	(%)	(%)	(%)	(%)	(%)	(%)	(ppm)
<b>Jet central</b>	1573	656,91	0	15	6,4	59,09	19,5	0	0	94
<b>Jet latéral</b>	298,15	58,95	88	0	0	5	0	5	2	0
<b>Ecoulement ambiant</b>	1493	-	0	27,3	13,7	57,39	1,6	0	0	102

Tab. 16 : Conditions opératoires des travaux de Mancini et al.

Pour leurs calculs, Mancini et al. ont utilisé des modèles RANS, où la turbulence est modélisée soit en utilisant le modèle  $k-\epsilon$  standard, soit en utilisant le modèle RNG  $k-\epsilon$ . Les jets ont été divisés en un réseau de réacteurs parfaitement mélangés (PSR) : chacun des deux jets central et latéral a été divisé en 10 réacteurs, qui se rencontrent dans le réacteur 11, comme le montre la Fig. 105. Ce réseau de réacteurs est résolu en utilisant le code CHEMKIN 3.7, avec GRI 3.0 comme schéma de réaction pour les flammes méthane/air. Pour le calcul de l'entraînement, deux méthodes

sont utilisées : une intégration sur les solutions obtenues par le modèle RANS, ou bien indirectement en utilisant les valeurs expérimentales mesurées point par point.

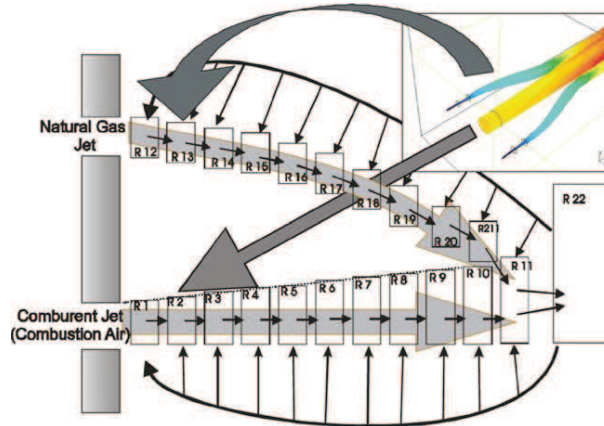


Fig. 105 : Les jets divisés en plusieurs petits réacteurs

Ce même cas a été alors testé avec le modèle analytique, et les résultats sont comparés à ceux de Mancini et al. La Fig. 106 présente la variation de température calculée dans les jets avant leur rencontre en comparaison avec les résultats de Mancini et al.

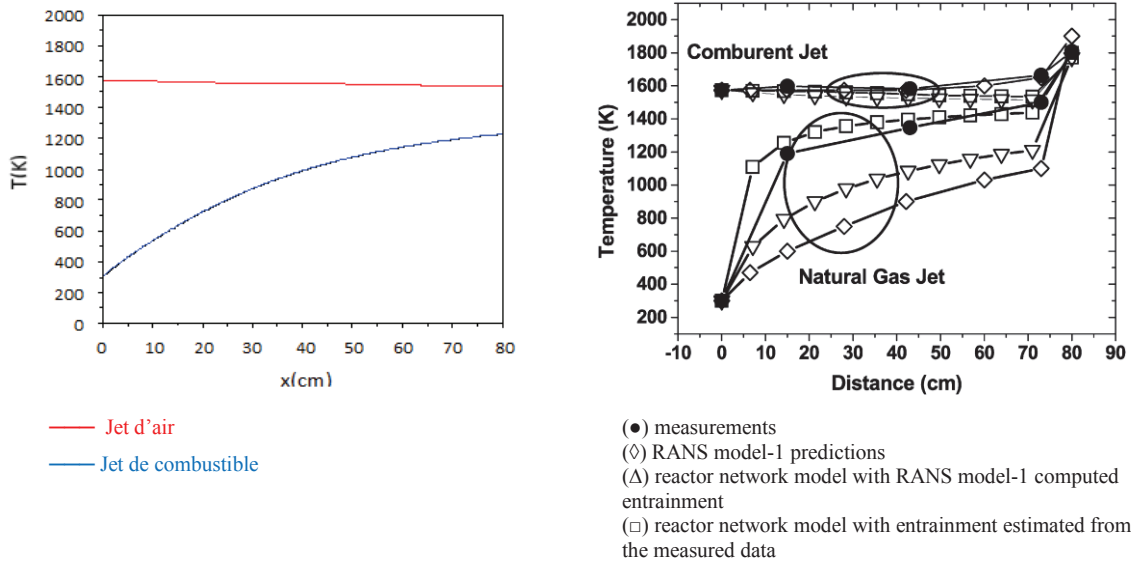


Fig. 106 : Variation de la température dans les jets jusqu'à leur rencontre : Gauche : le modèle analytique de notre étude, droite : résultats de calculs et de mesures de Mancini et al.

Une très bonne correspondance entre les deux modèles est observée pour la variation de température dans le jet de comburant. De même, l'évolution de la température dans le jet de combustible déduite du modèle analytique, est semblable à celle obtenue lorsque l'entraînement est déduit par le modèle RANS appliqué aux réacteurs. En revanche, une différence est observée avec les valeurs expérimentales, ainsi que les résultats du calcul sur les réacteurs basés sur les valeurs expérimentales d'entraînement (comme pour le calcul de Mancini basé sur le modèle RANS). Cette différence est éventuellement due à une sous-estimation de la masse entraînée, en considérant que le coefficient d'entraînement n'atteindra le coefficient de Ricou & Spalding, 0,32, que lorsque  $(x/d^*) \geq$

35, ou à un éventuel effet d'échauffement du méthane par le rayonnement des gaz et des parois qui n'est pas pris en compte dans le modèle.

De même, une bonne ressemblance est remarquée entre les différents modèles de calculs adoptés par Mancini et al., et par le modèle analytique établi au cours de cette étude, en ce qui concerne le développement de la fraction d'oxygène contenue dans chaque jet (Fig. 107).

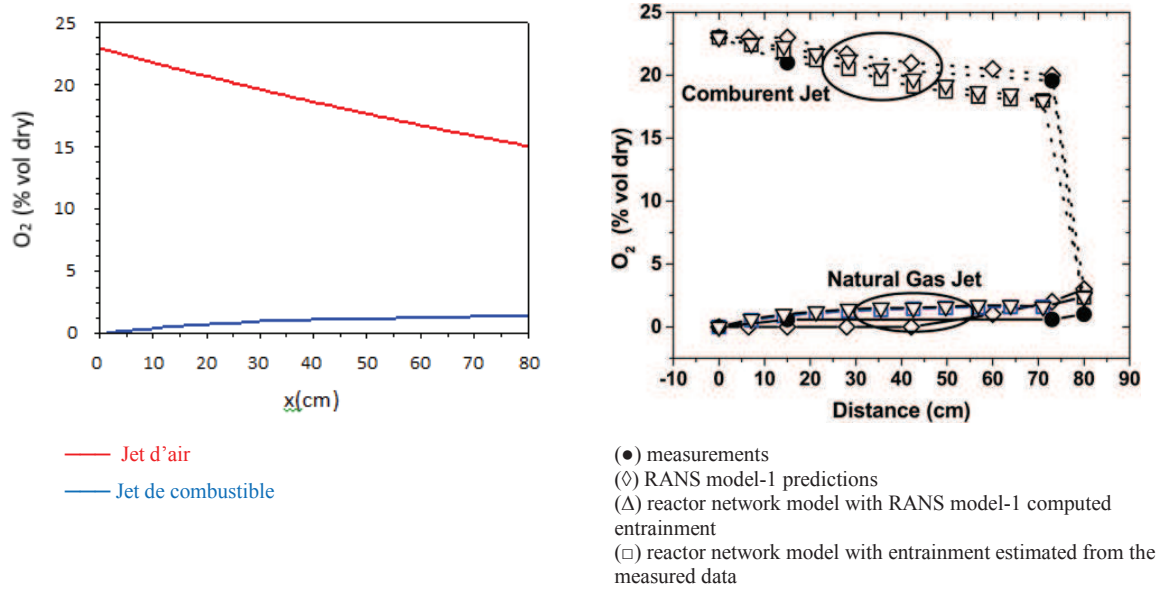


Fig. 107 : Variation de la fraction volumique sèche d'oxygène dans les jets, jusqu'à leur rencontre : Gauche : résultats du modèle analytique de notre étude, droite : résultats de calculs et de mesures de Mancini et al.

Ce modèle est donc capable de déterminer les conditions de dilution et de températures induisant le régime de combustion sans flamme, et ce beaucoup plus rapidement que des simulations numériques.

*Comparaison avec les travaux de Rottier et al.*

Dans cette section, des cas testés expérimentalement par Christiane Rottier sur le FOUR du CORIA, ont été simulés par le modèle analytique. Pour rappel, il s'agit d'un injecteur central d'air de 25 mm, et de deux injecteurs latéraux de méthane de 3 mm distants chacun de 51 mm du jet central, comme représentée dans la Fig. 47. Les différents cas testés sont représentés dans le tableau Tab. 17.

Cas	P	$\lambda$	CH <sub>4</sub>	Air	T <sub>air</sub>	T <sub>fumées</sub>	Composition des fumées				
							H <sub>2</sub> O	CO <sub>2</sub>	N <sub>2</sub>	O <sub>2</sub>	NO
	(kW)		(m <sup>3</sup> (n)/h)	(m <sup>3</sup> (n)/h)	(K)	(K)	(%)	(%)	(%)	(%)	(ppm)
<b>F0</b>	18,6	1,18	1,86	21	838,15	1350	15,9	7,9	72,7	3,5	23
<b>F1</b>	18,6	1,18	1,86	21	298,15	1250	16,7	8,3	72,4	2,6	5
<b>F2</b>	18,6	1,72	1,86	30,6	823,15	1295	12,2	6,1	74,2	7,6	31

Tab. 17 : Les conditions opératoires des différents cas testés par Christiane Rottier (Rottier, 2010 (b))

Dans la suite, le ‘point de rencontre R des jets’ désigne le premier point de contact entre les jets, c'est-à-dire le point d'intersection entre le bord du jet central et le bord interne d'un jet latéral. Le ‘point C de fusion’ désigne le point d'intersection entre le bord du jet central et la trajectoire moyenne d'un jet latéral.

Comme les expériences menées par Christiane Rottier l'ont montré, le bord interne du jet latéral est légèrement courbé, suite à sa déviation par le jet central de plus forte impulsion. Le bord interne du jet latéral et le bord du jet central peuvent alors être assimilés à des droites d'ouverture  $9,1^\circ$  par rapport à l'axe du jet. Avec la configuration de base du brûleur, les coordonnées du point de rencontre R sont : (115 mm ; 31mm) identiques pour les trois cas testés. Les propriétés du mélange en ce point ont été étudiées avec le modèle analytique, en considérant un mélange homogène entre les jets latéraux et le jet central.

Le Tab. 18 présente les propriétés du mélange aux points C et R, obtenus par le modèle analytique, pour les trois cas cités auparavant.

Cas	F0	F1	F2	F0	F1	F2
Point	R			C		
Coordonnées (mm;mm)	(115;31)	(115;31)	(115;31)	(173,9;40,4)	(195,2;43,8)	(161,1;38,3)
T (K)	960,8	609,5	938,3	1038,0	758,5	991,9
CH <sub>4</sub> (%)	5,3	5,8	3,9	4,3	4,5	3,3
H <sub>2</sub> O (%)	5,4	4,8	3,9	7,5	7,4	5,2
CO <sub>2</sub> (%)	2,7	2,4	1,9	3,8	3,7	2,6
N <sub>2</sub> (%)	72,8	72,7	74,6	72,8	72,6	74,5
O <sub>2</sub> (%)	13,7	14,3	15,7	11,7	11,7	14,5
$\alpha$	4,31	4,0	3,98	5,29	5,2	4,45
$\phi$	0,78	0,81	0,50	0,73	0,77	0,46

Tab. 18 : Caractéristiques du mélange aux points de fusion C et de rencontre R pour les trois cas testés

Du fait que pour les cas tests F0 et F2 de Christiane Rottier, avec préchauffage de l'air, la combustion dans la zone de réaction principale débutait dès le point de rencontre des jets, et qu'une autre zone de réaction de plus faible intensité apparaît autour des jets de méthane pour les cas à fort excès d'air (F2), il n'est pas possible de comparer directement la localisation des points de fusion C entre le modèle et les résultats expérimentaux donnés par les images moyennes de chimiluminescence (Fig. 108). En revanche, on voit que le point de fusion C se situe bien dans la région où les lignes de courant issues du jet de méthane sont infléchies par l'interaction avec le jet central d'air. En effet, la trajectoire moyenne du jet latéral dans les images de chimiluminescence semble rencontrer le jet central dans les zones rouges de forte combustion, soit donc aux alentours de 160 mm pour le cas F2 et 170 mm pour le cas F0, ce qui correspond bien aux valeurs de simulation par le modèle analytique pour le point de fusion C. La Fig. 109, qui présente les champs de vitesses axiales et les lignes de courant obtenus par PIV endoscopique effectuée par Christiane Rottier pour les cas F0 et F1, montre une tendance de la ligne de courant qui passe par le centre du jet de méthane du cas F0 à rencontrer le bord du jet d'air aux alentours du point de fusion C.

Pour le cas F1, les images de OH\* ne fournissent aucune information sur la rencontre des jets, parce qu'il n'y a aucune réaction dans la zone proche du brûleur. Les lignes de courant passant par le



centre du jet de méthane dans le champ de PIV rencontrent les lignes de courant au bord du jet central d'air à l'extérieur du champ de mesure ; néanmoins, elles semblent se rencontrer également autour du point de fusion trouvé par le modèle analytique à 195 mm environ de la sortie du brûleur.

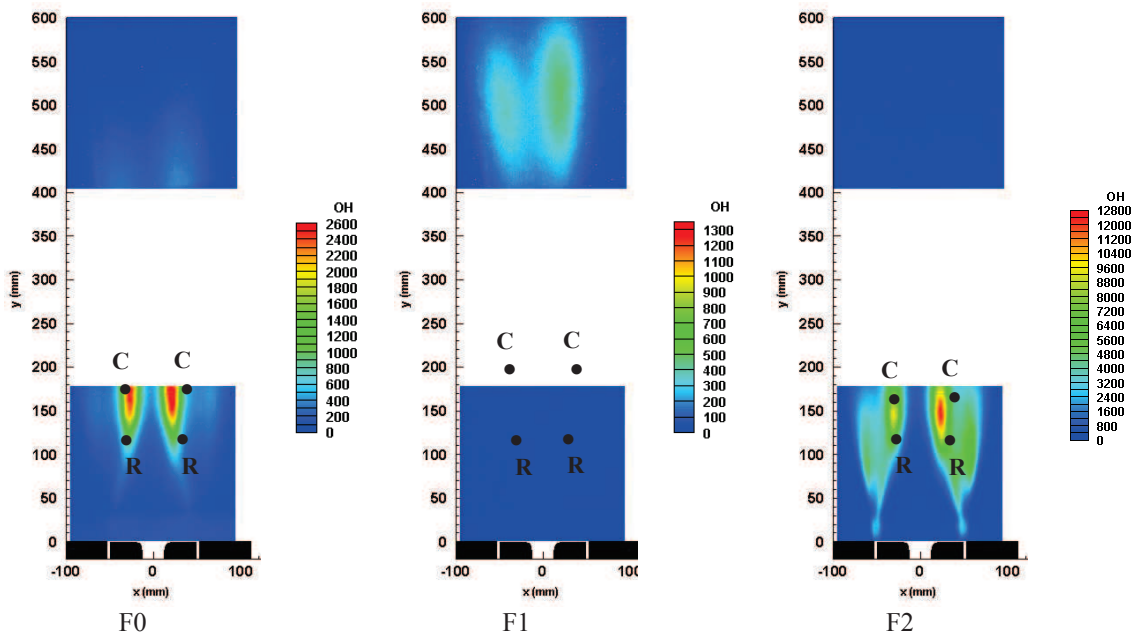


Fig. 108: Images moyennes des flammes obtenues par chimiluminescence OH\* par Christiane Rottier pour les cas F0, F1 et F2 (Rottier, 2010 (b)), avec les points R et C calculés du modèle analytique

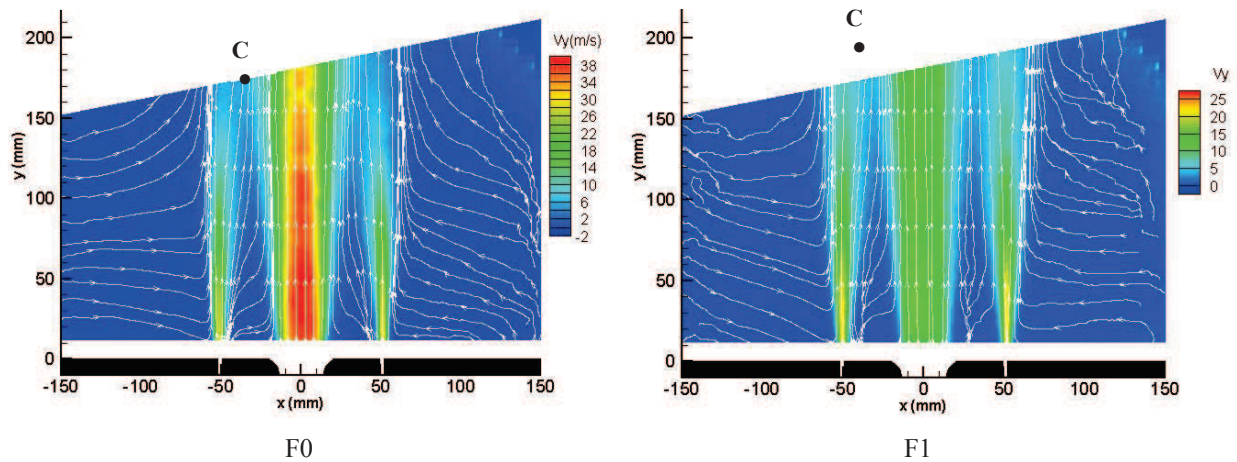


Fig. 109 : Champs de vecteurs vitesses axiales et lignes de courant obtenus par PIV endoscopique effectuée par Christiane Rottier pour les cas F0 et F1 (Rottier, 2010 (b)), avec les points C calculés du modèle analytique

D'autre part, du fait de la présence des zones de réaction dès le début de la couche de mélange des jets pour les cas avec préchauffage de l'air (F0 et F2), il n'est pas possible de comparer les températures de mélange obtenue par le modèle analytique à froid (Tab. 18) et les températures mesurées dans les zones de réaction.

On peut tenter de faire cette comparaison pour le cas F1 sans préchauffage de l'air, pour lequel les zones de réaction s'installent dans les couches de mélange très en aval du point de rencontre des jets. Ainsi, même s'il n'est pas possible de comparer directement les valeurs numériques aux valeurs expérimentales qui sont mesurées en chaque point de la chambre de combustion, il est toutefois

possible de voir que la température obtenue par le modèle est du même ordre de grandeur que la valeur mesurée sur le bord du jet d'air dans cette région (Fig. 110).

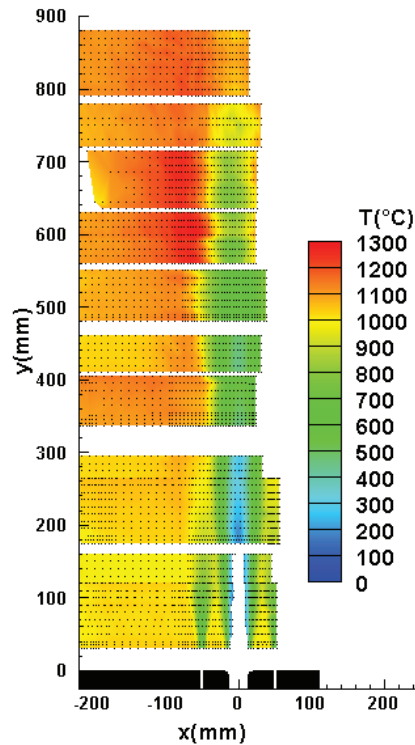


Fig. 110 : Mesures expérimentales des températures dans le FOUR pour le cas F1

D'après le modèle, les températures au point de convergence pour le cas F0 sont plus élevées que celles du cas F2, mais tous les deux sont nettement plus importantes que celles du cas F1 ; ce qui peut favoriser une réaction dès la rencontre des jets dans les cas F0 et F2.

A partir de ces conditions, l'inflammabilité de ces deux derniers mélanges a été étudiée par le modèle cinétique GRI-3.0 de la bibliothèque chimique open-source Cantera, appelée par python. Les temps d'inflammation ainsi que les évolutions des températures (K) en fonction du temps (s) sont représentés dans la Fig. 112. En vue de comparaison, et afin d'isoler les effets de la différence de températures et des débits, les évolutions des températures en fonction du temps pour les cas F0 et F2 sont aussi représentées, tout en considérant que les réactifs se mélangent sans dilution avec les gaz brûlés chauds recirculants (Fig. 111).

Malgré la température de préchauffage légèrement plus forte dans le cas F0 par rapport à celle du cas F2, la température initiale du mélange des réactifs est de 754,8 K pour le cas F0, et de 764,4 K pour le cas F2, du fait d'un débit d'air plus fort de ce dernier. Ces deux températures sont relativement faibles, ne permettant pas aux mélanges, non dilués par des gaz brûlés chauds, de s'enflammer spontanément, mais après plus de 3 minutes (Fig. 111). Ceci nécessiterait une source externe de chaleur pour l'allumage et/ou une adaptation géométrique pour augmenter le temps de résidence des réactifs. Avec dilution des jets turbulents par les gaz brûlés chauds, les délais d'auto-inflammation deviennent suffisamment courts pour ne plus forcément nécessiter ces changements (Fig. 112).

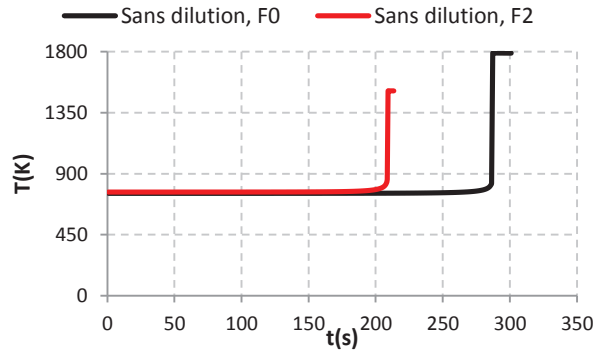


Fig. 111 : Evolution des températures des mélanges des réactifs non dilués en fonction du temps, pour les cas F0 et F2

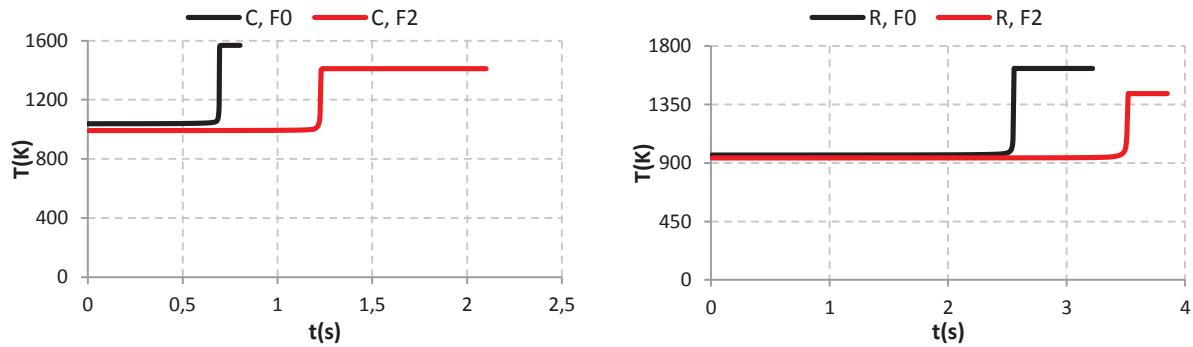


Fig. 112 : Evolution des températures des mélanges en fonction du temps, aux points R et C pour les cas F0 et F2, avec prise en compte de la dilution par les gaz brûlés

Les résultats de ces calculs montrent le rôle primordial de l'apport de chaleur des gaz brûlés entraînés dans les jets de réactifs pour initier la combustion dans ce régime fortement dilué. De plus, on voit que même si le taux de dilution du cas F0 est plus important que pour F2, la température de mélange légèrement plus forte induit une diminution du temps d'auto-inflammation. Ceci montre encore le rôle primordial de la température de mélange pour stabiliser ce régime de combustion sans flamme fortement dilué.

Le modèle monodimensionnel établi ici n'a pas pour objectif de prédire les conditions locales de la combustion dans les couches de mélange des jets comme elles existent dans la réalité. De plus, il ne prend pas en compte la présence éventuelle des flammes de diffusion autour des jets de méthane susceptibles d'apparaître pour les cas à fort excès d'air. Toutefois, dans une configuration classique de brûleur à combustion sans flamme, le modèle permet d'évaluer la possibilité ou pas de l'initiation et la stabilisation d'une zone de réaction dans la couche de mélange des jets de réactifs en quantifiant les niveaux de dilution et de préchauffage de ces réactifs pour les processus d'entraînement avant leur rencontre et le début de la zone de combustion diluée. Cette approche permet aussi de mettre en évidence l'effet de chaque paramètre (lié à la géométrie et/ou aux fluides) sur le processus de mélange, dilution et chauffage des réactifs avant la combustion en régime fortement dilué.

### V. 3. Etude paramétrique d'une configuration de brûleur régénératif à combustion sans flamme

A partir de la configuration de base du brûleur du FOUR (un jet central d'air de 25 mm de diamètre, deux jets latéraux de méthane de 3 mm de diamètre dont les centres sont distants de 102 mm), différents paramètres d'entrées sont variés pour étudier leur influence sur le mélange des réactifs :

- La température de préchauffage de l'air ( $T_{\text{air}}$ )
- La température de préchauffage du méthane ( $T_{\text{CH}_4}$ )
- Le diamètre du jet latéral ( $d_{01}$ )
- Le diamètre du jet central ( $d_{02}$ )
- La distance entre les jets ( $d_{12}$ )
- Le nombre des jets latéraux (nb)

On considère ici une chambre de combustion cylindrique de rayon 250 mm. Les tests sont faits à 20 kW soit, 2,01 m<sup>3</sup>(n)/h, et 11% d'excès d'air soit 21,272 m<sup>3</sup>(n)/h. Les gaz brûlés sont supposés produits d'une combustion complète, et à une température de 400°C. Leur composition humide est la suivante : 17,44% de H<sub>2</sub>O, 8,71% de CO<sub>2</sub>, 72,10% de N<sub>2</sub>, et 1,75% d'O<sub>2</sub>.

Afin de rester dans une configuration d'un jet central de forte impulsion et d'un jet latéral de faible impulsion, la condition suivante doit être vérifiée :

$$W_{12} = \frac{G_{\text{jet latéral}}}{G_{\text{jet central}}} \leq 1 \quad (51)$$

De plus, les vitesses initiales des jets sont considérées toujours inférieures à 100 m/s :

$$u_{0_{\text{jet latéral}}} \leq 100 \quad (52)$$

$$u_{0_{\text{jet central}}} \leq 100 \quad (53)$$

Ce qui implique que :

$$\text{De (51) :} \quad \left( \frac{D_{\text{jet central}}}{D_{\text{jet latéral}} \text{nb}} \right)^2 \leq 0,1 \left( \frac{\rho_{\text{jet latéral}}}{\rho_{\text{jet central}}} \right) \left( \frac{\dot{m}_{\text{jet central}}}{\dot{m}_{T_{\text{jet latéral}}}} \right)^2 \quad (54)$$

$$\text{De (52) :} \quad \frac{1}{\text{nb} D_{\text{jet latéral}}^2} \leq \frac{25\pi\rho_{\text{jet latéral}}}{\dot{m}_{T_{\text{jets latéraux}}}} \quad (55)$$

$$\text{De (53) :} \quad \frac{1}{D_{\text{jet central}}^2} \leq \frac{25\pi\rho_{\text{jet central}}}{\dot{m}_{\text{jet central}}} \quad (56)$$

Avec un jet central d'air à forte impulsion et de deux jets latéraux de méthane à faibles impulsions, tous les deux à pression et température ambiantes, les équations précédentes se réduisent respectivement à :

$$\frac{D_{\text{jet central}}}{D_{\text{jet latéral}}nb} \leq 4,47 \quad (57)$$

$$nbD_{\text{jet latéral}}^2 \geq 7,79 \quad (58)$$

$$D_{\text{jet central}} \geq 9,06 \quad (59)$$

### **3.1. Variation de la température de préchauffage de l'air**

Les Fig. 113 à Fig. 117, montrent l'influence de la variation de la température de préchauffage d'air sur la position du point de fusion des jets ( $x_c$ ), ainsi que le taux de dilution ( $\alpha_c$ ), le taux d'entraînement ( $ke_c$ ), les fractions molaires ( $X$ ) et les températures ( $T_c$ ) en ce point.

Une variation de la température de l'air du jet central de 298K à plus de 800K, a pour effet de rapprocher le point de rencontre des jets vers le brûleur, d'augmenter l'entraînement et la dilution par les gaz brûlés. En fait, lorsque la température de l'air augmente à l'entrée, son impulsion augmente aussi, et contribue avec la diminution de la masse volumique à une déviation plus forte des jets latéraux, et un entraînement plus fort des gaz brûlés. L'effet de l'augmentation du taux d'entraînement étant plus fort que le rapprochement de la rencontre des jets, les fractions molaires en oxygène et en azote diminuent, au moment où, celles du dioxyde de carbone et de la vapeur d'eau, apportés par les gaz brûlés, augmentent. L'augmentation de la température de mélange est alors la conséquence des augmentations conjointes de la température du jet d'air et du débit de gaz ambiants entraînés.

D'une manière similaire, Delphine Lupant a observé dans ses travaux expérimentaux que le préchauffage de l'air a pour effet d'augmenter la déviation de la trajectoire des jets latéraux. Le point de fusion passe d'une hauteur  $Z = 0,31$  m à  $Z = 0,27$  m lorsque la température de l'air augmente de 15°C à 800°C (Lupant, 2011).

Le graphique de la Fig. 116 vérifie les tendances observées expérimentalement par Christiane Rottier. Lorsqu'elle a varié la température de préchauffage de l'air de 25 à 565°C, un rapprochement de la zone de réaction dans la direction du brûleur est observé. En fait, même si les taux de dilution et d'entraînement diminuent quand la température de préchauffage de l'air diminue, c'est la diminution de la température du mélange qui va augmenter le délai d'auto-inflammation, et induire le décalage de la zone de réaction vers l'aval. En conditions réactives, en diminuant les températures de préchauffage de l'air, les émissions de NOx diminuent du fait de la diminution des températures de mélange ainsi que de la diminution du temps de résidence par éloignement de la fusion des jets et des zones de réaction. Cette diminution des émissions d'oxydes d'azote avec la diminution de la température de préchauffage de l'air a été aussi observée par Cain & al. (Fig. 29) sur un brûleur récupératif formé d'un injecteur d'air et de deux injecteurs de combustible incliné de 15° (Cain, 2000).

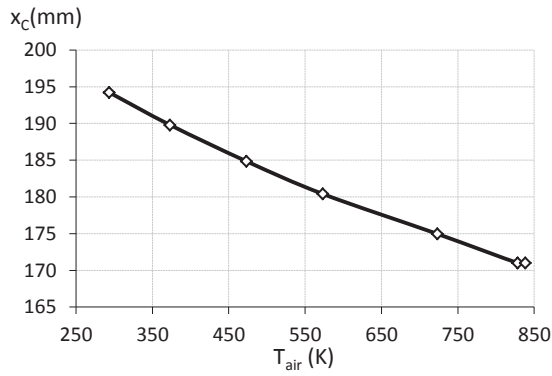


Fig. 113 : Variation de l'abscisse du point de fusion des jets en fonction de la température d'entrée d'air

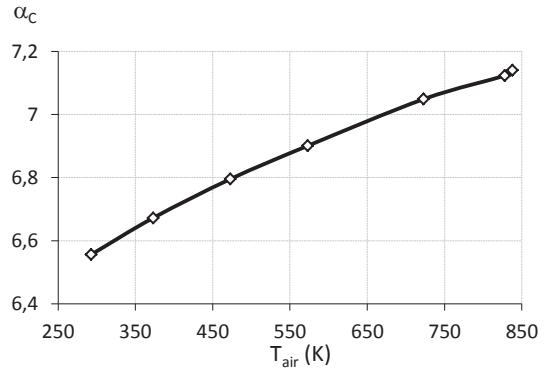


Fig. 114 : Taux de dilution au point de fusion des jets en fonction de la température d'entrée d'air

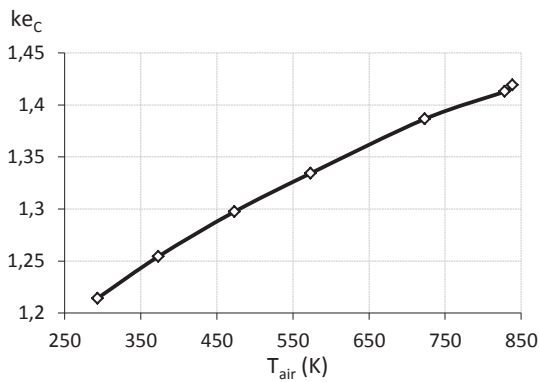


Fig. 115 : Taux d'entraînement au point de fusion des jets en fonction de la température d'entrée d'air

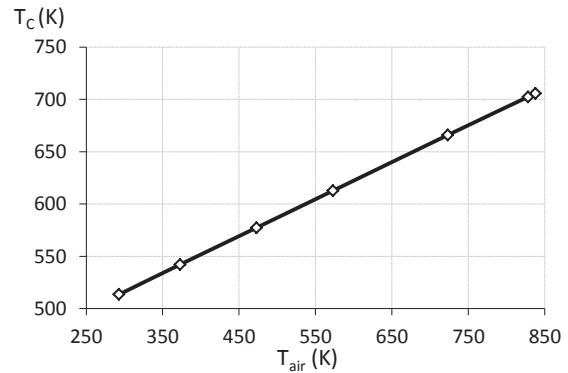


Fig. 116 : Température du mélange au point de fusion des jets en fonction de la température d'entrée de l'air

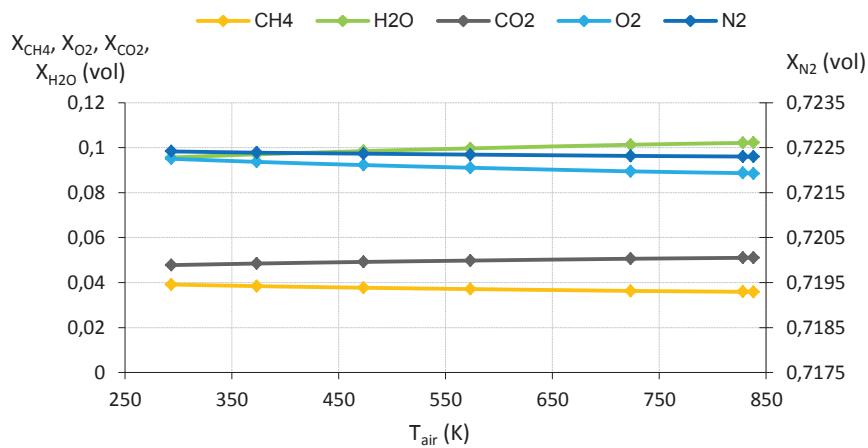


Fig. 117 : Composition du mélange au point de fusion des jets en fonction de la température d'entrée de l'air

### **3.2. Effet de la température de préchauffage du méthane**

Les Fig. 118 à Fig. 121 montrent l'influence de la variation de la température de préchauffage du méthane sur le lieu du point de fusion des jets ( $x_C$ ), ainsi que le taux de dilution ( $\alpha_C$ ), le taux d'entraînement ( $ke_C$ ), les fractions molaires ( $X$ ) et les températures ( $T_C$ ) en ce point.

Une augmentation de la température du jet latéral de méthane à l'entrée augmente son impulsion, et diminue l'effet de la déviation par le jet central de plus forte impulsion. Ceci induit une rencontre des jets éloignée par l'augmentation de la température d'entrée du méthane, et un entraînement de gaz brûlés plus fort par les jets latéraux.

Pour ces deux raisons, le mélange des réactifs au point de rencontre des jets est de plus en plus dilué, augmentant ainsi les fractions molaires de  $\text{CO}_2$  et de  $\text{H}_2\text{O}$ , et rapprochant de plus en plus la température de celle des gaz brûlés.

Un préchauffage du méthane favorise donc plutôt la dilution des réactifs, alors que le préchauffage de l'air va plutôt favoriser leur échauffement.

### **3.3. Effet du diamètre du jet latéral**

Les Fig. 122 à Fig. 125 montrent l'influence de la variation du diamètre des jets latéraux sur le lieu du point de fusion des jets ( $x_C$ ), ainsi que le taux de dilution ( $\alpha_C$ ), le taux d'entraînement ( $ke_C$ ), les fractions molaires ( $X$ ) et les températures ( $T_C$ ) en ce point. Malgré un rapport d'impulsions supérieur à 0,1, les propriétés obtenues par le modèle analytique pour les diamètres 1 mm ( $W_{12} = 0,78$ ) et 2 mm ( $W_{12} = 0,19$ ) sont aussi représentées.

Lorsque le diamètre du jet latéral augmente, son impulsion diminue, sa déviation par le jet central est donc plus forte, rapprochant ainsi leur rencontre. De plus, il entraîne moins de gaz brûlés. Pour ces deux raisons, le mélange au point de rencontre des jets est moins dilué en augmentant le diamètre du jet de méthane. Ainsi, les fractions du dioxyde de carbone et de vapeur d'eau diminuent, et par la suite la température.

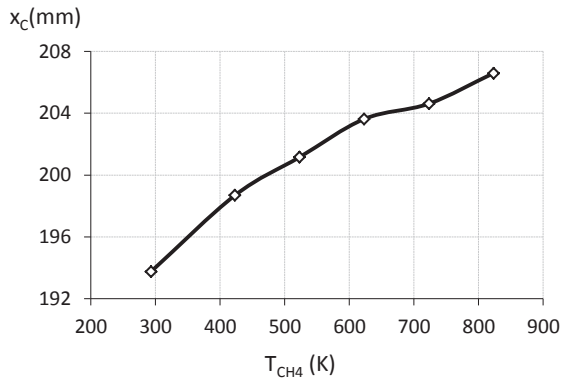


Fig. 118 : Variation de l'abscisse du point de fusion des jets en fonction de la température d'entrée de méthane

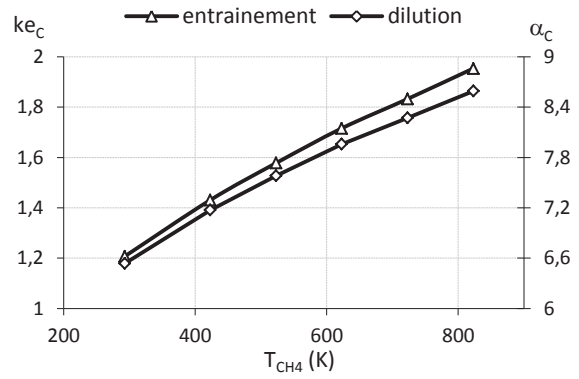


Fig. 119 : Paramètres au point de fusion des jets en fonction de la température d'entrée du méthane

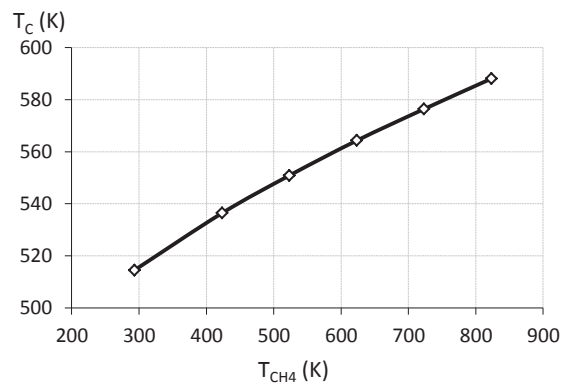


Fig. 120 : Température du mélange au point de fusion des jets en fonction de la température d'entrée du méthane

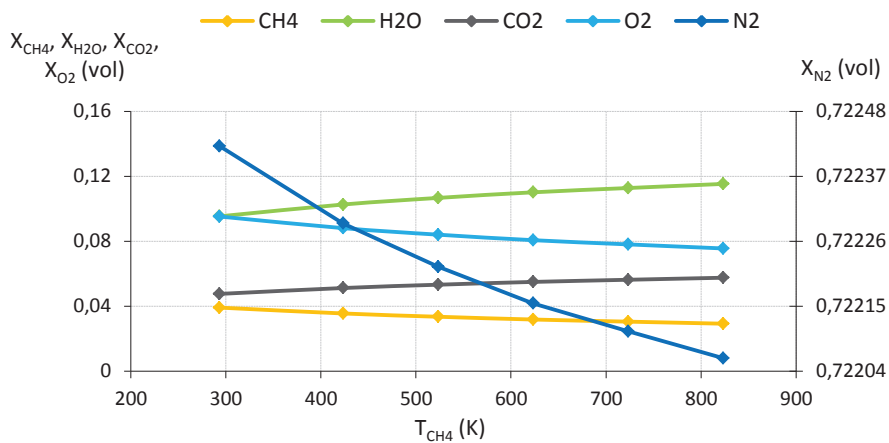


Fig. 121 : Composition du mélange au point de fusion des jets en fonction de la température d'entrée du méthane



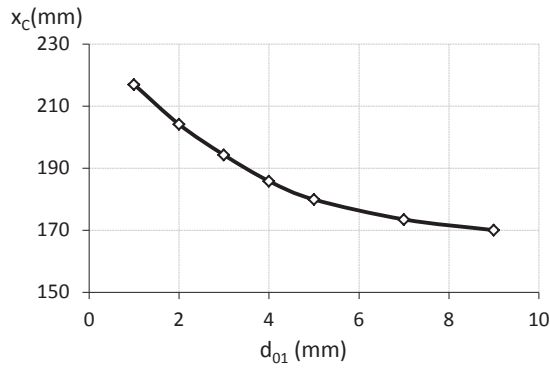


Fig. 122 : Variation de l'abscisse du point de fusion des jets en fonction du diamètre du jet latéral

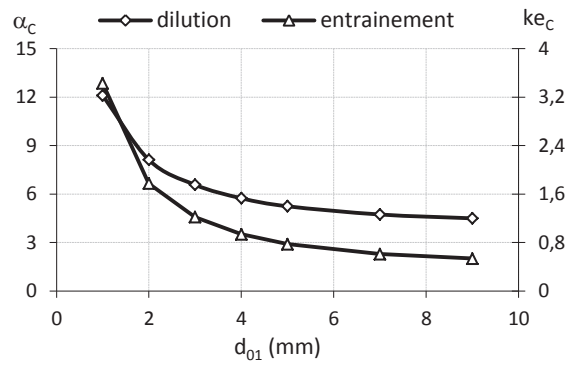


Fig. 123 : Paramètres au point de fusion des jets en fonction du diamètre du jet latéral

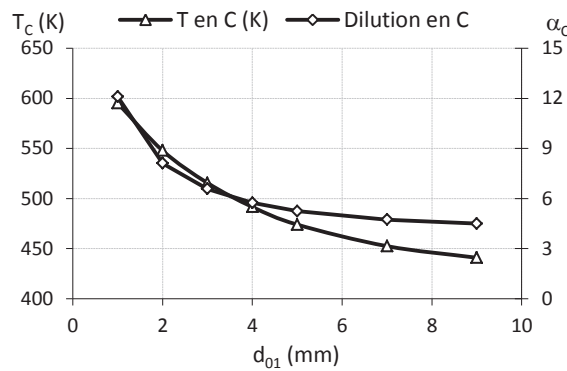


Fig. 124 : Variation de la température et de la dilution du mélange au point de fusion des jets en fonction du diamètre du jet latéral

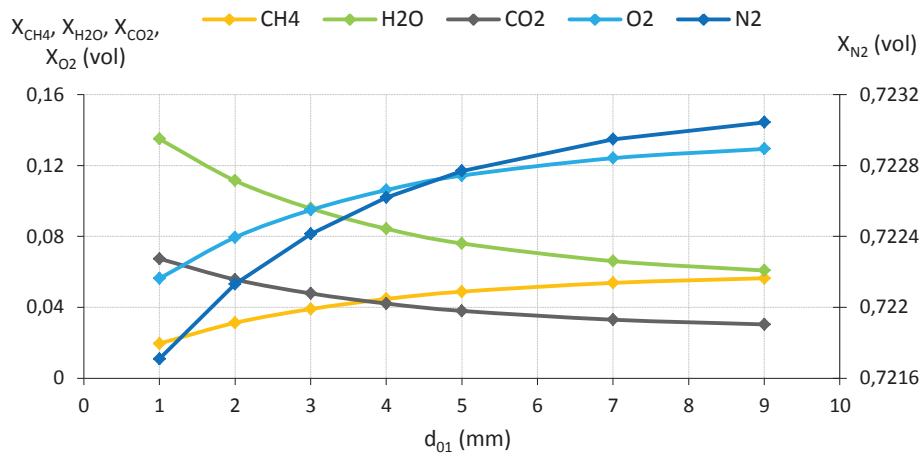


Fig. 125 : Variation de la composition du mélange au point de fusion des jets en fonction du diamètre du jet latéral

### **3.4. Effet du diamètre du jet central**

Les Fig. 126 à Fig. 129 montrent l'influence de la variation du diamètre du jet central sur le lieu du point de fusion des jets ( $x_C$ ), ainsi que les taux d'entraînement ( $ke_C$ ,  $ke_{1C}$ ,  $ke_{2C}$ ), la dilution ( $\alpha_C$ ), les fractions molaires ( $X$ ) et les températures ( $T_C$ ) en ce point.

En augmentant le diamètre du jet central, deux effets opposés ont lieu. Le premier effet est géométrique : plus le diamètre du jet central augmente, plus son bord se rapproche de la trajectoire moyenne du jet latéral, favorisant la rencontre des jets. Le deuxième effet est aérodynamique : plus le diamètre du jet central augmente, plus son impulsion diminue, et moins son interaction avec le jet latéral est forte, éloignant ainsi la rencontre des jets. Le maximum observé entre 20 et 25 mm marque la dominance de l'effet aérodynamique pour des diamètres plus petits, et la dominance de l'effet géométrique pour des diamètres plus élevés.

Ceci a des conséquences directes sur le taux d'entraînement des jets latéraux  $ke_{1C}$  (plus le point de fusion est proche, moins la masse entraînée est grande), mais pas sur le taux d'entraînement du jet central  $ke_{2C}$  et donc l'entraînement total  $ke_C$  au point de fusion, qui ne font que diminuer en augmentant le diamètre, comme le montre la Fig. 127. Ceci explique la diminution des fractions molaires de  $CO_2$  et de  $H_2O$  ainsi que la diminution de la température avec l'augmentation du diamètre du jet central (Fig. 128, Fig. 129).

### **3.5. Effet de la distance entre l'injecteur d'air et un injecteur de méthane**

La Fig. 130 montre l'évolution du bord du jet central et celles des trajectoires moyennes des jets latéraux pour différentes distances  $d_{12}$  entre les jets. Ces trajectoires moyennes semblent être homomorphes en augmentant la distance séparant les jets. De même, la Fig. 131 montre l'évolution du taux d'entraînement du jet latéral en fonction de  $x$ , pour les différentes distances ; ces trajectoires sont complètement confondues. Les points où les couleurs changent, marquent l'abscisse du point de fusion, où le calcul sur le jet latéral est arrêté. Les Fig. 132 à Fig. 136 montrent respectivement l'influence de la variation de la distance entre les jets sur le lieu du point de fusion des jets, ainsi que les taux d'entraînement et de dilution, les fractions molaires et la température en ce point.

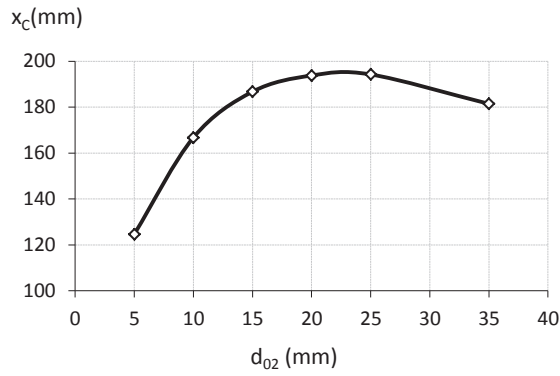


Fig. 126 : Variation de l'abscisse du point de fusion des jets en fonction du diamètre du jet central

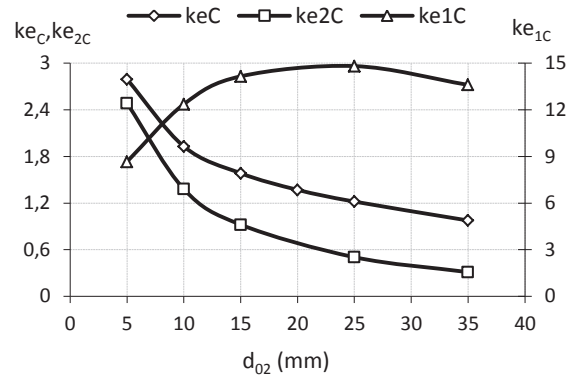


Fig. 127 : Variation du taux d'entraînement au point de fusion des jets en fonction du diamètre du jet central

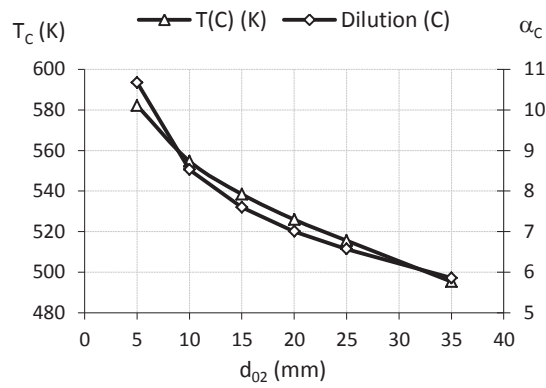


Fig. 128 : Variation de la température et de la dilution du mélange au point de fusion des jets en fonction du diamètre du jet central

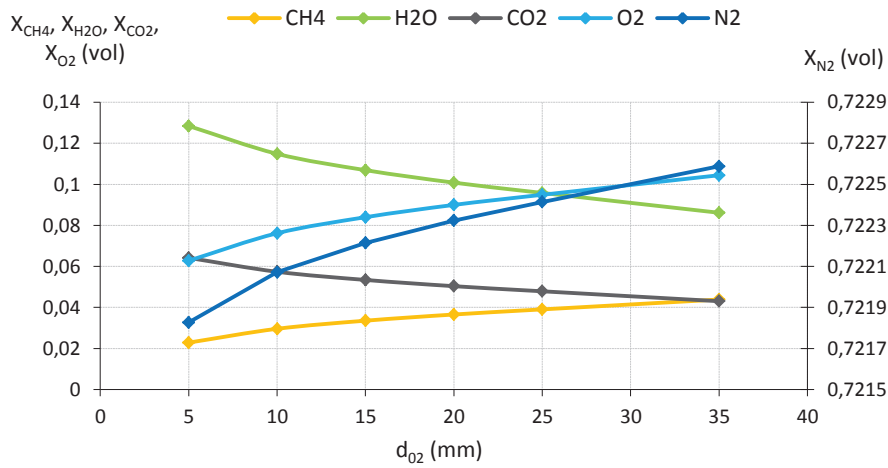


Fig. 129 : Composition du mélange au point de fusion des jets en fonction du diamètre du jet central

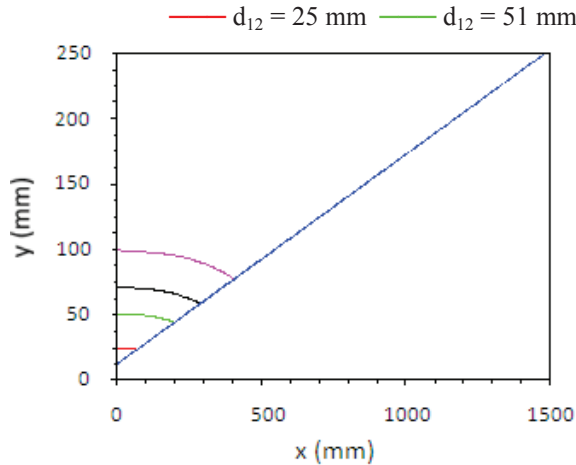


Fig. 130 : Bord du jet central (bleu), et trajectoires moyennes des jets latéraux

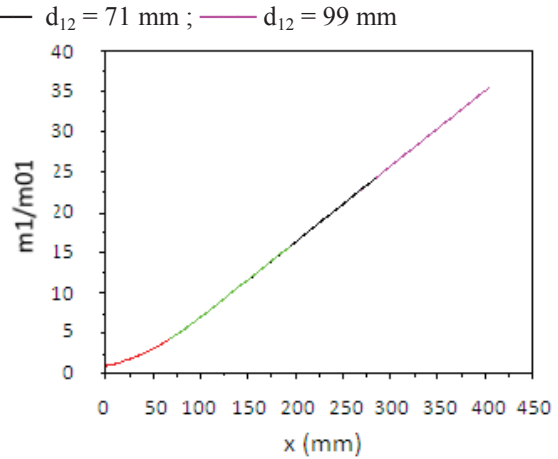


Fig. 131 : Evolution du taux d'entraînement du jet latéral en fonction de x

En éloignant les jets latéraux du jet central, le point de fusion s'éloigne linéairement, comme le montrent les Fig. 130 et Fig. 132. D'après la Fig. 131, l'entraînement des jets latéraux est le même en variant  $d_{12}$ , et son évolution linéaire au point de fusion en fonction de  $d_{12}$  (Fig. 133) n'est qu'une conséquence de la variation linéaire de l'abscisse de ce point. Par conséquent, la dilution croît aussi linéairement, et la température augmente. Donc, la variation de  $d_{12}$  n'induit que des effets linéaires sur les taux d'entraînement et de dilution. Ainsi, dans des conditions réactives, on peut prévoir une diminution des émissions de NOx.

Dans leurs travaux, Cain & al. ont étudié l'effet de la variation de la distance entre les injecteurs de réactifs sur les émissions de NOx, sur un brûleur récupératif formé d'un injecteur d'air et de quatre injecteurs de combustible incliné de  $18^\circ$  (Cain, 2000). Dans cette configuration, ils ont défini un paramètre adimensionnel I, tel que :

$$I = X / \left( \frac{D + d}{2} \right)$$

Où X désigne la distance entre les centres des injecteurs d'air et de combustible, et D et d désignent les diamètres respectifs du jet d'air central et des jets périphériques de combustible.

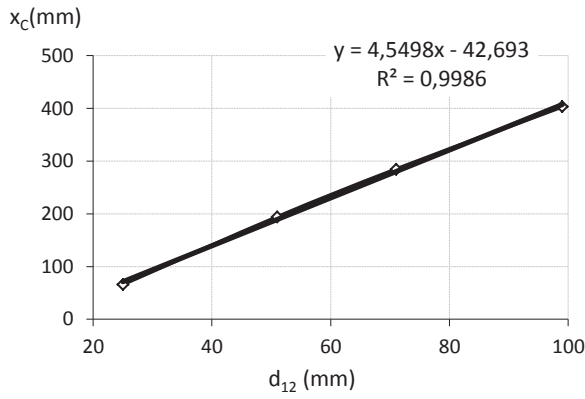


Fig. 132 : Abscisse du point de fusion des jets en fonction de la distance entre le jet central et un jet latéral

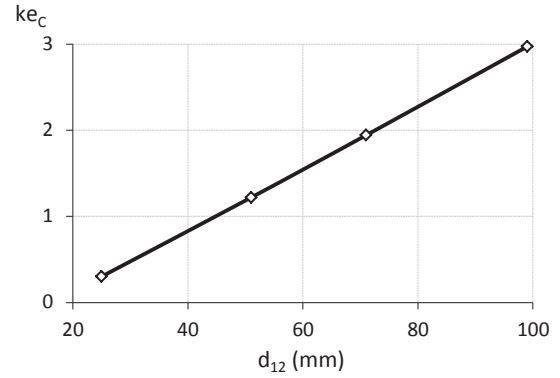


Fig. 133 : Taux d'entrainement au point de fusion des jets en fonction de la distance entre jet central et jet latéral

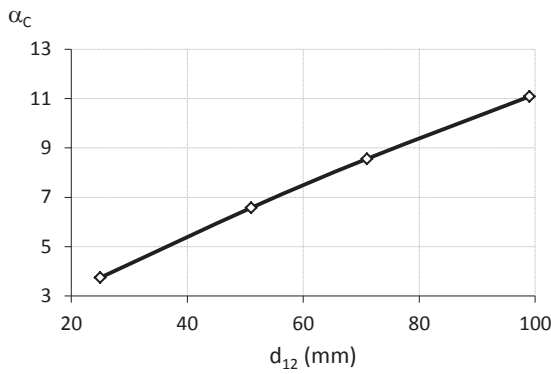


Fig. 134 : Taux de dilution au point de fusion des jets en fonction de la distance entre jet central et jet latéral

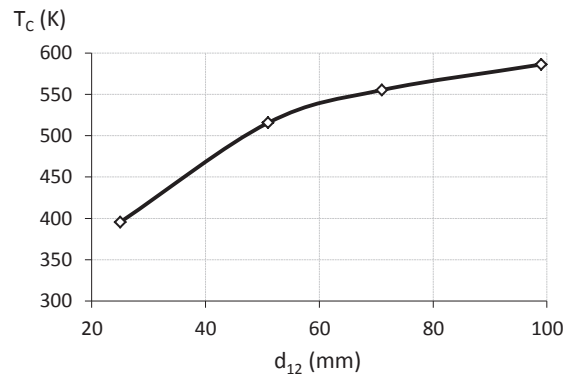


Fig. 135 : Température au point de fusion des jets en fonction de la distance entre jet central et jet latéral

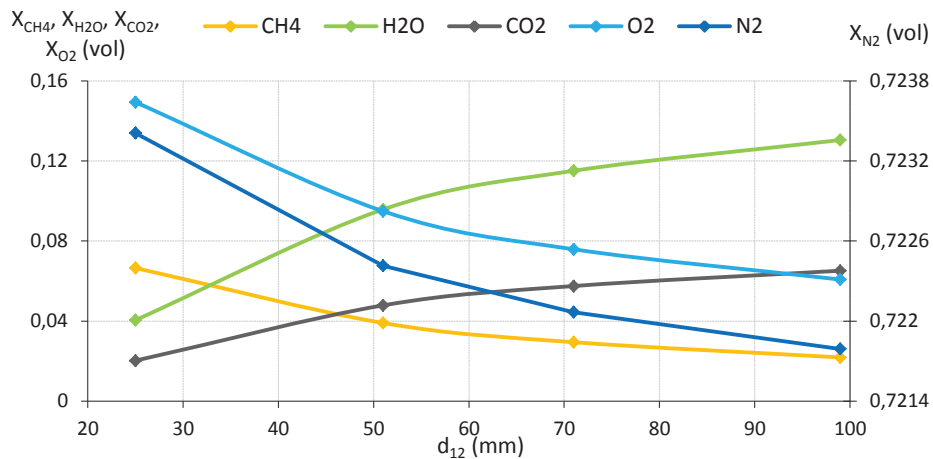


Fig. 136 : Composition du mélange au point de fusion des jets en fonction de la distance entre le jet central et un jet latéral

Comme estimé avec le modèle analytique, en augmentant la distance entre les injecteurs (l augmente), les émissions de NOx diminuent, comme le montre la Fig. 137.

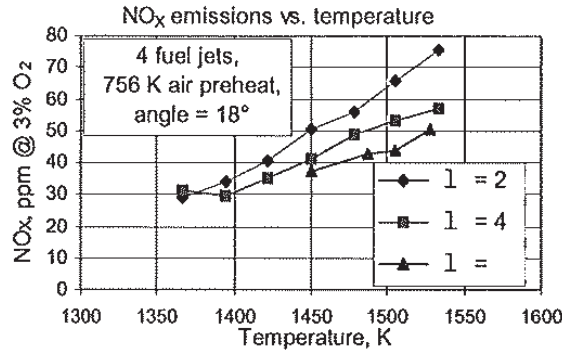


Fig. 137 : Evolutions des émissions de NOx en fonction de la température du four pour différentes distances entre les injecteurs de combustible et l'injecteur d'air (Cain, 2000)

### 3.6. Effet du nombre d'injecteurs de méthane

La configuration actuelle de brûleur (un jet central de comburant et deux jets latéraux de combustible) est représentative de la géométrie des brûleurs commerciaux NFK. Il existe aussi d'autres configurations de brûleur de combustion sans flamme avec plus de deux injections situées autour d'un jet central. C'est notamment le cas des brûleurs WS, constitués d'une injection centrale de combustible, entourée de plusieurs injections de comburant équidistantes et réparties suivant un diamètre. Le but étant toujours d'entraîner une grande quantité de gaz brûlés dans chaque jet avant leur rencontre, il faut s'assurer que les jets latéraux n'interagissent pas entre eux avant de rencontrer le jet central. Ce qui aurait alors pour conséquence de former un écoulement quasi annulaire empêchant la dilution du jet central par les gaz brûlés.

Sans tenir compte des impulsions de jets et de leur interaction, on cherche à déterminer le nombre maximal d'injecteurs latéraux en ne considérant que des jets libres turbulents d'angle d'ouverture identique.

Pour cela, on considère deux jets de diamètres respectifs  $d_{01}$  et  $d_{02}$ , distants de  $d_{12}$ , d'origines fictives respectives  $x_{01}$  et  $x_{02}$ , qui se rencontrent à une distance  $x_R$  de la sortie d'injecteurs, comme le montre le schéma de la Fig. 138.

$$\tan \alpha = \frac{\frac{d_{01}}{2}}{x_{01}} = \frac{\frac{d_{02}}{2}}{x_{02}} = \frac{\frac{d_{12} - \frac{d_{01} + d_{02}}{2}}{2}}{x_R} \quad (60)$$

$$\text{Donc : } x_R = \frac{1}{2 \tan \alpha} \left( d_{12} - \frac{d_{01} + d_{02}}{2} \right) \quad (61)$$

Si on considère maintenant la configuration d'un brûleur à combustion sans flamme, le jet central doit rencontrer le jet latéral avant que les jets latéraux ne se rencontrent entre eux. C'est-à-dire, la distance à la sortie des injecteurs du point de rencontre de deux jets latéraux  $x_{R11}$  doit être supérieure

à la distance à la sortie des injecteurs du point de rencontre d'un jet latéral et du jet central  $x_{R12}$ . Ceci se traduit par :

$$x_{R11} > x_{R12}$$

$$\text{Soit, après simplification : } 2 \left( \frac{d_{11}}{d_{12}} - 1 \right) > \frac{d_{01} - d_{02}}{d_{12}} \quad (62)$$

Où  $d_{11}$  est la distance entre les centres de deux jets latéraux. En supposant le triangle formé par le jet central et deux jets latéraux adjacents, et en désignant par  $\theta$  l'angle au sommet formé par le jet central, on a :

$$\sin \frac{\theta}{2} = \frac{d_{11}}{2d_{12}} \quad (63)$$

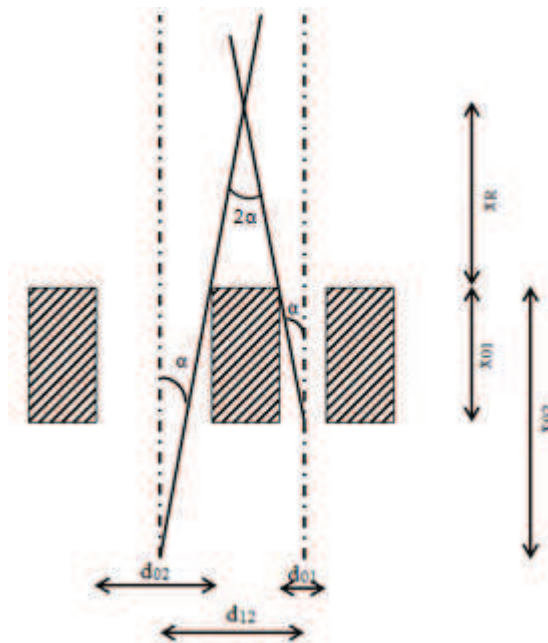


Fig. 138 : Schéma de la rencontre de deux jets

Ceci mène à la condition suivante :

$$2 \left( 2 \sin \frac{\theta}{2} - 1 \right) > \frac{d_{01} - d_{02}}{d_{12}} \quad (64)$$

Donc, si  $d_{01} < d_{02}$ , cette équation est vérifiée pour  $nb \leq 6$ , quelles que soit les valeurs de  $d_{01}$ ,  $d_{02}$  et  $d_{12}$ . Pour  $nb > 6$ , il faut choisir un  $d_{12}$  pour vérifier cette équation. Ce qui impose une valeur limite maximale sur  $d_{12}$ . C'est pourquoi, pour les brûleurs commerciaux industriels de cette configuration, le nombre d'injecteurs latéraux est toujours inférieur ou égal à 6.

Le nombre d'injecteurs latéraux a été varié pour isoler son effet sur les propriétés au point de fusion. La Fig. 139 montre la conservation du taux d'entraînement total des jets latéraux, lorsque leur

nombre varie de 1 à 6. Les Fig. 140 à Fig. 144 montrent l'influence du nombre d'injecteurs sur l'abscisse, l'entraînement, la dilution, la composition et la température au point de fusion.

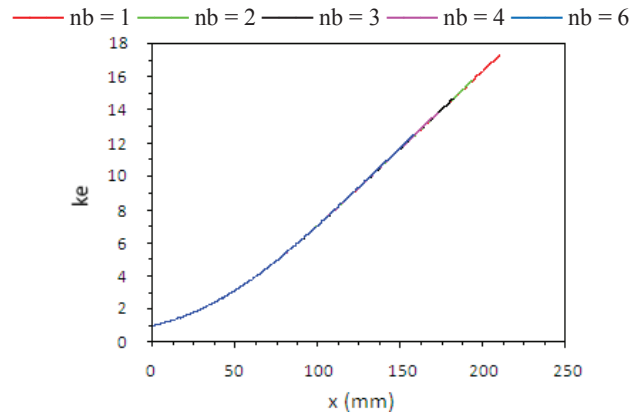


Fig. 139 : Variation du taux d'entraînement des jets latéraux en fonction de  $x$ , jusqu'au point de fusion, pour différents  $nb$

Comme l'impulsion de chaque jet latéral diminue en augmentant leur nombre, leur point de fusion avec le jet central se rapproche beaucoup du brûleur (Fig. 140). C'est donc le rapprochement du point de fusion qui a pour effet direct de diminuer l'entraînement et la dilution, et dans une moindre mesure la température au point de fusion. En revanche, une meilleure homogénéité est attendue en augmentant le nombre d'injecteurs.

Cain & al. ont observé une diminution des émissions de  $\text{NO}_x$  en augmentant le nombre d'injecteurs de combustible de 1 à 3, sur un brûleur bas- $\text{NO}_x$  (LNI pour 'Low  $\text{NO}_x$  Injection') HiRam à oxycombustion de 1,8 MW (Cain, 2000). Compte tenu des résultats du modèle analytique, l'effet de la diminution des taux de dilution est donc minoritaire comparé à l'effet de la diminution de la température de mélange au point de fusion des jets.



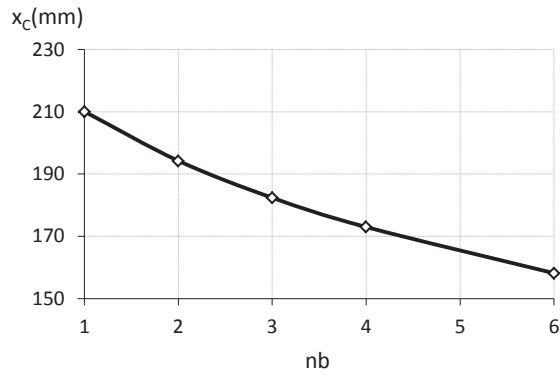


Fig. 140 : Abscisse du point de fusion des jets en fonction du nombre de jets latéraux

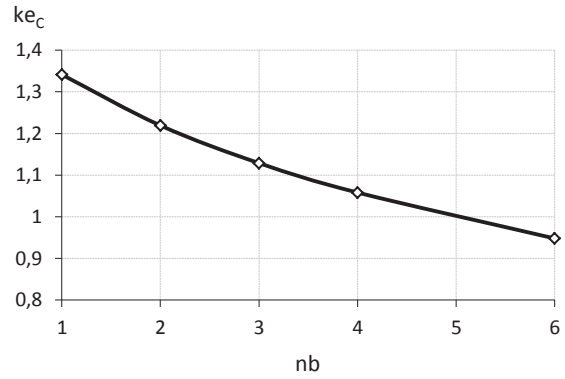


Fig. 141 : Taux d'entraînement au point de fusion des jets en fonction du nombre de jets latéraux

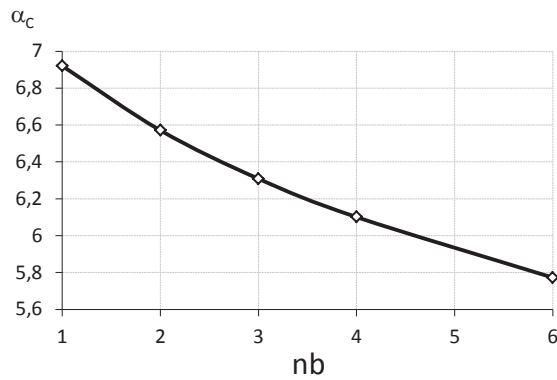


Fig. 142 : Taux de dilution au point de fusion des jets en fonction du nombre de jets latéraux

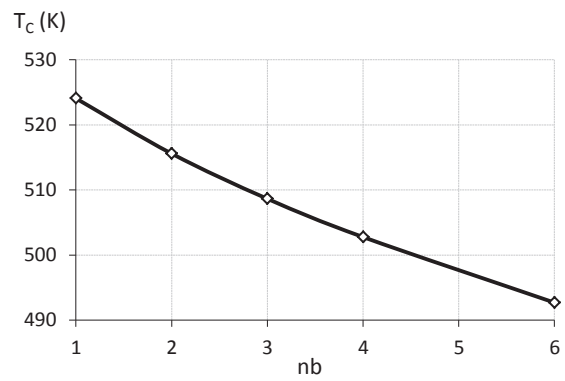


Fig. 143 : Température du mélange au point de fusion des jets en fonction du nombre d'injecteurs latéraux

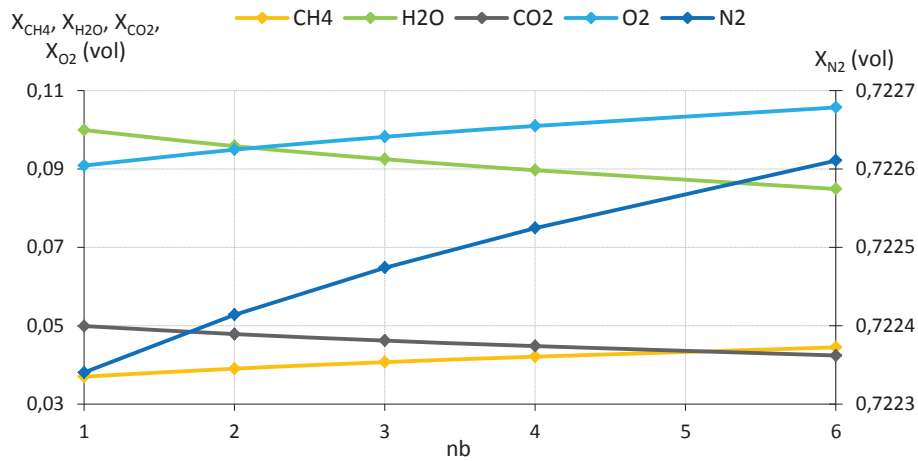


Fig. 144 : Composition du mélange au point de fusion des jets en fonction du nombre de jets latéraux

### 3.7. Effet de la répartition des réactifs

Dans cette partie, la configuration de base du brûleur est la même que précédemment, mais avec une nouvelle répartition du combustible et du comburant :

- Jet central de méthane de 3 mm de diamètre
- Des jets latéraux d'air de 25 mm de diamètre

La distance entre le centre du jet central et le centre d'un jet latéral est de 51 mm. Les deux fluides sont introduits à pression et température ambiantes, 20 kW et 10% excès d'air. Pour respecter un rapport d'impulsion inférieur à 0,1, et des vitesses inférieures à 100 m/s, le domaine de variabilité des diamètres et du nombre des jets latéraux, est donné, dans les conditions de fonctionnement citées avant, par les équations suivantes :

$$\frac{d_{02}}{d_{01}nb} \leq 0,022 \quad (65)$$

$$nb \cdot d_{01}^2 \geq 82,12 \quad (66)$$

$$d_{02} \geq 2,791\text{mm} \quad (67)$$

Avec un diamètre du jet latéral  $d_{01} = 25$  mm, et celui du jet central  $d_{02} = 3$  mm, le nombre de jets doit être supérieur ou égal à 6, pour conserver l'hypothèse d'un jet central fort et des jets latéraux faibles déviés par le jet central. Néanmoins, pour vérifier l'équation (64), nb doit être inférieur ou égal à 4. Malgré ceci, le cas avec  $nb = 6$  similaire au brûleur type WS a été testé avec le modèle analytique. Quelques propriétés sont résumées dans le Tab. 19, tout en comparant à la configuration inverse (type NFK), air au centre et méthane autour.

	$x_C$ (mm)	%CH <sub>4</sub>	%H <sub>2</sub> O	%CO <sub>2</sub>	%N <sub>2</sub>	%O <sub>2</sub>	T <sub>C</sub> (K)	ke <sub>C</sub>
<b>Type WS</b>	235,3	3,4	10,6	5,3	72,2	8,5	536	1,54
<b>Type NFK</b>	158,2	4,4	8,5	4,2	72,3	10,6	492	0,95

Tab. 19 : Comparaison des propriétés au point de fusion pour les deux différentes configurations de brûleur

Les jets fusionnent plus loin dans le brûleur WS que dans le brûleur NFK, avec plus de dilution par les gaz brûlés, et donc une température plus grande. En plus, la dilution et la température au point de fusion pour le cas d'un jet central d'air de 25 mm de diamètre, et de deux jets latéraux de méthane de 3 mm de diamètre, sont supérieures au cas de brûleur type NFK, mais inférieures au cas de brûleur type WS ; ceci est éventuellement lié à la variation de l'abscisse du point de fusion C. De plus, dans cette configuration, les jets d'air périphériques risquent de se rencontrer mutuellement avant le jet central de méthane. Il faut alors diminuer le diamètre des jets d'air, et par conséquent le diamètre du jet de méthane.

Si maintenant le nombre de jets latéraux est fixé à 2, et le diamètre du jet central à 3 mm, le diamètre du jet latéral devra excéder 68 mm pour conserver un rapport d'impulsion inférieur à 0,1. Deux cas ont été testés et comparés dans le Tab. 20.

<b><math>d_{01}</math> (mm)</b>	70	80
<b><math>x_C</math> (mm)</b>	250,8	246,7
<b>% mol CH<sub>4</sub> en <math>x_C</math></b>	3,9	4,0
<b>% mol H<sub>2</sub>O en <math>x_C</math></b>	9,5	9,3
<b>% mol CO<sub>2</sub> en <math>x_C</math></b>	4,7	4,6
<b>% mol N<sub>2</sub> en <math>x_C</math></b>	72,2	72,2
<b>% mol O<sub>2</sub> en <math>x_C</math></b>	9,6	9,7
<b><math>T_C</math> (K)</b>	514,1	510,3
<b><math>ke_C</math></b>	1,20	1,15

Tab. 20 : Propriétés au point de fusion C

Globalement, pour le cas de  $d_{01} = 70$  mm, l'abscisse, la dilution et la température au point de fusion, sont légèrement supérieures par rapport à  $d_{01} = 80$  mm. Mais, ces deux dernières sont quasiment égales par rapport à la configuration de jet central d'air de 25 mm, et deux jets latéraux de méthane de 3 mm, avec un point de fusion décalé de 50 mm environ vers l'aval.

Finalement, avec deux jets latéraux de diamètre 25 mm, il est impossible de vérifier un rapport d'impulsion inférieur à 0,1, et des vitesses d'entrée inférieures à 100 m/s.

### 3.8. Effets couplés des paramètres

Dans le but de comparer les effets entre paramètres, une étude a été également établie en faisant varier deux paramètres simultanément. En partant de la géométrie de référence, c'est-à-dire un jet central de 25 mm de diamètre et deux jets latéraux de 3 mm de diamètre séparés de 102 mm, et en assurant un rapport d'impulsion inférieur ou égal à 0,1, et des vitesses d'entrée inférieures ou égal à 100 m/s, les cas présentés dans le Tab. 21 ont été simulés.

<b>Test</b>	<b>Paramètre fixe</b>	<b>Paramètre variable P1</b>	<b>Paramètre variable P2</b>
<b>T1</b>	nb = 2	$2 \leq d_{01} \leq 11$ mm	$10 \leq d_{02} \leq 40$ mm
<b>T2</b>	$d_{01} = 3$ mm	$1 \leq nb \leq 6$	$10 \leq d_{02} \leq 60$ mm
<b>T3</b>	$d_{02} = 25$ mm	$2 \leq d_{01} \leq 12$ mm	$1 \leq nb \leq 6$

Tab. 21 : Les différents tests simulés pour l'étude des effets couplés des paramètres

Les Fig. 145 à Fig. 147 montrent les variations de la position  $x_C$ , du taux d'entraînement  $ke_C$  et de la température du mélange au point de fusion des jets. La variation de  $d_{01}$  affecte davantage  $x_C$  que  $d_{02}$ , mais ils ont des effets conjugués sur  $ke_C$  ainsi que sur la température. Les meilleures dilutions et températures sont obtenues pour les plus petits diamètres,  $d_{01} = 3$  mm et  $d_{02} = 15$  mm, mais la variation de  $d_{01}$  a plus d'effet que  $d_{02}$ . D'autre part, le nombre de jets nb et  $d_{02}$  ont des effets conjugués sur ces propriétés pour  $d_{02} < 15$  mm, mais pour  $d_{02} > 15$  mm, l'augmentation de nb aura des effets principalement sur l'homogénéité du mélange. Finalement, en variant nb et  $d_{01}$  simultanément, on retrouve bien le fait que  $d_{01}$  a plus d'effets que nb sur les caractéristiques en C.

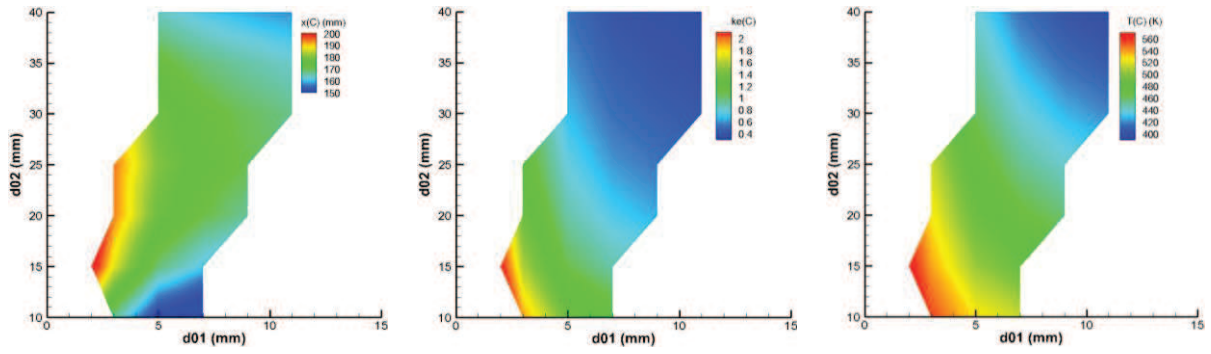


Fig. 145 : Variation des propriétés en C, en fonction de  $d_{01}$  et de  $d_{02}$ , pour  $nb = 2$  (T1)

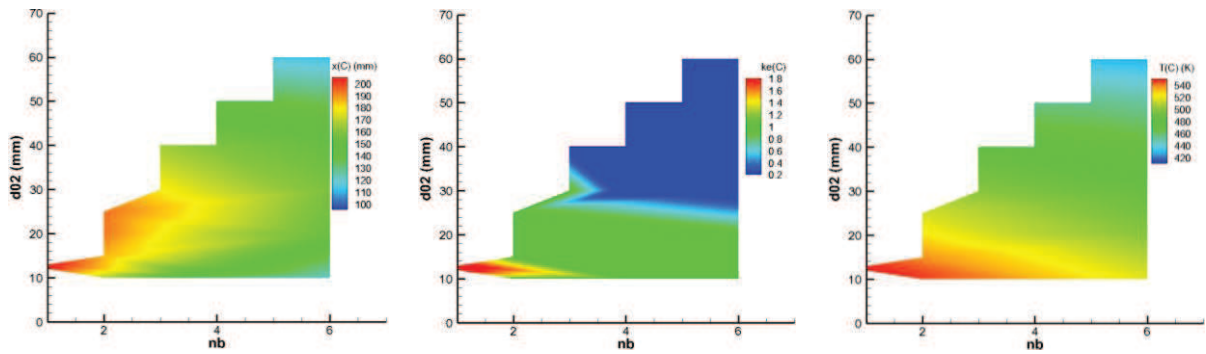


Fig. 146 : Variation des propriétés en C, en fonction de  $nb$  et de  $d_{02}$ , pour  $d_{01} = 3$  mm (T2)

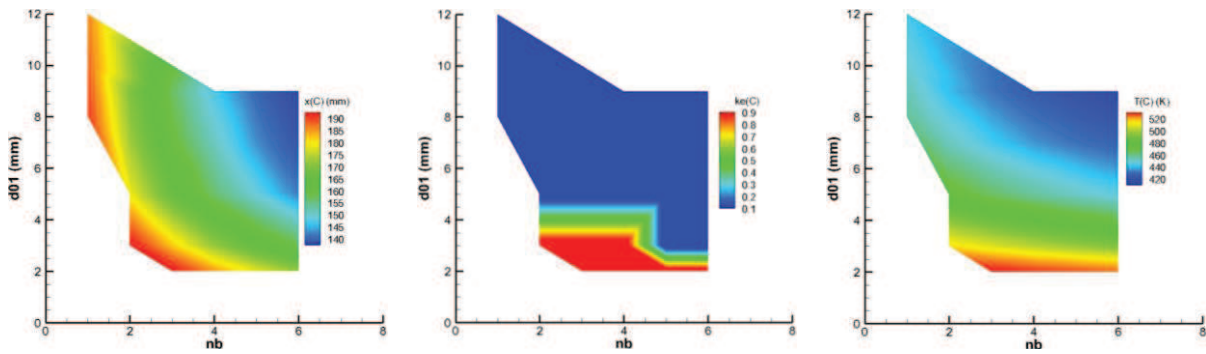


Fig. 147 : Variation des propriétés en C, en fonction de  $nb$  et de  $d_{01}$ , pour  $d_{02} = 25$  mm (T3)

## V. 4. Pré-dimensionnement d'une configuration de brûleur à combustion sans flamme dans un environnement à basse température

### 4.1. Limites de stabilité de la combustion sans flamme dans une enceinte à parois froides

Dans une enceinte à parois chaudes, la combustion sans flamme est stabilisée lorsqu'une quantité suffisante de gaz brûlés chauds recirculent dans la chambre de combustion pour diluer et chauffer les réactifs avant leur rencontre et leur réaction. Par conséquent, les températures sont plus homogènes et diminuent, ainsi que les émissions polluantes (particulièrement les NOx). Les brûleurs à combustion sans flamme pour les fours à hautes températures, sont alors caractérisés par des jets de réactifs de fortes impulsions, qui sont séparés pour pouvoir entraîner suffisamment les gaz brûlés chauds qui recirculent, avant de réagir.

A basses températures de parois, telles que les chaudières, la température des gaz brûlés qui recirculent ( $T_{GB}$ ) est inférieure ou égale à  $400^{\circ}\text{C}$ . Avec le modèle analytique décrit précédemment, cette température a été diminuée de 1698K à 298K afin de mettre en évidence ses effets sur les propriétés physiques du mélange au point de fusion des jets. Les résultats obtenus pour la géométrie de brûleur de référence de  $d_{02} = 25$  mm,  $d_{01} = 3$  mm,  $d_{12} = 51$  mm et  $nb = 2$ , et des conditions de fonctionnement de  $P = 20$  kW,  $\lambda = 1,1$  et  $T_{air} = 25^{\circ}\text{C}$ , sont présentés dans la Fig. 148.

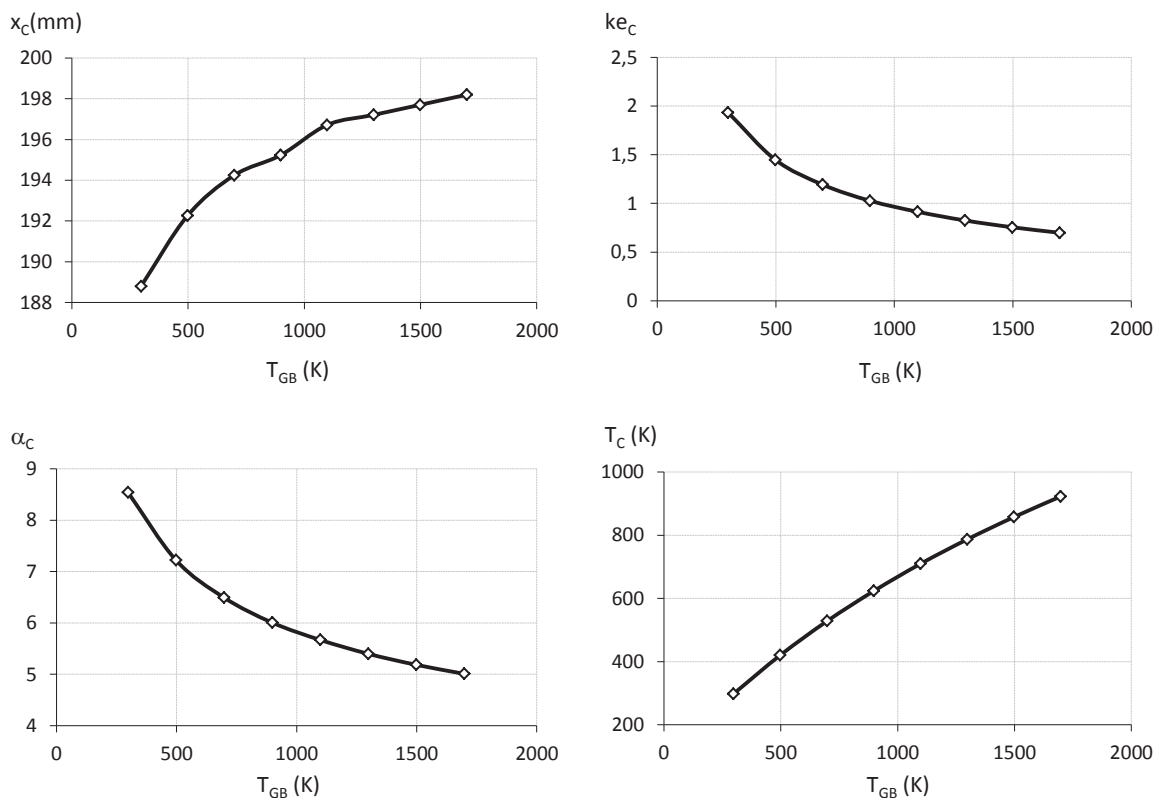


Fig. 148 : Variation des propriétés du mélange au point C de fusion, en fonction de  $T_{GB}$

D'après ces résultats, en diminuant la température des gaz brûlés, les jets se rencontrent à une position plus proche du brûleur ; au point de fusion (C), les taux d'entraînement et de dilution augmentent suite à l'augmentation de la masse volumique des gaz entraînés, accompagnés d'une diminution de la température. Le mélange au point C n'est pas toujours directement inflammable. Ces conditions d'inflammabilité pourront éventuellement être retrouvées plus en aval. Dans ce cas, les zones de réaction risquent d'être trop grandes par rapport aux dimensions du four. Pour assurer la stabilisation du régime de combustion fortement dilué, nous allons chercher alors à retrouver au point C les mêmes conditions que celles calculées à hautes températures des parois. Pour cela, le Tab. 22 compare quelques propriétés physiques du mélange au point C, avec et sans préchauffage de l'air, pour de hautes et faibles températures de gaz brûlés. D'après ce tableau, pour retrouver les propriétés similaires à celles obtenues à hautes températures de parois, il faut diminuer l'entraînement, et augmenter la température au point de fusion des jets.

Etant donné que pour des installations à basses températures des parois, telles que les chaudières, aucun des réactifs n'est a priori préchauffé, la variation des paramètres géométriques tels que  $n_b$ ,  $d_{12}$ ,  $d_{01}$  et  $d_{02}$  permettra de diminuer l'entraînement des jets. D'autre part, afin d'augmenter la température au point de fusion des jets, un apport de chaleur supplémentaire est nécessaire et doit donc être quantifié.

<b>T<sub>GB</sub></b>	<b>T<sub>air</sub></b>	<b>X en C</b>	<b>T en C</b>	<b>ke en C</b>
<b>K</b>	<b>K</b>	<b>mm</b>	<b>K</b>	
298	298	188,8	298	1,93
298	873	162,1	462,9	2,29
673	298	194,2	515,6	1,22
673	873	170,0	717,6	1,43
1273	298	197,2	778,1	0,84
1373	298	197,7	815,0	0,80
1373	873	175,5	1067,1	0,94

Tab. 22 : Comparaison des propriétés en C, avec et sans préchauffage de l'air, à hautes et basses températures des parois

Les Fig. 149 et Fig. 150 montrent la variation de la position de C et du taux d'entraînement en C, en fonction de  $d_{12}$  et de  $n_b$ . D'après l'étude paramétrique établie précédemment, la variation de  $n_b$  n'affecte aérodynamiquement que  $x_C$ . Néanmoins, l'augmentation du nombre de jets latéraux autour du jet central homogénéise davantage le mélange des réactifs. Egalement, les propriétés physiques en C varient quasi linéairement avec la variation de  $d_{12}$ .

Par conséquent, les paramètres qui paraissent capables de mieux affecter le mélange en C, sont  $d_{01}$  et  $d_{02}$ . En variant  $d_{01}$  de 1 à 3 mm, et  $d_{02}$  de 10 à 30 mm, le mélange au point de fusion a été étudié, dans une chambre de 400 mm de diamètre, et avec un brûleur de 18 kW, 10% excès d'air,  $n_b = 2$ ,  $d_{12} = 51$  mm,  $T_{air} = 25^\circ\text{C}$ ,  $T_{GB} = 25^\circ\text{C}$ , dans le but de retrouver les conditions à hautes températures de parois citées dans le Tab. 22. Les résultats obtenus sont présentés dans la Fig. 151. Comme pour les installations types chaudière, les températures des parois peuvent atteindre généralement au maximum  $400^\circ\text{C}$ , les mêmes calculs ont été également répétés, mais avec une température de gaz brûlés de  $400^\circ\text{C}$ , et les résultats obtenus sont présentés dans la Fig. 152.

Pour limiter les taux d'entraînement et de dilution à des valeurs proches de celles de la configuration à hautes températures, il faut garder des dimensions d'injection de  $d_{01} \geq 3$  mm et  $d_{02} \geq 25$  mm. La configuration du brûleur de combustion sans flamme type NFK, tel que celui existant sur l'installation pilote à hautes températures de parois du CORIA, semble être donc aussi adéquate pour des environnements à basse température. Néanmoins, un apport de chaleur est nécessaire au point de rencontre des jets de réactifs. Il reste donc à déterminer quelle quantité et comment ramener cette chaleur pour augmenter la température au point de fusion des jets.

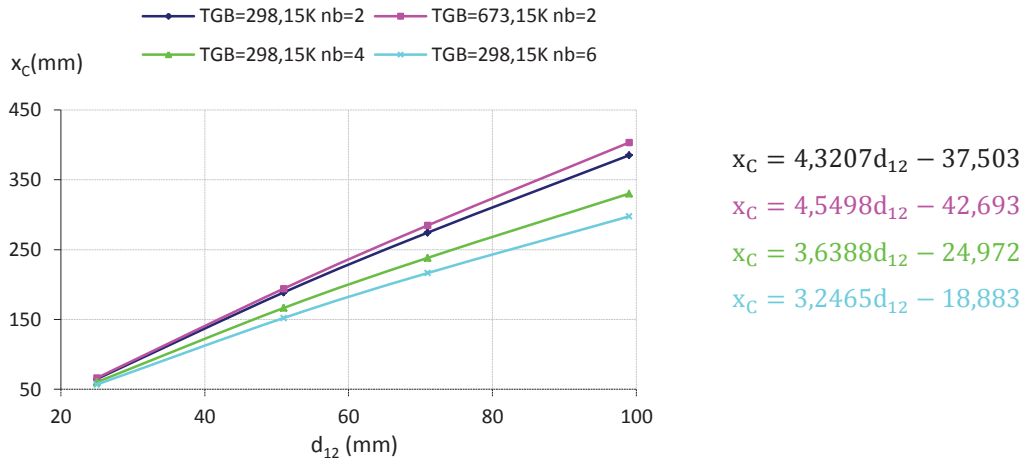


Fig. 149 : Variation du point de fusion, en fonction de  $d_{12}$  et de nb

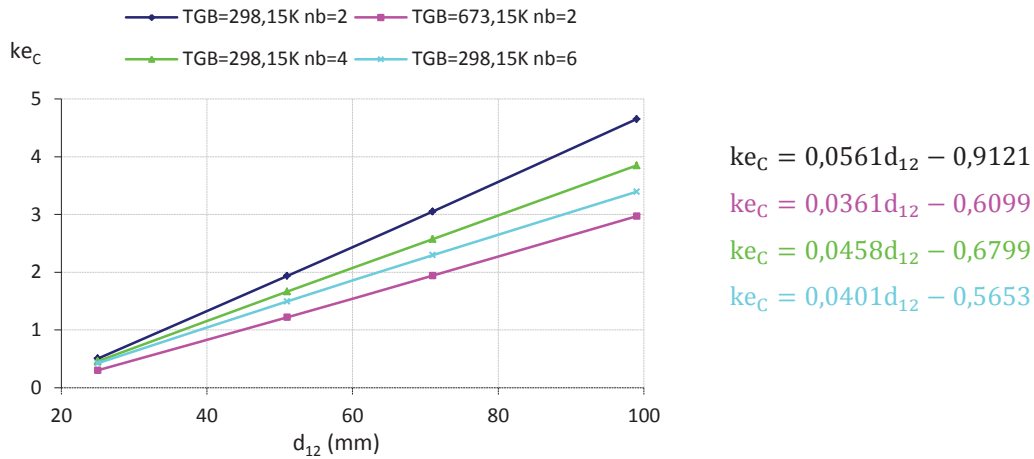


Fig. 150 : Variation du taux d'entraînement en C, en fonction de  $d_{12}$  et de nb

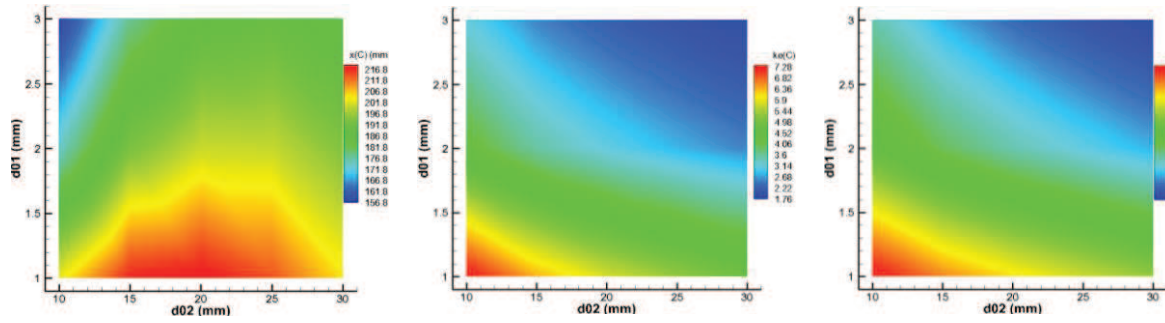


Fig. 151 : Evolution des propriétés au point de fusion des jets (hauteur, taux d'entraînement, et taux de dilution), en fonction de  $d_{01}$  et de  $d_{02}$  ( $T_{GB} = 25^{\circ}\text{C}$ )

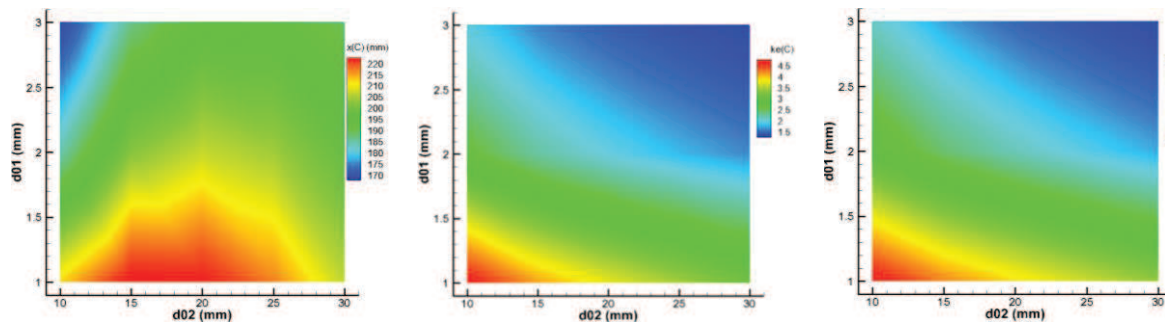


Fig. 152 : Evolution des propriétés au point de fusion des jets (hauteur, taux d'entraînement, et taux de dilution), en fonction de  $d_{01}$  et de  $d_{02}$  ( $T_{GB} = 400^{\circ}\text{C}$ )

#### **4.2. Estimation de la quantité d'énergie nécessaire à la stabilisation de la combustion sans flamme à basses températures de parois et configurations de brûleurs**

A partir des propriétés thermodynamiques obtenues au point de fusion C des jets avec le modèle analytique, présentées dans le Tab. 22, pour les cas avec et sans préchauffage de l'air, à hautes et à basses températures des gaz brûlés, la puissance à cette hauteur a été estimée par la relation :

$$P(C) = T(C) \cdot \sum \dot{m}_i C_{p_i} \quad (68)$$

Le Tab. 23 résume les différentes valeurs obtenues. Sachant que pour une chaudière, l'air n'est généralement pas préchauffé, la puissance totale qui manquerait varie donc entre 3,67 kW (14,07 - 10,40) pour  $T_{GB} = 400^{\circ}\text{C}$  et  $T_{air} = 25^{\circ}\text{C}$ , et 6,40 kW (14,07 - 7,67) pour  $T_{GB} = 25^{\circ}\text{C}$  et  $T_{air} = 25^{\circ}\text{C}$ . Cette quantité d'énergie est à ramener au point de mélange des réactifs pour augmenter sa température et diminuer son délai d'auto-inflammation.

Différents moyens peuvent être envisagés pour cet apport de chaleur, telles que des flammes pilotes, des résistances électriques, un plasma... Ce concept, utilisant les résultats du pré-dimensionnement présent, établi sur la base du modèle analytique du mélange des jets, a fait l'objet d'un dépôt de brevet commun GDF SUEZ – CORIA (Quinqueneau, 2013). Pour les travaux expérimentaux réalisés au cours de cette thèse sur l'installation à basses températures du CORIA, un apport de chaleur a été imaginé sous la forme de deux flammes pilotes placées entre le jet de comburant et chacun des deux jets de combustible. Afin d'éviter que les gaz de ces flammes pilotes



soient dilués et refroidis par les gaz brûlés entraînés, il est même possible d'envisager de pouvoir les déplacer et les rapprocher du point de fusion des jets, sans toutefois trop perturber l'aérodynamique des jets de réactifs. Egalement, il est possible d'envisager de les placer plus proches des jets de combustible pour favoriser la dissociation du méthane et ainsi la re-combustion du NO formé par la flamme pilote.

Ayant montré que la configuration du brûleur à hautes températures ( $d_{02} = 25$  mm,  $d_{01} = 3$  mm,  $nb = 2$ ,  $d_{12} = 51$  mm) est un bon compromis également pour les basses températures, et en envisageant l'apport de chaleur supplémentaire entre les jets de réactifs, au point de leur fusion, une configuration du type de celle présentée au chapitre II a été utilisée pour les essais réalisés au cours de cette thèse.

P	$\lambda$	$T_{GB}$	$T_{air}$	X en C	T en C	Dilution en C	Ke en C	P en C
kW		K	K	Mm	K			kW
20	1,1	1273	298	197,21	778,1	5,44	0,84	14,07
20	1,1	1373	298	197,70	815,20	5,32	0,80	14,59
20	1,1	1373	873	175,46	1067,1	5,74	0,94	21,75
20	1,1	673	298	194,24	515,6	6,58	1,22	10,40
20	1,1	673	873	170,02	717,6	7,18	1,43	16,88
20	1,1	298	298	188,81	298	8,54	1,93	7,67
20	1,1	298	873	162,12	462,9	9,44	2,29	13,77

Tab. 23 : Comparaison des puissances en C, avec et sans préchauffage de l'air, à haute et basse températures des parois

## V. 5. Conclusions

Pour une configuration de base de brûleur formée d'un jet central d'air de forte impulsion et d'un ou plusieurs jets latéraux de combustible de faible impulsion, **une étude analytique monodimensionnelle a été établie en se basant sur les lois des jets libres et confinés. Elle permet de caractériser chacun des jets jusqu'à leur mélange, peut être utilisée comme moyen de pré-dimensionnement de brûleur à combustion sans flamme.**

Après validation de ce modèle, **l'influence de la variation de chacun des paramètres du brûleur (températures des réactifs, diamètres des jets, distance entre les jets, nombre de jets latéraux) sur les caractéristiques du point de fusion des jets a été étudiée.** Les variations des températures d'entrée et des diamètres ont des conséquences directes sur l'entraînement, la dilution ainsi que la température. Par contre, la variation de la distance entre les jets central et latéral, ainsi que le nombre des jets latéraux, n'affectent que le lieu de rencontre des jets ; les variations d'entraînement et de températures ne sont alors que des conséquences directes à l'abscisse de ce point : plus il est proche, moins les jets ont pu entraîner et se chauffer, plus il est loin, plus ils ont pu se diluer.

L'étude paramétrique couplée a montré que des plus fortes dilutions et températures sont obtenues pour un petit diamètre et un faible nombre d'injecteurs latéraux, même si cela peut induire une moins bonne homogénéité. Un diamètre intermédiaire du jet central permet d'éloigner le point de fusion pour que le jet latéral soit plus dilué.

L'étude de l'effet de variation de la température des gaz ambiants, et la comparaison des caractéristiques du mélange des jets de réactifs à basses températures et à hautes températures, a montré que **le brûleur régénératif type NFK peut être adéquat à des environnements à basse température. Mais, un apport de chaleur est nécessaire au point de mélange des réactifs.** Cet apport de chaleur a pu être quantifié par le modèle des jets présenté dans ce chapitre, et a servi de base de prédimensionnement de plusieurs configurations de brûleurs à combustion sans flamme avec apport de chaleur extérieur. Ce concept nous a permis de **concevoir un brûleur pouvant permettre de stabiliser un régime de combustion sans flamme dans un environnement à basse température**, et dont l'étude expérimentale est présentée dans le chapitre suivant. Dans le cadre du projet ADEME CANOE, une autre configuration de brûleur à combustion sans flamme avec apport de chaleur a été aussi testée par GDF SUEZ sur une installation de petite puissance du CRIGEN. Des essais de cette même configuration à l'échelle semi-industrielle sont prévus en 2013. Pour cela, la mise à l'échelle du brûleur se fera également avec le modèle analytique présenté dans ce chapitre.

## **Chapitre VI. Approche expérimentale du régime de combustion sans flamme à basses températures de parois**

Les résultats obtenus jusque-là ont montré que la stabilité du régime de combustion sans flamme dépend fortement de la température des gaz brûlés - et donc celle des parois - et du taux de dilution. Avec une configuration de brûleur à combustion sans flamme consistant en un jet central d'air et deux jets latéraux de méthane, les essais en laboratoire et à l'échelle semi-industrielle ont montré que la température de parois limite est de l'ordre de 850°C. En-dessous de cette valeur, la combustion sans flamme devient incomplète et instable (cf. Chapitre IV).

D'après l'étude analytique unidimensionnelle menée, cette même géométrie du brûleur paraît tout de même adéquate pour atteindre le régime de combustion sans flamme même à basses températures, mais une quantité d'énergie supplémentaire estimée entre 3,7 kW et 6,4 kW est alors à amener à la rencontre des jets de réactifs. Ce qui a mené à la géométrie de brûleur présentée précédemment (cf. II.2.8).

**L'objectif de ce chapitre est d'étudier le comportement de ce brûleur dans l'installation pilote à basses températures de parois, pour tenter de stabiliser le régime de combustion sans flamme dans ces conditions.**

Pour cela, différents paramètres du brûleur à l'entrée peuvent être variés :

1. Le rapport puissance totale des pilotes sur la puissance totale du brûleur :  $P_p/P_t$
2. Le taux d'aération du brûleur total :  $\lambda_t$
3. La température de préchauffage de l'air central :  $T_{c-air}$
4. Le taux d'aération des pilotes :  $\lambda_p$

Pratiquement, ceci se traduit par la variation des paramètres suivants :

1. La puissance totale des brûleurs pilotes :  $P_p$
2. Le taux d'aération des pilotes :  $\lambda_p$
3. Le débit d'air central :  $Q_{c-air}$
4. La puissance totale du brûleur :  $P_t$
5. La température de préchauffage de l'air central :  $T_{c-air}$

Des mesures de concentrations dans la cheminée à l'aide de la baie d'analyse Siemens et des mesures de températures de fumées et de parois sont effectuées. Les zones de réaction sont visualisées par imagerie de chimiluminescence  $OH^*$  au niveau du brûleur.

## VI. 1. Stabilisation de la combustion sans flamme à basses températures

Pour stabiliser la combustion sans flamme dans l'installation pilote à parois froides avec la configuration de brûleur à combustion sans flamme avec apport de chaleur par les flammes pilotes, les différents paramètres ont été variés progressivement l'un après l'autre afin de rechercher les conditions optimales de stabilisation.

### 1.1. Etude des flammes pilotes

Avant toute introduction de méthane latéral, les flammes pilotes ont été étudiées dans l'installation pilote de laboratoire avec et sans air central, en variant la puissance et l'excès d'air.

Sans air central, et en variant la puissance pilote totale  $P_p$  de 3 kW à 5 kW, soit chacun de 1,5 à 2,5 kW, le taux d'aération a été varié de 0,9 environ jusqu'à la valeur la plus grande juste avant l'extinction des flammes pilotes. Les valeurs des émissions de NOx ne dépassent pas 19 ppm. Néanmoins, l'analyseur de gaz indique une saturation en termes de concentrations de CO et de CH<sub>4</sub> : celles-ci dépassent respectivement 2500 ppm et 500 ppm. La combustion n'est donc pas complète. La Fig. 153 montre les variations des concentrations de O<sub>2</sub> et de CO<sub>2</sub> dans les fumées à la sortie de la chambre de combustion, en fonction de la puissance totale des pilotes variant de 3 à 5 kW et leur taux d'aération. Sont reportées aussi les valeurs théoriques pour des taux d'aération supérieurs ou égal à 1.

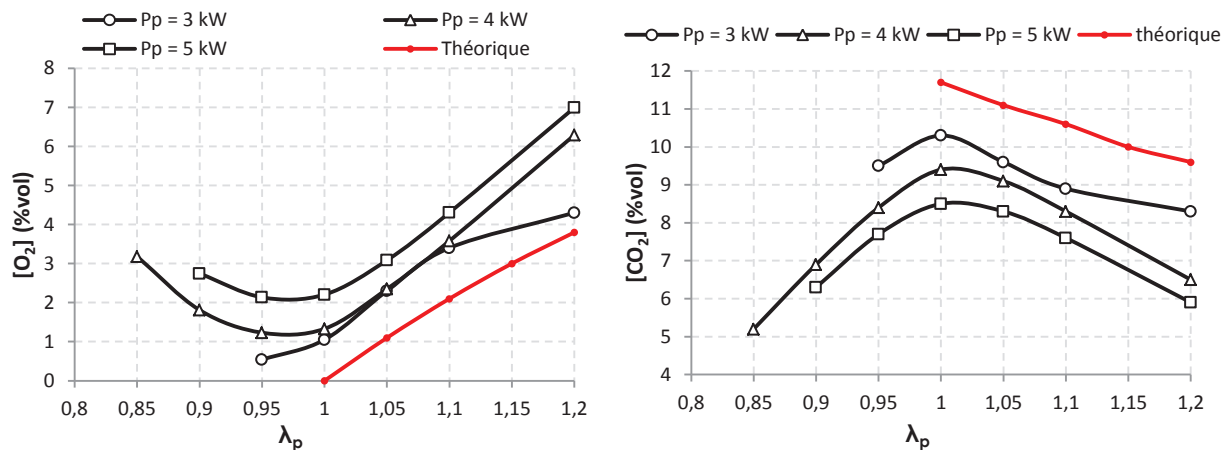


Fig. 153 : Variations des concentrations (expérimentales et théoriques) à sec de O<sub>2</sub> et de CO<sub>2</sub> en fonction du taux d'aération et de la puissance totale des brûleurs pilotes

Les concentrations de dioxygène augmentent avec la puissance totale dans les pilotes, pendant que celles du CO<sub>2</sub> diminuent. Pour  $\lambda_p < 1$ , la présence de O<sub>2</sub> même avec défaut d'air indique que la combustion est incomplète. Le minimum est atteint autour de  $\lambda_p = 0,95$ , où l'écart entre la concentration théorique et la concentration mesurée expérimentalement est de 1,05 %vol pour l'oxygène et de 1,4 %vol pour le dioxyde de carbone. Pour  $\lambda_p > 1$ , la concentration de O<sub>2</sub> est supérieure à la valeur théorique, et celle du CO<sub>2</sub> est inférieure à la valeur théorique ; la combustion est alors aussi incomplète même en excès d'air. L'écart par rapport à la théorie augmente quand la puissance augmente.

La Fig. 154 montre les zones de réaction des flammes pilotes pour  $P_p = 2 \text{ kW}$  et  $\lambda_p = 0,9$ . Un apport d'air extérieur pourrait éventuellement compléter la combustion après le front de flamme de prémélange, sous la forme d'une flamme de diffusion.

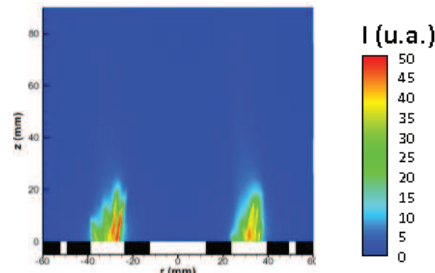


Fig. 154: Zones de réaction dans les flammes pilotes visualisées par chimiluminescence  $\text{OH}^*$  pour  $P_p = 2 \text{ kW}$  et  $\lambda_p = 0,9$

Compte tenu du caractère incomplet de la combustion avec les flammes de prémélange seules, de l'air supplémentaire est rajouté par l'injection centrale, afin de tenter de compléter la combustion et étudier l'effet d'ajout d'air central sur le comportement des flammes pilotes.

La Fig. 155 montre la variation de la composition des fumées en fonction du taux d'aération total dans la chambre de combustion, pour une puissance totale dans les deux brûleurs pilotes de 3 kW et un taux d'aération pilote de  $\lambda_p = 0,95$ . En parallèle, sont représentées aussi pour  $\text{O}_2$  et  $\text{CO}_2$  les valeurs théoriques, et les valeurs expérimentales obtenues sans air central en faisant varier  $\lambda_p$  (égal dans ce cas à  $\lambda_t$ ).

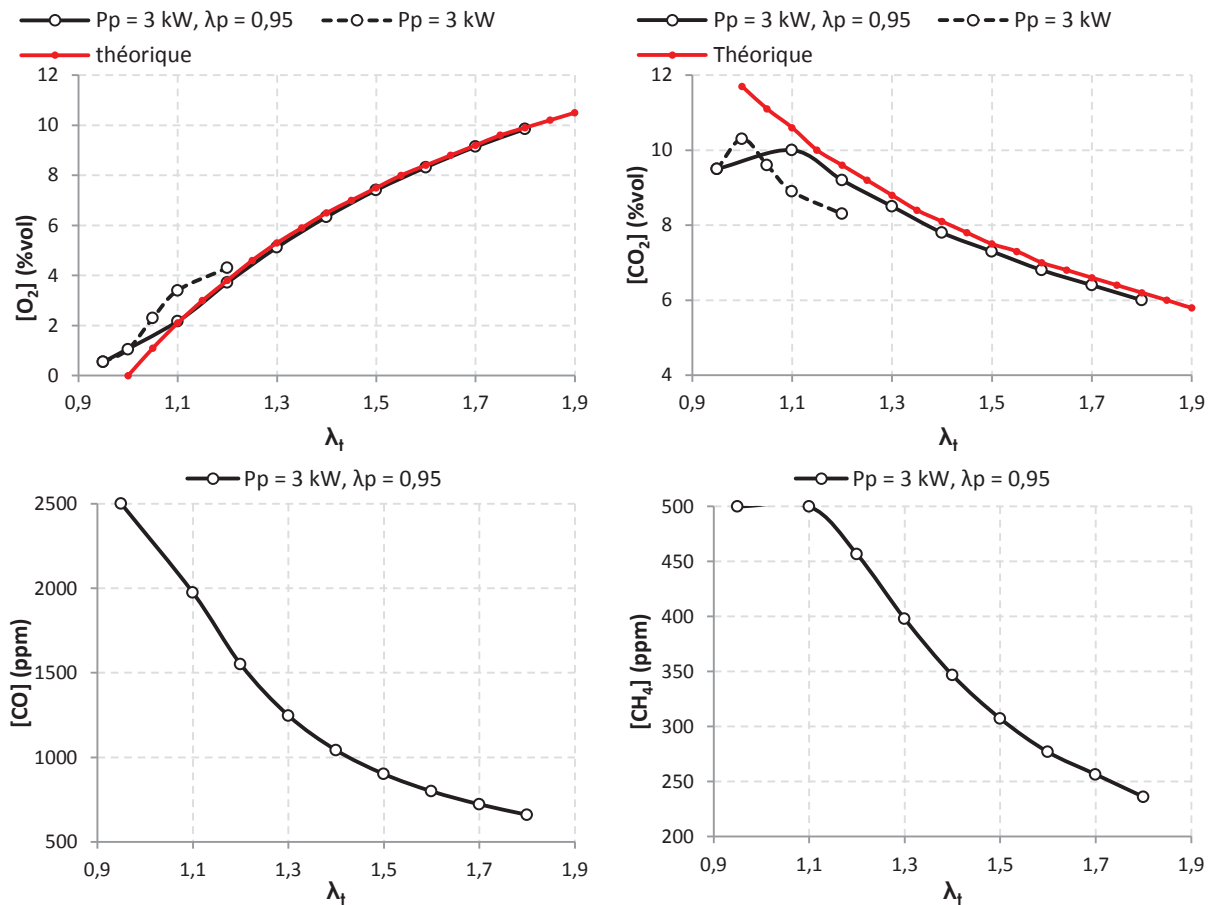


Fig. 155 : Variation de la composition des fumées en fonction du taux d'aération total, pour  $P_p = 3 \text{ kW}$

Quand le débit d'air central augmente, les concentrations d'O<sub>2</sub> diminuent et celles de CO<sub>2</sub> augmentent par rapport au cas sans air central. Pour  $\lambda_t \geq 1,1$ , elles sont quasi égales aux valeurs théoriques. La combustion est donc meilleure, même si elle ne semble pas encore parfaitement complète.

Les évolutions des concentrations de CO et de CH<sub>4</sub> confirment cette amélioration de la combustion dans l'enceinte à partir des brûleurs pilotes. Toutefois, ces diminutions pourraient aussi simplement provenir pour une même quantité d'imbrûlés issues des flammes pilotes, d'un effet de dilution par l'air central.

Nous avons cherché à quantifier cet effet de dilution à partir de la première valeur de la concentration de CO, inférieure à la limite de saturation de l'analyseur, soit  $\lambda_t = 1,1$ .

Si l'ajout d'air central n'induit qu'une dilution sans changer la combustion dans les flammes pilotes, le nombre de moles de monoxyde de carbone à la sortie doit être le même, pour une même puissance pilote et un même taux d'aération pilote, mais pour tout débit d'air central. Ceci se traduit par :

$$N [\text{CO}] = N' [\text{CO}]' \quad (1)$$

Où N et N' sont respectivement le nombre de moles de gaz sec à la sortie de la chambre de combustion pour les deux débits d'air central différents, et pour de mêmes puissances et taux d'aération dans les pilotes. Sachant que par hypothèse, il s'agit d'une dilution seule, dans les conditions normales de température et de pression (CNTP) on a :

$$\frac{[\text{CO}]}{[\text{CO}]'} = \frac{k \cdot Q_{\text{CH}_4\text{-p}} + Q'_{\text{ac}}}{k \cdot Q_{\text{CH}_4\text{-p}} + Q_{\text{ac}}} \quad (2)$$

Où k est le volume dans les CNTP de fumées produits par volume de gaz dans les conditions opératoires des flammes pilotes,  $Q_{\text{CH}_4\text{-p}}$  est le débit volumique dans les CNTP du méthane dans les pilotes, et  $Q'_{\text{ac}}$  et  $Q_{\text{ac}}$  les différents débits volumiques d'air central.

Sans méthane latéral, et avec  $V_a$  le pouvoir comburivore du méthane ( $9,54 \text{ m}^3(\text{n}) \text{ air} / \text{m}^3(\text{n}) \text{ gaz}$ ), s'il s'agit d'une dilution seule, l'équation suivante doit être alors vérifiée :

$$\frac{[\text{CO}]}{[\text{CO}]'} = \frac{k + V_a(\lambda'_t - \lambda_p)}{k + V_a(\lambda_t - \lambda_p)} \quad (3)$$

Soit :

$$[\text{CO}]' = [\text{CO}] \cdot \frac{k + V_a(\lambda_t - \lambda_p)}{k + V_a(\lambda'_t - \lambda_p)} \quad (4)$$

La valeur de k est déduite à partir des deux premières valeurs de concentrations de CO inférieures à la limite de saturation de l'analyseur : ( $\lambda_t = 1,1$  ;  $[\text{CO}] = 1974 \text{ ppm}$ ) et ( $\lambda_t = 1,2$  ;  $[\text{CO}] =$

1550 ppm), en considérant que la diminution de [CO] par dilution suit exactement cette évolution. La valeur de  $k$  est trouvée donc égale à  $2,0565 \text{ m}^3(\text{n}) \text{ fumées sèches} / \text{m}^3(\text{n}) \text{ gaz}$ . Nous avons alors calculé à partir de la formule (4) les concentrations de CO pour les autres taux d'aération. Le graphique de la Fig. 156 compare les valeurs de la concentration de CO obtenues expérimentalement (montrées dans la Fig. 155), à celles obtenues à partir de la formule (4), en fonction de  $\lambda_t$ , pour une puissance pilote totale de 3 kW et un taux d'aération pilote de 0,95.

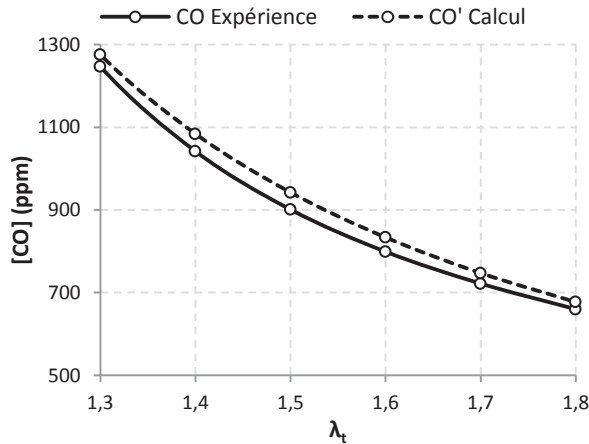


Fig. 156 : Variation des concentrations de CO expérimentales et calculées de la formule (4), en fonction du taux d'aération total, pour  $P_p = 3 \text{ kW}$  et  $\lambda_p = 0,95$

Les plus faibles valeurs de concentrations du monoxyde de carbone obtenues réellement, comparées à celles obtenues par la formule (4) prouve qu'il ne s'agit pas que d'une simple dilution des produits de combustion par l'ajout d'air central, mais aussi d'une légère amélioration de la combustion dans les flammes pilotes.

Pour améliorer davantage la combustion dans les flammes pilotes, en diminuant les taux de CO et d'imbrûlés, le débit d'air a été augmenté davantage jusqu'à atteindre des valeurs faibles de monoxyde de carbone et de méthane. Les graphes de la Fig. 157 montrent les variations de la concentration de CO en fonction du débit de l'air central, pour des puissances pilotes totales de 1 kW et 2 kW, et un taux d'aération pilote de 0,9. Sans air central, la concentration de CO dépasse le seuil mesurable de 2500 ppm. Un débit de  $5 \text{ m}^3(\text{n})/\text{h}$  d'air central est capable d'abaisser cette concentration à des niveaux relativement faibles (inférieurs à 100 ppm). A 1 kW, le fait d'ajouter encore plus d'air ne change plus la concentration de CO de l'ordre de 5 ppm, tandis qu'à 2 kW, un ajout d'air central jusqu'à quasiment  $20 \text{ m}^3(\text{n})/\text{h}$  permet d'abaisser davantage la concentration de CO jusqu'à 30 ppm. Egalement, avec  $P_p = 2 \text{ kW}$ ,  $\lambda_p = 0,9$  et avec  $5 \text{ m}^3(\text{n})/\text{h}$  d'air central, la concentration de  $\text{CH}_4$  baisse jusqu'à une valeur inférieure à 20 ppm, et s'annule quasiment pour  $P_p = 1 \text{ kW}$ .

La Fig. 158 montre la variation des zones de réaction des flammes pilotes obtenues par imagerie de chimiluminescence  $\text{OH}^*$ , en fonction du débit d'air central, pour  $P_p = 2 \text{ kW}$  et  $\lambda_p = 0,9$ . En effet, dès  $Q_{\text{air-c}} \geq 5 \text{ m}^3(\text{n})/\text{h}$ , l'air central forme des flammes de diffusion derrière les flammes de prémélange stabilisée à la sortie des brûleurs pilotes, améliorant la combustion. Ceci explique la diminution du monoxyde de carbone et des imbrûlés avec l'augmentation du débit d'air central.

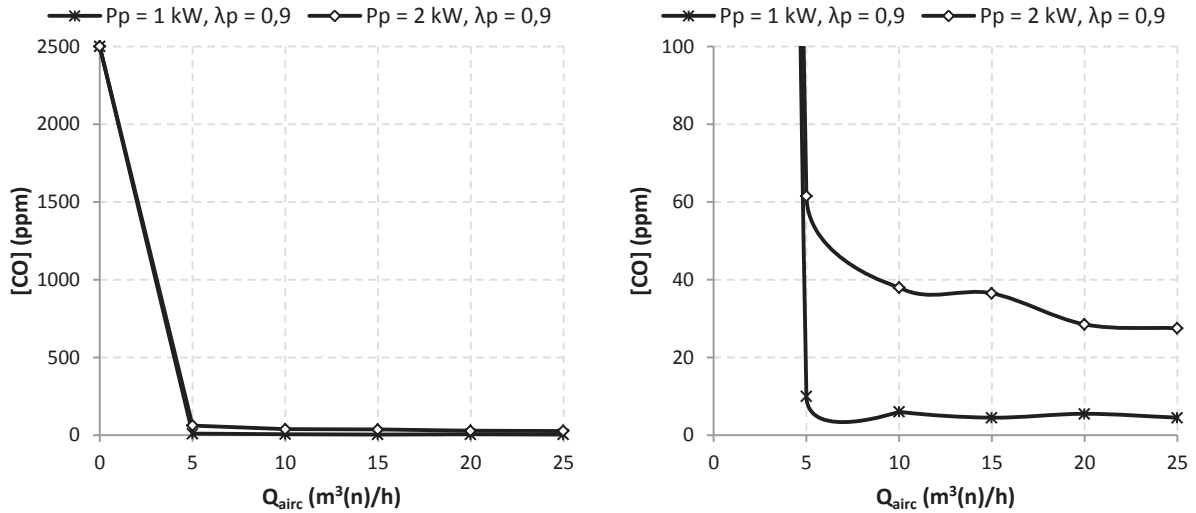


Fig. 157 : Variation de la concentration du monoxyde de carbone en fonction du débit d'air central, pour  $P_p = 1, 2$  kW, et  $\lambda_p = 0,9$  (à droite : un zoom sur les concentrations inférieures à 100 ppm du graphe de gauche)

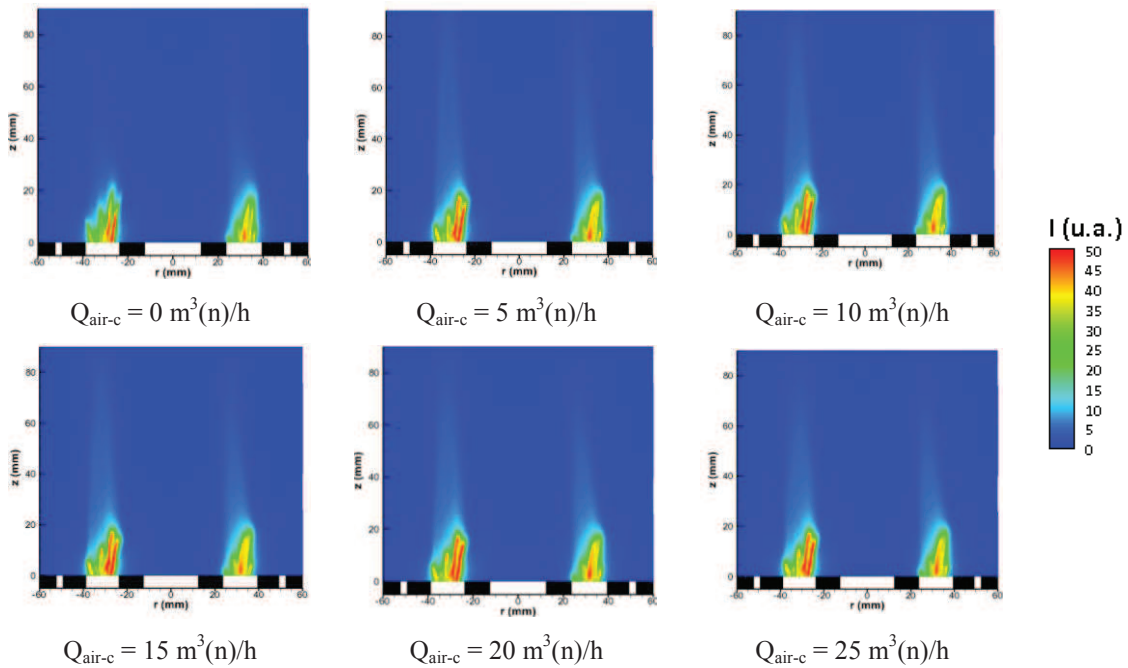


Fig. 158 : Variation des zones de réaction des flammes pilotes en fonction du débit d'air central, pour  $P_p = 2$  kW et  $\lambda_p = 0,9$

L'ajout d'air central permettant aux concentrations de CO et d'imbrûlés de descendre en-dessous des limites de saturation de la baie d'analyse, les évolutions de ces valeurs de concentrations en fonction de la puissance et du taux d'aération pilotes nous permettent de chercher les meilleures conditions opératoires. La Fig. 159 montre ces évolutions, pour un débit d'air central de 25 m<sup>3</sup>(n)/h. En augmentant le taux d'aération, les taux d'imbrûlés augmentent, avec des minima pour un taux d'aération pilote autour de 0,9. De plus, la combustion s'améliore avec la diminution de la puissance totale des pilotes.



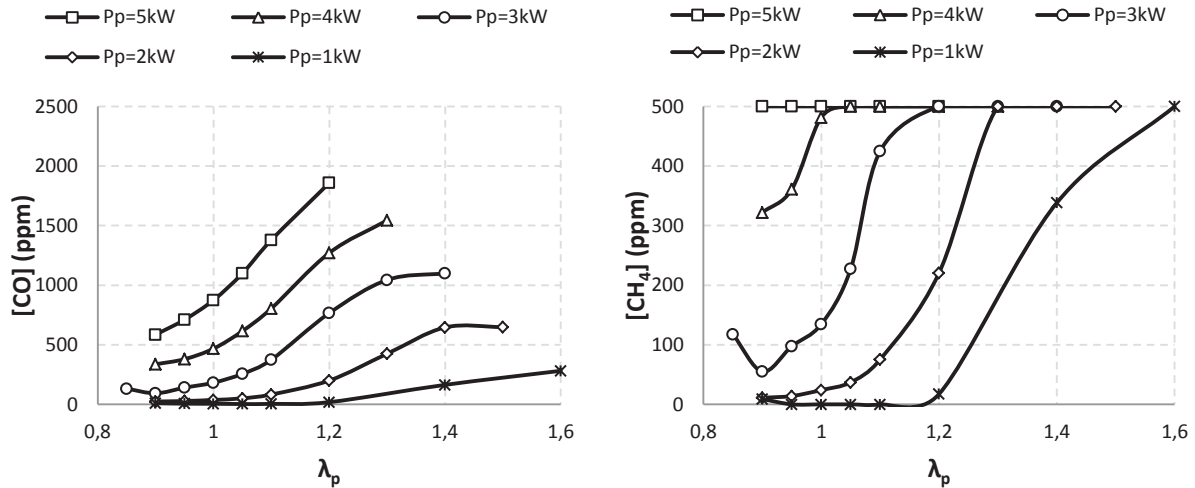


Fig. 159 : Variation des concentrations de CO et de CH<sub>4</sub> en fonction du taux d'aération pilote et de la puissance totale des pilotes, pour un débit d'air central de 25 m<sup>3</sup>(n)/h

## 1.2. Etude du brûleur principal

La production de fortes quantités d'imbrûlés par les brûleurs pilotes Kromschröder ZMI 16 n'est pas attendue de la part du constructeur. De son point de vue, ces émissions ne semblent pas problématiques car ces brûleurs pilotes ne sont utilisés que dans la phase d'allumage de brûleurs industriels à grande puissance. De plus, la concentration de ces imbrûlés est très faible relativement aux caractéristiques du brûleur principal sur une installation industrielle.

Dans notre configuration, l'utilisation continue d'une flamme pilote avec des quantités importantes d'imbrûlés peut être tout de même envisagée comme apport de chaleur supplémentaire, car ils peuvent réagir avec l'air principal pour compléter la combustion. De plus, la présence d'une telle flamme riche produisant peu de NOx près de la zone de rencontre des jets peut aussi favoriser une réduction des oxydes d'azote produits par un processus de recombustion. Dans la suite de ce chapitre, une étude de stabilisation de la combustion diluée est réalisée en variant les paramètres du brûleur principal et des brûleurs pilotes.

Les brûleurs pilotes ont été étudiés en fonctionnant avec et sans air central. Cette étude a mené à des conditions de fonctionnement où la production d'imbrûlés par les pilotes reste faible. Ces conditions consistent à fonctionner avec de l'air central, un taux d'aération pilote proche de 0,9, et un minimum possible de puissance pilote totale. L'objectif de ce paragraphe est de trouver quels puissance totale du brûleur principal et débit d'air central, permettront de stabiliser une combustion fortement diluée à basses températures avec un minimum d'imbrûlés.

### 1.2.1. Variation de la puissance totale du brûleur principal

Une première série d'expériences a été réalisée avec une puissance pilote faible de 2 kW. Avec un débit d'air central de 20 m<sup>3</sup>(n)/h et un taux d'aération pilote de 0,9, la puissance totale du brûleur a été variée de 2 kW (soit sans méthane latéral) à 20 kW (soit 18 kW de méthane latéral). Dès P<sub>t</sub> = 7 kW, deux zones de réaction principales visibles (de couleur bleue) se stabilisent au-dessus des

flammes pilotes, tout en présentant de légers battements. A 12 kW de puissance totale, ces deux flammes bleues principales se stabilisent parfaitement au-dessus des flammes pilotes, comme le montre la Fig. 160. Leur longueur est visiblement inférieure à la longueur de la chambre de combustion. Avec une augmentation supplémentaire de cette puissance totale, les flammes principales présentent des fluctuations et on remarque des instabilités de pression à l'intérieur de la chambre de combustion.

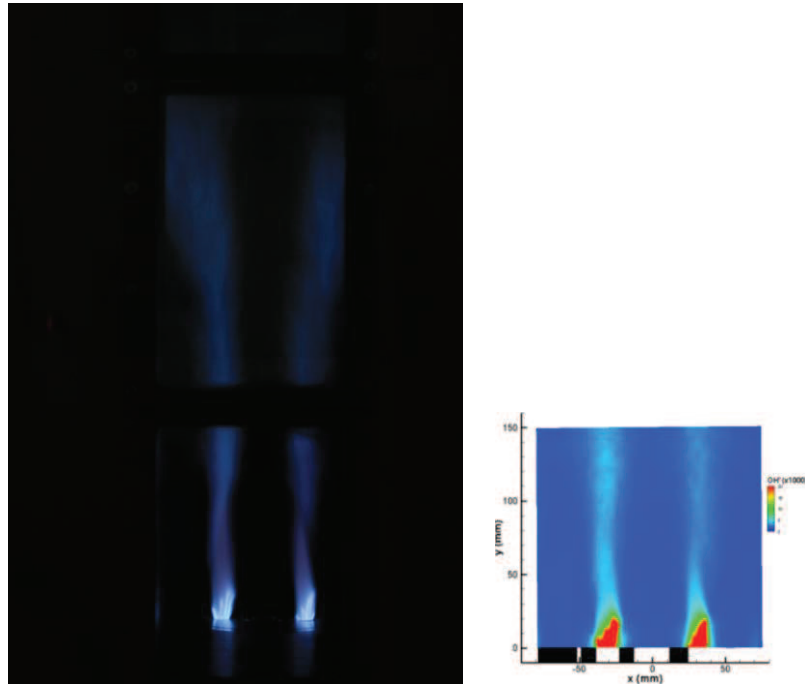


Fig. 160 : Photographie et image de chimiluminescence  $\text{OH}^*$  des zones de réaction dans la chambre de combustion, pour un débit d'air central de  $20 \text{ m}^3(\text{n})/\text{h}$ ,  $P_t = 12 \text{ kW}$ ,  $\lambda_p = 0,9$  et  $P_p = 2 \text{ kW}$

La Fig. 161 présente les variations des concentrations de CO et de  $\text{CH}_4$  en fonction de la puissance totale du brûleur, pour les conditions précédentes (débit d'air central :  $20 \text{ m}^3(\text{n})/\text{h}$ , taux d'aération pilote : 0,9, et puissances pilotes totales : 2 et 4 kW). Comme observé en absence de méthane latéral, l'augmentation de la puissance pilote contribue à l'augmentation des imbrûlés et du monoxyde de carbone. De plus, quand la puissance totale du brûleur augmente, l'analyseur de gaz indique une augmentation progressive de la concentration de CO et une saturation rapide de la concentration de méthane à la sortie de la chambre de combustion ( $[\text{CH}_4] \geq 500 \text{ ppm}$ ).

On peut donc considérer que le cas ( $P_t = 12 \text{ kW}$ ,  $P_p = 2 \text{ kW}$ ,  $Q_{\text{air-c}} = 20 \text{ m}^3(\text{n})/\text{h}$ ,  $\lambda_p = 0,9$ , soit  $\lambda_t = 1,9$ ) est un optimum en termes de stabilisation de combustion diluée à basses températures et de production d'imbrûlés.

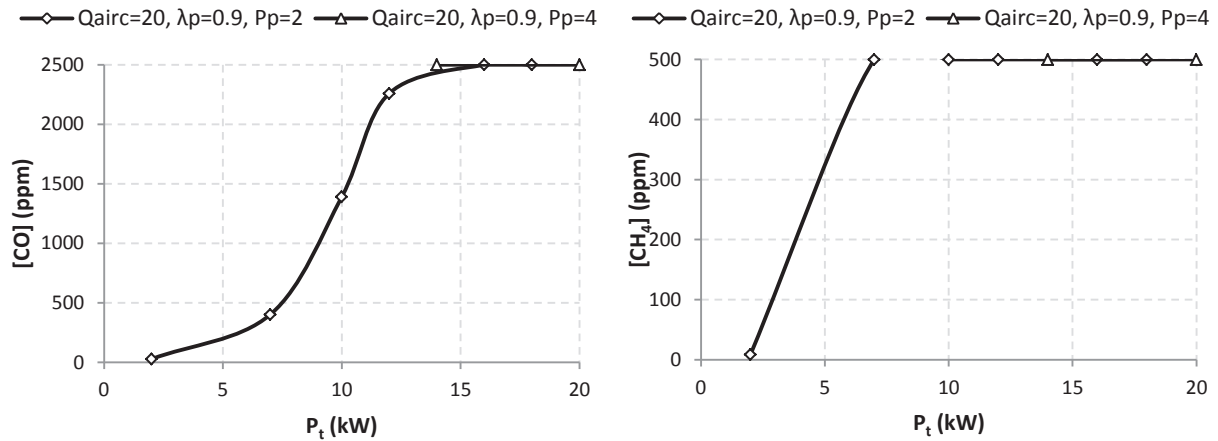


Fig. 161 : Variation des concentrations de CO et de CH<sub>4</sub> en fonction de la puissance totale du brûleur principal, pour 20 m<sup>3</sup>(n)/h d'air central, un taux d'aération pilote de 0,9 et deux puissances pilotes totales de 2 et 4 kW

2 kW de puissance supplémentaire ont permis donc la stabilisation de 10 kW de méthane injecté de part et d'autre du jet central, soit un rapport de 20%. Ce cas a été étudié avec le modèle monodimensionnel (cf. Chapitre V). Les données à l'entrée sont données par :

- un jet central d'air de débit 20 m<sup>3</sup>(n)/h, et à 22°C
- deux jets latéraux de méthane de débit total 1 m<sup>3</sup>(n)/h, et à 22°C
- un environnement formé de gaz de combustion à 346°C (température des fumées mesurée pour ce cas), dont la composition est calculée en considérant une combustion complète entre le jet central et les deux jets latéraux

Le point de fusion des jets de réactifs se situe à 172,5 mm de la sortie des jets, avec un taux de dilution de 4,23, et une température de 177°C. La puissance en ce point est trouvée égale à 6,46 kW.

Dans les mêmes conditions opératoires, le cas à 20 kW de méthane latéral a été également testé par le modèle analytique. Les données à l'entrée sont données par :

- un jet central d'air de débit 40 m<sup>3</sup>(n)/h, et à 22°C
- deux jets latéraux de méthane de débit total 2 m<sup>3</sup>(n)/h, et à 22°C
- un environnement formé de gaz de combustion à 346°C, dont la composition est calculée en considérant une combustion complète entre le jet central et les deux jets latéraux

Comme précédemment, le point de fusion des jets de réactifs se situe à 172,5 mm de la sortie des jets, avec un taux de dilution de 4,23, et une température de 177°C. La puissance en ce point est simplement doublée à 12,92 kW.

La variation de la puissance n'ayant donc pas d'influence sur les caractéristiques au point de fusion, l'augmentation de la chaleur supplémentaire nécessaire à la stabilisation est donc proportionnelle à l'augmentation de la puissance dans les jets de méthane latéraux. Pour 20 kW, la puissance supplémentaire nécessaire à la stabilisation peut donc être estimée de l'ordre de 4 kW, soit une valeur identique à celle estimée dans l'étude de pré-dimensionnement décrite précédemment.

### 1.2.2. Variation du débit d'air central

Dans l'objectif de connaître l'effet de la variation du débit d'air central sur la stabilité de la combustion et les émissions de monoxyde de carbone et d'imbrûlés, celui-ci a été varié pour différents cas. La Fig. 162 présente les variations des concentrations de CO et de CH<sub>4</sub> en fonction du débit d'air central, pour : ( $P_p = 2 \text{ kW}$ ,  $\lambda_p = 0,9$ ,  $P_t = 7, 10, 12 \text{ kW}$ ) et ( $P_p = 3 \text{ kW}$ ,  $\lambda_p = 0,95$ ,  $P_t = 8 \text{ kW}$ ).

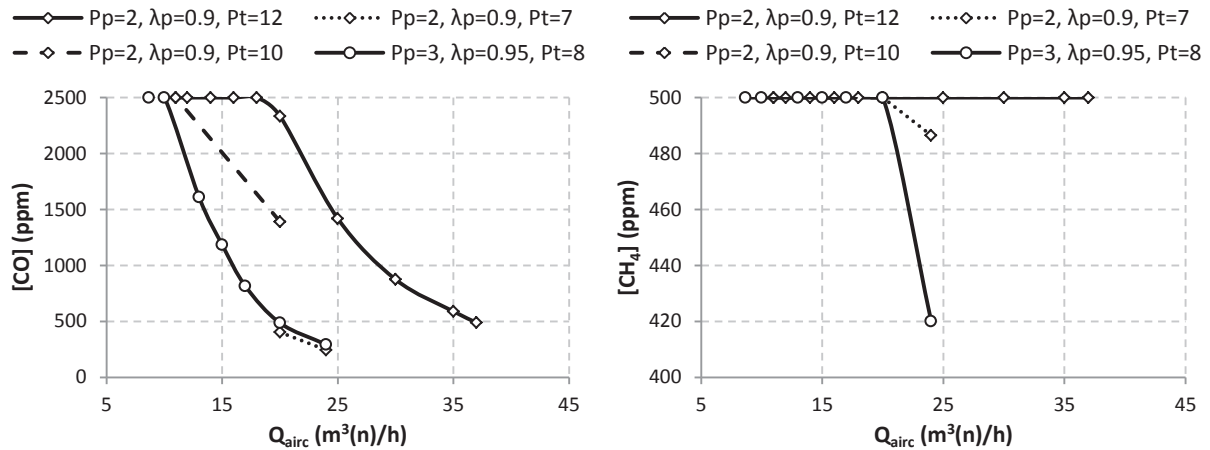


Fig. 162 : Variations des concentrations de CO et de CH<sub>4</sub> en fonction du débit d'air central

Avec la diminution du débit d'air central pour chacun des cas présentés, les émissions de monoxyde de carbone et d'imbrûlés augmentent. Ceci est accompagné d'une augmentation des fluctuations de la pression à l'intérieur de l'enceinte. La Fig. 163 présente quelques photographies consécutives pour les flammes à l'intérieur de l'enceinte quand  $P_p = 2 \text{ kW}$ ,  $\lambda_p = 0,9$ ,  $P_t = 12 \text{ kW}$  et  $Q_{airc} = 12 \text{ m}^3(\text{n})/\text{h}$ . De fortes fluctuations de pression ont lieu, les flammes sont très instables et battantes, elles s'éteignent et s'allument parfois par bouffée, et un bruit provenant probablement du niveau des flammes pilotes s'entend de temps en temps. Ce phénomène est similaire aux intermittences observées sur les installations à hautes températures à l'échelle du laboratoire et à l'échelle semi-industrielle, quand la température des parois diminue en-dessous de la température limite de stabilité de la combustion sans flammes. La combustion est alors totalement instable.

Ce cas a été également étudié par le modèle unidimensionnel. Les données à l'entrée sont données par :

- un jet central d'air de débit  $12 \text{ m}^3(\text{n})/\text{h}$ , et à  $23^\circ\text{C}$
- deux jets latéraux de méthane de débit total  $1 \text{ m}^3(\text{n})/\text{h}$ , et à  $23^\circ\text{C}$
- un environnement formé de gaz de combustion à  $400^\circ\text{C}$ , dont la composition est calculée en considérant une combustion complète entre le jet central et les deux jets latéraux

Comparé au cas stable avec  $20 \text{ m}^3(\text{n})/\text{h}$ , le point de fusion se situe plus en aval ( $X_C = 189 \text{ mm}$ ). La combustion instable et les fluctuations observées sont dues au plus fort taux de dilution (5,70) et donc à la diminution de la quantité d'oxygène dans la zone de mélange des réactifs, ainsi qu'autour des flammes pilotes. De plus, malgré l'augmentation de la température en ce point ( $232^\circ\text{C}$ ), la puissance diminue à  $5,66 \text{ kW}$ .

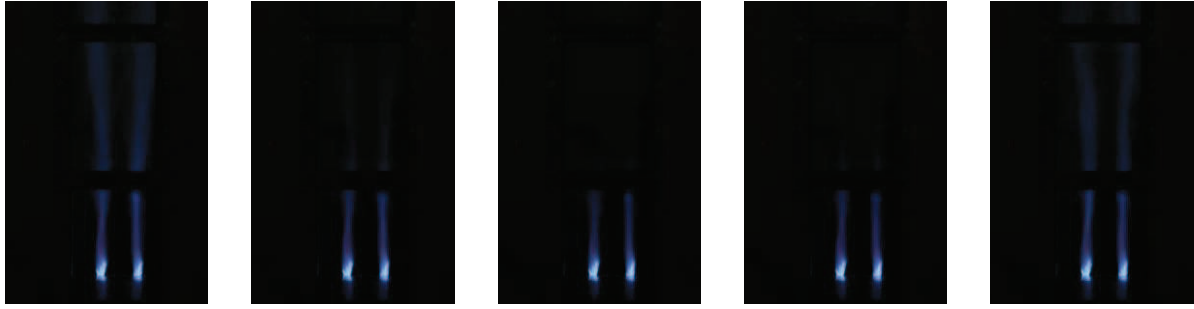


Fig. 163 : Des photographies consécutives pour les flammes ( $P_p = 2 \text{ kW}$ ,  $\lambda_p = 0,9$ ,  $P_t = 12 \text{ kW}$ ,  $Q_{\text{air-c}} = 12 \text{ m}^3(\text{n})/\text{h}$ )

### 1.2.3. Variation de la température de préchauffage de l'air

Un autre apport de chaleur peut être envisagé par le préchauffage de l'air central à l'aide d'un système récupératif placé en amont du brûleur. Afin d'estimer l'effet de ce type d'apport de chaleur supplémentaire, nous avons fait varier la température d'air central à l'aide du réchauffeur électrique de  $25^\circ\text{C}$  à  $700^\circ\text{C}$  pour des conditions opératoires à  $P_t = 10 \text{ kW}$ ,  $\lambda_t = 1,33$ ,  $P_p = 2 \text{ kW}$  et  $\lambda_p = 0,9$ , présentant le même type de limite de stabilité que précédemment. La Fig. 164 montre l'évolution de la composition des fumées à la sortie en fonction de la température de préchauffage de l'air central à l'entrée.

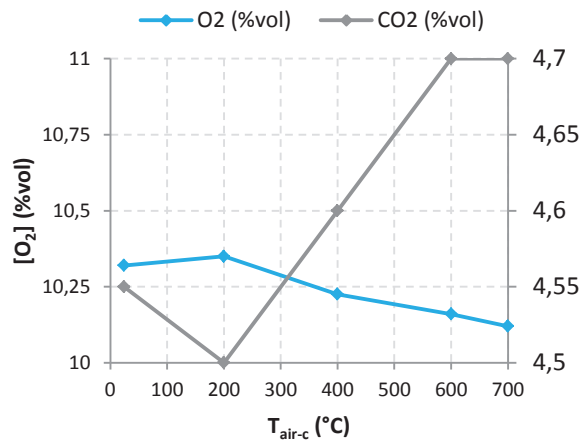


Fig. 164 : Variation de la composition des fumées en fonction de la température de préchauffage de l'air central ( $P_t = 10 \text{ kW}$ ,  $Q_{\text{air-c}} = 11 \text{ m}^3(\text{n})/\text{h}$ ,  $P_p = 2 \text{ kW}$ ,  $\lambda_p = 0,9$ )

Les valeurs de concentrations d'oxygène et de  $\text{CO}_2$  sont loin des valeurs théoriques. Les concentrations de  $\text{CO}$  et de  $\text{CH}_4$  dépassent les limites de saturation de la baie d'analyse. Il n'y a quasiment pas d'amélioration des concentrations en cheminée avec l'augmentation de la température de l'air. En effet, la concentration d' $\text{O}_2$  ne diminue que de  $10,3 \text{ %vol}$  à  $10,1 \text{ %vol}$ , et celle de  $\text{CO}_2$  n'augmente que de  $4,5 \text{ %vol}$  à  $4,7 \text{ %vol}$ .

Dans les conditions actuelles du brûleur et de son fonctionnement, l'énergie ramenée par le préchauffage de l'air ne semble pas améliorer ou favoriser une combustion diluée stable et complète à basses températures.

## **VI. 2. Caractérisation aérodynamique du mélange des jets de méthane, d'air et des flammes pilotes**

La configuration choisie sur la base d'une géométrie classique de brûleur à combustion sans flamme avec un apport de chaleur assurée par des brûleurs pilotes placés entre les jets de réactifs a montré que l'on pouvait stabiliser la combustion dans la zone de réaction principale dans la couche de mélange des jets grâce aux flammes pilotes. Toutefois, la combustion est incomplète dans les conditions opératoires visées. Une augmentation du débit d'air central permet de réduire les émissions de CO et d'imbrûlés, alors que l'augmentation de la température de préchauffage de l'air n'est pas suffisante pour améliorer la combustion dans ces conditions opératoires. Plusieurs phénomènes peuvent être à l'origine de cette combustion incomplète :

1. La longueur de zone de réaction supérieure à la longueur de la chambre : ce n'est pas le cas ici d'après nos visualisations
2. L'apport de chaleur n'est pas suffisant relativement au refroidissement de la flamme par dilution : ce n'est pas le cas ici, puisque la combustion ne s'améliore pas en augmentant  $P_p$
3. La combustion non complète dans les flammes pilotes dans une enceinte confinée remplie de gaz brûlés à basse température
4. Les flammes pilotes, situées entre les jets de réactifs, pourraient empêcher l'entraînement des jets de méthane vers le jet d'air, et ainsi le mélange de ces deux réactifs dans la zone de réaction principale

Même si le troisième point nécessite de revenir sur le choix d'un brûleur pilote à combustion complète, la suite de l'étude expérimentale s'est d'abord intéressée à caractériser le mélange du jet d'air, des jets de méthane et des flammes pilotes dans la zone proche de la sortie du brûleur. **Ceci a pour objectif d'estimer s'il est nécessaire d'envisager aussi une autre position des brûleurs pilotes à combustion complète permettant d'assurer la stabilisation de la zone de réaction principale sans perturber l'interaction des jets principaux de réactifs.**

Pour le cas le plus stable choisi précédemment ( $P_t = 12$  kW,  $Q_{\text{air-c}} = 20$  m<sup>3</sup>(n)/h,  $P_p = 2$  kW et  $\lambda_p = 0,9$ ,  $V_{\text{air-c}} = 12,2$  m/s,  $Re_{\text{air-c}} = 20116$ ,  $V_{\text{CH}_4-1} = 21,2$  m/s,  $Re_{\text{CH}_4-1} = 3849$ ), une combustion diluée à basses températures est stable, mais non complète. Dans cette partie, nous avons étudié pour ce cas stable l'aérodynamique des jets à la sortie du brûleur par rapport à la localisation des zones de réaction, à l'aide des techniques de PIV et d'imagerie de chimiluminescence OH\*.

Cette étude est faite progressivement à partir des champs de vitesse et images de chimiluminescence moyens obtenus sur :

- le jet centralensemencé tout seul
- les flammes pilotes toutes seules, dont une estensemencée
- le jet centralensemencé, et les flammes pilotes dont une seule estensemencée
- le jet centralensemencé, les flammes pilotes (dont une seule estensemencée) et les jets latéraux de méthane dont un seul estensemencé

Seuls la flamme pilote et le jet de méthane de gauche ont été ensemençés avec des particules d'oxydes de zirconium. C'est pourquoi, seule la partie gauche de l'écoulement est présentée dans cette partie.

## 2.1. Etude du jet central d'air

Dans un premier temps, le jet central d'air est ensemençé de particules d'oxydes de zirconium, et injecté seul à l'intérieur de l'enceinte, avec un débit de  $20 \text{ m}^3(\text{n})/\text{h}$ , soit une vitesse à l'entrée de  $12,35 \text{ m/s}$ . Une série de 300 images a été enregistrée, et un traitement itératif prédicteur – correcteur à deux passes de PIV a été effectué sur des fenêtres  $64 \times 64$  pixels puis  $32 \times 32$  pixels.

Le cœur potentiel, les vitesses axiales et radiales, l'ouverture du jet ainsi que les lignes du courant ont été étudiés. Il n'y a pas de mesure valide pour la zone inférieure à  $6 \text{ mm}$ , car la fenêtre d'interrogation du calcul de corrélation PIV s'étend alors en partie sur la base du brûleur.

La Fig. 165 montre le champ de vitesses ( $V_n$ ) du jet d'air central ainsi que les champs de ses deux composantes horizontales ( $V_x$ ) et verticales ( $V_y$ ). Le jet d'air se développe comme un jet libre dans une enceinte confinée ; mais, on note une dissymétrie dans le jet avec une zone à droite de vitesses plus élevées, malgré la présence d'une grille derrière le coude et une longueur de tube droit de 10 fois le diamètre avant la sortie du brûleur.

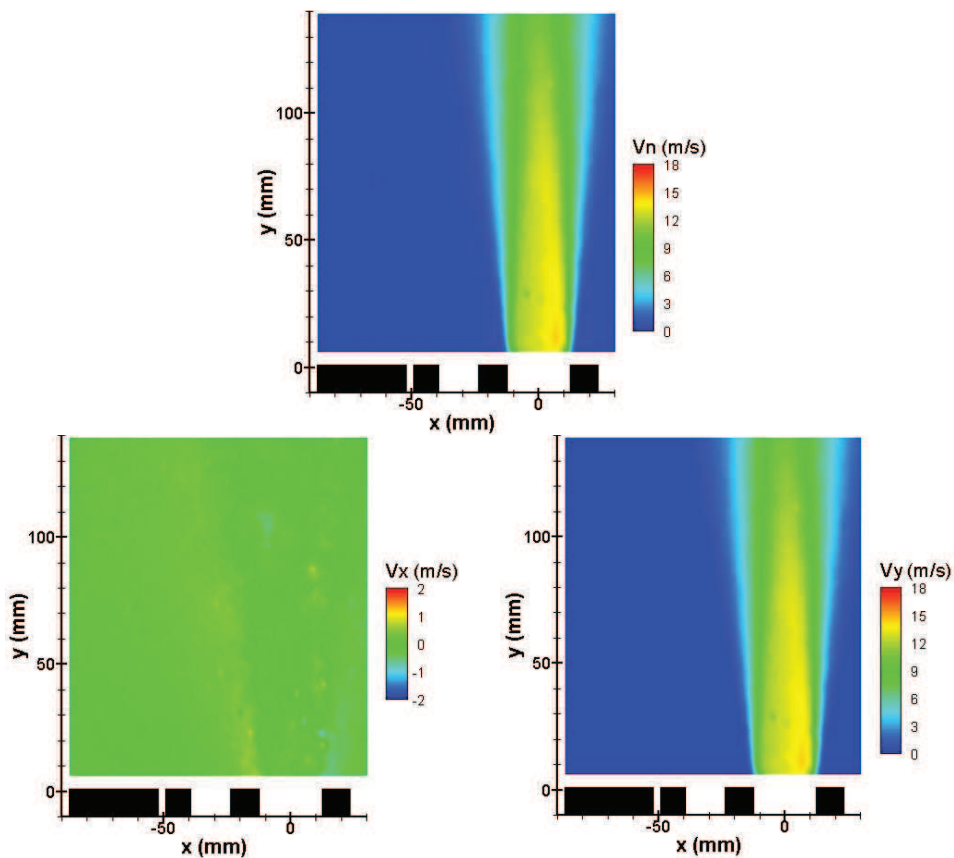


Fig. 165: Champ de vitesses du jet d'air central, et les champs de ses composantes horizontales et verticales

A partir de la sortie du brûleur, le jet garde des vitesses dont les valeurs sont proches de la vitesse d'entrée. Il s'agit du cœur potentiel du jet d'air. Les évolutions axiales ( $x = 0$ ) de la vitesse

( $V_n$ ) et de sa composante verticale sont parfaitement confondues (graphique de gauche de la Fig. 166), indiquant une composante horizontale nulle sur l'axe du jet. Les valeurs sont quasiment constantes, proches de la vitesse d'entrée, jusqu'à environ 85 mm de hauteur, puis elles diminuent dans une deuxième partie. Le rapport des valeurs absolues de l'écart entre les vitesses axiales et la vitesse d'entrée  $V_0$  normalisées par la vitesse d'entrée (graphique de droite de la Fig. 166) fluctue autour de 2 % jusqu'à quasiment 85 mm aussi, puis augmente jusqu'à atteindre environ 20 % vers 140 mm par échange de quantité de mouvement avec le gaz ambiant. La longueur du cœur potentiel obtenue ici est alors de 3,4 fois le diamètre d'entrée de 25 mm, correspondant aux valeurs usuelles données dans la littérature (de 3 à 5 fois le diamètre) (Beér & Chigier, 1972).

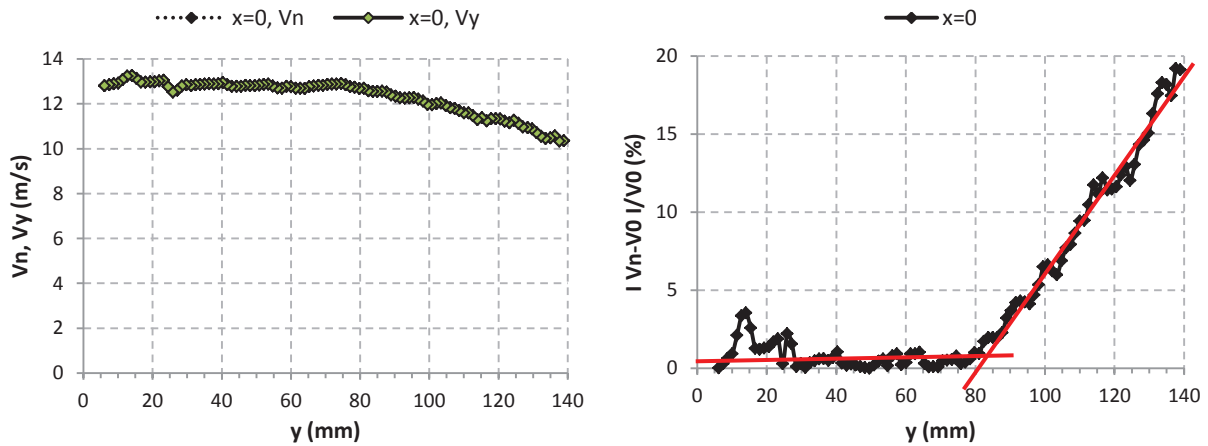


Fig. 166: Profils axiaux de la vitesse et de sa composante verticale (gauche), écart relatif entre les vitesses axiales et la vitesse d'entrée (droite)

La Fig. 167 montre les profils radiaux des composantes verticales et horizontales des vitesses pour différentes hauteurs dans l'enceinte, ainsi que les composantes verticales  $V_y$  normalisées par la valeur de  $V_y$  sur l'axe à  $x = 0$ , en fonction de la distance au centre de l'enceinte  $x$  normalisée par  $(y - y_0)$  où  $y_0$  est l'ordonnée de l'origine fictive du jet central d'air. Malgré la dissymétrie dans le cœur potentiel du jet, on observe bien la transition depuis cette zone à vitesse constante vers la zone où tout le jet interagit avec son environnement. Dans cette deuxième zone, les profils radiaux ont des formes gaussiennes, qui ont tendance à s'ouvrir davantage alors que l'amplitude diminue quand  $y$  augmente.

Les composantes horizontales sont assez faibles. Pour  $y = 10$  mm, elles sont positives à gauche et négatives à droite du jet, indiquant l'entraînement sur les bords par le jet libre dans le sillage à la sortie du brûleur. Plus loin, elles sont négatives à gauche ( $x < 0$ ) et positive à droite ( $x > 0$ ), indiquant que le jet s'étend radialement. En dehors du jet, à gauche, les vitesses horizontales sont légèrement positives à cause de l'entraînement du jet central qui induit une zone de recirculation dans la chambre de combustion.

Dans l'étude analytique établie (Chapitre V), l'angle total d'ouverture d'un jet libre obtenu est de  $18,2^\circ$ . Ainsi, les bords théoriques du jet central ont été tracés à partir de cet angle d'ouverture sur le champ de vitesse (Fig. 168). La variation du rapport de la vitesse ( $V_n$ ) tout au long de ces bords du jet sur la vitesse d'entrée est proche de 0,05 à partir de  $2D_2$  (Fig. 168). Cette délimitation du jet définie par un angle d'ouverture de  $18,2^\circ$  correspond dans notre cas à l'isocontour  $V_n/V_0 = 0,05$ .



Les lignes de courant au sein de l'enceinte sont globalement verticales dans le jet d'air. Elles possèdent une importante composante horizontale dans le gaz ambiant (de l'air également, dans ce cas non réactif) ; ce sont les lignes d'entraînement du gaz ambiant par le jet central. Elles présentent une faible composante horizontale sur ses bords ; ce sont les points de rebroussement dont la position radiale suit l'ouverture du jet central de demi-angle de  $9,1^\circ$  (Fig. 168).

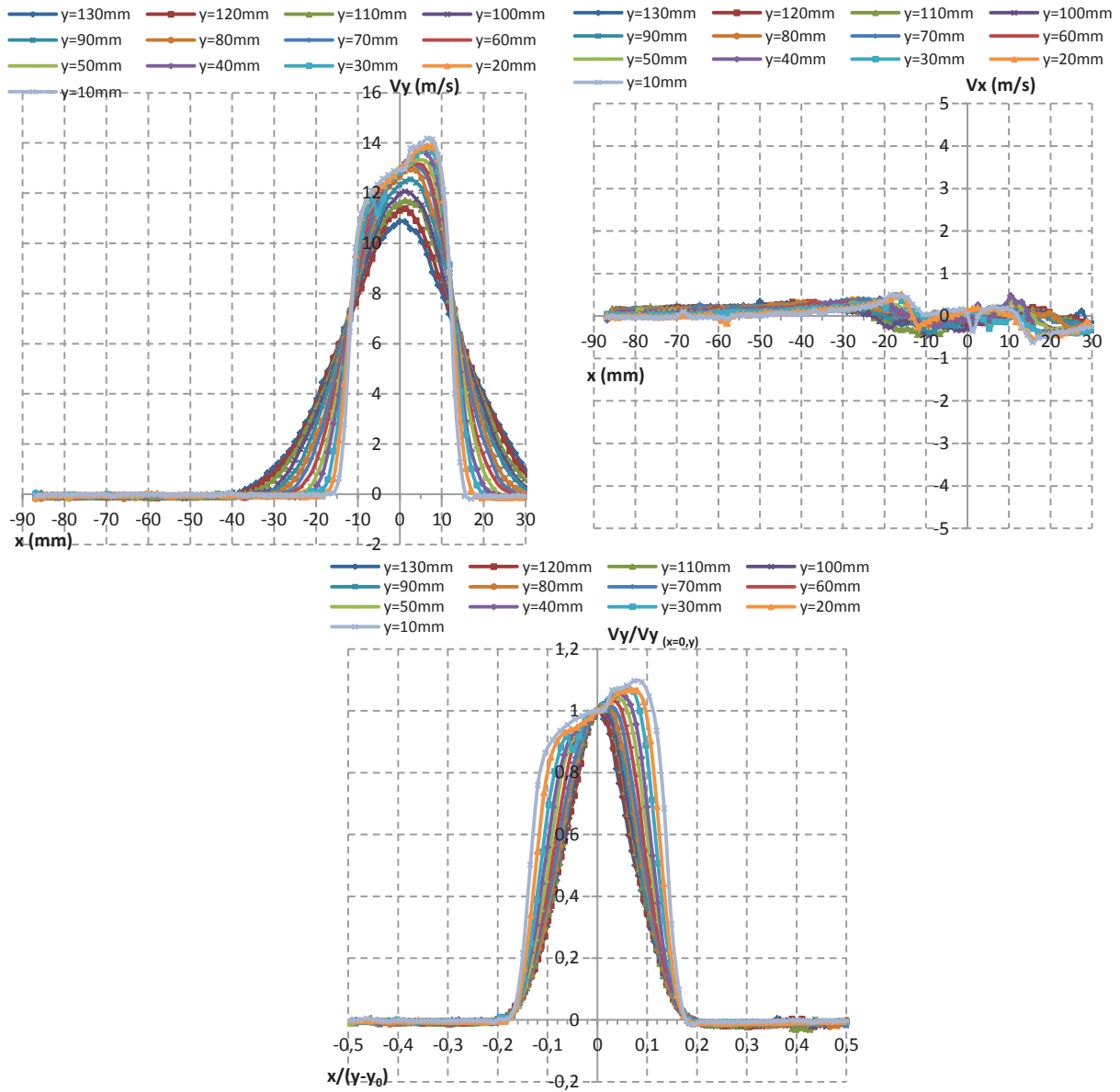


Fig. 167: Variation radiale des composantes verticales et horizontales des vitesses du jet central, pour différentes hauteurs dans l'enceinte

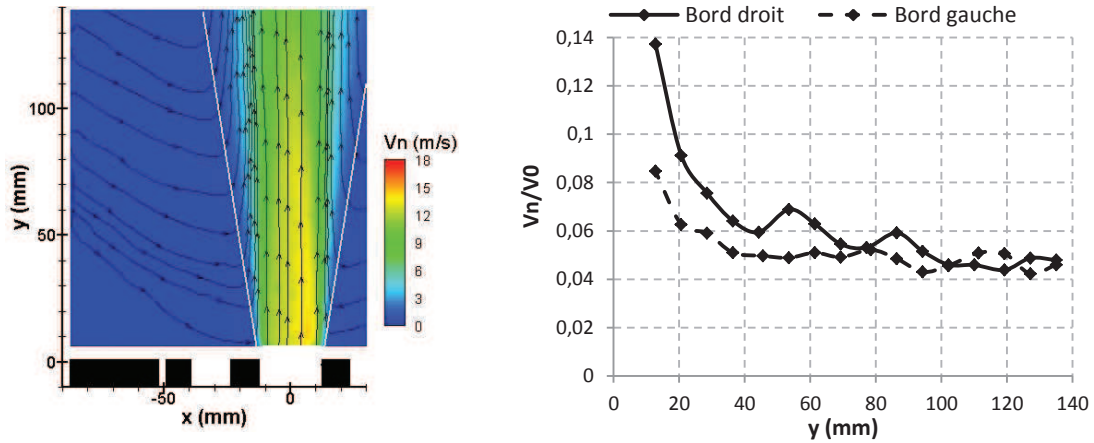


Fig. 168: Ouverture et lignes de courant du jet d'air central (gauche), variation du rapport des vitesses sur les bords du jet et de la vitesse à l'entrée (droite)

## 2.2. Etude des flammes pilotes

Les flammes pilotes ont été également étudiées toutes seules, avec une puissance totale de 2kW, soit chacune 1 kW, et un taux d'aération de 0,9. Même si les deux flammes sont allumées, seule la flamme pilote gauche a étéensemencée pour la mesure des vitesses. Une série de 100 images a été enregistrée, et un traitement itératif de PIV à deux passes a été effectué sur des fenêtres 64x64 pixels puis 32x32 pixels.

La Fig. 169 montre le champ de vitesses  $V_n$  et les champs des deux composantes horizontales  $V_x$  et verticales  $V_y$ . Alors que le brûleur est vertical, on remarque principalement une forte composante horizontale centrifuge de tout l'écoulement à la sortie du brûleur pilote, ainsi que deux pics pour  $V_y$  des deux côtés de la flamme pilote. Ceci est aussi très visible sur les profils de  $V_y$  et de  $V_x$  (Fig. 170) pour une hauteur inférieure à 70 mm. La flamme pilote étant accrochée au brûleur grâce au système d'obstacle à ailette placé dans le brûleur, la traversée de ce front de flamme de prémélange provoque une déviation de l'écoulement, qui va être ici principalement centrifuge du fait de la forme de la flamme pilote. La forme bimodale du profil de  $V_y$  à la sortie du brûleur correspond au sillage du système d'obstacle à ailettes.

Du fait de cette forte composante radiale centrifuge initiale, le jet se décale vers l'extérieur sur son bord gauche jusqu'à  $y = 70$  mm. Il se décale vers l'intérieur sur son bord droit du fait de l'absence du jet central d'air. Plus en aval, la position radiale du maximum de vitesse ne bouge plus. La flamme s'évase comme un jet libre alors que la vitesse maximale diminue.

Dans la partie centrale de l'enceinte, la vitesse est nulle jusqu'à  $y = 70$  mm. A partir de cette position, les écoulements parvenant des deux flammes pilotes interagissent ensemble en absence de jet d'air central.

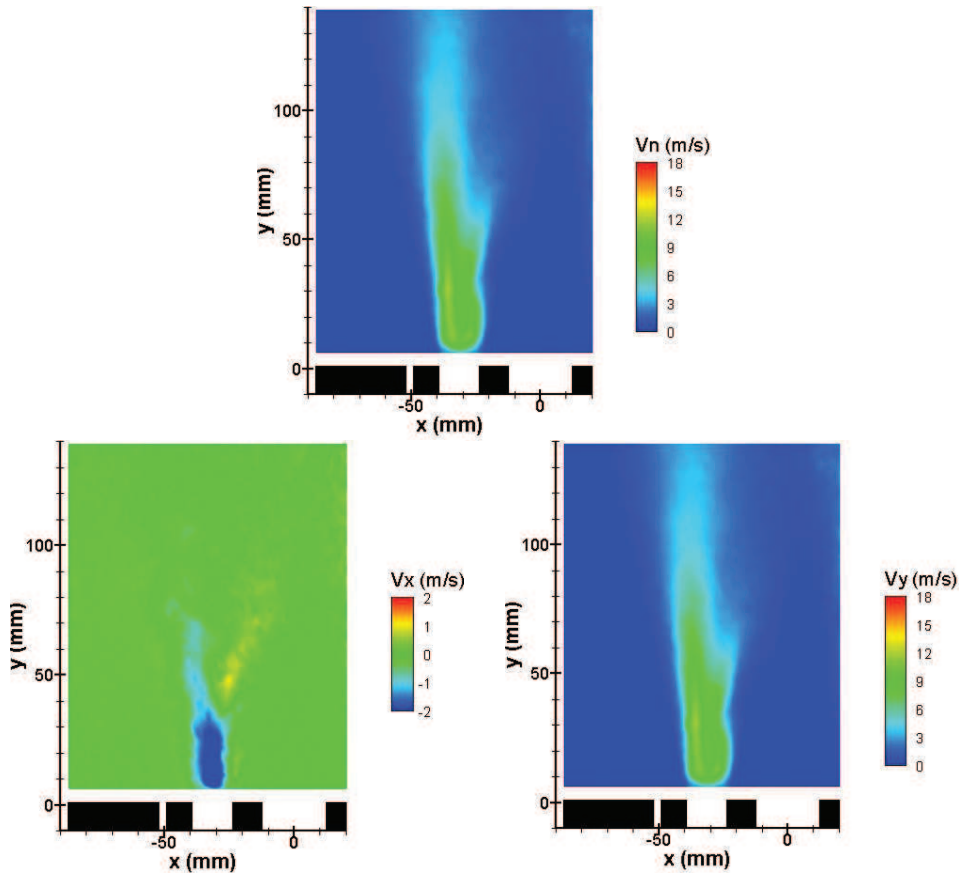


Fig. 169: Champ de vitesses dans les flammes pilotes, ainsi que les champs des deux composantes horizontales et verticales

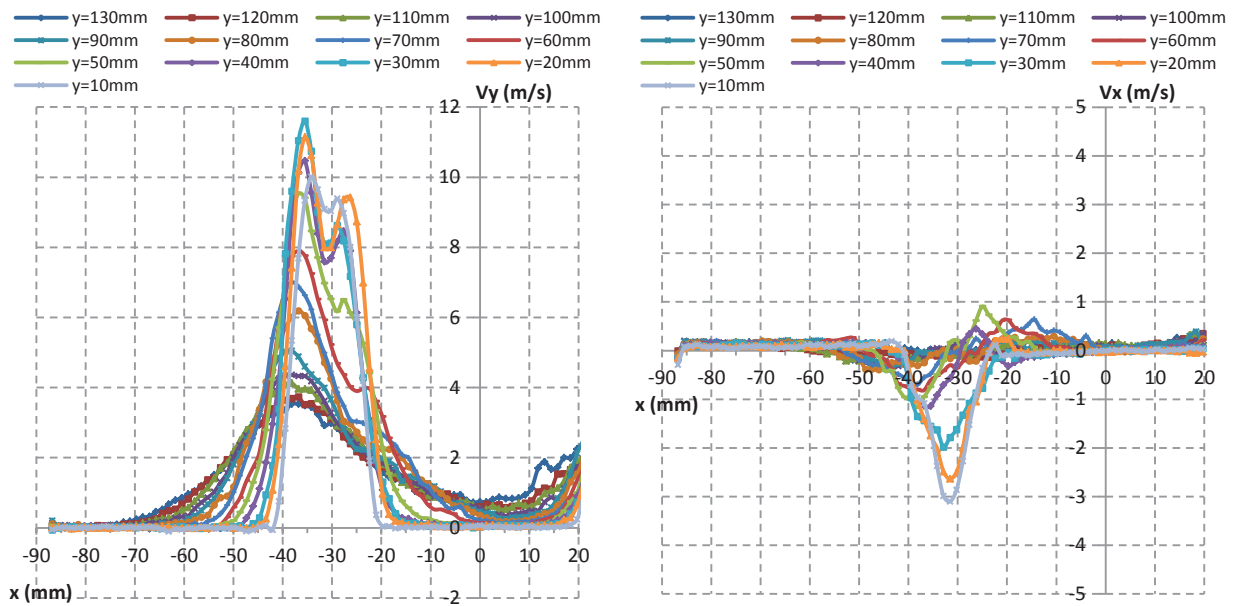


Fig. 170: Profils radiaux à différentes hauteurs des composantes verticales et horizontales des vitesses des flammes pilotes

### 2.3. Etude de l'interaction jet central / flammes pilotes / jets latéraux

Après avoir étudié le jet central d'air tout seul, et les flammes pilotes toutes seules, les effets réciproques de ces deux écoulements ont été étudiés par acquisition d'une série de 300 couples d'images de particules et de 300 images de chimiluminescence  $\text{OH}^*$ . Un traitement itératif prédictif - correcteur de PIV à maillage adaptatif a été effectué sur des fenêtres 64x64 pixels puis 32x32 pixels.

Finalement, l'effet des jets latéraux de méthane sur les deux autres a été investigué, dans le but de comprendre l'aérodynamique du mélange des jets et estimer son effet sur la forte production d'imbrûlés pour le cas stable de combustion diluée à parois froides :  $Q_{\text{air-c}} = 20 \text{ m}^3(\text{n})/\text{h}$ ,  $P_t = 12 \text{ kW}$ ,  $\lambda_p = 0,9$  et  $P_p = 2 \text{ kW}$ . Pour cela, 300 couples d'images de particules et 300 images de chimiluminescence  $\text{OH}^*$  ont été enregistrés. Du fait de la fluctuation de l'ensemencement dans le jet latéral de méthane, 75 couples d'images de particules ont été sélectionnées pour lesquelles l'ensemencement est suffisamment homogène pour mesurer les vitesses dans le jet de méthane. Un traitement itératif prédictif – correcteur à maillage adaptatif a été effectué sur des fenêtres  $32 \times 32$  pixels puis  $16 \times 16$  pixels, pour chercher à obtenir une meilleure résolution sur le jet de méthane en sortie. En comparant les vitesses obtenues dans les flammes pilotes et le jet d'air central par le même calcul itératif sur 75 couples d'images de particules et sur les 300 couples d'images acquis (où ces jets ont été ensemencés d'une manière continue), la convergence du calcul des vitesses moyennes a été vérifiée.

Les Fig. 171 et Fig. 172 montrent la variation des zones de réaction visualisées par imagerie de chimiluminescence  $\text{OH}^*$ , les champs de vitesses mesurées par PIV, les champs de leurs composantes verticales et horizontales ainsi que les lignes de courant pour les différents cas : air central seul, flammes pilotes seules, air central et flammes pilotes, air central et flammes pilotes et flammes principales.

Le cœur potentiel du jet central semble se rallonger en présence des autres jets. La Fig. 173 compare les vitesses axiales ( $x = 0$ ) tout au long de la longueur de mesure, pour l'air central tout seul (AC), pour le jet d'air avec uniquement les flammes pilotes (AC et FP), et enfin avec les flammes pilotes et les jets latéraux (AC et FP et FL). Cette augmentation de la longueur du cœur potentiel doit être principalement due à la présence des flammes pilotes et des jets latéraux qui confinent le jet d'air et empêche son expansion radiale, comme le ferait un écoulement annulaire de vitesse non nulle autour d'un jet turbulent (Beér & Chigier, 1972). De plus, une augmentation de la température du jet d'air par les flammes pilotes et les flammes principales pourrait aussi avoir contribué à augmenter la vitesse du jet d'air en contrepartie de sa diminution lors de son expansion.

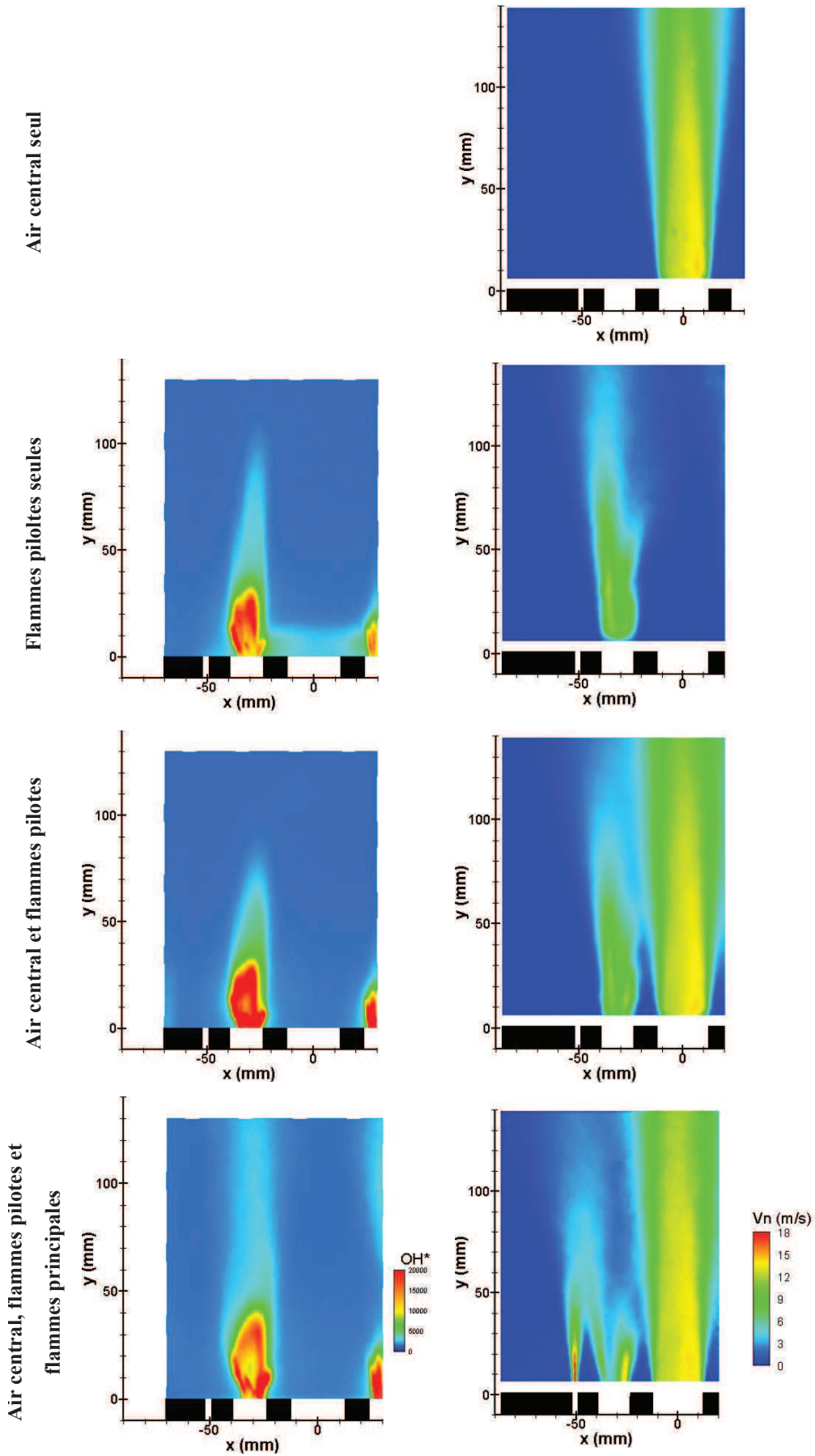


Fig. 171 : Zones de réaction et champs de vitesses pour les différents cas

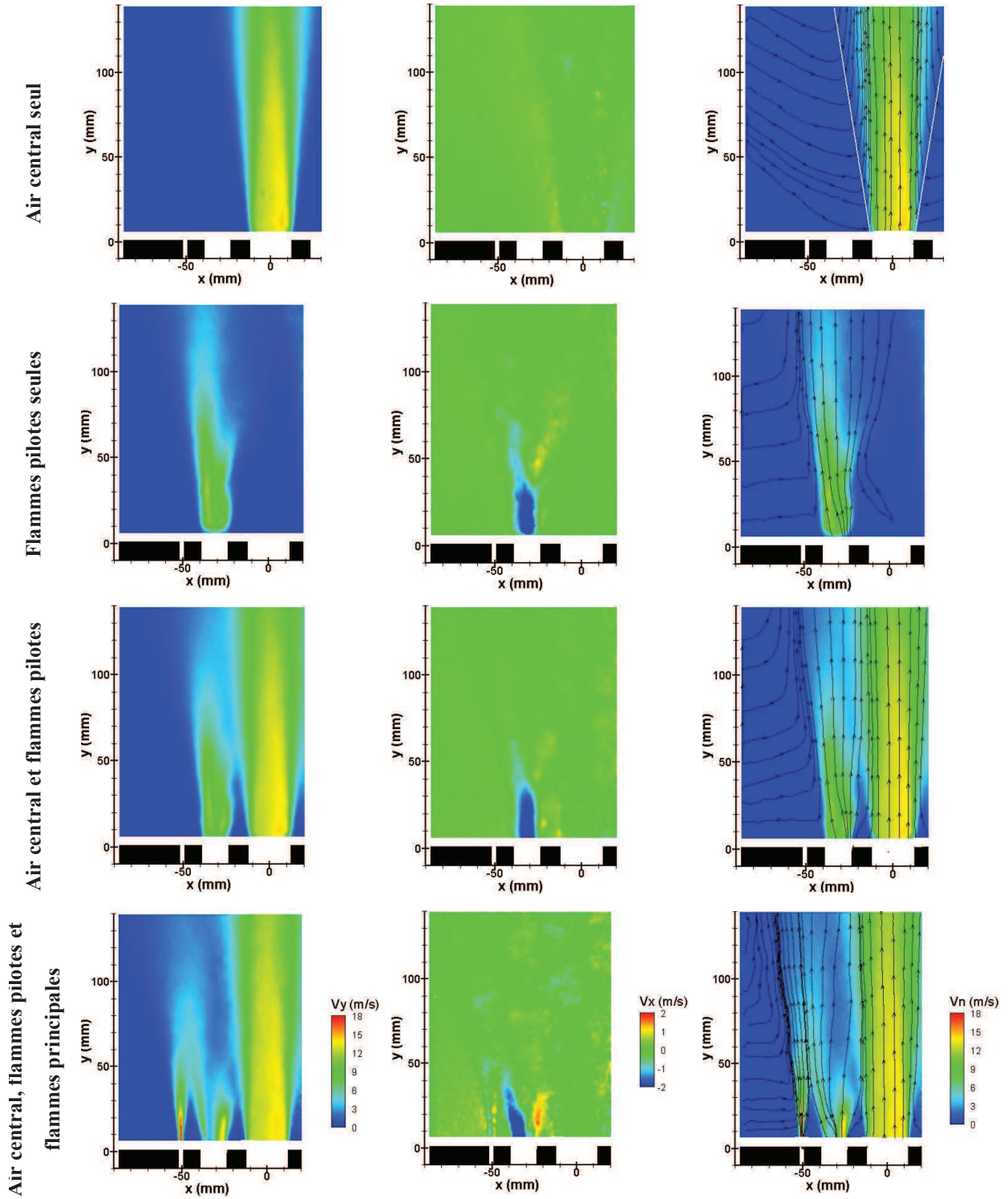


Fig. 172: Champs des composantes verticales et horizontales des vitesses ainsi que les lignes de courant pour les différents cas

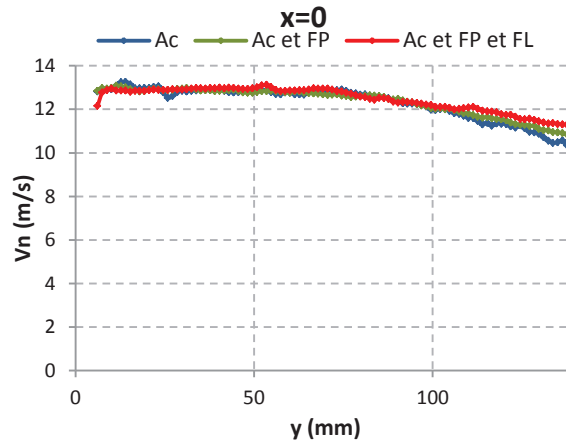


Fig. 173 : Profils axiaux des vitesses pour les différents cas (air central seul, air central avec flammes pilotes, air central avec flammes pilotes et flammes principales)

Les Fig. 174 à Fig. 178 présentent les profils radiaux de vitesses moyennes pour les quatre configurations d'ensemencement à différentes hauteurs.

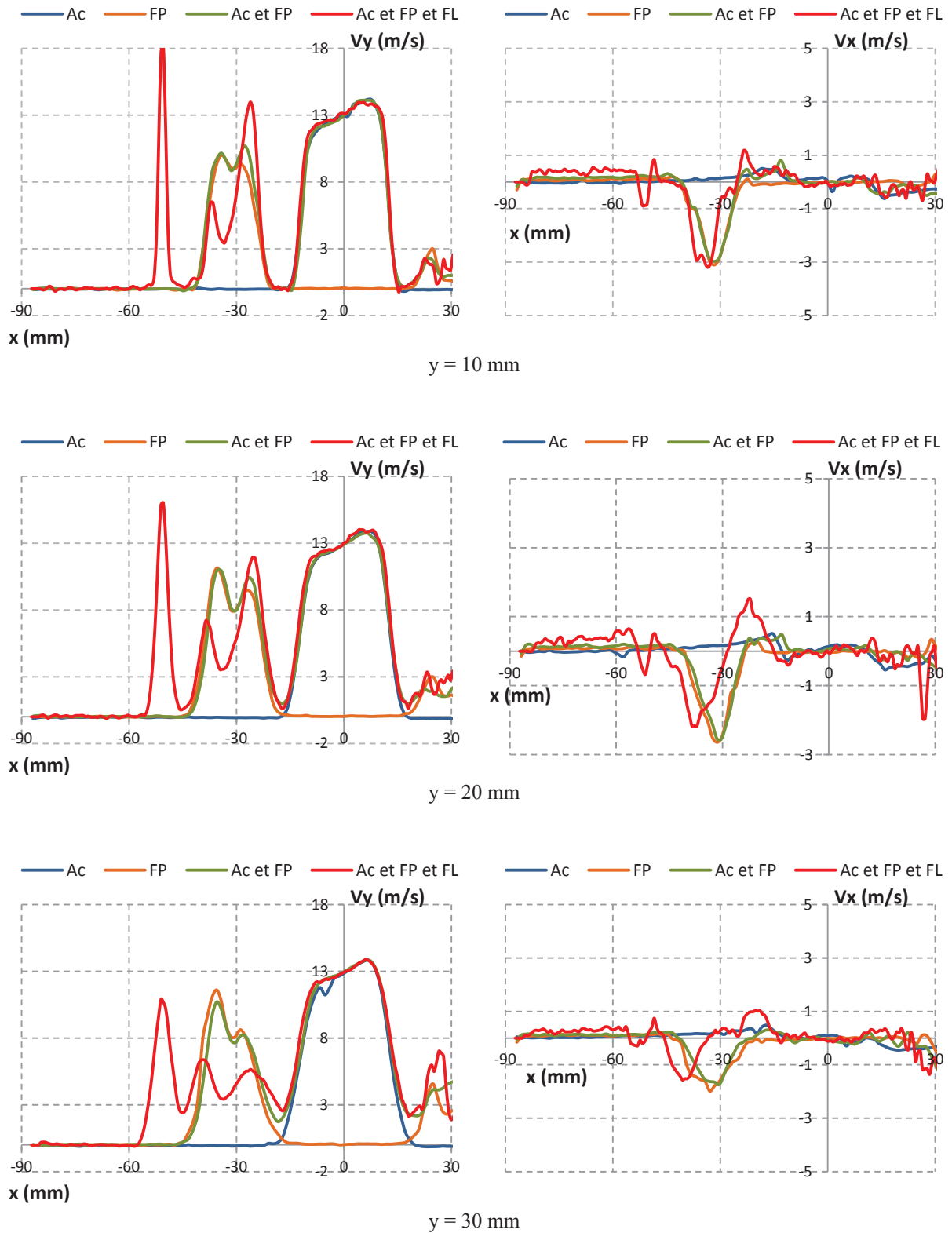


Fig. 174 : Comparaison des profils radiaux des composantes verticales et horizontales des vitesses des différents jets pour  $y = 10, 20$  et  $30$  mm et pour les quatre cas étudiés (air central seul, flammes pilotes seules, air central et flammes pilotes, air central et flammes pilotes et flammes principales)



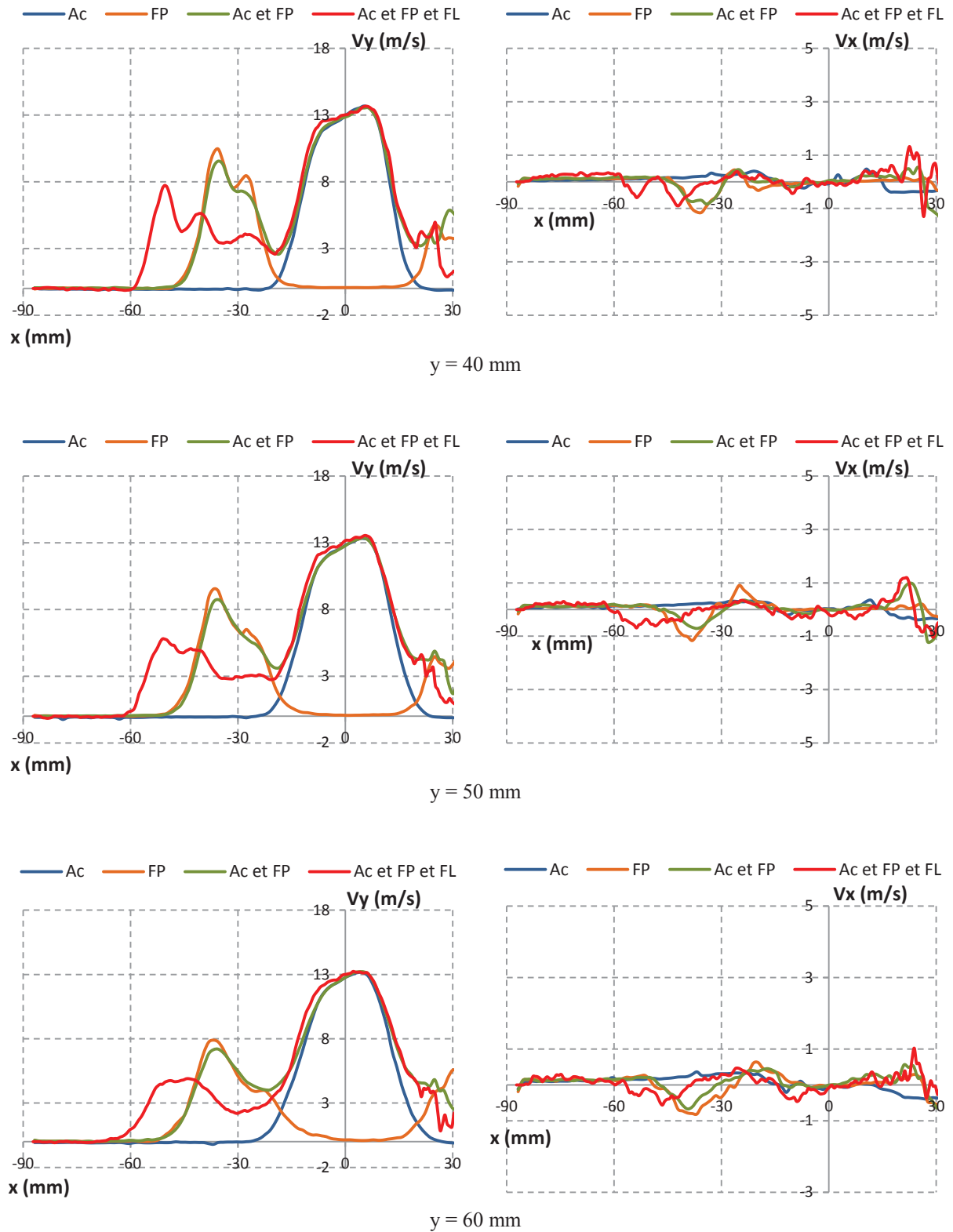


Fig. 175 : Comparaison des profils radiaux des composantes verticales et horizontales des vitesses des différents jets pour  $y = 40, 50$  et  $60$  mm et pour les quatre cas étudiés (air central seul, flammes pilotes seules, air central et flammes pilotes, air central et flammes pilotes et flammes principales)

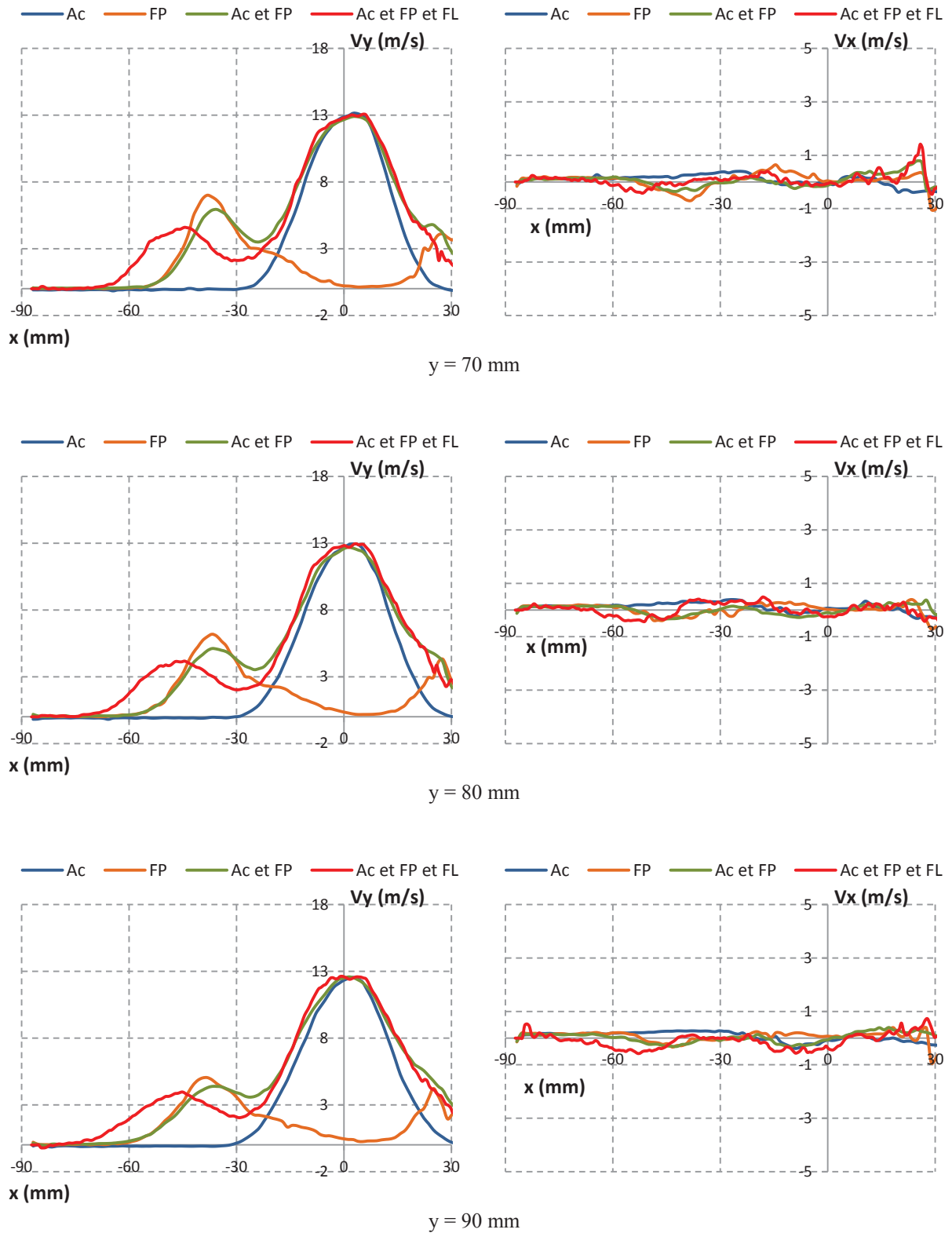


Fig. 176 : Comparaison des profils radiaux des composantes verticales et horizontales des vitesses des différents jets pour  $y = 70, 80$  et  $90$  mm et pour les quatre cas étudiés (air central seul, flammes pilotes seules, air central et flammes pilotes, air central et flammes pilotes et flammes principales)

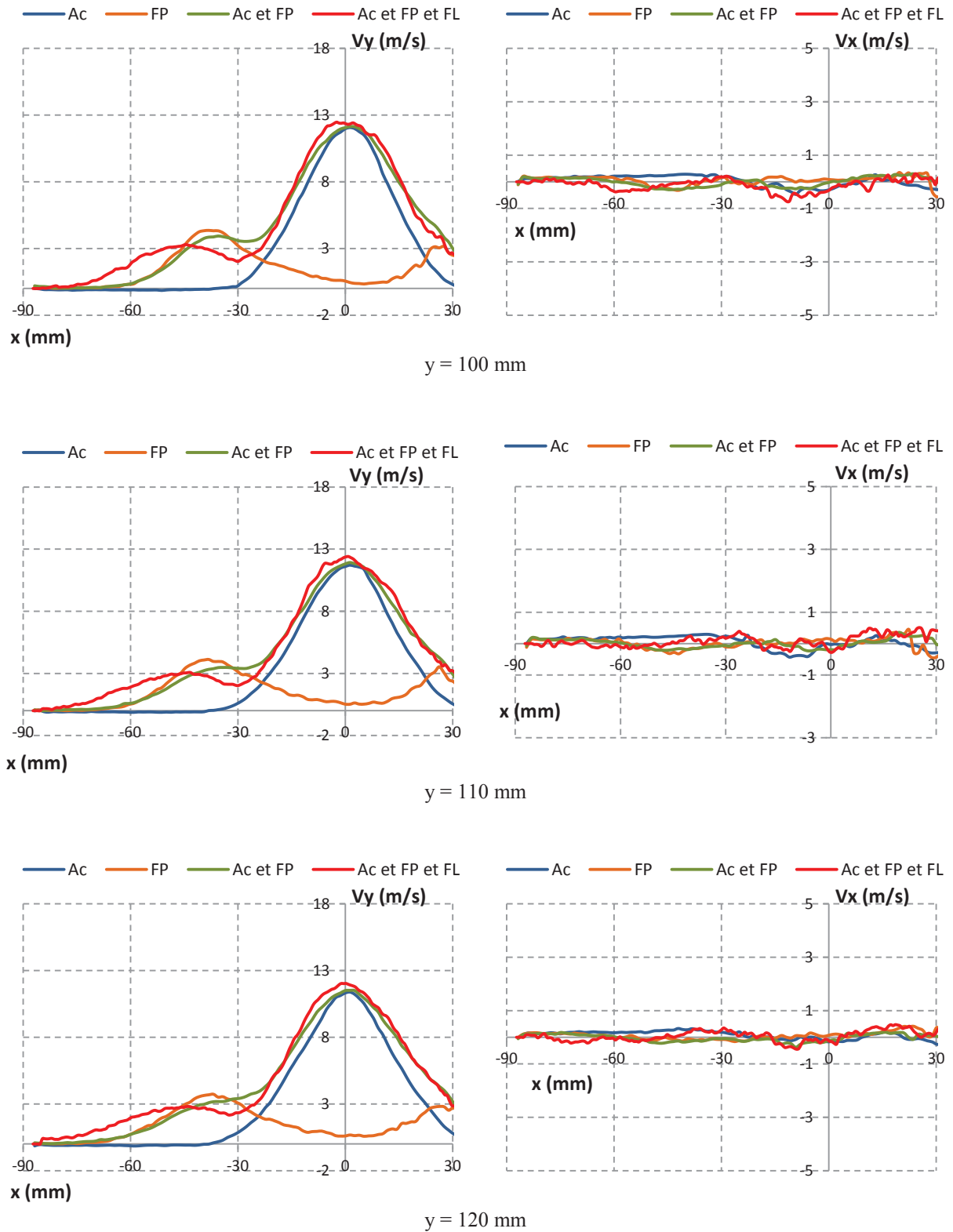


Fig. 177 : Comparaison des profils radiaux des composantes verticales et horizontales des vitesses des différents jets pour  $y = 100, 110$  et  $120$  mm et pour les quatre cas étudiés (air central seul, flammes pilotes seules, air central et flammes pilotes, air central et flammes pilotes et flammes principales)

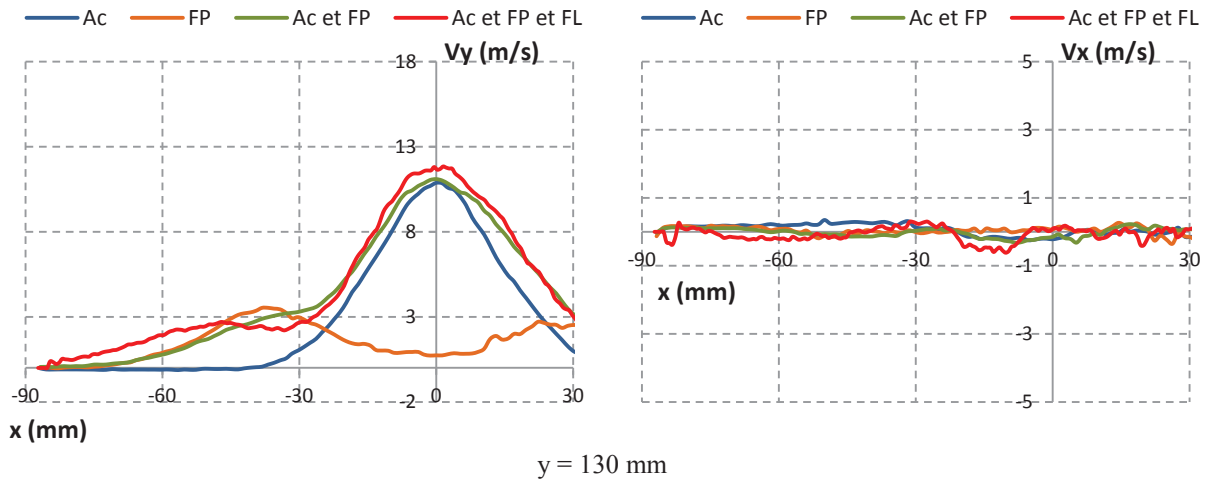


Fig. 178 : Comparaison des profils radiaux des composantes verticales et horizontales des vitesses des différents jets pour  $y = 130$  mm et pour les quatre cas étudiés (air central seul, flammes pilotes seules, air central et flammes pilotes, air central et flammes pilotes et flammes principales)

#### *Effets réciproques du jet d'air central sur les flammes pilotes*

Les flammes pilotes sont renforcées par la présence de l'air recirculant autour d'elles comme le montrent les images de chimiluminescence. Mais, à partir des profils des composantes verticales des vitesses, les écoulements dans les flammes pilotes et dans le jet d'air central ensemble changent peu par rapport à ces jets seuls. Ils n'interagissent quasiment pas entre eux avant  $y = 70$  mm. Après  $y = 100$  mm, l'écoulement dans les flammes pilotes ne présente plus de maximum, et les flammes pilotes se mélangent ainsi progressivement au jet d'air jusqu'à ne plus former qu'un seul écoulement central plus en aval.

D'après les profils des composantes horizontales des vitesses, dans la zone proche du brûleur ( $y = 20$  mm), la flamme pilote n'est pas influencée par la présence de l'air central. Plus loin, à  $y = 60$  mm, les composantes horizontales des vitesses à droite des flammes pilotes diminuent en présence du jet d'air central, du fait de l'entraînement par le jet d'air central.

#### *Effets réciproques du jet d'air central sur les flammes pilotes et les flammes principales*

Comme le montre la photographie de la Fig. 160, le début des zones de réaction principales se situe bien à la suite des flammes pilotes, comme le confirme la faible augmentation de l'intensité de chimiluminescence  $\text{OH}^*$  entre les cas sans jets latéraux et avec jets latéraux.

Dès  $y = 20$  mm, les jets latéraux de méthane affectent le bord gauche des flammes pilotes. Celui-ci est entraîné par ces jets latéraux, alors que le bord droit des flammes pilotes est entraîné par le jet d'air central. Cela change aussi la forme des flammes pilotes (Fig. 172). On obtient alors quasiment deux écoulements différents : le côté gauche des flammes pilotes se dirige vers les jets de méthane, et le côté droit vers le jet d'air central. Ceci est favorable en termes d'apport de chaleur dans les jets de réactifs pendant qu'ils se diluent en entraînant les produits de combustion recirculants.

Les tracés des lignes de courant montrent que les jets de méthane pourraient être effectivement empêchés par les flammes pilotes de rencontrer l'air central. On ne favorise alors plus l'interaction

SJWJ entre jet d'air central et jets latéraux de méthane. Ceci peut retarder le mélange des jets de réactifs, et favoriser le 'refroidissement' des gaz brûlés entraînés avant la rencontre des réactifs, créant ainsi une importante source d'instabilité.

Un déplacement des flammes pilotes en dehors du plan des jets d'air central et méthane latéraux pourrait être donc envisagé comme solution à ce problème. Mais il reste alors à s'assurer que les flammes pilotes soient bien entraînées par les jets principaux de réactifs pour apporter la chaleur nécessaire à la stabilisation dans ces conditions diluées.

### **VI. 3. Conclusions**

La stabilisation de la combustion sans flamme dans l'installation pilote à basse température des parois a été étudiée avec la configuration de brûleur proposée à partir du modèle monodimensionnel. L'apport de chaleur supplémentaire se fait grâce à deux flammes pilotes. Les brûleurs pilotes ont été étudiés tout d'abord seuls en fonctionnant avec et sans air central. Sans air central, ils produisent une quantité importante d'imbrûlés. Avec air central, un taux d'aération pilote proche de 0,9, et un minimum possible de puissance pilote totale, les taux d'imbrûlés diminuent.

**L'étude du brûleur principal a montré que l'on pouvait stabiliser la combustion dans la zone de réaction principale dans la couche de mélange des jets grâce aux flammes pilotes. Toutefois, la combustion reste incomplète.** Pour le cas trouvé le plus stable ( $P_t = 12$  kW,  $Q_{\text{air-c}} = 20$  m<sup>3</sup>(n)/h,  $P_p = 2$  kW et  $\lambda_p = 0,9$ ), l'aérodynamique des jets à la sortie du brûleur par rapport à la localisation des zones de réaction a été étudiée.

Malgré une légère dissymétrie à la sortie du jet, l'air central se comporte comme un jet libre dans une enceinte confinée. La longueur du cœur potentiel est trouvée environ 3,4 fois le diamètre à l'entrée quand le jet central est seul, et augmente en présence des autres jets. Des bordures avec un demi-angle d'ouverture de 9,1°, comme cela a été calculé dans le modèle analytique, délimitent bien le jet, et correspondent aux points de mélange du gaz ambiant avec le jet d'air, suite à leur entraînement par celui-ci. Les profils radiaux des composantes verticales des champs de vitesse tentent à se rapprocher progressivement de gaussiennes.

Les flammes pilotes se développent d'une manière non symétrique, due à l'obstacle à ailettes et au front de flamme. Elles ne sont quasiment pas influencées par la présence du jet d'air central à la sortie des brûleurs pilotes. Néanmoins, plus loin, elles sont légèrement entraînées par celui-ci.

**En présence des jets latéraux de méthane, le bord gauche de la flamme pilote se mélange au jet de méthane, et le bord droit au jet d'air central. Ce qui va permettre effectivement d'apporter la chaleur nécessaire à ces réactifs. Toutefois, les flammes pilotes semblent bien retarder le rabattement des jets de méthane vers le jet d'air central.** Même si la longueur des flammes principales est visuellement inférieure à la longueur de la chambre de combustion, le mélange des réactifs retardé par les flammes pilotes, s'effectuerait dans un environnement plus dilué et plus 'froid', expliquant ainsi les fortes émissions de polluants observées.

Ainsi, en perspective de ces résultats, un déplacement des flammes pilotes à l'extérieur du plan des jets principaux de réactifs, mais toujours en direction du point de leur rencontre, pourrait être envisagé pour éviter de perturber leur interaction, tout en amenant la chaleur nécessaire à la stabilisation. De plus, d'autres brûleurs pilotes à combustion complète doivent être envisagés pour cet apport de chaleur extérieur.

## **Conclusion générale et perspectives**

La combustion sans flamme offre de très bonnes performances en termes d'efficacité énergétique et de diminution des émissions polluantes dans les fours à hautes températures. Entraînant les gaz brûlés chauds recirculants, les jets de réactifs séparés et de fortes impulsions, se mélangent et brûlent dans un environnement dilué et chaud. Les températures dans la chambre de combustion sont plus homogènes et les émissions de NO<sub>x</sub> sont extrêmement basses. Ce régime de combustion est maintenant bien connu pour des fours avec des combustibles classiques comme le méthane. Au cours de cette thèse, nous avons cherché à étendre ce régime de combustion à d'autres situations, telles que les mélanges combustibles méthane - hydrogène et les installations à basse température de parois. Ce travail est réalisé en collaboration avec GDF SUEZ et le soutien financier de l'ADEME, dans le cadre du projet 'CANOE' (convention de recherche ADEME - GDF SUEZ - CORIA - EM2C).

Dans le contexte d'une utilisation progressive de l'hydrogène en complément voire substitution du gaz naturel dans un futur plus ou moins lointain, nous avons complété l'étude initiée par C. Rottier de la combustion sans flamme de mélanges méthane - hydrogène. Ceci a été réalisé avec et sans préchauffage de l'air, en cherchant dans notre cas à diminuer l'excès d'air. Des mesures plus détaillées ont aussi pu être réalisées. Le régime de combustion sans flamme est atteint pour tous les cas, allant du méthane pur à l'hydrogène pur. Avec et sans préchauffage de l'air, la combustion est stable, non visible à l'œil nu et les gradients longitudinaux de température de parois sont faibles. Très peu de monoxyde de carbone est produit avec préchauffage de l'air. Néanmoins, sans préchauffage de l'air, des émissions importantes de CO sont observées à faible excès d'air. Une légère augmentation du facteur d'air est alors nécessaire pour minimiser les émissions de CO. La concentration d'oxydes d'azote dans les fumées augmente légèrement avec le pourcentage de l'hydrogène dans le combustible, atteignent un maximum inférieur à 60 ppm avec préchauffage de l'air, et 16 ppm sans préchauffage de l'air. Ces évolutions sont directement reliées aux variations de la position des zones de réaction, qui se rapprochent du brûleur avec l'ajout de l'hydrogène. Puis, les émissions de NO<sub>x</sub> rediminuent pour les forts pourcentages d'hydrogène dans le combustible, du fait de l'annulation progressive de la formation de NO précoce. La combustion sans flamme de mélanges méthane - hydrogène démontre ainsi de très bonnes performances en termes d'efficacité énergétique et faibles émissions polluantes. Pour de l'hydrogène pur, et sans préchauffage de l'air, une combustion sans flamme proche d'un four 'zéro émission' est accomplie.

Les réglementations actuelles et futures relatives aux émissions de NO<sub>x</sub> des chaudières industrielles nécessitent toujours le développement de procédés de combustion à faible impact environnemental. Pour cela, la combustion sans flamme semble être une piste intéressante à explorer pour être appliquée sur les installations à basses températures. Dans cet objectif, l'étude de l'extension du régime de combustion sans flamme aux environnements à basse température a été abordée en plusieurs étapes.

Une étude des limites de stabilité de la combustion sans flamme a été menée sur l'installation pilote à hautes températures de parois du CORIA en abaissant progressivement les températures de parois. Quelles que soient les puissances de combustion et températures de préchauffage de l'air, les résultats montrent une température limite de parois de l'ordre de 850°C, en-dessous de laquelle des

instabilités ont été notées, notamment sous la forme de fortes émissions de CO. Dans des conditions proches de l'extinction du four, un phénomène de ré-allumage périodique de la combustion dans les couches de mélange des jets de réactifs est observé. A partir d'une température limite similaire, des fluctuations de pression et des instabilités ont été également observées sur une installation semi-industrielle de combustion sans flamme de GDF SUEZ. L'effet de l'ajout d'hydrogène en abaissant la température de l'installation à hautes températures de parois du CORIA a également été étudié. Il favorise la stabilité de la combustion et retarde l'apparition des instabilités, mais n'est pas capable à lui tout seul d'entretenir la combustion sans flamme à des températures encore plus basses. De changements plus radicaux s'avèrent donc nécessaires, au niveau de la conception du brûleur.

Pour cela, un modèle simple de mélange des jets de combustible et d'air avec les gaz brûlés recirculants a été établi en se basant sur les lois analytiques des jets turbulents libres et confinés, et de l'interaction entre jet de forte impulsion et jet de faible impulsion. Il permet de quantifier les conditions locales de température et dilution au début de la couche de mélange des jets où s'initie la combustion massivement diluée. Après validation de ce modèle monodimensionnel, une étude paramétrique a permis d'étudier l'effet des paramètres d'entrée (températures des réactifs, diamètres des jets, distance entre les jets, nombre de jets latéraux) sur ces conditions locales définissant la combustion sans flamme. Même si elle reste simplifiée, cette approche complète les méthodes actuelles de pré-dimensionnement de brûleurs à combustion sans flamme. Pour les environnements à basse température, la diminution de la température de parois a comme conséquence d'augmenter la dilution et de diminuer la température à la fusion des jets de réactifs. Ces résultats ont ainsi amené à des études de pré-dimensionnement de nouvelles configurations de brûleurs à combustion sans flamme adaptées aux environnements à basse température. Dans le cadre de cette thèse, un brûleur a alors été conçu sur la base d'injections séparées et éloignées de méthane et d'air associées à des brûleurs pilotes assurant un apport de chaleur supplémentaire. Cet apport de chaleur nécessaire à la stabilisation de la combustion massivement diluée dans la couche de mélange des jets est estimé grâce au modèle entre 18% et 32% de la puissance totale.

Les expériences menées avec ce brûleur ont été réalisées dans la chambre de combustion à basses températures des parois, intégralement conçue et fabriquée au cours de cette thèse, pour permettre de reproduire le fonctionnement d'installations industrielles de type chaudières ( $T_w \leq 400^\circ\text{C}$ ). Elle possède plusieurs alimentations en gaz et eau, et dispose de plusieurs accès optiques pour permettre des mesures détaillées à l'intérieur de la chambre de combustion. Elle est également instrumentée par différents moyens de mesure de température, de composition de gaz et de flux de chaleur aux parois. Le comportement des zones de réaction, les émissions à la sortie de l'enceinte ainsi que l'aérodynamique des jets ont été investigués, en variant les conditions opératoires du brûleur. Les brûleurs pilotes ont été étudiés en fonctionnant sans air central. De fortes quantités de CO et d'imbrûlés apparaissent. La combustion semble s'améliorer en ajoutant de l'air dans l'environnement, et la diminution des concentrations de CO et de  $\text{CH}_4$  à la sortie a permis de comparer les effets de la variation des paramètres des brûleurs pilotes.

Les expériences réalisées avec les jets de réactifs et les flammes pilotes ont montré que l'on pouvait effectivement stabiliser la combustion en régime dilué dans la zone de réaction principale dans la couche de mélange des jets grâce aux flammes pilotes. La quantité de chaleur à apporter est bien estimée par le modèle analytique de jets. Toutefois, la combustion est incomplète dans les conditions opératoires visées. Une augmentation du débit d'air central permet de réduire les émissions de CO et



d'imbrûlés, alors que l'augmentation de la température de préchauffage de l'air n'est pas suffisante pour améliorer la combustion dans ces conditions opératoires. Plusieurs phénomènes peuvent être à l'origine de cette combustion incomplète. D'une part, la combustion est incomplète dans les flammes pilotes placées dans une enceinte confinée remplie de gaz brûlés à basse température. D'autre part, ces flammes pilotes, situées entre les jets de réactifs, pourraient empêcher l'entraînement des jets de méthane vers le jet d'air, et ainsi le mélange de ces deux réactifs dans la zone de réaction principale. En effet, pour les conditions opératoires les plus stables, des mesures de champs moyens de vitesses par PIV ont montré que le bord gauche de la flamme pilote se mélange au jet de méthane, et le bord droit au jet d'air central. Ceci assure bien l'apport de chaleur aux réactifs nécessaire à initier la combustion au point de fusion des jets. Toutefois, les flammes pilotes semblent bien retarder le rabattement des jets de méthane vers le jet d'air central, induisant ainsi de fortes émissions de polluants.

L'ensemble de ces résultats montre qu'il semble possible d'atteindre le régime de combustion sans flamme dans des conditions à basses températures à partir d'une configuration à plusieurs jets grâce à un apport de chaleur supplémentaire. La suite de cette étude pourra s'attacher à mettre au point des brûleurs à flammes pilotes assurant une combustion complète et positionnés vis-à-vis des jets principaux de combustible et de comburant de telle sorte de ne pas empêcher leur interaction mutuelle. D'autres sources d'apport de chaleur peuvent être aussi envisagées autour de ces jets de réactifs. Un apport de chaleur plus progressif dans la chambre de combustion pourrait aussi s'avérer nécessaire pour assurer la combustion complète.

L'ensemble des résultats de cette thèse montre que l'extension du régime de combustion sans flamme à d'autres conditions opératoires ou configurations expérimentales peut rapidement se confronter à des problèmes de stabilité ou d'émissions excessives de monoxyde de carbone et d'imbrûlés. Celles-ci nécessitent des adaptations rendues possibles par la meilleure compréhension de ce régime de combustion particulier. En effet, de par ses qualités intrinsèques à associer forte efficacité énergétique par récupération de la chaleur des gaz brûlés et très faibles émissions polluantes dans ces conditions de combustion massivement diluée, les moyens d'atteindre le régime de combustion sans flamme restent à explorer dans un grand nombre de secteurs et applications industrielles.



## Annexes

### **Annexe 1 : Pré-dimensionnement de l'échangeur de refroidissement des parois de l'installation pilote à hautes températures du CORIA (FOUR)**

Afin de développer un moyen de contrôle de la température des parois du four pilote, un échangeur a été dimensionné au CORIA par Kévin Hersent (Hersent, 2008). Grâce à sa forme cylindrique, et à sa distance variable d'insertion dans le four par l'un de ses accès optiques, la surface d'échange et donc la puissance extraite peuvent être variées. Cet échange de puissance se base sur un calcul de bilan thermique.

L'eau de refroidissement arrive par le centre du cylindre et ressort par l'extérieur en échangeant avec l'intérieur du four de l'énergie thermique. Les sections sont adaptées pour être en tous points du circuit de l'eau identiques et la géométrie est telle que les zones d'éventuels points chauds avec de l'eau stagnante sont minimisés. De plus le diamètre extérieur est dimensionné pour maintenir l'échangeur dans les accès optiques de l'installation.

#### ***Bilan thermique***

Les parois du four étant supposées à  $T_w = 1000^\circ\text{C}$ . On considère trois longueurs d'insertion de l'échangeur dans le four :  $L_{e1} = 150$  mm,  $L_{e2} = 250$  mm et  $L_{e3} = 350$  mm. Ce qui permet d'obtenir les surfaces équivalentes de l'échangeur en contact avec les gaz recirculants et donc les facteurs de forme (Chapman, 1984) correspondants. Les flux rayonnés par les parois du four vers l'échangeur peuvent être alors calculés :

$$\Phi_{f-1} = F_{f-1} S_f \varepsilon_{\text{wall}} \sigma T_w^4$$

Avec :  $T_w \approx 1000^\circ\text{C}$

$\varepsilon_{\text{wall}} \approx 0,62$  (Chapman, 1984)

$\sigma = 5,67 \cdot 10^{-8} \text{ W} \cdot \text{m}^2 \cdot \text{K}^{-4}$

D'où:

$S_1 = 0,0404 \text{ m}^2$	$F_{f-2-1} = 0,0162$	$\Phi_{f-2-1} = 3,7 \text{ kW}$
$S_2 = 0,0642 \text{ m}^2$	$F_{f-2-2} = 0,0257$	$\Phi_{f-2-2} = 5,9 \text{ kW}$
$S_3 = 0,0881 \text{ m}^2$	$F_{f-2-3} = 0,0353$	$\Phi_{f-2-3} = 8,1 \text{ kW}$

Ensuite, 4 principaux transferts thermiques interviennent pour l'évacuation de l'énergie thermique du four.

Tout d'abord les échanges entre les parois intérieurs du four et l'échangeur :

$P_{\text{éch}} = \text{Rayonnements des parois} + \text{Convection avec les gaz recirculants} - \text{Rayonnement de l'échangeur vers le four}$

$$P_{\text{éch}} = \alpha_i E + S_p h_{\text{gr}}(T_{\text{gr}} - T_{\text{pe}}) - S_p \varepsilon_i \sigma T_{\text{pe}}^4$$

Le rayonnement des gaz dans le four vers l'échangeur est négligé, en suivant la même hypothèse que celle faite pour le bilan thermique des soudures chaudes des thermocouples (Fricker, 2003 ; Larass, 2000).

Ensuite intervient la conduction au travers de la paroi d'inox de l'échangeur :

$$P_{\text{éch}} = \frac{k_i}{e_i} S_p (T_{\text{pe}} - T_{\text{pi}})$$

Puis la convection forcée entre la paroi interne de l'échangeur et l'eau qui circule dans l'échangeur :

$$P_{\text{éch}} = S_p h_w (T_{\text{pi}} - \overline{T_w})$$

Avec :  $\overline{T_w} = \frac{T_{\text{in}} + T_{\text{out}}}{2}$

Et finalement l'échange d'énergie thermique de l'eau entre l'entrée et la sortie de l'échangeur :

$$P_{\text{éch}} = qm_w C_{p_w} (T_{\text{out}} - T_{\text{in}})$$

Ce qui amène à un système de 4 équations à 7 inconnues. Dans ce système, il demeure beaucoup de grandeurs qu'il va falloir évaluer. A commencer par le coefficient d'échange convectif  $h_w$  entre l'eau de l'échangeur et la paroi de celui-ci.

Pour déterminer ce dernier, les équations empiriques suivantes pour la convection forcée interne ont été utilisées :

$$Nu_w \cong 0,023 \cdot Re_w^{0,8} \cdot Pr_w^{0,33}$$

Avec (Heitor, 1993) :  $Pr_w = 6,13$ , le nombre de Prandtl de l'eau à 20°C  
 $\gamma_w = 0,8933 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2 \cdot \text{s}^{-1}$ , la viscosité cinématique de l'eau à 20°C  
 $k_w = 0,6076 \text{ W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$ , la conductivité thermique de l'eau à 20°C

On a ensuite les relations suivantes :

$$Re_w = \frac{V_w D_H}{\nu_w} \quad V_w = \frac{Q_v}{L_c h_c * 3600} \quad D_H = \frac{2 * L_c h_c}{L_c + h_c} \quad Nu_w = \frac{h_w D_H}{k_w}$$

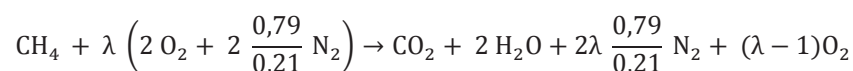
Avec dans les conditions de l'étude à 20°C :

$Re_w$  le nombre de Reynolds de l'eau

$V_w$  la vitesse débitante de l'eau dans l'échangeur  
 $D_H$  le diamètre hydraulique de la section où circule l'eau dans l'échangeur  
 $\gamma_w$  la viscosité cinématique de l'eau  
 $Q_v$  le débit volumique de l'eau  
 $L_c$  la largeur de la conduite dans l'échangeur  
 $h_c$  la hauteur de la conduite dans l'échangeur  
 $Nu_w$  le nombre de Nusselt de l'eau  
 $h_w$  le coefficient d'échange convectif entre l'eau et la paroi de l'échangeur  
 $k_w$  la conductivité thermique de l'eau

On obtient donc :  $h_w = 1096 \text{ W.m}^{-2}.\text{K}^{-1}$

Le coefficient d'échange convectif  $h_{gr}$  entre les gaz brûlés dans le four et la paroi extérieure de l'échangeur a été également déterminé. Pour cela, il faut connaître la composition des gaz brûlés pour avoir leurs propriétés physiques. La réaction de combustion globale dans le four permet de déterminer les proportions de chaque composant des gaz brûlés :



(Avec  $\lambda = 1,1$  l'excès d'air)

$$\text{CO}_2 + 2 \text{H}_2\text{O} + 0,2 \text{O}_2 + 8,27 \text{N}_2$$

$$8,7\% + 17,4\% + 1,8\% + 72,1\% = 100\%$$

Pour déterminer  $h_{gr}$ , il faut les valeurs à 1000°C des paramètres suivants :  $k_{gr}$ ,  $v_{gr}$  et  $Pr_{gr}$

Dans les tables (Heitor, 1993), les grandeurs suivantes ont été trouvées pour 1000°C :

1000°C	$v \text{ (m}^2.\text{s}^{-1}\text{)}$	Pr	$k \text{ (W.m}^{-1}.\text{K}^{-1}\text{)}$
CO <sub>2</sub>		0,770	
H <sub>2</sub> O			
O <sub>2</sub>	$186.10^{-6}$	0,738	$87,1.10^{-3}$
N <sub>2</sub>	$177.10^{-6}$	0,795	$81.10^{-3}$

Tab. 24 : Différentes propriétés physiques des produits de réaction

Certaines tables s'arrêtant à 800K (Heitor, 1993), les courbes ont été prolongées en extrapolant des polynômes :

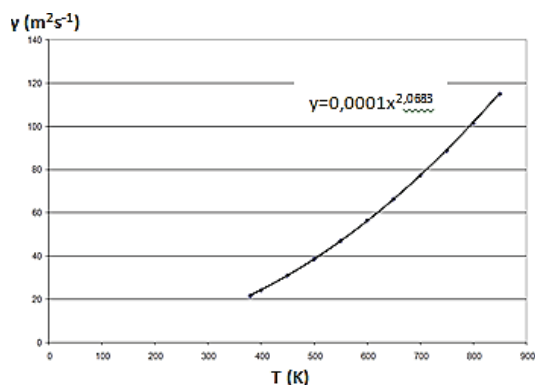


Fig. 179: Viscosité cinématique de H<sub>2</sub>O en fonction de la température

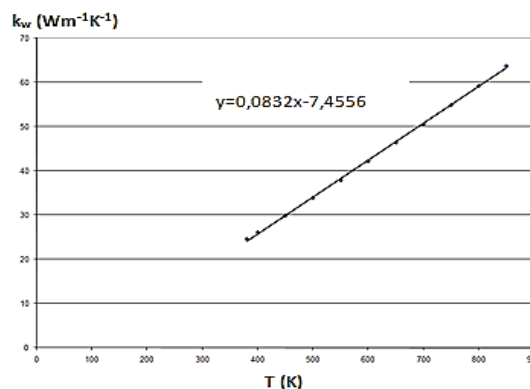


Fig. 180: Conductivité thermique de H<sub>2</sub>O en fonction de la température

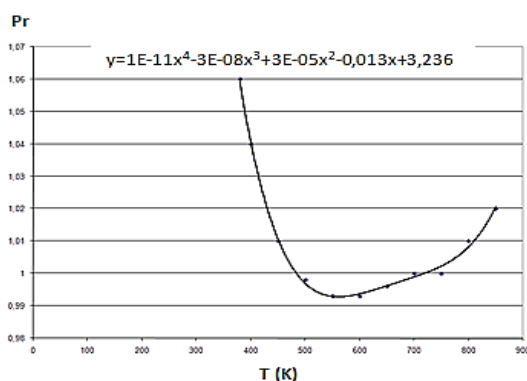


Fig. 181 : Nombre de Prandtl de H<sub>2</sub>O en fonction de la température

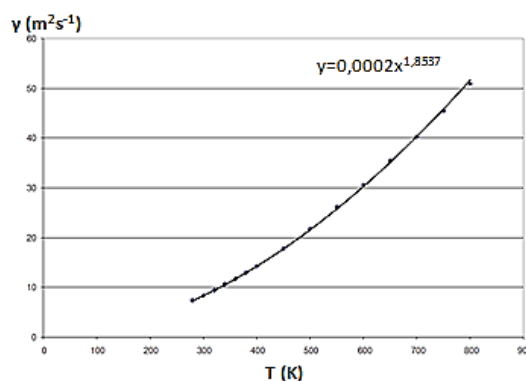


Fig. 182 : Viscosité cinématique de CO<sub>2</sub> en fonction de la température

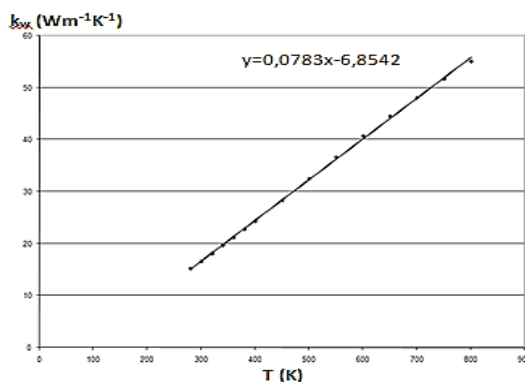


Fig. 183 : Conductivité thermique de CO<sub>2</sub> en fonction de la température

Pour la détermination du nombre de Prandtl de H<sub>2</sub>O, la courbe tendance trouvée utilise un polynôme d'ordre trop élevé et la courbe ne permet pas d'être prolongée. Une valeur de 0,800 a été choisie pour mettre dans la table ; elle est quasiment égale aux autres valeurs des nombres de Prandtl. De plus, cette valeur ne comptant que pour 17,8% du nombre de Prandtl global des gaz recirculants, l'approximation est possible et n'entraînera pas une grande erreur sur le résultat final.

1000°C	$v$ (m <sup>2</sup> .s <sup>-1</sup> )	Pr	$k$ (W.m <sup>-1</sup> .s <sup>-1</sup> )	% vol dans les gaz recirculants
CO <sub>2</sub>	118.10 <sup>-6</sup>	0,770	94,9.10 <sup>-3</sup>	8,7%
H <sub>2</sub> O	276.10 <sup>-6</sup>	0,800	100,7.10 <sup>-3</sup>	17,4%
O <sub>2</sub>	184.10 <sup>-6</sup>	0,738	87,1.10 <sup>-3</sup>	1,8%
N <sub>2</sub>	177.10 <sup>-6</sup>	0,795	81.10 <sup>-3</sup>	72,1%
Gaz Recirculants	188.10 <sup>-6</sup>	0,800	85,7.10 <sup>-3</sup>	100%

Tab. 25 : Propriétés physiques des gaz recirculants trouvées à partir des courbes ci-dessus

La convection entre les gaz recirculant et la paroi extérieure de l'échangeur est de type cylindre, donc la formule empirique pour une convection forcée autour d'un cylindre est de la forme :

$$Nu_{gr} = 0,665 Re_{gr}^{0,47} Pr_{gr}^{0,35}$$

On a ensuite les relations suivantes :

$$Re_{gr} = \frac{V_{gr} L_p}{\nu_{gr}} \quad Nu_{gr} = \frac{h_{gr} L_p}{k_{gr}}$$

Avec, dans les conditions de l'étude à 1000°C :

$Re_{gr}$  le nombre de Reynolds des gaz recirculants

$V_{gr} \sim 1$  m.s<sup>-1</sup> la vitesse des gaz recirculant d'après les mesures de PIV effectuées dans le four (Chapman, 1984)

$L_p = 0,4$  m étant la hauteur de l'échangeur et donc la longueur de convection

$\nu_{gr}$  la viscosité cinématique des gaz recirculants

$Nu_{gr}$  le nombre de Nusselt des gaz recirculants

$h_{gr}$  le coefficient d'échange convectif entre les gaz recirculants et l'échangeur

$k_{gr}$  la conductivité thermique des gaz recirculants

On calcule donc le coefficient  $h_{gr}$ .

Le système n'étant pas encore fermé, des hypothèses ont été donc faites pour pouvoir le résoudre. Tout d'abord, l'absorptivité et l'émissivité de la paroi d'inox ont été supposées identiques pour simplifier les calculs, et d'une manière générale, les valeurs diffèrent peu. Ensuite, il reste encore 2 inconnues, l'absorptivité de l'inox et le débit d'eau dans l'échangeur, donc elles ont été fixées. Ainsi, le système a été résolu plusieurs fois en faisant varier ces inconnues de la manière suivante :

$$0 \leq \alpha_i \leq 1 \quad \text{par pas de } 0,1$$

$$0,1(\text{m}^3/\text{h}) \leq \dot{q}_{m_w} \leq 5(\text{m}^3/\text{h}) \quad \text{par pas de } 0,2 \text{ m}^3/\text{h} \text{ jusqu'à } 2 \text{ m}^3/\text{h} \text{ puis par } 0,5 \text{ m}^3/\text{h}$$

La résolution de ce système se fait dans une page Excel.





## **Annexe 2 : Bilan thermique de la chambre de combustion à basse température**

L'ensemble de l'instrumentation mis en œuvre autour de la chambre de combustion pilote permet d'effectuer un bilan thermique global de son fonctionnement dans des conditions opératoires données.

Cette partie présente en détails les flux entrants et sortants de la chambre de combustion à basses températures des parois et les mesures associées permettant d'établir ce bilan thermique pour la configuration envisagée d'un brûleur à combustion sans flamme avec stabilisation par flammes pilotes.

L'ensemble des flux entrants et sortants est schématisé sur la Fig. 184 :

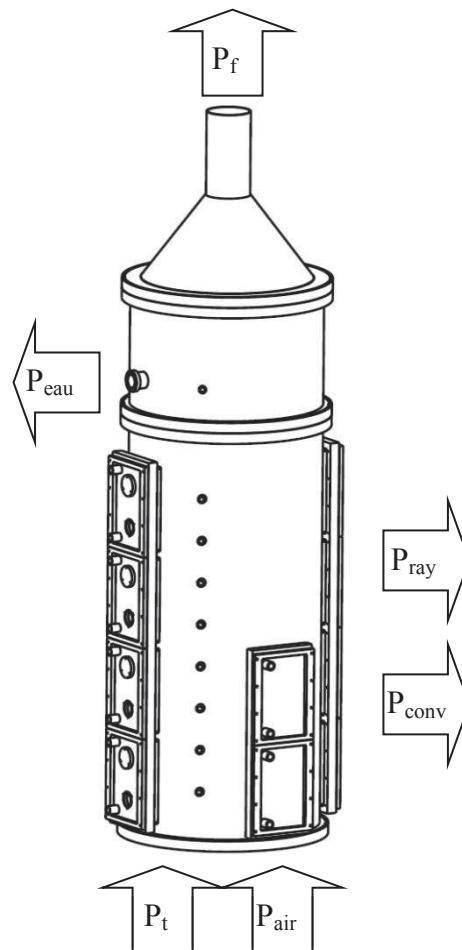


Fig. 184 : Schéma des flux entrants et sortants dans la chambre de combustion

Flux entrants :

1.  $P_t$  : Puissance apportée par le combustible
2.  $P_{air}$  : Puissance apportée par l'air

Flux sortants :

1.  $P_f$  : Puissance évacuée par les fumées
2.  $P_{eau}$  : Puissance perdue par l'eau de refroidissement
3.  $P_{conv}$  : Puissance perdue par convection autour des parois externes
4.  $P_{ray}$  : Puissance perdue par rayonnement des parois externes

### 3.1. Flux entrants

*Puissance apportée par la combustion*

Le Tab. 26 présente les différentes caractéristiques du méthane G20 utilisé sur l'installation pilote.

Nom	Acronyme	Valeur	Unité
Pouvoir calorifique inférieur	PCI	9,97	kWh/m <sup>3</sup> (n)
Pouvoir comburivore	Va	9,54	m <sup>3</sup> (n)/m <sup>3</sup> (n) gaz
Pouvoir fumigène sec	Vfs	8,54	m <sup>3</sup> (n)/m <sup>3</sup> (n) gaz
Pouvoir fumigène humide	Vfh	10,54	m <sup>3</sup> (n)/m <sup>3</sup> (n) gaz

Tab. 26 : Caractéristiques du méthane (G20)

La chambre de combustion possède deux séries de lignes d'alimentation méthane et air séparées pour des flammes pilotes ("FP") et des flammes principales diluées ("FD"), soit 4 régulateurs de débits massiques :

- RDM2 : débitmètre méthane pour injections principales latérales (0 - 4 m<sup>3</sup>(n)/h)
- RDM1 : débitmètre air pour injection principale centrale (0 - 50 m<sup>3</sup>(n)/h)
- RDM4 : débitmètre méthane pour brûleurs pilotes (0 - 1 m<sup>3</sup>(n)/h)
- RDM3 : débitmètre air pour brûleurs pilotes (0 - 10 m<sup>3</sup>(n)/h)

Les paramètres de contrôle sont :

- la puissance totale de combustion  $P_t$
- le taux d'aération total  $\lambda_t$
- la puissance de combustion pilote  $P_p$
- le taux d'aération des brûleurs pilotes  $\lambda_p$

Ces paramètres permettent de calculer les consignes de débits volumiques dans les conditions normales (CNPT :  $P = 1013,25$  mbar et  $T = 273,15$  K) envoyées aux débitmètres :

Débit volumique de méthane total :

$$Qv_{g,t} = \frac{Pt}{PCI}$$

Débit volumique de méthane pour pilotes :

$$Qv_{g,p} = \frac{Pp}{PCI} \quad \rightarrow \text{ consigne RDM4}$$

Débit volumique de méthane pour injections principales latérales :

$$Qv_{g,l} = Qv_{g,t} - Qv_{g,p} \quad \rightarrow \text{ consigne RDM2}$$

Débit volumique d'air total :

$$Qv_{a,t} = \lambda t \cdot Va \cdot Qv_{g,t}$$

Débit volumique d'air pour pilotes:

$$Qv_{a,p} = \lambda p \cdot Va \cdot Qv_{g,p} \quad \rightarrow \text{ consigne RDM3}$$

Débit volumique d'air pour injection centrale principale :

$$Qv_{a,c} = Qv_{a,t} - Qv_{a,p} \quad \rightarrow \text{ consigne RDM1}$$

La mesure de la composition moyenne des fumées en cheminée permet de déterminer des facteurs d'air à partir des concentrations moyennes sèches d'oxygène et de dioxyde de carbone, et comparer ces valeurs avec le taux d'aération total théorique choisi comme condition d'entrée  $\lambda_t$  :

Taux d'aération calculé à partir de  $[O_2]_s$  (vol. sec) :

$$\lambda_{O_2} = \frac{[O_2]_s - 2}{\frac{200}{21} [O_2]_s - 2}$$

Taux d'aération calculé à partir de  $[CO_2]_s$  (vol. sec) :

$$\lambda_{CO_2} = \frac{21}{200} \cdot \left( 1 + \frac{1}{[CO_2]_s} \right)$$

*Puissance apportée par l'air comburant*

L'air comburant de l'injection centrale peut être préchauffé électriquement (jusqu'à une température maximale de l'ordre de 700°C). Les autres fluides (méthane latéral principal, méthane pilote et air pilote) sont considérés à la température ambiante.

L'apport total de chaleur de l'air comburant amené par le jet d'air principal central de débit volumique CNPT  $Q_{v_{a,c}}$  à la température  $T_{air}$  (en °C) et l'écoulement d'air pilote de débit volumique CNPT  $Q_{v_{a,p}}$  à la température ambiante  $T_{amb}$  (en °C) est alors :

$$P_{air} = Q_{v_{a,c}} \cdot (3,59 \cdot 10^{-4} \cdot T_{air} + 2,41 \cdot 10^{-8} \cdot T_{air}^2 + 1,14 \cdot 10^{-11} \cdot T_{air}^3 - 4,38 \cdot 10^{-15} \cdot T_{air}^4) + Q_{v_{a,p}} \cdot (3,59 \cdot 10^{-4} \cdot T_{amb} + 2,41 \cdot 10^{-8} \cdot T_{amb}^2 + 1,14 \cdot 10^{-11} \cdot T_{amb}^3 - 4,38 \cdot 10^{-15} \cdot T_{amb}^4)$$

### 3.2. Flux Sortants

*Puissance perdue par l'eau de refroidissement de l'installation*

Pour un débit volumique d'eau de refroidissement donné  $Q_{v_{eau}}$  (en l/h), on mesure les températures d'entrée  $T_{in}$  et de sortie  $T_{out}$  de l'eau, avant et après la chambre de combustion. On considère la masse volumique  $\rho_{eau} = 998 \text{ kg/m}^3$  et la capacité thermique massique  $C_{p_{eau}} = 4,18 \text{ kJ/(kg.K)}$  de l'eau à la température de référence 300 K.

La puissance emportée par l'eau est alors :

$$P_{eau} = \frac{Q_{v_{eau}} \cdot 998}{1000 \cdot 3600} \cdot 4,18 \cdot (T_{out} - T_{in})$$

*Puissance perdue par les fumées*

Les enthalpies volumiques (en kWh/m<sup>3</sup>(n)) des 4 produits principaux de la combustion peuvent être calculées à partir de la température des fumées  $T_f$  (en °C) mesurée à l'aide d'un thermocouple de type S:

$$h_{CO_2} = 4,52 \cdot 10^{-4} \cdot T_f + 2,66 \cdot 10^{-7} \cdot T_f^2 - 1,18 \cdot 10^{-10} \cdot T_f^3 + 2,04 \cdot 10^{-14} \cdot T_f^4$$

$$h_{H_2O} = 4,12 \cdot 10^{-4} \cdot T_f + 4,80 \cdot 10^{-8} \cdot T_f^2 + 2,19 \cdot 10^{-11} \cdot T_f^3 - 6,83 \cdot 10^{-15} \cdot T_f^4$$

$$h_{O_2} = 3,60 \cdot 10^{-4} \cdot T_f + 6,35 \cdot 10^{-8} \cdot T_f^2 - 1,53 \cdot 10^{-11} \cdot T_f^3 + 1,32 \cdot 10^{-15} \cdot T_f^4$$

$$h_{N_2} = 3,59 \cdot 10^{-4} \cdot T_f + 1,59 \cdot 10^{-8} \cdot T_f^2 + 1,72 \cdot 10^{-11} \cdot T_f^3 - 5,60 \cdot 10^{-15} \cdot T_f^4$$

Par suite, l'enthalpie volumique totale des fumées peut être déduite à partir des concentrations théoriques humides des espèces majoritaires :

$$H_f = h_{CO_2} \cdot [CO_2]_h + h_{H_2O} \cdot [H_2O]_h + h_{O_2} \cdot [O_2]_h + h_{N_2} \cdot [N_2]_h$$

$$H_f = \frac{h_{CO_2} + 2 \cdot h_{H_2O} + 2(\lambda_t - 1) \cdot h_{O_2} + 2 \cdot \lambda_t \cdot \frac{79}{21} \cdot h_{N_2}}{\frac{200}{21} \cdot \lambda_t + 1}$$

Le débit volumique CNPT théorique des fumées est calculé à partir des conditions d'entrée :

$$Q_{v_f} = V_{fh} \cdot Q_{v_{fgt}} + (\lambda_t - 1) \cdot V_a \cdot Q_{v_{fgt}}$$

La puissance perdue par les fumées est finalement :

$$P_f = Q_{v_f} \cdot H_f$$

Considérant que tout apport de chaleur qui n'est pas évacué par les fumées est "utile", on définit un rendement de combustion comme étant :

$$\eta_{\text{comb}} = \frac{(P_t + P_{\text{air}}) - P_f}{(P_t + P_{\text{air}})}$$

*Puissance perdue par convection libre autour des parois*

Dans notre configuration, la puissance totale perdue par convection libre autour des parois externes de la chambre de combustion est la somme des puissances perdues par convection libre auprès de chacune des quatre parties distinctes que l'on considère pour la chambre de combustion.

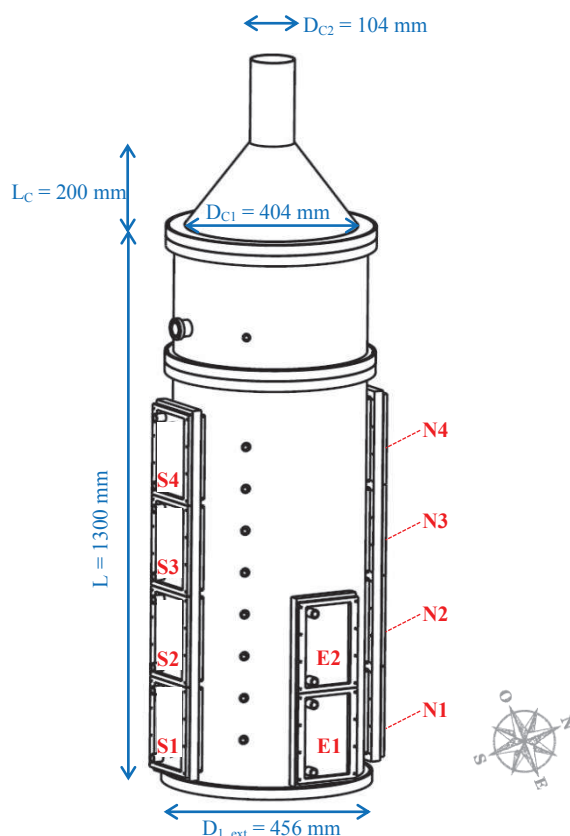


Fig. 185 : Dimensions de la chambre de combustion et référencement des accès optiques

1. La sole est considérée comme un disque plein en acier inoxydable de diamètre  $D_{1\_ext} = 456$  mm. La surface est alors :

$$S_{\text{sole}} = \pi \cdot \frac{D_{1\_ext}^2}{4} = 0,1633 \text{ m}^2$$

2. L'ensemble des 12 ouvertures optiques rectangulaires de la chambre de combustion est répertorié suivant leurs orientations cardinales et leurs positions par rapport à la sole. Leurs

dimensions ( $L_H \times l_H = 195 \times 123 \text{ mm}^2$ ) correspondent aux dimensions intérieures des brides supportant les fenêtres optiques (de dimensions  $L_{\text{quartz}} \times l_{\text{quartz}} = 210 \times 140 \text{ mm}^2$ ). On a ainsi une surface unitaire de  $S_{\text{hublot}} = 0,0240 \text{ m}^2$  pour chaque ouverture.

3. La partie fixe refroidie de la chambre de combustion est un cylindre de diamètre intérieur  $D_{1\_int} = 400 \text{ mm}$  et de diamètre extérieur  $D_{1\_ext} = 456 \text{ mm}$  pour une longueur totale de  $L = 1300 \text{ mm}$ . La surface extérieure hors hublots est :

$$S_{\text{ccomb}} = S_{\text{cylindre}} - 12 \cdot S_{\text{hublot}} = \pi \cdot D_{1\_ext} \cdot L - 12 \cdot S_{\text{hublot}} = 1,5745 \text{ m}^2$$

4. Le convergent tronc-conique en sortie de chambre de combustion, de diamètres extérieurs  $D_{C1} = 404 \text{ mm}$  en bas et  $D_{C2} = 104 \text{ mm}$  en haut pour une longueur  $L_C = 200 \text{ mm}$ . Sa surface extérieure est alors :

$$S_{\text{conv}} = \pi \cdot \frac{D_{C1} + D_{C2}}{2} \cdot \sqrt{L_C^2 + (D_{C1} - D_{C2})^2} = 0,2877 \text{ m}^2$$

Le flux de chaleur convectif d'une paroi s'écrit :

$$P_{\text{conv}} = h \cdot (T_{\text{paroi}} - T_{\text{amb}}) \cdot S$$

Avec :

$h$  : le coefficient d'échange convectif (en  $\text{W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$ )

$T_{\text{paroi}}$  : la température de la paroi (en K)

$T_{\text{amb}}$  : la température ambiante (en K)

$S$  : la surface de la paroi considérée (en  $\text{m}^2$ )

$h$  est obtenu via la détermination du nombre de Nusselt :

$$\text{Nu} = \frac{h \cdot L}{k}$$

Avec :

$k$  : la conductivité thermique du gaz. Pour l'air à 300 K :  $k_{\text{air}} = 2,63 \cdot 10^{-2} \text{ W}/(\text{m} \cdot \text{K})$

$L$  : la longueur de référence de la paroi ( $L$  pour le cylindre de la chambre de combustion,  $L_H$  pour un hublot,  $L_C$  pour le convergent tronc-conique et  $(D_{1\_ext}/4)$  pour la sole).

Le nombre de Nusselt est obtenu par des lois de corrélation empiriques entre nombre adimensionnels :

- Le nombre de Prandtl compare la diffusivité de quantité de mouvement et la diffusivité thermique :

$$Pr = \frac{\nu}{a}$$

avec :

$\nu$  = viscosité cinématique =  $1,589 \cdot 10^{-5} \text{ m}^2/\text{s}$  pour l'air à 300K

$a$  = diffusivité thermique =  $2,25 \cdot 10^{-5} \text{ m}^2/\text{s}$  pour l'air à 300K

soit :  $Pr = 0,70622$

Dans la littérature, on considère aussi souvent  $Pr = 0,707$  pour l'air à 300 K.

- Le nombre de Grashof compare la force d'Archimède - initiatrice de l'écoulement en convection libre - et les forces visqueuses (il est assimilable à un nombre de Reynolds pour la convection libre) :

$$Gr = \frac{g \cdot \beta \cdot (T_{\text{paroi}} - T_{\text{amb}}) \cdot L^3}{\nu^2}$$

avec :

$g$  = accélération de la gravité =  $9,80665 \text{ m/s}^2$

$\beta$  = coefficient de dilatation isobare de l'air =  $-\frac{1}{\rho} \left( \frac{\partial \rho}{\partial T} \right)_p$ , soit en négligeant les variations de

masse volumique :  $\beta = \frac{1}{T_{\text{film}}} = \frac{2}{T_{\text{paroi}} + T_{\text{amb}}}$  (en  $\text{K}^{-1}$ )

$\nu$  = viscosité cinématique =  $1,589 \cdot 10^{-5} \text{ m}^2/\text{s}$  pour l'air à 300K

$L$  = longueur de référence de la paroi

- Le nombre de Rayleigh qui, en associant le nombre de Prandtl et le nombre de Grashof, permet de comparer la force d'Archimède et les deux phénomènes de diffusion (frottements visqueux et diffusion thermique) :

$$Ra = Gr \cdot Pr = \frac{g \cdot \beta \cdot (T_{\text{paroi}} - T_{\text{amb}}) \cdot L^3}{\nu \cdot a}$$

En convection libre, différentes formulations de  $Nu = f(Gr ; Pr) = f(Ra)$  existent, principalement en fonction de la géométrie de la paroi. La plus courante est du type :

$$Nu = A \cdot (Gr \cdot Pr)^m = A \cdot Ra^m$$

avec  $A$  et  $m$  issus d'abaques (Tab. 27) :

Géométrie	Gamme Ra = Gr.Pr	Écoulement	A	m	Réf	
Plaque verticale	$10^4 - 10^9$	Laminaire	0,59	1/4	(Taine, 2008)	(i)
	$10^9 - 10^{13}$	Turbulent	0,13	1/3	(Chéron, 1999)	(ii)
			0,10	1/3	(Taine, 2008) (Cengel, 2003)	(iii)
Plaque horizontale sous la source de chaleur (ex. : sole)	$10^5 - 10^{11}$	Laminaire & turbulent	0,27	1/4	(Chéron, 1999) (Cengel, 2003)	(iv)
	$10^6 - 10^{11}$		0,58	1/5	(Taine, 2008) (Taine, 2008)	(v)
Plaque horizontale sur la source de chaleur (ex. voute)	$10^4 - 10^7$	Laminaire	0,54	1/4	(Chéron, 1999) (Cengel, 2003) (Taine, 2008)	
	$10^7 - 10^{11}$	Turbulent	0,15 0,14	1/3 1/3	(Cengel, 2003) (Taine, 2008)	

Tab. 27 : Lois de corrélation du nombre de Nusselt de type  $Nu = A.Ra^m$

D'autres formes de relations, plus complexes mais a priori plus précises, existent également, par exemple pour une plaque verticale (Cengel, 2003) :

$$Nu = \left[ 0,825 + \frac{0,387 \cdot Ra^{1/6}}{\left[ 1 + \left( \frac{0,492}{Pr} \right)^{9/16} \right]^{8/27}} \right]^2 \quad \forall Ra \quad (vi)$$

Ces lois de corrélation établies pour les plaques verticales peuvent être utilisées pour les cylindres verticaux comme notre chambre de combustion si les effets dus à la courbure du cylindre sont négligeables. Ceci est vérifié si :

$$\frac{D \cdot Gr^{1/4}}{35 \cdot L} \geq 1$$

Dans le cas de l'installation pilote à parois froides, cette condition est vérifiée pour la chambre de combustion verticale, ainsi que pour le convergent, quel que soit le diamètre  $D_{C1}$  ou  $D_{C2}$  considéré pour ce dernier.

Pour une plaque inclinée avec un angle  $\alpha$  avec la verticale, on trouve le plus souvent dans la littérature, une expression du nombre de Grashof obtenue en remplaçant  $g$  par  $(g \cdot \cos \alpha)$ , soit :

$$Gr = \frac{g \cdot \cos \alpha \cdot \beta \cdot (T_{\text{paroi}} - T_{\text{amb}}) \cdot L^3}{\nu^2}$$

avec quelquefois certaines conditions :  $0 < \alpha < 45^\circ$  (Taine, 2008) ou  $Ra < 10^9$  (Cengel, 2003) ; conditions qui sont vérifiées pour notre convergent tronc-conique.

On trouve également d'autres lois de corrélations plus complexes (Taine, 2008) :



- $15^\circ < \alpha < 90^\circ$

$$\text{Nu} = \frac{\sqrt{\text{Pr}}}{0,25+1,6\sqrt{\text{Pr}}} \cdot \frac{1}{3 \cdot \left[\frac{1}{5}+0,07\sqrt{\cos \alpha}\right]} \cdot \left[\frac{\text{Ra}}{5}\right]^{\left(\frac{1}{5}+0,07\sqrt{\cos \alpha}\right)} \quad (\text{vii})$$

Pour  $10^3 < \text{Ra} < 10^9$

- $0^\circ < \alpha < 80^\circ$

Tout d'abord, un nombre de Rayleigh critique est calculé à partir de :

$$\text{Ra}_c = \frac{2 \cdot 10^9}{e^{(2,94 \cdot \alpha)}} \quad (\text{avec } \alpha \text{ en radians})$$

Si  $1,15 \cdot 10^5 < \text{Ra} < \text{Ra}_c$ , l'écoulement de convection est laminaire, et, comme pour la plaque horizontale chauffée par le dessous :

$$\text{Nu} = 0,54 \cdot [\text{Ra} \cdot \cos \alpha]^{1/4} \quad (\text{viii})$$

Si  $\text{Ra}_c < \text{Ra} < 10^{10}$ , l'écoulement de convection est turbulent, et :

$$\text{Nu} = \left(0,10 + \frac{0,05 \cdot \alpha}{\pi}\right) \cdot \text{Ra}^{1/3}$$

Dans notre cas, le nombre de Rayleigh critique vaut  $\text{Ra}_c = 2,397 \cdot 10^8$ . On peut donc prendre l'équation (viii).

#### *Puissance perdue par le rayonnement des parois externes*

La puissance perdue par rayonnement d'une paroi s'écrit :

$$P_{\text{ray}} = \varepsilon \cdot \sigma \cdot (T_{\text{paroi}}^4 - T_{\text{amb}}^4) \cdot S$$

avec:

$\varepsilon$  : émissivité totale du matériau de la paroi

$\sigma = 5,67 \cdot 10^{-8} \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K}^4)$ , la constante de Stefan

$T_{\text{paroi}}$  : la température de la paroi (en K)

$T_{\text{amb}}$  : la température ambiante (en K)

$S$  : la surface de la paroi considérée (en  $\text{m}^2$ )

Dans notre configuration, la puissance totale perdue par rayonnement des parois externes de la chambre de combustion est la somme des puissances perdues par rayonnement autour de chacune des quatre parties distinctes de la chambre de combustion (sole, hublots, cylindre sans hublots, convergent tronc-conique).

La chambre de combustion est conçue en acier inoxydable 304 L, dont il faut déterminer la valeur de l'émissivité. L'émissivité spectrale directionnelle est définie comme le rapport de la

luminance spectrique de la paroi à la température  $T_{\text{paroi}}$  sur la luminance spectrique du corps noir à cette même température. Pour un matériau donné, l'émissivité spectrale directionnelle peut être fonction de la longueur d'onde, de l'angle d'émission du rayonnement, de la température et de l'état de surface du matériau (Fig. 186).

En faisant l'hypothèse d'un matériau gris, on définit une émissivité totale indépendante de la longueur d'onde. Comme l'émissivité des métaux varie peu pour des angles d'émission  $\theta < 45^\circ$ , il est aussi d'usage de considérer le rayonnement homogène et isotrope, et de définir l'émissivité totale hémisphérique égale à l'émissivité totale normale. La principale variation de l'émissivité provient alors de la finition et de l'état de surface du matériau et dans une moindre mesure de la température (avec dans ce cas une variation qui peut être considérée linéaire pour les faibles températures). Le tableau Tab. 28 résume des valeurs obtenues dans la littérature pour l'émissivité totale de l'acier.

On a donc globalement 3 gammes de valeurs pour l'émissivité des aciers inoxydables en fonction de leur état de surface :

- $\varepsilon = 0,07$  à  $0,20$  pour l'acier poli
- $\varepsilon = 0,20$  à  $0,65$  pour l'acier sablé
- $\varepsilon = 0,75$  à  $0,85$  pour l'acier oxydé

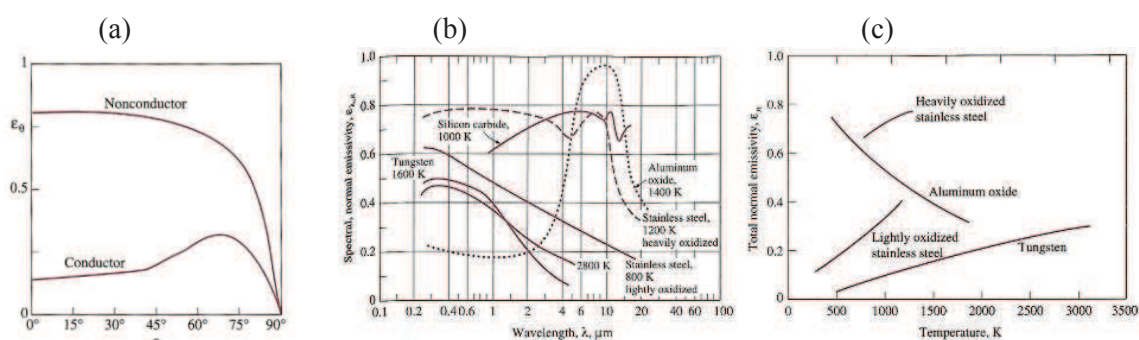


Fig. 186 : Variation de l'émissivité spectrale directionnelle en fonction de l'angle d'émission du rayonnement (a), de la longueur d'onde (b), de la température et de l'état de surface du matériau (c) (Cengel, 2003)

Dans notre cas, on considère dans un premier temps un cas plutôt défavorable en considérant une valeur de  $\varepsilon_{\text{inox}} = 0,75$ , ce qui correspond également à la valeur utilisée par GDF SUEZ pour les bilans thermiques de ses installations de combustion semi-industrielles (feuille bilan thermique de GDF SUEZ).

Dans la littérature, l'émissivité totale normale du quartz est donnée dans la gamme  $0,75 - 0,80$  (Bejan, 1993) ou  $0,93$  (Site 1). Dans notre cas, on prend une valeur médiane de  $\varepsilon_{\text{quartz}} = 0,90$ .

Pour les hublots en quartz, on ne tient pas en compte de la part de rayonnement perdue par transmission à travers le hublot, dont le calcul s'avère complexe et très imprécis. En effet, il faudrait pour cela, à partir de la loi de Planck calculée à la température intérieure moyenne des parois de la chambre de combustion, calculer la fraction d'exitance correspondante à l'intervalle spectral de transmission du quartz UV  $[0,18 \mu\text{m} - 3,50 \mu\text{m}]$ , et pondérer par chaque facteur de forme calculé en fonction de la position du hublot rectangulaire par rapport à la chambre de combustion cylindrique. Les expressions des facteurs de forme d'une surface rectangulaire placée dans un plan tangent à un

cylindre n'ont pas été trouvées dans la littérature. Ce calcul n'a pas donc pu être abouti. De plus, en régime de fonctionnement stationnaire établi, la chambre de combustion est principalement remplie de gaz brûlés chauds. Il faut alors tenir compte également sur le trajet optique de chaque rayonnement issu des parois jusqu'à la sortie du hublot, de l'absorption du rayonnement des parois par ces gaz brûlés et leur propre émission radiative dans le domaine spectral de transmission du quartz UV.

Ce type de calcul de transferts thermiques ne peut pas être mis en œuvre dans un formalisme simple adapté aux feuilles de bilan thermique. On considère donc dans notre bilan thermique que, aux incertitudes et imprécisions près, l'écart entre le calcul des flux entrants et les flux sortants correspond à cette part de rayonnement transmis par les hublots.

### **3.3. Feuille Excel de bilan thermique de l'installation pilote**

L'ensemble des calculs de flux entrants et sortants présentés aux paragraphes précédents, est regroupé dans une feuille Excel, où apparaissent en vert les données à renseigner pour chaque condition opératoire (Fig. 187 et Fig. 188).

Un premier tableau bleu compare les facteurs d'air calculés à partir des concentrations d'oxygène et de dioxyde de carbone mesurées en cheminée avec la valeur utilisée pour les consignes des débitmètres. Le second tableau bleu synthétise les flux de chaleur entrants et sortants qui sont également illustrés par deux graphiques en secteurs. Un autre graphique présente le profil longitudinal de température de parois (losange bleu) et la température des fumées (carré rouge).

Type	Emissivité totale	Valeur	Temp	Réf
Acier poli	hémisphérique	0,07	100°C	(Bianchi, 2004) - p.248
Acier oxydé	hémisphérique	0,80	200 - 600°C	(Bianchi, 2004) - p.248
Acier	hémisphérique	0,40	600°C	(Chéron, 1999) - p.219
Stainless steel 18-8 sandblasted, weathered, and oxidized at 1500°F	normale	0,85	300 - 650 K	(Sacadura, 1980) - p.160
Stainless steel 18-8 acid threated and weathered	normale	0,65 0,60	300 K 650 K variation linéaire	(Sacadura, 1980) - p.160
Stainless steel 18-8 polished	normale	0,15 0,20	300 K 650 K variation linéaire	(Sacadura, 1980) - p.160
Stainless steel 18-8 unpolished	normale	0,20	300 - 650 K	(Sacadura, 1980) - p.160
Acier inoxydable 301	hémisphérique	0,16 0,25 0,49	38°C 538°C 815°C	(Sacadura, 1980) - p.436
Acier inoxydable 18-8 poli	normale	0,15 0,18 0,22	38°C 260°C 538°C	(Sacadura, 1980) - p.435
Acier inoxydable 18-8 altéré	normale	0,85	38°C - 260°C - 538°C	(Sacadura, 1980) - p.435
Tube en acier	normale	0,80	260°C	(Sacadura, 1980) - p.435
Lightly oxidized stainless steel	normale	0,10 0,40	250 K 1200 K variation presque linéaire	(Cengel, 2003) - p.581
Steel 310 oxidized and rolled	hémisphérique	0,56 0,81	800°C 1150°C	(Bejan, 1993) - p.535
Steel 310 sandblasted	hémisphérique	0,82 0,93	800°C 1150°C	(Bejan, 1993) - p.535
Steel stainless polished	non précisé	0,2	300 K	(Becker, 1986) - p. 358
Steel oxidized	non précisé	0,8	300 K	(Becker, 1986) - p. 358
Acier inoxydable oxydé à 800°C	non précisé	0,85	non précisé	(Site 1)
Acier inoxydable poli	non précisé	0,075	non précisé	(Site 1)
Acier inoxydable meulé	non précisé	0,11	non précisé	(Site 1)
Acier inoxydable sablé	non précisé	0,38 – 0,44	non précisé	(Site 1)
Acier inoxydable type 301	non précisé	0,54 – 0,63	non précisé	(Site 1)
Acier	hémisphérique	0,75	non précisé	(feuille bilan thermique de GDF SUEZ)

Tab. 28 : Valeurs trouvées dans la littérature pour l'émissivité totale de l'acier

Site 1 : /www.engineeringtoolbox.com/ (données identiques trouvées sur en.wikipedia.org et Projet Hypermédia de l'Académie de Rennes pour l'Intranet/Extranet)

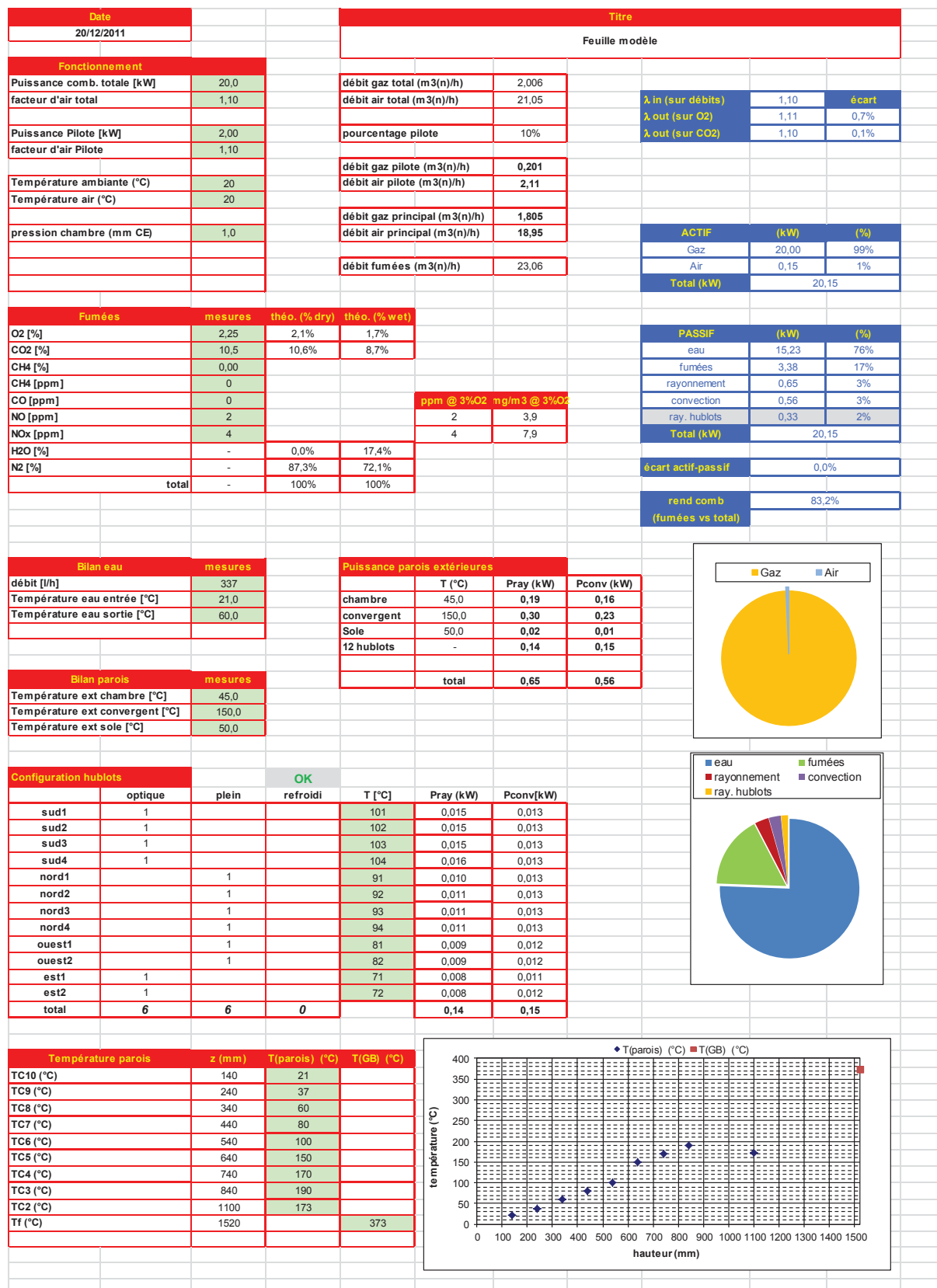


Fig. 187 : Feuille de bilan thermique sous Excel – page 1 : synthèse des résultats (données fictives)

dimensions Manip		dimensions Manip										
longueur (mm)	1300	S. int chamb hors hublot (m²)	1,3458									
diamètre intérieur (mm)	400	S. ext chamb hors hublot (m²)	1,5745									
diamètre extérieur (mm)	456	S. sole (m²)	0,1633									
diamètre ext cheminée (mm)	104	S. ext convergent (m²)	0,2877									
diamètre int cheminée (mm)	100	angle convergent (°)	41,3									
diamètre ext bas cone (mm)	404											
longueur convergent (mm)	200	surface hublot (m²)	0,0240									
		S. hublots / S. chambre	13,8%									
largeur hublot (mm)	123											
hauteur hublot (mm)	195	epsilon inox	0,75									
		epsilon quartz	0,90									
Caractéristiques CH4		enthalpie fumées										
Tg (°C)	20											
p (kg/m³) @ Tg	0,668	a1	3,60E-04	N2	3,59E-04	CO2	4,52E-04	H2O	4,12E-04			
PCI (kWh/m³(n))	9,97	a2	6,35E-08		1,59E-08		2,66E-07		4,80E-08			
Va m³(n)/m³(n)	9,54	a3	-1,53E-11		1,72E-11		-1,18E-10		2,19E-11			
Vfo (sec) m³(n)/m³(n)	8,54	a4	1,32E-15		-5,60E-15		2,04E-14		-6,83E-15			
Vfo (humide) m³(n)/m³(n)	10,54									Pfum (kW)	3,38	
		HF @ TF	1,42E-01		1,37E-01		2,00E-01		1,61E-01			
		Xmol_wet	1,7%		72,1%		8,7%		17,4%		0,0%	
Convection libre												
Données aérodynamiques												
accélération de la pesanteur	g	9,80665	m²/s									
conductivité thermique de l'air	k	2,63E-02	W/(m.K)	@ 300 K								
viscosité cinématique de l'air	nu	1,589E-05	m²/s	@ 300 K								
diffusivité thermique de l'air	a	2,25E-05	m²/s	@ 300 K								
Nb Prandtl biblio	Pr_data	0,707		@ 300 K								
Nb Prandtl calculé	Pr	0,70622		@ 300 K								
Calculs		Lref (m)	Tparoi (°C)	Tfilm (°C)	coeff dilat. béta (1/K)	Gr	Ra	condition cyl >=1 ?	formule	Nu	h [W/(m².K)]	Pconv (kW)
chambre verticale	1,300	45	32,5	3,27332E-03	6,983E+09	4,931E+09	2,897	(i)	156,3	3,163	0,125	
								(ii)	221,3	4,477	0,176	
								(iii)	170,2	3,444	0,136	
								(vi)	<b>201,8</b>	<b>4,082</b>	<b>0,161</b>	
								(v)	51,9	6,823	0,255	
convergent	0,2	150	85	2,79330E-03	8,470E+07	5,982E+07	1,425311065	(i)	51,9	6,823	0,255	
								(vi)	52,4	6,889	0,258	
								(vii)	<b>47,2</b>	<b>6,200</b>	<b>0,232</b>	
								(viii)	47,5	6,245	0,234	
								Ra* pour eq. (viii)	2,397E+08			
sole	0,114	50	35	3,24675E-03	5,605E+06	3,958E+06	-	(iv)	12,0	2,778	0,014	
								(v)	12,1	2,792	0,014	
hublot sud1	0,195	101	60,5	2,99850E-03	6,9946E+07	4,940E+07	-	(i)	49,5	6,671	0,013	
								(ii)	47,7	6,433	0,012	
								(iii)	36,7	4,949	0,010	
								(vi)	<b>49,5</b>	<b>6,678</b>	<b>0,013</b>	
hublot sud2	0,195	102	61	2,99401E-03	7,0704E+07	4,993E+07	-	(i)	49,6	6,689	0,013	
								(ii)	47,9	6,456	0,013	
								(iii)	36,8	4,966	0,010	
								(vi)	<b>49,7</b>	<b>6,700</b>	<b>0,013</b>	
hublot sud3	0,195	103	61,5	2,98954E-03	7,1458E+07	5,047E+07	-	(i)	49,7	6,707	0,013	
								(ii)	48,0	6,479	0,013	
								(iii)	37,0	4,984	0,010	
								(vi)	<b>49,8</b>	<b>6,721</b>	<b>0,013</b>	
hublot sud4	0,195	104	62	2,98507E-03	7,2212E+07	5,100E+07	-	(i)	49,9	6,725	0,013	
								(ii)	48,2	6,502	0,013	
								(iii)	37,1	5,002	0,010	
								(vi)	<b>50,0</b>	<b>6,741</b>	<b>0,013</b>	
hublot nord1	0,195	91	55,5	3,04414E-03	6,2244E+07	4,396E+07	-	(i)	48,0	6,479	0,013	
								(ii)	45,9	6,188	0,012	
								(iii)	35,3	4,760	0,009	
								(vi)	<b>47,8</b>	<b>6,453</b>	<b>0,013</b>	
hublot nord2	0,195	92	56	3,03951E-03	6,3025E+07	4,451E+07	-	(i)	48,2	6,500	0,013	
								(ii)	46,1	6,214	0,012	
								(iii)	35,4	4,780	0,009	
								(vi)	<b>48,0</b>	<b>6,477</b>	<b>0,013</b>	
hublot nord3	0,195	93	56,5	3,03490E-03	6,3803E+07	4,506E+07	-	(i)	48,3	6,520	0,013	
								(ii)	46,3	6,239	0,012	
								(iii)	35,6	4,799	0,009	
								(vi)	<b>48,2</b>	<b>6,500</b>	<b>0,013</b>	
hublot nord4	0,195	94	57	3,03030E-03	6,4579E+07	4,561E+07	-	(i)	48,5	6,539	0,013	
								(ii)	46,4	6,264	0,012	
								(iii)	35,7	4,819	0,009	
								(vi)	<b>48,4</b>	<b>6,523</b>	<b>0,013</b>	
hublot ouest1	0,195	81	50,5	3,09119E-03	5,4304E+07	3,835E+07	-	(i)	46,4	6,262	0,012	
								(ii)	43,8	5,913	0,011	
								(iii)	33,7	4,548	0,009	
								(vi)	<b>46,0</b>	<b>6,200</b>	<b>0,012</b>	
hublot ouest2	0,195	82	51	3,08642E-03	5,5109E+07	3,892E+07	-	(i)	46,6	6,285	0,012	
								(ii)	44,1	5,942	0,012	
								(iii)	33,9	4,571	0,009	
								(vi)	<b>46,2</b>	<b>6,227</b>	<b>0,012</b>	
hublot est1	0,195	71	45,5	3,13972E-03	4,6114E+07	3,257E+07	-	(i)	44,6	6,011	0,012	
								(ii)	41,5	5,599	0,011	
								(iii)	31,9	4,307	0,008	
								(vi)	<b>43,8</b>	<b>5,911</b>	<b>0,011</b>	
hublot est2	0,195	72	46	3,13480E-03	4,6945E+07	3,315E+07	-	(i)	44,8	6,038	0,012	
								(ii)	41,8	5,633	0,011	
								(iii)	32,1	4,333	0,008	
								(vi)	<b>44,1</b>	<b>5,942</b>	<b>0,012</b>	

Fig. 188 : Feuille de bilan thermique sous Excel – page 2 : détails des calculs (données fictives)

### Annexe 3 : Capacité thermique des gaz parfaits à pression constante

#### ideal-gas specific heat at constant pressure (in J/mole.K)

$$C_p = a + b\theta^\alpha + c\theta^\beta + d\theta^\gamma$$

$$\theta = T/100 \quad (T \text{ in K})$$

substance		$C_p^*$	a	b	$\alpha$	c	$\beta$	d	$\gamma$	
<b>temperature range : 273 K to 3500 K</b>										
5	carbon dioxide	CO <sub>2</sub>	36.96	-3.7357	30.529	0.5	-4.1034	1	0.024198	2
3	carbon monoxide	CO	29.18	89.145	-0.70463	0.75	-200.77	-0.5	176.76	-0.75
4	water vapor	H <sub>2</sub> O	33.73	143.06	-183.54	0.25	82.751	0.5	-3.6989	1
	hydroxyl	OH	30.28	81.546	-59.35	0.25	17.329	0.75	-4.266	1
2	hydrogen	H <sub>2</sub>	28.36	56.505	-702.74	-0.75	1165	-1	-560.7	-1.5
	hydrogen monatom.	H	20.79	20.79						
3	oxygen	O <sub>2</sub>	29.58	37.432	0.020102	1.5	-178.57	-1.5	236.88	-2
	oxygen monatomic	O	20.86	20.86						
4	nitrogen	N <sub>2</sub>	29.11	39.06	-512.79	-1.5	1072.7	-2	-820.4	-3
	nitrogen monatomic	N	20.79	20.79						
<b>temperature range : 273 K to 1000 K</b>										
1	methane	CH <sub>4</sub>	35.77	-672.87	439.74	0.25	-24.875	0.75	323.88	-0.5
	acetylene	C <sub>2</sub> H <sub>2</sub>	44.07	50.764	1.607	1	-102.95	-2		
	ethylene	C <sub>2</sub> H <sub>4</sub>	42.22	-95.395	123.15	0.5	-35.641	0.75	182.77	-3
	ethane	C <sub>2</sub> H <sub>6</sub>	51.05	6.895	17.26	1	-0.6402	2	0.00728	3
	propylene	C <sub>3</sub> H <sub>6</sub>	63.90	12.45	18.84	1	-0.476	2		
	propane	C <sub>3</sub> H <sub>8</sub>	70.74	-4.042	30.46	1	-1.571	2	0.03171	3
	butene-1	C <sub>4</sub> H <sub>8</sub>	85.67	21.48	25.85	1	-0.8086	2		
	butane	C <sub>4</sub> H <sub>10</sub>	95.67	3.954	37.12	1	-1.833	2	0.03498	3
	pentane	C <sub>5</sub> H <sub>12</sub>	120.24	13.14	42.1	1	-1.4882	2		
	benzene	C <sub>6</sub> H <sub>6</sub>	81.69	-21.09	40	1	-1.699	2		
	cyclohexane	C <sub>6</sub> H <sub>12</sub>	106.3	-32.23	52.595	1	-1.74	2		
	hexane	C <sub>6</sub> H <sub>14</sub>	143.13	30.605	43.903	1	-1.356	2		
	heptane	C <sub>7</sub> H <sub>16</sub>	166.02	22.6	57	1	-2.041	2		
	octane	C <sub>8</sub> H <sub>18</sub>	188.91	0.96674	65.262	1	-2.3376	2		
	methanol	CH <sub>3</sub> O	43.90	20.423	10.37	1	-0.2465	2		
	ethanol	C <sub>2</sub> H <sub>5</sub> O	65.45	14.974	20.86	1	0.711	2		
	acetone	C <sub>3</sub> H <sub>6</sub> O	74.91	22.478	20.183	1	-0.6354	2		
	propanol	C <sub>3</sub> H <sub>7</sub> O	87.13	-2.595	31.249	1	1.0555	2		
	nitric oxide	NO	30.13	59.283	-1.7096	0.5	-70.613	-0.5	74.889	-1.5
	nitrogen dioxide	NO <sub>2</sub>	36.89	46.045	216.1	-0.5	-363.66	-0.75	232.55	-2
	nitrogen tetroxide	N <sub>2</sub> O <sub>4</sub>	78.98	83.91	3.976	1	-149	-2		
	sulfur	S <sub>2</sub>	32.48	27.21	2.218	1	-0.1628	2	0.003986	3
	sulfur dioxide	SO <sub>2</sub>	39.89	25.78	5.795	1	-0.3812	2	0.008612	3
	sulfur trioxide	SO <sub>3</sub>	50.76	16.40	14.58	1	-1.12	2	0.03242	3
	air		29.07	28.11	0.1967	1	0.04802	2	-0.001966	3





## **Références**

- [ 1 ] **Adams J., Ourliac M.**, 'Technologies de réduction de NOx dans les chaudières industrielles gaz', Livrable L1.3a, Janvier 2012, Projet « CANOE », GDF SUEZ
- [ 2 ] **Adolfi J. B., Ellul C., Frinking F., Santos S.**, 'Experimental Results from the HEC-EEC Furnace and Burners Firing Coke Oven Gas', An IFRF Members Research Project, 2005
- [ 3 ] **Ayoub M., Rottier C., Carpentier S., Villermaux C., Boukhalfa A. M., Honoré D.**, 'Mild flameless combustion of methane/hydrogen mixtures in a laboratory-scale pilot furnace', INFUB, 2011 (a)
- [ 4 ] **Ayoub M., Rottier C., Carpentier S., Villermaux C., Boukhalfa A. M., Honoré D.**, 'Effect of hydrogen addition on preheated and non-preheated air-methane mild flameless combustion', ECM, 2011 (b)
- [ 5 ] **Ayoub M., Rottier C., Carpentier S., Villermaux C., Boukhalfa A. M., Honoré D.**, 'An experimental study of mild flameless combustion of methane/hydrogen mixtures', International Journal of Hydrogen Energy, 2012 (a)
- [ 6 ] **Ayoub M., Ourliac M., Laplace T., Villermaux C., Boukhalfa M., Honoré D.**, 'Effect of wall temperature on mild flameless combustion stability', 17th members conference of IFRF, 2012 (b)
- [ 7 ] **Becker M.**, 'Heat Transfer – a modern approach', Plenum Press, 1986
- [ 8 ] **Beér J. M., Chigier N. A.**, 'Combustion aerodynamics', éd. Applied Science Ltd, London, 1972, 264 p (15)
- [ 9 ] **Beér J.M.**, 'Minimizing NOx emissions from stationary combustion; reaction engineering methodology', Chemical Engineering Science, Vol 49, n° 24A, 1994, pp 4067-4083
- [ 10 ] **Bejan A.**, 'Heat Transfer', John Wiley & Sons Inc., 1993
- [ 11 ] **Bianchi A. M., Fautrelle Y., Etay J.**, 'Transferts thermiques', Presses polytechniques et universitaires romandes 2004
- [ 12 ] **Borghi R., Destriau M.**, 'La combustion et les flammes', éditions Technip, 1995
- [ 13 ] **Boutier A.**, 'Vélocimétrie laser pour la mécanique des fluides', Hermes Science - Lavoisier, 2012
- [ 14 ] **Bowman C.T.**, 'Kinetics of pollutant formation and destruction in combustion', Prog Energy Combust Sci 1975;1:33e45

- [ 15 ] **Bozzelli J.W., Dean A.M.**, ‘NNH: a possible new route for NO<sub>x</sub> formation in flames’, Int J Chem Kinet 1995;27:1097-109
- [ 16 ] **Cain B., Robertson T., Newby J.**, ‘The development and application of direct fuel injection techniques for emissions reduction in high temperature furnaces’, 2nd International Seminar on High Temperature Combustion, 2000
- [ 17 ] **Cavaliere A., de Joannon M.**, ‘Mild Combustion’, Progress in Energy and Combustion Science 30 (2004) 329-366
- [ 18 ] **Cavaliere A., de Joannon M.**, ‘Mild Combustion, Una lezione nell'atelier di un nuovo processo di combustion’, ECM 2005
- [ 19 ] **Cavigiolo A., Galbiati M., Effuggi A., Gelosa D., Rota R.**, ‘Mild combustion in a laboratory-scale apparatus’, Combust. Sci. and Tech, 175: 1347 - 1367, 2003
- [ 20 ] **Cengel Y. A.**, ‘Heat Transfer – a practical approach’, 2nd edition, Mc Graw Hill, 2003
- [ 21 ] **Chapman A.**, ‘Heat Transfer’ fourth edition (1984)
- [ 22 ] **Chéron B.**, ‘Transferts thermiques’, Ellipses, 1999
- [ 23 ] **Choi G., Katsuki M.**, ‘Advanced low NO<sub>x</sub> combustion using highly preheated air’, Energy Conversion and Management, 42:639:652. 2001
- [ 24 ] **Ciemat**, ‘Flue Gas Cleaning’, Clean Coal Technologies Handbook, PROGRAMA I+D OCICARBON, 2000
- [ 25 ] **Derudi M., Villani A., Rota R.**, ‘Sustainability of mild combustion of hydrogen containing hybrid fuels’, Proceedings of the Combustion Institute 31 (2007) 3393-3400 (a)
- [ 26 ] **Derudi M., Villani A., Rota R.**, ‘Mild Combustion of Industrial Hydrogen-Containing Byproducts’, Ind. Eng. Chem. Res. 46 (2007) 6806-6811 (b)
- [ 27 ] **Derudi M., Villani A., Rota R.**, ‘The Influence of Hydrogen-Containing Fuels on Mild Combustion Sustainability’, Proc. European Combustion Meeting, Chania, Crete, 2007 (c)
- [ 28 ] **Ditaranto M., Hals J., Bjørge T.**, ‘Investigation on the in-flame NO reburning in turbine exhaust gas’, Proceedings of the Combustion Institute 32 (2009) 2659–2666
- [ 29 ] **Donatini F., Schiavetti M., Gigliucci G., Gheri P., Monticelli M., Mangione R., Paulozza A., Riccardi J.**, ‘CFD simulation and experimental tests on a natural gas/hydrogen mixture-fired flameless combustor’, ECCOMAS 2005, Lisbonne (Portugal)
- [ 30 ] **Effuggi A., Gelosa D., Derudi M., Rota R.**, ‘Mild combustion of methane-derived fuel mixtures: natural gas and biogas’, Combust. Sci. and Tech, 180: 481 – 493, 2008

- [ 31 ] **European commission**, ‘Integrated pollution prevention and control’, Reference document on best available techniques for large combustion plants, July 2006
- [ 32 ] **Fairweather M., Ormsby M.P., Sheppard C.G.W., Wooley R.**, ‘Turbulent burning rates of methane and methane-hydrogen mixtures’, *Combustion and Flame* 156 (2009) 780-790
- [ 33 ] **Field M. A., Gill D. W., Morgan B. B., Hawksley P. G. W.**, ‘Combustion of Pulverised Coal’, BCURA (1967)
- [ 34 ] **Flamme M., Boß M., Brune M., Lynen A., Heym J., Wüning J. A., Wüning J. G., Dittman H. J.**, ‘Improvement of energy saving with new ceramic self-recuperative burners’, International gas research conference, 1998
- [ 35 ] **Fortum**, ‘RI-Jet low NOx burners’, 2002
- [ 36 ] **Fricker N., Williams A., Hampartsoumian E.**, ‘normal total emissivity of refractory materials based on aluminium and silicon oxides’, IFRF Combustion handbook database (2003)
- [ 37 ] **Galbiati M. A., Cavigiolo A., Effuggi A., Gelosa D., Rota R.**, ‘Mild combustion for fuel NOx reduction’, *Combustion Science and Technology*, Vol. 176, Iss. 7, 2004
- [ 38 ] **Galletti C., Parente A. Tognotti L.**, ‘CFD Simulation of Mild combustion’, Proc. European Combustion Meeting, Chania, Crete, 2007 (a)
- [ 39 ] **Galletti C., Parente A., Tognotti L.**, ‘Numerical and experimental investigation of a mild combustion burner’, *Combustion and flame* 151:649-664, 2007 (b)
- [ 40 ] **Galletti C., Parente A., Derudi M., Rota R., Tognotti L.**, ‘Numerical and experimental analysis of NO emissions from a lab-scale burner fed with hydrogen-enriched fuels and operating in MILD combustion’, *Int J Hydrogen Energy* 2009;34:8339-51
- [ 41 ] **Grandmaison E. W., Yimer I., Becker H. A., Sobiesiak A.**, ‘The strongjet/weak-jet problem and aerodynamic modeling of the CGRI burner’, *Combustion and flame* 114:381-396 (1998)
- [ 42 ] **Han D., Mungal M. G.**, ‘Direct measurement of entrainment in reacting/nonreacting turbulent jets’, *Combustion and flame* 124:370-386 (2001)
- [ 43 ] **Hardesty D. R., Weinberg F. J.**, ‘Burners Producing Large Excess Enthalpies’, *Combust. Sci. Technol.* 8 (1974) 201–214
- [ 44 ] **Harrington J.E., Smith G.P., Berg P.A., Noble A.R., Jeffries J.B., Crosley D.R.**, ‘Evidence for a new NO production mechanism in flames’, *Proc Combust Inst* 1996;26(2):2133-8
- [ 45 ] **Hasegawa T., Katsuki M.**, ‘Latest experimental knowledge of High-Temperature Air Combustion’, National project reports high performance industrial furnace, Development project High

Temperature Air Combustion, The Japan industrial furnace manufacturers Association, High performance industrial furnace development center, 20 mars 1997, p 27-42

[ 46 ] **Hasegawa T.**, 'High Temperature Air Combustion as a core technology in developing advanced industrial furnaces', Forum on high performance industrial furnace and boiler, Tokyo, 8-9 mars 1999, p 59-66

[ 47 ] **Haworth N.L., Mackie J.C., Bacskay G.B.**, 'An ab initio quantum chemical and kinetic study of the NNH + O reaction potential energy surface: how important is this route to NO in combustion?', J Phys Chem A 2003;107:6792-803

[ 48 ] **Heitor M. V., Moreira A. L. N.**, 'Thermocouples and sample probes for combustion studies', Progress in Energy and Combustion Science Vol. 19 n°3, (1993)

[ 49 ] **Hersent K.**, 'Etude expérimentale de l'influence de la température des parois du four sur le régime de combustion sans flamme', rapport de stage Master EFE, CORIA, 2008

[ 50 ] **Hesselmann G., Rivas M.**, 'What are the main NOx formation processes in combustion plant?', IFRF online combustion handbook file No 66, 2001

[ 51 ] **Hill B. J.**, 'Measurement of local entrainment rate in the initial region of axisymmetric turbulent air jets', J. Fluid Mech. 51:773-779 (1972)

[ 52 ] **Honoré D.**, 'Advanced measurements in industrial combustion systems', VKI Lecture Series 'Turbulent Combustion', ed L. Vervisch, D. Veynante, J.P.A.J. Van Beeck, Belgium, 2007

[ 53 ] **Huang Z., Zhang Y., Zeng K., Liu B., Wang Q., Jiang D.**, 'Measurements of laminar burning velocities for natural gas-hydrogen-air mixture', Combustion and Flame 146 (2006) 302-311

[ 54 ] **Ilbas M., Crayford A. P., Yilmaz I., Bowen P. J., Syred N.**, 'Laminar-burning velocities of hydrogen - air and hydrogen - methane - air mixtures: an experimental study', Int J Hydrogen Energy 2006; 31: 1768 - 79

[ 55 ] **Jaffré D., Laplace T.**, rapport interne GDF SUEZ, 2003

[ 56 ] **Katsuki M., Hasegawa T.**, 'The science and technology of combustion in highly preheated air', twenty-seventh symposium on combustion, pp. 3135-3146, (1998)

[ 57 ] **Kim J. P., Schnell U., Scheffknecht G.**, 'Comparison of different global reaction mechanisms for mild combustion of natural gas', Combust. Sci. and Tech., 180: 565 – 592, 2008

[ 58 ] **Konnov A.A.**, 'On the relative importance of different routes forming NO in hydrogen flames', Combust Flame 2003;134(4): 421-4

[ 59 ] **Konnov A.A.**, 'Implementation of the NCN pathway of prompt-NO formation in the detailed reaction mechanism', Combust Flame 2009;156(11):2093-105

- [ 60 ] **Lamoureux N., Desgroux P., El Bakali A., Pauwels J.F.**, 'Experimental and numerical study of the role of NCN in prompt-NO formation in low-pressure CH<sub>4</sub>-O<sub>2</sub>-N<sub>2</sub> and C<sub>2</sub>H<sub>2</sub>-O<sub>2</sub>-N<sub>2</sub> flames', *Combust Flame* 2010;157(10):1929-41
- [ 61 ] **Laplace, T.**, 'Test de compatibilité de la CSF en parois froide, rapport de synthèse des résultats des essais sur le four de 500 kW du CRIGEN', livrable du projet CANOE, GDF SUEZ, 2010
- [ 62 ] **Larass N.**, 'Caractérisation expérimentale des champs thermiques et dynamiques de la combustion dans une Chaudière domestique modèle', Thèse de l'Université de Rouen, (2000)
- [ 63 ] **Lupant D., Pessenti B., Evrard P., Lybaert P.**, 'Numerical and Experimental Characterization of a Self-Regenerative Flameless Oxidation Burner Operation in a pilot-scale Furnace', *European Combustion Meeting*, 3-6 avril 2005, Louvain-la-neuve, Belgique
- [ 64 ] **Lupant D.**, 'Caractérisation expérimentale détaillée et modélisation numérique de la combustion diluée du gaz naturel sur une installation de laboratoire de 30kW', Doctorat en sciences appliquées, Polytech de Mons, 2011
- [ 65 ] **Mancini M., Weber R., Bollettini U.**, 'Predicting NO<sub>x</sub> emissions of a burner operated in flameless oxidation mode', *Proceedings of the Combustion Institute*, Volume 29, pp. 1155 – 1163, 2002
- [ 66 ] **Mancini M., Schwöppe P., Weber R., Orsino S.**, 'On mathematical modelling of flameless combustion', *Combustion and Flame* 150 (2007) 54-59
- [ 67 ] **Mardani A., Tabejamaat S.**, 'Effect of hydrogen on hydrogen-methane turbulent non-premixed flame under MILD condition', *International Journal of Hydrogen Energy* 35 (2010) 11324-11331
- [ 68 ] **Masson E., Maurel S., Porcheron L., Aguilé F., Meunier P., Quinqueneau A., Honoré D., Boukhalfa. A.**, Proc. 14th IFRF Members Conference, Noordwijkerhooft, The Netherlands, 2004
- [ 69 ] **Masson E.**, 'Etude expérimentale des champs dynamiques et scalaires de la combustion sans flamme', Doctorat de l'INSA de Rouen, 2005
- [ 70 ] **Medwell P. R., Kalt P. A. M., Dally B. B.**, 'Reaction Zone Weakening Effects under Hot and Diluted Oxidant Stream Conditions', *Combustion Science and Technology*, Vol. 181, Iss. 7, 2009
- [ 71 ] **Milani A., Saponaro A.**, 'Diluted combustion technologies', IFRF (International Flame Research Foundation) *Combustion Journal*, Article n° 200101, Février 2001
- [ 72 ] **Milani A., Wüning J.**, 'What is Flameless Combustion?', IFRF Online Combustion Handbook, ISSN 1607-9116, Combustion File No 171, 2002
- [ 73 ] **Monnot G., Feugier A., Le Bouc F., Mauss F., Meyer C., Perthuis E., De Soete G.**, 'La combustion dans les fours et les chaudières', Publications de l'institut français du pétrole (1978)

- [ 74 ] **Moskaleva L.V., Lin M.C.**, ‘Computational study of the kinetics and mechanisms for the reaction of H atoms with C-C<sub>3</sub>H<sub>6</sub>’, Proc Combust Inst 2002;29(1):1319e27
- [ 75 ] **Nakamachi I., Yasukawa K., Miyahata T., Nagata T.**, ‘Apparatus or Method for Carrying out Combustion in a Furnace’, US Patent No. 4, 945,841, August 7, 1990
- [ 76 ] **Nicolle A., Dagaut P.**, ‘Occurrence of NO-reburning in MILD combustion evidenced via chemical kinetic modeling’, Fuel 85 (2006) 2469–2478
- [ 77 ] **Parente A., Galletti C., Tognotti L.**, ‘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 (2008) 7553–7564. 34
- [ 78 ] **Paubel X.**, ‘Analyse expérimentale des oxy-flammes turbulentes non-prémélangées de gaz à faible pouvoir calorifique’, Thèse de l'INSA de Rouen, 2007
- [ 79 ] **Quinqueneau A., Touzet A., Oger M.**, ‘Experimental studies on regenerative industrial burners operating in the flameless oxidation mode’, Proc. 13th IFRF Members Conference, Noordwijkerhooft, The Netherlands, 2001
- [ 80 ] **Quinqueneau A., Villermaux C., Ourliac M., Ayoub M., Honoré D.**, ‘Dispositif de stabilisation de la combustion diluée dans une enceinte de combustion à parois froides’, brevet FR2979690A1, 2013
- [ 81 ] **Rentz O., Nunge S., Laforsch M., T. H.**, ‘Technical background document for the actualisation and assessment of UN/ECE protocols related to the abatement of the transboundary transport of nitrogen oxides from stationary sources’, 1999
- [ 82 ] **Ricou F. P., Spalding D. B.**, ‘Measurements of entrainment by axisymmetrical turbulent jets’, Journal of fluid mechanics, 11:21-32 (1960)
- [ 83 ] **Ristic D., Berger R., Scheffknecht G., Lacour C., Honoré D., Wüning J. G.**, ‘Experimental study on flameless combustion of pulverised coal under air staging conditions’, The 15th IFRF Members Conference, 13 – 15 June 2007, Pisa, Italy
- [ 84 ] **Ristic D., Schuster A., Scheffknecht G.**, ‘On the Potential of Flameless Oxidation to Reduce NO<sub>x</sub> Emissions from Pulverized Coal Combustion’, Industrial Combustion. Article Number 201001 , April 2010
- [ 85 ] **Rortveit G.J., Zepter K., Skreiberg O., Fossum M., Hustad J.E.**, ‘A comparison of low-NO<sub>x</sub> burners for combustion of methane and hydrogen mixtures’, Proc Comb. Institute 29 (2002) 1123-1129
- [ 86 ] **Rottier C., Lacour C., Godard G., Taupin B., Porcheron L., Hauguel R., Carpentier S., Boukhalfa A.M., Honoré D.**, ‘On the effect of air temperature on mild flameless combustion regime of high temperature furnace’, Proceedings of ECM 2009

- [ 87 ] **Rottier C., Godard G., Corbin F., Boukhalfa A. M., Honoré D.**, ‘An endoscopic Particle Image Velocimetry system for high temperature furnaces’, *Meas. Science and Technol.* 21:115404, 2010 (a)
- [ 88 ] **Rottier C.**, ‘Etude expérimentale de l’influence des mélanges gazeux sur la combustion sans flamme’, Doctorat de l’INSA de Rouen, 2010 (b)
- [ 89 ] **Sabia P., de Joannon M., Picarelli A., Ragucci R.**, ‘Methane auto-ignition delay times and oxidation regimes in MILD combustion at atmospheric pressure’, *Combustion and Flame*, Volume 160, Issue 1, January 2013, Pages 47–55
- [ 90 ] **Sacadura J. F.**, ‘Initiation aux transferts thermiques’, Editions Tech & Doc, 1980
- [ 91 ] **Schefer R.W.**, ‘Hydrogen enrichment for improved lean flame stability’, *Int. Journal of Hydrogen Energy* 28 (2003) 1131-1141
- [ 92 ] **Sezgin E., Pesenti B., Lupant D., Lybaert P.**, ‘Développement de diagramme de stabilité de flamme en combustion diluée’, SFT, Congrès français de thermique, Le Touquet, 2010
- [ 93 ] **Shimo N.**, Proceedings of the 2nd International Seminar on High Temperature Combustion in Industrial Furnaces, Jernkontoret-KTH, Stockholm, Sweden, 2000
- [ 94 ] **Skottene M., Rian K.E.**, ‘A study of NO<sub>x</sub> formation in hydrogen flames’, *Int J Hydrogen Energy* 2007;32:3572-85
- [ 95 ] **Slim B.K., Pieters G.T., Last D., Tiekstra G., Levinsky H.B.**, ‘Gasunie Engineering and Technology Jet Driven Dilute Combustion-burner: Ultra-low NO<sub>x</sub> in Hi-temp furnaces’, NGT, Florida (USA), 2005
- [ 96 ] **Slim B.K., Darmeveil H., Van Dijk G.H.J., Last D., Pieters G.T., Rotink M.H., Overdiep J.J., Levinsky H.B.**, 23rd World Gas Conference, Amsterdam, 2006
- [ 97 ] **Sorrentino G., Scarpa D., Cavaliere A.**, ‘Transient inception of MILD combustion in hot diluted diffusion ignition (HDDI) regime: A numerical study’, *Proceedings of the Combustion Institute*, Volume 34, Issue 2, 2013, Pages 3239-3247
- [ 98 ] **Stadler H., Ristic D., Förster M., Schuster A., Kneer R., Scheffknecht G.**, ‘NO<sub>x</sub>-emissions from flameless coal combustion in air, Ar/O<sub>2</sub> and CO<sub>2</sub>/O<sub>2</sub>’, *Proceedings of the Combustion Institute*, Volume 32, Issue 2, 2009, Pages 3131-3138
- [ 99 ] **Szegö G. G., Dally B. B., Nathan G. J.**, ‘Operational characteristics of a parallel jet MILD combustion burner system’, *Combustion and Flame*, 156, 429-438 (2008)
- [ 100 ] **Szegö G. G., Dally B. B., Christo F. C.**, ‘Investigation of the mixing patterns inside a MILD combustion furnace based on CFD modelling’, *Proceedings of the Australian Combustion Symposium*, December 2 – 4, 2009, The University of Queensland

- [ 101 ] **Taine J., Iacona E., Petit J. P.**, ‘Transferts thermiques – Introduction aux transferts d’énergie’, Dunod, 2008
- [ 102 ] **Thomas D.**, ‘NO (oxydes d’azote)’, Techniques de l’ingénieur, g1805, 2009
- [ 103 ] **Tissot S., Pichard A.**, ‘Seuils de toxicité aigüe – Monoxyde d’azote (NO)’, rapport final du ministère de l’écologie et du développement durable, et du ministère de la santé, de la famille et des personnes handicapées, mai 2004 (a)
- [ 104 ] **Tissot S., Pichard A.**, ‘Seuils de toxicité aigüe – Dioxyde d’azote (NO<sub>2</sub>)’, rapport final du ministère de l’écologie et du développement durable, et du ministère de la santé, de la famille et des personnes handicapées, mai 2004 (b)
- [ 105 ] **Tropea C., Yarin A., Foss J.**, ed. Springer Handbook of Experimental Fluid Mechanics, Springer, ISBN 978-3-540-25141-5, 2007
- [ 106 ] **Tsuji H., Gupta A. K., Hasegawa T., Katsuki M., Kishimoto K., Morita M.**, ‘High Temperature Air Combustion: From Energy Conservation to Pollution Reduction’, CRC Press, 2003, 401 pages
- [ 107 ] **Verbund**, ‘Umweltbericht 96, Kapitel 7 NO<sub>x</sub>-Reduktion’, Österreichische Elektrizitätswirtschafts-Aktiengesellschaft (Verbundgesellschaft), 1996
- [ 108 ] **Weber R., Orsino S., Lallemand N., Verlaan A.**, ‘Combustion of natural gas with high-temperature air and large quantities of flue gas’, Proc. Combust. Inst. 28 (2000) 1315–1321
- [ 109 ] **Weber R., Smart J. P., vd Kamp W.**, ‘On the (MILD) combustion of gaseous, liquid, and solid fuels in high temperature preheated air’, Proceedings of the Combustion Institute 30 (2005) 2623 - 2629
- [ 110 ] **Weinberg, P. J.**, Nature, Vol. 233, Sep. 24, 1971, pp. 239-241
- [ 111 ] **Wünning J. A., Wünning J. G.**, ‘Flameless oxidation to reduce thermal NO-formation’, Prog. Energy Combust. Sci, Vol.23, pp.81-94, (1997)
- [ 112 ] **Yimer I., Becker H. A., Grandmaison E. W.**, ‘The strong-jet/weak-jet problem: new experiments and CFD’, Combustion and flame 124:481-502 (2001)