HAL
open science

# ETUDE EXPERIMENTALE DES CHAMPS DYNAMIQUES ET SCALAIRES DE LA COMBUSTION SANS FLAMME

Eric Masson

▶ **To cite this version:**

Eric Masson. ETUDE EXPERIMENTALE DES CHAMPS DYNAMIQUES ET SCALAIRES DE LA COMBUSTION SANS FLAMME. Energie électrique. INSA de Rouen, 2005. Français. NNT : . tel-00011087v2

**HAL Id: tel-00011087**

**https://theses.hal.science/tel-00011087v2**

Submitted on 29 Nov 2005

**HAL** is a multi-disciplinary open access archive for the deposit and dissemination of scientific research documents, whether they are published or not. The documents may come from teaching and research institutions in France or abroad, or from public or private research centers.

L'archive ouverte pluridisciplinaire **HAL**, est destinée au dépôt et à la diffusion de documents scientifiques de niveau recherche, publiés ou non, émanant des établissements d'enseignement et de recherche français ou étrangers, des laboratoires publics ou privés.

tel-00011087, version 2 - 29 Nov 2005

# THESE

Présentée à

## L' INSTITUT NATIONAL DES SCIENCES APPLIQUEES DE ROUEN

En vue de l'obtention du titre de

## DOCTEUR DE L' INSTITUT NATIONAL DES SCIENCES APPLIQUEES DE ROUEN

Discipline : Physique
Spécialité : Energétique
Ecole doctorale SPMI

par

Eric MASSON

# ETUDE EXPERIMENTALE DES CHAMPS DYNAMIQUES ET SCALAIRES DE LA COMBUSTION SANS FLAMME

Soutenue le 5 octobre 2005

*Composition du jury :*

| | | |
|---|---|---|
| Directeur de thèse : | A. BOUKHALFA | *Professeur, INSA, Rouen* |
| Président du jury : | L. VERVISCH | *Professeur, INSA, Rouen* |
| Rapporteurs : | P. LYBAERT | *Professeur, Institut Polytechnique, Mons* |
| | J.M. MOST | *Directeur de Recherche, CNRS, Poitiers* |
| Examinateurs : | D. ESCUDIE | *Directrice de Recherche, CNRS, Lyon* |
| | D. HONORE | *Maître de conférences, INSA, Rouen* |
| | P. MEUNIER | *Chef de pôle, Gaz de France, Saint Denis* |
| Membres invités : | F. DELACROIX | *Chef de projet, ADEME, Angers* |
| | L. PORCHERON | *Ingénieur de recherche, Gaz de France, Saint Denis* |

tel-00011087, version 2 - 29 Nov 2005

tel-00011087, version 2 - 29 Nov 2005

Mémoire de

# THESE

**Présentée e**n vue de l'obtention du titre de

DOCTEUR DE L' INSTITUT NATIONAL
DES SCIENCES APPLIQUEES DE ROUEN

Discipline : Physique
Spécialité : Energétique
Ecole doctorale SPMI
Par

Eric MASSON

# ETUDE EXPERIMENTALE DES CHAMPS DYNAMIQUES ET SCALAIRES DE LA COMBUSTION SANS FLAMME

5 octobre 2005

tel-00011087, version 2 - 29 Nov 2005

tel-00011087, version 2 - 29 Nov 2005

**AVERTISSEMENT**

Certaines figures et graphiques de cette version publique ont été modifiés afin de conserver le caractère confidentiel des informations et données obtenues durant cette thèse

tel-00011087, version 2 - 29 Nov 2005

tel-00011087, version 2 - 29 Nov 2005

M. Degani, "*Plein feu sur les dragons*", Glénat

tel-00011087, version 2 - 29 Nov 2005

"*[...] We choose to go to the moon. We choose to go to the moon in this decade [...] not because they are easy, but because they are hard, because that goal will serve to organize and measure the best of our energies and skills, because that challenge is one that we are willing to accept, one we are unwilling to postpone, and one which we intend to win [...]*"

John Fitzgerald Kennedy (1917-1963), discour du 12 septembre 1962

Le chapitre concernant les remerciements est, si on y réfléchit quelques minutes, assez paradoxal à plus d'un titre. Figurant au tout début du mémoire, c'est souvent la partie lue en premier et pourtant son écriture est plutôt la conclusion de la longue période de rédaction et elle n'est souvent couchée sur le papier qu'après l'épreuve de la soutenance orale elle-même. De plus, et à y regarder de plus près, les remerciements consistent à remercier l'ensemble des personnes qui nous ont permis d'arriver à cet instant précis : c'est à dire l'écriture des remerciements.

Etant limité pour ces remerciements en nombre de pages et de volumes et bien que je leur doive énormément, je ne vais pas pouvoir remercier absolument toutes les personnes à qui je dois d'y être arrivé. Ainsi je ne vais pas pouvoir remercier, entre autre, Johannes Gutenberg (1400-1468) à qui je dois d'avoir pu bourrer mes cartables d'écolier de livres scolaires ; Francis Bacon (1561-1626) à qui l'on doit la définition moderne de l'expérimentation scientifique ; Jules Ferry (1832-1893) grâce à qui nous avons une école publique gratuite laïque et obligatoire, le plus sûr moyen de développement économique et sociale d'une nation, ou encore Alan Turing (1912-1954) sous la direction duquel les calculateurs *Robinson* et *Colossus* furent mis en place en 1940 et qui intégraient pour la première fois les concepts d'arithmétique binaire, d'horloge interne, de mémoire tampon, de lecteurs de bande, d'opérateurs booléens, de sous programmes et d'imprimantes. Sans Alan Turing, *Robinson* et *Colossus*, mon travail durant ces quatre années de thèse auraient eu sans doute un tout autre aspect, notamment en ce qui concerne l'acquisition des données, les simulations numériques ainsi que la rédaction de ce mémoire. Enfin et surtout, à mon grand désarrois, je ne pourrais jamais remercier le premier archanthropien (*Homo erectus*) à qui l'on doit l'invention du feu, il y a plus de cinq cent mille ans. Si celles et ceux qui préfèrent l'entrecôte bien cuite au steak tartare lui doivent énormément, il est, pour ma part, celui sans qui je n'aurais jamais eu de sujet de thèse.

Je me limiterai donc à remercier les personnes m'ayant directement permis d'arriver à cet instant.

Je commencerai par remercier Messieurs Jean Michel Most et Paul Lybaert pour avoir accepté d'être les rapporteurs de ce mémoire de thèse. Je remercie également Mesdames Dany Escudié et Lynda Porcheron ainsi que Messieurs Franck Delacroix, Philippes Meunier et Luc Vervisch pour avoir fait partie du jury de ce travail.

Une thèse ne pourrait exister sans l'infrastructure d'un laboratoire d'accueil. Je tiens donc à remercier Madame Marie-José Fourniguet, chef du pôle *Industrie, en 2001,* à la Direction de la Recherche de Gaz de France, ainsi que Monsieur Michel Ledoux, directeur du *CORIA - UMR 6614*, pour m'avoir accueilli dans leur laboratoire.

Une thèse ne pourrait pas se réaliser sans financement. Je tiens donc à remercier l'ADEME pour son soutient.

tel-00011087, version 2 - 29 Nov 2005

Si une thèse est une œuvre personnelle, elle est aussi le fruit de tout un groupe de gens et si je fus laissé seul devant la page blanche, notamment pour la rédaction de ce mémoire, je le fus beaucoup moins durant les essais sur l'installation semi-industrielle, la mise en place de l'installation de laboratoire ou les mesures sur ces dernières.

Une thèse est une période de formation où le "bébé-chercheur" fait ses premiers pas. Cette période serait sans doute plus pénible et bien plus longue sans la présence et l'aide du directeur de thèse. Je tiens donc à remercier Monsieur Abdelkrim Boukhalfa, directeur de cette thèse, pour l'aide qu'il m'a apportée et sa présence constante et de chaque instant. Je tiens aussi et surtout à remercier Monsieur David Honoré pour m'avoir encadré journellement durant ces quatre années, pour sa patience, son caractère toujours égal, son esprit d'analyse et la pertinence de ces remarques.

La première année de thèse, et les six mois de stage qui l'ont précédée, se sont déroulés à la Direction de la Rrecherche de Gaz de France, à Saint Denis. Et si, selon l'adage, on est loin du cœur lorsqu'on est loin des yeux, mon bureau était bien trop éloigné de celui de Monsieur David Honoré pour qu'il puisse me fournir une aide constante et de chaque instant. Je pus cependant compter sur l'aide de Monsieur Alain Quinqueneau, sur ses conseils avisés et sur sa connaissance du domaine et je l'en remercie.

Il n'était évidemment pas question de confier une installation d'essais semi-industrielle à un jeune ingénieur tout frais sorti des bancs de l'école et pour qui, quelques mois auparavant, un four était l'espèce de placard en bas de la cuisinière d'où sortait le poulet des repas du dimanche. Les mesures semi-industrielles ont donc été menées au sein d'une équipe. Je tiens à remercier Monsieur Patrick Robinet, qui avait en charge le (bon) fonctionnement de la cellule d'essais, ainsi que Messieurs Thierry Hortaned et Stéphane Maurel, qui mettaient en œuvre les moyens de mesures et de diagnostics. Je profite de ces lignes pour remercier Monsieur Patrick Robinet pour ses "cours d'initiation" au rock progressif, qui me permettent dorénavant de faire la distinction entre de la bonne musique et les cacophoniques reflux gastro-œsophagiens d'une mama gloussante, reconvertie en dondon tisanière inféodée aux maquignons du disque. J'associe enfin à mes remerciements l'ensemble des cadres et agents du pôle *Industrie* et du pôle *Moyen d'Essais pour l'industrie*, pour leurs sympathies, leurs gentillesses et leurs humours.

Si j'eus en charge le mise en place et la conception des systèmes de contrôle et d'alimentation de l'installation de laboratoire, leurs réalisations furent confiées à des professionnels sans aucun doute plus doués et compétents que je ne le suis dans le maniement du poste à souder ou de la machine outil. Je remercie donc Messieurs Ludovic Frebourg, Jacky Galle, Benjamin Quevreux, Jean-Claude Goulet ainsi que l'ensemble des techniciens de l'atelier du *CORIA*, pour leurs

tel-00011087, version 2 - 29 Nov 2005

disponibilité, leurs conseils, leurs humours, la rapidité d'action et la compétence dont ils ont sus faire preuve.

La mise en place de l'installation d'essais fut aussi l'occasion d'accueillir trois stagiaires qui travaillèrent sur mon sujet pour me défricher le travail, m'assister et me seconder. Je remercie donc Mademoiselle Lorraine Dampt ainsi que Messieurs Romain Dejean et Henri Mazué pour leurs aides et contributions qui me furent grandement précieuses.

Je tiens à remercier Monsieur Marc Toquard, dont j'ai partagé le bureau au cours de la première année de thèse et le six mois de stage qui l'ont précédée, pour son amabilité.

Je remercie l'ensemble des doctorants tels que Messieurs Guillaume Martins, Olivier Dégardin, David Vauchelle, Laurent Delair, Salah boulahlib et Mademoiselle Corinne Lacour, pour leurs présences et leurs gentillesses. Je remercie particulièrement Messieurs Benoit Taupin et David Desmare, pour les débats de fond qu'ils ne manquèrent jamais d'initier au moment du déjeuner, sur des sujets aussi variés et passionnants que la démonstration des capacités cognitives d'une poule de race *New Hampshire* ou l'intérêt d'un retour à un monarchisme absolu, légèrement teinté de suffrage censitaire ou d'échevinage, dans une France enfin débarrassée de tout carcan fiscal et législatif. De plus, Monsieur Benoît Taupin a pris ma succession sur l'installation de laboratoire, dans le cadre d'un stage post-doctoral. Je le remercie de tout l'aide et compétence qu'il m'a apportées à la fin de ma thèse, même si nous ne serons jamais d'accord sur ce que doit être une installation d'essais pérenne et en parfait état de fonctionner ou un bricolage qui est à un travail sérieux de recherche ce que le défoliant est à l'horticulture ou la tronçonneuse est à la chirurgie cardiaque.

Une thèse est la conclusion de longues années d'études ; vingt sept ans depuis le cours préparatoire, dans mon cas. Sans pour autant cité chacun de mes maîtres, instituteurs et professeurs, je tiens à les associer à mes remerciements, les bons comme les néfastes. J'aurai, néanmoins, une pensé particulières pour celles et ceux qui eurent à cœur de me faire partager périodiquement leurs avis quant à l'indigence de mes capacités intellectuelles et scolaires ou leurs certitudes de mon épanouissement personnel dans un CAP de mécanique générale (sans pour autant juger de la pertinence du conseil formulé à une époque où les mouvements sociaux provoqués par les vagues de licenciements d'ouvriers, notamment dans l'industrie automobile, étaient fréquents). Ces remarques répétées, quoique sporadiquement constructives ou inspirées mais ne dépareillant jamais avec les borborygmes qu'ils ânonnaient mécaniquement et à longueur de cours, furent pour moi un fabuleux aiguillon et la source inépuisable d'une motivation infinie, quoique un peu rageuse, et je les en remercie.



tel-00011087, version 2 - 29 Nov 2005

J'associe à ces remerciements mes différents maîtres de stage qui m'ont permis de me conforter dans mes choix professionnels et dans ma volonté de m'orienter vers le domaine de la recherche et du développement industriel.

Je ne pense pas qu'il puisse être possible de se lancer dans l'aventure d'une thèse sans avoir un soutien moral solide ; de ses amis et de sa famille. Je tiens à remercier chaleureusement et de tout mon cœur Messieurs Fabien Bourel et Sylvain Israël ainsi que leurs compagnes, Mesdemoiselles Espérance et Margot Debouzy, sans oublier Messieurs Olivier Obitz ainsi que sa compagne, Mademoiselle Christine Bouet, et Romuald Sales.

Même si cela peut paraître idiot à certains et sans pour autant lui dédier cette thèse, comme d'autres l'ont fait avant moi, j'aurai aussi une douce pensée pour le chat Roissy, qui nous quitta à l'âge vénérable de 16 ans, le 15 juillet 2003. Durant 14 ans, "mon gros père" fut un compagnon plus ou moins discret. Il fut toujours d'un zèle exceptionnel et opiniâtre dans le pétrissage griffu de mes cuisses et dans les ronronnements baveux. Il était passé maître dans l'art de la réclamation de caresses et de câlins aux moments les moins opportuns. Sa face de lune aux yeux ronds, ses miaulements muets, sa silhouette en culbuto et ses chaussons blancs me manqueront longtemps.

Enfin et surtout, je tiens à remercier mes parents, Arlette et Patrick Masson ainsi que ma compagne, Lejla Frah, sans qui je n'aurai jamais pu faire mes études et cette thèse. Pour leur soutien et pour leur confiance indéfectible en moi alors qu'elle me fit tant défaut à certains instants de ma vie et de mes études, pour leur amour, pour le soutien patient et aimant de ma compagne, pour m'avoir permis d'arriver à cet instant précis, je leur dédie ce mémoire et l'ensemble de mes travaux, avec tout mon amour.

*A mes parents et à ma compagne*

tel-00011087, version 2 - 29 Nov 2005

# TABLE DES MATIERES


TABLE DES MATIERES 11

LISTE DES FIGURES 13

NOMENCLATURE 23

INTRODUCTION GENERALE 27

1 INTRODUCTION A LA COMBUSTION SANS FLAMME 35

1.1 PRECHAUFFAGE DE L'AIR 37

1.2 RECIRCULATION DES PRODUITS DE COMBUSTION ET DILUTION DE LA REACTION 41

1.3 CONSEQUENCES DE LA DILUTION DU MILIEU REACTIF 45

1.3.1 TEMPERATURES DANS LA FLAMME 45

*1.3.1.1 Comportement de la température dans le cas de la combustion sans flamme 45*

*1.3.1.2 Influence de la dilution des réactifs sur la température 48*

1.3.2 FORMATION ET EMISSIONS D'OXYDES D'AZOTE 52

1.4 RAYONNEMENT RESULTANT DE LA ZONE DE COMBUSTION 59

1.4.1 CHIMILUMINESCENCE DE LA ZONE DE REACTION DE COMBUSTION 59

1.4.2 TRANSFERT RADIATIF DANS LA FLAMME 63

1.5 CARACTERISATION DE LA COMBUSTION SANS FLAMME A L'ECHELLE SEMI-INDUSTRIELLE 65

1.6 CONCLUSION 71

2 MOYENS EXPERIMENTAUX 73

2.1 INSTALLATION D'ESSAIS SEMI-INDUSTRIELLE 74

2.2 INSTALLATION D'ESSAIS DE LABORATOIRE 76

2.2.1 CHAMBRE DE COMBUSTION HAUTE TEMPERATURE 76

2.2.2 SYSTEMES D'ALIMENTATIONS ET DE CONDUITE DE L'INSTALLATION D'ESSAIS 79

*2.2.2.1 Système d'alimentation en air et en combustible 79*

*2.2.2.2 Alimentation en eau 82*

*2.2.2.3 Système de contrôle 83*

2.3 BRULEURS D'ESSAIS 84

2.3.1 BRULEUR SEMI-INDUSTRIEL 85

2.3.2 BRULEUR DE LABORATOIRE 87

2.4 TECHNIQUES DE MESURES 90

2.4.1 MESURES DE CARACTERISATION 90

2.4.2 MESURES DANS LA FLAMME 91

*2.4.2.1 Mesure de chimiluminescence 91*

*2.4.2.2 Mesure du flux radiatif 99*

*2.4.2.3 Mesure de la température locale 100*

*2.4.2.4 Mesure de concentration moyenne d'espèces stables 105*

*2.4.2.5 Mesure de vitesses 105*

2.5 SIMULATION DES INSTALLATIONS D'ESSAIS 114

2.6 COMPARAISON AVEC DES ESSAIS EN REGIME DE COMBUSTION CLASSIQUE 116

2.7 TRAITEMENTS DES DONNEES EXPERIMENTALES 117




tel-00011087, version 2 - 29 Nov 2005

2.7.1 MODELE GLOBAL 117
*2.7.1.1 Modélisation de la recirculation externe et de la dilution des réactifs 117*
*2.7.1.2 Modélisation de la combustion 128*
2.7.2 CALCUL DES CONCENTRATIONS MOYENNES DES ESPECES STABLES, NON MESUREES 130
2.7.3 CARACTERISATION DU MELANGE DES REACTIFS DURANT LA COMBUSTION 131
2.7.4 EMISSIONS EN OXYDE D'AZOTE 132
*2.7.4.1 Voies et taux de formation des oxydes d'azote 132*
*2.7.4.2 Indice d'émission en oxyde d'azote : $EINO_x$ 133*
2.7.5 CARACTERISATION DE LA RECIRCULATION DES PRODUITS DE COMBUSTION ET DE LA DILUTION A PARTIR DES MESURES DANS LA FLAMME 134
3 LE REGIME DE COMBUSTION SANS FLAMME 139
3.1 RESULTATS EXPERIMENTAUX 140
3.1.1 LE CHAMP DE TEMPERATURE 140
3.1.2 LE CHAMP DE VITESSES 141
3.1.3 LES CHAMPS DE CONCENTRATION D'ESPECES STABLES 144
*3.1.3.1 Concentration moyenne en méthane 144*
*3.1.3.2 Concentration moyenne en oxygène 144*
*3.1.3.3 Concentration moyenne en monoxyde de carbone 145*
*3.1.3.4 Concentration moyenne en dioxyde de carbone et cartographie d'indice d'émission d'oxyde d'azote 146*
3.2 STABILISATION DE LA FLAMME 147
3.3 STRUCTURES DES ZONES REACTIVES 151
3.4 RECIRCULATION EXTERNE ET DILUTION DES REACTIFS 158
3.5 CARACTERISATION DU MELANGE DES REACTIFS DURANT LA COMBUSTION 164
3.5.1 CARACTERISATION POUR LE CAS DE REFERENCE 164
3.5.2 COMPARAISON AVEC D'AUTRES MESURES 165
*3.5.2.1 Mesures en combustion sans flamme 165*
*3.5.2.2 Mesures en combustion classique 166*
3.6 FORMATIONS DES OXYDES D'AZOTE 169
3.7 CONCLUSION 172
4 ETUDE PARAMETRIQUE DU COMPORTEMENT DU REGIME DE COMBUSTION 173
4.1 INFLUENCE DE LA VARIATION DE PUISSANCE 176
4.2 INFLUENCE DE LA VARIATION DE LA TEMPERATURE DU FOUR 189
4.3 INFLUENCE DE LA PRESENCE D'UN PREMELANGE DANS LA VEINE D'AIR 194
4.4 INFLUENCE DE LA VARIATION DE LA TEMPERATURE DE L'AIR 198
4.5 INFLUENCE DE LA VARIATION DU TAUX D'AERATION 218
4.6 INFLUENCE DE LA VARIATION DU CONFINEMENT 226
CONCLUSION GENERALE ET PERSPECTIVES 235
ANNEXE 1 : ETUDE DE L'INFLUENCE DU CONGE EN SORTIE DE VEINE D'AIR 245
ANNEXE 2 : CARACTERISATION DU TRANSFERT RADIATIF 251
BIBLIOGRAPHIE 255

tel-00011087, version 2 - 29 Nov 2005

# LISTE DES FIGURES

figure 1-1 : Principe de préchauffage de l'air ..... 37
figure 1-2 : Comparaison entre un four de métallurgie équipé de brûleurs classiques et de brûleurs régénératifs (Milani - 1998) ..... 38
figure 1-3 : Comparaison entre le régénérateur à billes et à nid d'abeille (Hasegawa - 2000) ..... 39
figure 1-4 : Effet de la température de préchauffage de l'air sur le niveau d'émission en oxydes d'azote (Fujimori – 2000) ..... 40
figure 1-5 : Diagramme de régime de flamme et définition de la combustion sans flamme, en fonction de la température du four et du taux de recirculation des fumées (Wünning - 1997) ..... 42
figure 1-6 : Diagramme de régime de flamme en fonction de la concentration en oxygène et de la température de l'air dilué (Milani – 2001) ..... 42
figure 1-7 : Diagramme de stabilité de flamme en fonction de la température de l'air de combustion et de la concentration en oxygène (Hasegawa - 1999) ..... 43
figure 1-8 : Régime de combustion en fonction de la concentration en oxygène et de la température de l'air préchauffé (Yamauchi - 1999) ..... 44
figure 1-9 : Limite d'inflammabilité de différents mélanges de méthane / air / gaz inerte à 25°C et à la pression atmosphérique (Zabetakis - 1965) ..... 45
figure 1-10 : Température adiabatique de flamme en fonction de la température d'entrée pour différents taux de dilution (Milani - 2004) ..... 46
figure 1-11 : Distribution de température (°C) (Hasegawa - 1998) ..... 47
figure 1-12 : Champ de températures mesurées en combustion sans flamme dans le cadre d'essais semi-industriels (Verlaan - 1998) ..... 48
figure 1-13 : Influence du taux de dilution et de la nature du diluant sur le taux de réaction et la température de flamme ..... 49
figure 1-14 : Profil de température calculé pour une flamme à contre courant (Feese - 1998) ..... 49
figure 1-15 : Température de parois du réacteur pour différentes températures initiales et taux de dilutions (De Joannon - 2002) ..... 50
figure 1-16 : Températures et vitesses de flamme en fonction du taux de dilution (Ruan - 2001) ..... 51
figure 1-17 : Hauteur de suspension en fonction de la température de l'air et de la dilution du méthane par l'azote (Fujimori – 1998) ..... 51
figure 1-18 : Fluctuation temporelle de la température maximale mesurée pour un jet de propane dans un écoulement d'air (Hasegawa - 1998) ..... 52
figure 1-19 : Mesures temporelles de température et de bruit (Wünning – 1995) ..... 52
figure 1-20 : Evolution de la participation des mécanismes de formation de l'oxyde d'azote en fonction de la température et du temps de séjour (Zevenhoven - 2001) ..... 53
figure 1-21 : Indice d'émission de l'oxyde d'azote en fonction de la température de préchauffage de l'air, pour différents taux de dilution du combustible et de l'air (Fujimori - 1998) ..... 53
figure 1-22 : Indice d'émission en oxyde d'azote et longueur de flamme en fonction de la fraction massique de diluant (Feese - 1998) ..... 54
figure 1-23 : Emission et taux de formation en oxyde d'azote calculés dans le cas d'une flamme à contre courant diluée (Feese - 1998) ..... 55
figure 1-24 : Concentration et taux de formation en oxydes d'azote dans une flamme à contre courant (Choi - 2002) ..... 56



tel-00011087, version 2 - 29 Nov 2005

figure 1-25 : Indice d'émission et rapport taux ζ (destruction/ formation) (Choi - 2002) .....57
figure 1-26 : schémas réactionnels de formation des oxydes d'azote suivant les différents types de diluant du jet d'air (Choi - 2002).....58
figure 1-27 : Influence de la concentration en NO dans les produits de combustion sur le taux de formation et de destruction du monoxyde d'azote (Choi - 2002).....58
figure 1-28 : Images de la flamme obtenues en combustion classique et en combustion sans flamme (Milani - 2001) .....59
figure 1-29 : Distribution spatiale de l'intensité du spectre d'émission CH pour une flamme de méthane et de propane (Ishiguro, 1998).....60
figure 1-30 : Spectre d'émission d'une flamme de propane (Gupta - 1999).....61
figure 1-31 : Evolution des émissions des radicaux $C_2$ et CH (Hasegawa - 1997).....61
figure 1-32 : Concentration en dihydrogène mesurée sur une installation semi-industrielle fonctionnant en combustion sans flamme (Verlaan - 1998).....62
figure 1-33 : Evolution axiale de l'émission radiative d'une la flamme jet (Fujimori - 2000).....63
figure 1-34 : Influence de la température de préchauffage de l'air et de la dilution du combustible sur l'émission radiative d'une flamme jet (Fujimori - 2000) .....64
figure 1-35 : Installation d'essais utilisée à *Osaka Gas* (Uenishi - 1997).....65
figure 1-36 : Four de la station d'essais de la *FRIF* (Verlaan - 1998) .....66
figure 1-37 : Installation d'essais du projet *HEC-EEC* (Frinking - 2004).....67
figure 1-38 : Installation d'essais du *GWI* (Kösters - 2005) .....68
figure 1-39 : Principe de fonctionnement d'un brûleur de type *REKUMAT et* Performance des brûleurs *WS* (Brune - 2001) .....68
figure 1-40 : Four d'essais employé au KTH pour la comparaison des brûleurs conventionnel et régénératif (Rafidi - 2002) .....69
figure 1-41 : Photo et schémas de l'installation d'essais (Pesenti - 2001, Lupant - 2005).....70
figure 2-1 : Installation d'essais semi-industrielle .....74
figure 2-2 : Installation d'essai de laboratoire .....77
figure 2-3 : Confinement variable de l'installation .....77
figure 2-4 : Variation du taux de confinement.....78
figure 2-5 : Accès de mesures sur l'installation .....78
figure 2-6 : Dispositif d'alimentation et de conduite de l'installation d'essais.....80
figure 2-7 : Alimentation en air préchauffé.....81
figure 2-8 : Sous-ensembles alimentés par le circuit de refroidissement .....82
figure 2-9 : Circuit de refroidissement de l'installation d'essais de laboratoire .....83
figure 2-10 : Liste des alarmes .....83
figure 2-11 : Les deux dispositions d'injections du combustible et du comburant .....84
figure 2-12 : Brûleur *HRS* de *NFK* .....85
figure 2-13 : Brûleur d'essais semi-industriel.....86
figure 2-14 : Brûleur de laboratoire.....88
figure 2-15 : Dispositifs de mesures de caractérisation globale des installations.....90
figure 2-16 : Maillage de mesures employé sur l'installation semi-industrielle .....91
figure 2-17 : Bandes d'émission des radicaux chimiluminescents.....92
figure 2-18 : Emplacement du dispositif d'imagerie de flamme (Vues de haut).....93
figure 2-19 : Dispositif d'imagerie de flamme.....94

tel-00011087, version 2 - 29 Nov 2005

figure 2-20 : Principe de fonctionnement de la caméra ICCD (Susset - 2002) ..... 94
figure 2-21 : Evolution de l'émission des parois en fonction de leur température ..... 95
figure 2-22 : Evolution de la mesure d'imagerie de flamme (images moyennes)..... 96
figure 2-23 : Signal de l'émission moyenne mesurée et images des émissions des suie mesurées via les filtres utilisés pour la mesure des radicaux CH* et $C_2$..... 96
figure 2- 24 : Intensité collectée via les différents filtres..... 98
figure 2-25 : Signal mesuré par le capteur ..... 98
figure 2-26 : Coupe longitudinale du radiomètre ellipsoïdal ..... 100
figure 2- 27 : Système de mesure de température par thermocouple à fil fin ..... 101
figure 2-28 : Modes de transfert thermique entre le thermocouple et le milieu ..... 103
figure 2-29 : Influence de la compensation numérique sur la valeur moyenne et l'écart type de température..... 104
figure 2-30 : Caractéristiques des analyseurs de gaz ..... 105
figure 2-31 : Volume de mesure ADL et signal émis par une particule traversant le volume de mesure ..... 106
figure 2-32 : Chaîne et caractéristiques de mesures ADL..... 108
figure 2-33 : Chemise de protection de la sonde ADL (Fricker & Roberts - 2003) ..... 109
figure 2-34 : Gamme de tailles de particules d'ensemencement (Maurey, 1997) ..... 109
figure 2-35 : Evolution du temps de réponse $\tau_p$ en fonction de la température de l'écoulement et du couple fluide/traceur..... 111
figure 2-36 : Vitesses axiales moyennes à X = 800 mm ..... 112
figure 2-37 : Estimation des macro échelles de l'écoulement et des échelles temporelles de Kolmogorov pour les deux températures de l'air ..... 113
figure 2- 38 : Maillage de la chambre de combustion de l'installation semi industrielle ..... 114
figure 2-39 : Maillages de la chambre de combustion de l'installation de laboratoire ..... 115
figure 2-40 : Brûleur et conditions d'essais (Toquard - 1998)..... 116
figure 2-41 : Schéma du principe du modèle 0D ..... 117
figure 2-42 : Evolution du taux de recirculation en fonction de l'abscisse et lignes de courant moyennes d'un jet en présence de tourbillon de recirculation (Curtet - 1958)..... 118
figure 2-43 : Evolution des paramètres A et B en fonction du rapport du rayon de l'injecteur sur le rayon de la chambre (Monnot - 1978)..... 120
figure 2-44 : Comparaison entre la théorie de Thring-Newby et Craya-Curtet (Curtet - 1958)..... 121
figure 2-45 : Dispositif expérimental et évolution taux d'entraînement en fonction de l'abscisse réduite (Ricou - 1960)..... 122
figure 2-46 : Comparaison entre le taux maximum de recirculation et le taux maximum d'entraînement ..... 123
figure 2-47 : Evolution du rapport de l'impulsion des jets de combustible sur l'impulsion du jet d'air ..... 124
figure 2-48 : Comparaison entre les deux méthodes de calcul de m ..... 125
figure 2-49 : Coefficient du polynôme définissant les chaleurs spécifiques (Gasunie - 1988) ..... 128
figure 2-50 : Pouvoir calorifique inférieur et masse molaire des différents constituants du gaz naturel (Gasunie - 1988)..... 129
figure 2-51 : Composition moyenne du gaz naturel..... 129
figure 2-52 : Evolution de la constante d'équilibre de la réaction du gaz à l'eau, en fonction de la température..... 130



tel-00011087, version 2 - 29 Nov 2005

figure 2-53 : Evolution des concentrations en combustible, comburant et produit de combustion en fonction de la fraction de mélange avec et sans combustion .....131
figure 2-54 : Mécanismes de formation du monoxyde d'azote (De Soete - 2002).....132
figure 2-55 : Vitesse axiale à 200 mm du brûleur .....134
figure 2-56 : Les zones d'un écoulement issu de jets triples plan (Lin & Sheu, 1991) .....135
figure 2-57 : Zone d'interpénétration des jets, non prise en compte par la méthode de calcul du taux d'entraînement.....136
figure 2-58 : Méthode de calcul des deux débits $Q_1$ et $Q_2$ .....137
figure 3-1 : Champs de températures .....140
figure 3-2 : Vitesses axiales moyennes .....141
figure 3-3 : Mesures de vitesses réalisées à la *FRIF* (Verlaan - 1998, Frinking - 2004).....143
figure 3-4 : Champ de concentrations de méthane .....144
figure 3-5 : Champ de concentrations d'oxygène .....145
figure 3-6 : Champ de concentrations de monoxyde de carbone .....145
figure 3-7 : Champs de concentration de dioxyde de carbone et d'oxyde d'azote .....146
figure 3-8 : Concentrations moyennes locales de méthane et d'oxygène et isovaleur à 1% de monoxyde de carbone.....147
figure 3-9 : Concentrations moyennes locales de monoxyde de carbone et isovaleur à la stœchiométrie .....147
figure 3-10 : Températures moyennes locales et isovaleur à la stœchiométrie .....148
figure 3-11 : Concentrations locales de monoxyde de carbone mesurées durant les essais menés à la *FRIF* (Verlaan - 1998).....149
figure 3-12 : Mesures de chimiluminescence réalisées au *GWI* (Brune - 2001).....150
figure 3-13 : Champs de concentration de monoxyde de carbone mesurés durant les essais menés sur un brûleur *WS REGEMAT* (Lupant - 2005) .....150
figure 3-14 : Concentrations moyennes de CO, températures moyennes et vitesses axiales ½ graphique supérieur : Concentrations moyennes de CO - ½ graphique inférieur : températures moyennes .....151
figure 3-15 : Image moyenne de chimiluminescence OH* .....152
figure 3-16 : Images instantanées de chimiluminescence OH* réalisées sur l'installation de laboratoire .....153
figure 3-17 : Concentration de monoxyde de carbone (Hekkens - 2004).....153
figure 3-18 : Température et concentration en monoxyde de carbone mesurées à 10 s et 70 s après allumage du brûleur (Adolfi - 2004) .....154
figure 3-19 : Cartographie de l'écart type du signal de température.....155
figure 3-20 : Evolution radiale des fonctions de distribution des signaux temporels de températures à 120 mm et 640 mm de la sortie du brûleur .....156
figure 3-21 : Evolution radiale des fonctions de distribution du signal de température mesuré dans la zone primaire de réaction .....157
figure 3-22 : Concentration moyenne locale de dioxyde de carbone, indice local $EINO_x$ et isovaleur de la concentration en monoxyde de carbone à 1%.....158
figure 3-23 : Taux de recirculation et du taux d'entraînement .....159
figure 3-24 : Vitesses axiales dans deux sections de chambre, dans le plan passant par les injecteurs (XY) et dans le plan perpendiculaire à celui-ci (XZ) obtenues par simulation de l'écoulement non réactif .....159



tel-00011087, version 2 - 29 Nov 2005

figure 3-25 : Vitesse axiale dans la section à 614 mm du brûleur Plan passant par les injecteurs de combustible vertical ..... 160
figure 3-26 : Evolution axiale de la recirculation obtenue par simulation de l'écoulement non réactif (simulation numérique) ..... 160
figure 3-27 : Comparaison entre la simulation et les résultats expérimentaux ..... 161
figure 3-28 : Taux de recirculation mesurés dans le cas d'une combustion classique ..... 162
figure 3-29 : Régime de combustion sans flamme en fonction du taux de recirculation et de la température du four ..... 162
figure 3-30 : Comparaison entre la température adiabatique de flamme et la température mesurée pour les différents essais ..... 163
figure 3-31 : Evolution des concentrations massiques en oxygène, méthane et dioxyde de carbone en fonction de la fraction de mélange pour le cas de référence ..... 164
figure 3-32 : Concentration massique en fonction de la fraction de mélange pour les essais de la *FRIF* ..... 165
figure 3-33 : Concentrations des réactifs et produits de combustion en fonction de la fraction de mélange pour l'injecteur DIG ..... 167
figure 3-34 : Comparaison entre les champs de taux de formation d'oxyde d'azote formés par voie précoce et thermique et les champs d'oxyde d'azote mesurés ..... 170
figure 3-35 : Cartographie de EINOx et isovaleur à la stœchiométrie ..... 171
figure 4-1 : Essais et mesures réalisés ..... 174
figure 4-2 : Influence de la puissance de fonctionnement sur les émissions en oxydes d'azote du brûleur *WS REGEMAT* (Quinqueneau - 2001) ..... 176
figure 4-3 : Evolution des émissions d'oxydes d'azote en fonction de la puissance de fonctionnement de l'installation ..... 176
figure 4-4 : Evolution du taux de recirculation en fonction de la puissance de fonctionnement de l'installation ..... 177
figure 4-5 : Répartitions des différents modes d'échanges thermiques en fonction de la puissance ..... 178
figure 4-6 : Principaux résultats du modèle global en fonction de la puissance ..... 179
figure 4-7 : Comparaison de l'évolution axiale du taux de recirculation moyen en fonction de la puissance de fonctionnement de l'installation ($T_{air}$ = 1000 °C) ..... 180
figure 4-8 : Comparaison des vitesses axiales à P = 200 kW et P = 100 kW ½ cartographie supérieure : P = 200 kW - ½ cartographie inférieure : P = 100 kW ..... 181
figure 4-9 : Comparaison des vitesses axiales, en fonction des puissances de fonctionnement, obtenues par simulation de l'écoulement non réactif ..... 181
figure 4-10 : Evolution de l'impulsion du jet d'air et de l'écoulement en fond de chambre en fonction de la puissance (modèle global) ..... 182
figure 4-11 : Comparaison entre les deux champs de température : ½ cartographie supérieure : P = 200 kW - ½ cartographie inférieure : P = 100 kW ..... 183
figure 4-12 : Comparaison entre les profils de niveaux moyens d'émission de chimiluminescence OH* dans le plan passant par les injecteurs ..... 183
figure 4-13 : Comparaison des champs de concentrations moyennes d'espèces stables : ½ cartographie supérieure: P = 200 kW - ½ cartographie inférieure : P = 100 kW ..... 184
figure 4-14 : Comparaison entre les cartographies de fraction de mélange et les isovaleurs de concentration de monoxyde de carbone à 1% : ½ cartographie supérieure: P = 200 kW - ½ cartographie inférieure : P = 100 kW ..... 185
figure 4-15 : Comparaison des taux d'entraînement en fonction de la puissance ..... 186



tel-00011087, version 2 - 29 Nov 2005

figure 4-16 : Comparaison des cartographies de $EINO_x$ : ½ cartographie supérieure: P = 200 kW - ½ cartographie inférieure : P = 100 kW ....186
figure 4-17 : Comparaison des taux locaux de formation des oxydes d'azote par voie thermique et précoce : ½ cartographie supérieure : NO Précoce - ½ cartographie inférieure : NO thermique ....187
figure 4-18 : Influence de la température du four sur les émissions en oxydes d'azote du brûleur *WS REGEMAT* (Quinqueneau - 2001) ....189
figure 4-19 : Evolution des émissions d'oxydes d'azote en fonction de la température du four ...189
figure 4-20 : Répartitions des différents modes d'échanges thermiques en fonction de la température de four ($T_{air}$ = 1000°C) ....190
figure 4-21 : Principaux résultats du modèle global en fonction de la température du four....191
figure 4-22 : Comparaison entre les deux champs de températures moyennes : ½ cartographie supérieure: $T_{four}$ = 1300 °C - ½ cartographie inférieure : $T_{four}$ = 1100 °C ....192
figure 4-23 : Comparaison entre les niveaux moyens d'émission de chimiluminescence OH* dans le plan passant par les injecteurs ....192
figure 4-24 : Comparaison des profils axiaux de concentrations moyennes d'oxygène (gauche) et dioxyde de carbone (droite) sur l'axe de la chambre de combustion pour les cas avec et sans prémélange....194
figure 4-25 : Mesures de chimiluminescence pour le cas avec prémélange ....194
figure 4-26 : Evolution de la température de l'air vicié et de la concentration en inerte en sortie de la veine d'air en fonction du prémélange air/ combustible en veine d'air calculé par le modèle global....195
figure 4-27 : Effet du prémélange en veine d'air centrale sur les profils axiaux d'$EINO_x$....196
figure 4-28 : Indice d'émission en oxydes d'azote mesuré en cheminée en fonction du taux de prémélange ....196
figure 4-29 : Evolution des émissions en oxyde d'azote en fonction du rapport entre l'injection principale (F2) et en veine centrale (F1) de combustible (Sudo - 1997) ...197
figure 4-30 : Evolution du rendement d'une installation en fonction de la température des fumées et du taux de récupération de chaleur des fumées (Flamme - 2000)....198
figure 4-31 : Evolution des émissions d'oxydes d'azote en fonction de la température de l'air ....198
figure 4-32 : Evolution du rapport de la puissance totale entrante sur la puissance de fonctionnement de l'installation d'essais, en fonction de la température de l'air ....199
figure 4-33 : Evolution de la température de four et de fumées en fonction de la température de l'air....199
figure 4-34 : Répartitions des différents modes d'échanges thermiques en fonction de la température de l'air ....200
figure 4-35 : Evolution des impulsions du jet d'air et en fond de chambre en fonction de la température de l'air ....201
figure 4-36 : Evolution du taux de recirculation en fonction de la température de l'air ....201
figure 4-37 : Principaux résultats du modèle global en fonction de la température de l'air ....202
figure 4-38 : Evolution relative du débit massique total en fonction de la température de l'air....203
figure 4-39 : Comparaison entre les vitesses axiales pour les deux températures d'air ½ cartographie supérieure : $T_{air}$ = 1000 °C - ½ cartographie inférieure : $T_{air}$ = 25 °C ...204
figure 4-40 : Comparaison des profils radiaux de vitesses axiales en fonction de la température de l'air ....204

tel-00011087, version 2 - 29 Nov 2005

figure 4-41 : Comparaison entre les concentrations moyennes d'oxygène, de méthane et de monoxyde de carbone : ½ cartographie supérieure : $T_{air}$ = 1000 °C - ½ cartographie inférieure : $T_{air}$ = 25 °C ..... 205
figure 4-42 : Comparaison des champs de concentrations moyennes de dioxyde de carbone et d'EI$NO_x$ : ½ cartographie supérieure : $T_{air}$ = 1000 °C - ½ cartographie inférieure : $T_{air}$ = 25 °C ..... 206
figure 4-43 : Comparaison entre les deux champs de températures moyennes : ½ cartographie supérieure : $T_{air}$ = 1000 °C - ½ cartographie inférieure : $T_{air}$ = 25 °C ... 207
figure 4-44 : Comparaison entre les niveaux moyens d'émission de chimiluminescence OH* dans le plan passant par les injecteurs ..... 208
figure 4-45 : Evolution de l'émission et de la structure de la zone de réaction de combustion en fonction de la température de l'air (Installation de laboratoire - P = 20 kW, $\lambda$ = 1,1, confinement faible) ..... 208
figure 4-46 : Mesures de concentrations en monoxyde de carbone et températures (Adolfi - 2004) ..... 210
figure 4-47 : Comparaison des taux locaux de formation des oxydes d'azote par voie thermique et précoce : ½ cartographie supérieure : NO précoce - ½ cartographie inférieure : NO thermique ..... 211
figure 4-48 : Comparaison de l'évolution axiale des taux de recirculation et des taux d'entraînement ..... 212
figure 4-49 : Conditions de mélange entre l'air, le combustible et les gaz inertes recirculants (Wünning - 2000) ..... 213
figure 4-50 : Comparaison des évolutions axiales des taux de recirculation obtenue par la simulation de l'écoulement sans réaction ..... 214
figure 4-51 : Evolution de l'indice d'émission en oxyde d'azote en fonction de la puissance totale entrante ..... 214
figure 4-52 : Essais semi-industriels dans le diagramme de Yamauchi (Yamauchi – 1999) ..... 216
figure 4-53 : Domaine d'existence du régime de combustion sans flamme ..... 216
figure 4-54 : Images de la flamme à différents stade de la montée en température de l'installation de laboratoire ($T_{air}$ = 600 °C) ..... 217
figure 4-55 : Influence du taux d'aération sur les émissions d'oxydes d'azote du brûleur *WS REGEMAT* (Quinqueneau - 2001) ..... 218
figure 4-56 : Evolution des émissions d'oxydes d'azote en fonction du taux d'aération ..... 218
figure 4-57 : Evolution taux de recirculation en fonction du taux d'aération ..... 219
figure 4-58 : Evolution de la concentration en oxygène et température du mélange tripartie, calculé par le modèle global, en fonction du taux d'aération ..... 219
figure 4-59 : Evolution de la température du four et des fumées en fonction du taux d'aération .. 220
figure 4-60 : Evolution de la température adiabatique de flamme en fonction du taux d'aération ..... 220
figure 4-61 : Comparaison entre les deux champs de températures et de concentrations de monoxyde de carbones : ½ cartographie supérieure: $\lambda$ = 1,1 - ½ cartographie inférieure : $\lambda$ = 1,3 ..... 221
figure 4-62 : Comparaison entre les niveaux moyens d'émission de chimiluminescence OH* dans le plan passant par les injecteurs ..... 221
figure 4-63 : Comparaison entre les concentrations locales en oxygène : ½ cartographie supérieure: $\lambda$ = 1,1 - ½ cartographie inférieure : $\lambda$ = 1,3 ..... 222



tel-00011087, version 2 - 29 Nov 2005

figure 4-64 : Evolution des niveaux moyens d'émission de chimiluminescence OH* en fonction du taux d'aération ....222
figure 4-65 : Evolution de l'émission de la zone de réaction sur les images moyennes de chimiluminescence OH* en fonction du taux d'aération (installation de laboratoire) ....223
figure 4-66 : Evolutions radiales des niveaux moyens d'émission de chimiluminescence OH* en fonction du taux d'aération $\lambda$ ....223
figure 4-67 : Photographies de la flamme pour les deux taux d'aération extrêmes ....224
figure 4-68 : Comparaison des taux de formation locale de monoxyde d'azote : ½ cartographie supérieure : NO Précoce - ½ cartographie inférieure : NO thermique ....224
figure 4-69 : Comparaison entre les $EINO_x$ : ½ cartographie supérieure: $\lambda$ = 1,1 - ½ cartographie inférieure : $\lambda$ = 1,3 ....225
figure 4-70 : Evolution des émissions d'oxydes d'azote en fonction du confinement ....226
figure 4-71 : Evolution du taux de recirculation en fonction du confinement ....227
figure 4-72 : Variation des dimensions de la section et du confinement de la chambre ....227
figure 4-73 : Comparaison des vitesses axiales dans une section du four, à 700 mm de la sortie du brûleur, obtenues par simulation numérique ....228
figure 4-74 : Evolution axiale des taux de recirculation et d'entraînement pour les trois configurations de confinement ....229
figure 4-75 : Evolution de la concentration en oxygène, calculé par le modèle global, en fonction du confinement ....229
figure 4-76 : Evolution de la température du mélange tripartie, calculée par le modèle global, et de la température du four mesurée, en fonction du confinement ....230
figure 4-77 : Evolution axiale de la température de parois pour les deux cas de confinement, en fonction du taux d'aération ....231
figure 4-78 : Répartitions des différents modes d'échanges thermiques en fonction du confinement, pour différentes températures d'air ....231
figure 4-79 : Evolution de la température de flamme, calculées par le modèle global, en fonction du confinement ....232
figure 4-80 : Comparaison des niveaux moyens d'émission de chimiluminescence OH* pour les deux confinements, en fonction de la température de l'air et du taux d'aération ....232
figure 4-81 : Comparaison entre les images moyennes de chimiluminescence OH*, pour un taux d'aération de 1,6 en fonction du confinement ....233
figure annexe 1-1 : Caractéristiques des deux chambres de combustion et conditions de simulation ....245
figure annexe 1-2 : Comparaison des vitesses moyennes ....246
figure annexe 1-3 : Evolution de la vitesse axiale normalisée ....247
figure annexe 1-4 : Comparaison entre les deux ouvertures de jet ....247
figure annexe 1-5 : Comparaison des énergies et taux de turbulence ....248
figure annexe 1-6 : Champs de vitesse axiale et lignes de courant ....249
figure annexe 1-7 : Evolution axiale des taux de recirculation et taux d'entraînement ....249

figure annexe 2-1 : Mesures de flux radiatifs ....251
figure annexe 2-2 : Densité de flux mesurées lors des essais réalisés au *GWI* (Brune - 2001) ....252



tel-00011087, version 2 - 29 Nov 2005

figure annexe 2-3 : Densité de flux mesuré lors des essais réalisés à l'Institut Polytechnique de Mons (Pessenti - 2003). ..... 252
figure annexe 2-4 : Mesures locales de température (Lupant - 2004) ..... 253
figure annexe 2-5 : Densité de flux et température de parois mesurées lors des essais réalisés à la *FRIF* (Weber - 2000) ..... 253
figure annexe 2-6 : Comparaison entre flux mesuré et flux radiatif de corps noir calculé à partir des températures de voûte ..... 254

tel-00011087, version 2 - 29 Nov 2005

tel-00011087, version 2 - 29 Nov 2005

# NOMENCLATURE

| Symbole | Unité | Définition | Sources |
|---|---|---|---|
| Cp | $J.kg^{-1}.K^{-1}$ | Capacité thermique à pression constante | |
| D | m | Diamètre de la chambre | |
| d | m | Diamètre de l'injection | |
| EI | $g/kg_{combustible}$ | Indice d'émission | Choi - 2002 |
| $EINO_x$ | $g/kg_{combustible}$ | Indice d'émission d'oxyde d'azote | |
| $\varepsilon$ | - | Efficacité du dispositif de récupération de chaleur des fumées | Flamme - 2000 |
| $E_\lambda$ | $W.m^2.\mu m$ | Emittance monochromatique d'un matériau | |
| $f_b$ | Hz | Fréquence des cellules de Bragg | |
| $f_d$ | Hz | Fréquence Doppler mesurée par le système de mesure ADL | |
| G | N | Impulsion d'un jet | |
| H | J | Enthalpie | |
| i | $\mu m$ | Largeur de l'interfrange dans le volume de mesure ADL | |
| $I_\lambda$ | $W.\mu m$ | Intensité spectrale d'un signal | |
| K | - | Constante d'équilibre de la réaction de gaz à l'eau | |
| $K_E$ | - | Taux d'entraînement | Béer - 1972 |
| $K_V$ | Kg/kg | Taux de recirculation | Curtet – 1958, Wünning - 1997 |
| m | - | Paramètre de similitude | Curtet - 1958 |



tel-00011087, version 2 - 29 Nov 2005

| | | |
|---|---|---|
| m | - | Quantité équivalente d'hydrogène dans le combustible ramené au cas d'un alcane $C_nH_m$ |
| $M_i$ | Kg/mole | Masse molaire |
| $M_p$ | kg | Masse d'une particule |
| n | - | Taux d'aération |
| n | - | Quantité équivalente de carbone dans le combustible ramené au cas d'un alcane $C_nH_m$ |
| P | kW | Puissance de fonctionnement de l'installation d'essais |
| PCI | $KJ.kg^{-1}$ | Pouvoir calorifique inférieur |
| Q | $Kg.s^{-1}$ | Débit massique |
| $Q_v$ | $m^3.s^{-1}$ | Débit volumique |
| $Q_{vn}$ | $m^3(n).s^{-1}$ | Débit volumique aux conditions normales (P = 101325 Pa, T = 0 °C) |
| $QE_\lambda$ | - | Réponse spectrale d'un capteur CCD |
| $r_p$ | µm | Rayon d'une particule |
| $R_{air}$ | mm | Rayon du congé en sortie de la veine d'air |
| T | °C | Température |
| U | $m.s^{-1}$ | Vitesse axiale |
| u | $m.s^{-1}$ | Vitesse d'une particule passant par le volume de mesure ADL |
| V | $m.s^{-1}$ | Vitesse |
| $V_i$ | % | Fraction volumique |
| $X_i$ | % | Fraction molaire |
| $Y_i$ | % | Fraction massique |



tel-00011087, version 2 - 29 Nov 2005

| | | | |
|---|---|---|---|
| Z | - | Fraction de mélange | Kuo - 1986 |
| $\varepsilon_\lambda$ | - | Facteur d'émission monochromatique | |
| Ø | mm | Diamètre | |
| $\zeta$ | % | Rapport du taux de destruction des oxydes d'azote sur le taux de formation | Choi - 2002 |
| $\theta$ | ° | Angle entre les deux faisceaux laser du système ADL | |
| $\theta$ | - | Paramètre de similitude | Thring, Newby - 1953 |
| $\lambda$ | nm | Longueur d'onde | |
| $\mu$ | $Kg.m^{-1}s^{-1}$ | Viscosité dynamique d'un fluide | |
| $\xi$ | % | Taux de dilution par un inerte de l'air ou du combustible | Choi - 2002 |
| $\rho$ | $Kg.m^{-3}$ | Masse volumique | |
| $\tau_p$ | ms | Temps de réponse d'une particule | |
| $\tau$ | - | Facteur de transmission | |
| $\nu$ | $m^2.s^{-1}$ | Viscosité cinématique | |

tel-00011087, version 2 - 29 Nov 2005

tel-00011087, version 2 - 29 Nov 2005

# INTRODUCTION GENERALE

Depuis quelques années, les problèmes liés à la présence dans l'atmosphère de polluants provenant de l'activité industrielle deviennent critiques. Parmi les différents polluants, on peut distinguer le dioxyde de carbone et le monoxyde d'azote (figure I-1). Ces deux polluants sont issus de la combustion à plus de 90 % (*UNFCCC*).

Le dioxyde de carbone est un des principaux gaz responsables de l'effet de serre. Ces gaz sont naturellement très peu abondants. Mais du fait de l'activité humaine, la concentration de ces gaz dans l'atmosphère s'est sensiblement modifiée. Ainsi, la concentration en dioxyde de carbone a augmenté de 30 % depuis l'ère pré-industrielle. Cela a pour effet d'entraîner des modifications d'ordre climatique. La température moyenne mondiale a augmenté de 0,7 °C (± 0.2) au cours des 100 dernières années. Parmi celles-ci, les années 1998, 2002 et 2003 ont été les années les plus chaudes. L'Europe s'est réchauffée davantage que la moyenne mondiale avec une augmentation de 0,95°C depuis 1900 (figure I-2). Bien qu'encore controversés, les modèles climatiques prévoient une augmentation des températures, d'environ 2 °C d'ici à 2100 (*GIEC* - 2001). Les conséquences des changements climatiques comprennent des pertes économiques causées par des événements météorologiques et climatiques tels que des inondations, des tempêtes et des sécheresses. En Europe, ces pertes ont augmenté de manière substantielle au cours des vingt dernières années pour atteindre une moyenne de 10 milliards d'euros dans les années 1990 (*AEE* - 2004).

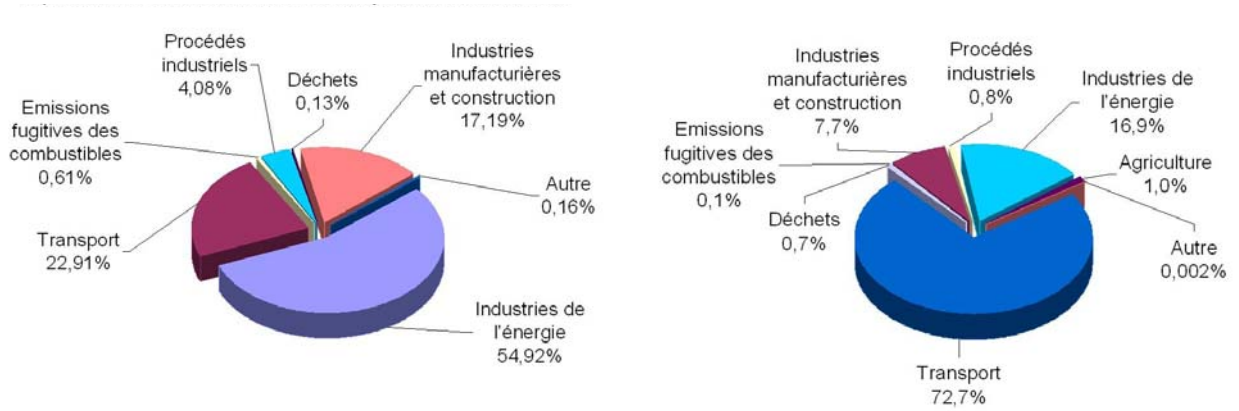
Pour lutter contre ce problème, les pays développés se sont engagés au cours de la troisième conférence sur les changements climatiques, qui s'est tenue à Kyoto en décembre 1997, a réduire leurs émissions de gaz à effet de serre par rapport aux niveaux de 1990, d'ici à 2010. Dans le cas des pays européens cette réduction est de 8 % (*AEE* - 1998). Cet engagement, appelé Protocole de Kyoto, est entré effectivement en vigueur le 16 février 2005.

Les autres polluants issus de la combustion sont les oxydes d'azote. Leur présence dans l'atmosphère conduit à la formation de pluies acides et de brouillard oxydant (smog), entraîne la dystrophisation des sols et des milieux aquatiques (Elichegaray - 2001). Les retombées acides perturbent l'équilibre chimique des sols, entraînant un appauvrissement en éléments nutritifs pour la flore et les milieux aquatiques, favorisant aussi la dissolution de métaux toxiques pour la faune et la santé de l'homme. Les risques liés aux brouillards oxydants sont multiples : atteintes du système respiratoire, dommages sur la flore, dégradations des matériaux, modifications du climat (l'ozone est aussi un important gaz à effet de serre). La politique au niveau européen vise à lutter contre ces effets par la



tel-00011087, version 2 - 29 Nov 2005

réduction des émissions polluantes qui en sont la cause. Ainsi le protocole de Göteborg, portant sur la pollution atmosphérique transfrontalière à longue distance, vise à lutter contre l'acidification, la dystrophisation des sols et la formation de l'ozone troposphérique, en fixant des plafonds d'émission par pays à respecter en 2010 concernant notamment, l'oxyde d'azote.




a- Répartition des sources d'émissions de dioxyde de carbone

b- Répartition des sources d'émissions de monoxyde d'azote

figure I-1 : Répartitions des sources d'émission de dioxyde de carbone et de monoxyde d'azote, dans l'Union Européenne en 2002 (EUROSTAT)

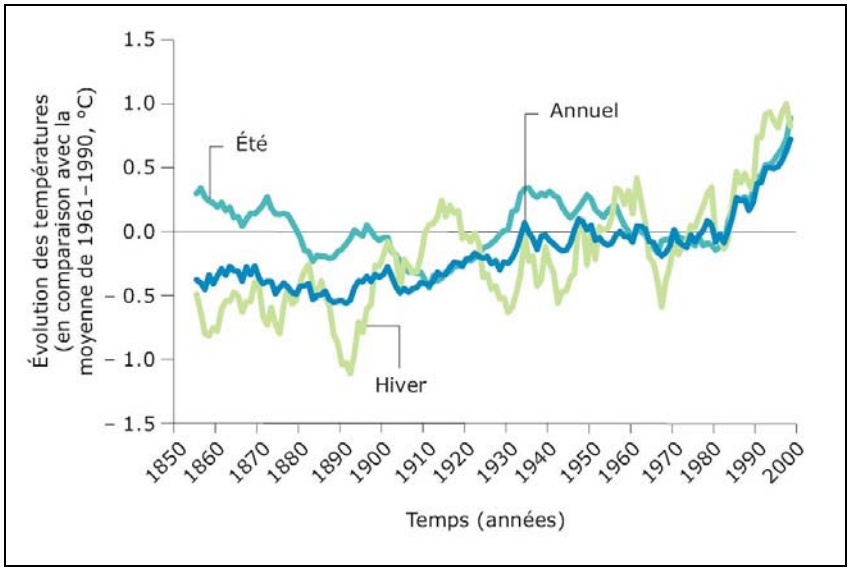



figure I-2 : Evolution de la température dans l'Union Européenne sur les 150 dernières années (*AEE* - 2004)



tel-00011087, version 2 - 29 Nov 2005

Il existe de nombreux moyens de réduire les émissions en oxydes d'azote des installations de combustion industrielle. Il est possible de distinguer méthode primaire et méthode secondaire, suivant qu'on agit au moment de la réaction de combustion ou consécutivement (Quinqueneau – 1992, De Soete – 2002).

La plus évidente des méthodes primaires est l'oxy-combustion. Cette technique offre l'avantage de n'entraîner aucun émission en oxyde d'azote. En revanche, elle nécessite de veiller à ne pas avoir d'azote aussi bien dans le comburant que dans le combustible. L'injection d'eau dans l'air ou le combustible permet aussi la réduction des émissions en $NO_x$ en diminuant les températures maximales, mais provoque une forte baisse du rendement de combustion et peut poser des problèmes de corrosion des installations. La dilution du mélange réactif par les produits de combustion est un moyen efficace de réduire les émissions en oxyde d'azote mais peut s'avérer techniquement compliqué. L'étagement de la combustion (par étagement de l'air ou du combustible) est un autre moyen de réduire les émissions en oxyde d'azote. Pour l'étagement de l'air, l'injection secondaire est effectuée dans la région en aval du premier maximum de température. Dans le cas de l'étagement du combustible, l'injection secondaire de combustible entraîne une attaque des oxydes d'azote par les radicaux hydrocarburés. En cela, cette technique s'apparente à une méthode secondaire : la recombustion, qui consiste à injecter un combustible dans les fumées à traiter. Dans ce cas, de l'air est injecté dans une troisième zone afin d'éviter la formation d'imbrûlés. Les deux autres techniques secondaires sont la Réduction Sélective Non Catalytique (SNCR) et la Réduction Sélective Catalytique (SCR). Elle font appel toutes les deux à l'injection d'espèces azotés, tel l'ammoniaque, dans les produits de combustion. La réaction de réduction des oxydes d'azote se produit aux environ de 950 °C. L'utilisation d'un catalyseur permet d'opérer dans une plage de température plus faible.

Si le problème de la pollution atmosphérique devient critique, la question des ressources en énergie fossiles est en passe de devenir tout aussi inquiétante. L'essentiel de la production d'énergie repose sur les combustibles fossiles : pétrole, gaz naturel et charbon (Chevalier – 2003).

Les réserves mondiales de pétrole s'élèvent à 1050 milliards de barils (141,75 Tep), soit 40,3 années de production, au rythme actuel. Depuis 1980, le monde consomme quatre barils pour un baril découvert. Le pic de production, à partir duquel l'offre déclinera, entraînant des tensions croissantes sur les prix, se situerait vers 2010. A cette date, la dépendance pétrolière de l'Union Européenne pourrait dépasser 80%. Le gaz naturel ne constitue une alternative au pétrole qu'à court terme puisque le pic de production serait atteint vers 2020. Les réserves en gaz naturel sont estimées à 155 000 milliards de



tel-00011087, version 2 - 29 Nov 2005

mètres cubes (134,85 Tep – 62 années de production). L'utilisation croissante du gaz naturel consécutivement, notamment dans certains pays, à l'abandon des centrales nucléaires au profil de centrales thermiques au gaz naturel va accélérer son épuisement. Enfin, même si le charbon offre la plus grande réserve avec 984 milliards de tonnes (625,5 Tep – 216 années d'exploitation), ce combustible a peu d'avenir en Europe, Le coût de l'extraction y est quatre à cinq fois supérieur au prix mondial. De plus sa combustion émet plus de dioxyde de carbone que celle du pétrole ou du gaz naturel (Chevalier - 2003).

Les différentes estimations des réserves ne sont valables que dans le cas d'un maintien des rythmes de production actuels. Or, selon le scénario construit par l'*AIE* (*Agence Internationale de l'Energie*) (figure I-3), la consommation d'énergie devrait augmenter plus fortement d'ici 2030 qu'au cours des trois dernières décennies (60 % au niveau mondial) (Clerc - 2004).

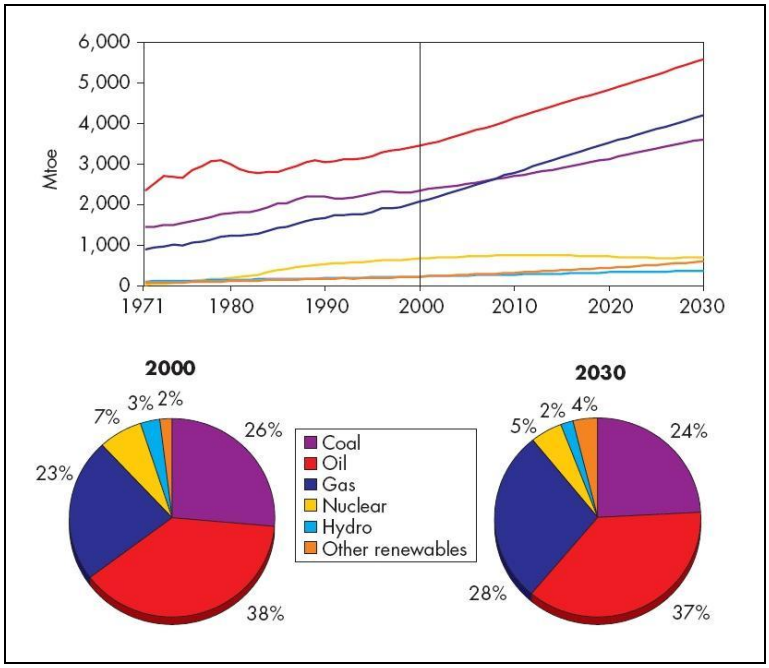


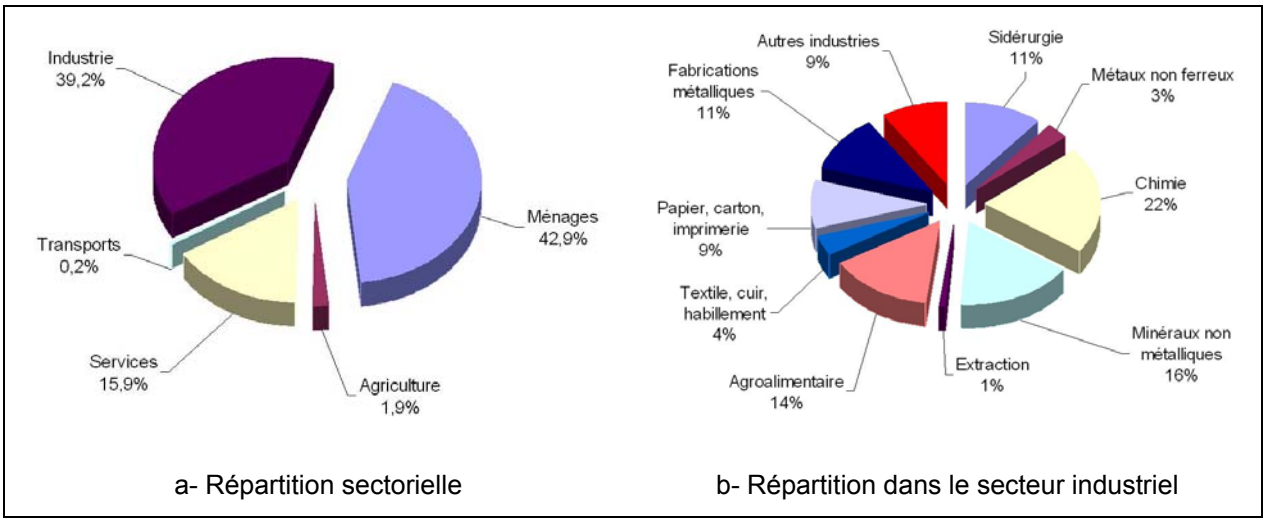

figure I-3 : Evolution de la demande mondiale en énergie sur les trente prochaines années en mégatonne équivalent pétrole (*AIE* - 2002)

L'augmentation de la demande conjuguée à la baisse de la production entraînent une tension croissante sur les prix, ayant des répercussions sur la santé de l'économie. La seule solution réside dans la baisse de l'intensité énergétique du Produit Intérieur Brut, c'est à dire produire plus avec moins d'énergie. Et cela passe, notamment, par le développement de moyens industriels plus économiques en consommation d'énergie et de combustible.



tel-00011087, version 2 - 29 Nov 2005

Dans le domaine du gaz naturel, en 2002, dans le cas de l'Union Européenne, la consommation énergétique du secteur industriel est de 39,2 % (figure I 4-a). La réduction de la consommation de combustible dans ce secteur, par l'amélioration de l'efficacité énergétique des installations a donc un impact important sur la consommation globale. Beaucoup de domaines industriels, que ce soit la métallurgie (sidérurgie et métaux non ferreux), l'industrie du verre, du ciment ou de la céramique (minéraux non métalliques) emploient des fours industriels. L'amélioration de l'efficacité énergétique des ces types d'équipements, ne peut avoir que des effets bénéfiques sur la consommation globale en gaz naturel.




a- Répartition sectorielle b- Répartition dans le secteur industriel

figure I 4 : Répartition de la consommation énergétique de gaz naturel dans l'Union Européenne en 2002 (EUROSTAT)

En Europe, la majeure partie des fours industriels est pourvue de moyens de récupération d'énergie sur les fumées, afin de préchauffer le comburant. Si ce procédé permet de forte baisse en consommation du combustible (réduisant le coût lié au procédé industriel ainsi que les émissions en dioxyde de carbone), cela se fait généralement au détriment des émissions en oxydes d'azote qui augmentent fortement (Quinqueneau - 2001).

Depuis de nombreuses années, sont apparus des brûleurs qui utilisent de l'air préchauffé à haute température tout en réduisant les émissions en oxyde d'azote. Ces nouveaux brûleurs fonctionnent suivant le procédé de "*combustion sans flamme*". Ce régime de combustion offre l'avantage de réduire fortement les émissions en dioxyde de carbone, grâce au préchauffage de l'air par récupération de l'énergie des fumées, ainsi que les émissions en oxyde d'azote.

Ce régime de combustion, notamment utilisé dans la sidérurgie, reste partiellement connu et si de nombreux fabricants de brûleurs proposent des brûleurs à combustion sans flamme aucune étude n'a permis, jusqu'à présent de caractériser ce régime et de définir les conditions qui permettent de l'atteindre.



tel-00011087, version 2 - 29 Nov 2005

La thèse, présentée ici, porte sur l'étude de ce régime de combustion dans le cadre d'une collaboration entre le *CORIA* et *Gaz de France*. Par ailleurs, ce travail s'inscrit également en complément du projet *InterNOx*, financé par l'*ADEME*, qui réunit plusieurs industriels (*Stein Heurtey*, *IRSID* - groupe *ARCELOR* et *Gaz de France*) et dont le but est l'étude de ce régime de combustion, la mise au point d'outils de conception et la réalisation d'une opération de démonstration sur un site industriel (Quinqueneau – 2001, Ferrand - 2003). Le but de notre étude expérimentale est de caractériser ce régime de combustion et de définir les paramètres et les conditions qui permettent de l'atteindre. Elle s'est déroulée en deux étapes successives :

- La première partie a consisté en l'étude détaillée d'une installation semi-industrielle fonctionnant en régime de combustion sans flamme installée à la Direction de la Recherche de Gaz de France,
- La deuxième partie s'est déroulée au *CORIA* et a consisté en la conception et la réalisation d'une installation d'essais de laboratoire pour l'étude de ce régime. L'installation de laboratoire a été conçue en se basant sur les premiers résultats obtenus sur l'installation semi-industrielle.

Afin de situer notre étude dans son contexte, nous allons nous intéresser aux précédentes études menées sur la combustion sans flamme. Par la suite, nous présenterons les moyens expérimentaux mis en place et utilisés pour l'étude de ce régime de combustion à l'échelle semi-industrielle et de laboratoire.

Afin de compléter notre étude expérimentale, un modèle global sera mis en oeuvre, pour tenter de modéliser le régime de combustion sans flamme, et des simulations des écoulements internes aux chambres de combustion seront réalisées à l'aide du code de calcul *FLUENT 6.1.22*. Afin de caractériser le régime de combustion sans flamme par rapport aux régimes de combustion classique, une comparaison de nos résultats à ceux obtenus avec un brûleur de four verrier classique fonctionnant avec de l'air préchauffé sera réalisée.

Les essais ont été menés pour plusieurs cas définis par la variation de différents paramètres de fonctionnement des installations d'essais, autour d'un cas de référence, celui-ci correspondant aux conditions nominales de fonctionnement du brûleur commercial.

A partir des résultats obtenus pour le cas de référence, nous étudierons comment la zone de combustion s'établit et se développe dans la chambre de combustion. Nous nous intéresserons aux recirculations aérodynamiques internes à la chambre de combustion et leur impact sur les conditions de dilution de la combustion.



tel-00011087, version 2 - 29 Nov 2005

L'étude des conditions de mélange dans les zones réactives nous permettra de définir si le régime de combustion est de type prémélangé, partiellement prémélangé ou de diffusion. Enfin nous examinerons les mécanismes de formation du monoxyde d'azote par les voies précoce et thermique.

A l'aide des mesures globales en entrée et en sortie des installations d'essais, des résultats d'un modèle global, des simulations numériques et des mesures dans la flamme, nous examinerons comment évoluent les caractéristiques de la flamme avec différents paramètres (Puissance, Température du four, Prémélange air / gaz naturel en veine centrale, température de préchauffage de l'air, taux d'aération, confinement de la combustion) et leurs impacts notamment sur les émissions en oxyde d'azote.

Enfin, nous conclurons cette étude et donnons les perspectives à court et à plus long termes.

En annexe, sont présentés les résultats de simulations numériques mettant particulièrement en évidence l'influence de la forme de la sortie de l'injection d'air sur la structure du jet d'air et sur l'aérodynamique globale à l'intérieur de la chambre. Enfin, nous présentons les mesures de flux radiatifs incidents mesurés sur l'installation semi-industrielle.

tel-00011087, version 2 - 29 Nov 2005

tel-00011087, version 2 - 29 Nov 2005

# 1 INTRODUCTION A LA COMBUSTION SANS FLAMME

Depuis une dizaine d'années, d'importants travaux ont été réalisés au Japon, en Allemagne et aux Etats-Unis pour concevoir des brûleurs capables d'utiliser de l'air à très haute température (>1000°C) tout en réduisant les émissions d'oxydes d'azote (Milani - 1992, Wünning - 1992, Hasegawa - 1994, Tanaka - 1995). Aujourd'hui, plusieurs constructeurs proposent ce type de brûleurs, dit brûleurs régénératifs, et des réalisations industrielles ont été validées principalement au Japon, dans le domaine de la métallurgie. Ces nouveaux brûleurs fonctionnent en régime de combustion appelé combustion sans flamme.

Le dictionnaire Petit Robert définit une flamme comme étant un phénomène lumineux produit par une substance ou un mélange gazeux en combustion (Rey-Debove - 2004). En ce sens, la dénomination de "combustion sans flamme" est adaptée puisque la zone de réaction, dans certaines conditions aérothermochimiques, n'émet pas dans le visible. Ce mode de combustion est apparu comme la suite logique du développement technologique des brûleurs régénératifs "*bas-$NO_X$*" et de la combustion avec air préchauffé, permettant de diminuer la consommation en combustible.

Un moyen efficace de diminuer la consommation en combustible d'un brûleur est de préchauffer l'air de combustion. Cependant, dans une combustion en air préchauffé, les émissions des oxydes d'azote (formés par voie thermique) peuvent être très importantes lorsque aucune précaution n'est prise. Pour éviter l'augmentation des émissions en oxydes d'azote, associée au préchauffage de l'air, de nombreux développements de brûleurs ont été entrepris. C'est dans ce contexte, qu'est apparu un nouveau mode de combustion à faible teneur en oxygène et air préchauffé à très haute température. Ce concept nommé "combustion sans flamme" (en anglais, flameless combustion) est aussi appelé :

- "High Temperature Air Combustion" -*HiTAC*- (Weber - 1999),
- "Highly Preheated Air Combustion" -*HPAC*- (Katsuki - 1998),
- "Flameless oxidation" -*FLOX*© - (Wünning – 1997),
- "Moderate and Intense Low oxygen Dilution combustion" -*MILD* combustion- (Giammartini - 2000, Cavaliere - 2001),
- "Diluted combustion" (Milani - 2001).

Le régime de combustion sans flamme est atteint pour un type de recirculation des gaz brûlés particulier où les conditions de mélange entre les réactifs et les fumées sont poussées à l'extrême. L'injection du combustible et du comburant à haute vitesse entraîne



tel-00011087, version 2 - 29 Nov 2005

de fortes recirculations internes des produits de combustion et donc une dilution importante de l'air par ceux-ci. La température élevée du mélange réactif permet d'initier et d'entretenir ce mode de fonctionnement.

Ce régime de combustion se caractérise, à la différence d'une combustion classique, par de faibles gradients de température. Les émissions d'oxydes d'azote par voie thermique, influencées par la température locale dans la flamme, sont fortement réduites, à température moyenne identique. On peut remarquer que ce régime de combustion semble être caractérisé par une absence de zone réactive structurée : c'est l'ensemble du volume du four qui participerait à la production de chaleur. Le niveau de température moyen de la zone de four peut être augmenté, sans que ceci n'entraîne une surchauffe locale à proximité des brûleurs. Un brûleur à combustion sans flamme a la particularité de générer moins de bruit qu'un brûleur classique équivalent.

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

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

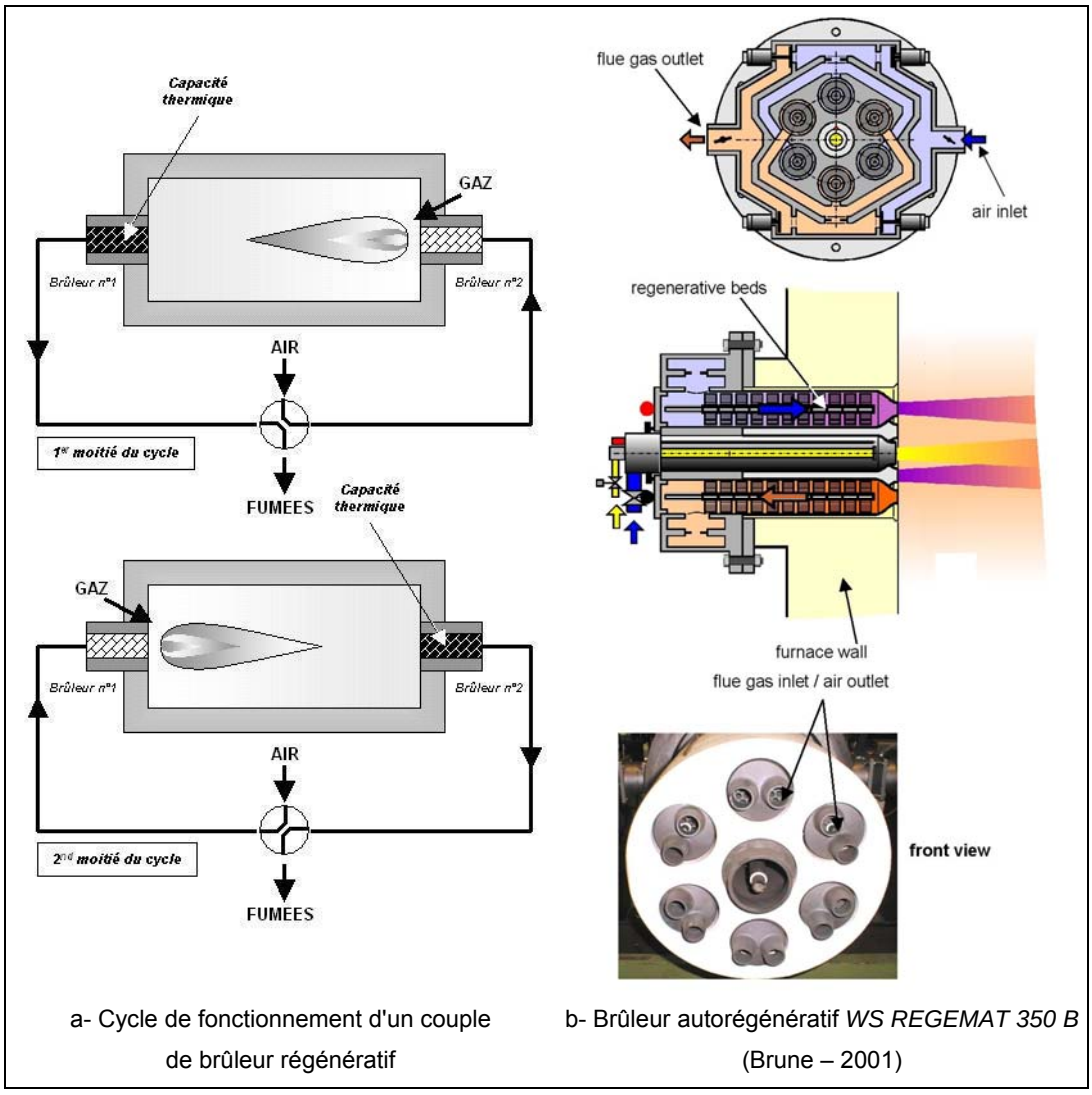
Nous allons étudier plus particulièrement ces différents points, en nous intéressant aux différentes études de ce mode de combustion disponible dans la littérature.

tel-00011087, version 2 - 29 Nov 2005

## 1.1 PRECHAUFFAGE DE L'AIR

Depuis plus d'un siècle, l'amélioration des installations thermiques en terme de performances énergétiques et de consommation en combustible a été réalisée à l'aide du préchauffage de l'air. Celui-ci est assuré par le transfert de l'énergie des fumées vers l'air de combustion.

Le concept de récupération de l'énergie des produits de combustion pour le préchauffage de l'air, via une charge en céramique réfractaire, apparaît en 1865 avec les fours de sidérurgie *Siemens-Martin* (Trentini - 1991). Parmi les différents systèmes permettant le préchauffage de l'air, le brûleur régénératif est le système le plus abouti et le plus efficace en terme de transfert d'énergie. Une unité de brûleurs régénératifs est généralement composée de deux brûleurs comportant chacun une capacité thermique. Lors du fonctionnement, chaque brûleur sert alternativement de brûleur puis de cheminée (figure 1-1-a).




a- Cycle de fonctionnement d'un couple de brûleur régénératif

b- Brûleur autorégénératif *WS REGEMAT 350 B* (Brune – 2001)

figure 1-1 : Principe de préchauffage de l'air



tel-00011087, version 2 - 29 Nov 2005

Les produits de combustion traversent la capacité thermique et y cèdent leur chaleur. Au demi-cycle suivant, les deux brûleurs changent de fonction ; l'air se réchauffe à son tour au contact de cette capacité thermique précédemment chauffée et peut atteindre des températures allant jusqu'à 1200°C (Wünning - 92).

De nouveaux équipements, fonctionnant selon ce principe et appelés brûleurs autorégénératifs existent. Dans ce cas, il n'y a plus qu'un seul brûleur dont la capacité thermique a été divisée en deux capacités distinctes et le système d'inversion est alors intégré au brûleur. La figure 1-1–b montre un brûleur autorégénératif *REGEMAT 350 B* de la société *WS*. Le brûleur est constitué de 6 injections d'air, chacune munie d'une capacité thermique. Le fonctionnement de ce brûleur est identique à celui d'un paire de brûleurs régénératifs ; au cours du premier demi cycle, la moitié des injections d'air évacuent les fumées, permettant le réchauffement de leurs capacités thermiques. Au demi cycle suivant, les injections ayant servi d'évacuation des fumées injectent l'air de combustion qui se réchauffe au contact de leur capacité thermique.

Si on compare les différentes techniques, on peut constater que l'utilisation de brûleurs régénératifs permet une réduction de moitié de la consommation en combustible entre un brûleur classique et un brûleur régénératif pour un même transfert à la charge, comme le montre la figure 1-2.

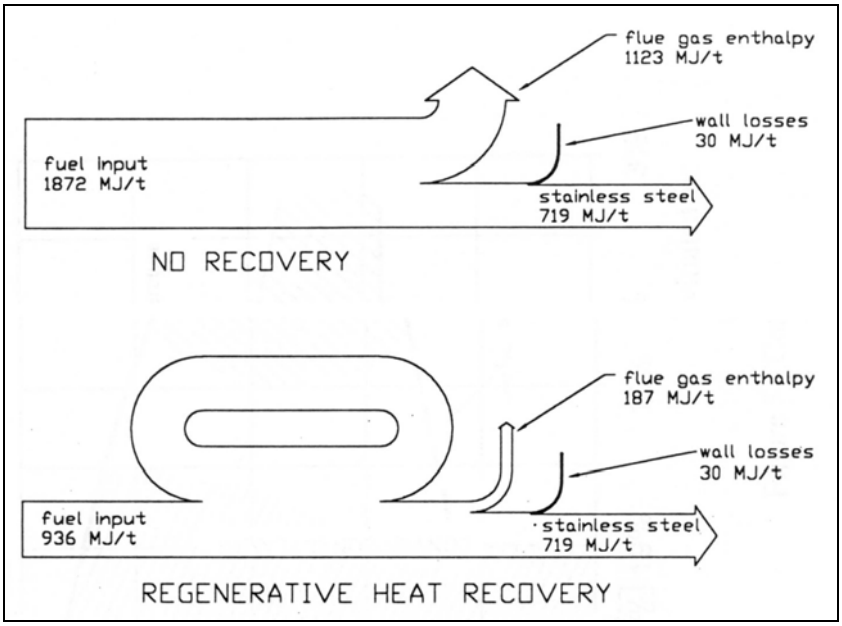



figure 1-2 : Comparaison entre un four de métallurgie équipé de brûleurs classiques et de brûleurs régénératifs (Milani - 1998)

On peut distinguer deux types de régénérateur, comme le montre la figure 1-3 :

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



tel-00011087, version 2 - 29 Nov 2005

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

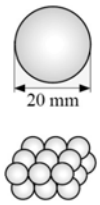
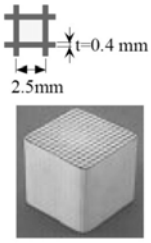
| | Ball type | Honeycomb type | |
|---|---|---|---|
| Media shape |   |   | Optimum heat transfer characteristics and durability ensured by a combination of shape, mesh, thickness and segmentation |
| Relative weight per surface area | ~10 | 1 (base) | Compact configuration |
| Specific surface area | ~240m$^2$/m$^3$ | ~1340m$^2$/m$^3$ | High heat recovery rate |
| Switching time | ~120s | ~30s | Small fluctuations in preheated air temperature |

figure 1-3 : Comparaison entre le régénérateur à billes et à nid d'abeille (Hasegawa - 2000)

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

Une des conséquences directes du préchauffage de l'air est la forte augmentation des températures de flamme entraînant une forte augmentation des émissions en oxydes d'azote. A titre d'exemple, la figure 1-4 présente les émissions d'oxydes d'azote mesurées lors des essais menés par Fujimori sur une flamme jet dans un écoulement d'air à différentes températures de préchauffage ($T_a$), pour différents débit de combustible ($Q_F$) (Fujimori - 2000).

La solution est de diminuer la température locale en diluant, avant la réaction, le combustible et l'air par des produits de combustion, provenant des fumées. Ces inertes agissent comme des ballasts thermiques. Cette dilution peut être obtenue par les recirculations internes à la chambre de combustion.



tel-00011087, version 2 - 29 Nov 2005

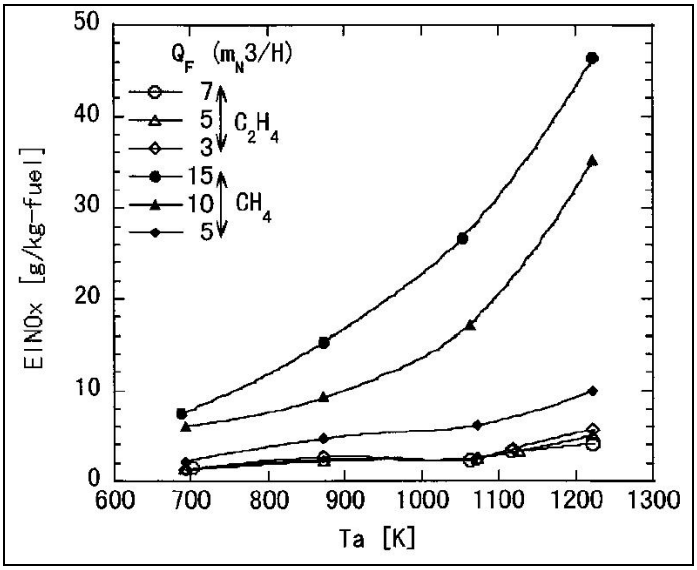



figure 1-4 : Effet de la température de préchauffage de l'air sur le niveau d'émission en oxydes d'azote (Fujimori – 2000)

tel-00011087, version 2 - 29 Nov 2005

## 1.2 RECIRCULATION DES PRODUITS DE COMBUSTION ET DILUTION DE LA REACTION

La combustion sans flamme se caractérise par une recirculation importante des fumées au sein de l'enceinte du four entraînant une dilution des réactifs par les produits de combustion.

Les recirculations internes dans un four peuvent être quantifiées par le taux de recirculation Kv (Wünning - 1997) :

$$Kv = \frac{Q_R}{Q_A + Q_F}$$

Avec :

- $Q_A$ : débit massique de l'air injecté,
- $Q_F$ : débit massique du combustible injecté,
- $Q_R$ : débit massique des produits de combustion recirculants.

Dans les installations conventionnelles, un taux de recirculation inférieur ou égal à 1 est généralement utilisé pour fournir des conditions opératoires sûres et réduire les émissions d'oxyde d'azote. Sous certaines conditions, une forme de combustion stable est aussi possible pour des taux de recirculation plus élevés. La figure 1-5 présente un diagramme schématisant les limites de stabilité des différents modes de combustion (Wünning - 1997) :

- La stabilisation des flammes est possible à travers toute la gamme de température de la chambre de combustion mais seulement pour un taux de recirculation n’excédant pas 1,5.
- Pour de forts taux de recirculation, il n'y a pas de flamme possible en dessous de la température d'auto-inflammation.
- Le régime de combustion sans flamme se situe pour de forts taux de recirculation et de hautes températures de four.



tel-00011087, version 2 - 29 Nov 2005

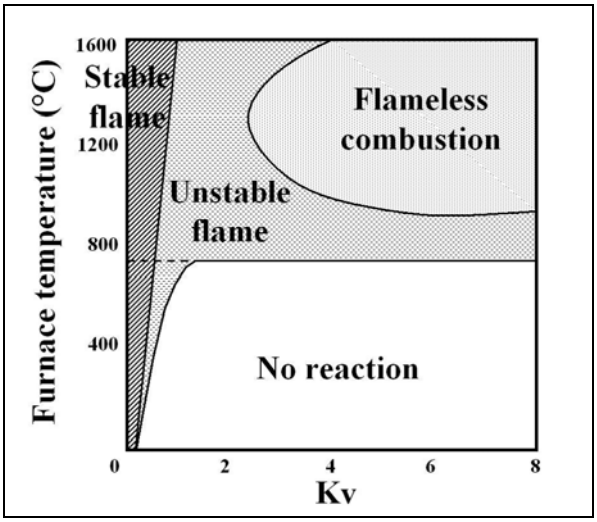



figure 1-5 : Diagramme de régime de flamme et définition de la combustion sans flamme, en fonction de la température du four et du taux de recirculation des fumées (Wünning - 1997)

Cette recirculation des produits de combustion entraîne une dilution du milieu réactif. Cette dilution peut être exprimée par rapport à la concentration en oxygène dans le mélange tripartie [combustible, air, produits de combustion], comme le montre la figure 1-6, qui situe la combustion sans flamme (FLOX®) par rapport à la combustion classique et à l'oxy-combustion, en fonction de la concentration en oxygène.

En diluant les réactifs avec les produits de combustion, se pose le problème de l'inflammabilité du mélange. Si la recirculation des fumées est trop importante, et que l'air et le carburant sont présents en trop faibles quantités, la combustion ne pourra pas être entretenue.

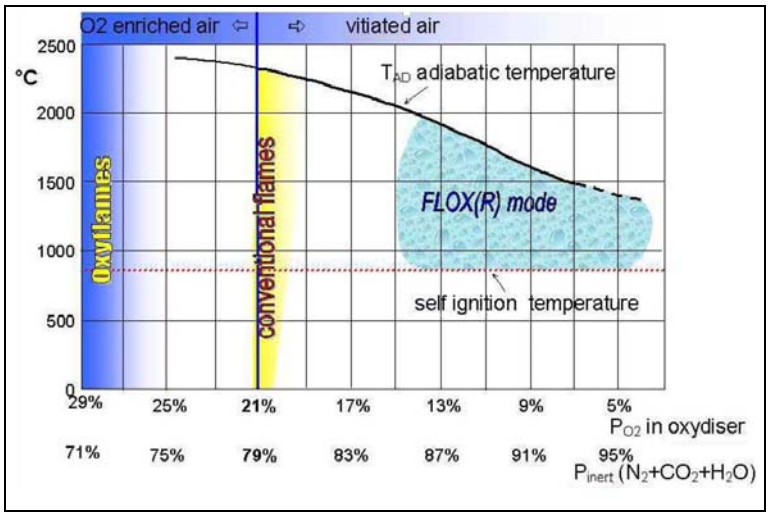



figure 1-6 : Diagramme de régime de flamme en fonction de la concentration en oxygène et de la température de l'air dilué (Milani – 2001)

Dans le domaine de l'étude de la stabilité de la combustion et de l'inflammabilité du mélange, on peut citer les essais réalisés par Hasegawa, en 1999, sur un brûleur modèle (1,3 kW) utilisé avec du propane. Ce brûleur permet des mesures sur la combustion avec



tel-00011087, version 2 - 29 Nov 2005

de l'air à haute température. Le préchauffage de l'air est obtenu à l'aide de régénérateurs permettant d'atteindre une température maximale de 1300 °C. La concentration d'oxygène est un paramètre variable de l'installation par dilution avec de l'azote et du dioxyde de carbone. Le combustible est injecté transversalement à l'écoulement d'air préchauffé.

La carte de stabilité en fonction de la température de l'air et de la concentration en oxygène (figure 1-7) montre que pour les faibles concentrations d'oxygène, la stabilité est obtenue lorsque la température de l'air est supérieure à la température d'auto-inflammation. Pour des conditions de fonctionnement classiques ($T_{air}$=50°C, et [$O_2$]=21%), on retrouve une flamme jet fortement déviée par l'écoulement transversal, avec un rayonnement caractéristique bleu. Pour des conditions de combustion sans flamme ($T_{air}$=1010°C, et [$O_2$]=3%), la flamme occupe un large volume et présente un rayonnement vert / vert-bleu.

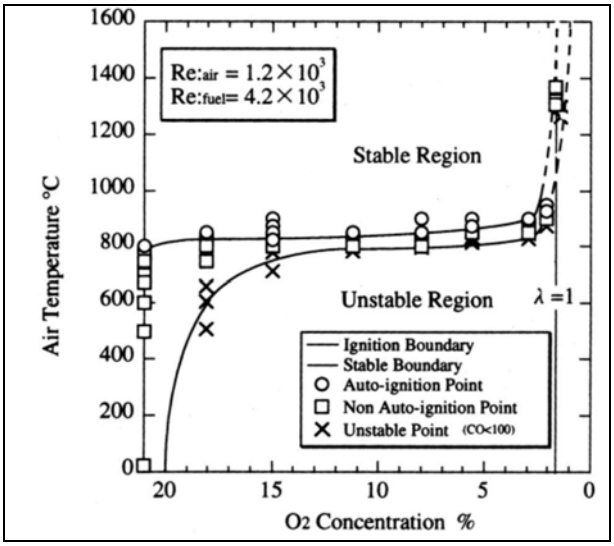



figure 1-7 : Diagramme de stabilité de flamme en fonction de la température de l'air de combustion et de la concentration en oxygène (Hasegawa - 1999)

A partir de ces résultats, il est possible de situer la combustion sans flamme par rapport à une combustion classique, en fonction de la concentration globale en oxygène et de la température de l'air préchauffé (Yamauchi – 1999).

Avec de l'air non dilué (21% $O_2$), si la température de préchauffage augmente, nous obtenons une flamme avec d'importants pics de température, entraînant de fortes émissions en oxydes d'azote. Pour une température inférieure à la température d'auto-inflammation, si l'air est dilué, (la concentration en oxygène dans le mélange diminue) la combustion n'est pas en mesure de se maintenir. La zone de combustion sans flamme correspond à des températures d'air dilué supérieures à la limite d'auto-inflammation et à des concentrations en oxygène inférieures à 15 % (figure 1-8).



tel-00011087, version 2 - 29 Nov 2005

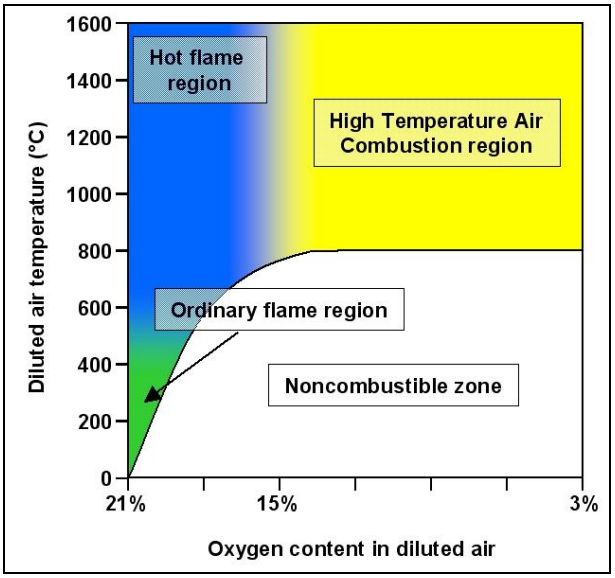



figure 1-8 : Régime de combustion en fonction de la concentration en oxygène et de la température de l'air préchauffé (Yamauchi - 1999)

Notons que la diminution de la concentration en oxygène ne signifie pas que la combustion est réalisée en défaut d'oxygène mais que le mélange réactif (combustible et comburant) est dilué par des inertes, tout en restant proche de la stœchiométrie.

Dans les cas des fours industriels fonctionnant en régime de combustion sans flamme, ces inertes sont les produits de combustion recirculés et ramenés à la sortie du brûleur, par l'aérodynamique interne. Pour cela les brûleurs sont majoritairement pourvus d'injections séparées des réactifs.

tel-00011087, version 2 - 29 Nov 2005

## 1.3 CONSEQUENCES DE LA DILUTION DU MILIEU REACTIF

La dilution a directement pour effet de diminuer le domaine de stabilité de la combustion. La figure 1-9 présente le diagramme de limite d'inflammabilité de différents mélanges méthane / air / gaz inerte à température et à pression ambiante. On remarque qu'en augmentant la concentration d'inertes, on franchit la limite d'inflammabilité et le mélange n'est plus réactif.

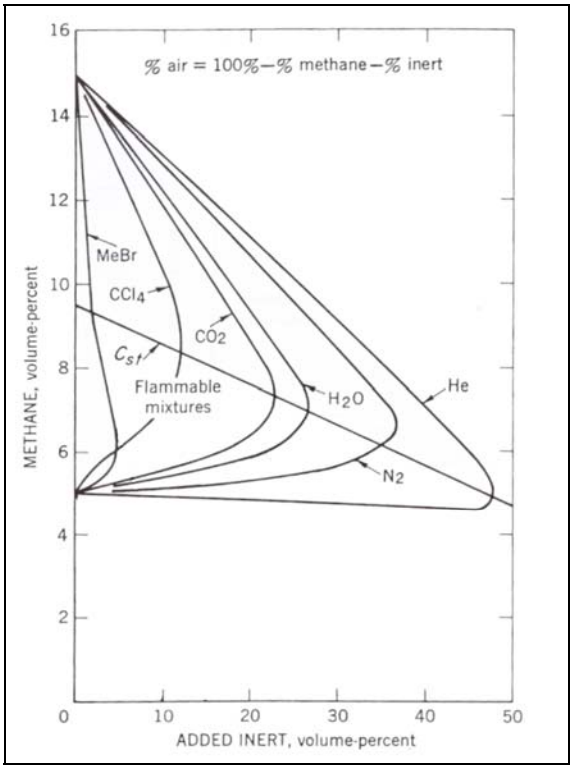



figure 1-9 : Limite d'inflammabilité de différents mélanges de méthane / air / gaz inerte à 25°C et à la pression atmosphérique (Zabetakis - 1965)

De nombreuses études ont porté sur l'influence de la dilution sur la combustion (Rortveit - 2002, Choi - 2002) ou sur l'influence d'une dilution préférentielle du combustible ou du comburant sur cette dernière (Freese - 1998, Fujimori - 1998). Ces études ont notamment porté sur les températures ou/et sur les émissions en oxydes d'azote.

### *1.3.1 TEMPERATURES DANS LA FLAMME*

Pour certains auteurs, une haute température de l'air est une condition obligatoire pour l'obtention de ce régime de combustion, la faible élévation de température engendrée par ce mode de combustion est l'un des moyens de caractériser la combustion sans flamme.

#### *1.3.1.1 Comportement de la température dans le cas de la combustion sans flamme*

D'après Milani, la combustion sans flamme est un régime de combustion où l'élévation de température entre les réactifs et les produits de combustion est inférieure à la température



tel-00011087, version 2 - 29 Nov 2005

de préchauffage de l'air, elle-même obligatoirement supérieure à la température d'auto-inflammation. Il illustre son propos par les résultats obtenus par une simulation d'un réacteur parfaitement agité où brûle un mélange air / méthane / azote (Milani - 2004). On remarque que sans dilution du mélange ($X_{O2}$ = 0,2) l'élévation de température est de 1600 K, cette élévation passe à 1100 K pour $X_{O2}$ = 0,1 et 550 K pour $X_{O2}$ = 0,05 (figure 1-10).

Le régime de combustion sans flamme peut être approché par un modèle de combustion ayant lieu au sein d'un réacteur parfaitement agité. Grâce à la très forte dilution du mélange, les temps caractéristiques de la turbulence sont très inférieurs aux temps caractéristiques de la cinétique chimique (Plessing - 1998) à l'inverse des brûleurs conventionnels à flamme de diffusion, où l'on considère souvent que les temps régissant les réactions chimiques sont négligeables devant le temps caractéristique du transport et du mélange des espèces.

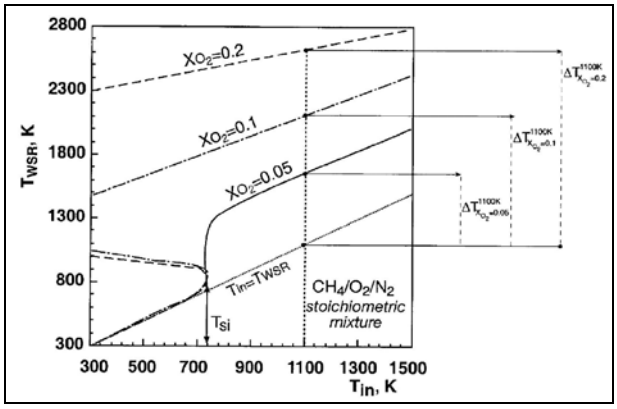


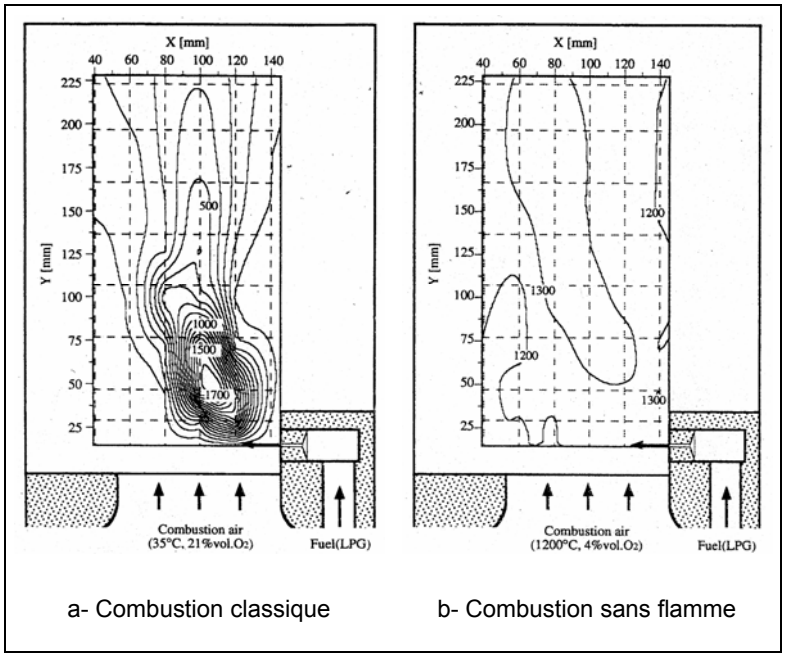

figure 1-10 : Température adiabatique de flamme en fonction de la température d'entrée pour différents taux de dilution (Milani - 2004)

La faible élévation de température et l'homogénéité du champ de température en fonction de la dilution du mélange réactif a pu être mis en évidence par différents essais (Hasegawa - 1998, Verlaan - 1998).

Hasegawa s'est intéressé à un jet de combustible (propane) débouchant perpendiculairement dans un courant d'air chaud (Hasegawa - 1998). Cette configuration, est considérée comme offrant de très bonnes performances au niveau du mélange du comburant et du combustible. Par contre, elle n'est pas représentative des conditions de fonctionnement des brûleurs industriels. La température a été mesurée par thermocouple. La figure 1-11 représente ces champs de températures.



tel-00011087, version 2 - 29 Nov 2005




a- Combustion classique b- Combustion sans flamme

figure 1-11 : Distribution de température (°C) (Hasegawa - 1998)

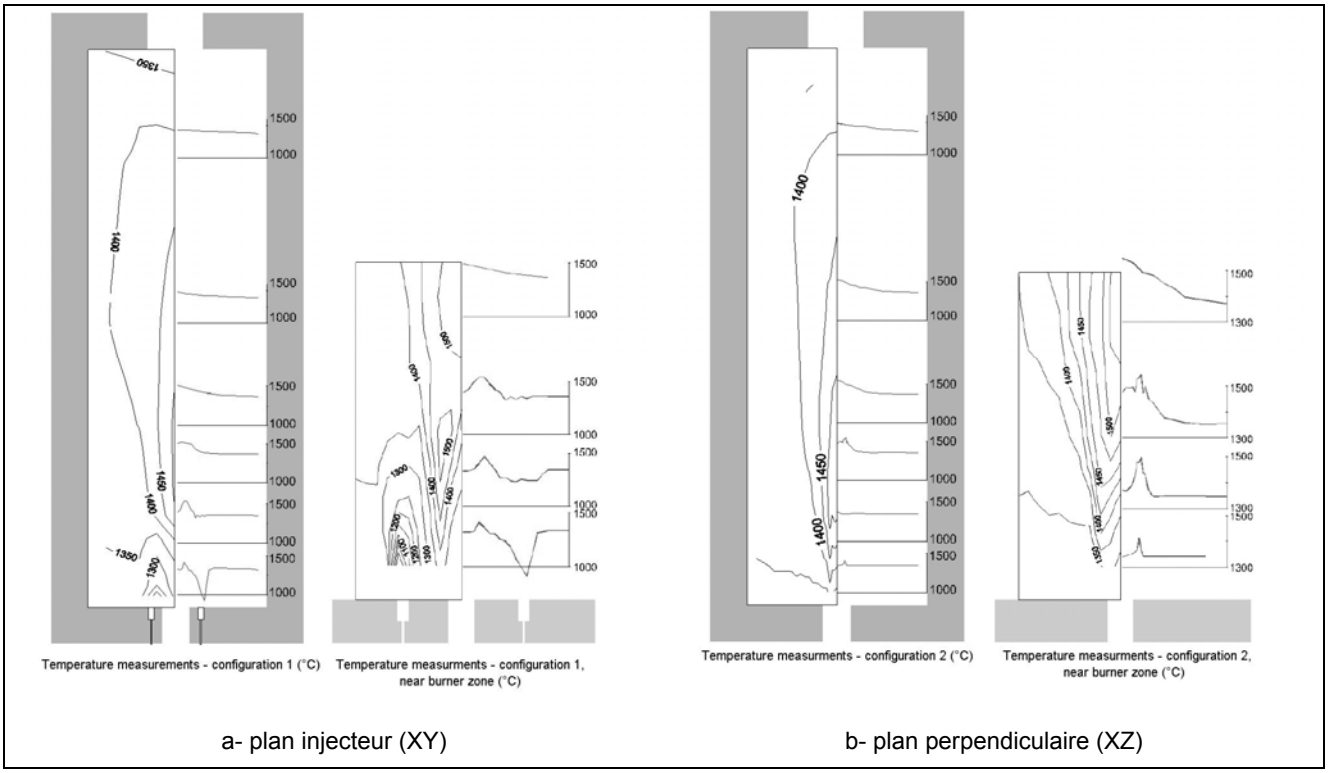
Dans le cas d'une combustion avec un air non préchauffé à 21 % d'oxygène (figure 1-11-a), les maxima de température sont importants et situés au voisinage de la sortie du brûleur. A l'inverse, dans le cas où l'on utilise un air préchauffé à haute température (1200 °C) avec une faible concentration en oxygène, le champ de température est plus homogène et la variation spatiale est de l'ordre de 100 °C (figure 1-11-b).

L'homogénéité spatiale du champ de température a aussi été mise en évidence pour une installation semi-industrielle, comme le montre la figure 1-12.

Ces essais ont été menés à la station de recherche de la *FRIF* (*Fondation de Recherche Internationale sur les Flammes*), sur une cellule d'essais de 1 MW. Le brûleur, de type *NFK*, fonctionne à 580 kW. Le comburant est préchauffé dans une chambre de pré-combustion. Il s'agit d'air vicié composé de $N_2$, $O_2$, $CO_2$, $H_2O$, et NO. En régime de combustion sans flamme, le champ de température s'homogénéise avec une diminution des valeurs maximales de température (figure 1-12).



tel-00011087, version 2 - 29 Nov 2005




a- plan injecteur (XY) b- plan perpendiculaire (XZ)

figure 1-12 : Champ de températures mesurées en combustion sans flamme dans le cadre d'essais semi-industriels (Verlaan - 1998)

### *1.3.1.2 Influence de la dilution des réactifs sur la température*

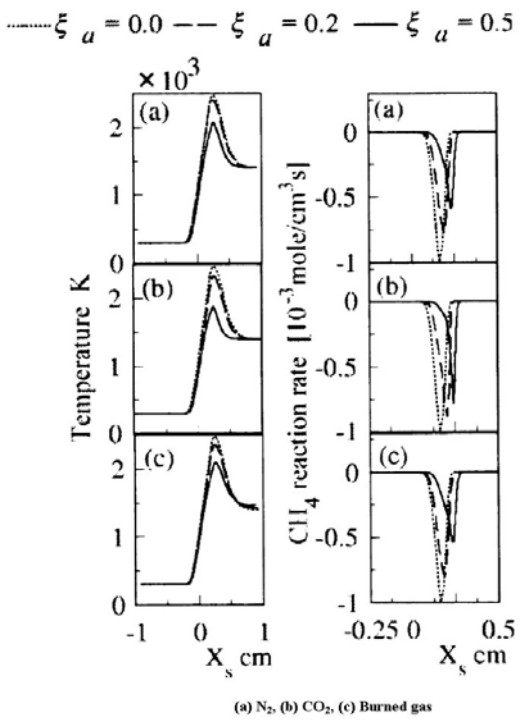
La plupart des études de l'influence de la nature du diluant sur le comportement de la combustion, en général, et sur le champ de température en particulier a été réalisée dans le cas d'un brûleur à contre courant.

La figure 1-13 présente les températures obtenues dans le cas d'une flamme méthane / air (figure 1-13-a) et dans le cas d'une flamme hydrogène / air (figure 1-13-b) toutes les deux diluées par différents gaz inertes (Choi- 2002, Rortveit - 2002).

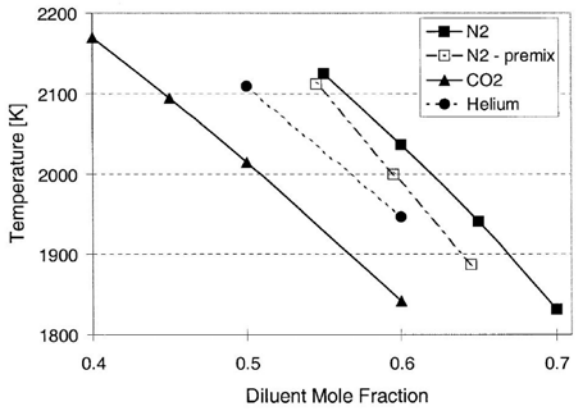
Dans la figure 1-13-a, $\xi_a$ définit la concentration molaire du diluant dans l'écoulement d'air et $X_s$ définit l'abscisse par rapport au point d'arrêt ($X_s$ = 1 pour l'air non dilué). La température maximale atteinte dans ce cas diminue avec le taux de dilution. De plus, la plus faible température maximale est obtenue avec du dioxyde de carbone comme diluant. Cette forte diminution de la température avec le dioxyde de carbone est aussi constatée dans le cas de la combustion hydrogène / air. Cela peut s'expliquer soit par la dissociation du $CO_2$ en CO qui est endothermique et certainement aussi par la haute valeur de la capacité thermique (Cp) du dioxyde de carbone.



tel-00011087, version 2 - 29 Nov 2005




a- Température et taux de réaction du méthane pour une flamme méthane/ air à contre courant (Choi - 2002)




b- Température maximale d'une flamme air/ hydrogène en fonction de la nature et de la fraction du diluant (Rortveit - 2002)

figure 1-13 : Influence du taux de dilution et de la nature du diluant sur le taux de réaction et la température de flamme

Par ailleurs, l'étude de la différence entre une dilution du comburant ou du combustible ne révèle pas une réelle différence entre les deux températures de flamme, comme le montre la figure 1-14.

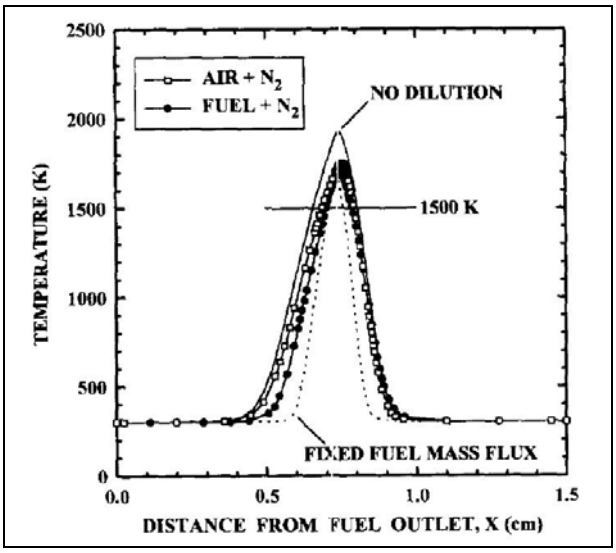



figure 1-14 : Profil de température calculé pour une flamme à contre courant (Feese - 1998)

La simulation est réalisée dans le cas d'une flamme méthane / air à contre courant, sans préchauffage des réactifs. Quatre cas sont étudiés : sans dilution, dilution de l'air, dilution du combustible et dilution du combustible en maintenant constant le débit massique de



tel-00011087, version 2 - 29 Nov 2005

méthane. La dilution est assurée par de l'azote, dont la fraction massique dans le combustible et dans l'air est constante et égale à 15 %. Dans le quatrième cas, on peut constater que le pic de température est plus étroit que dans les autres cas. Cela s'explique par une forte augmentation de la vitesse d'injection du combustible (de 50 à 126 $m.s^{-1}$), agissant sur la structure de la flamme.

On peut conclure qu'il n'y a pas de différence d'effet sur la température entre une dilution du combustible ou une dilution de l'air, dans cette configuration.

Par ailleurs, si la dilution entraîne une baisse de la température de flamme, on peut remarquer qu'elle aura tendance aussi à "figer" le processus de réaction. Ainsi, dans le cas de la simulation d'un réacteur parfaitement agité (De Joannon - 2002), si la température d'entrée a tendance à accélérer la réaction de combustion et diminuer le temps d'inflammation, la dilution a tendance à augmenter le délai d'auto-inflammation, comme le montre la figure 1-15.

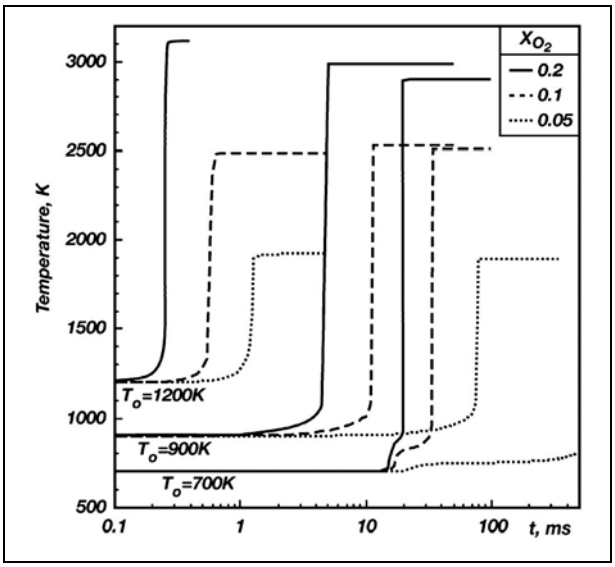



figure 1-15 : Température de parois du réacteur pour différentes
températures initiales et taux de dilutions
(De Joannon - 2002)

Ce résultat est à rapprocher de ceux obtenus dans le cas d'une flamme prémélangée (Ruan - 2002), où l'auteur compare des résultats obtenus par deux modèles de rayonnement de flamme (Statistical Narrow-Band et Optically Thin Model) et obtenus expérimentalement, ou dans le cas d'une flamme liftée dans un écoulement annulaire coaxial d'air préchauffé (Fujimori - 1998). Dans le cas d'une flamme prémélangée, on peut observer que la température et la vitesse de flamme diminuent avec l'augmentation du taux de dilution du prémélange, comme le montre la figure 1-16.



tel-00011087, version 2 - 29 Nov 2005

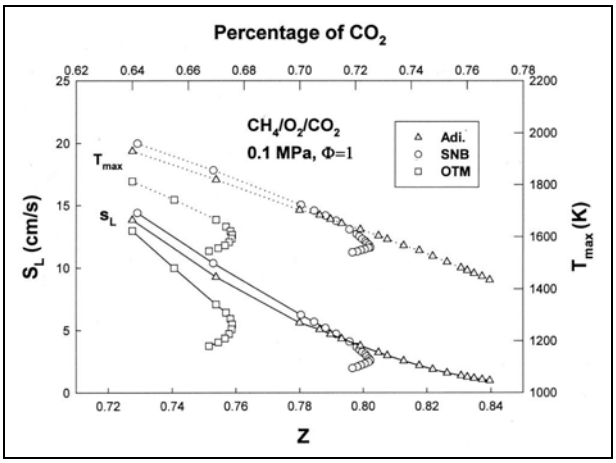



figure 1-16 : Températures et vitesses de flamme en fonction du taux de dilution (Ruan - 2001)

Dans le cas d'une flamme jet dans un écoulement annulaire coaxial d'air préchauffé, on peut remarquer que la température d'air diminue la hauteur de suspension. A l'inverse, la dilution a tendance à augmenter cette hauteur (figure 1-17).

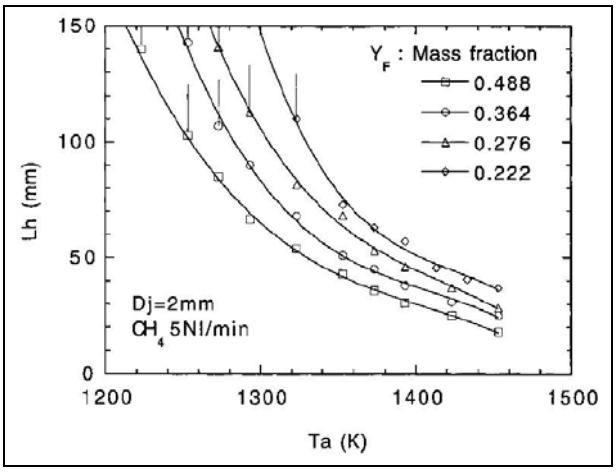



figure 1-17 : Hauteur de suspension en fonction de la température de l'air et de la dilution du méthane par l'azote (Fujimori – 1998)

Si les températures obtenues avec la combustion sans flamme sont plus homogènes spatialement, leurs fluctuations temporelles sont aussi beaucoup plus faibles que dans le cas d'une combustion classique, comme le montre la figure 1-18. Cette figure présente les résultats obtenus par Hasegawa, dans le cadre de l'étude d'un jet de combustible débouchant dans un jet d'air chaud (Hasegawa - 1998). Les deux signaux de températures ont été mesurés dans les zones correspondant aux maximas de température en régime de combustion classique et de combustion sans flamme. L'écart-type du signal de température en combustion sans flamme représente un cinquantième de la valeur obtenue en combustion classique.



tel-00011087, version 2 - 29 Nov 2005

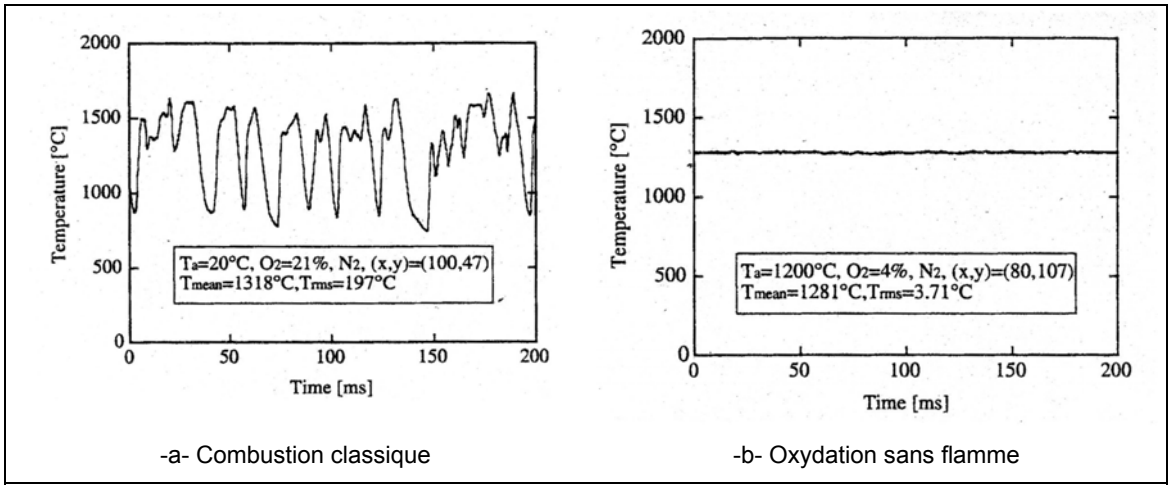



figure 1-18 : Fluctuation temporelle de la température maximale mesurée pour un jet de propane dans un écoulement d'air (Hasegawa - 1998)

Ce phénomène de faible fluctuation a aussi été confirmé par les essais menés par Wünning (figure 1-19) par la mesure de la température sur l'axe du brûleur (Wünning - 1995).

L'une des conséquences directes de la diminution de la fluctuation de la température est la diminution du bruit émis par la flamme (Boineau - 1996). Le bruit produit par un brûleur fonctionnant en combustion sans flamme a été quantifié. Le mode de combustion sans flamme est largement moins bruyant qu'une combustion classique.

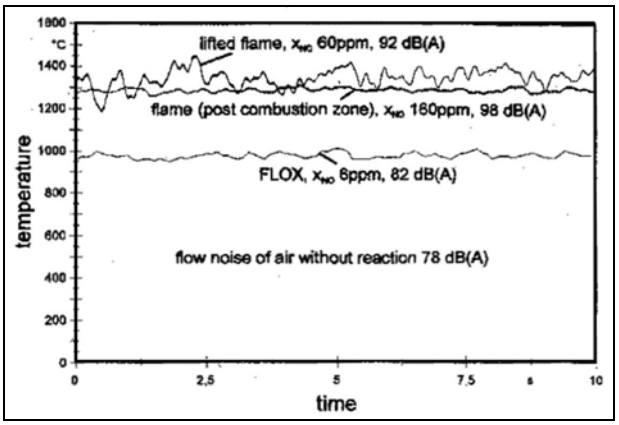



figure 1-19 : Mesures temporelles de température et de bruit (Wünning – 1995)

### 1.3.2 *FORMATION ET EMISSIONS D'OXYDES D'AZOTE*

La figure 1-20 présente l'évolution calculée de la participation des mécanismes de formation de l'oxyde d'azote en fonction de la température pour deux temps de séjour, respectivement 1 et 10 ms (Zevenhoven - 2001). On peut constater que le mécanisme de NO thermique est prépondérant dans la gamme de température considérée. Les températures atteintes au sein de la réaction et les émissions en oxydes d'azote issues de la combustion sont donc étroitement liées.



tel-00011087, version 2 - 29 Nov 2005

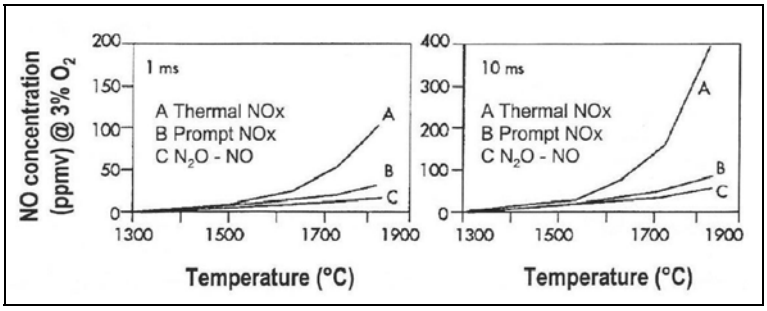
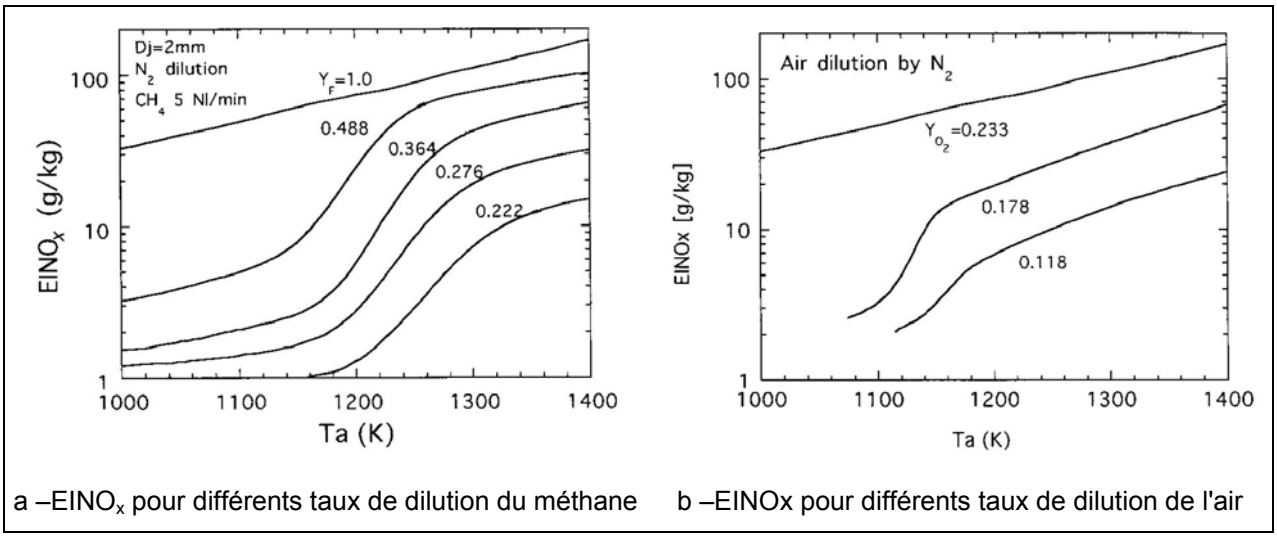



figure 1-20 : Evolution de la participation des mécanismes de formation de l'oxyde d'azote en fonction de la température et du temps de séjour (Zevenhoven - 2001)

Le taux de formation des oxydes d'azote est lié à la température de la zone de réaction, elle-même liée à la température initiale des réactifs. Donc le taux de formation est lié à la température de préchauffage de l'air, comme le montre la figure 1-21, qui présente les résultats obtenus lors de l'étude d'une flamme jet dans un écoulement annulaire coaxial d'air préchauffé (Fujimori - 1998).




a –EINO$_x$ pour différents taux de dilution du méthane b –EINOx pour différents taux de dilution de l'air

figure 1-21 : Indice d'émission de l'oxyde d'azote en fonction de la température de préchauffage de l'air, pour différents taux de dilution du combustible et de l'air (Fujimori - 1998)

On remarque que l'émission en oxyde d'azote augmente avec la température de préchauffage de l'air. Par ailleurs, la dilution des réactifs entraîne, à l'inverse, une diminution de l'émission en oxyde d'azote du fait de la baisse des températures dans la zone de réaction.

Ce résultat est confirmé par d'autres essais comme ceux réalisés sur une flamme jet laminaire (Feese - 1998), qui montre une décroissance de l'émission en oxyde d'azote en fonction de la fraction massique d'azote dans le combustible ou dans l'air (figure 1-22). Ces mesures ont été réalisées en complément de la simulation réalisée sur une flamme à contre courant évoquée précédemment.



tel-00011087, version 2 - 29 Nov 2005

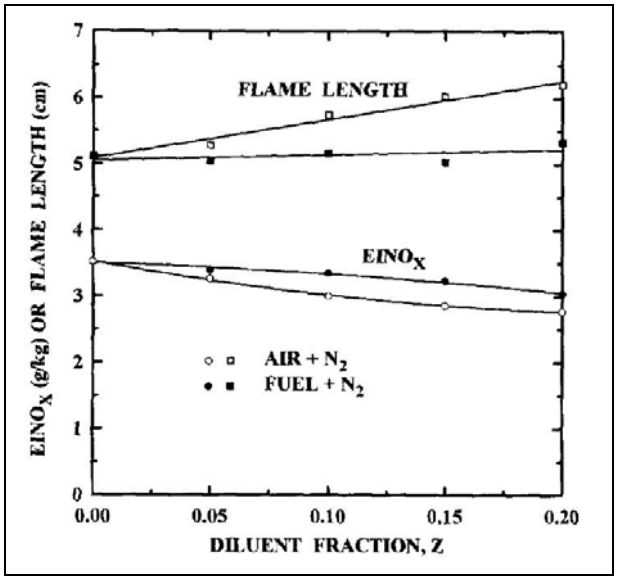



figure 1-22 : Indice d'émission en oxyde d'azote et longueur de flamme
en fonction de la fraction massique de diluant (Feese - 1998)

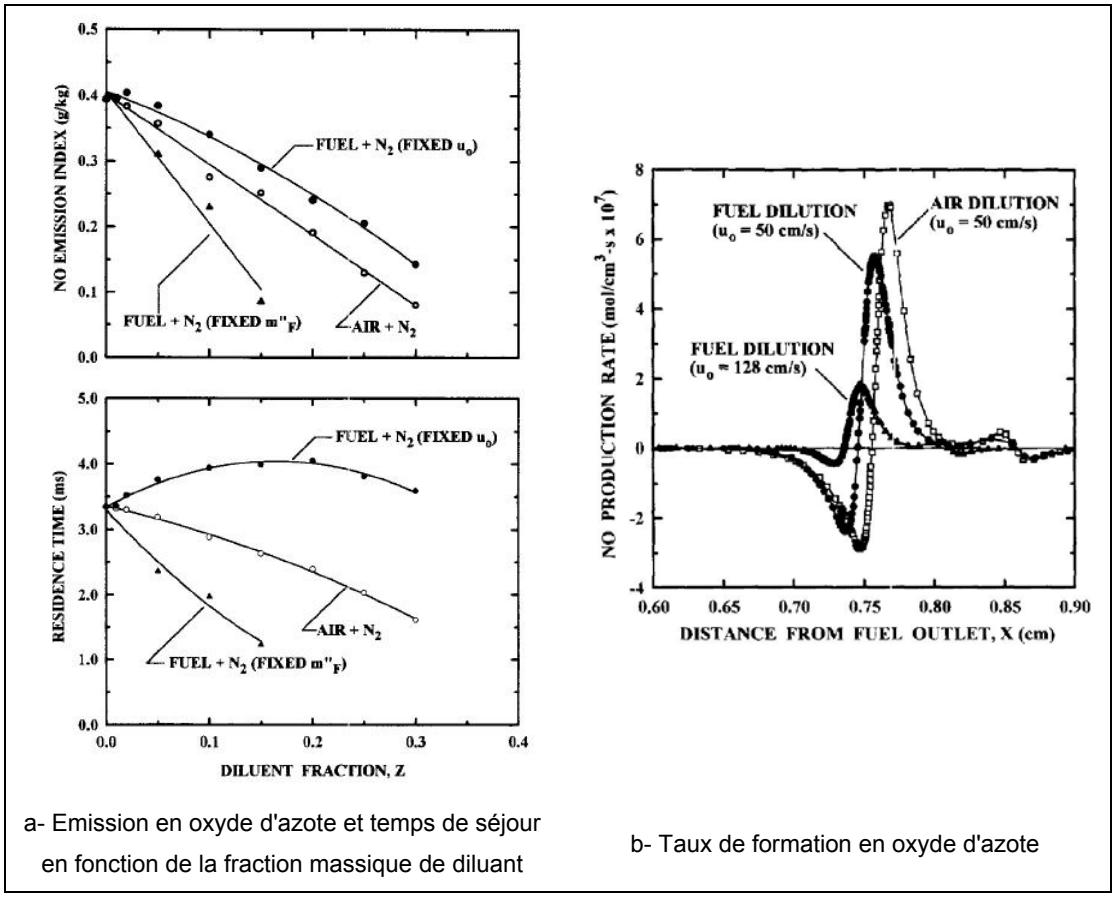
La dilution de l'air par l'azote entraîne une émission plus faible de $NO_x$. Les auteurs expliquent cela par une différence dans les températures et dans les temps de séjour qu'ils relient à la longueur de flamme. En se basant sur des mesures de vitesses réalisées sur une flamme similaire ils concluent que le temps de séjour diminue lorsque la longueur de flamme augmente. Donc, dans le cas d'une dilution de l'air, le temps de séjour dans la flamme est inférieur à celui obtenu dans le cas d'une dilution du combustible par l'azote. Ces résultats confirment ceux obtenus par simulation d'une flamme à contre courant, comme le montre la figure 1-23-a. L'émission en oxyde d'azote et le temps de séjour sont plus grands dans le cas de la dilution du combustible avec de l'azote (vitesse $u_0$ constante).

Ce résultat contrebalance le taux de formation des oxydes d'azote qui est inférieur dans le cas d'une dilution du jet de combustible par rapport à celui obtenu dans le cas d'une dilution du jet d'air, comme le montre la figure 1-23-b. Le taux de formation des oxydes d'azote en fonction de la distance à la sortie de l'injection de combustible a deux pics. Ceux-ci correspondent aux deux voies de formation de l'oxyde d'azote : le NO précoce et le NO thermique, respectivement à 0,85 et 0,77 cm de l'injection de carburant. A l'examen des résultats, on remarque que la décroissance du taux de formation des oxydes d'azote, par voie thermique, est plus importante avec la dilution du combustible.

Ce résultat démontre l'importance du temps de résidence dans le mécanisme de formation des oxydes d'azote.



tel-00011087, version 2 - 29 Nov 2005




a- Emission en oxyde d'azote et temps de séjour en fonction de la fraction massique de diluant

b- Taux de formation en oxyde d'azote

figure 1-23 : Emission et taux de formation en oxyde d'azote calculés dans le cas d'une flamme à contre courant diluée (Feese - 1998)

La figure 1-24 présente la concentration et le taux de formation en oxyde d'azote, pour les trois taux de dilution et pour les trois types de diluants. On retrouve les deux voies de formation de l'oxyde d'azote dans les résultats de la simulation d'une flamme méthane/ air à contre courant, diluée avec différents gaz inertes (Choi – 2002). On remarque que la concentration et le taux de formation des oxydes d'azote diminuent avec le taux de concentration en diluant. On peut noter que le taux de formation des oxydes d'azote par voie précoce est plus important, en proportion, que dans le cas précédent. Cela s'explique par le préchauffage de l'air à 1400 K (figure 1-13-a). On remarque que le taux de formation et la concentration diminuent en fonction du taux de dilution des réactifs, pour une dilution à l'azote et au dioxyde de carbone. Dans le cas d'une dilution au dioxyde de carbone le taux de formation devient quasiment nul pour un taux de dilution de 50%. Cela démontre l'importance de la nature du diluant. Dans le cas d'une dilution avec de l'azote, l'effet de la diminution de la température par la présence d'un inerte est partiellement contrebalancé par l'augmentation de la concentration en azote qui favorise la formation en oxyde d'azote.



tel-00011087, version 2 - 29 Nov 2005

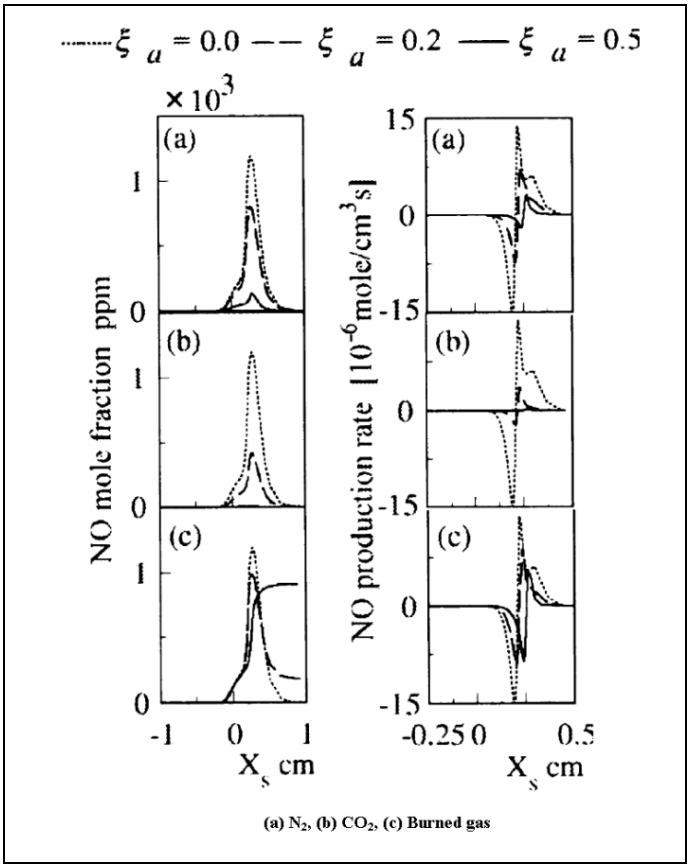



figure 1-24 : Concentration et taux de formation en oxydes d'azote dans une flamme à contre courant (Choi - 2002)

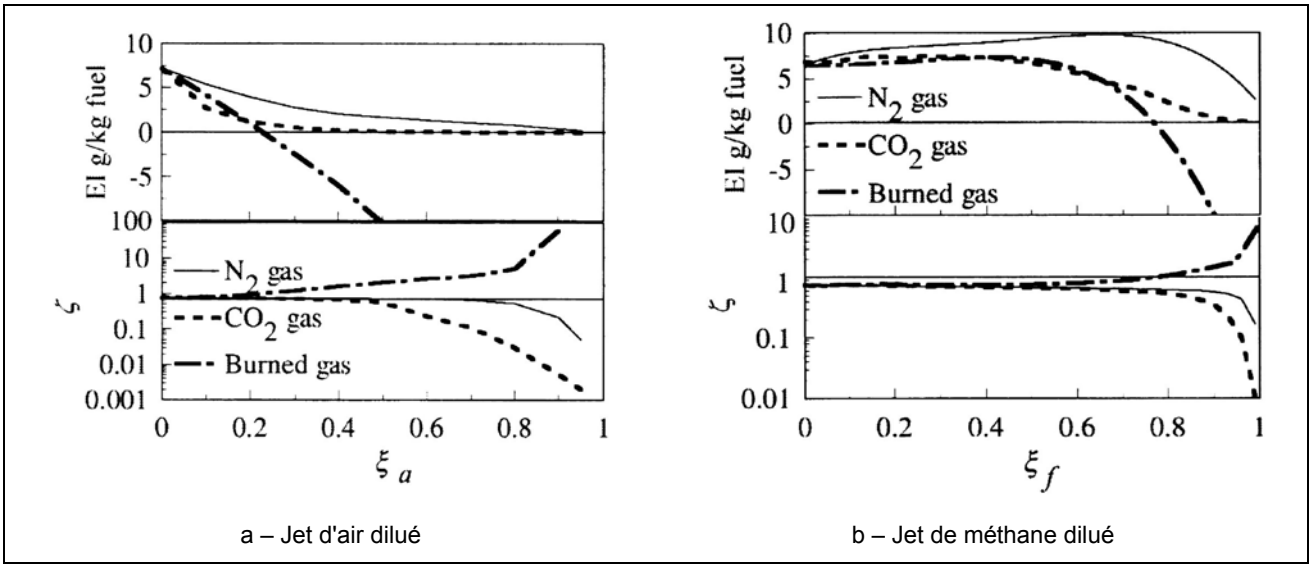
Dans le cas d'une dilution avec les produits de combustion, on remarque que la concentration en oxyde d'azote dans le comburant ($X_s$ = 1cm) augmente avec le taux de dilution de ce dernier. Les auteurs constatent que pour une forte dilution ($\xi_a$ = 0,5) le taux de production global (obtenu par intégration sur l'axe x) devient négatif indiquant une destruction des oxydes d'azote du coté du combustible.

Lorsqu'on s'intéresse au taux de formation des oxydes d'azote suivant les diluants et le réactif dilué (figure 1-25), on remarque que l'indice d'émission en oxyde d'azote (EI) décroît fortement lorsque le jet d'air est dilué, à l'inverse de ce que l'on peut constater pour une dilution du jet de combustible où l'indice a plutôt tendance à croître avec la dilution dans le cas de l'azote, ou rester constant sur une longue plage pour les deux autres diluants (dioxyde de carbone et produits de combustion).

Le paramètre $\zeta$ représente le rapport du taux de destruction sur le taux de formation des oxydes d'azote. On remarque que dans le cas d'une dilution du jet d'air, le taux $\zeta$ augmente fortement avec la dilution par des produits de combustion, à partir de 20 % de diluant. A l'inverse, on constate qu'il est constant pour une importante plage de dilution du combustible par les produits de combustion et qu'il ne croit que pour un taux de dilution de l'ordre de 70 %.



tel-00011087, version 2 - 29 Nov 2005




a – Jet d'air dilué

b – Jet de méthane dilué

figure 1-25 : Indice d'émission et rapport taux ζ (destruction/ formation) (Choi - 2002)

En détaillant les schémas réactionnels (figure 1-26), les auteurs démontrent que la réduction de la formation des oxydes d'azote par la voie thermique, entraînée par la dilution par l'azote ou par le dioxyde de carbone, provient d'une diminution de la température. La décroissance de la température est plus importante dans le cas d'une dilution au dioxyde de carbone. Cela est dû à sa chaleur spécifique plus importante.

Lorsque la dilution de l'air est réalisée avec des produits de combustion, les auteurs constatent une inversion de la réaction entre N et $N_2$ aussi bien qu'une destruction du NO, en particulier via les réactions faisant intervenir la molécule HNO, provenant sans doute des fortes concentrations de monoxyde d'azote dans l'air dilué :

$$NO + OH \rightarrow HNO + O$$
$$NO + H_2 \rightarrow HNO + H$$
$$NO + H_2O \rightarrow HNO + OH$$
$$NO + HO_2 \rightarrow HNO + O_2$$

Si dans le cas d'une combustion non diluée, il n'y a pas de destruction du NO pour former du HNO, dans le cas d'une combustion dilué avec de l'azote, ces réactions apparaissent. Leurs taux de réaction augmentent fortement lorsque la dilution est réalisée avec des produits de combustion.

Les auteurs constatent que les taux de formation via le $N_2O$ et le mécanisme de NO précoce ne varient pratiquement pas avec le taux de dilution $\xi_a$.



tel-00011087, version 2 - 29 Nov 2005

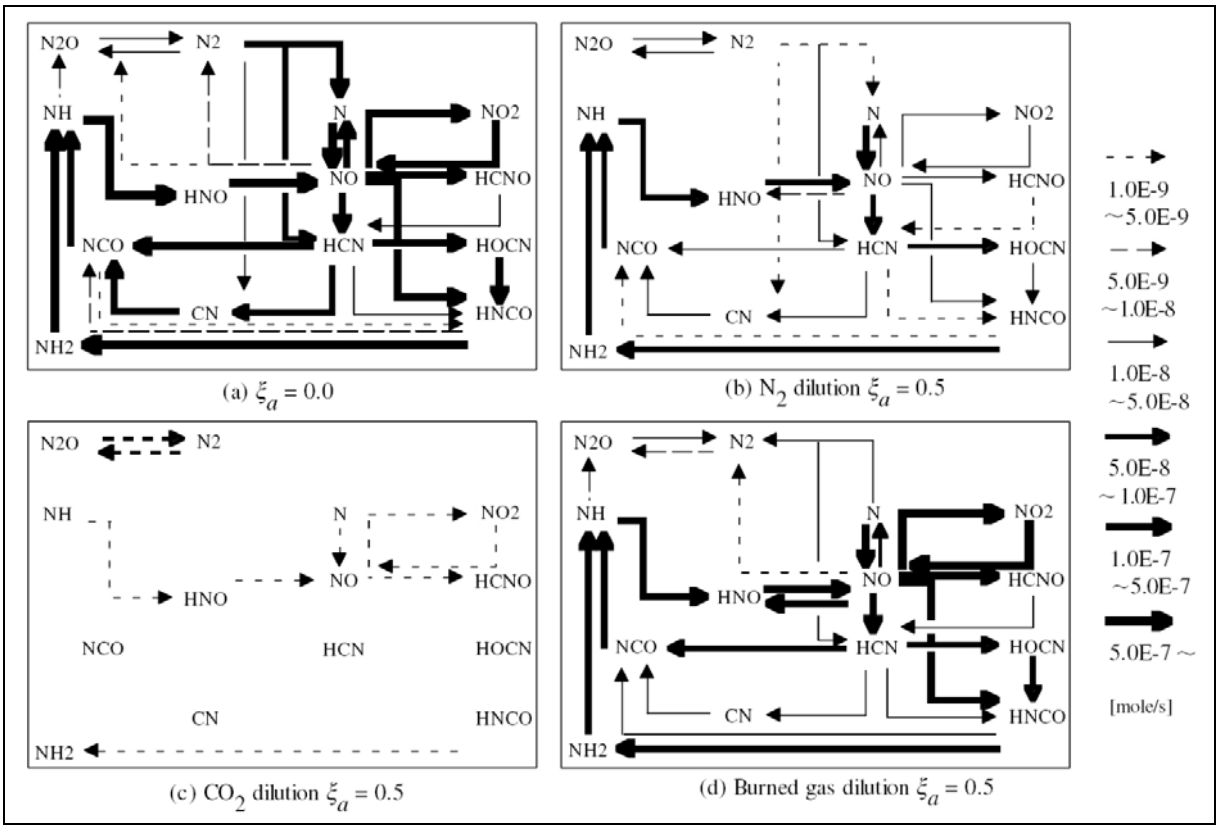



figure 1-26 : schémas réactionnels de formation des oxydes d'azote suivant les différents types de diluant du jet d'air (Choi - 2002)

Par ailleurs, l'étude de l'influence de la concentration en monoxyde d'azote dans les produits de combustion diluant la réaction sur la formation du NO, dans le cas d'une flamme à contre courant, permet de conclure que la destruction du monoxyde d'azote est possible lorsque les gaz brûlés contiennent de fortes concentrations en NO, comme le montre la figure 1-27.

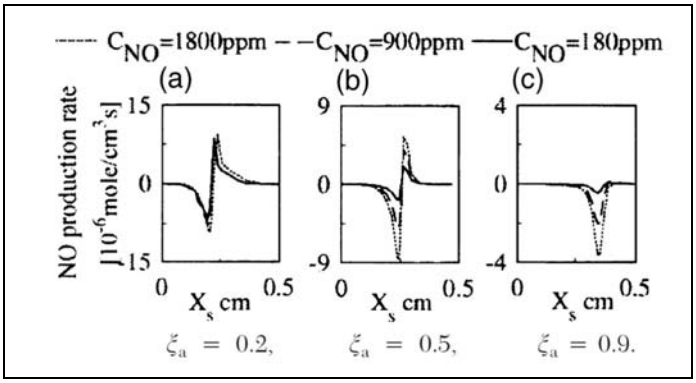



figure 1-27 : Influence de la concentration en NO dans les produits de combustion sur le taux de formation et de destruction du monoxyde d'azote (Choi - 2002)



tel-00011087, version 2 - 29 Nov 2005

## 1.4 RAYONNEMENT RESULTANT DE LA ZONE DE COMBUSTION

### *1.4.1 CHIMILUMINESCENCE DE LA ZONE DE REACTION DE COMBUSTION*

La caractéristique la plus spectaculaire de ce mode de combustion est une flamme qui n'émet pas de rayonnement dans le visible ou qui a une émission très différente par rapport à une flamme classique, comme le montre la figure 1-28.

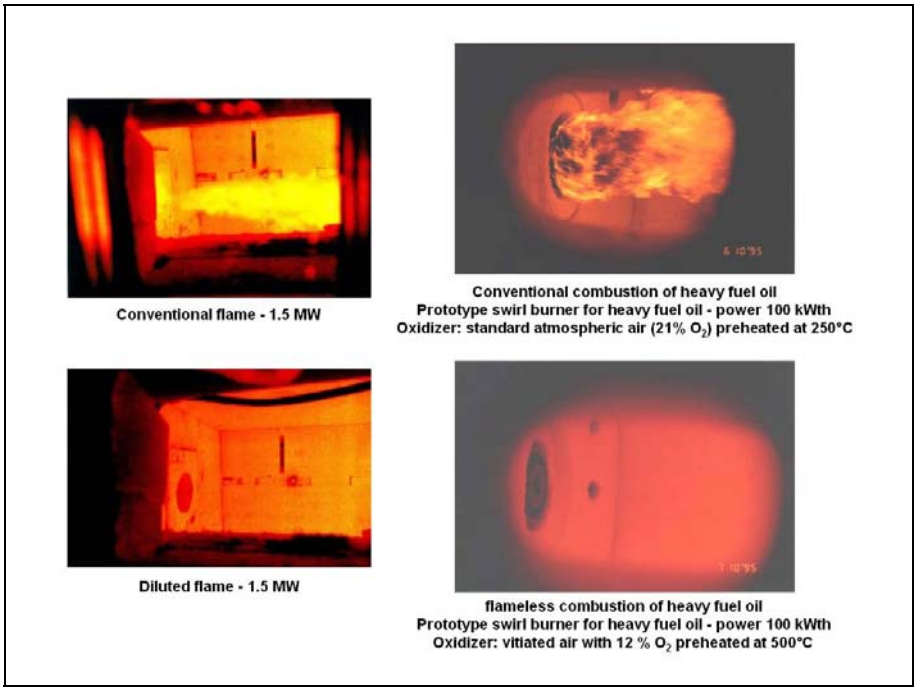



figure 1-28 : Images de la flamme obtenues en combustion classique et en combustion sans flamme (Milani - 2001)

A même température la chimiluminescence des radicaux CH* et $C_2$* décroît fortement avec la concentration en oxygène, entraînant une diminution de la luminosité de la flamme. Avec le changement des émissions en oxyde d'azote, c'est cette caractéristique qui est souvent constatée, en première approche, pour définir si le mode de combustion sans flamme est atteint (Dally - 2002, Sudarshan - 2002).

L'étude des spectres d'émissions de ces radicaux (OH*, $C_2$* et CH*) est importante et nous renseigne, notamment sur la structure de la zone de réaction. Ishiguro (1998) s'est intéressé à la chimiluminescence d'une flamme d'un brûleur à écoulements parallèles avec écoulement central d'air préchauffé et écoulement annulaire de méthane ou de propane pour deux températures d'air de préchauffage (20°C et 1000°C) et deux concentrations d'oxygène (20 % et 10 %).

Les images de flamme sont obtenues avec une caméra UV non intensifiée nécessitant des temps d'exposition très longs ($\tau$ = 5 ms). Des séquences de 128 images à la fréquence de 125 images/sec sont réalisées.



tel-00011087, version 2 - 29 Nov 2005

La figure 1-29 présente la répartition spatiale de l'intensité d'émission du radical CH à 431 nm, pour les 4 cas.

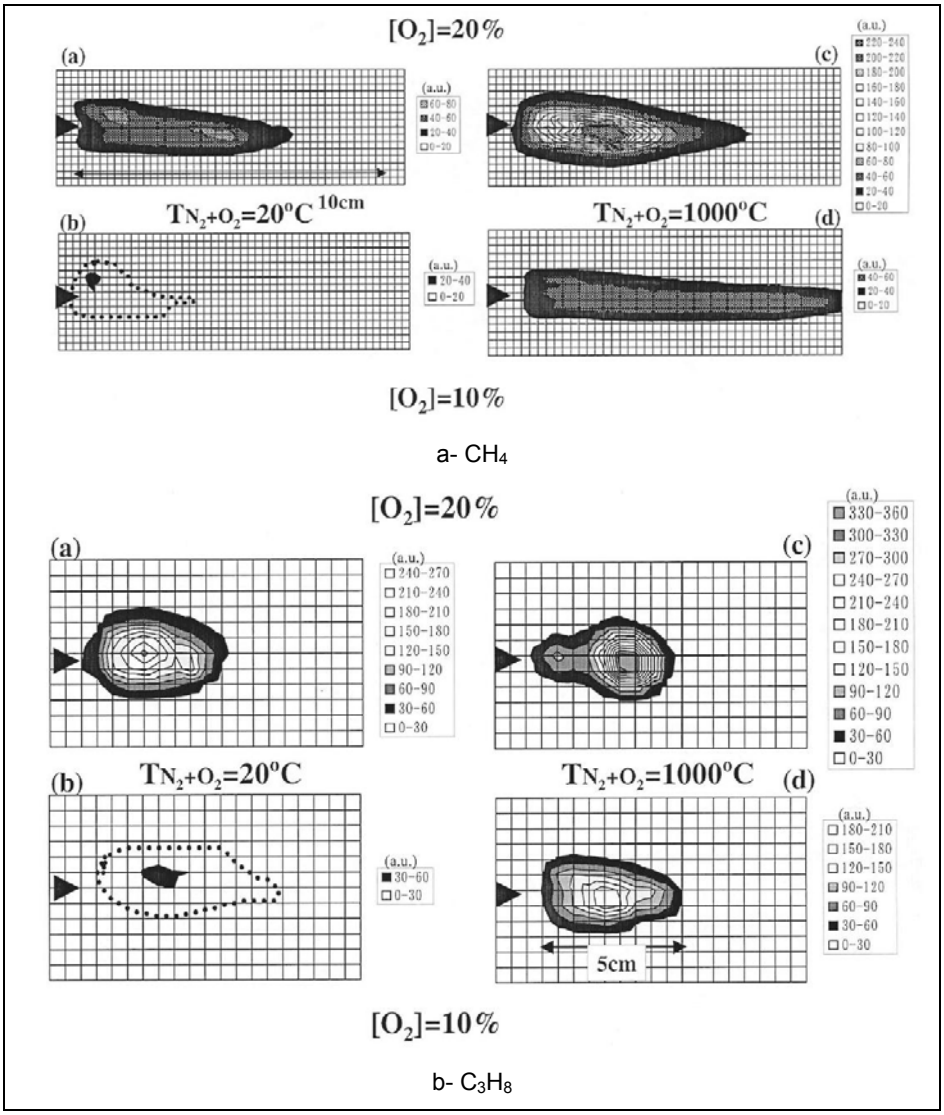



figure 1-29 : Distribution spatiale de l'intensité du spectre d'émission CH pour une flamme de méthane et de propane (Ishiguro, 1998)

Les intensités de l'émission de CH sont très faibles pour une température d'air de combustion de 20°C et une concentration en oxygène de 10% - cas b. Ces résultats coïncident avec les observations visuelles des auteurs où la flamme est perçue comme étant d'une faible émission lumineuse. Par ailleurs, il y a une augmentation des gradients d'intensité du spectre d'émission avec la température dans le cas d'une combustion avec 20% d'oxygène - cas c. A l'inverse, la zone de réaction de combustion présente une répartition d'émission plus homogène dans le cas d'une combustion à haute température et faible concentration d'oxygène, qui est le signe d'une combustion plus homogène - cas d.

L'examen du spectre d'émission peut nous renseigner sur la cinétique de la réaction de combustion. Ainsi Gupta s'est intéressé à la chimiluminescence de la combustion du



tel-00011087, version 2 - 29 Nov 2005

propane (Gupta - 1999). Trois spectres d'émission de la flamme sont établis pour trois températures d'air (970°C, 1030°C et 1100°C). La figure 1-30 présente ces trois spectres d'émission.

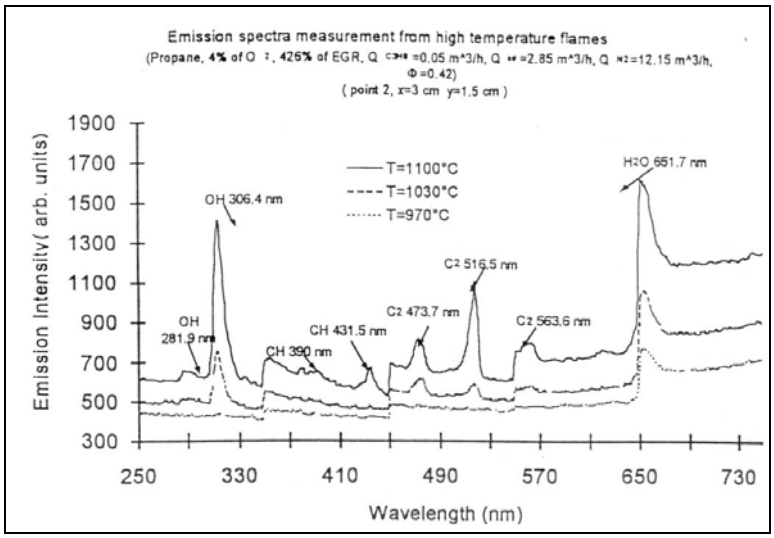



figure 1-30 : Spectre d'émission d'une flamme de propane (Gupta - 1999)

L'intensité d'émission des trois radicaux (CH*, $C_2$* et OH*) augmente avec la température, ce qui indique une réaction de combustion plus vive. Par ailleurs, on mesure l'apparition et la forte augmentation de pics d'émission du radical $C_2$* (Gaydon - 1957) :

- 473,7 nm ($A^3\Pi$,v' = 1 → $X^3\Pi$,v" = 0),
- 563,6 nm ($A^3\Pi$, v' = 0 → $X^3\Pi$, v" = 1).

Ceci indiquerait, d'après l'auteur, une modification de la cinétique chimique en fonction de la température.

Lorsque la température de l'air croît, l'augmentation de la chimiluminescence du radical $C_2$ est plus importante que celle du radical CH. Ceci explique l'aspect de "flamme verte" obtenue dans ces conditions (figure 1-31).

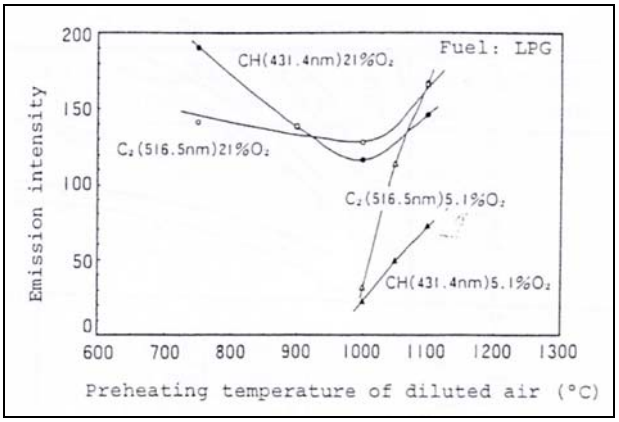



figure 1-31 : Evolution des émissions des radicaux $C_2$ et CH (Hasegawa - 1997)



tel-00011087, version 2 - 29 Nov 2005

En mettant en évidence une compétition entre les réactions d'oxydation et les réactions pyrolitiques en fonction de la température de parois au sein d'un réacteur parfaitement agité, De Joannon explique l'absence d'émission de la flamme par une combustion en deux étapes (De Joannon - 2000). Dans la première étape, la conversion du combustible en CO et en $H_2$ se produit dans des conditions riches. Non seulement la dilution réduit la température maximale pouvant être atteinte, mais elle diminue aussi la formation des espèces responsables de l'émission lumineuse des flammes. Puis, dans une seconde étape, l'entraînement de l'air dans la zone de réaction de combustion le long de l'axe du brûleur mène à une conversion complète du monoxyde de carbone et du dihydrogène en dioxyde de carbone et en vapeur d'eau. Durant les essais réalisés sur l'installation semi-industrielle de la *FRIF* les concentrations en dihydrogène, mesurées dans la première moitié de l'enceinte, semblent confirmer cette analyse, comme le montre la figure 1-32 (Verlaan - 1998).

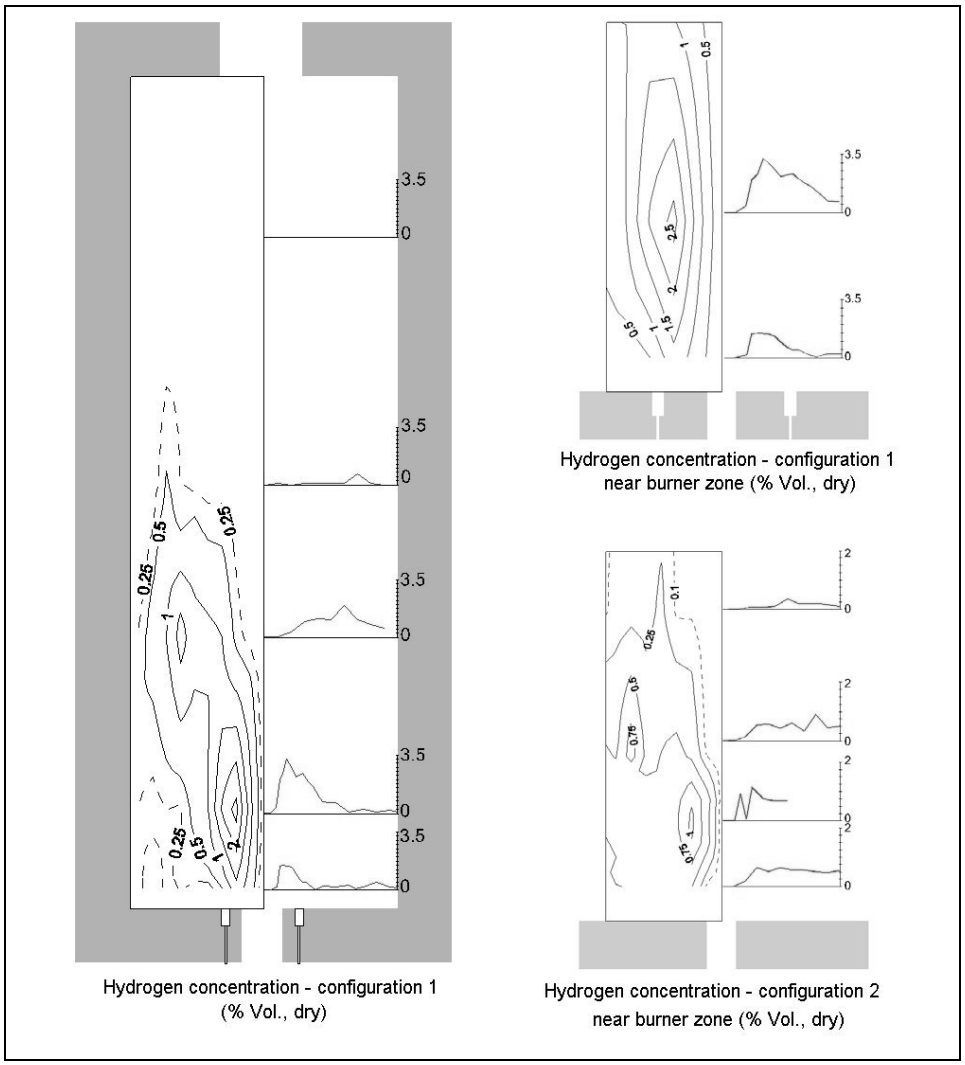



figure 1-32 : Concentration en dihydrogène mesurée sur une installation semi-industrielle fonctionnant en combustion sans flamme (Verlaan - 1998)



tel-00011087, version 2 - 29 Nov 2005

En dehors d'un aspect visuel, la diminution de l'émission lumineuse de la flamme n'a surtout d'impact que dans le domaine des dispositifs de sécurité des installations industrielles. Les détecteurs de flamme employés par les systèmes de supervision et basés sur l'émission de la flamme ne sont plus en mesure de déceler la zone de réaction en régime de combustion sans flamme (Wünning - 1997). Le contrôle du fonctionnement de l'installation est alors basé sur le suivi de la température de parois qui doit être supérieure à la température d'auto-inflammation ou par l'intermédiaire d'une sonde à ionisation (Mochida - 2004).

### *1.4.2 TRANSFERT RADIATIF DANS LA FLAMME*

Dans la combustion sans flamme, la distribution de température est plus uniforme au sein du four, ce qui augmente le transfert de chaleur. D'autre part, les recirculations des produits de combustion doivent favoriser le transfert radiatif (Ruan – 2001), puisqu'ils sont constitués de dioxyde de carbone et de vapeur d'eau, espèces qui participent au transfert radiatif (Lallemand – 1996, Wang - 2001). Cependant, les températures absolues sont plus basses dans la zone de flamme, ce qui aboutit à une diminution du rayonnement thermique dans cette région par rapport à une flamme conventionnelle.

L'émission radiative d'une flamme de diffusion n'est pas constante sur sa longueur, comme le montre la figure 1-33 qui présente l'évolution de l'émission radiative mesurée dans le cas d'une flamme jet dans un écoulement colinéaire d'air préchauffé (Fujimori - 2000).

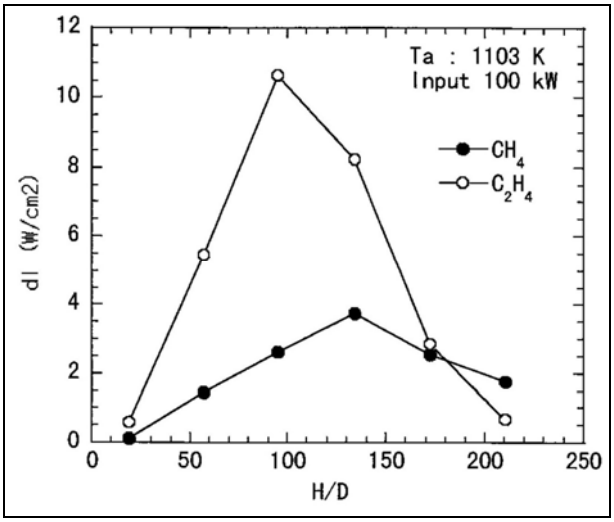


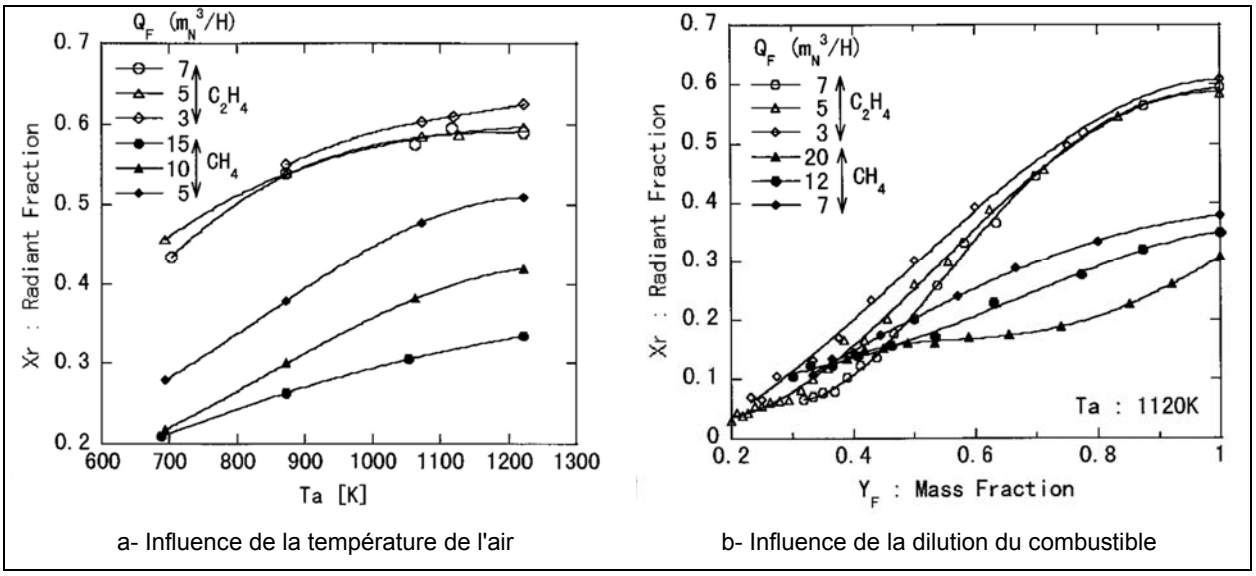

figure 1-33 : Evolution axiale de l'émission radiative d'une la flamme jet (Fujimori - 2000)

L'auteur étudie l'influence de la température de préchauffage de l'air sur l'émission radiative de la flamme (figure 1-34-a), et du taux de dilution du combustible par de l'azote (figure 1-34-b). Ces résultat permettent de lier l'émission radiative d'une flamme avec de l'air préchauffé et son émission en oxydes d'azote.



tel-00011087, version 2 - 29 Nov 2005

L'augmentation de l'émission radiative de la flamme en fonction de la température de l'air s'explique par l'augmentation de la température dans la flamme et la concentration en suies. Les émissions radiatives mesurées pour des flammes de méthane sont inférieures à celle mesurées dans la cas de flammes d'éthane. La baisse de l'émission en fonction du débit de combustible ($Q_F$) est particulièrement notable pour les flamme de méthane. La diminution du temps de résidence dans la flamme, induit par l'augmentation du débit de combustible, doit être compensée par le taux de formation de suies, afin de maintenir constante l'émission radiative de la flamme. Des mesures montrent que la fraction volumique de suies augmente dans le cas de l'éthane et diminue pour le méthane, en fonction du débit de combustible. Enfin, l'auteur montre que la diminution de l'émission radiative de la flamme entraîne une augmentation de la température dans la flamme, qui induit une croissance de l'émission en oxydes d'azote.




a- Influence de la température de l'air

b- Influence de la dilution du combustible

figure 1-34 : Influence de la température de préchauffage de l'air et de la dilution du combustible sur l'émission radiative d'une flamme jet (Fujimori - 2000)

Les mesures réalisées dans des installations d'essais semi-industrielles ont montré que les flux radiatifs étaient beaucoup plus constants que dans le cas d'une combustion classique (Weber – 2000, Flamme – 2001, Pesenti - 2003). Les résultats de ces études sont présentés, en annexe 2, avec les résultats de nos essais.

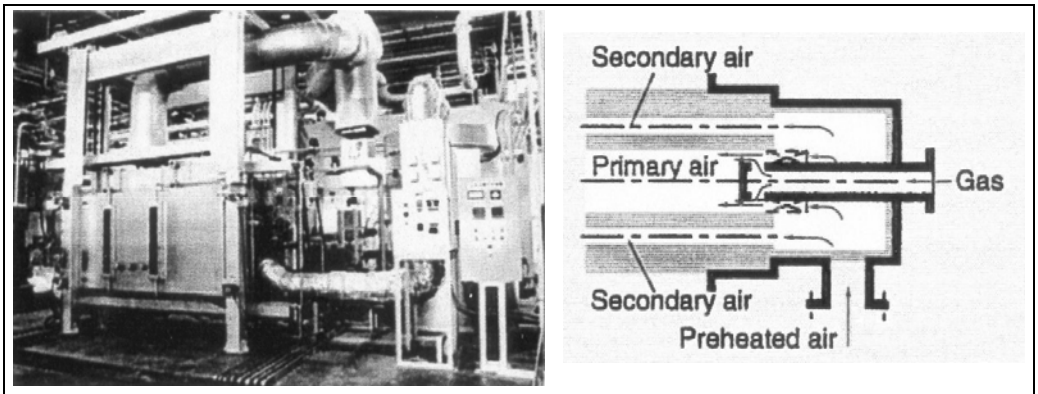


tel-00011087, version 2 - 29 Nov 2005

## 1.5 CARACTERISATION DE LA COMBUSTION SANS FLAMME A L'ECHELLE SEMI-INDUSTRIELLE

De nombreux essais à l'échelle industrielle ou semi-industrielle n'ont pour but qu'une étude de la combustion sans flamme au niveau global, notamment en caractérisant les émissions d'oxydes d'azote en fonction de différents paramètres de fonctionnement de l'installation d'essais (Cain – 2000, Quinqueneau – 2001). A l'inverse, d'autres essais à l'échelle semi-industrielle ont eu pour objectif une caractérisation plus fine du régime de combustion, par des mesures détaillées. Nous allons nous intéresser plus particulièrement à ces essais.

Des essais ont été menés au laboratoire de recherche d'*Osaka Gas* (Uenishi - 1997, 1998). Ils portaient sur la mesure de vitesses par ADL, la mesure de concentrations en oxydes d'azote par prélèvement, la mesure de température par thermocouple, de l'imagerie de flamme par chimiluminescence des radicaux CH* et OH* et de fluorescence induite par laser sur le radical OH (LIF-OH) dans un four. Pour les mesures, le four (1,5 x 0,8 x 0,8 $m^3$) est équipé d'un hublot sur une paroi mobile sur un de ces cotés (figure 1-35-a), qui permet un accès complet à la flamme par une translation horizontale. Le four est équipé d'un brûleur d'une puissance de 230 kW. Ce dernier fonctionne avec un étagement de l'air (figure 1-35-b). L'injection de l'air primaire, au centre du brûleur, est équipée d'un swirl. Le combustible utilisé est du gaz naturel. Le brûleur est alimenté en air préchauffé par un second four, piloté en température, alimenté en gaz naturel ainsi qu'un four électrique. Les essais ont été réalisés avec deux températures d'air 25 °C et 300 °C et deux températures du four ; respectivement 1150 °C et 1200 °C. La température du four d'essai est mesurée par 24 thermocouples.




a- Four d'essais b- Brûleur d'essais

figure 1-35 : Installation d'essais utilisée à *Osaka Gas* (Uenishi - 1997)

Le préchauffage de l'air entraîne une augmentation de la vitesse de réaction provoquant une flamme plus compacte. A partir des résultats de mesures, les auteurs calculent les



tel-00011087, version 2 - 29 Nov 2005

taux de formation des oxydes d'azote formés par voie précoce et thermique. Les taux de formation et les concentrations en $NO_x$ augmentent avec la température de l'air.

Des essais menés à la *FRIF* ont porté sur la caractérisation d'un cas de fonctionnement en régime de combustion sans flamme dans le cadre du projet *HiTAC* (Verlaan - 1998). Ils ont été menés sur une cellule d'essais de 1 MW (6,25 x 2 x 2 $m^3$). Le brûleur est un brûleur *NFK* fonctionnant à 580 kW. Seules deux des quatre injections sont utilisées. Le comburant est préchauffé dans une chambre de pré-combustion (figure 1-36). Il s'agit d'air vicié de composition connue, mais non contrôlable. Les mesures ont porté sur les vitesses axiales par ADL, la visualisation du mélange par tomographie laser, les températures par pyromètre à aspiration, les concentrations ($CH_4$, $C_2H_6$, $C_3H_8$, $O_2$, CO, $H_2$, $CO_2$, $N_2$, $NO_x$) par sonde à prélèvement et le flux radiatif par radiomètre ellipsoïdal et à angle étroit.

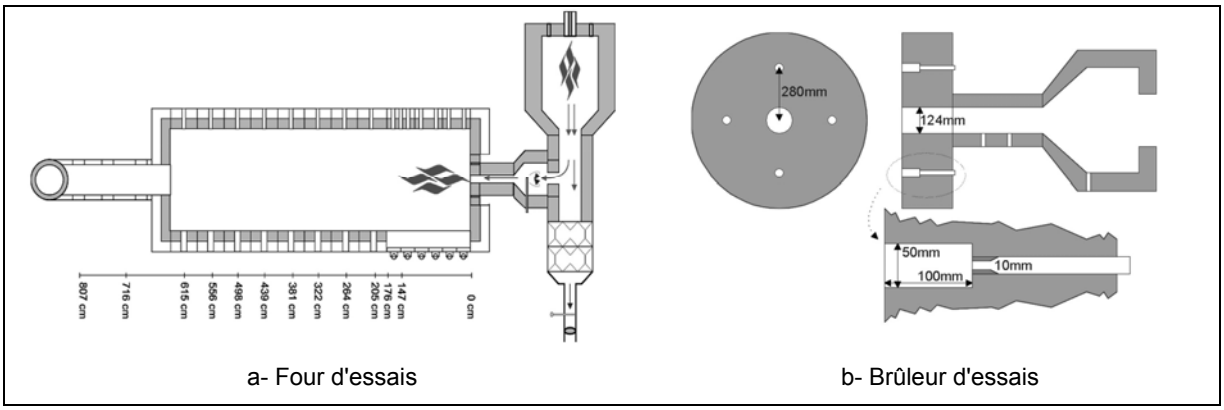



figure 1-36 : Four de la station d'essais de la *FRIF* (Verlaan - 1998)

Les essais n'ont porté que sur un cas de fonctionnement sans étudier l'influence des paramètres de fonctionnement de l'installation sur le régime de combustion. Les mesures ont mis en évidence une flamme accrochée et l'homogénéité du champ de température. A partir des mesures, l'auteur calcule la quantité de produits de combustion entraînée par le jet d'air et les jet de gaz (§ 3.4).

D'autre mesures ont été réalisées, à la station de recherche de la *FRIF*, dans le cadre du projet *HEC-EEC* (*High Efficiency Combustion - Excess Enthalpy Combustion*) mené avec *CORUS RD&T* et *Gasunie Research* (Friking - 2004). Ces essais ont, notamment, pour objectif de fournir des informations génériques sur les caractéristiques de combustion d'un brûleur régénératif. Les brûleurs employés sont deux brûleurs *NFK HRS DL4* de 1 MW de puissance, fonctionnant en mode régénératif. Ceux-ci sont montés sur un four de section trapézoïdale (2 x 3 x 5 $m^3$) pourvu d'un dispositif à circulation d'eau simulant la charge (figure 1-37-a). La longueur du four peut être réduite à 3 m (Hoppesteyn - 2002).

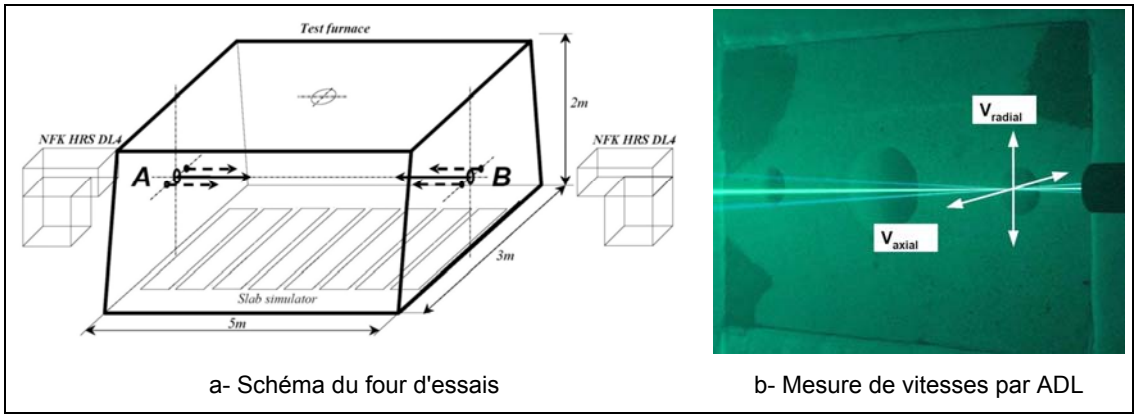
Les essais ont été effectués pour :



tel-00011087, version 2 - 29 Nov 2005

- trois puissances de fonctionnement : 400 kW, 600 kW et 1000 kW,
- trois temps de cycle : 20 s, 30 s et 40 s,
- deux modes d'injection du combustible: injection dans la veine centrale d'air en combustion classique, et injection périphérique en combustion sans flamme.

Les mesures ont porté sur les vitesses axiales et tangentielles par ADL (figure 1-37-b), la visualisation du mélange par tomographie laser (Friking - 2004), les températures par pyromètre à aspiration et les concentrations de certaines espèces ($O_2$, CO, $CO_2$, $NO_x$) par sonde à prélèvement (Adolfi - 2004). Les résultats de cette étude servent, notamment, pour le développement de simulations (Hekkens - 2004).




a- Schéma du four d'essais b- Mesure de vitesses par ADL

figure 1-37 : Installation d'essais du projet *HEC-EEC* (Frinking - 2004)

Les mesures mettent en évidence, entre autre, l'absence de pics dans le champ de température et un profil de flux de chaleur constant le long de la paroi. En combustion sans flamme, la zone de réaction est plus large qu'en combustion classique (Adolfi - 2004). Les mesures ADL mettent en évidence un profil de vitesses en forme de M, dans le jet d'air. Les mesures permettent de retrouver le comportement de trois jets coplanaires (§ 2.7.5), qui se décompose en trois zones (Lin & Sheu, 1991). En deçà de 300 mm (zone de convergence), les jets n'interagissent pas entre eux. A partir de cette limite, le jet d'air attire à lui les jets de gaz (zone de fusion) et le trois jets se confondent au delà de 1500 mm (zone de combinaison).

Des essais ont été menés au *GWI* (Brune – 2001, Kösters - 2005). Ils portaient sur des mesures de flux de chaleur total (rayonnement et convection), de rayonnement par radiomètre à angle étroit et ellipsoïdal (Annexe 2), d'imagerie de flamme par chimiluminescence sur le radical OH*, de fluorescence induite par laser sur le radical OH (LIF-OH) et de vitesse par PIV.

La figure 1-38 présente l'installation d'essais ainsi qu'un des brûleurs employés au *GWI*. Les essais ont été réalisés avec deux brûleurs industriels (*REKUMAT C150 FLOX* et *REGEMAT 350 B*) montés sur un four équipé de plusieurs accès de mesures. Le four



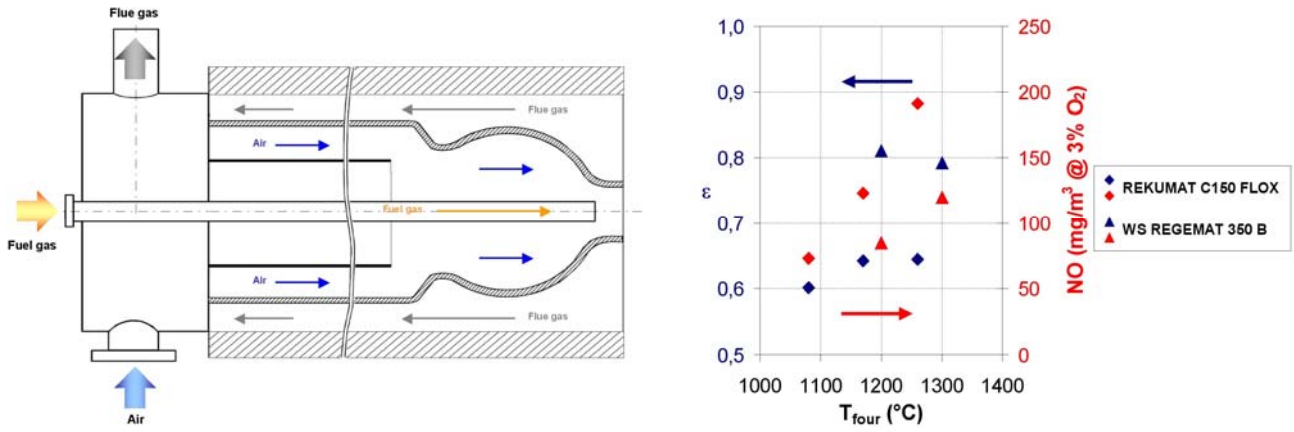
tel-00011087, version 2 - 29 Nov 2005

(2,45 x 1,22 x 1,22 $m^3$) est régulé en température par l'intermédiaire de tubes de refroidissement alimentés en eau. La puissance de fonctionnement de l'installation est de 300 kW avec une température de parois de 1300 °C et une température d'air maximum de 1000 °C.

a- Four d'essais b- Brûleur *REKUMAT*

figure 1-38 : Installation d'essais du *GWI* (Kösters - 2005)

A l'inverse du brûleur *REGEMAT*, le brûleur *REKUMAT* ne fait pas appel à un lit de céramique pour transférer la chaleur des produits de combustion vers l'air de combustion mais fonctionne sur un principe d'échangeur de chaleur (figure 1-39-a). Les fumées sont aspirées sur l'extérieur du brûleur et transmettent leur énergie à l'air par convection. Le gaz est injecté au centre du brûleur.




a- Principe de fonctionnement d'un brûleur de type *REKUMAT* b- Performance des brûleurs *REKUMAT* et *REGEMAT*

figure 1-39 : Principe de fonctionnement d'un brûleur de type *REKUMAT et* Performance des brûleurs *WS* (Brune - 2001)

Les performances du brûleur *REGEMAT* en matière de récupération de chaleur et d'émissions en oxydes d'azote sont supérieures à celle du brûleur *REKUMAT*, comme le montre la figure 1-39-b qui présente une comparaison des performances des deux brûleurs REKUMAT et REGEMAT : efficacité de la récupération de la chaleur des produits de combustion et émissions en oxydes d'azote en fonction de la température du four. Le brûleur *REKUMAT* représente la technologie antérieure à celle du brûleur auto-régénératif.



tel-00011087, version 2 - 29 Nov 2005

Dans le cas du brûleur *REKUMAT C150 FLOX*, les mesures montrent que la flamme est accrochée au brûleur en combustion classique alors qu'elle est décollée en combustion sans flamme. A l'inverse la flamme est accrochée avec le brûleur *REGEMAT*. Pour les deux brûleurs, les flux radiatifs mesurés sont constants le long du four. Les pics de température mis en évidence à la sortie du premier brûleur disparaissent avec le second.

Des essais menés à l'Institut Royal de Technologie de Suède (*KTH*) (Blasiak – 2001, Rafidi - 2002) ont porté sur une comparaison des champs de concentrations d'espèces stables, entre un cas de combustion classique et un cas de combustion sans flamme avec un ou deux brûleurs régénératifs d'une puissance de 200 kW, installés sur une installation d'essais semi-industrielle (figure 1-40).

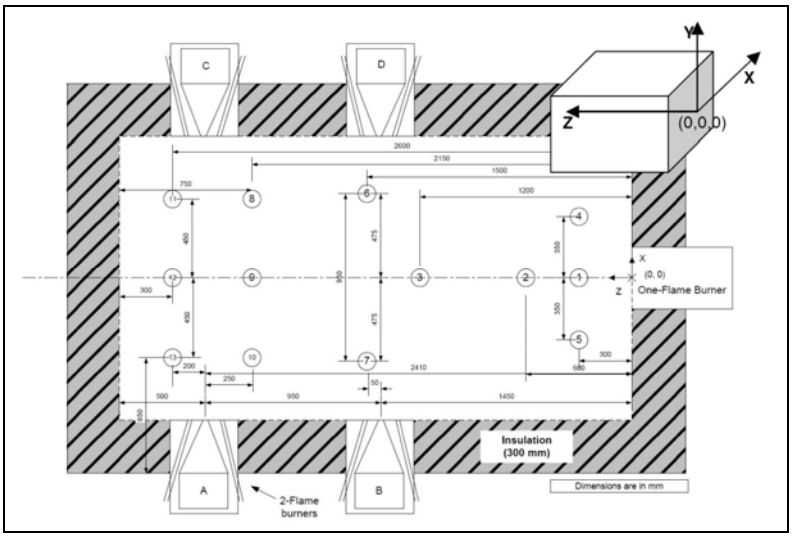



figure 1-40 : Four d'essais employé au KTH pour la comparaison des brûleurs conventionnel et régénératif (Rafidi - 2002)

Le refroidissement du four est assuré par quatre tubes, alimentés en air. La puissance totale du brûleur autorégénératif ou du couple de brûleurs régénératifs est de 200 KW. Les périodes des cycles de fonctionnement sont, respectivement, de 20 et 60 secondes. Le combustible employé est du GPL (>98 % n-propane ; 0,95 % éthane ; 0,75 % butane). Dans le cas du couple de brûleurs, ceux ci fonctionnent en mode opératoire "face à face", c'est à dire que lorsque les brûleurs A et C sont en mode combustion, les brûleurs B et D sont en mode régénération. Le four est pourvu de 13 accès par lesquels sont réalisées les mesures des concentrations molaires de l'hydrogène, de l'oxygène, de l'azote, du méthane, du monoxyde de carbone, du dioxyde de carbone, des hydrocarbures totaux et le dioxyde d'azote. L'auteur constate simplement que le volume de la flamme est plus important dans le cas du brûleur régénératif unique, par rapport au brûleur conventionnel.

Des essais ont également été menés sur un brûleur autorégénératif *REGEMAT* de la société *WS,* à l'Institut Polytechnique de Mons (Pessenti - 2001, 2003, Lupant - 2005). La



tel-00011087, version 2 - 29 Nov 2005

puissance de fonctionnement du brûleur est de 200 kW. Le four (2,6 x 1,1 x 1,1 $m^3$) utilisé pour ces essais est régulé en température par 10 tubes à circulation d'eau. Les essais ont été réalisés pour deux températures de four (1100 °C et 1300 °C). 80 % des fumées sont évacuées via les régénérateurs du brûleur d'essais. Le complément (20 %) passe par la cheminée. La température de préchauffage de l'air varie avec la température des fumées, donc également avec la température du four. La température de l'air est de, respectivement, 900 °C et 1100 °C. Des mesures de flux radiatif incident, de température et de concentration d'espèces stables ainsi que des mesures de visualisation de la flamme par chimiluminescence OH* ont été réalisées. Cependant, le brûleur autorégénératif, de par son fonctionnement, entraîne des mesures dans des conditions non stationnaires. Les mesures montrent notamment que les émissions en oxydes d'azotes sont faibles. Le champ de température est uniforme. La zone de réaction s'établit en sortie du brûleur.

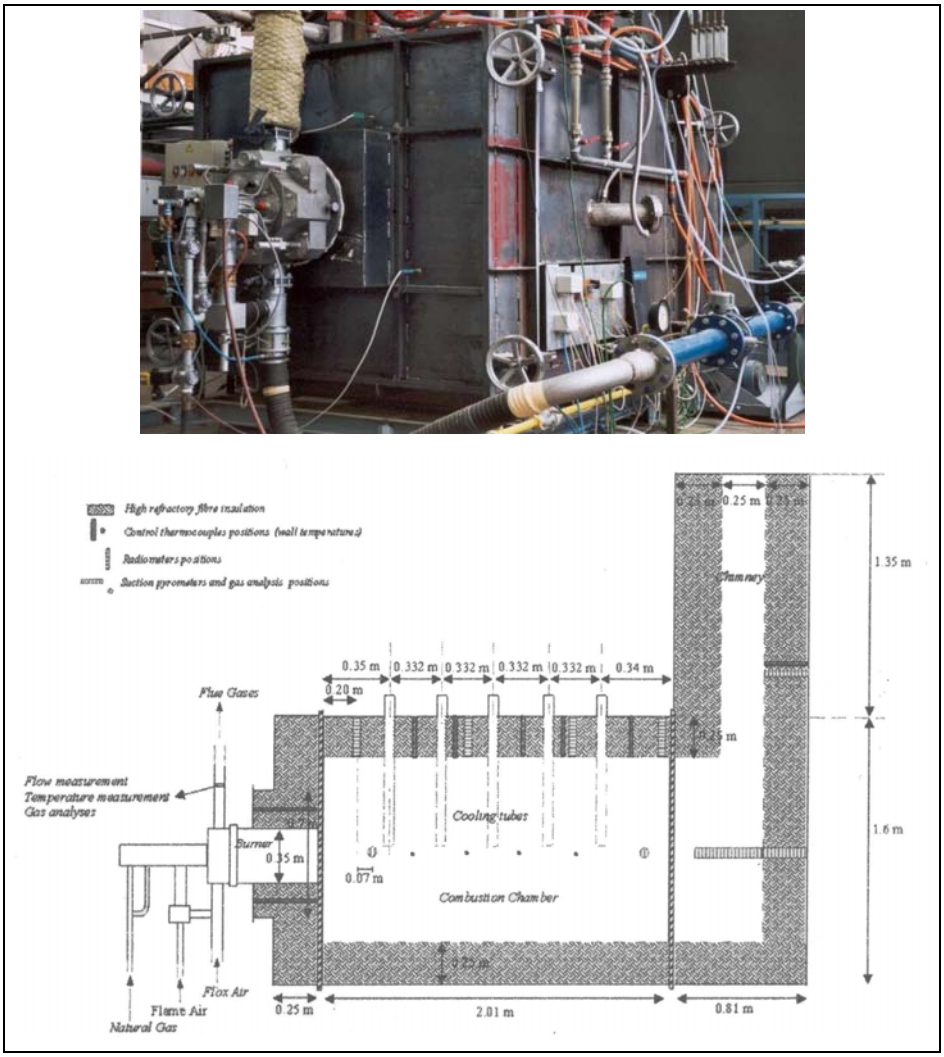



figure 1-41 : Photo et schémas de l'installation d'essais (Pesenti - 2001, Lupant - 2005)



tel-00011087, version 2 - 29 Nov 2005

## 1.6 CONCLUSION

La combustion sans flamme, suite logique et poussée à l'extrême des méthodes de réduction des émissions d'oxydes d'azote dans les brûleurs industriels, est un mode de combustion qui est utilisé dans quelques secteurs de l'industrie depuis une dizaine d'années.

Ce mode de combustion se caractérise par un important préchauffage de l'air de combustion et une forte recirculation des gaz brûlés dans la chambre de combustion, entraînant une baisse de la consommation en combustible, une homogénéisation des champs de température et une diminution importante des émissions en oxyde d'azote. La forte dilution des réactifs par les produits de combustion homogénéise les champs de température et modifie l'émission lumineuse de la flamme. L'homogénéisation du champ de température entraîne un changement du transfert thermique à la charge qui est largement gouverné par le transfert radiatif.

Une grande partie des études et travaux de recherches, dont les résultats ont été présentés ici, a été réalisée sur des installations d'essais de laboratoire et ne s'intéressait qu'à un des aspects de ce mode de combustion indépendamment des autres ou faisait appel à une configuration expérimentale peu en rapport avec les fours industriels utilisant ce mode de combustion. Des essais semi-industriels ont également été menés. Cependant ils n'ont pas permis une caractérisation complète du régime de combustion sans flamme. Les conditions opératoires et les mesures réalisées ne permettaient pas de caractériser la combustion ou ils ne permettaient pas de mettre en évidence l'influence des paramètres de fonctionnement de l'installation sur le régime de combustion.

Le but de cette étude est de caractériser la combustion sans flamme dans une installation semi-industrielle reproduisant les conditions opératoires réelles et à partir de ces résultats étendre ces travaux vers des études plus fondamentales effectivement représentatives du régime de combustion sans flamme. Dans une première étape, le but est de comprendre comment s'établit la combustion dans le four et de quantifier les paramètres qui la régissent : quel est le mécanisme de stabilisation de la combustion ? Comment s'établissent les phénomènes de recirculations et de dilutions ? Quelles sont leurs impacts sur la combustion et la formation des oxydes d'azote ? Cette caractérisation est affinée et détaillée sur une installation de laboratoire permettant un meilleur accès à la flamme, par la mise en œuvre de techniques de mesures avancées.

tel-00011087, version 2 - 29 Nov 2005

tel-00011087, version 2 - 29 Nov 2005

# 2 MOYENS EXPERIMENTAUX

Nous allons nous intéresser aux différents moyens expérimentaux mis en œuvre pour l'étude expérimentale de la combustion sans flamme : les installations d'essais, les moyens de mesures ainsi que les post traitements des mesures expérimentales.

Durant cette étude deux installations ont été utilisées :

- une installation semi-industrielle, située à la Direction de la Recherche de *Gaz de France*, sur laquelle est installée un brûleur d'essais conçu pour cette étude,
- une installation de laboratoire, spécialement mise en place au CORIA afin de permettre une étude complémentaire à celle menée sur l'installation d'essais semi-industrielle, en particulier, l'influence de la variation de certains paramètres non modifiables sur l'installation semi-industrielle.

Nous présentons les deux installations d'essais en détaillant plus particulièrement les différents éléments constituant l'installation de laboratoire qui a été conçue durant la seconde année de thèse.

Les différentes techniques de mesures mises en œuvre pour l'étude de la combustion sans flamme sont présentées ainsi que leur mise en œuvre sur une installation à parois à hautes température.

Parallèlement aux essais, l'aérodynamique interne des installations d'essais a été étudiée à l'aide de simulations numériques. Afin de permettre une meilleure compréhension des mécanismes globaux intervenant dans la chambre de combustion, un modèle global a été réalisé. Nous présentons ce modèle et ces différentes étapes.

Le régime de combustion sans flamme est comparé à un régime de combustion classique à l'aide de mesures (concentrations des espèces stables et températures) réalisées dans le cadre de l'étude d'un brûleur industriel fonctionnant avec de l'air préchauffé.

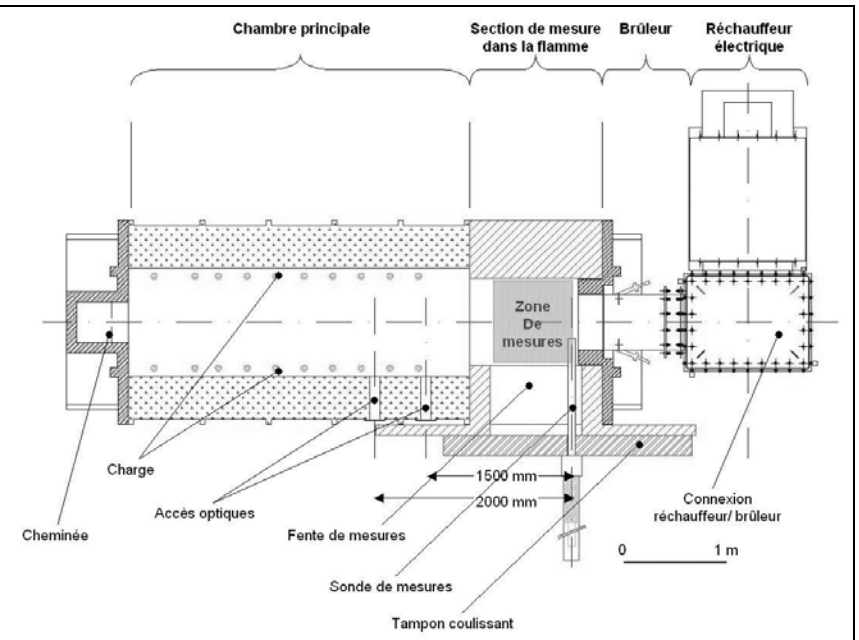
tel-00011087, version 2 - 29 Nov 2005

## 2.1 INSTALLATION D'ESSAIS SEMI-INDUSTRIELLE

La première partie de l'étude du régime de combustion sans flamme a pour but sa caractérisation à l'aide d'une installation semi-industrielle, à la Direction de la Recherche de Gaz de France.

Cette installation a été mise en place pour permettre la mesure dans les flammes pour l'étude du fonctionnement de brûleurs industriels. L'installation d'essais est constituée d'un réchauffeur d'air, d'un brûleur d'essais et d'une cellule d'essais (puissance nominale de 500 kW) composée d'une section de mesure dans la flamme et d'une chambre principale. L'ensemble du dispositif fonctionne horizontalement (figure 2-1).

a- Vue supérieure




b- Vue latérale

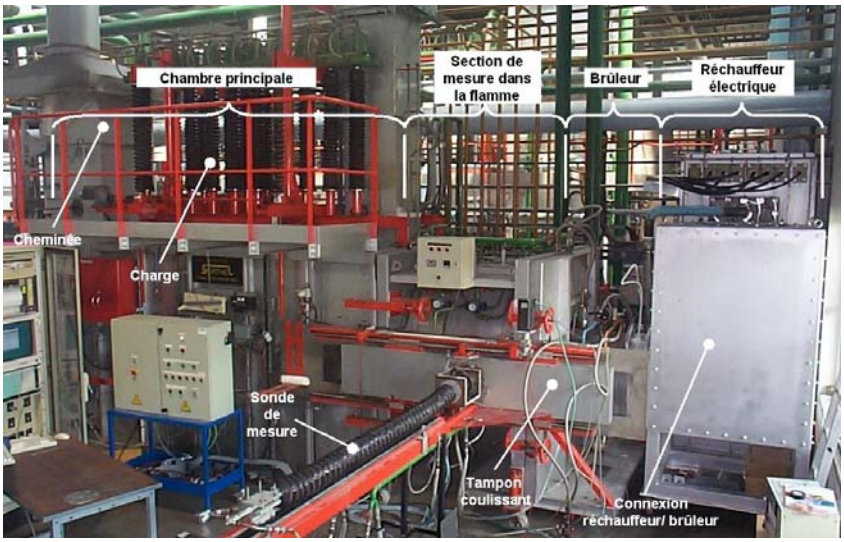



figure 2-1 : Installation d'essais semi-industrielle

La combustion sans flamme est un régime de combustion obtenu avec des brûleurs régénératifs (§ 1.1). Le régime de combustion est étudié en régime stationnaire, afin de



tel-00011087, version 2 - 29 Nov 2005

pouvoir réaliser des mesures dans la flamme. Il est donc impossible de conserver le mode de fonctionnement alternatif des brûleurs régénératifs. Le préchauffage de l'air à la température voulue est donc obtenu par un réchauffeur électrique. D'une puissance de l'ordre de 100 kW, ce dernier est placé en amont du brûleur. Il permet une alimentation en air à température constante, pouvant varier de la température ambiante jusqu'à 1000 °C, pour un débit nominal de 210 $m^3$(n)/h. La hauteur de sortie du réchauffeur (2 m) ne correspondant pas à la hauteur d'entrée du brûleur (1m), il a donc été nécessaire de concevoir et de mettre en place un dispositif de connexion entre ces derniers.

La section de mesures, insérée entre la porte support du brûleur et la chambre principale permet d'effectuer des mesures au sein de la flamme. Sa longueur est de 1300 mm. La section intérieure est cylindrique, de diamètre 900 mm. Une fente longitudinale de 900 mm permet l'accès à des mesures dans un plan horizontal au travers d'un tampon coulissant, qui peut être déplacé le long de la fente en garantissant l'étanchéité de l'ensemble. Le tampon coulissant est pourvu d'un système de refroidissement par circulation d'eau.

Dans la chambre principale, en aval de la fente de mesures, deux accès de mesures supplémentaires sont situés à 1 500 mm et 2 000 mm de la sortie du brûleur.

L'installation est équipée d'une charge thermique amovible (tubes à circulation d'eau), dans la chambre principale, permettant de maîtriser la température des parois indépendamment des autres paramètres de fonctionnement. La régulation de la température est effectuée par action sur cette charge thermique, en introduisant les tubes à circulation d'eau plus ou moins dans la chambre.

Cette installation d'essais semi-industrielle permet la variation d'un grand nombre de paramètres de fonctionnement. La puissance, le taux d'aération, la température de cellule et la température de l'air peuvent être modifiés indépendamment les uns des autres.

Un certain nombre de paramètres en entrée et en sortie de l'installation d'essais est mesuré en continu afin de caractériser son fonctionnement (§ 2.4.1).

tel-00011087, version 2 - 29 Nov 2005

## 2.2 INSTALLATION D'ESSAIS DE LABORATOIRE

Cette installation de laboratoire a été spécialement conçue et mise en place au CORIA pour l'étude de la combustion sans flamme. La conception de l'installation a été réalisée en tenant compte des résultats obtenus sur l'installation d'essais semi-industrielle. Le principe d'un fonctionnement stationnaire avec de l'air préchauffé électriquement est conservé.

Ce système est constitué d'une chambre de combustion à haute température sur laquelle est monté le brûleur. Ce dernier est alimenté en air préchauffé électriquement et en combustible gazeux.

### *2.2.1 CHAMBRE DE COMBUSTION HAUTE TEMPERATURE*

La conception de la chambre de combustion a dû répondre à un certain nombre de contraintes :

- L'installation de laboratoire doit reproduire les conditions de fonctionnement de l'installation semi-industrielle fonctionnant en régime de combustion sans flamme.
- Les paramètres de fonctionnement doivent être réglables de façon la plus indépendante possible les uns des autres. Par ailleurs, l'installation de laboratoire doit permettre la variation du confinement et de la géométrie du brûleur le plus facilement et le plus rapidement possible.
- L'installation d'essais de laboratoire doit permettre un accès pour les mesures sur l'ensemble de la flamme.

La figure 2-2 présente deux photographies du système réalisé. La chambre de combustion est verticale avec le brûleur sur la sole et l'évacuation des fumées s'effectuant en voûte. Le confinement variable de l'installation est assuré par l'utilisation de deux tronçons mobiles coulissant placés de part et d'autre d'un module central. Deux portes pivotantes finissent de fermer l'enceinte thermique.

L'enveloppe externe de la chambre de combustion est réalisée en acier réfractaire. Les piédroits et la voûte du module central sont garnis de fibres céramiques. La sole est réalisée en béton réfractaire. Les deux tronçons mobiles sont garnis de fibres céramiques. En face froide, les parois extérieures à circulation d'eau servent d'échangeurs pour la stabilité thermique de l'installation.



tel-00011087, version 2 - 29 Nov 2005

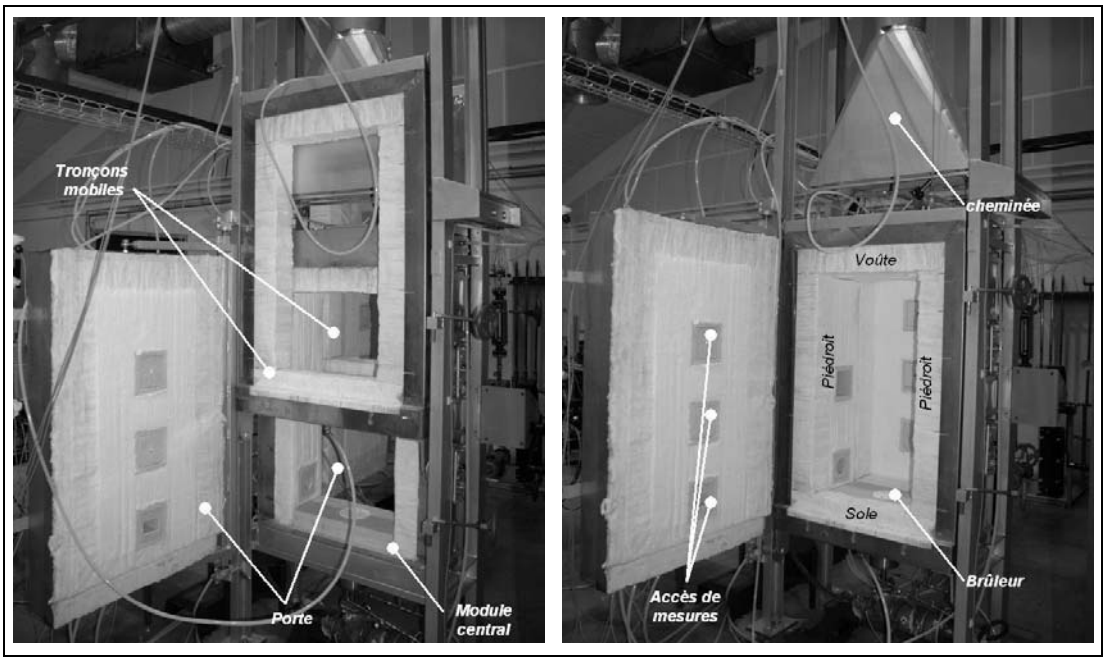
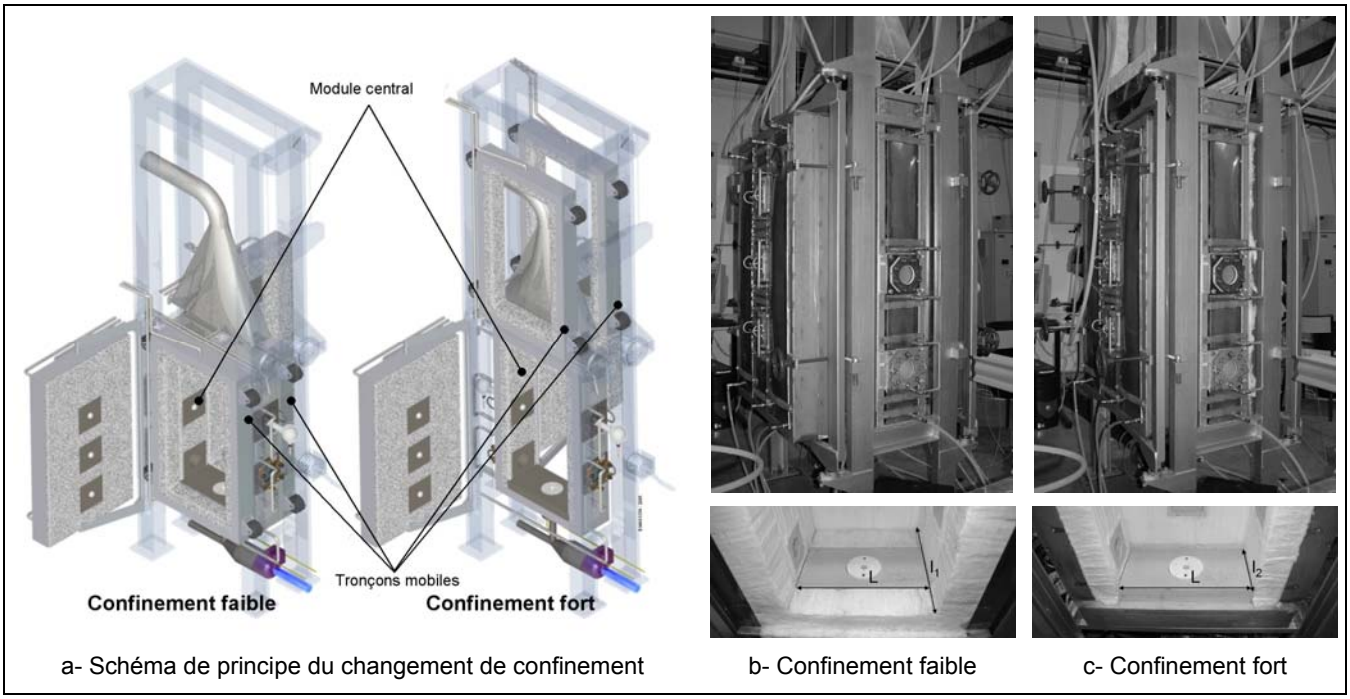



figure 2-2 : Installation d'essai de laboratoire

Deux types de confinements sont possibles, suivant la présence ou non des tronçons mobiles (figure 2-3). Les dimensions intérieures de la cellule sont, suivant le confinement (L x l x H) :

- Confinement faible : 500 mm x 500 mm x 1000 mm,
- Confinement fort : 500 mm x 250 mm x 1000 mm.




a- Schéma de principe du changement de confinement b- Confinement faible c- Confinement fort

figure 2-3 : Confinement variable de l'installation

On définit le taux de confinement de l'installation de laboratoire par le rapport du rayon de l'injecteur d'air du brûleur sur le rayon hydraulique de la chambre (figure 2-4).



tel-00011087, version 2 - 29 Nov 2005

Deux valeurs de confinement sont donc réalisables $E_c$ = 0,05 et 0,075.

| | | Confinement faible | Confinement fort |
|---|---|---|---|
| **Dimensions** | **(mm)** | 500 x 500 | 250 x 500 |
| **Diamètre hydraulique** | **(mm)** | 500 | 333,33 |
| $\phi_{air}$ | **(mm)** | 25 | 25 |
| **Taux de confinement Ec** | | 0,050 | 0,075 |

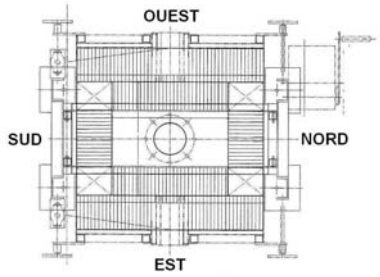
figure 2-4 : Variation du taux de confinement

Des accès de mesures sont placés en quinconce, sur le module central et les portes, afin de maximiser l'accès à la flamme tout en minimisant la taille des ouvertures dans la chambre (figure 2-2). Chaque accès peut être pourvu de quatre types de blocs, en béton réfractaire :

- Bloc "hublot", permettant le passage d'une nappe laser ou la réception du signal, pour les mesures optiques
- Bloc "sonde", permettant le passage d'une sonde de mesure pour les mesures intrusives dans la flamme,
- Bloc "endoscope" permettant la mise en place d'un endoscope pour les mesures optiques,
- Bloc "plein" pour l'obturation des ouvertures non employées.

Les blocs "pleins" sont pourvus d'emplacement pour des thermocouples permettant la mesure en plusieurs points de la température de paroi de la chambre de combustion.

Chaque accès de mesure est désigné par rapport au côté où il se situe et la distance le séparant de la sortie du brûleur. La figure 2-5-a montre la désignation des faces suivant les 4 points cardinaux. La figure 2-5-b présente les dix accès de mesure possibles avec leurs distance à la sortie du brûleur.




a- Désignation des faces de la chambre de combustion (vue du dessus)

| *Désignation* | *hauteur (mm)* |
|---|---|
| EST 100 | 100 |
| EST 400 | 400 |
| EST 700 | 700 |
| NORD 300 | 300 |
| NORD 700 | 700 |
| OUEST 250 | 250 |
| OUEST 550 | 550 |
| OUEST 850 | 850 |
| SUD 100 | 100 |
| SUD 500 | 500 |

b- Hauteur des accès de mesures par rapport à la sortie du brûleur

figure 2-5 : Accès de mesures sur l'installation



tel-00011087, version 2 - 29 Nov 2005

### 2.2.2 SYSTEMES D'ALIMENTATIONS ET DE CONDUITE DE L'INSTALLATION D'ESSAIS

La figure 2-6 montre l'ensemble des alimentations nécessaires au bon fonctionnement de la chambre de combustion. On peut distinguer :

- Les alimentations en combustible et comburant, pour le brûleur,
- L'alimentation en eau pour le maintien à température constante de l'installation et le refroidissement de certains sous-ensembles : sonde de mesure, air surnuméraire et fumées,
- L'alimentation électrique 220 V et triphasé 380 V, pour l'alimentation des différents systèmes électriques comme le réchauffeur, les calculateurs-afficheurs utilisés pour les mesures de débits, etc …

A cela s'ajoute un système automatique de contrôle et d'alarme de l'installation assurant sa mise en sécurité en cas de détection de dysfonctionnement ou d'arrêt d'urgence manuel.

#### *2.2.2.1 Système d'alimentation en air et en combustible*

Le brûleur est alimenté avec de l'air préchauffé à l'aide d'un réchauffeur électrique. Le débit d'air minimum d'alimentation du réchauffeur, pour une température de 800°C, est supérieur au débit maximum nécessaire au brûleur. Une partie du débit d'air en sortie du réchauffeur n'est donc pas utilisée et doit être évacuée avec les fumées. Pour pouvoir régler l'installation, il est essentiel de connaître précisément le débit d'air injecté dans le brûleur. Or, il n'existe pas de systèmes de débitmètrie et de vannes fiables pour une température d'air de 800 °C. La solution choisie est donc de refroidir l'air non utilisé par le brûleur et de mesurer le débit d'air évacué (figure 2-7a).

En comparant ce débit à celui mesuré en entrée de réchauffeur électrique, on peut ainsi déduire le débit d'air alimentant le brûleur. Le refroidissement de l'air est assuré par un échangeur air/eau. Il est dimensionné pour refroidir l'air jusqu'à une température inférieure à 70 °C, température limite pour la vanne de réglage et le débitmètre. Le débit d'air est régulé à l'aide d'une vanne située en aval de l'échangeur.

La mesure des deux débits d'air est assurée par des débitmètres volumétriques. Les mesure de la pression et de la température, réalisées via un capteur piezo-résistif (0-5 bars) et une sonde Pt100 (0-100°C), à la même position, permettent de calculer le débit massique ou volumique dans les conditions normales (P = 101325 Pa, T = 0 °C). Pour le débit d'air surnuméraire, seule la température est mesurée, la pression étant estimée égale à la pression atmosphérique.



tel-00011087, version 2 - 29 Nov 2005

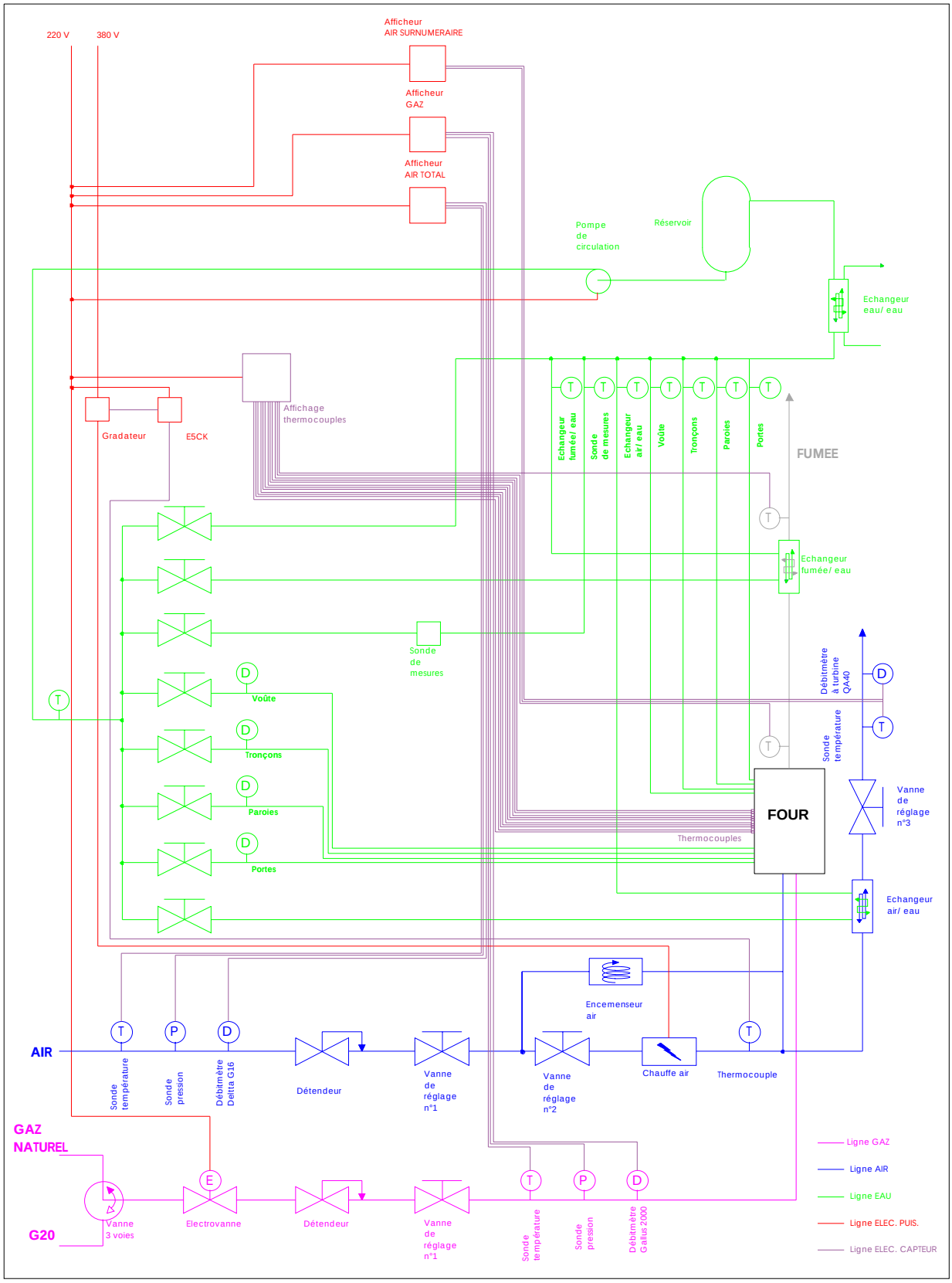
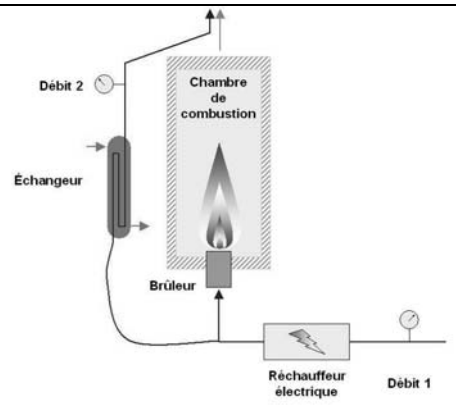



figure 2-6 : Dispositif d'alimentation et de conduite de l'installation d'essais

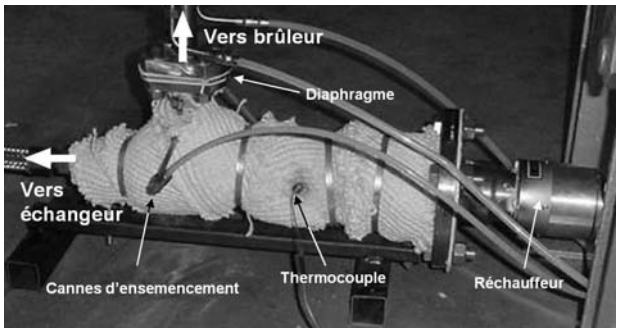


tel-00011087, version 2 - 29 Nov 2005

L'air est préchauffé par un réchauffeur électrique. La température de l'air est régulée par l'intermédiaire de la puissance d'alimentation du réchauffeur, à l'aide d'un gradateur de puissance. Le réchauffeur est présenté sur la figure 2-7-b. Il est située en amont du brûleur et est instrumenté d'un thermocouple pour la régulation de la température. Des cannes d'injection d'air ensemencé en particules, pour les mesures de vitesses (PIV ou ADL), sont connectées en aval du réchauffeur. Un diaphragme assure des pertes de charge suffisantes, permettant le réglage du débit d'alimentation du brûleur. L'ensemble est calorifugé pour minimiser les pertes thermiques.




a- Schéma de principe du circuit d'alimentation en air




b- Support réchauffeur et dispositif de répartition des débits d'air

figure 2-7 : Alimentation en air préchauffé

L'installation d'essais est conçue pour pouvoir fonctionner en continu de façon automatique. Afin de ménager les coûts de fonctionnement il est prévu deux types d'alimentation en combustible :

- Méthane G20 (99,95 % de $CH_4$), en cadre, dont la composition et les propriétés thermiques sont constantes et connues. Ce gaz est utilisé lors des mesures.
- Gaz naturel du réseau dont la composition est variable et connue en moyenne sur vingt quatre heures. Ce combustible est utilisé pour la mise en route de l'installation et son maintien en fonctionnement entre les mesures.

La sélection du combustible s'effectue à l'aide d'une vanne trois voies en entrée de ligne d'alimentation de l'installation. La mesure de débit du combustible est réalisée par un débitmètre volumétrique. Les mesures de la température et de la pression, réalisées par une sonde Pt100 (0-100°C) et un capteur piezo-résistif (0-5 bars), permettent la conversion en débit massique ou volumique dans les conditions normales (P = 101325 Pa, T = 0 °C).



tel-00011087, version 2 - 29 Nov 2005

*2.2.2.2 Alimentation en eau*

Le circuit d'eau assure le contrôle du régime thermique stationnaire de la chambre de combustion, son refroidissement ainsi que celui de certains sous-ensembles (figure 2-8):

- Air surnuméraire : la partie de l'air non utilisé pour l'alimentation du brûleur doit être refroidie pour pouvoir mesurer son débit (§ 2.2.2.1),
- Sonde de mesure : les sondes employées pour les mesures intrusives (thermocouple, ADL, etc.) doivent être refroidies,
- Fumées : les contraintes d'utilisation du système d'extraction des fumées entraînent leur refroidissement à une température inférieure à 200°C. Celui-ci est réalisé par un échangeur placé en aval de la cheminée.

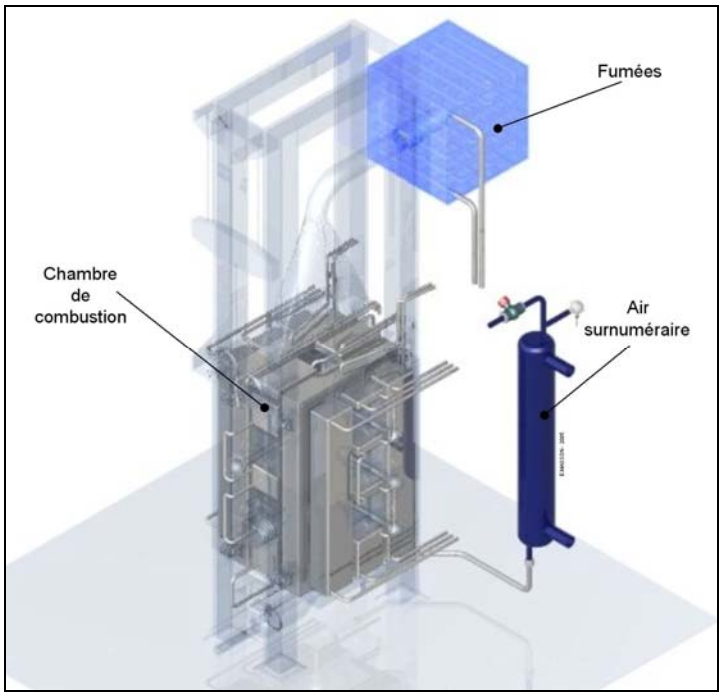



figure 2-8 : Sous-ensembles alimentés par le circuit de refroidissement

Le circuit de refroidissement se compose de deux parties (figure 2-9) :

- Un circuit primaire, conçu pour le refroidissement de l'ensemble des systèmes et du maintien du régime thermique stationnaire de l'installation. Fonctionnant avec de l'eau déminéralisée, il est constitué d'une pompe permettant la mise en circulation de l'eau, d'un réservoir, d'un échangeur eau/eau et des différents sous-ensembles de l'installation.
- Un circuit secondaire fonctionnant en eau perdue permet de refroidir l'eau du circuit primaire via l'échangeur eau/eau.



tel-00011087, version 2 - 29 Nov 2005

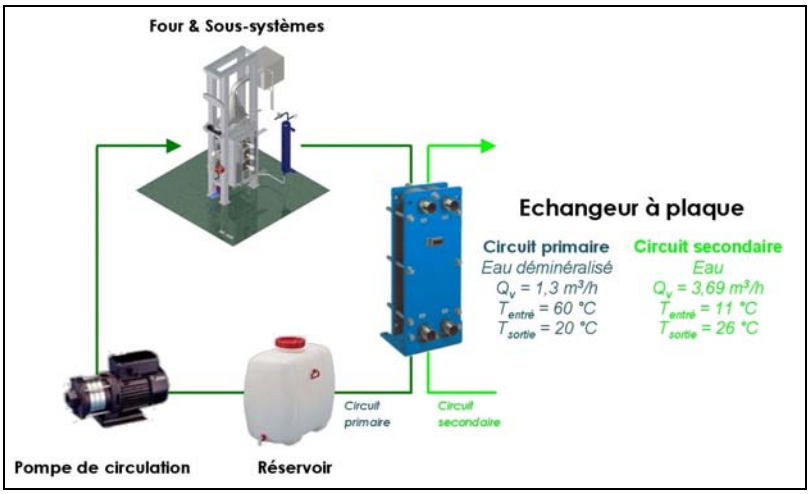



figure 2-9 : Circuit de refroidissement de l'installation d'essais de laboratoire

### *2.2.2.3 Système de contrôle*

La mise en route de l'installation d'essais et sa mise en température nominale s'effectuent en huit heures. Il est donc impossible d'arrêter l'installation d'essais tous les soirs. Celle-ci doit fonctionner en continu, entre les périodes de mesures.

Pour pouvoir assurer la sécurité de l'installation en continu, elle est équipée d'un dispositif automatique qui, en cas de détection d'une anomalie ou sur commande manuelle, coupe l'alimentation en combustible et l'alimentation électrique du réchauffeur d'air.

La figure 2-10 récapitule l'ensemble des alarmes prédéfinies. On peut distinguer deux types d'alarmes :

- Lorsqu'un des paramètres de fonctionnement de l'installation franchit une valeur limite,
- Lorsqu'il y a dysfonctionnement d'un des appareils de contrôle.

| n° | Désignation | Nom | Observation |
|---|---|---|---|
| 1 | Air total dysfonctionnement | ATMF | Déclenchement en cas de dysfonctionnement du calculateur afficheur |
| 2 | Air total limite | ATL | Déclenchement lorsque le débit d'air total descend en dessous de 40 m³(N)/h |
| 3 | Air surnuméraire dysfonctionnement | ASMF | Déclenchement en cas de dysfonctionnement du calculateur afficheur |
| 4 | Air surnuméraire limite | ASL | Déclenchement lorsque la température de l'air surnuméraire dépasse 60 °C |
| 5 | Gaz naturel dysfonctionnement | GNMF | Déclenchement en cas de dysfonctionnement du calculateur afficheur |
| 6 | Gaz naturel limite | GNL | Déclenchement lorsque la pression au niveau du débitmètre dépasse les 1,6 bars absolus |
| 7 | Temperature four limite basse | TFL | Déclenchement lorsque la température du four descend en dessous de 800 °C |
| 8 | Temperature four limite Haute | TFH | Déclenchement lorsque la température du four dépasse 1200 °C |
| 9 | Détection de CO | DCO | Déclenchement en cas de détection de CO |
| 10 | Détection de $CH_4$ | DCH4 | Déclenchement en cas de détection de $CH_4$ |
| 11 | Arrêt d'urgence | ARU | Déclenchement manuel |

figure 2-10 : Liste des alarmes



tel-00011087, version 2 - 29 Nov 2005

## 2.3 BRULEURS D'ESSAIS

Il existe deux grands types de brûleur régénératif utilisés pour atteindre le régime de combustion sans flamme (figure 2-11), suivant la disposition des injections d'air et de combustible :

- o L'injection de combustible est centrale et l'injection de l'air est périphérique, comme sur les brûleurs *REKUMAT* ou *REGEMAT* du constructeur allemand *WS* (Plessing – 1998, Brune - 2001, Flamme - 2001).
- o L'injection d'air est centrale et l'injection du combustible est périphérique comme sur les brûleurs *HRS* (*High cycle Regenerative combustion System)* du constructeur japonais *NFK* (Nippon Furnace Kogyo Kaisha) (Weber - 2000).

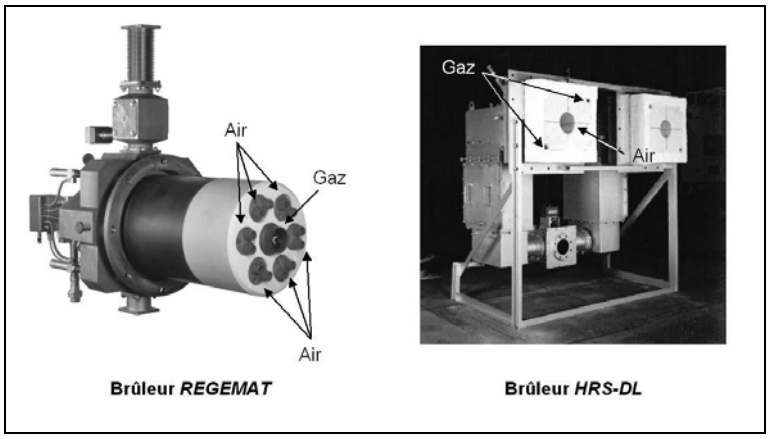



figure 2-11 : Les deux dispositions d'injections du combustible et du comburant

Les deux brûleurs utilisés pour nos essais sont du type air au centre et combustible en périphérie. Ils sont extrapolés du brûleur commercial *NFK HRS DL2.5*, d'une puissance de 200 kW.

Ce brûleur régénératif est pourvu d'une vanne trois voies à sa base, permettant l'évacuation des fumées ou l'admission de l'air suivant les moments du cycle de fonctionnement (figure 2-12). Il est équipé de deux types d'injection de combustible suivant qu'il est en période de mise en chauffe du four ou en fonctionnement établi en régime de combustion sans flamme :

- o Le premier type d'injection de combustible correspond à la mise en chauffe de l'installation. Il y a injection de la totalité du combustible en veine centrale avec l'air (injection combustible n°1). La stabilisation de la flamme est assurée par un brûleur pilote.



tel-00011087, version 2 - 29 Nov 2005

o Le second type d'injection correspond au fonctionnement établi de l'installation. L'ensemble du combustible est injecté par les cannes périphériques (injection combustible n°2). L'air est injecté par la veine centrale.

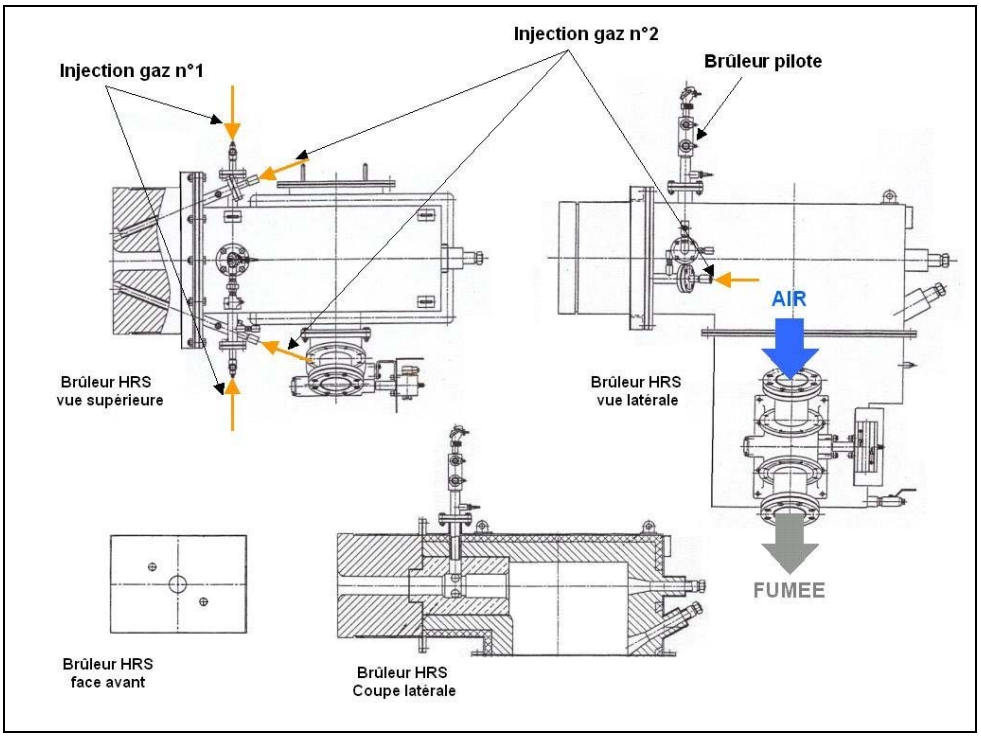



figure 2-12 : Brûleur *HRS* de *NFK*

Si les géométries des brûleurs d'essais semi-industriel et de laboratoire découlent de ce modèle industriel, elles ont été simplifiées par rapport à ce dernier. Dans les deux cas, l'enveloppe du brûleur est réalisée en acier Inox, le corps en béton réfractaire et les cannes d'injection de combustible en acier Inox.

### 2.3.1 BRULEUR SEMI-INDUSTRIEL

Les injections d'air et de combustible sont directement extrapolées du brûleur commercial, dont elles reprennent l'ensemble des caractéristiques géométriques, notamment, le congé en sortie de veine d'air. Pour des raisons de simplification, de mise en place et de positionnement, le brûleur d'essais semi-industriel est conçu avec une géométrie cylindrique, à l'inverse du brûleur industriel qui est parallélépipédique. Le préchauffage de l'air par réchauffeur électrique rend inutile le régénérateur en céramique et la vanne trois voies.

Le brûleur est constitué d'une veine d'air centrale et de deux cannes d'injection de combustible placées de part et d'autre de l'arrivée d'air (figure 2-13). Les trois jets sont parallèles. Une injection annexe de combustible, à la place du brûleur pilote sur le brûleur industriel, permet un léger prémélange air/ combustible dans la veine centrale. Ce



tel-00011087, version 2 - 29 Nov 2005

prémélange est défini, par la suite, comme le pourcentage de débit de combustible injecté en veine centrale, par rapport au débit total de combustible.

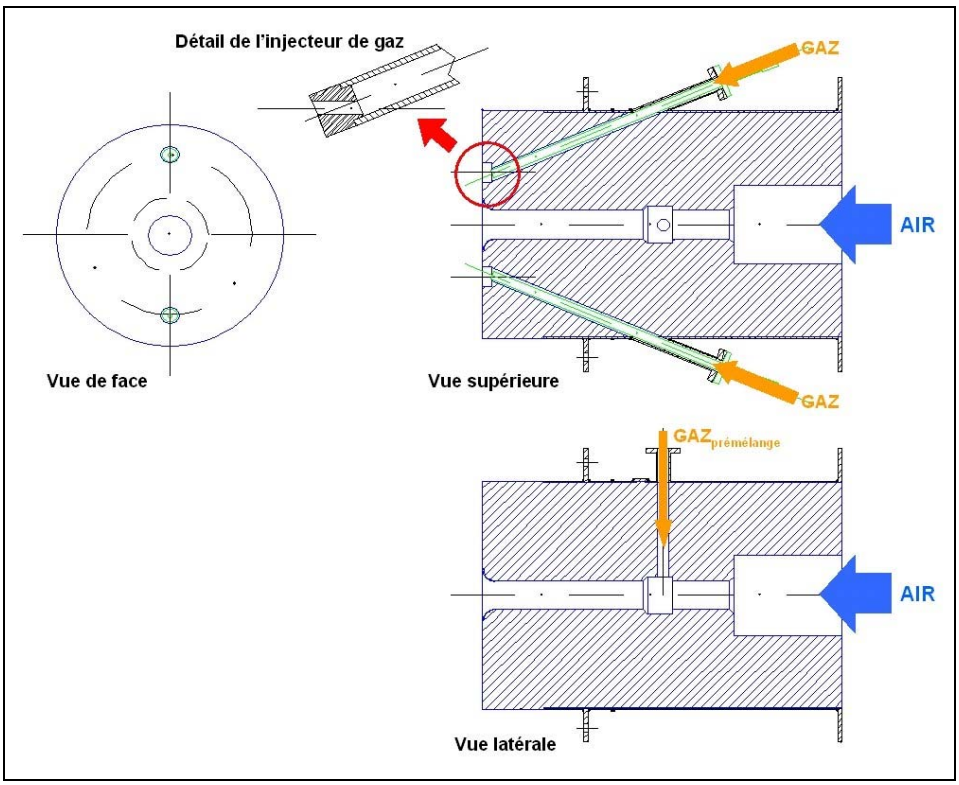



figure 2-13 : Brûleur d'essais semi-industriel

Lors de la mise en chauffe de l'installation, l'ensemble du combustible est injecté par les deux cannes d'injection de combustible. Un brûleur pilote, placé en sortie du brûleur d'essai, assure l'allumage des jets de combustible.

Les conditions de fonctionnement de référence du brûleur d'essais semi-industriel sont les mêmes que celles du brûleur industriel. On définit un certain nombre de cas, en faisant varier les conditions d'entrées, autour de ce point de référence. La variation du taux d'aération est obtenue par changement du débit d'air à débit de combustible constant. Les valeurs de différents paramètres de fonctionnement sont détaillées ci-dessous. Les conditions de fonctionnement du cas de référence sont notées en gras :

- Puissance brûleur : 100 kW - **200** kW,
- Température de l'air de combustion : ambiant, 600 °C - **1000** °C,
- Taux d'aération : **1,1** - 1,2 - 1,3,
- Température de la cellule : 1100 °C – 1200 °C – **1300** °C,
- Prémélange air/ combustible : **0%** - 5 % - 10 % du débit total de combustible.



tel-00011087, version 2 - 29 Nov 2005

### 2.3.2 BRULEUR DE LABORATOIRE

Le brûleur d'essais de laboratoire est directement extrapolé du brûleur d'essais semi-industriel par un calcul de similitude. Quatre paramètres géométriques définissent le brûleur d'essais :

- Le diamètre de la veine d'air $Ø_{air}$,
- Le diamètre des injections de combustible $Ø_{combustible}$,
- L'entre-axe entre les deux cannes combustible,
- Le rayon du congé en sortie de la veine d'air $R_{air}$.

La réduction d'échelle d'un système de combustion en respectant les règles de calcul de similitude basées sur la conservation des nombres sans dimension (Reynolds, Froude et Damköhler), est impossible et mène à des résultats contradictoires. La solution est d'appliquer des règles de calcul de similitude basées sur un seul critère à respecter (Spalding- 1962). Plusieurs méthodes ont été étudiées par Beér (Beér- 1972) ou plus récemment par Smart et al. (Smart et al- 1990). Les deux critères les plus utilisés sont les approches par conservation des vitesses d'injection des réactifs ou par conservation d'un temps de résidence. Dans le cas d'une combustion où les deux réactifs sont gazeux, le calcul basé sur la vitesse d'injection constante est approprié si la réaction de combustion est rapide par rapport au temps de mélange des réactifs (Smart et al- 1994).

Par ailleurs, nous avons étudié deux autres méthodes basées d'une part sur la conservation des rapports entre les vitesses et les diamètres d'injection et d'autre part sur la conservation du taux de recirculation (§ 2.7.1.1) et du rapport des vitesses d'injection.

La figure 2-14-a présente les résultats des différentes méthodes de calcul. Si les méthodes de calcul basées sur la conservation des vitesses d'injection des gaz ou la conservation d'un temps de résidence donnent des résultats qui pourraient être reproduits expérimentalement, elles ne prennent pas en compte le confinement de la combustion. Dans notre cas, nous souhaitons conserver les caractéristiques globales de l'écoulement confiné. C'est donc le critère basé sur la conservation du taux de recirculation et le rapport des vitesses d'injection qui a été choisi. Par ailleurs, une simulation numérique a permis de mettre en évidence l'importance de l'influence du congé en sortie de veine d'air (Cf annexe 2). Ce dernier est conservé sur le brûleur de laboratoire et son rayon est défini par rapport au diamètre de la veine d'air. La figure 2-14-b présente le brûleur d'essais et ses dimensions caractéristiques.

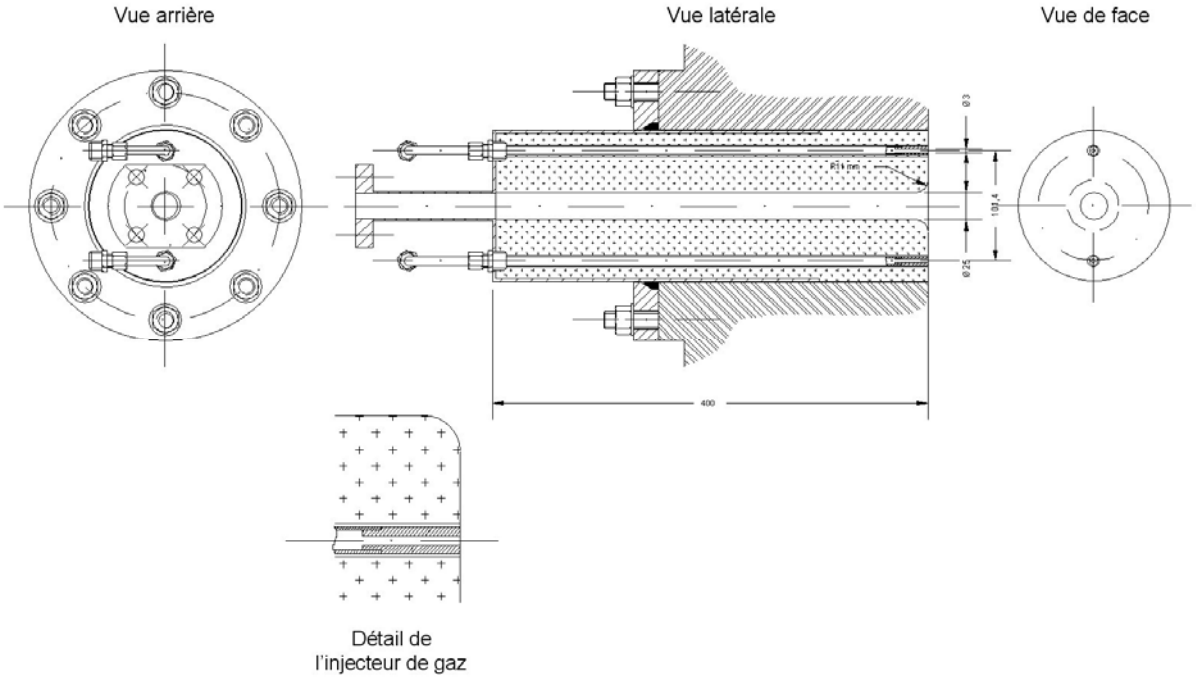


tel-00011087, version 2 - 29 Nov 2005

Le point de référence du brûleur de laboratoire et la plage de variation des conditions d'entrée de l'installation ont été définis lors des essais préliminaires qui ont permis de déterminer une plage de fonctionnement en régime de combustion sans flamme.

| | Brûleur semi industriel | Brûleur de laboratoire | | |
|---|---|---|---|---|
| | | Conservation des vitesses | Conservation des rapports V/D | Conservation du rapport $V_{air}$ / $V_{gaz}$ & du taux de recirculation $K_v$ |
| P (kW) | 200 | 20 | 20 | 20 |
| Taux d'aération | 1,1 | 1,1 | 1,1 | 1,1 |
| $T_{air}$ (°C) | 1000 | 600 | 600 | 600 |
| $T_{fumée}$ (°C) | 1300 | 1300 | 1300 | 1300 |
| $Q_{vn}$ air ((n)m3/h) | 209,22 | 31,38 | 31,38 | 31,38 |
| $Q_{vn}$ gaz (n)m3/h | 19,61 | 2,94 | 2,94 | 2,94 |
| Vitesses déb. air (m/s) | 74,59 | ***74,59*** | 33,50 | 37,8 |
| Vitesses déb. gaz (m/s) | 85,73 | ***85,73*** | 38,35 | 43,5 |
| $K_v = Q_R/(Q_A+Q_F)$ | 6,2 | 8,9 | 4,5 | **6,1** |
| $V_{air}$ / $V_{gaz}$ | 0,87 | 0,87 | 0,87 | ***0,87*** |
| $\phi_{air}/V_{air}$ (s) | 9,1E-04 | 2,4E-04 | ***9,1E-04*** | 6,6E-04 |
| $\phi_{gaz}/V_{gaz}$ (s) | 7,8E-05 | 2,5E-05 | ***7,8E-05*** | 6,9E-05 |
| $\phi_{air}$ (mm) | 68 | 17,8 | 32,7 | 25 |
| $\phi_{gaz}$ (mm) | 6,7 | 2,1 | 3,3 | 3 |
| Entre-axe (mm) | 124,35 | 35,9 | 60,4 | 101,4 |
| $R_{air}$ (mm) | 30 | 7,9 | 14,4 | 11 |

a- Résultats des calculs de similitude pour la conception du brûleur de laboratoire




b- Schéma du brûleur de laboratoire

figure 2-14 : Brûleur de laboratoire



tel-00011087, version 2 - 29 Nov 2005

Les valeurs de différents paramètres de fonctionnement sont détaillées ci-dessous. Les conditions de fonctionnement du cas de référence sont notées en gras :

- Puissance brûleur : **20** kW,
- Température de l'air de combustion : ambiant à **600** °C,
- Taux d'aération : **1,1** – 1,2 – 1,3 – 1,4 – 1,5 - 2 - 2,3,
- Température de la cellule : **1100** °C,
- Dimension de cellule : 250 x 500 mm, **500 x 500** mm.

tel-00011087, version 2 - 29 Nov 2005

## 2.4 TECHNIQUES DE MESURES

### *2.4.1 MESURES DE CARACTERISATION*

Ces mesures concernent les entrées et les sorties des installations d'essais (figure 2-15).

Les températures et les débits d'air et de combustible sont mesurés en entrée de brûleur. Sur l'installation semi-industrielle, le combustible employé est du gaz naturel provenant du réseau général de *Gaz de France*. Sa composition est mesurée durant les essais, à l'aide d'un chromatographe à phase gazeuse. Sur l'installation de laboratoire, le combustible utilisé durant les mesures peut être du Méthane G20 (99,95 % de $CH_4$) ou du gaz naturel du réseau, dont on connaît la composition moyenne journalière.

La température interne de l'enceinte thermique est mesurée en plusieurs points, par des thermocouples.

En sortie de chambre, les concentrations en produits de combustion ainsi que la température des fumées sont mesurées en permanence.

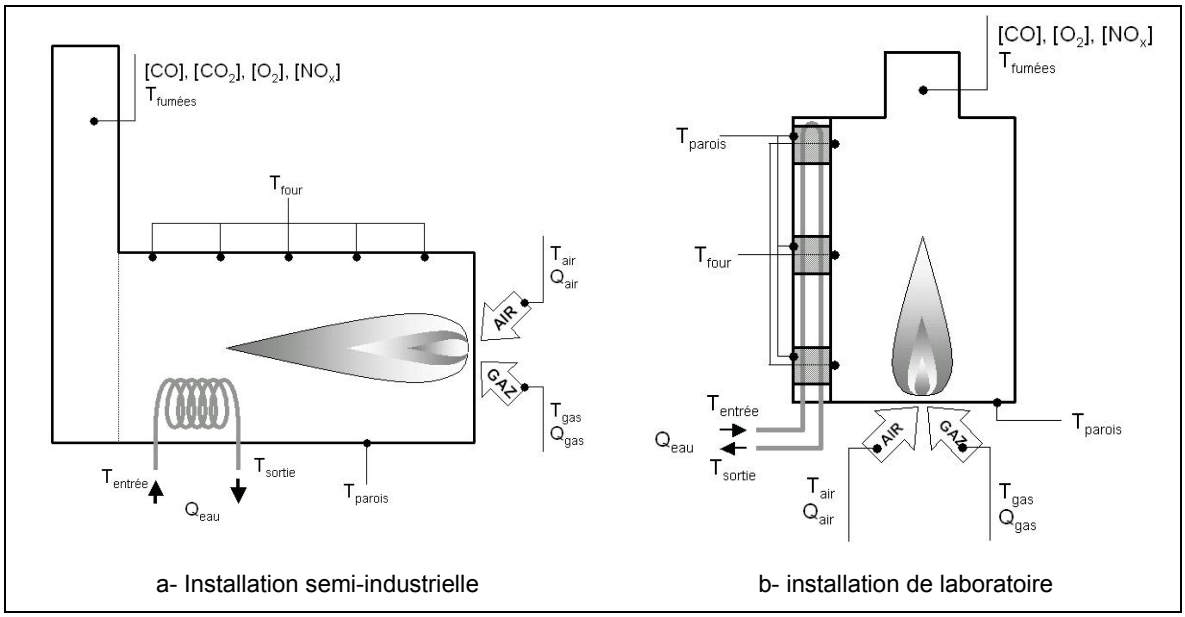



figure 2-15 : Dispositifs de mesures de caractérisation globale des installations

D'autres paramètres sont aussi mesurés afin de pouvoir établir le bilan thermique de l'installation d'essais. Dans le cas de l'installation semi-industrielle, les températures d'entrées et de sorties ainsi que les débits d'eau des tubes de refroidissement sont mesurés afin de déterminer l'énergie transmise à la charge thermique. Les températures externes de la voûte et des cotés sont mesurées, afin de connaître les pertes thermiques par les parois.



tel-00011087, version 2 - 29 Nov 2005

Sur l'installation de laboratoire, les températures d'entrée et de sortie ainsi que les débits d'eau des doubles parois sont mesurés. Les températures externes des blocs d'accès de mesures et de la sole sont mesurées.

### 2.4.2 MESURES DANS LA FLAMME

La structure globale de flamme est obtenue par imagerie de chimiluminescence sur les radicaux CH* et OH*. Le flux radiatif est mesuré par radiomètre ellipsoïdal. La température locale est mesurée par thermocouple à fil fin. Les concentrations moyennes locales d'espèces stables sont déterminées via une sonde à prélèvement à col sonique. La vitesse locale est mesurée par Anémomètrie Doppler Laser. Sur l'installation semi-industrielle, l'ensemble des mesures par sonde est réalisé suivant un maillage présenté par la figure 2-16.

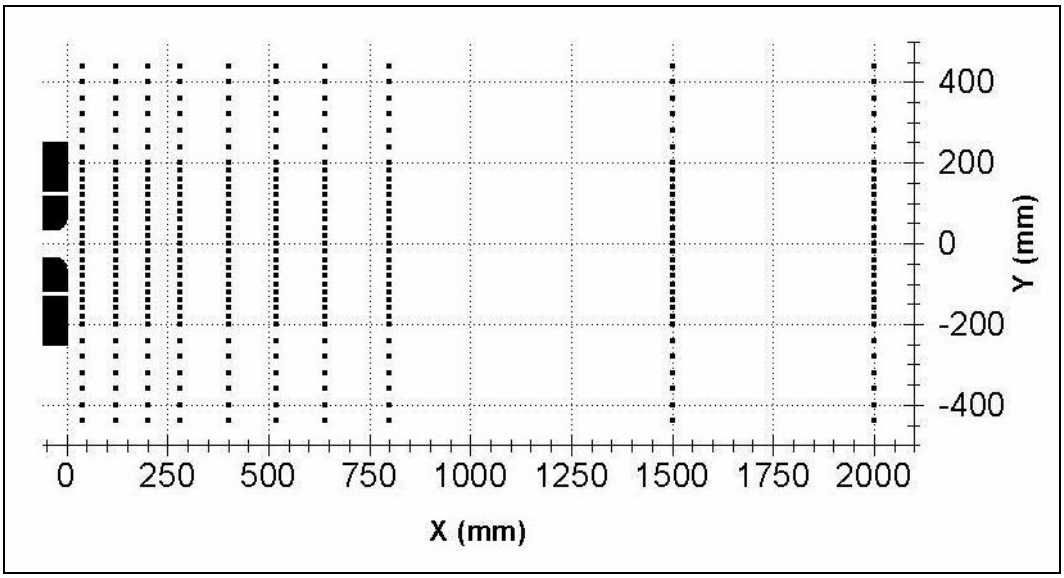



figure 2-16 : Maillage de mesures employé sur l'installation semi-industrielle

#### 2.4.2.1 *Mesure de chimiluminescence*

Cette technique de mesure, simple à mettre en œuvre permet de caractériser la zone de combustion : sa topologie et son comportement dans le temps, en fonction des paramètres de fonctionnement de l'installation (Honoré- 1998).

*a. La chimiluminescence*

Les flammes présentent un rayonnement principalement situé au niveau de la zone de réaction, où s'effectue le processus de combustion des gaz frais. Ce rayonnement correspond à la formation d'atomes ou de molécules excitées, à forte énergie, produits par la réaction chimique. Créés sur un niveau d'énergie instable, ces espèces se désexcitent quasi instantanément, soit par collision avec un partenaire, soit par rayonnement. Dans ce cas, on parle alors de chimiluminescence (Barrère - 1959).



tel-00011087, version 2 - 29 Nov 2005

Les radicaux diatomiques les plus caractéristiques, émettant un signal de chimiluminescence lors d'une réaction de combustion au sein d'une flamme d'hydrocarbure, sont OH*, $C_2$* et CH*. Ceux-ci influencent la luminosité de la flamme. Ainsi dans le cas d'une combustion air/gaz naturel classique, pauvre en suies, la luminosité dépend de l'excitation des radicaux tels que $C_2$* et CH*. C'est ce dernier qui donne à ces flammes leur couleur bleue.

La figure 2-17 présente les caractéristiques spectrales des bandes d'émission les plus intenses ($\Delta V = 0$) pour les trois radicaux (CH*, OH*, $C_2$*). Outre celles indiquées, chaque transition possède d'autres bandes vibroniques de plus faible intensité (Gaydon - 1957).

| | Longueur d'onde de la tête de bande (nm) | Intervalle spectral d'émission (nm) |
|---|---|---|
| OH* | 306,4 | 300 à 315 |
| CH* | 431,4 | 420 à 440 |
| $C_2$* | 516,5 | 510 à 517 |

figure 2-17 : Bandes d'émission des radicaux chimiluminescents

L'émission spontanée de composés gazeux est un rayonnement spectral discret, qui peut être schématisé comme un ensemble de rayonnements monochromatiques, appelé raies d'émission. Chaque raie d'émission correspond à une transition d'un niveau d'énergie excité à un niveau d'énergie inférieur. La longueur d'onde de chaque raie d'émission est fonction de la différence d'énergie entre les deux niveaux. L'intensité de chaque raie d'émission est fonction de la concentration initiale du niveau excité et de la propriété de la transition radiative.

Si l'intensité de chimiluminescence peut être corrélée avec la richesse dans le cas d'une flamme prémélangée (Bulewicz - 1967, Hardalupas - 2004) cette technique ne permet pas de réaliser des mesures quantitatives de température, de concentration d'espèce ou du taux de dégagement de chaleur. Depuis longtemps, la chimiluminescence a été simplement employée pour obtenir une image de la zone de réaction. Toutefois, il a été démontré qu'il pouvait y avoir dégagement de chaleur, dans le cas d'une flamme de prémélange, sans qu'il y ait émission de chimiluminescence (Najm - 1998).

A contrario, la détection de l'émission de chimiluminescence est la preuve d'une présence de flamme. L'émission du radical OH* est souvent utilisée comme marqueur de la zone de réaction (Child - 1959), en se basant sur la durée de vie de son émission, de l'ordre de 1 µs (Gaydon - 1974), qui est inférieure aux caractéristiques dynamiques des écoulements généralement rencontrés.



tel-00011087, version 2 - 29 Nov 2005

De plus, la relation entre l'émission de chimiluminescence du radical OH* et le taux de libération de chaleur est employée dans de nombreuses études (Lawn - 2000). Ainsi, Keller et Saito ont utilisé l'émission de chimiluminescence OH* pour étudier le taux de dégagement de chaleur dans une chambre de combustion pulsée (Keller – 1987). L'évolution du taux de libération de chaleur a été étudiée par l'intermédiaire de l'émission de chimiluminescence du radical OH*, dans le cadre de l'étude d'une flamme jet prémélangée pulsée (Büchner - 1993).

Le défaut principal de cette technique est sa mauvaise résolution spatiale. En effet, le détecteur placé devant une flamme collecte l'ensemble du signal de chimiluminescence, en intégrant suivant le chemin optique. Il n'est donc pas possible de déterminer, sur l'image, de quelle partie de la flamme provient le signal. Dans le cas d'une configuration axisymétrique, il est possible de déterminer l'évolution radiale de la répartition moyenne de l'émission de chimiluminescence par un algorithme de d'inversion d'Abel (Susset - 2002).

*b. Le dispositif d'imagerie de flamme*

La figure 2-18 présente les emplacements des dispositifs de mesures d'imagerie de flamme. Dans le cas de l'installation semi-industrielle, le système utilisé pour l'imagerie de flamme est placé sur la face arrière du four (face au brûleur). Sur l'installation de laboratoire, le dispositif de mesure est placé sur le coté de la chambre, perpendiculairement au plan passant par les trois injecteurs.

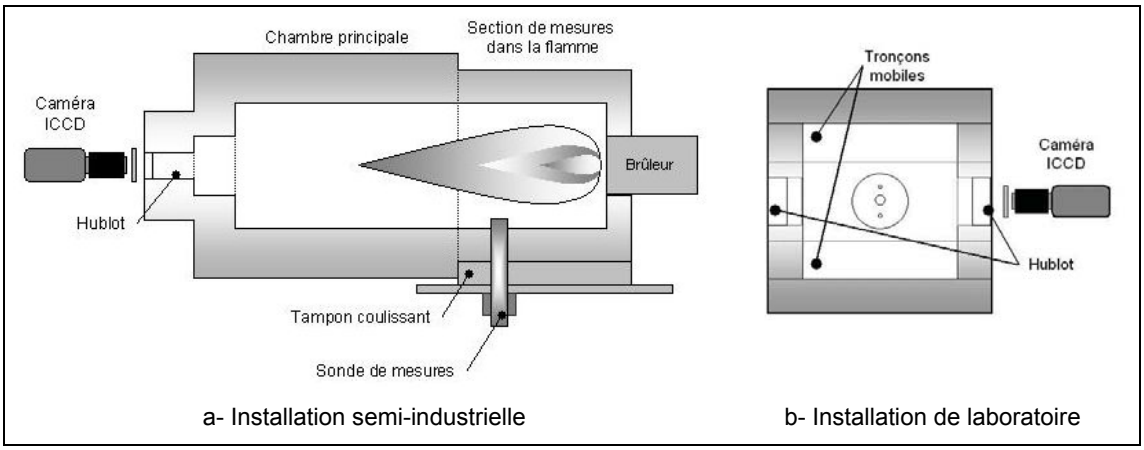



figure 2-18 : Emplacement du dispositif d'imagerie de flamme (Vues de haut)

L'ensemble de détection collecte l'émission de la flamme via un hublot. Il est constitué d'une caméra ICCD (*Princeton Instruments IMAX 512T*), d'un objectif et d'un filtre pour capter l'émission du radical, à la longueur d'onde adéquate comme le montre la figure 2-19.



tel-00011087, version 2 - 29 Nov 2005

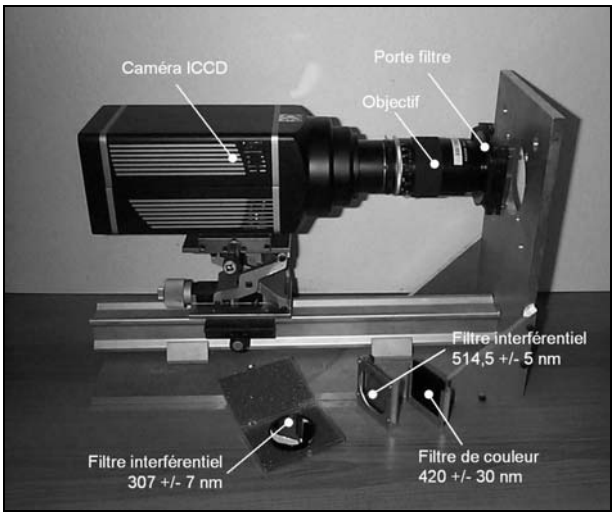



figure 2-19 : Dispositif d'imagerie de flamme

Les signaux de chimiluminescence étant très faibles, il est nécessaire d'utiliser une camera CCD intensifié (ICCD), dont le principe est présenté sur la figure 2-20 (Susset - 2002).

La photocathode convertit les photons incidents de longueur d'onde $\lambda_1$ (caractéristique de l'émission d'un radical) en électrons. L'intensificateur amplifie le signal électronique incident. L'écran phosphore convertit les électrons en photons de longueur d'onde $\lambda_2$ (caractéristique du phosphore). Le capteur CCD recueille les photons réémis et les convertit en image numérique.

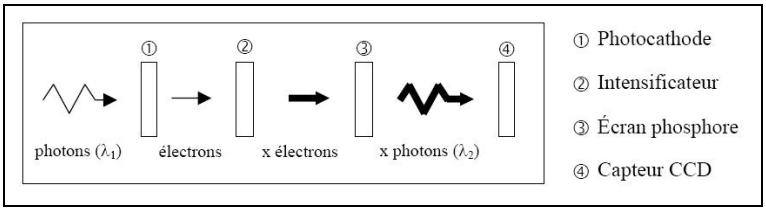



figure 2-20 : Principe de fonctionnement de la caméra ICCD (Susset - 2002)

Les filtres sont de trois types en fonction du radical examiné :

- $C_2$* : un filtre interférentiel (514,5 +/- 5 nm),
- CH* : association de deux filtres de couleur BG12 + GG385 (420 +/- 30 nm).
- OH* : un filtre interférentiel (307 +/- 5 nm).

Les objectifs utilisés sont de deux types, suivant l'émission radicalaire observée :

- CH* et $C_2$* : *NIKKOR* 80-200 mm, f/ 2.8,
- OH* : *UV NIKKOR* 105 mm, f/4.5.

L'acquisition des images de flamme se fait à raison de 5 séquences (1 séquence / 6 minutes) de 100 images (1 image / 3 secondes). La durée totale de l'acquisition est donc



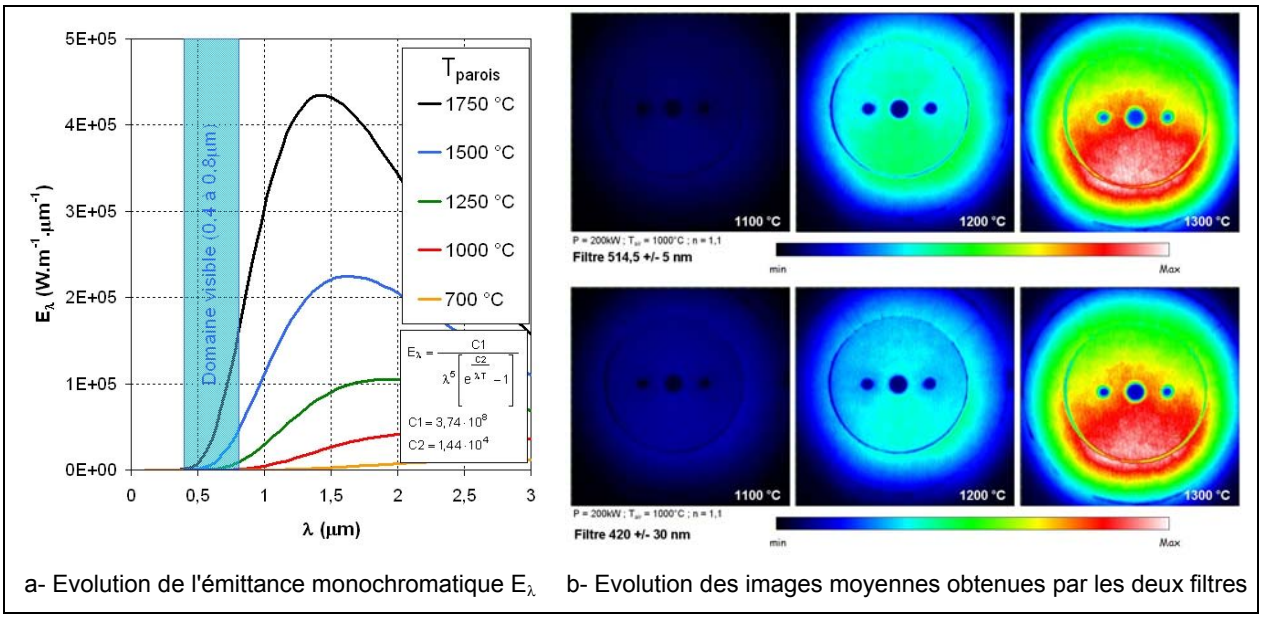
tel-00011087, version 2 - 29 Nov 2005

de 30 minutes, sur l'installation semi-industrielle. Dans le cas de l'installation de laboratoire, l'acquisition est de 400 images à une fréquence de 0,5 Hz. Le temps d'intensification est de 2 ms.

*c. Emissions pariétales*

La figure 2-21 présente l'évolution des émissions pariétales en fonction de la température.

Le rayonnement des parois internes du four, d'origine thermique, suit la loi de Planck d'émission des corps noirs (figure 2-21-a). Aux conditions de fonctionnement rencontrées, à très haute température (supérieure à 1000°C), leur rayonnement se développe jusque dans le domaine visible (0,4 à 0,8 μm). Les filtres utilisés transmettent alors un signal, provenant de l'émission des parois. La figure 2-21-b présente l'évolution des images moyennes obtenues sur l'installation semi-industrielle avec les deux filtres utilisés pour visualiser les radicaux CH* et $C_2$*. Ces mesures ont été effectuées juste après extinction de la flamme.




a- Evolution de l'émittance monochromatique $E_\lambda$ b- Evolution des images moyennes obtenues par les deux filtres

figure 2-21 : Evolution de l'émission des parois en fonction de leur température

L'émission des parois n'est pas homogène. Cette inhomogénéité, qui augmente avec la valeur de la température de cellule, a plusieurs sources possibles :

- L'émissivité d'une surface est directement liée à sa rugosité. Il est possible que l'état de surface de la face avant ne soit pas homogène, entraînant une différence des caractéristiques d'émission.
- La température des parois du brûleur, en raison des transferts et des équilibres thermiques dans la cellule, n'est pas homogène. Les transferts thermiques par la sole sont inférieurs à ceux par la voûte et les piédroits de la cellule. La température est donc maximum dans la zone inférieure du brûleur.



tel-00011087, version 2 - 29 Nov 2005

Lorsque la température des parois augmente, on atteint un stade où l'émission de ces dernières dépasse l'émission propre de la flamme et il est impossible de distinguer les zones de formation des radicaux CH* et $C_2$*, comme le montre la figure 2-22.

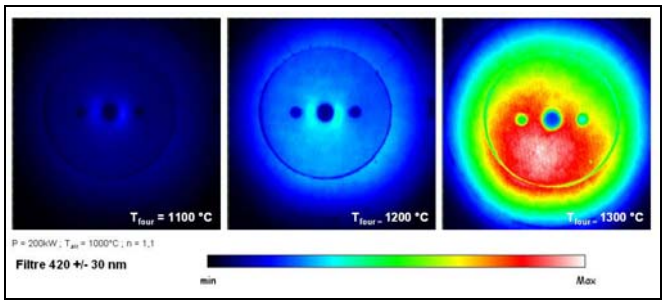



figure 2-22 : Evolution de la mesure d'imagerie de flamme (images moyennes)

A 1100°C, on distingue facilement les deux zones d'émission de CH* entre l'injecteur d'air au centre et les deux injecteurs de combustible, correspondant aux zones de réaction. Si à 1200°C on peut encore distinguer ces deux zones d'émission elles ne sont plus discernables à 1300°C.

Les différents traitements des mesures mis en œuvre n'ont pas permis de faire la distinction entre l'émission radicalaire et l'émission des parois.

*d. Emission des suies*

Lors des mesures, de fortes émissions apparaissent de façon aléatoire. Ces brèves émissions entraînent des pics sur le signal collecté. La figure 2-23 présente le signal de l'émission moyenne collecté par les filtres utilisés pour la mesure des radicaux CH* et $C_2$ (cas de référence).

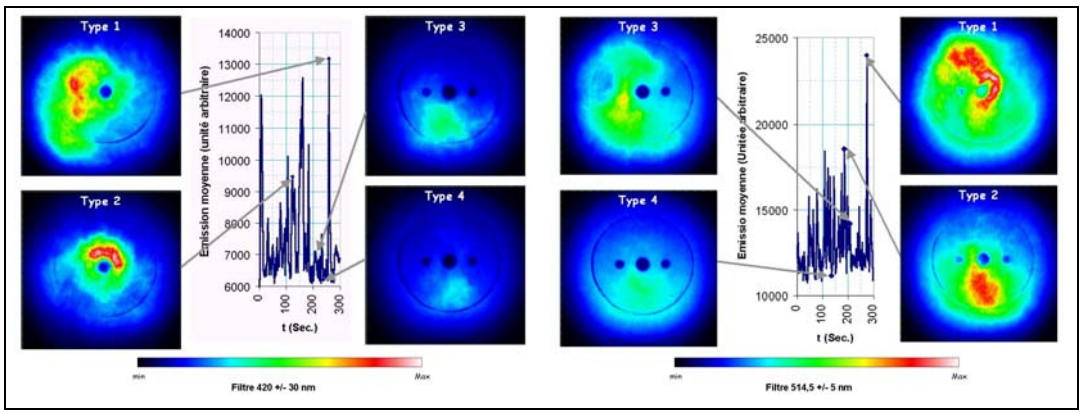



figure 2-23 : Signal de l'émission moyenne mesurée et images des émissions des suie mesurées via les filtres utilisés pour la mesure des radicaux CH* et $C_2$

Une mesure effectuée avec un filtre centré à 532 nm et de bande passante de 10 nm permet de conclure que ces émission brèves de forte intensité sont des poches de suies à fort rayonnement. Aucune méthode simple avec le matériel disponible n'a été trouvée



tel-00011087, version 2 - 29 Nov 2005

pour faire la distinction entre l'émission de chimiluminescence et l'émission des suies au moment de l'acquisition.

*e. Choix de l'émission de chimiluminescence*

Pour les longueurs d'onde d'émission spontanée des radicaux CH* et $C_2$*, au niveau d'émission thermique des parois et des poches de suie atteint, il n'est plus possible de simplement les considérer comme du bruit que l'on peut extraire numériquement des images instantanées ou moyennes. Les différents traitements envisagés, notamment la soustraction d'une image de fond obtenue juste après l'extinction de la flamme, n'ont pas permis de distinguer l'émission propre de la flamme de l'émission des parois.

Il est possible d'estimer la part du signal d'émission des parois transmise au capteur CCD par les filtres. L'intensité spectrale $I_\lambda$ du signal perçu par la caméra est fonction de l'émission des parois, de la transmitivité des différents milieux traversés et de la réponse spectrale de la caméra. L'émission des parois est définie par la loi de Planck :

$$E_\lambda = \varepsilon_\lambda \frac{3{,}74 \cdot 10^8}{\lambda^5 \left( e^{1{,}44 \cdot 10^4 / \lambda T} - 1 \right)} \qquad (1)$$

Où :

- $E_\lambda$ est l'émittance du matériau,
- $\varepsilon_\lambda$ est son facteur d'émission monochromatique,
- T est la température du matériau,
- $\lambda$ la longueur d'onde.

Nous considérons que les parois se comportent comme un corps gris ($\varepsilon_\lambda$=0,8 – constante en fonction de la température) (Fricker - 2003).

Le milieu gazeux, le hublot et l'objectif sont considérés comme transparents :

$\tau_{gaz} = \tau_{quartz} = \tau_{objectif} = 1$

En revanche, le capteur CCD a une réponse spectrale QE($\lambda$), fonction de la longueur d'onde, et les filtres ne permettent la transmission que d'une partie du spectre.

L'intensité spectrale $I_\lambda$ du signal de la caméra est de la forme :

$$I_\lambda = \tau_{gaz} \cdot \tau_{quartz} \cdot \tau_{objectif} \cdot \tau_{filtre}(\lambda) \cdot QE(\lambda) \cdot E(\lambda) \qquad (2)$$



tel-00011087, version 2 - 29 Nov 2005

La figure 2-25-a présente l'estimation de l'intensité spectrale mesurée par la caméra, via les différents filtres en provenance des parois. Entre 1100 °C et 1300°C, le signal augmente de 10 à 100 fois.

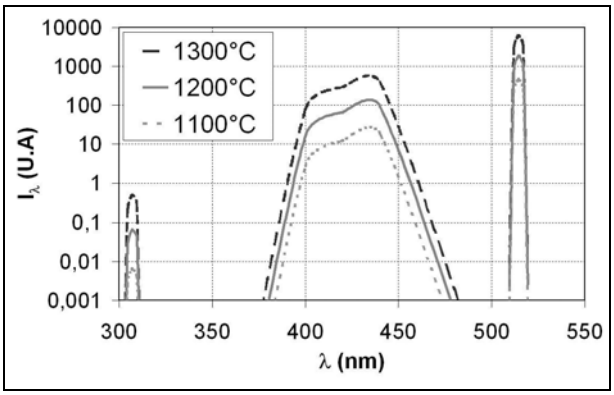



figure 2- 24 : Intensité collectée via les différents filtres

L'intégration de ce signal, nous permet d'estimer l'énergie mesurée par la caméra. La figure 2-25 présente l'évolution du signal mesuré par le capteur CCD en fonction de la longueur d'onde et de la température du milieu émetteur. A température égale, l'utilisation d'un filtre centré sur la longueur d'onde 307 nm divise le signal mesuré par dix à cent mille, par rapport à un filtre centré sur 514,5 nm, pour une même bande passante.

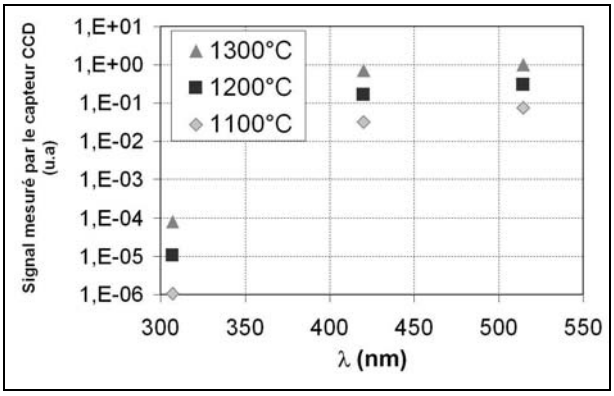



figure 2-25 : Signal mesuré par le capteur

Il apparaît que les mesures d'imagerie de flamme basées sur l'émission spontanée du radical OH* sont les plus adaptées, lors de mesures d'imagerie de flamme dans des enceintes à haute température. Les niveaux d'émission provenant des parois dans le domaine de longueur d'onde considérée (302 à 312 nm) sont suffisamment faibles pour ne plus couvrir l'émission propre de la flamme.



tel-00011087, version 2 - 29 Nov 2005

tel-00011087, version 2 - 29 Nov 2005

#### *2.4.2.2 Mesure du flux radiatif*

Dans la plupart des fours industriels, la part de la quantité de chaleur transmise à la charge par transfert radiatif est nettement plus importante que celle transmise par convection. Ishii a étudié les transferts thermiques au sein d'un four en simulant numériquement le fonctionnement d'un four à brame muni de 8 brûleurs jets régénératifs (Ishi - 1998). L'auteur obtient une part de transfert radiatif de 99 % dans la quantité de chaleur totale transmise à la charge. Même en cas de fort brassage au sein de la chambre de combustion, le rayonnement joue donc un rôle majeur dans le transfert de chaleur à la charge. L'importance de la partie radiative dans les transferts thermiques au sein d'un four rend nécessaire la mesure du rayonnement. Parmi les techniques de mesure de flux radiatif on distingue :

- Le fluxmètre à gradient qui mesure le rayonnement incident. Ce système est basé sur le gradient de température engendré dans un milieu conducteur par la propagation d'un flux thermique.
- Le radiomètre à angle étroit, qui permet de mesurer l'intensité du rayonnement dans une direction donnée et d'en déduire les coefficients d'extinction par méthode inverse (Fujimori et al.- 2000).
- Le radiomètre ellipsoïdal, qui permet de mesurer le rayonnement thermique reçu en un point de la paroi du four provenant de tout le demi-espace situé devant lui.

C'est ce dernier système que nous avons employé sur l'installation d'essais semi-industrielle. La figure 2-26 présente une coupe longitudinale du radiomètre ellipsoïdal. Il est constitué d'une cavité ellipsoïdale coupée à hauteur de foyer selon la perpendiculaire au grand axe de l'ellipsoïde. L'ouverture de la cavité, faisant un angle solide de $2\pi$ stéradians, permet de prendre en compte la totalité du rayonnement incident provenant du demi-espace situé devant la sonde de mesure. Tout rayonnement incident, pénétrant par l'orifice d'entrée, est réfléchi par la surface interne de la cavité sur l'élément sensible placé au second foyer de l'ellipsoïde.

Afin de minimiser la perte par absorption par la cavité, celle-ci est recouverte d'une fine pellicule d'or. Ainsi la cavité a un coefficient de réflexion proche de l'unité qui ne dépend ni de l'angle d'incidence, ni de la longueur d'onde.

L'élément sensible de forme hémisphérique, en acier inoxydable, absorbe 95 à 98 % du rayonnement entrant quelle que soit la longueur d'onde et quelle que soit la direction du rayonnement incident.

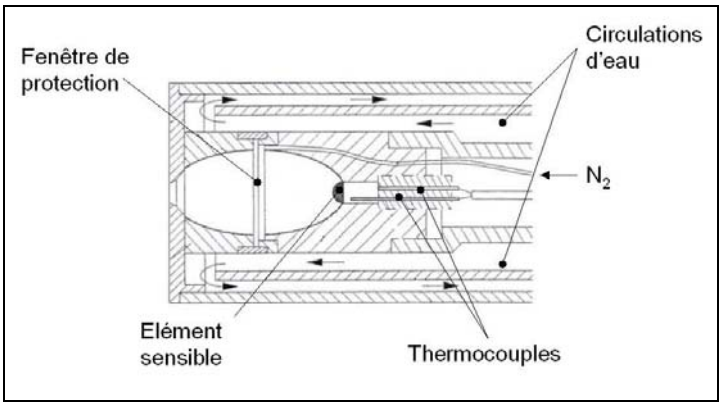



figure 2-26 : Coupe longitudinale du radiomètre ellipsoïdal

Une fenêtre de protection est montée à l'intérieur de la cavité afin de protéger l'élément sensible des produits de combustion. Un courant d'azote sec est injecté dans le plan de la fenêtre afin d'empêcher l'entrée dans la cavité et le dépôt de gaz de combustion et de particules, dommageables pour le système de mesure. Le débit d'azote est adapté à la pression régnant dans le four.

Pour résister aux hautes températures, la sonde est refroidie par une circulation d'eau, la face avant de la sonde ne devant pas excéder 200°C.

La mesure du flux incident est réalisée par l'intermédiaire de la mesure de la température de l'élément sensible via deux thermocouples.

Durant les mesures, l'axe du radiomètre est perpendiculaire à l'axe principal de la flamme et à la paroi du four, la face avant de la sonde affleurante. Cette mise en position permet de prendre en compte la totalité du flux radiatif émis par les parois et par les produits de combustion.

Le radiomètre est étalonné afin de connaître la correspondance entre la température de l'élément sensible et le flux radiatif incident. Le temps de réponse du radiomètre est de l'ordre de 2 minutes. Seules les mesures d'états stationnaires sont donc possibles.

#### *2.4.2.3 Mesure de la température locale*

La mesure de température locale dans la flamme est un problème complexe. Il existe deux types de mesures : celles basées sur des sondes dites "intrusives" et celle basées sur le rayonnement laser dite "non-intrusives".

Dans notre cas, les champs de température ont été mesurés par thermocouple à fil fin.

*a. Principe de la mesure par thermocouple*

La mesure de température par thermocouple est basée sur l'effet Seebeck : Il y a apparition d'une force électromotrice dans un circuit ouvert, composé de deux conducteurs différents, lorsque les jonctions sont à des températures différentes.



tel-00011087, version 2 - 29 Nov 2005

Les principales caractéristiques d'un thermocouple sont sa stabilité, sa dynamique et sa sensibilité. L'ensemble des couples utilisé à l'heure actuelle permet de couvrir une plage de température allant de - 250°C à + 2000°C.

On peut distinguer deux grandes familles :

- o les thermocouples en métaux précieux : à base de platine, ils sont les plus stables mais les moins sensibles et les plus chers.
- o Les thermocouples en métaux communs : moins stables que les précédents, ils sont, à l'inverse, plus sensibles et moins chers.

*b. Dispositif de mesures par thermocouple*

Le dispositif de mesure utilisé durant les essais (figure 2- 27) a été mis au point et développé à la Direction de la Recherche de *Gaz de France*, initialement en collaboration avec le *CORIA* (Filtopoulos - 1989, Neveu - 1994 et Larass - 2000). Il est constitué d'un thermocouple à fil fin relié à un pré-amplificateur *Stanford Research SR-560* et d'un ordinateur muni d'une carte d'acquisition *AT-MIO16-X* (*National Instrument*). L'ordinateur gère l'acquisition de la température ainsi que le positionnement du thermocouple dans l'écoulement à l'aide d'une table à déplacements motorisés. L'acquisition de données brutes de température se fait avec une fréquence d'acquisition choisie à 1 kHz sur une durée de 10 secondes.

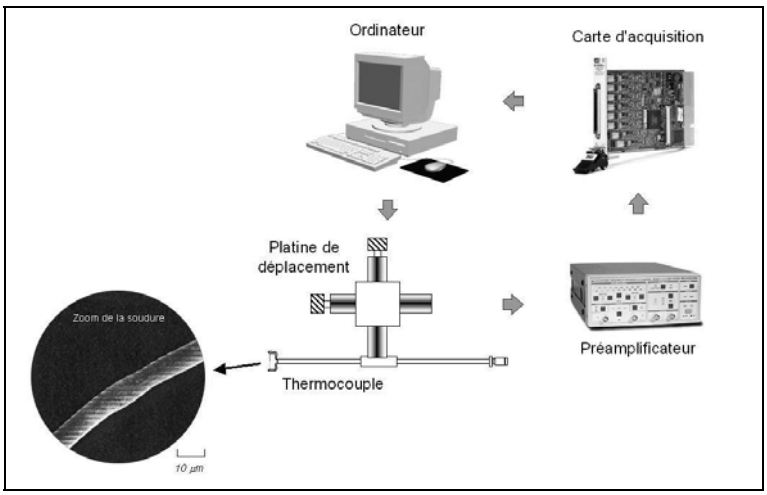



figure 2- 27 : Système de mesure de température par thermocouple à fil fin

Un logiciel d'acquisition avec interface graphique (*TC-ACQ*) contrôle la table de déplacements, le préamplificateur, la numérisation par la carte d'acquisition et l'enregistrement ainsi que l'affichage des données en tension ou en température. Ce logiciel permet le calcul de la valeur moyenne, de l'écart type, ainsi que le lissage des données.



tel-00011087, version 2 - 29 Nov 2005

Les thermocouples utilisés ont été développés par *Gaz de France* dans le cadre de collaborations avec le *CORIA* pour les études en combustion et sont fournis par *Pyro-Contrôle Chauvin Arnoux*. Ils sont de trois types différents :

- S (Platine - Platine/ 10% Rhodium),
- B (Platine/ 6% Rhodium - Platine/ 30% Rhodium),
- Ir (Iridium - Iridium/ 40% Rhodium).

Les thermocouples résistant aux hautes températures sont souvent à base de métaux précieux qui peuvent être catalyseurs des réactions chimiques. Leur présence dans le milieu entraîne une activation de la réaction donc une augmentation de la température locale et du thermocouple. Par ailleurs, comme dans le cas du thermocouple de type Iridium, un des constituants des conducteurs peut se vaporiser dans un milieu à haute température, entraînant un changement des caractéristiques thermoélectriques du capteur. Pour ce prémunir de ces causes d'erreurs, il est nécessaire d'appliquer sur les conducteurs un revêtement protecteur (Larass- 2000).

*c. Compensation numérique de la mesure de température*

Lorsqu'on utilise un thermocouple dans un écoulement dont la température est élevée, les pertes par rayonnement et convection entraînent une différence entre la température de la soudure chaude et celle du milieu. De plus, de part son inertie thermique le thermocouple agit comme un filtre passe bas. Cela entraîne un perte de la résolution temporelle du signal de température

Une solution possible pour obtenir la température réelle du milieu et avoir une résolution temporelle suffisante est la compensation numérique du signal dans une phase de post-traitement. Cette compensation numérique est basée sur l'étude des échanges thermiques entre le thermocouple et son environnement.

Cette étude est basée sur les travaux de Scadron et Warshawsky (Scadron – 1952, Neveu – 1994, Larass - 2000). Elle permet de déduire les équations nécessaires à la compensation numérique du signal d'un thermocouple.

Le bilan d'énergie réalisé sur une longueur élémentaire de thermocouple, dans un écoulement, est valable pour une soudure idéale du fil, ce dernier étant considéré comme parfaitement cylindrique. L'équilibre thermique est de la forme suivante :

$$q_{acu} = q_{frt} + q_{cat} + q_{conv} + q_{cond} + q_{rad}$$

La température d'équilibre de la soudure chaude plongée dans un écoulement gazeux dépend des processus d'échange suivants (figure 2-28) :



tel-00011087, version 2 - 29 Nov 2005

- Conversion de la pression exercée par le fluide sur le fil (frottement) en énergie calorifique. Cet apport d'énergie est considéré comme négligeable par rapport aux autres phénomènes.
- Transfert de chaleur par convection entre le thermocouple et le fluide à travers la couche limite,
- Transfert de chaleur par rayonnement entre le thermocouple, le gaz et les parois de la chambre de combustion. En se basant sur les travaux de Hottel et Sarofim (Hottel - 1967), Neveu (Neveu -1994) et Larass (Larass - 2000) considèrent que la valeur de l'émissivité des gaz est celle des produits majoritaires de combustion ($H_2O$ et $CO_2$) et qu'elle peut être négligée puisque étant très faible : pour une température comprise entre 300 K et 2000 K les valeurs d'émissivité données par les auteurs varient de 0,03 à 0,09. L'émissivité des parois du four est donnée par le constructeur. L'émissivité du thermocouple est donnée par un certain nombre de corrélations comme celle de Hayhurst & Kittelson (Hayhurst - 1977).
- Transfert de chaleur par conduction le long du fil lorsqu'il traverse un gradient de température important. L'uniformité de la température du milieu environnant ne garantie pas l'homogénéité de la température du fil. A haute température, des gradients de température apparaissent entre la broche et le fil. Cela est dû à la différence de pertes par rayonnement entre ces deux éléments. Ces gradients de température varient en fonction du diamètre. Pour minimiser les pertes de chaleur par conduction, il faut favoriser les échanges gaz/ fil fin et donc maximiser la surface d'échange tout en maintenant la section du fil fin petite : on augmente alors la longueur du fil. En général, il faut prendre un rapport entre la longueur de fil et son diamètre tel que lc/D ≥ 200 (Bradley & Matthews - 1968).
- Activation de la réaction et augmentation de la température locale par effets catalytiques. Si le thermocouple est protégé par un revêtement anti-catalyse, cet apport d'énergie pourra être négligé.

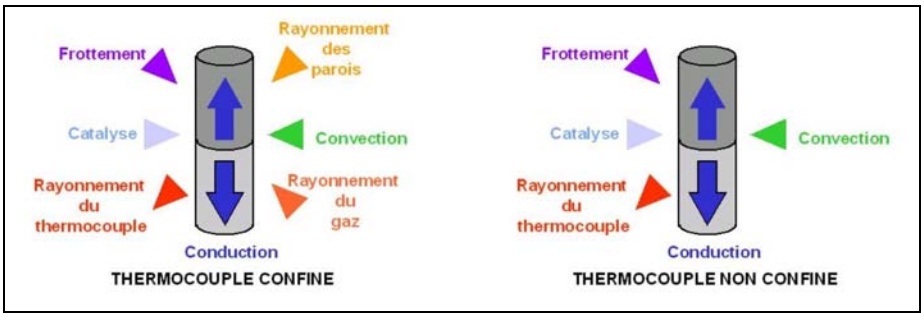



figure 2-28 : Modes de transfert thermique entre le thermocouple et le milieu



tel-00011087, version 2 - 29 Nov 2005

Le bilan énergétique du thermocouple s'écrit donc, après simplification et en introduisant le nombre de Nusselt :

$$\frac{\partial T_c}{\partial t} = \frac{4 \cdot Nu \cdot \lambda_g}{D^2 \cdot \rho_c \cdot Cp_c}\left(T_g - T_c\right) + \frac{4 \cdot \varepsilon \cdot \sigma}{D \cdot \rho_c \cdot Cp_c}\left(\varepsilon_{pa} \cdot T_{pa}^4 - T_c^4\right) \quad (3)$$

Basé sur ce bilan, un programme de post-traitement des données (*TC-POST*), mis en place au sein de la Direction de la Recherche de Gaz de France, permet le calcul de la valeur moyenne et l'écart-type de la température en un point, à partir de son signal temporel. De plus, il permet d'effectuer la compensation numérique des mesures de température et calcule la valeur moyenne et l'écart-type de la température compensée en ce point.

La compensation offre la possibilité de corriger la valeur moyenne et la résolution temporelle du signal de température. Des essais ont montré que l'augmentation de la valeur moyenne de température engendrée par la compensation est de l'ordre de 6 % (figure 2-29). Par ailleurs, le calcul de compensation nécessite la connaissance de la vitesse en chaque point de mesure de température. Il n'a pas été possible de réaliser les mesures de vitesses pour l'ensemble des cas de l'étude paramétrique. Il a donc été décidé de ne pas réaliser le calcul de compensation numérique.

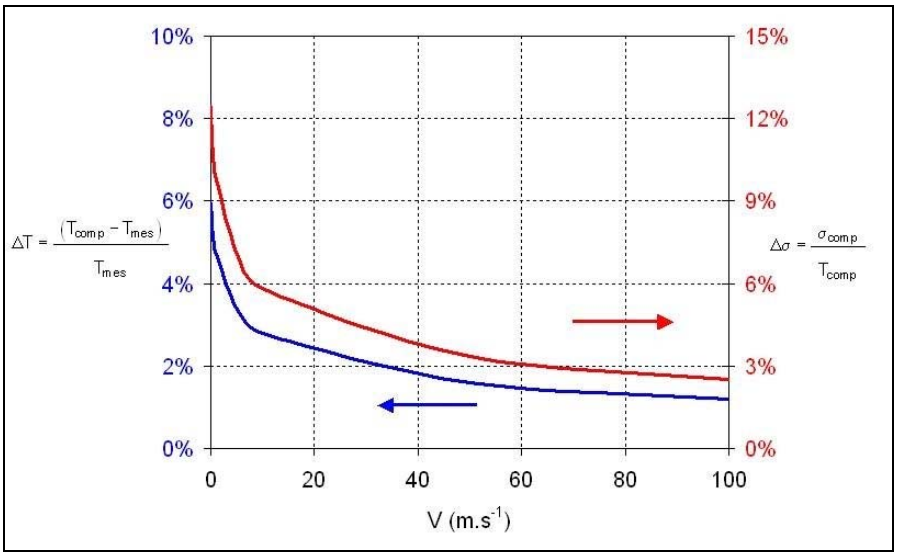



figure 2-29 : Influence de la compensation numérique sur la valeur moyenne et l'écart type de température



tel-00011087, version 2 - 29 Nov 2005

tel-00011087, version 2 - 29 Nov 2005

#### 2.4.2.4 *Mesure de concentration moyenne d'espèces stables*

La méthode la plus simple pour mesurer les concentrations locales d'espèces stables dans la flamme est la mesure par prélèvement de gaz à l'aide d'une sonde (Miquel - 1998).

Une sonde à col sonique refroidie par circulation d'eau prélève des échantillons de gaz dans la flamme. La trempe de l'échantillon, et le figeage des réactions sont obtenus par la brusque chute de température due au passage du col sonique de la sonde et par le refroidissement de la circulation d'eau. Après élimination de l'eau, les échantillons sont envoyés dans une série d'analyseurs de gaz mesurant la concentration de chaque espèce chimique. Il s'agit d'une technique de mesure de concentration locale intégrée au cours du temps, il n'est donc pas possible d'obtenir une concentration instantanée.

Le système de mesure de concentration par sonde à prélèvement à col sonique est constitué d'une sonde de prélèvement à col sonique, d'analyseurs de gaz, d'une membrane à perméation (pour le séchage des gaz prélevés), d'une pompe de prélèvement et d'une carte d'acquisition de mesures. La figure 2-21 présente les différents analyseur de gaz utilisés.

| Espèce | Analyseur | Principe | Gamme |
|---|---|---|---|
| $O_2$ | *Oxymat 5E, Siemens* | paramagnétisme | 0,5 % à 21% |
| CO | *ULTRAMAT 22P / 21P, Siemens* | absorption infra rouge | 0 – 100 ppm à 0 – 3 % |
| CO | *ULTRAMAT 5E-2R, Siemens* | absorption infra rouge | 0 – 10 ppm à 0 – 20 % |
| $CO_2$ | *ULTRAMAT 22P / 21P, Siemens* | absorption infra rouge | 0 – 1000 ppm à 0 – 20 % |
| NO | *ULTRAMAT 5E-2R, Siemens* | absorption infra rouge | 0 – 100 ppm à 0 – 5000 ppm |
| $CH_4$ | *ULTRAMAT 5E-2R, Siemens* | absorption infra rouge | 0 – 100 ppm à 0 – 100 % |

figure 2-30 : Caractéristiques des analyseurs de gaz

#### 2.4.2.5 *Mesure de vitesses*

Il existe de nombreux systèmes de mesure de vitesse permettant la caractérisation aérodynamique d'un écoulement. On peut distinguer :

- les moyens intrusifs tel que le tube de Pitot ou le fil chaud,
- les moyens non intrusifs tel que la Vélocimétrie par Images de Particules (PIV) ou l'Anémomètrie Doppler Laser (ADL).

Les techniques de vélocimétrie laser nécessitent l'ensemencement de l'écoulement par des particules. On considère que la mesure n'est pas intrusive, si les particules sont suffisamment petites et suivent parfaitement le mouvement des molécules. La technique utilisée dans notre étude à l'échelle semi-industrielle est l'Anémométrie Doppler Laser.

Cette technique à été préférée à la PIV car son utilisation à l'échelle semi-industrielle est éprouvée depuis de nombreuse années (Fricker & Roberts - 2003).

*a. Principe de la mesure de vitesse par ADL*

L'Anémomètrie Doppler Laser est basée sur l'utilisation de deux faisceaux issus de la même source laser continue, qui génèrent un réseau de franges d'interférences en leur point de croisement. L'interfrange i dans le volume de mesure (figure 2-31) est définie en fonction de la longueur d'onde $\lambda$ du laser et de l'angle $\theta$ formé par les deux faisceaux :

$$i = \frac{\lambda}{2 \cdot \sin\left(\theta/2\right)} \tag{4}$$

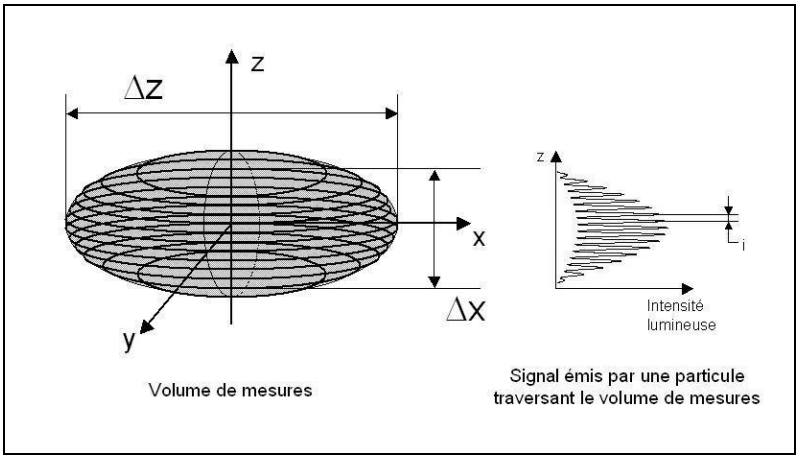



figure 2-31 : Volume de mesure ADL et signal émis par une particule traversant le volume de mesure

Les particules ensemençant l'écoulement, en traversant le volume de mesure défini par le croisement des deux faisceaux, franchissent successivement des franges claires et sombres. Les particules diffusent de la lumière de façon modulée proportionnellement à la vitesse perpendiculaire aux plans parallèles, à la fréquence Doppler $f_d$. Pour une particule parcourant la distance d'interfrange i en un intervalle de temps $\Delta t$, la fréquence Doppler $f_d$ est directement liée à la composante de la vitesse perpendiculaire u au plan des faisceaux.

$$f_d = \frac{1}{\Delta t} = \frac{u}{i} = \frac{2u \cdot \sin\left(\theta/2\right)}{\lambda} \tag{5}$$

Le principe de la mesure se base sur la détermination de la fréquence Doppler à partir du signal lumineux diffusé par la particule. Cela ne permet seulement que de connaître le module de la vitesse des particules passant par le volume de mesure, quel que soit le sens de l'écoulement.



tel-00011087, version 2 - 29 Nov 2005

Afin de connaître le sens de l'écoulement, on réalise un décalage en fréquence de l'un des faisceaux grâce à une cellule opto-acoustique (cellule de Bragg) à une fréquence $f_b$.

La vitesse de la particule est alors définie en fonction des deux fréquences $f_d$ et $f_b$, de la longueur d'onde $\lambda$ du laser et de l'angle $\theta$ entre les deux faisceaux :

$$u = \frac{\lambda\left(f_d - f_b\right)}{2\sin\left(\theta/2\right)} \tag{6}$$

L'utilisation de deux volumes de mesures perpendiculaires, produis par deux couples de faisceaux de longueurs d'ondes différentes, permet de mesurer simultanément deux composantes de la vitesse en un point.

Avec cette méthode, on ne mesure pas directement la vitesse de l'écoulement mais la vitesse des particules qui ensemencent cet écoulement. La vitesse est échantillonnée au gré de l'arrivée des particules. Le mode de calcul de la vitesse moyenne peut entraîner des biais de mesures.

Il est possible de distinguer deux types de calculs de la vitesse moyenne à partir des vitesses instantanées :

- La moyenne d'ensemble, qui est une moyenne statistique simple, ne tient pas compte des intervalles de temps entre chaque acquisition. Elle est réalisée sur l'ensemble de la population. Cette méthode a tendance a favoriser les particules à haute vitesse qui apparaissent plus fréquemment, en nombre, que les particules à faibles vitesse.
- La moyenne temporelle, qui est la moyenne de la vitesse pondérée par le temps entre deux mesures successives. Cet intervalle de temps est directement proportionnel à la concentration en particules de l'écoulement ainsi qu'à leurs vitesses.

Dans les écoulements réactifs, la fluctuation de concentration est liée à la vitesse des particules. La moyenne temporelle donne alors une valeur plus exacte dans les couches de mélange que la moyenne d'ensemble (Labbaci et al - 1987, Sautet - 1992).

*b. Dispositif de mesure par ADL*

La figure 2-32-a présente le dispositif de mesure par ADL, composé de :

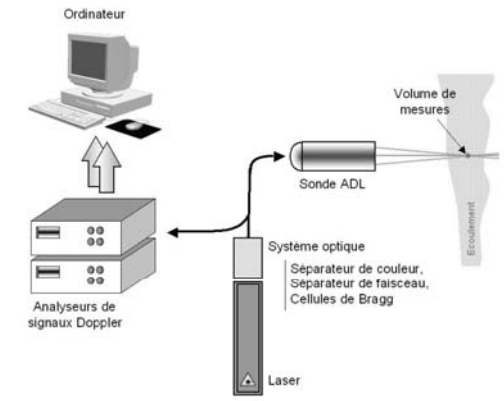
- Un laser à argon ionisé réglé à une puissance de 1,5 W (*INNOVA COHERENT*),
- Un système optique *TSI Colorlink-Colorburst* assurant la création des deux couples de faisceaux de longueurs d'ondes différentes et comprenant les cellules de Bragg.
- Une sonde de mesure composée de 5 fibres optiques, quatre servant à la transmission des faisceaux et une à la réception de la lumière diffusée,



tel-00011087, version 2 - 29 Nov 2005

- Deux analyseurs de signaux Doppler de type *RSA* (*Aerometrics*),
- Un ordinateur assurant l'acquisition et l'enregistrement des mesures.

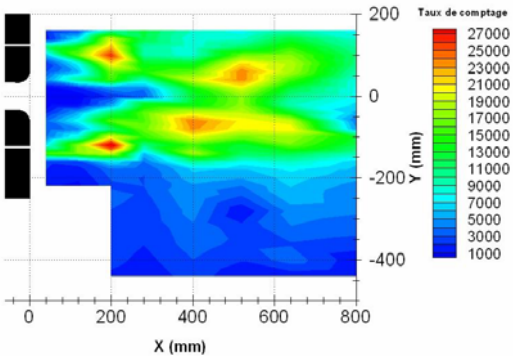
La figure 2-32-b présente les caractéristiques du volume de mesures. L'acquisition est réalisée, en chaque point, sur une durée de 30 secondes, en mode *RANDOM*. Pour le cas de référence, le nombre minimum de particules comptées est 912 et le taux minimum de validité est 78 % (figure 2-32-c et d).



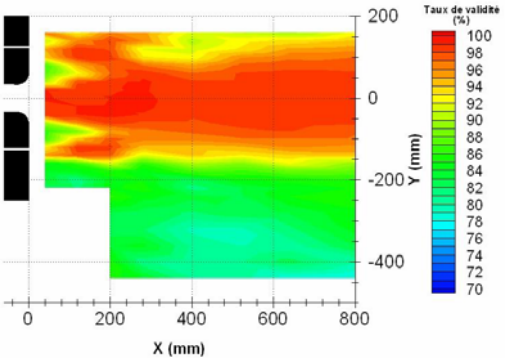

a- Dispositif de mesures ADL

| | Voie 1 | Voie 2 |
|---|---|---|
| Longueur d'onde (nm) | 514,5 | 488 |
| Distance focale (mm) | 102 | |
| Angle Θ (°) | 12,3 | |
| Ecartement des faisceaux (mm) | 22 | |
| Diamètre du faisceau (mm) | 2 | |
| Interfrange (μm) | 2,4 | 2,3 |
| Diamètre Δx (μm) | 33,4 | 31,7 |
| Longueur Δz (mm) | 18,7 | |
| Nombre de franges | 14 | 14 |
| Fréquence de Bragg (kHz) | 40 | |

b- Caractéristiques du volume de mesures




c- Taux de comptage des particules



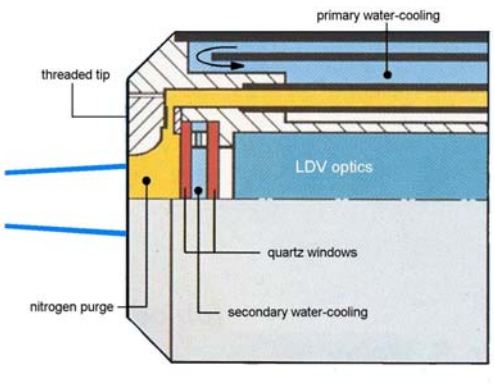

Taux de validité des mesures

figure 2-32 : Chaîne et caractéristiques de mesures ADL

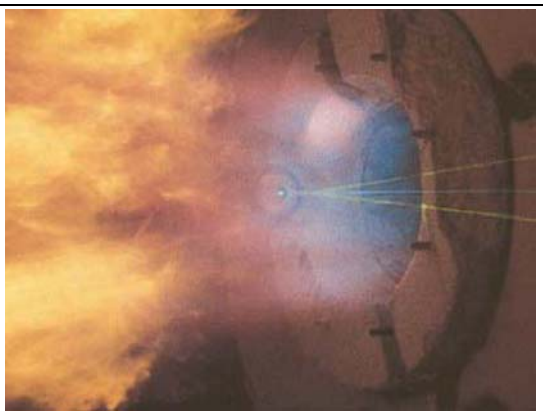
Dans le cas particulier des mesures de vitesses dans un four, les températures rencontrées sont préjudiciables pour le sonde de mesures. Pour éviter sa destruction, cette dernière est placée dans une chemise refroidie par eau, comme présentée par la figure 2-33. Dans cette configuration, le sonde ADL 2D mesure les composantes axiales et tangentielle de la vitesse.



tel-00011087, version 2 - 29 Nov 2005




a- Coupe latérale de la chemise de protection de la sonde ADL



b- Sonde de mesure en fonctionnement dans un four

figure 2-33 : Chemise de protection de la sonde ADL (Fricker & Roberts - 2003)

*c. Ensemencement*

Le choix des particules d'ensemencement est un point important en ADL. L'exactitude de la détermination du champ de vitesse d'un écoulement par ADL est conditionnée par la capacité des particules diffusantes à suivre ou non le mouvement instantané du fluide.

Les particules céramiques ($Al_2O_3$, $TiO_2$, $ZrO_2$) sont toutes indiquées pour les écoulements à haute température telles que les flammes. Elles offrent l'intérêt d'avoir un bon indice de réfraction, mais leur dispersion dans un écoulement peut s'avérer compliquée. Les forces électrostatiques et l'humidité peuvent entraîner la formation d'agglomérats. De plus, ces particules ne sont pas sphériques mais plates. Une étude a montré que la taille d'une particule est de l'ordre de 3 à 6 µm de diamètre, en moyenne avec une dispersion assez importante, puisque les particules peuvent atteindre 20 à 30 µm. La figure 2-34 présente une synthèse de mesures réalisées en granulométrie (Maurey, 1997).

| Particule | | Gamme de taille (µm) | | Taille la plus probable (µm) | |
|---|---|---|---|---|---|
| | | Grand axe | Petit axe | Grand axe | Petit axe |
| Oxyde de titane | $TiO_2$ | 3 à 18 | 3 à 19 | 4,5 | 3 |
| Oxyde d'aluminium | $Al_2O_3$ | 3,5 à 28 | 2 à 21 | 5 | 3,5 |
| Oxyde de zirconium | $ZrO_2$ | 3,5 à 29 | 2,1 à 20 | 4,7 | 6,5 |

figure 2-34 : Gamme de tailles de particules d'ensemencement (Maurey, 1997)

Comme nous l'avons déjà remarqué, en ADL, on ne mesure pas directement la vitesse (ou le déplacement) du fluide en un point, mais celles des particules censées suivrent l'écoulement. L'assimilation de la vitesse des traceurs à celle du fluide n'est valable qu'en fonction de la capacité des particules à suivre l'écoulement. Un moyen efficace de le vérifier est de calculer le temps de réponse des particules $\tau_p$ (Sautet - 1992).



tel-00011087, version 2 - 29 Nov 2005

Une particule subit, dans l'écoulement, la force de Stokes provenant du fluide qui a pour expression :

$$F = -6 \cdot \pi \cdot \mu_f \cdot \rho_f \cdot r_p \cdot \left(V_p - V_f\right) \tag{7}$$

où :

- $V_p$ est la vitesse de la particule,
- $V_f$ la vitesse réelle du fluide,
- $r_p$ le rayon de la particule,
- $\mu_f$ la viscosité dynamique du fluide,
- $\rho_f$ la masse volumique du fluide.

Si la vitesse de la particule est différente de celle du fluide, cette dernière subit une accélération qui est de la forme :

$$\frac{\partial V_f}{\partial t} = -\frac{6 \cdot \pi \cdot \mu_f \cdot \rho_f \cdot r_p \cdot \left(V_p - V_f\right)}{M_p} \tag{8}$$

Où $M_p$, la masse de la particule, s'écrit dans le cas d'une sphère :

$$M_p = \frac{4}{3} \cdot \pi \cdot r_p^3 \cdot \rho_p \tag{9}$$

Le temps de réponse de la particule, $\tau_p$, est donc défini par :

$$\tau_p = \frac{2 \cdot r_p^2 \cdot \rho_p}{9 \cdot \mu_f} \tag{10}$$

La figure 2-35 montre l'évolution du temps de réponse $\tau_p$ en fonction de la température et du couple fluide/ traceur, pour une particule de rayon de 5 $\mu$m.

La viscosité dynamique du fluide utilisé pour le calcul de $\tau_p$ a été calculée suivant la loi de Sutherland (Eyglument - 1992) :

$$\mu_{T_1} = \mu_{T_0} \cdot \sqrt{\frac{T_1}{T_0}} \cdot \frac{1 + \frac{C}{T_0}}{1 + \frac{C}{T_1}} \tag{11}$$

Où :



tel-00011087, version 2 - 29 Nov 2005

- $\mu_{T1}$ et $\mu_{T0}$ sont, respectivement les viscosités à la température $T_1$ et à la température de référence (0°C) : $\mu_{T0}$ = 17,1.10$^{-6}$ Pa.s, pour de l'air.
- C est une constante définie en fonction du fluide ; C = 123,6 K, pour de l'air.

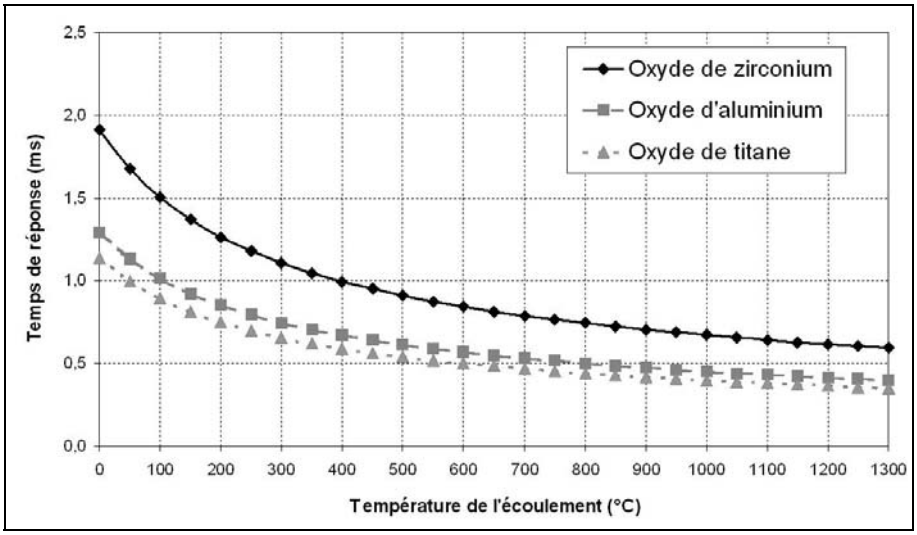



figure 2-35 : Evolution du temps de réponse $\tau_p$ en fonction de la température de l'écoulement et du couple fluide/traceur

Dans notre cas l'ensemencement à été réalisé avec des particules de zirconium ($ZrO_2$). Ce temps de mise en mouvement est à comparer avec l'échelle temporelle de Kolmogorov $\tau_k$ (Neveu- 1994).

*d. Grandeur mesurée*

Cette étude vise à mettre en évidence si les mesures de vitesses permettent d'accéder aux plus petites échelles de la turbulence.

On définit le temps caractéristique d'un écoulement en fonction de la vitesse moyenne U de l'écoulement et d'une dimension caractéristique L (Candel- 1990) :

$$T = L/U$$

Les fluctuations turbulentes sont définies par l'écart-type de vitesse U' et une macro-échelle l. Il est possible de relié la macro-échelle aux caractéristiques de l'écoulement :

$$T = L/U = l/u = \tau \qquad (12)$$

Où : $u = \sqrt{\overline{U'^2}}$



tel-00011087, version 2 - 29 Nov 2005

Les tourbillons les plus petits qui subsistent dans un écoulement turbulent ont une échelle $l_k$, échelle de Kolmogorov, et une vitesse $\nu_k$. L'énergie des tourbillons de Kolmogorov est dissipée en un temps caractéristique $\tau_k$ tel que :

$$\tau_k = l_k / \upsilon_k$$

Il est possible d'exprimer l'échelle temporelle de Kolmogorov en fonction du nombre de Reynolds turbulent :

$$\tau_k = \tau \left(Re_t\right)^{-1/2} \tag{13}$$

Le nombre de Reynolds est défini par :

$$Re_t = u \cdot l / \nu$$

Il est possible d'estimer l'ordre de grandeur de l'échelle temporelle de Kolmogorov, à partir des mesures de vitesses.

Nous allons considérer que l'échelle caractéristique de l'écoulement moyen L est du même ordre de grandeur que le rayon du tourbillon de recirculation externe (figure 2-36). Par ailleurs, La vitesse moyenne et l'écart type sont respectivement prises du même ordre de grandeur que la vitesse axiale moyenne et son écart-type à 800 mm du brûleur.

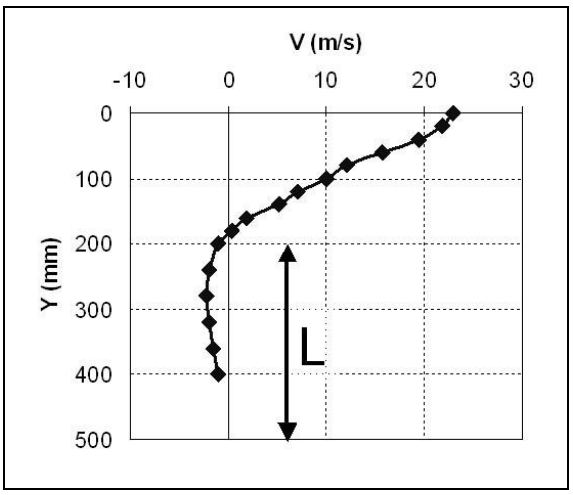



figure 2-36 : Vitesses axiales moyennes à X = 800 mm

La figure 2-37 récapitule les résultats du calcul pour le cas de référence et pour le cas réalisé avec de l'air à température ambiante. Un calcul du nombre de Reynolds en sortie de veine, montre que c'est la température de l'air qui a la plus forte influence sur la turbulence, les autres paramètres n'entraînant que de très faibles changements.



tel-00011087, version 2 - 29 Nov 2005

| Cas-test | $T_{air}$ = 1000 °C | $T_{air}$ = 25 °C |
|---|---|---|
| $Re_{injection}$ | 188132 | 497388 |
| U (m/s) | 23 | 11 |
| u (m/s) | 6 | 2 |
| L (mm) | 320 | |
| T (s) | 0,01 | 0,03 |
| l (mm) | 83 | 54 |
| $\tau_k$ (ms) | 0,3 | 0,4 |
| $\tau_r$ (ms) $ZrO_2$ - air ($\phi_{part}$ = 10 $\mu$m) | 0,7 | 1,8 |

figure 2-37 : Estimation des macro échelles de l'écoulement et des échelles temporelles de Kolmogorov pour les deux températures de l'air

Ce calcul donne une estimation des plus petites échelles de la turbulence rencontrées dans l'écoulement. Avec la combustion, ces échelles vont avoir tendance à augmenter du fait de l'augmentation de la viscosité cinématique. Les temps de réponse de la particule et l'échelle de temps de Kolmogorov ne sont pas du même ordre de grandeur. Par ailleurs, l'étude des signaux temporels de vitesses montre que nous obtenons un échantillonnage temporel, au mieux, de l'ordre de 5 ms, soit dix à quinze fois l'échelle de temps de kolmogorov. Si il n'est donc pas possible d'accéder aux plus petites échelles de la turbulence, on peut néanmoins considérer que les vitesses mesurées sont représentatives de l'écoulement moyen.



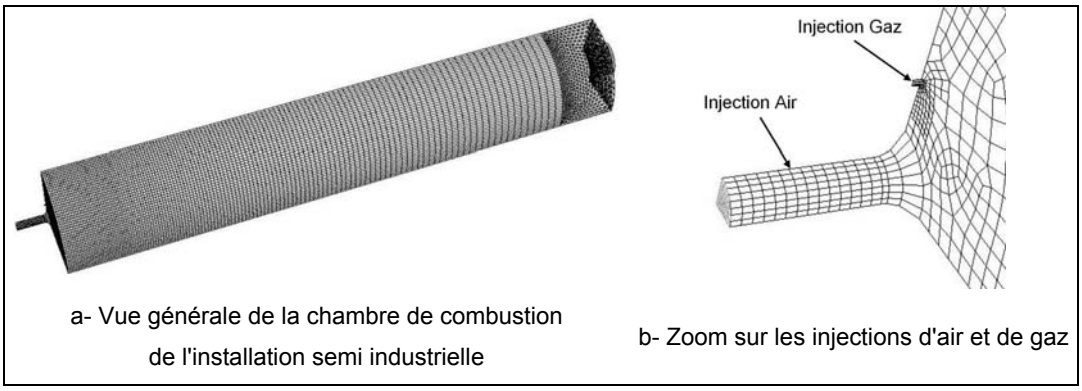
tel-00011087, version 2 - 29 Nov 2005

## 2.5 SIMULATION DES INSTALLATIONS D'ESSAIS

Les installations d'essais semi-industrielle et de laboratoire ont été simulées, sans réaction, parallèlement aux mesures expérimentales avec le code de calcul *FLUENT 6.1.22*.

La chambre de combustion de l'installation semi-industrielle est de forme cylindrique, longue de 4 m avec un diamètre de 1 m (figure 2- 38).

La chambre de combustion de l'installation de laboratoire est de forme parallélépipédique sur une longueur de 1 m. On distingue trois configurations distinctes suivant les dimensions de la section du four en fonction du confinement (faible ou fort) et de l'orientation du plan des injecteurs par rapport à la direction de la réduction de la dimension de la section du four (figure 2-39).




a- Vue générale de la chambre de combustion de l'installation semi industrielle

b- Zoom sur les injections d'air et de gaz

figure 2- 38 : Maillage de la chambre de combustion de l'installation semi industrielle

Dans les deux cas, le calcul est réalisé sur un quart de la chambre, puisqu'on peut définir deux symétries suivant le plan passant par les injecteurs de combustible et le plan perpendiculaire.

Toutes les simulations sont effectuées sans combustion, avec de l'air et du méthane. On considère un écoulement incompressible. Les conditions d'injection (températures et débits) du combustible et du comburant sont identiques à celles des essais. L'évacuation est réalisée à pression atmosphérique et les parois sont considérées adiabatiques.

La turbulence est modélisée par un modèle k-ε standard. Il existe des modèles k-ε plus évolués, tel les modèles *ASM* (*Algebric Stress Models*), *RSM* (*Reynolds Stress Model*) ou *RNG* (*Renormalization group*). Une comparaison de ces modèle avec le modèle standard montre que les différences entre les modèles sont faibles. De plus, le modèle k-ε standard demande un temps de calcul moins important et offre une robustesse accrue, facilitant la convergence des calculs (Ferrand - 2003).

Le maillage adopté pour la simulation est non structuré, adapté aux injections et à la géométrie générale des écoulements. Le schéma de discrétisation est du second ordre.



tel-00011087, version 2 - 29 Nov 2005

Dans le cas de la simulation de l'installation semi-industrielle, le maillage est réalisé avec 94217 cellules.

Dans le cas de la simulation de l'installation de laboratoire, le nombre de cellules est de 224058, pour la configuration 1 et de 168784 et 197484 cellules pour, respectivement les configurations 2 et 3.

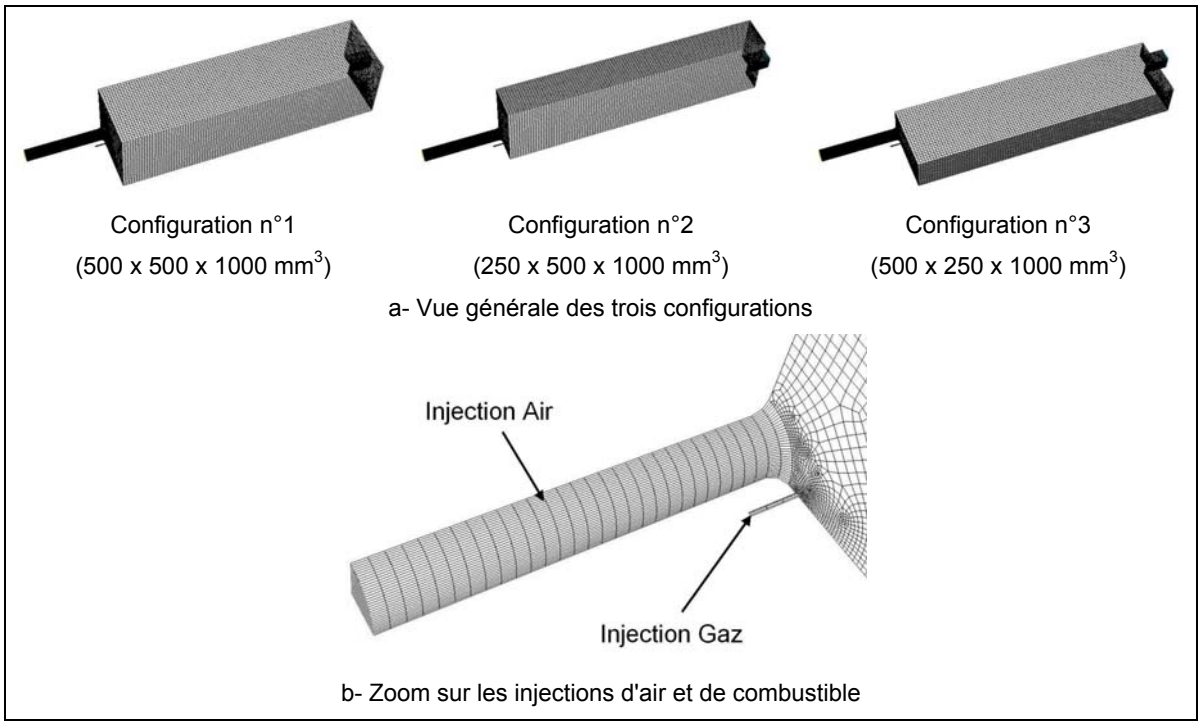



figure 2-39 : Maillages de la chambre de combustion de l'installation de laboratoire

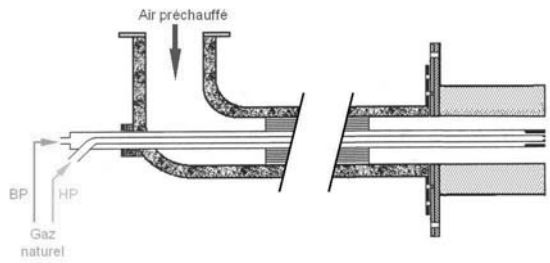
tel-00011087, version 2 - 29 Nov 2005

## 2.6 COMPARAISON AVEC DES ESSAIS EN REGIME DE COMBUSTION CLASSIQUE

Les mesures obtenues en mode de combustion sans flamme peuvent être comparées à des mesures obtenues en mode de combustion "classique". Cette comparaison vise à caractériser la différence entre les caractéristiques de la flamme, le mode de stabilisation et le déroulement de la réaction de combustion. Pour cela nous, avons utilisé des résultats d'essais semi-industriels, réalisés avec de l'air préchauffé dans une enceinte à haute température.

Nous avons choisi des mesures pré-existantes réalisées dans le cadre d'essais semi-industriels menés à la Direction de la Recherche de Gaz de France sur un brûleur fonctionnant avec de l'air préchauffé, dans une enceinte à haute température, dans le cadre du projet européen CLEANGLASS (Toquard - 1998).

Ces essais ont été réalisés avec un brûleur équipé d'un injecteur DIG (Double Impulsion Gaz) du fabricant *HOTWORK KÖSTER*. Ce brûleur est constitué de deux cannes concentriques pour l'arrivée de combustible à haute et basse pression, insérées dans une veine d'air (figure 2-40-a). Les essais ont été réalisés pour trois régimes de fonctionnement définis en fonction de la répartition du débit de gaz naturel entre l'injection à haute (HP) et basse pression (BP), comme le montre la figure 2-40-b.




a- Brûleur d'essais

| | H20B80 | H50B50 | H33B67 |
|---|---|---|---|
| débit gaz ($m^3$(n)/h) | 29 | | |
| débit air ($m^3$(n)/h) | 333 | | |
| $T_{air}$ (°C) | 600 | | |
| Puissance (kW) | 300 | | |
| Taux d'aération | 1.1 | | |
| Rapport des débits Haute/ Basse pression | 20% / 80% | 33% / 67% | 50% / 50% |

b- Conditions de fonctionnement

figure 2-40 : Brûleur et conditions d'essais (Toquard - 1998)

Dans le cas des deux premières configurations, la flamme est liftée. Elle est accrochée pour la troisième condition d'injection. Les longueurs de flamme sont relativement importantes (≈ 150 cm). Les vitesses d'injection sont du même ordre de grandeur que les vitesses d'injection en sortie de notre brûleur semi-industriel (≈ 40 $m.s^{-1}$). Les températures et concentrations en monoxyde de carbone maximales, au sein de la flamme, sont importantes, respectivement de l'ordre de 1800 °C et 10%. C'est une flamme fortement émettrice en oxydes d'azote puisque l'indice EINOx est de l'ordre de 10 à 20 g/kg, suivant les configurations d'injection.



tel-00011087, version 2 - 29 Nov 2005

## 2.7 TRAITEMENTS DES DONNEES EXPERIMENTALES

### *2.7.1 MODELE GLOBAL*

Le modèle global est de type 0D. Son but est de permettre une meilleure compréhension des mécanismes globaux intervenant dans la chambre de combustion en utilisant uniquement les mesures d'entrée / sortie.

Dans le cas de la combustion sans flamme, les recirculations des produits de combustion sont très importantes. Ces recirculations, externes aux jets, entraînent une dilution des réactifs (air et gaz naturel) avant leur mélange et la réaction de combustion (Wünning - 1997).

Le modèle reprend ce principe : les produits de combustion recirculés sont mélangés aux réactifs avant la réaction de combustion. Nous allons détailler les différentes étapes du modèle, présentées par la figure 2-41 :

- o Recirculation des produits de combustion,
- o Mélange combustible, air et produits de combustion
- o Combustion.

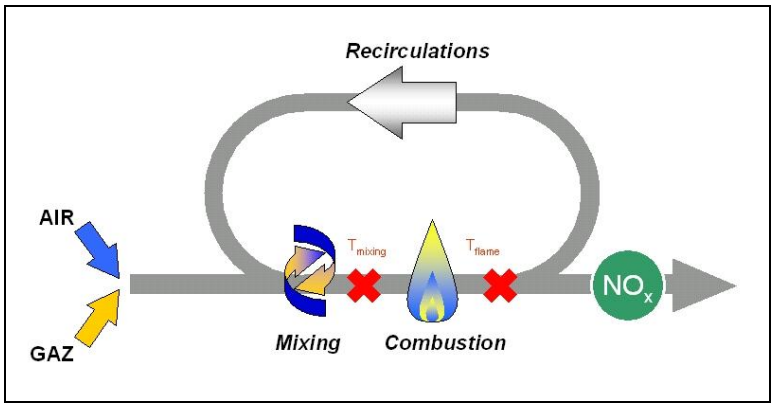



figure 2-41 : Schéma du principe du modèle 0D

#### *2.7.1.1 Modélisation de la recirculation externe et de la dilution des réactifs*

*a. Description des différentes théories*

Il existe deux façons d'aborder ce phénomène selon que l'on s'intéresse principalement aux recirculations des produits de combustion ou à la dilution du jet de réactifs. L'influence de la présence de parois autour d'un jet de gaz et les recirculations dans l'enceinte d'un four ont été étudiées par A. Craya et R. Curtet ainsi que par M.W. Thring et M.P. Newby. (Curtet - 1958, Thring - 1953). L'entraînement provoqué par un jet et sa dilution par le gaz environnant ont été étudiés par P. Ricou et B. Spalding (Ricou - 1960).



tel-00011087, version 2 - 29 Nov 2005

L'étude menée par A. Craya et R. Curtet est théorique et expérimentale. Elle a été réalisée en liaison avec des essais menés à la *SOGREAH* (*Société Grenobloise d'Etudes et d'Applications Hydrauliques*), dans les années cinquante. Le four, considéré dans cette étude, est axisymétrique. Il est muni d'une injection centrale de gaz (jet primaire) entourée d'une couronne annulaire d'admission de gaz secondaire (jet secondaire) sur toute la face avant du four.

La figure 2-42 présente les lignes de courant du jet, en présence d'un tourbillon de recirculation ainsi que l'évolution du taux de recirculation en fonction de l'abscisse, observés durant ces essais.

On peut distinguer quatre zones distinctes :

- La zone (MN) allant de la sortie de l'injecteur au début de la zone de recirculation. Dans cette zone les deux courants se mélangent.
- Ce mélange est complété dans la seconde zone (NC) qui s'étend jusqu'à la section correspondant au cœur du noyau de recirculation.
- La troisième zone (CP) correspond à la décroissance du taux de recirculation. Le jet central atteint les parois du four.
- Un écoulement classique dans une canalisation s'établit dans la quatrième zone.

On peut remarquer que le centre de la recirculation correspond au débit maximum de recirculation.

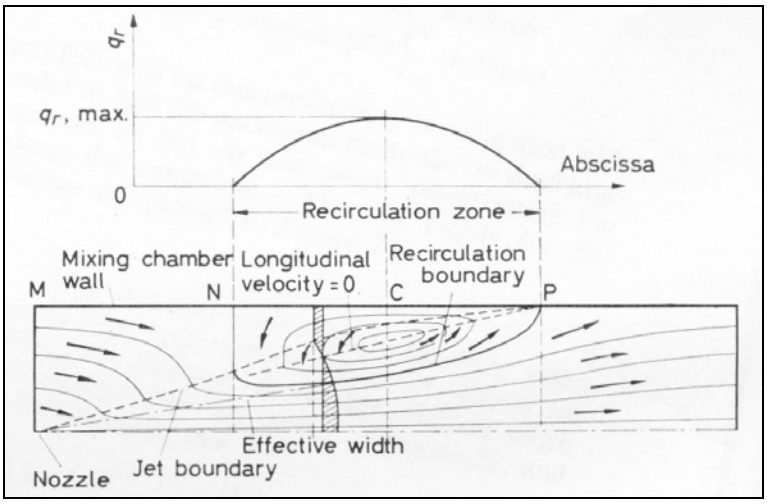



figure 2-42 : Evolution du taux de recirculation en fonction de l'abscisse et lignes de courant moyennes d'un jet en présence de tourbillon de recirculation (Curtet - 1958)

La théorie développée par Craya et Curtet permet d'établir une relation entre les conditions d'entrée de l'installation et les recirculations et de prédire l'existence d'une zone de recirculation dans l'écoulement d'un jet dans une enceinte confinée de section



tel-00011087, version 2 - 29 Nov 2005

circulaire. Il est possible de déterminer le débit recirculé et la région où commence cette recirculation et ceci par la seule connaissance du paramètre de similitude m. Ce paramètre, constant pour une configuration donnée, est défini en fonction d'une part des impulsions des jets primaires, secondaire et après mélange et d'autre part de la géométrie de la chambre :

$$m = \frac{G_1}{G_3} + \frac{G_2}{G_3} + \frac{1}{2} \cdot \left( \frac{G_2}{G_3} \cdot \frac{D^2}{D^2 - d^2} + 1 \right) \tag{14}$$

Où l'impulsion d'un jet, à pression constante, est le produit du débit massique par la vitesse débitante :

$$G = Q \cdot V$$

Le paramètre m permet alors de déduire la valeur du taux de recirculation Kv :

$$K_V = \frac{Q_R}{Q_1 + Q_2} = A \cdot \left( \sqrt{m} - B \right) \tag{15}$$

Avec :

- $G_1$ : impulsion du jet primaire,
- $Q_1$ : débit massique du jet primaire,
- $G_2$ : impulsion du jet secondaire,
- $Q_2$ : débit massique du jet secondaire,
- $G_3$ : impulsion du jet après mélange,
- $Q_R$ : débit masse recirculé,
- V : vitesse débitante,
- D : rayon de la chambre,
- d : rayon de l'injecteur,
- A et B sont définis par rapport à la géométrie de l'installation de combustion.

La figure 2-43 montre l'évolution de A et de B en fonction du rapport du rayon de l'injecteur sur le rayon de la chambre, noté d/D dans la figure.



tel-00011087, version 2 - 29 Nov 2005

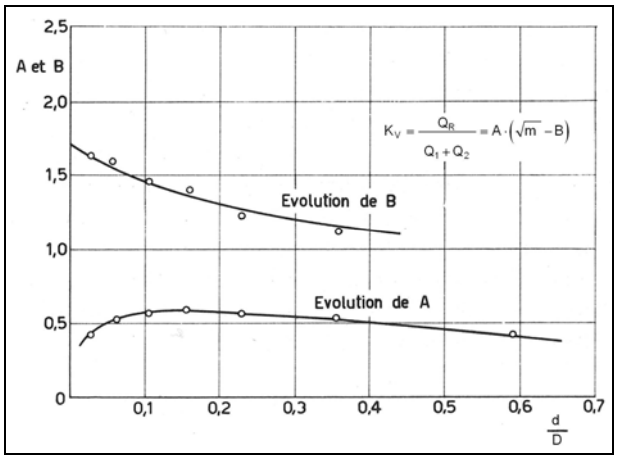



figure 2-43 : Evolution des paramètres A et B en fonction du rapport du rayon de l'injecteur sur le rayon de la chambre (Monnot - 1978)

Un autre paramètre de similitude, souvent utilisé dans l'étude des recirculations, est celui découlant des travaux de Thring et Newby (Thring - 1953). Les auteurs supposent que le jet suit les lois du jet libre jusqu'à ce qu'il rencontre les parois. Ils utilisent alors la relation permettant d'exprimer le débit de gaz ambiant entraîné par un jet en fonction de l'abscisse (Hinze et Van der Hegge Zijnen – 1949) :

$$Q = Q_1 \cdot \left( 0,2\frac{x}{d} - 1 \right)$$

Ils définissent deux abscisses particulières :

- $X_E$ : Abscisse à partir de laquelle l'ensemble du débit du fluide secondaire est entraîné totalement :

$$X_E = 5d \cdot \frac{Q_1 + Q_2}{Q_1}$$

- $X_P$ : Abscisse où le jet rencontre les parois, donné par la relation :

$$X_P = 4,5d$$

Ils proposent de définir le débit recirculé comme la différence entre le débit entraîné à l'abscisse $X_E$ et le débit à l'abscisse $X_P$ :

$$K_V = \frac{Q_R}{Q_1 + Q_2} = 0,9\frac{Q_1}{Q_1 + Q_2} \cdot \frac{D}{d} - 1$$

Ils définissent le paramètre de similitude θ :



tel-00011087, version 2 - 29 Nov 2005

$$\theta = \frac{Q_1}{Q_1 + Q_2} \cdot \frac{D}{d} = \sqrt{\frac{G_3}{G_1}}$$

Si le diamètre de l'injecteur est faible devant le diamètre de la chambre et si l'impulsion du fluide secondaire est suffisamment faible devant celle du fluide primaire, on trouve une relation entre les deux théories :

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

La figure 2-44 présente la comparaison entre les deux théories précédemment présentées, en particulier l'évolution des abscisses des points de début de la recirculation et du centre de celle-ci en fonction du rapport du diamètre de l'injecteur sur celui de la chambre. On peut constater un bon accord entre les deux théories.

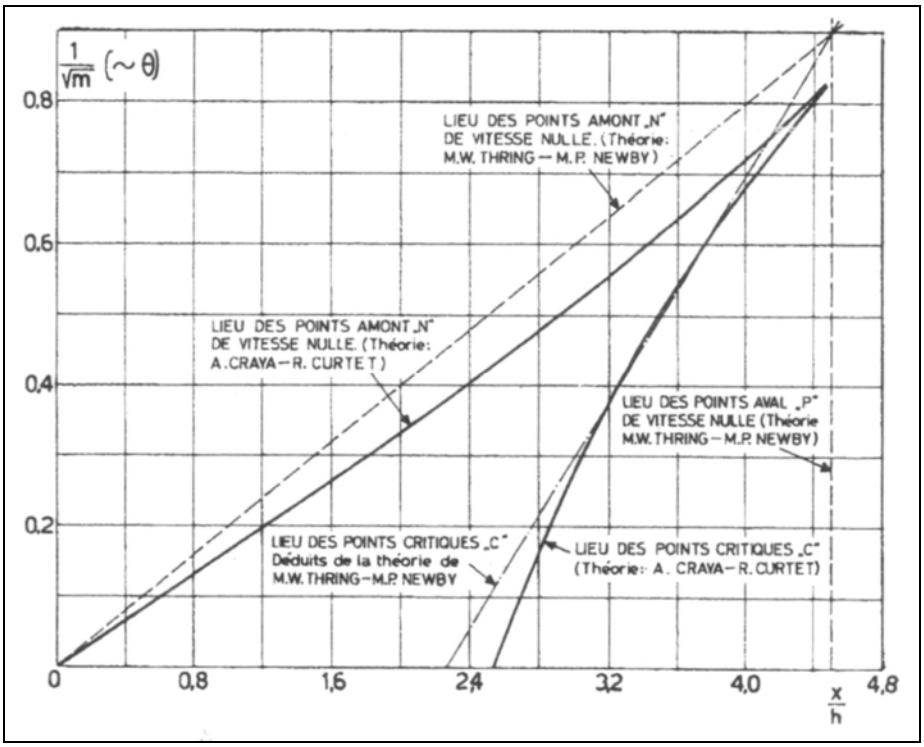


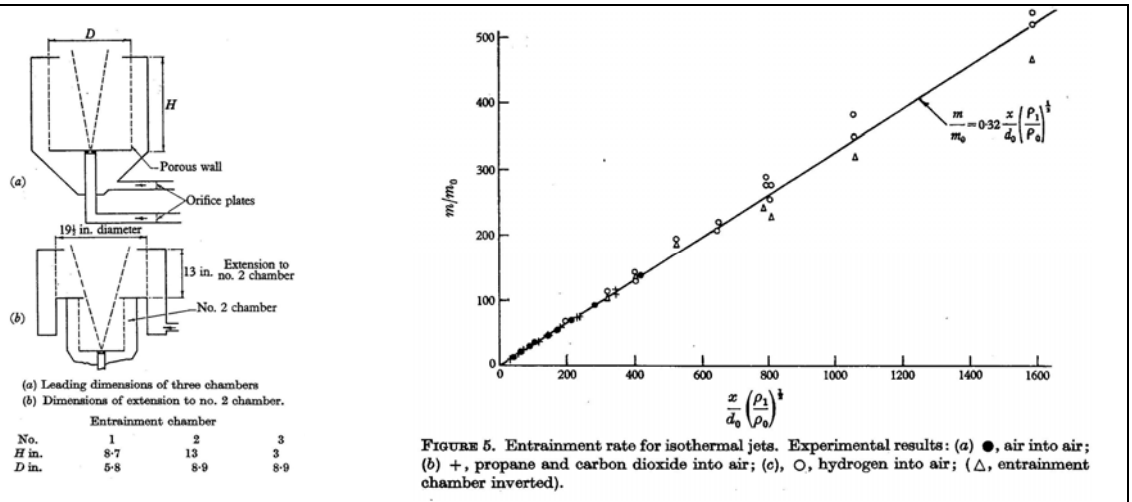

figure 2-44 : Comparaison entre la théorie de Thring-Newby et Craya-Curtet (Curtet - 1958)

Thring et Newby ont considéré le débit entraîné par le jet principal, pour estimer les recirculations (Thring - 1953). Cette méthode est proche de l'étude menée par Ricou et Spalding qui ont mesuré l'entraînement dans un jet (Ricou - 1960).

L'étude a été menée sur un jet axisymétrique turbulent dans une chambre à parois poreuses permettant l'admission d'un fluide secondaire diluant (figure 2-45).



tel-00011087, version 2 - 29 Nov 2005




a- Dispositif expérimental b- taux d'entraînement en fonction de l'abscisse réduite

figure 2-45 : Dispositif expérimental et évolution du taux d'entraînement en fonction de l'abscisse réduite (Ricou - 1960)

On peut définir un taux d'entraînement du jet en fonction des conditions d'injection et des masses volumiques dans le jet et dans le milieu environnant :

$$\frac{Q_E}{Q_1} = 0{,}32 \cdot \frac{x}{d} \cdot \sqrt{\frac{\rho_\infty}{\rho_1}} - 1$$

Beér définit un taux d'entraînement maximum dans le cas d'un écoulement dans une enceinte avec deux écoulements concentriques (Beér- 1972).

Il définit les abscisses :

- $X_C$ : Abscisse du centre de la recirculation :

$$X_c = \frac{1}{2}\left[x_p + \frac{d'}{0{,}32}\sqrt{\frac{\rho_1}{\rho_2}}\right]$$

- $X_P$ : Abscisse où le jet rencontre les parois, donné par la relation :

$$X_p = 5{,}85\frac{D}{2}$$

Où d' est le diamètre équivalent d'injection défini, dans le cas d'un écoulement coaxial avec un fluide de même masse volumique, par :

$$d' = \frac{2 \cdot (Q_1 + Q_2)}{\pi\rho\sqrt{G_1 + G_2}}$$

Dans le cas ou l'ensemble des recirculations est entraîné par le jet central entre la sortie et le point C, le taux maximum d'entraînement est donné par :



tel-00011087, version 2 - 29 Nov 2005

$$K_E = 0,47 \frac{D}{d'} \sqrt{\frac{\rho_2}{\rho_1}} - 0,5$$

Si l'injection du fluide secondaire est négligée la relation devient (Piepers - 2001) :

$$K_E = 0,47 \frac{D}{d} \sqrt{\frac{\rho_\infty}{\rho_1}} - 0,5 \qquad (16)$$

Cette formule est définie pour un système fermé, dans le cas d'une simple injection centrale, où le débit recirculé est égal au débit entraîné.

En anticipant sur les résultats, il est possible de comparer le taux de recirculation et le taux d'entraînement. La figure 2-46 présente la comparaison entre le taux maximum de recirculation $K_V$ et le taux maximum d'entraînement $K_E$ pour les cas de la présente étude :

$$\Delta_K = \frac{K_V - K_E}{K_V}$$

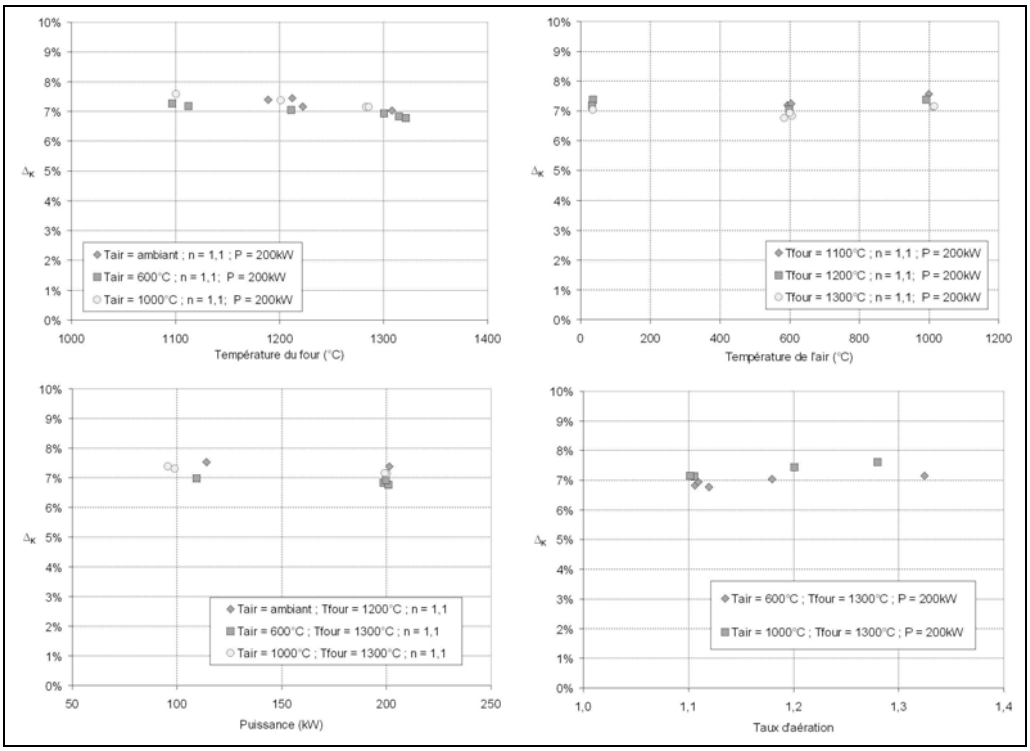



figure 2-46 : Comparaison entre le taux maximum de recirculation et le taux maximum d'entraînement

La différence entre les deux taux est constante et de l'ordre de 7 %. Dans le modèle global, nous utiliserons la formulation découlant des essais de Craya-Curtet, qui donne donc la valeur la plus forte.



tel-00011087, version 2 - 29 Nov 2005

La figure 2-47 montre l'évolution du rapport de l'impulsion des jets de combustible $G_a$ sur l'impulsion du jet d'air $G_0$, pour les différentes conditions de fonctionnement testées sur l'installation d'essais.

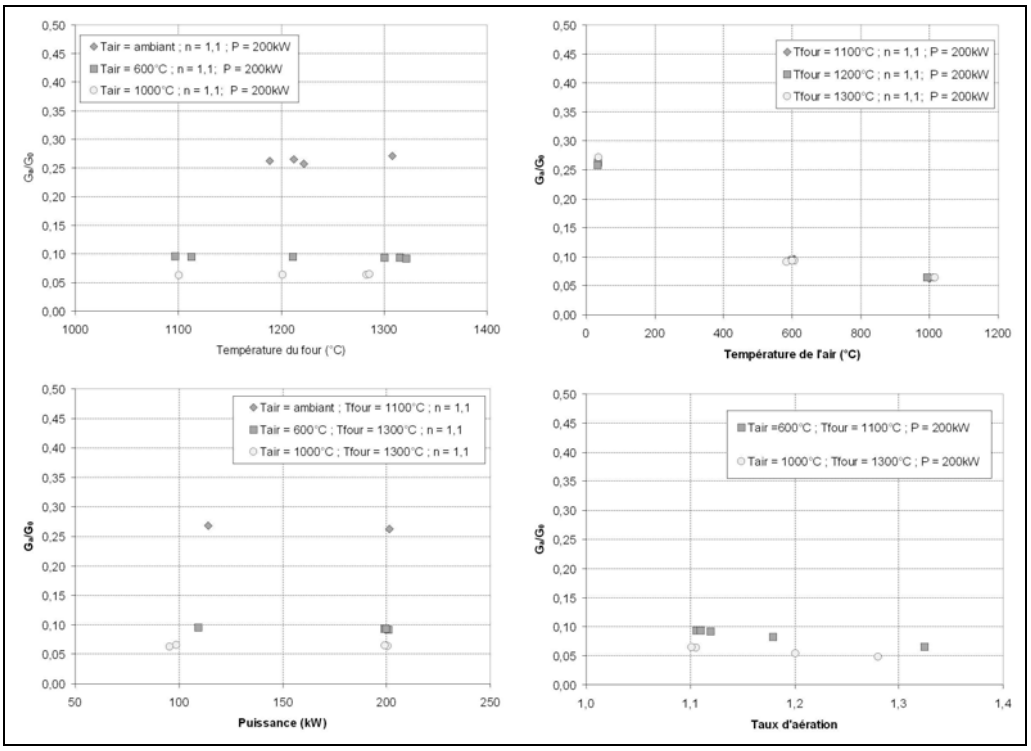



figure 2-47 : Evolution du rapport de l'impulsion des jets de combustible sur l'impulsion du jet d'air

On remarque que l'impulsion du jet de combustible est de trois à vingt fois inférieures à celle du jet d'air. Ce qui permet de simplifier la formule de m et de l'exprimer uniquement en fonction des impulsions d'air et des fumées :

$$m' = \frac{G_1}{G_3} - \frac{1}{2}$$

Cette formulation est aussi plus en accord avec notre configuration expérimentale où l'injection du combustible n'est pas axisymétrique autour du jet d'air.

Il y a donc deux façons de calculer le paramètre m. La figure 2-48 présente l'évolution de la différence entre les deux modes de calcul du paramètre m.

$$\Delta_m = \frac{m - m'}{m}$$



tel-00011087, version 2 - 29 Nov 2005

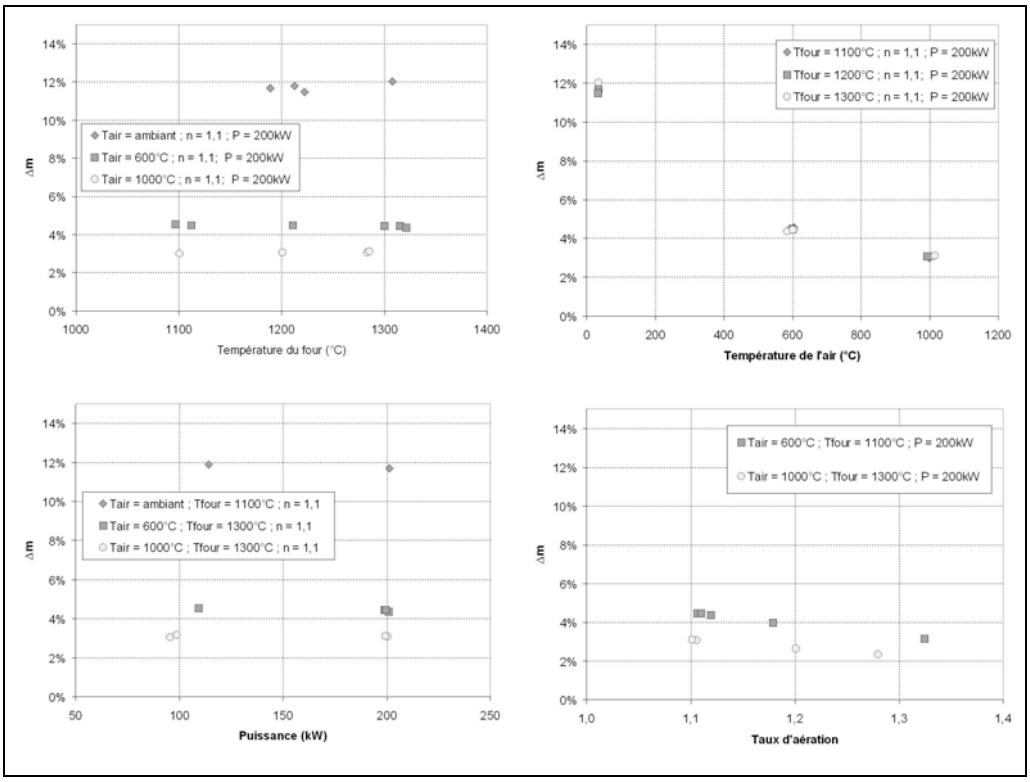



figure 2-48 : Comparaison entre les deux méthodes de calcul de m

On remarque que la différence entre les deux façons de calculer le paramètre atteint au maximum 12%. On retrouve alors des taux similaires au taux d'entraînement Ke obtenu avec la théorie de Ricou et Spalding. Ce qui justifie la simplification de la formulation pour le calcul du paramètre de similitude m.

Dans la suite, nous ne ferons plus la distinction entre le jet primaire et le jet secondaire, mais entre le jet d'air et le jet de combustible.

*b. Calcul des propriétés du mélange tripartie*

Le taux de recirculation Kv est donc calculé à partir du rapport entre les impulsions du jet d'air et du jet en fond de chambre :

$$K_V = \frac{Q_R}{Q_A + Q_F} = 0{,}55 \cdot \left( \sqrt{\frac{G_A}{G_E} - 0{,}5} - 1{,}5 \right) \qquad (17)$$

Avec :

- $G_A$ : impulsion du jet d'air,
- $Q_A$ : débit massique de l'air,
- $Q_F$ : débit massique de combustible,
- $G_E$ : impulsion de fumées,



tel-00011087, version 2 - 29 Nov 2005

- $Q_R$ : débit massique des recirculations.

Les impulsions du jet d'air et des fumées sont calculées en fonction des mesures d'entrée / sortie :

$$G_A = Q_{m_A} \cdot V_A = 4 \cdot \rho_A \cdot \frac{Q_{vn_A}^2}{3600^2 \cdot \pi \cdot D_A^2} \cdot \frac{T_A + 273{,}15}{273{,}15}$$

$$G_E = Q_{m_E} \cdot V_E = \frac{\left(Q_{vn_A} \cdot \rho_A + Q_{vn_F} \cdot \rho_F\right)^2}{3600^2 \cdot S_E \cdot \rho_E}$$

La masse volumique $\rho_E$ est calculée à partir de la composition des fumées, mesurée en sortie de chambre.

$$\rho_E = \frac{273{,}15}{22{,}4 \cdot \left(T_E + 273{,}15\right)} \sum_i M_i \cdot X_i$$

Avec :

- $Q_{vnA}$ : débit d'air dans les conditions normales (P = 101325 Pa, T = 0 °C),
- $T_A$ : température de l'air,
- $\rho_A$ : masse volumique de l'air dans les conditions normales (P = 101325 Pa, T = 0 °C),
- $D_A$ : diamètre de l'injecteur d'air,
- $Q_{vnF}$ : débit de combustible dans les conditions normales (P = 101325 Pa, T = 0 °C),
- $\rho_F$ : masse volumique du combustible dans les conditions normales (P = 101325 Pa, T = 0 °C),
- $\rho_E$ : masse volumique des fumées dans les conditions normales (P = 101325 Pa, T = 0 °C),
- $S_E$ : section de la chambre,
- $T_E$ : température des fumées,
- $M_i$ : masse molaire des produits de combustion,
- $X_i$ : fraction molaire des produits de combustion.

En sortie de chambre, les mesures sont effectuées sur l'oxygène, le monoxyde de carbone et le dioxyde de carbone. Les concentrations en $H_2O$ et en $N_2$ sont calculées à partir des mesures. Le calcul est établi pour l'oxydation complète d'un alcane quelconque $C_nH_m$ :



tel-00011087, version 2 - 29 Nov 2005

$$X_{H_2O} = \frac{m}{2n} X_{CO_2}$$

$$X_{N_2} = 3,76 \cdot \left( X_{CO_2} + \frac{X_{H_2O}}{2} + X_{O_2} \right)$$

Les valeurs de n et de m sont calculées à partir de la composition du gaz naturel :

$$n = \frac{\sum_{i=1}^{6} i \cdot X_{C_iH_{2i+2}}}{100}$$

$$m = \frac{\sum_{i=1}^{6} (2i+2) X_{C_iH_{2i+2}}}{100}$$

Dans le modèle global on considère un mélange tripartie entre l'air, le combustible et les produits de combustion recirculés, se réalisant avant la réaction de combustion. A partir du taux de recirculation, on peut calculer la composition et la température de ce mélange avant la combustion.

Même si le choix de considérer un mélange parfait du gaz naturel, de l'air et des produits de combustion recirculés, avant l'initiation de la combustion, n'est pas physiquement réaliste, ce modèle simple permet ici de déterminer une température et une concentration pour le mélange et ainsi de positionner, nos conditions expérimentales dans le diagramme [concentration en oxygène ; température de l'air dilué], défini par Yamauchi (§ 1.2).

La fraction massique d'un composé dans le mélange tripartie est fonction des trois débits massiques et de la fraction massique de la dite molécule dans chacun des trois débits :

$$Y_{i_M} = \frac{Y_{i_F} \cdot (Q_{vn_F} \cdot \rho_F) + Y_{i_A} \cdot (Q_{vn_A} \cdot \rho_A) + Y_{i_R} \cdot K_V \cdot (Q_{vn_F} \cdot \rho_F + Q_{vn_A} \cdot \rho_A)}{(1+K_V) \cdot (Q_{vn_F} \cdot \rho_F + Q_{vn_A} \cdot \rho_A)}$$

Le calcul de l'enthalpie du mélange tripartie est donné par :

$$H_M = H_F + H_A + H_R$$

Les enthalpies sont calculées par :

$$H_i = Cp(T_i) \cdot T_i \cdot Q_{vn_i} \cdot \rho_i$$



tel-00011087, version 2 - 29 Nov 2005

Les mesures dans la flamme ont montré que la température dans la zone de recirculation externe était égale à la température du four. Par conséquent, la température des produits recirculés $T_R$ est prise dans ce modèle égale à la température du four.

En supposant un mélange de gaz parfaits, on définit la capacité thermique massique à pression constante de l'air, du combustible et des fumées par :

$$Cp(T) = \sum_i Y_i \cdot Cp_i(T)$$

Les capacités thermiques massiques, exprimées en kJ/kg.K, sont définies par des polynômes d'ordre 4 (Gasunie - 1988) :

$$Cp_i(T) = \sum_j a_j \cdot T^j$$

| | $a_0$ | $a_1.10^3$ | $a_2.10^6$ | $a_3.10^9$ | $a_4.10^{13}$ |
|---|---|---|---|---|---|
| Méthane : $CH_4$ | 2,394 | -4,436 | 17,221 | -14,912 | 42,748 |
| Ethane : $C_2H_6$ | 2,079 | -0,707 | 22,298 | -23,542 | 75,048 |
| Propane : $C_3H_8$ | 1,986 | 3,896 | 24,110 | -28,751 | 96,209 |
| Isobutane : i-$C_4H_{10}$ | 0,708 | 18,282 | 2,126 | -11,197 | 43,223 |
| Butane : n-$C_4H_{10}$ | 1,495 | 14,699 | 7,640 | -14,867 | 52,232 |
| Isopentane : i-$C_5H_{12}$ | -0,593 | 31,851 | -17,988 | 4,524 | -2,914 |
| Pentane : n-$C_5H_{12}$ | -0,053 | 29,831 | -15,792 | 3,591 | -1,949 |
| 2,2 Diméthylepropane : neo-$C_5H_{12}$ | 0,082 | 27,552 | -5,060 | -9,552 | 46,303 |
| $C_6$ + | 5,153 | -6,604 | 98,979 | -132,377 | 560,481 |
| Azote : $N_2$ | 1,866 | -0,468 | 1,129 | -0,549 | 0,610 |
| Dioxyde de carbone : $CO_2$ | 1,314 | 4,182 | -2,958 | 0,930 | -0,792 |
| Oxygène : $O_2$ | 1,900 | 1,121 | 3,921 | -3,609 | 10,848 |
| Vapeur d'eau : $H_2O$ | 2,150 | -0,889 | 2,952 | -2,224 | 5,831 |

figure 2-49 : Coefficient du polynôme définissant les chaleurs spécifiques (Gasunie - 1988)

La température du mélange est donc définie par la formule :

$$T_M = \frac{Cp_A(T_A) \cdot T_A \cdot Q_{vn_A} \cdot \rho_A + Cp_F(T_F) \cdot T_F \cdot Q_{vn_F} \cdot \rho_F + Cp_R(T_R) \cdot T_R \cdot K_V \cdot (Q_{vn_A} \cdot \rho_A + Q_{vn_F} \cdot \rho_F)}{Cp_M(T_M) \cdot (1 + K_V) \cdot (Q_{vn_A} \cdot \rho_A + Q_{vn_F} \cdot \rho_F)}$$

Le calcul est alors effectué de façon itérative.

### *2.7.1.2 Modélisation de la combustion*

La température adiabatique de flamme est ensuite calculée à partir d'un bilan d'enthalpies (Esposito - 1991) :

$$H_B = H_M + \rho_F \cdot Q_{vn_F} \cdot PCI$$

Le pouvoir calorifique inférieur (en kJ/kg) est calculé en fonction des pouvoirs calorifiques inférieurs des différents éléments constituant le gaz naturel (figure 2-50) :



tel-00011087, version 2 - 29 Nov 2005

$$PCI = \frac{\sum_i PCI_i \cdot X_i}{\sum_i M_i \cdot X_i}$$

| ESPECE | | PCI (kJ/mol) | Mi x10$^{-3}$ (kg/mol) |
|---|---|---|---|
| Méthane | $CH_4$ | 802,32 | 16,043 |
| Ethane | $C_2H_6$ | 1427,83 | 30,069 |
| Propane | $C_3H_8$ | 2044,01 | 44,096 |
| Isobutane | i-$C_4H_{10}$ | 2648,68 | 58,123 |
| Butane | n-$C_4H_{10}$ | 2657,05 | 58,123 |
| Isopentane | i-$C_5H_{12}$ | 3264,06 | 72,150 |
| Pentane | n-$C_5H_{12}$ | 3272,10 | 72,150 |
| 2,2 Diméthylepropane | neo-$C_5H_{12}$ | 3252,56 | 72,150 |
| Héxane | $C_6H_{14}$ | 3886,81 | 86,177 |
| Dioxyde de carbone | $CO_2$ | 0,00 | 44,010 |
| Azote | $N_2$ | 0,00 | 28,013 |

figure 2-50 : Pouvoir calorifique inférieur et masse molaire des différents constituants du gaz naturel (Gasunie - 1988)

La composition du gaz naturel utilisé est déterminée régulièrement pour les deux installations d'essais. A titre d'illustration, la figure 2-51 présente la composition moyenne du gaz naturel employé durant les essais semi-industriels. Comme on peut le remarquer les produits inertes, azote et dioxyde de carbone, représentent 3% du mélange.

La température adiabatique de flamme est alors calculée par la formule suivante :

$$T_B = \frac{Cp_A(T_A)\cdot T_A \cdot Q_{vn_A}\cdot \rho_A + Cp_F(T_F)\cdot T_F \cdot Q_{vn_F}\cdot \rho_F + Cp_R(T_R)\cdot T_R \cdot K_V \cdot (Q_{vn_A}\cdot \rho_A + Q_{vn_F}\cdot \rho_F) + Q_{vn_F}\cdot \rho_F \cdot PCI}{Cp_B(T_B)\cdot(1+K_V)\cdot(Q_{vn_A}\cdot \rho_A + Q_{vn_F}\cdot \rho_F)}$$

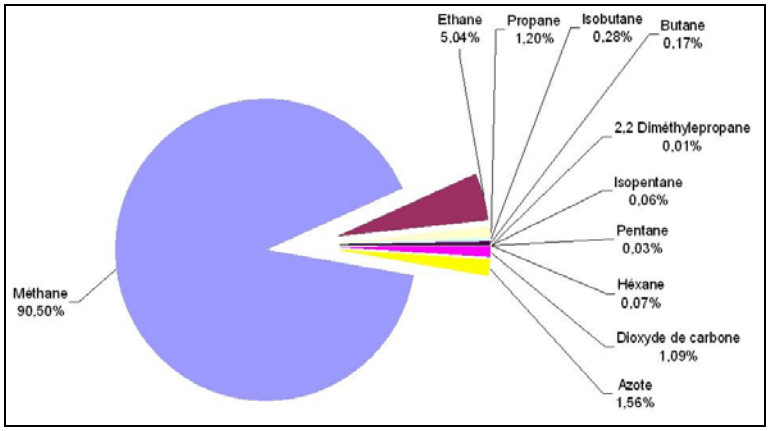



figure 2-51 : Composition moyenne du gaz naturel



tel-00011087, version 2 - 29 Nov 2005

### 2.7.2 CALCUL DES CONCENTRATIONS MOYENNES DES ESPECES STABLES, NON MESUREES

Le dispositif de mesures de concentration moyenne d'espèces stables ne permet d'accéder qu'aux concentrations du méthane, de l'oxygène, du monoxyde de carbone, du dioxyde de carbone et de l'oxyde d'azote.

Par calcul, il est possible de connaître les concentrations des autres espèces chimiques stables. Cette méthode repose sur l'hypothèse que nous sommes, localement, à l'équilibre chimique thermodynamique. Elle ne permet d'envisager que les espèces suivantes : $O_2$, $CH_4$, CO, $CO_2$, $H_2$, $H_2O$, $N_2$, NO.

La mise à l'équilibre de l'équation de l'oxydation partielle du méthane amène aux relations suivantes :

$$X_{H_2O} = \frac{2 \cdot X_{CO_2} + X_{CO}}{1 + \dfrac{X_{CO}}{K \cdot X_{CO_2}}} \tag{18}$$

$$X_{H_2} = \frac{X_{H_2O} \cdot X_{CO}}{K \cdot X_{CO_2}} \tag{19}$$

$$X_{N_2} = 3{,}76 \cdot \left( X_{CO_2} + \frac{X_{CO}}{2} + X_{O_2} + \frac{X_{H_2O}}{2} \right) \tag{20}$$

K est la constante d'équilibre de la réaction du gaz à l'eau et est définie en fonction de la température du milieu, à partir des tables JANAF (Chase- 1985). La figure 2-52 montre l'évolution de K en fonction de la température.

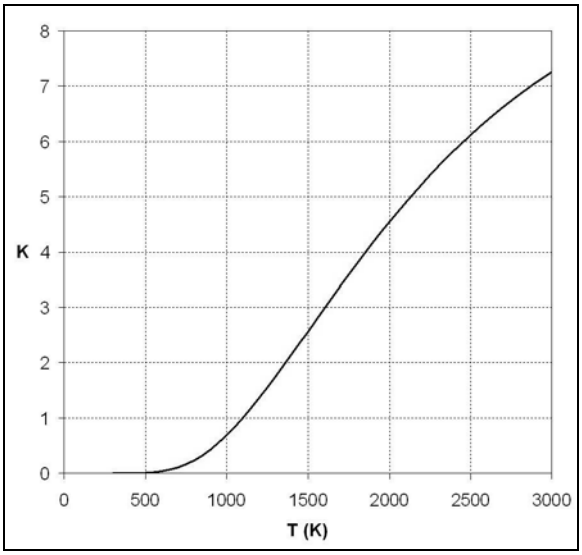



figure 2-52 : Evolution de la constante d'équilibre de la réaction du gaz à l'eau, en fonction de la température



tel-00011087, version 2 - 29 Nov 2005

### 2.7.3 CARACTERISATION DU MELANGE DES REACTIFS DURANT LA COMBUSTION

Il existe de nombreux moyens de définir localement le mélange air/ combustible, à partir des mesures de concentration moyenne d'espèces. La fraction de mélange est une de ces méthodes pour les flammes de diffusion. La fraction de mélange est définie en fonction de la concentration massique en oxygène et en combustible au point de mesure et dans les jets d'air et de combustible (Kuo- 1986) :

$$Z = \frac{\left[Y_F - \left(Y_F/Y_O\right)_{St} \cdot Y_O\right]_M - \left[Y_F - \left(Y_F/Y_O\right)_{St} \cdot Y_O\right]_A}{\left[Y_F - \left(Y_F/Y_O\right)_{St} \cdot Y_O\right]_F - \left[Y_F - \left(Y_F/Y_O\right)_{St} \cdot Y_O\right]_A}$$

Dans notre cas de combustion initialement non prémélangée, l'expression se simplifie. Il n'y a pas d'oxygène dans le combustible ni de combustible dans l'air. On obtient donc :

$$Z = \frac{\left[Y_F - \left(Y_F/Y_O\right)_{St} \cdot Y_O\right]_M - \left(Y_F/Y_O\right)_{St} \cdot Y_{O,A}}{1 + \left(Y_F/Y_O\right)_{St} \cdot Y_{O,A}} \qquad (21)$$

La figure 2-53 présente l'évolution théorique des concentrations en réactifs en fonction de la fraction de mélange pour le cas sans et avec réaction.

Lorsqu'il n'y a pas de réaction de combustion, les espèces diffusent l'une dans l'autre. Lorsqu'il y a réaction de combustion, elle se situe à la stœchiométrie ($Z_{St}$). Les réactifs diffusent vers la zone de réaction. Leurs concentrations diminuent de leurs valeurs maximales respectives à la valeur nulle pour $Z_{St}$.

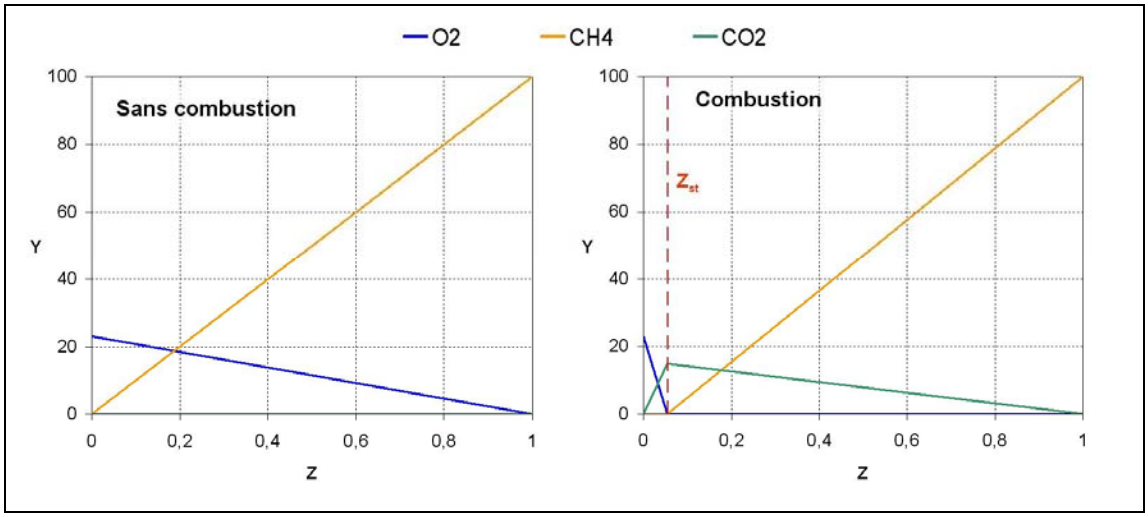



figure 2-53 : Evolution des concentrations en combustible, comburant et produit de combustion en fonction de la fraction de mélange avec et sans combustion



tel-00011087, version 2 - 29 Nov 2005

### 2.7.4 EMISSIONS EN OXYDE D'AZOTE

#### 2.7.4.1 *Voies et taux de formation des oxydes d'azote*

La combustion du gaz naturel entraîne la formation de monoxyde d'azote selon des mécanismes chimiques complexes associant l'azote moléculaire et l'oxygène de l'air. On distingue trois mécanismes de formation du monoxyde d'azote (figure 2-54) :

- NO thermique (Thermal NO): Il se forme dans la zone de réaction de combustion, principalement à partir de l'azote et de l'oxygène de l'air. Les émissions en oxydes d'azote formés par voie thermiques restent faible pour des températures inférieures à 1600 °C.
- NO précoce (Prompt NO) : Le mécanisme admis du NO précoce est celui d'une attaque de la molécule d'azote par des radicaux hydrocarbonés capables de rompre la liaison de l'azote. Ces réactions produisent des produits cyanurés (HCN, CN) puis des amines qui réagissent pour donner éventuellement du NO. Ce mécanisme est prépondérant dans les zones riches en combustible.
- NO combustible (Fuel NO) : De par leurs origines biologiques, les combustibles fossiles contiennent de l'azote sous formes diverses. Dans le cas du gaz naturel, l'azote moléculaire ne se distinguant en rien de l'azote de l'air, il réagira donc comme ce dernier.

On peut observer que ces mécanismes ne sont pas totalement indépendants, puisque les radicaux O et OH participent aux trois voies de formation.

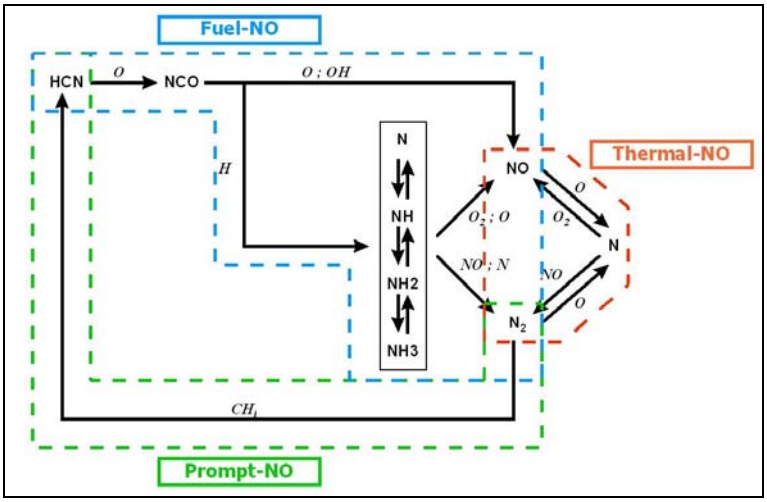



figure 2-54 : Mécanismes de formation du monoxyde d'azote (De Soete - 2002)

Le taux de formation de l'oxyde d'azote par voie thermique est défini par la formule suivante (Bowman – 1975) :



tel-00011087, version 2 - 29 Nov 2005

$$\frac{d[NO]}{dt} = \frac{6 \cdot 10^{16}}{T^{1/2}} \cdot \exp\left(\frac{-69090}{T}\right) \cdot [N_2] \cdot [O_2]^{1/2} \tag{22}$$

Où $[N_2]$ et $[O_2]$ représentent les concentrations en azote et oxygène dans le milieu en $mol.cm^{-3}$.

Le taux de formation de l'oxyde d'azote par voie précoce est calculé via la formule empirique définie par De Soete (De Soete - 1975) :

$$\frac{d[NO]}{dt} = f \cdot 6,4 \cdot 10^6 \cdot [N_2] \cdot [O_2]^{1/2} \cdot [C_nH_m] \cdot T \cdot \exp\left(\frac{72,5 \cdot 10^3}{R \cdot T}\right) \tag{23}$$

Où f est un facteur de correction calculé en fonction du combustible et du taux d'aération de la réaction de combustion :

$$f = 4,75 + 0,0819 \cdot N_C - 23,2 \cdot \frac{1}{\lambda_{O_2}} + 32 \cdot \frac{1}{\lambda_{O_2}^2} - 12,2 \cdot \frac{1}{\lambda_{O_2}^3} \tag{24}$$

Où $N_c$ est le nombre de carbone du gaz naturel et $\lambda_{O_2}$ est le taux d'aération.

Le calcul des taux locaux d'émission en oxyde d'azote formés par voie précoce et par voie thermique, nécessite la mesure locale de la température et des concentrations des espèces stables.

#### 2.7.4.2 *Indice d'émission en oxyde d'azote : $EINO_x$*

Cet indice, calculé à partir de la composition des fumées, est une grandeur représentant la quantité d'oxydes d'azote formé par quantité de combustible brûlé, en g/kg. Il a l'intérêt de permettre de s'affranchir des problèmes de dilution des fumées et de pouvoir comparer différents types d'installation avec des conditions de fonctionnement différentes.

L'indice $EINO_X$ est défini, en supposant que le monoxyde d'azote se transforme totalement en dioxyde d'azote par :

$$EINO_x = \frac{M_{NO_2} \cdot V_{NO_2}}{M_{CH_4} \cdot \left(V_{CO_2} + V_{CO}\right)}$$

Cet indice peut se calculer alors directement à partir des mesures effectuées en cheminée :

$$EINO_x = \frac{0,2875 \cdot V_{NO_{x_{ppm}}}}{\left(V_{CO_2} + V_{CO}\right)} \tag{25}$$



tel-00011087, version 2 - 29 Nov 2005

### 2.7.5 CARACTERISATION DE LA RECIRCULATION DES PRODUITS DE COMBUSTION ET DE LA DILUTION A PARTIR DES MESURES DANS LA FLAMME

Cette caractérisation est basée sur les champs de vitesse axiale moyenne, de concentration moyenne d'espèces stables et de température moyenne.

Pour illustrer notre propos, la figure 2-55 présente la vitesse axiale à 200 mm du brûleur, mesurée pour le cas de référence sur l'installation semi-industrielle. Il est possible de définir, dans chaque section de mesure (X = 40 mm, X = 120 mm, etc.), deux débits massiques :

- Un débit massique positif : $Q_1(x)$,
- Un débit massique négatif : $Q_2(x)$.

La limite entre les deux débits, est définie par l'isovaleur de vitesse nulle. Les débits sont calculés par la méthode des trapèzes :

$$Q = \sum_{i=0}^{n-1} \pi \cdot \frac{\left(\rho V_{i+1} + \rho V_i\right)}{2} \cdot \left(X_{i+1}^2 - X_i^2\right)$$

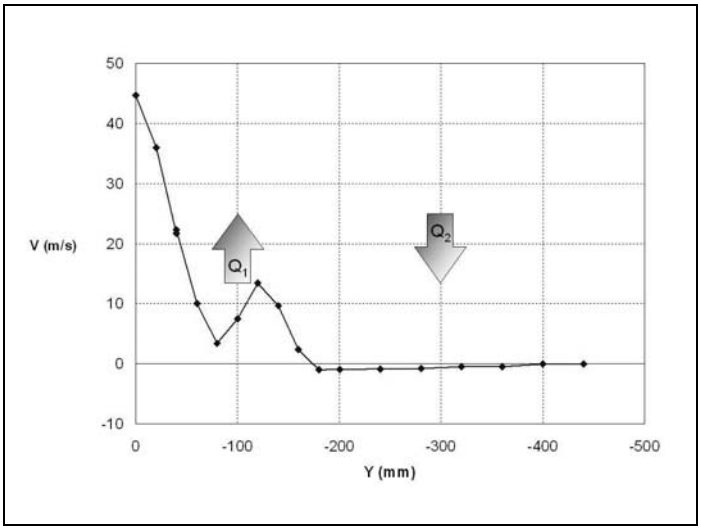



figure 2-55 : Vitesse axiale à 200 mm du brûleur

Le débit $Q_2(x)$ est directement le débit massique des produits de combustion recirculants. Il est possible de normaliser ce débit par rapport au débit massique de combustible et de comburant et définir un taux de recirculation évoluant le long de l'axe de la chambre de combustion :

$$K_V(x) = \frac{Q_2(x)}{Q_{m_F} + Q_{m_A}} = \frac{Q_R(x)}{Q_{m_F} + Q_{m_A}}$$



tel-00011087, version 2 - 29 Nov 2005

Le débit $Q_1(x)$ correspond au débit de combustible et de comburant auxquels s'ajoute, de section en section, le gaz environnant entraîné par les jets. Il est donc possible de définir un taux d'entraînement :

$$K_E(x) = \frac{Q_1(x) - \left(Q_{m_F} + Q_{m_A}\right)}{Q_{m_F} + Q_{m_A}} = \frac{Q_E(x)}{Q_{m_F} + Q_{m_A}}$$

Dans le cas de jets coaxiaux ou d'un seul jet, le calcul des débits massiques et du taux d'entraînement ne posent aucun problème. Cependant, dans notre cas, nous avons trois jets coplanaires.

Dans le cas d'un écoulement issu de jets multiples, il est possible de décrire l'écoulement en distinguant trois zones (Lin & Sheu, 1991) (figure 2-56) :

- La "zone de convergence" où les jets ne sont pas encore en contact. Le fluide environnant va être entraîné par les jets ce qui va créer une zone de faible pression et donc attirer les jets les uns vers les autres. Cette zone prend fin quand les différents jets entrent en contact.
- La "zone de fusion" où les jets se mélangent entre eux. Dans cette zone, les profils des différentes quantités, initialement séparées, fusionnent jusqu'à ce que la valeur maximale du profil soit située le long de l'axe principal. Les profils peuvent alors admettre plusieurs maxima et minima.
- La "zone de combinaison" où le profil s'uniformise doucement pour ressembler à un profil de type jet simple. Les caractéristiques de l'écoulement seront celles d'un jet simple.

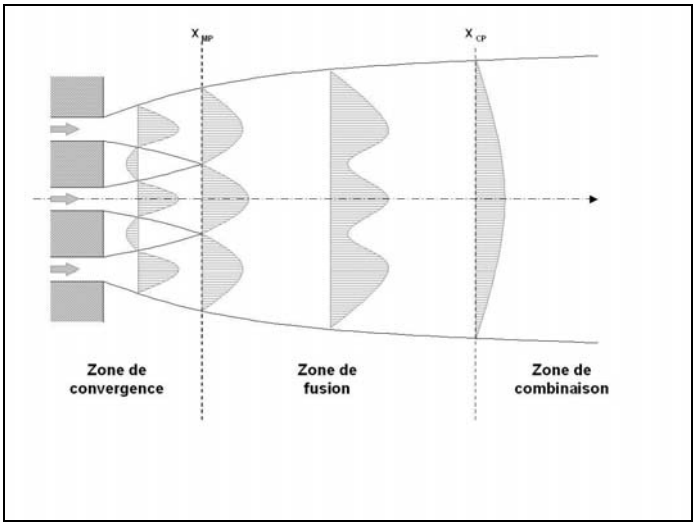



figure 2-56 : Les zones d'un écoulement issu de jets triples plan (Lin & Sheu, 1991)



tel-00011087, version 2 - 29 Nov 2005

Dans la zone de convergence, les trois jets se distinguent les uns des autres et peuvent être considérés, chacun, comme axisymétrique.

Dans la zone de combinaison, où il n'y a plus qu'un seul jet, le calcul peut se baser sur l'hypothèse d'un jet axisymétrique.

A l'inverse des deux autres zones, les jets se mélangeant dans la zone de fusion, il n'est plus possible de les distinguer les uns des autres. Après différents essais, la solution la plus satisfaisante est de répartir la zone de fusion entre les deux autres zones :

- prolonger la zone de convergence jusqu'à ce qu'on ne puisse plus distinguer de minima entre le jet d'air et le jet de combustible,
- faire débuter la zone de combinaison à partir de cette limite.

Cette méthode de calcul ne tient pas compte, sur une certaine distance, d'une partie des débits de combustible et d'air, coïncidant à l'interpénétration des jets. Cette zone est hachurée sur la figure 2-57. Cela créait, artificiellement, un plateau dans l'évolution du taux d'entraînement.

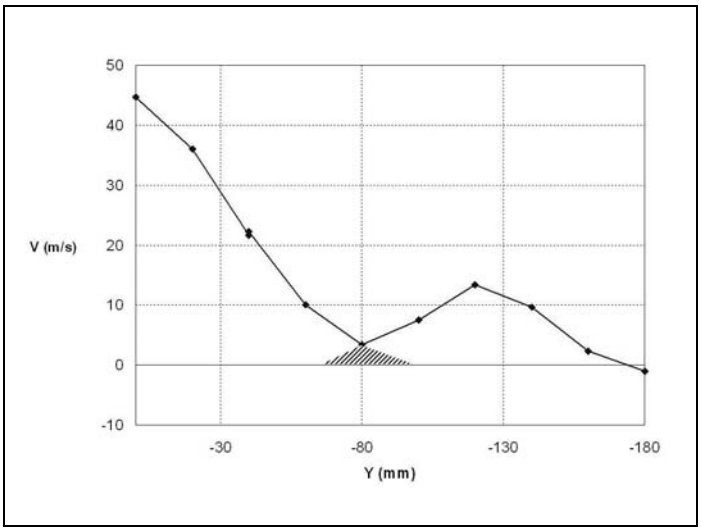



figure 2-57 : Zone d'interpénétration des jets, non prise en compte par la méthode de calcul du taux d'entraînement

Dans le cas de l'installation d'essais de laboratoire, la forme parallélépipédique de la chambre de combustion et les caractéristiques de la recirculation externe ne permettent plus de considérer le système comme étant axisymétrique (§ 4.6). A partir des simulations numériques, nous calculons donc les deux débits $Q_1$ et $Q_2$, section par section, par deux intégrales surfaciques, comme le montre la figure 2-58 :

$$Q = \sum_{i=0}^{n-1}\sum_{j=0}^{m-1}\left(X_{i+1,j} - X_{i,j}\right)\cdot\left(Y_{i,j+1} - Y_{i,j}\right)\cdot\frac{(\rho V)_{i,j} + (\rho V)_{i+1,j} + (\rho V)_{i,j+1} + (\rho V)_{i+1,j+1}}{4}$$



tel-00011087, version 2 - 29 Nov 2005

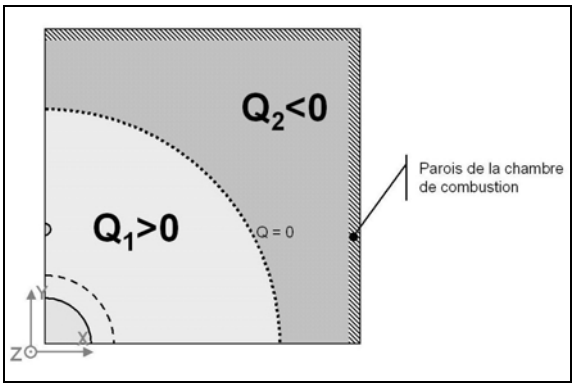



figure 2-58 : Méthode de calcul des deux débits $Q_1$ et $Q_2$

Cette méthode offre l'avantage de ne plus poser de problème lié à la prise en compte de la partie des débits correspondant à l'interpénétration des jet de combustible et d'air, dans la zone de fusion des jets.

tel-00011087, version 2 - 29 Nov 2005

tel-00011087, version 2 - 29 Nov 2005

# 3 LE REGIME DE COMBUSTION SANS FLAMME

A partir des mesures dans la flamme, nous allons décrire le régime de combustion pour le cas de référence (P = 200kW, $T_{air}$ = 1000°C, $T_{four}$ = 1300°C, $\lambda$ = 1,1).

Après avoir présenté les résultats des mesures dans la chambre de combustion, nous allons déterminer quel est le mode de stabilisation de la flamme, comment se déroule la combustion et quelles sont les structures des zones réactives. Après avoir mis en évidence les recirculations externes, nous allons les caractériser, les comparer aux recirculations mesurées dans le cas d'une combustion classique et étudier leur influence sur la combustion.

L'étude de la fraction de mélange et la comparaison de nos résultats avec d'autres mesures semi-industrielles, nous permettent de déterminer si le régime de flamme est de type prémélangé, partiellement prémélangé ou de diffusion.

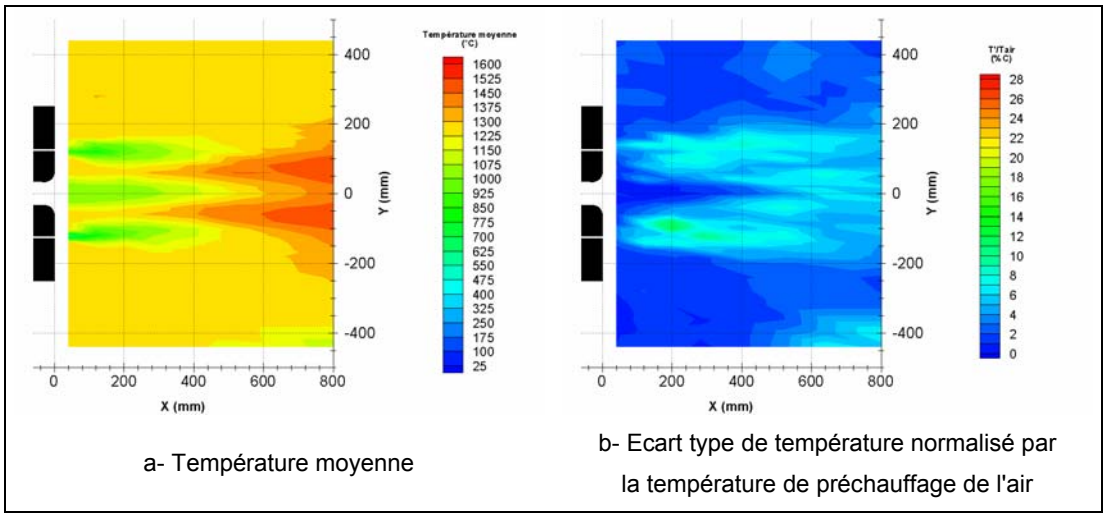
Nous conclurons cette partie par l'étude des mécanismes de formation et de réduction des oxydes d'azote mis en évidence par nos mesures.

tel-00011087, version 2 - 29 Nov 2005

## 3.1 RESULTATS EXPERIMENTAUX

### *3.1.1 LE CHAMP DE TEMPERATURE*

La figure 3-1-a présente le champ de température moyen. Deux zones de plus hautes températures correspondant à des zones de combustion se situent de part et d'autre de l'axe du brûleur. Les gradients de température sont faibles et la valeur maximum mesurée est inférieure à 1600 °C, qui est la température limite à partir de laquelle la formation des oxydes d'azote par voie thermique augmente fortement. Dans les zones externes du champ de température, la température est homogène et comprise entre 1250 °C et 1300 °C. On retrouve la température de préchauffage de l'air en sortie de la veine d'air. Les températures mesurées dans les deux jets de combustible sont de l'ordre de 600°C, dès 40 mm.




a- Température moyenne

b- Ecart type de température normalisé par la température de préchauffage de l'air

figure 3-1 : Champs de températures

Pour une température de four constante, les températures mesurées dans les zones externes du champ, par les deux accès supplémentaires, sont supérieures de 50 °C, par rapport aux températures obtenues dans la section de mesure dans la flamme. Cela peut s'expliquer par le fait que la géométrie de la section de mesure dans la flamme et celle de la cellule principale sont différentes impliquant des champs aérodynamiques et des échanges thermiques différents entre ces deux parties de l'installation.

La fluctuation de la température peut être caractérisée par le rapport de l'écart type de la température sur une valeur de référence, choisie ici égale à la température de préchauffage de l'air. On remarque deux zones situées entre la veine d'air et les deux injections de combustible, où les fluctuations atteignent des valeurs de l'ordre de 10% au maximum (X = 200 mm). On peut donc conclure qu'une réaction de combustion est présente dans cette zone.



tel-00011087, version 2 - 29 Nov 2005

### 3.1.2 LE CHAMP DE VITESSES

La figure 3-2 présente les vitesses axiales mesurées sur l'installation d'essais semi-industrielle. Les vitesses axiales sont classées suivant les trois zones qui décomposent un système de jets multiples coplanaires (§ 2.6.5) (Lin & Sheu- 1991).

Il n'y a pas de cône potentiel dans le jet central. La simulation numérique d'un jet débouchant dans une enceinte fermée a montré que cette absence est due au congé en sortie de la veine d'air (Annexe 1).

Le déplacement des valeurs maximales de vitesse, dans les jets de combustible, vers le jet d'air central met en évidence une légère déflexion des jets de combustible qui sont entraînés par le jet d'air. Dans la zone de convergence, les vitesses axiales sont négatives entre les jets de combustible et d'air. Ceci indique la présence à cet endroit d'une zone de recirculation interne (ZRi) provoquée par un effet de sillage du brûleur. L'apparition de cette zone de recirculation interne a pu déjà être observée dans l'étude aérodynamique de jets multiples (Murai - 1976). La ZRi se termine à x = 200 mm, où les deux jets de combustible rejoignent le jet d'air. Le profil de la vitesse axiale prend la forme d'un jet unique à partir de x = 400 mm.

Le maximum de la vitesse, dans le jet de combustible, mesurée à 120 mm est supérieur aux maximum mesuré à 40 mm. Ce résultat est dû au maillage de mesures peu adapté à la sortie des injecteurs de combustible. Le pas du maillage, qui est de 20 mm dans cette zone, ne permet pas de mesurer le cône potentiel du jet de combustible, de diamètre 6,7 mm. La vitesse maximale du jet de combustible n'est donc pas perçue par la mesure.

Les vitesses axiales, négatives pour Y < -200 mm, dans les zones de fusion et de combinaison mettent ainsi en évidence une zone de recirculation externe (ZRe), autour des jets de gaz et d'air.

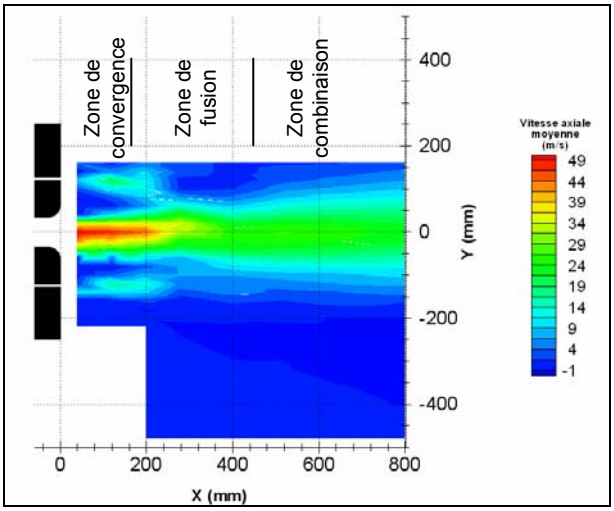



figure 3-2 : Vitesses axiales moyennes



tel-00011087, version 2 - 29 Nov 2005

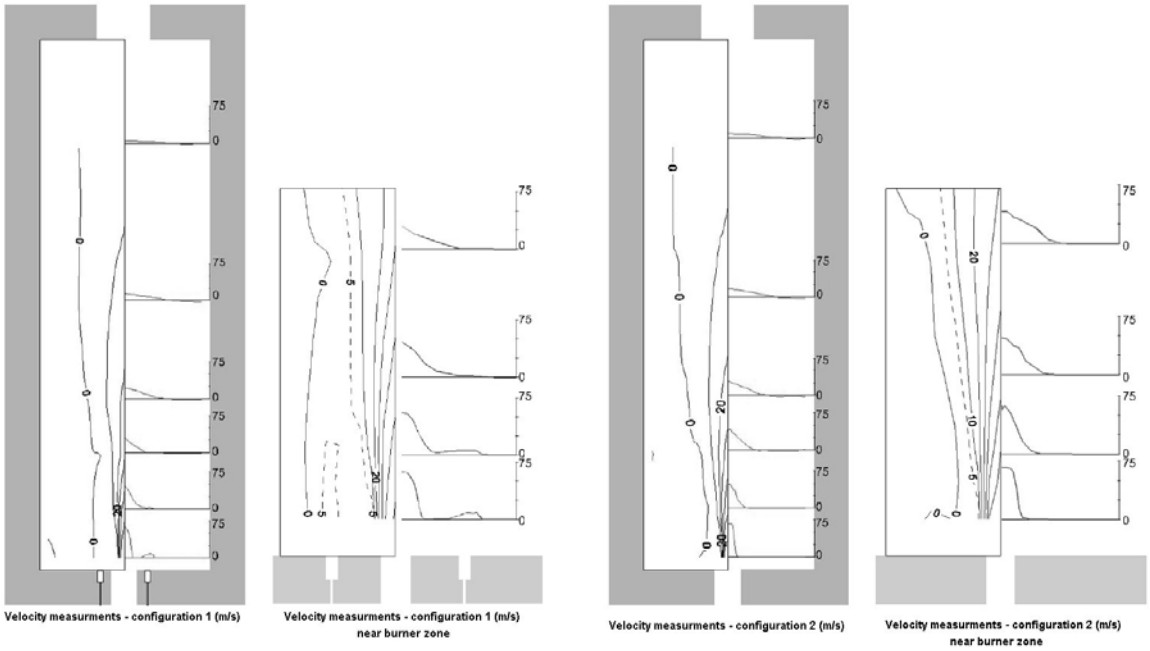
La figure 3-3 présente les mesures de vitesses axiales réalisées à la station de recherches de la *FRIF*, dans le cadre des projets *HiTAC* et *HEC-EEC* (Verlaan - 1998, Frinking - 2004).

Dans le cas des mesures réalisées par Verlaan, le cône potentiel à la base du jet d'air apparaît nettement sur les mesures réalisées dans le plan perpendiculaire au plan des injecteurs (configuration 2). Ceci s'explique par le fait que le brûleur utilisé pour ces essais, de type NFK, était dépourvu de congé en sortie de veine d'air (Annexe 1). Dans les cas des mesures réalisées dans le cadre du projet *HEC-EEC*, on ne détecte pas le cône potentiel. Le profil de vitesses au centre du jet d'air présente un forme en M, la vitesse sur l'axe étant inférieure aux vitesses voisines. L'auteur, en examinant les vitesses tangentielles qui ne sont pas nulles sur l'axe, conclut que la forme du profil de vitesses provient d'une inclinaison du jet par rapport au plan horizontal du four (Frinking - 2004).

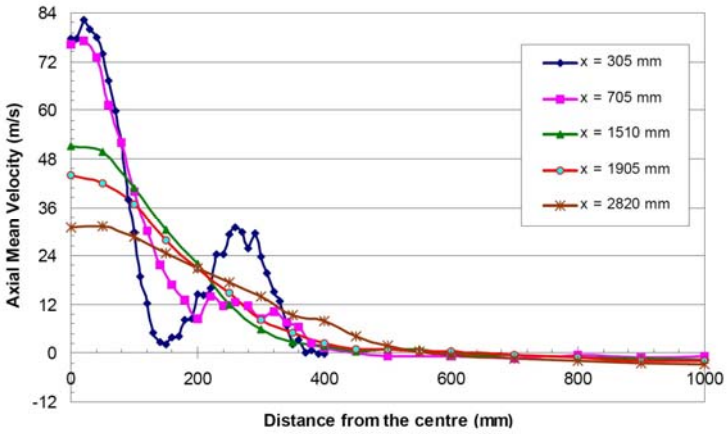
Dans les deux cas, La zone de recirculation interne, entre les jets de gaz naturel et d'air, n'est pas détectée par les mesures. Cependant, les vitesses négatives mesurées dans la zone externe aux jets permettent de mettre en évidence une zone de recirculation externe (ZRe).

Comme dans le cas de nos essais, les mesures ADL ne détectent pas les vitesses maximales dans les jets de combustible.

tel-00011087, version 2 - 29 Nov 2005




a- Essais HiTAC (Verlaan – 1998)




b- Projet *HEC-EEC* (Frinking - 2004)

figure 3-3 : Mesures de vitesses réalisées à la *FRIF* (Verlaan - 1998, Frinking - 2004)



tel-00011087, version 2 - 29 Nov 2005

### 3.1.3 LES CHAMPS DE CONCENTRATION D'ESPECES STABLES

#### 3.1.3.1 *Concentration moyenne en méthane*

La figure 3-4 présente le champ de concentrations de méthane mesurées pour le cas de référence. La concentration de méthane maximum n'est que de 40%. Cela peut s'expliquer par la résolution du maillage de mesures et la taille de la sonde, par rapport au diamètre initial du jet, qui ne permet pas de détecter le cône potentiel du jet de combustible.

On note une diffusion du méthane vers le jet d'air et une présence de méthane vers l'axe principal pour la zone proche du brûleur. Ceci est dû à la zone de recirculation interne. Il n'y a plus de combustible au-delà de 500 mm du brûleur.

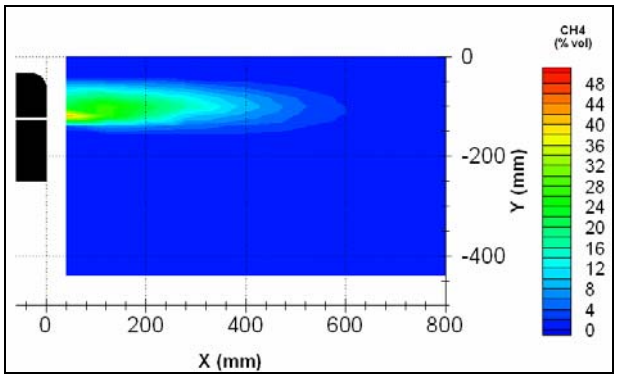



figure 3-4 : Champ de concentrations de méthane

#### 3.1.3.2 *Concentration moyenne en oxygène*

La figure 3-5 présente le champ de concentration d'oxygène. On mesure une zone, au centre du jet, à 21% d'oxygène correspondant à la concentration maximale en oxygène dans l'air. La présence d'oxygène, au niveau de la canne d'injection de combustible, avec une concentration de l'ordre de 12% peut s'expliquer par la taille de la sonde de mesure, par rapport au diamètre des jets, qui perturberaient ces derniers (§ 3.5).

Par ailleurs, la concentration en oxygène est plus faible entre ces deux zones : de l'ordre de 8%. Ceci met en évidence une destruction locale de l'oxygène donc une zone de combustion. On peut donc conclure qu'une réaction de combustion est présente dans cette zone.

Au-delà de 1500 mm du brûleur, on ne distingue plus la présence de l'oxygène, donc du jet d'air.



tel-00011087, version 2 - 29 Nov 2005

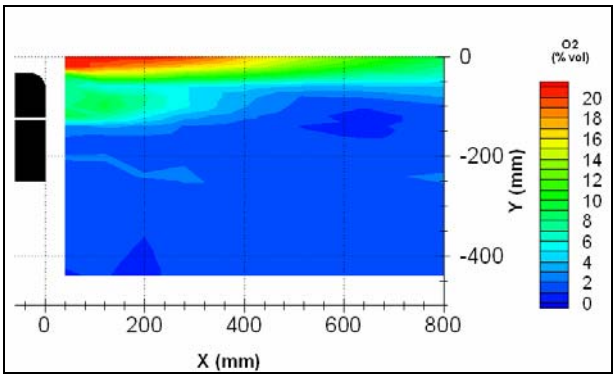



figure 3-5 : Champ de concentrations d'oxygène

### 3.1.3.3 *Concentration moyenne en monoxyde de carbone*

La figure 3-6 présente la concentration en monoxyde de carbone. Les deux zones de fortes concentrations placées entre l'injection d'air et de combustible coïncident avec les deux zones de fortes fluctuations de température correspondant aux deux zones de combustion.

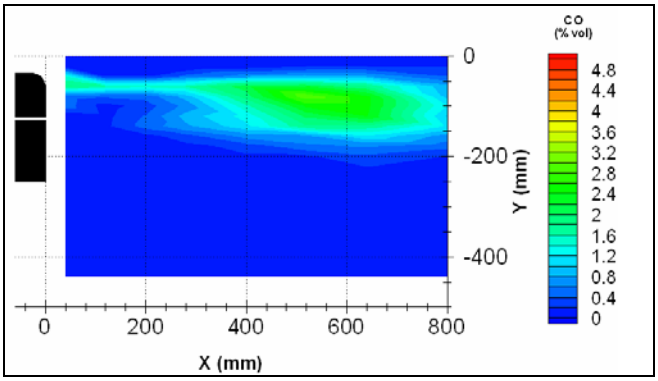



figure 3-6 : Champ de concentrations de monoxyde de carbone

La concentration de monoxyde de carbone maximale est de 2,8 %. Dans le cas d'une combustion classique, réalisée avec de l'air préchauffé (programme CLEAN-GLASS), la concentration en monoxyde de carbone maximale mesurée est supérieure à 10%, pour un fonctionnement avec un taux d'aération de 1,1 (Toquard – 1998, Honoré - 1998).

Par ailleurs, entre les jets de combustible et d'air apparaissent deux zones, avec une forte concentration en monoxyde de carbone jusqu'à 280 mm du brûleur. Ces deux zones atteignent, en concentration des valeurs comparables à celles mesurées dans la zone plus en aval où il y a combustion. Les vitesses mesurées dans cette zone, ne montrent pas de recirculation locale qui pourraient ramener du monoxyde de carbone des zones de combustion, plus en amont, vers la sortie du brûleur. De plus, ces zones étroites de forte concentration en monoxyde de carbone se retrouvent dans deux zones fines de plus faible concentration en oxygène (6 à 8 %). On peut donc en conclure que ces zones de monoxyde de carbone correspondent bien à une réaction de combustion au moment de la



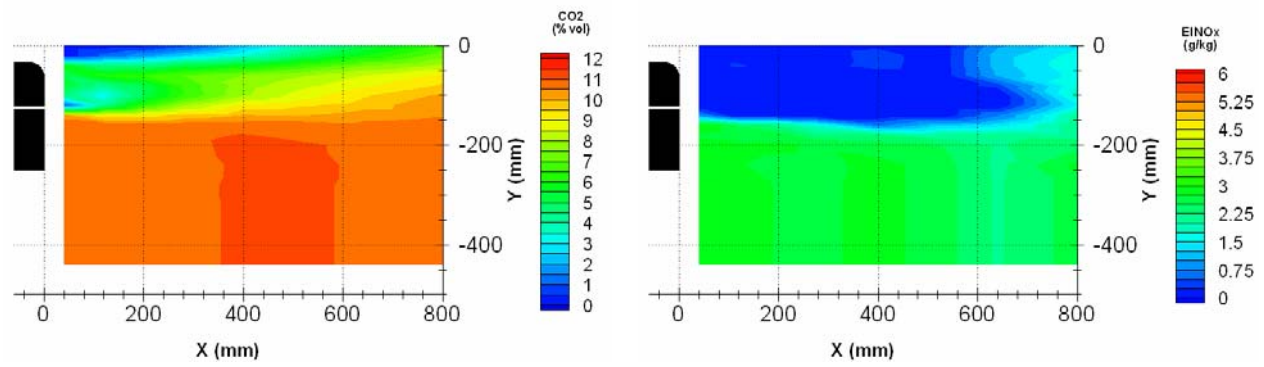
tel-00011087, version 2 - 29 Nov 2005

mesure. La température de l'air étant de 1000°C, la combustion est immédiate, dès qu'il y a mélange avec le combustible.

Les concentrations en monoxyde de carbone sont très faibles pour les mesures à 1500 mm du brûleur. On peut en conclure que la combustion se termine à partir de cette limite.

#### 3.1.3.4 *Concentration moyenne en dioxyde de carbone et cartographie d'indice d'émission d'oxyde d'azote*

La figure 3-7 présente les concentrations en dioxyde de carbone et la cartographie d'indice d'émission d'oxydes d'azote pour y < -200 mm. Les concentrations mesurées en dioxyde de carbone et en oxyde d'azote sont comparables aux concentrations en cheminée, mettant en évidence la zone de recirculation externe (ZRe).




a- Champs de concentrations de dioxyde de carbone b- Champs de concentrations d'oxyde d'azote

figure 3-7 : Champs de concentration de dioxyde de carbone et d'oxyde d'azote

Les oxydes d'azote atteignent les plus fortes concentrations en aval des zones de combustion. On peut donc conclure qu'ils auront plutôt tendance à se former en fin de combustion ou dans les produits de combustion, comme dans le cas des oxydes d'azotes formés par voie thermique.

En sortie des injecteurs de combustible, la concentration en dioxyde de carbone est nulle. Elle augmente progressivement pour atteindre les valeurs de concentration mesurées entre les jets de combustible et d'air, de l'ordre de 5 à 6 %. Cela semble indiquer que la dilution par les produits de combustion se réalise prioritairement sur le combustible et devient notable à partir de 120 mm du brûleur.

Les concentrations en oxydes d'azote dans la zone située entre les jets sont inférieures aux valeurs atteintes dans la zone de recirculation externe.

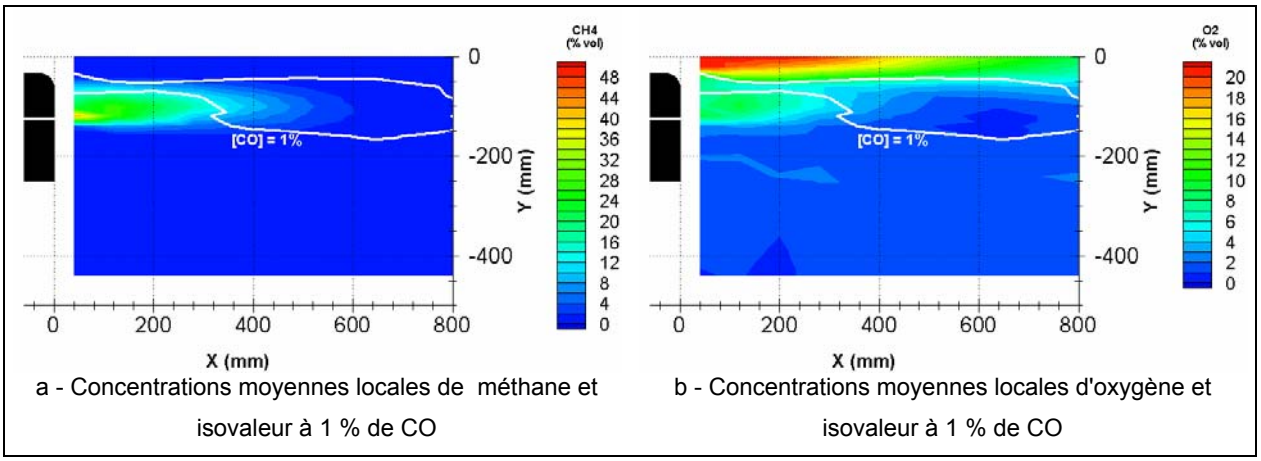


tel-00011087, version 2 - 29 Nov 2005

## 3.2 STABILISATION DE LA FLAMME

L'étude des mesures de vitesse a permis de mettre en évidence la présence d'une zone de recirculation interne (ZRi) provoquée par un effet bluff-body du brûleur (Neveu – 1994, Susset - 2002).

Les figure 3-8-a et b représentent respectivement les concentrations locales moyennes en méthane et en oxygène ainsi que l'isovaleur de la concentration en monoxyde de carbone à 1%, considérée comme représentative de la limite des zones réactives. Ces figures mettent en évidence une légère diffusion du méthane du jet de combustible vers le jet d'air ainsi qu'une diffusion centrifuge plus importante de l'oxygène du jet d'air. Ceci confirme la présence de la ZRi générée en sortie de brûleur par effet bluff-body.




a - Concentrations moyennes locales de méthane et isovaleur à 1 % de CO

b - Concentrations moyennes locales d'oxygène et isovaleur à 1 % de CO

figure 3-8 : Concentrations moyennes locales de méthane et d'oxygène et isovaleur à 1% de monoxyde de carbone

La figure 3-9 représente la concentration moyenne en monoxyde de carbone ainsi que l'isocontour de la stœchiométrie, obtenue par le calcul de la richesse locale à partir des mesures locales de concentration. Dans la zone proche de l'injection d'air (Y ≈ - 50 mm), l'isovaleur de la richesse à la stœchiométrie est tangente à la limite de concentration en monoxyde de carbone supérieure à 1%.

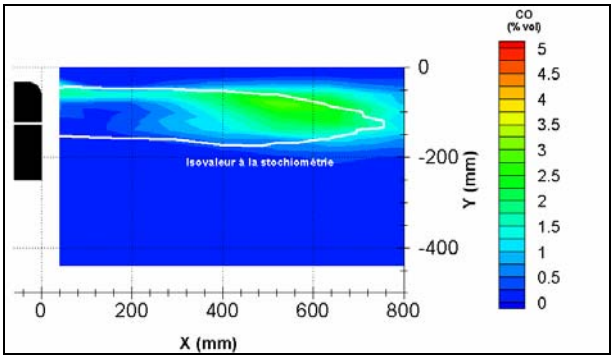



figure 3-9 : Concentrations moyennes locales de monoxyde de carbone et isovaleur à la stœchiométrie



tel-00011087, version 2 - 29 Nov 2005

Il y a mélange des réactifs dans une région où la température est supérieure à 1000 °C. Celle-ci est suffisante pour qu'il y ait activation de la réaction de combustion, comme le montre la figure 3-10, qui présente la cartographie des températures moyennes locales et l'isovaleur de la fraction de mélange à la stœchiométrie. Il y a donc accrochage d'une flamme dans la ZRi, à la sortie du brûleur.

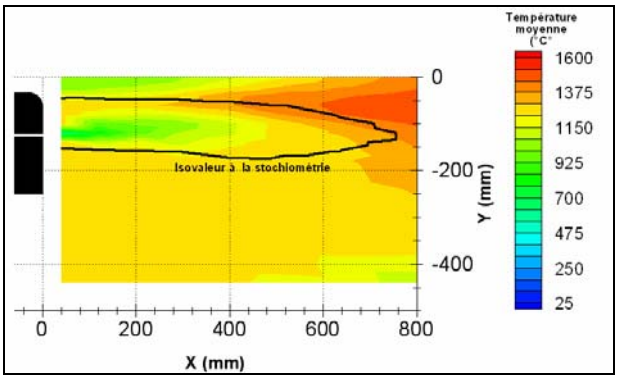



figure 3-10 : Températures moyennes locales et isovaleur à la stœchiométrie

La présence de monoxyde de carbone mesurée au voisinage de la sortie du brûleur lors des essais de combustion sans flamme menés à la *FRIF* met en évidence que la flamme est stabilisée entre le jet d'air et de combustible, comme le montre la figure 3-11 (Verlaan – 1998).



tel-00011087, version 2 - 29 Nov 2005

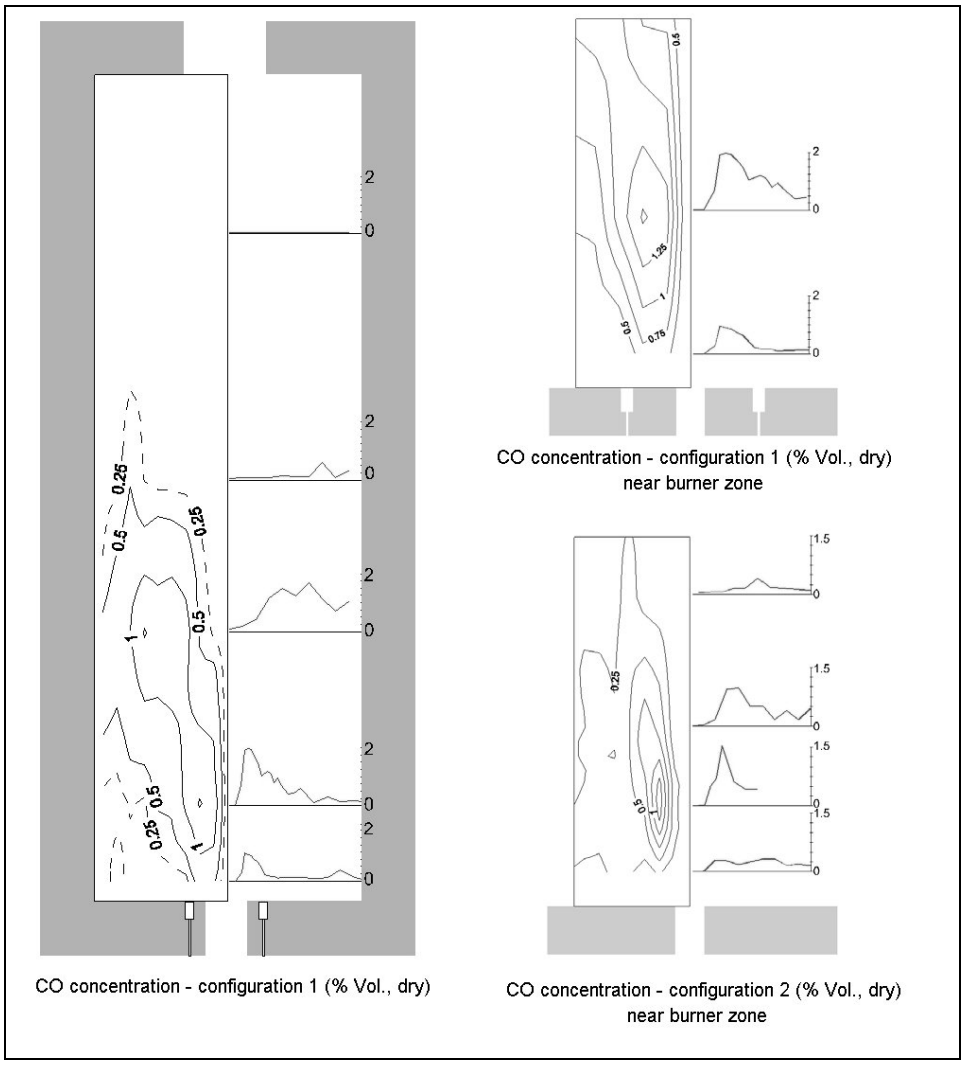
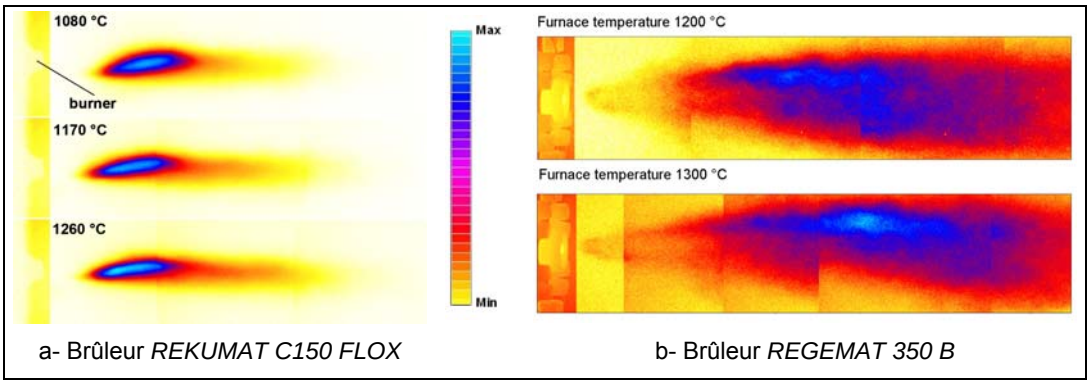



figure 3-11 : Concentrations locales de monoxyde de carbone mesurées durant les essais menés à la *FRIF* (Verlaan - 1998)

Des essais effectués au *GWI,* avec un brûleur industriel *WS REKUMAT C150 FLOX*, ont mis en évidence une flamme suspendue (figure 3-12-a) en régime de combustion sans flamme (Flamme - 2001, Brune - 2001). Ces essais ont été réalisés pour trois températures de four (1080 °C, 1170 °C, 1260 °C). A l'inverse, les mesures réalisées sur le brûleur *WS REGEMAT*, pour deux températures de four (1200 °C et 1300 °C), montrent une flamme accrochée au brûleur (figure 3-12-b).



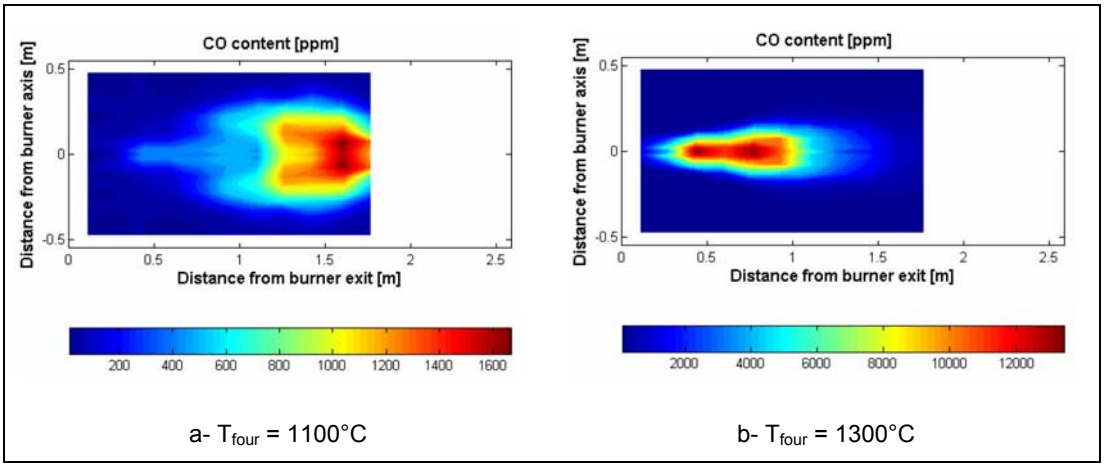
tel-00011087, version 2 - 29 Nov 2005




a- Brûleur *REKUMAT C150 FLOX* b- Brûleur *REGEMAT 350 B*

figure 3-12 : Mesures de chimiluminescence réalisées au *GWI* (Brune - 2001)

D'autres mesures réalisées sur un brûleur auto-régénératif *WS REGEMAT* à l'Institut Polytechnique de Mons (Lupant - 2005), pour une température de four de 1100 °C, montrent aussi une flamme suspendue (figure 3-13-a). L'augmentation de la température de four entraîne un rapprochement de la zone à forte concentration de CO vers le brûleur, mettant ainsi en évidence un accrochage de la flamme à la sortie du brûleur.




a- $T_{four}$ = 1100°C b- $T_{four}$ = 1300°C

figure 3-13 : Champs de concentration de monoxyde de carbone mesurés durant les essais menés sur un brûleur *WS REGEMAT* (Lupant - 2005)

La différence de mode de stabilisation de la combustion, à basse température de four, doit provenir des différences dans les caractéristiques de la ZRi induites par les vitesses et le mode d'injection des réactifs. On peut, en effet, distinguer deux types de géométries de brûleur. Les brûleurs utilisés durant nos essais et ceux de la *FRIF* ont une injection centrale d'air et une injection périphérique du combustible, géométrie proche de celle des brûleurs *NFK*. Les brûleurs employés par le *GWI* ont un système d'injection inverse. Le combustible est injecté au centre et l'air en périphérie. Cette géométrie est celle des brûleurs conçus par *WS*.

Les installations fonctionnent en régime de combustion sans flamme. On peut donc conclure que le mode de stabilisation n'influence pas directement le régime de combustion.



tel-00011087, version 2 - 29 Nov 2005

## 3.3 STRUCTURES DES ZONES REACTIVES

La figure 3-14 présente la concentration locale moyenne en monoxyde de carbone, la température locale moyenne et les vitesses axiales. La concentration en monoxyde de carbone est présentée sur le demi graphique supérieur et la température sur le demi graphique inférieur. A partir des mesures de concentration en monoxyde de carbone, on a pu définir deux zones de réaction distinctes (§ 3.1.3.3) :

- Une zone primaire qui est mise en évidence par une région de concentration en monoxyde de carbone supérieure à 1% dès la sortie du brûleur et de faible épaisseur radiale.
- Une zone de réaction de combustion secondaire située en aval de la zone primaire et plus étendue radialement.

Cette zone primaire est sur le bord extérieur de la ZRi dans le vortex centrifuge généré par le jet d'air. Elle est située dans une région riche en combustible. Les niveaux de température atteints dans cette zone restent faibles et sont légèrement plus élevés que ceux des régions extérieures aux zones réactives.

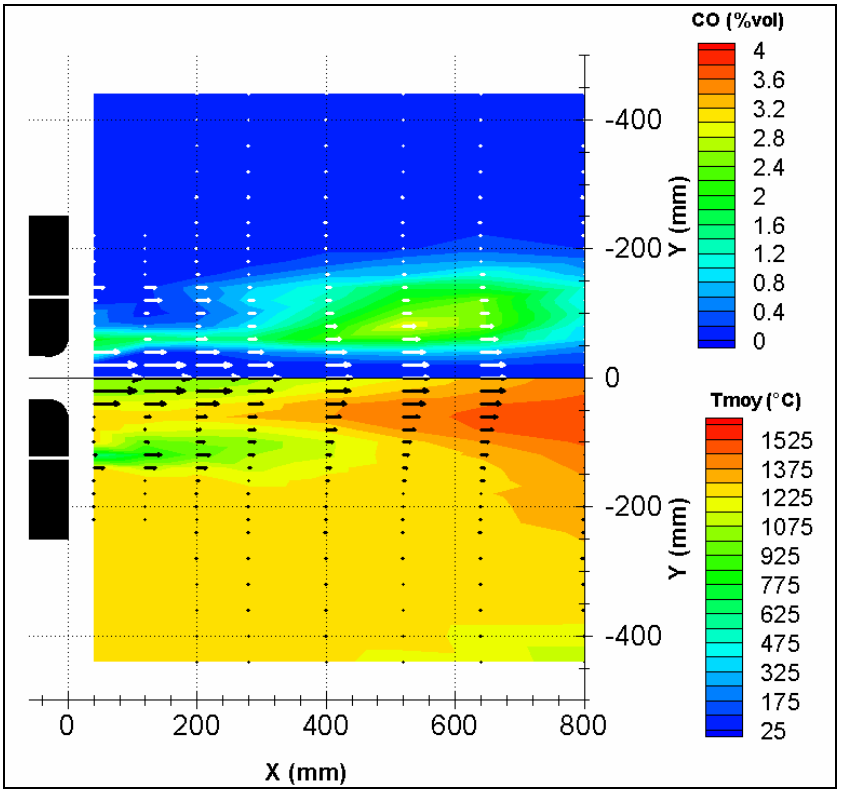



figure 3-14 : Concentrations moyennes de CO, températures moyennes et vitesses axiales

½ graphique supérieur : Concentrations moyennes de CO - ½ graphique inférieur : températures moyennes



tel-00011087, version 2 - 29 Nov 2005

La brusque expansion radiale de la concentration de monoxyde de carbone correspond au début de la zone de fusion des jets de combustible et d'air à X = 200 mm, mis en évidence par les mesures de vitesses axiales (figure 3-2).

La zone de réaction de combustion secondaire se situe dans les deux couches de mélange entre le jet d'air et les deux jets de combustible, comme le confirme l'image moyenne de chimiluminescence sur le radical OH*, réalisée par l'accès optique en fond de chambre (figure 3-15). Afin de situer les zones de réaction de combustion par rapport au brûleur, les injections de gaz naturel et d'air sont représentées.

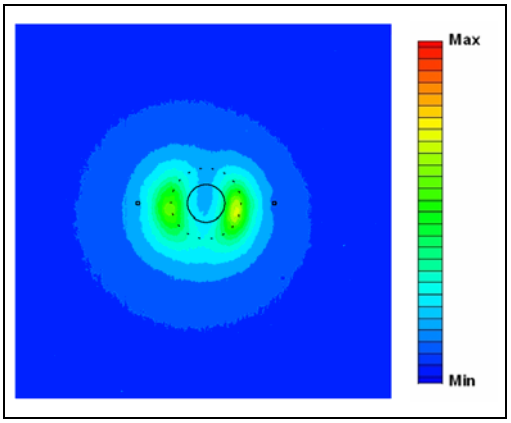



figure 3-15 : Image moyenne de chimiluminescence OH*

Les niveaux et gradients de température dans la région correspondant à la seconde zone réactive sont plus élevés que pour la zone primaire de réaction (figure 3-14). Le plus fort dégagement de chaleur a bien lieu dans cette seconde zone, la zone primaire assurant la stabilisation de la flamme.

Les mesures de chimiluminescence sur le radical OH*, réalisées sur l'installation de laboratoire, confirment la présence de ces deux zones de réaction primaire et secondaire, comme le montre la figure 3-16. Cette figure regroupe trois images obtenues avec un temps d'exposition de 200 ms. L'intensité d'émission de la zone primaire est très faible par rapport à celle de la zone secondaire de réaction. Cela indique une intensité de combustion plus faible. Ceci confirme que la zone primaire assure l'accrochage de la flamme, pendant que la majeure partie du dégagement d'énergie a lieu dans la seconde zone.



tel-00011087, version 2 - 29 Nov 2005

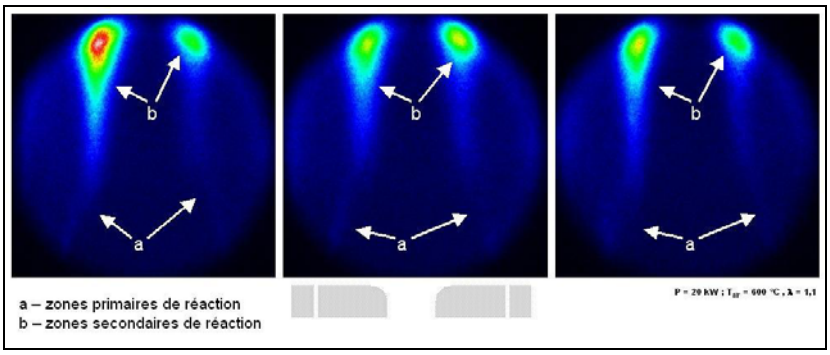



figure 3-16 : Images instantanées de chimiluminescence OH* réalisées sur l'installation de laboratoire

Dans le cas des mesures à l'échelle semi-industrielle, les conditions de mélange et de températures sont aussi favorables pour une réaction de combustion, à l'extérieur des injections de combustible (Y>120 mm – X $\in$ [40 mm ; 200 mm]). En effet, l'isovaleur de la fraction de mélange à la stœchiométrie se situe dans une région où la température est supérieure à la limite d'auto-inflammation (figure 3-10).

Les simulations numériques, réalisées dans le cadre du projet *HEC-EEC*, à la station de recherches de la *FRIF*, confirment cette hypothèse, comme le montre figure 3-17, qui présente la concentration en monoxyde de carbone obtenue lors de la simulation du fonctionnement du four d'essais (Hekkens - 2004). La base du jet de gaz naturel est encadrée de deux zones de forte concentration en CO, mettant ainsi en évidence une réaction de combustion de part et d'autre.

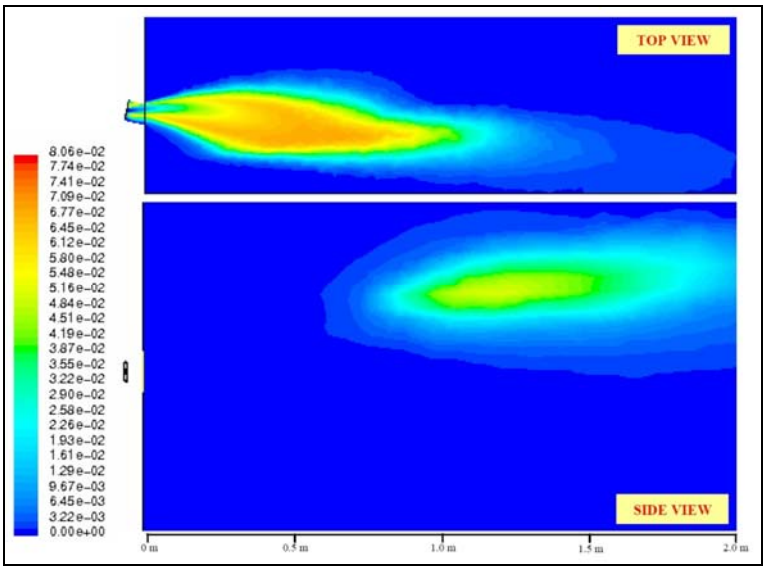



figure 3-17 : Concentration de monoxyde de carbone (Hekkens - 2004)

Pourtant les mesures de concentration en monoxyde de carbone, de température ou de chimiluminescence montrent qu'il n'y a pas de réaction de combustion dans cette zone. Ceci peut s'expliquer par d'une part le fort gradient de vitesse entre les jets de combustible et les produits de combustion recirculés qui doit entraîner un taux d'étirement



tel-00011087, version 2 - 29 Nov 2005

trop important dans la couche de cisaillement pour qu'il y ait stabilisation d'une zone réactive ou, d'autre part, du fait d'une trop forte dilution par les produits de combustion recirculants, qui induit localement des conditions de mélange hors des limites d'inflammabilité (§ 1.3).

Ce résultat est confirmé par les mesures obtenues dans le cadre du projet *HEC-EEC* de la *FRIF* (§ 1.5). La figure 3-18 présente les températures et concentrations en monoxyde de carbone mesurés à différents instants (10 s et 70 s) après l'allumage du brûleur (Adolfi - 2004). Les mesures de température et de concentration en CO mettent en évidence une seule zone de réaction entre le jet d'air et le jet de combustible.

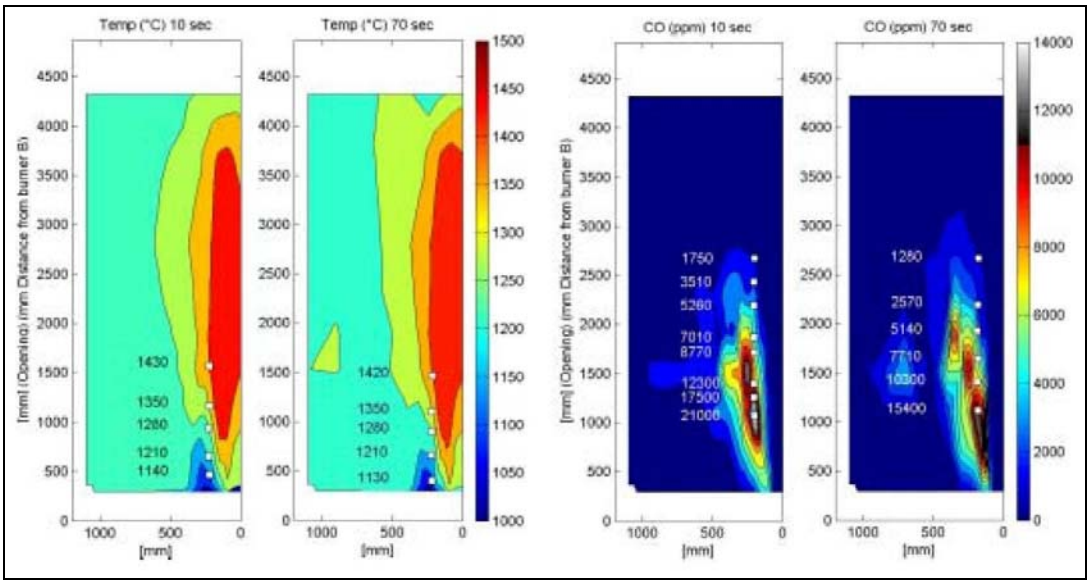



figure 3-18 : Température et concentration en monoxyde de carbone mesurées à 10 s et 70 s après allumage du brûleur (Adolfi - 2004)

Dans notre cas, les fluctuations de température mesurées en régime de combustion sans flamme, dans la zone réactive, sont de l'ordre de 6 % (figure 3-19). Dans la zone secondaire de réaction, l'amplitude de fluctuation est légèrement plus importante sur le bord qu'au centre des zones.

En régime de combustion classique, la fluctuation maximale mesurée est de l'ordre de 30 %. Ce résultat confirme les faibles niveaux de fluctuations de température atteints en régime de combustion sans flamme, comme déjà mis en évidence lors de précédentes études (Wünning – 1995, Hasegawa – 1998).



tel-00011087, version 2 - 29 Nov 2005

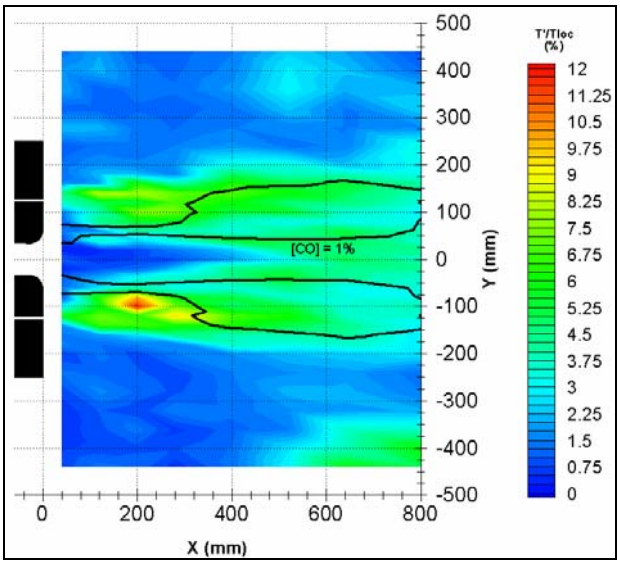



figure 3-19 : Cartographie de l'écart type du signal de température

La figure 3-20 présente l'évolution radiale des fonctions de distribution des signaux temporels de température dans les zones primaire et secondaire de réaction.

Dans la zone proche du brûleur, la fonction de distribution du signal de température est logiquement proche d'une forme gaussienne, dans le jet d'air (X = 120 mm, 0 mm < Y < 60 mm). Lorsqu'on s'éloigne du centre du jet, l'amplitude de fluctuation augmente. Dans la zone correspondant à la recirculation externe, dans la zone proche du brûleur (160 mm < Y < 440 mm), les fonctions de distribution des signaux temporels de température sont proches d'une forme gaussienne, centrée sur la valeur de la température de parois. A l'inverse, lorsqu'on s'éloigne du brûleur (X ≥ 640 mm) l'amplitude de fluctuation des signaux de température augmente, sur les frontières de la zone de recirculation. A l'inverse, au centre de la zone de recirculation (240 mm ≤ Y ≤ 280 mm), les distributions restent similaires en fonction de la distance au brûleur. Ces augmentations d'amplitude de fluctuation proviennent donc des interactions entre le tourbillon de recirculation externe et les jet de combustibles et entre le tourbillon de recirculation externe et la paroi.



tel-00011087, version 2 - 29 Nov 2005

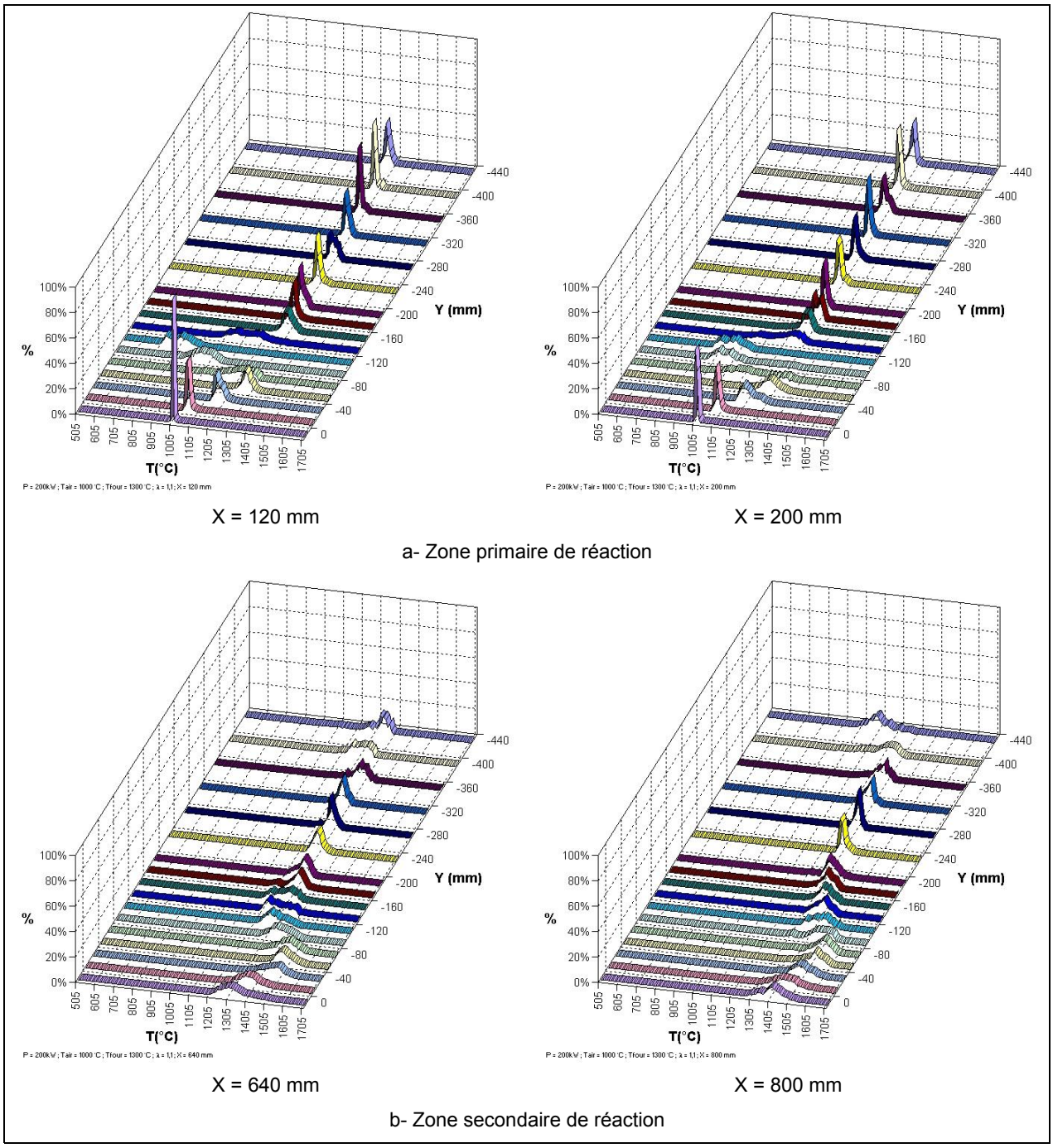



figure 3-20 : Evolution radiale des fonctions de distribution des signaux temporels de températures à 120 mm et 640 mm de la sortie du brûleur

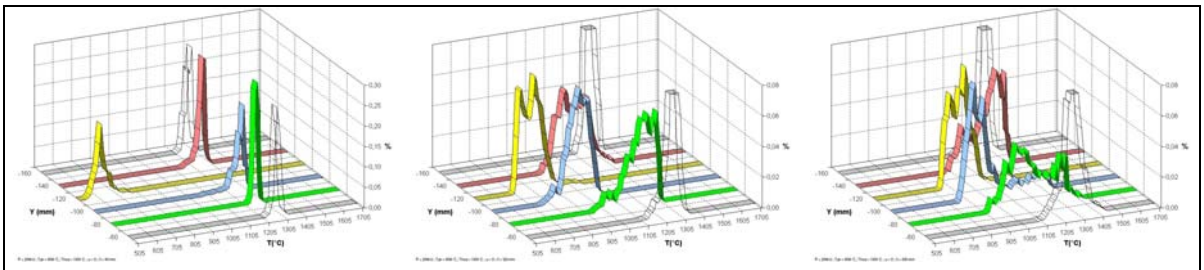
L'absence de fonction de distribution bimodales dans la zone secondaire de réaction permet de conclure que nous n'avons pas à faire à des zones de réaction minces, qui en étant instables nous permettraient de mesurer une signal de température fluctuant entre celle des gaz frais et celle des gaz brûlés, mais plutôt des zones de réaction épaissies.

Les plus fortes fluctuations de température se situent dans la zone primaire de réaction (figure 3-21). La fonction de distribution du signal de température à la sortie du brûleur, dans la zone de réaction, est fine et centrée autour d'une température élevée, permettant



tel-00011087, version 2 - 29 Nov 2005

de conclure que la combustion est stable (X = 40 mm ; 80 mm ≤ Y ≤ 100 mm). Lorsqu'on s'éloigne du brûleur la fluctuation du signal de température augmente. A 200 mm du brûleur, dans la zone réactive, la fonction de distribution du signal de température est bimodale, mettant en évidence une intermittence. Cette région correspond au début de la zone de fusion des jets de combustible et d'air et au sommet de la ZRi. Cette intermittence a déjà été mise en évidence lors de travaux précédents sur un brûleur modèle "Bluff Body" (Neveu - 1994, Susset - 2002)



a- X = 40 mm b- X = 120 mm c- X = 200 mm

figure 3-21 : Evolution radiale des fonctions de distribution du signal de température mesuré dans la zone primaire de réaction

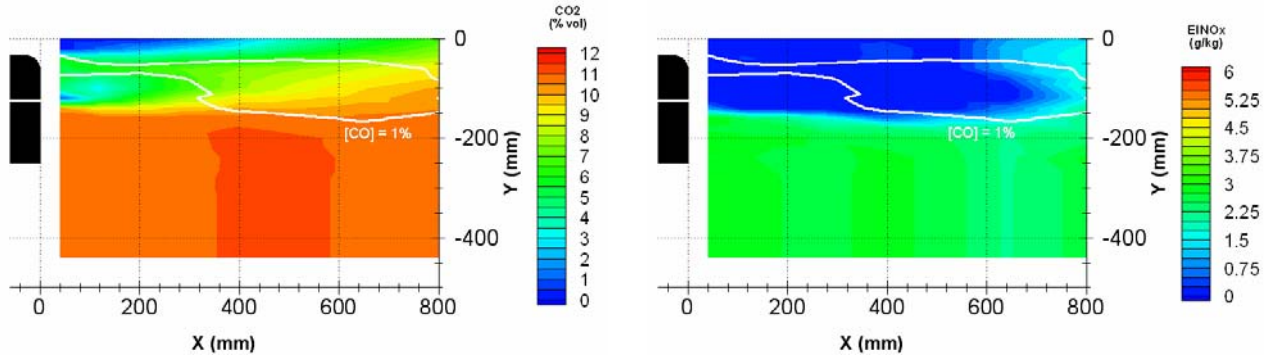


tel-00011087, version 2 - 29 Nov 2005

## 3.4 RECIRCULATION EXTERNE ET DILUTION DES REACTIFS

Une des caractéristiques de la combustion sans flamme est la présence de fortes recirculations externes aux jets d'iar et de combustible, dans la chambre de combustion, entraînant une forte dilution des réactifs par les produits de combustion (Wünning, 1997).

Dans notre cas, la présence de cette zone de recirculation externe (ZRe) est bien confirmée par les vitesses axiales négatives mesurées à partir de 200 mm de la sortie du brûleur dans la région extérieure du plan de mesure (Y $\in$ [-180 mm ; -400 mm]), (figure 3-2). Les concentrations moyennes locales en $CO_2$ et les valeurs d'$EINO_x$, identiques entre cette zone extérieure et la région en aval de la zone secondaire de combustion, corroborent cette analyse, comme le montre la figure 3-22.




a- Concentration moyenne locale de dioxyde de carbone et isovaleur de la concentration en monoxyde de carbone à 1%

b- Indice local $EINO_x$ et isovaleur de la concentration en monoxyde de carbone à 1%

figure 3-22 : Concentration moyenne locale de dioxyde de carbone, indice local $EINO_x$ et isovaleur de la concentration en monoxyde de carbone à 1%

A partir des mesures expérimentales, il est possible de caractériser quantitativement les recirculations et dilutions et de calculer l'évolution du taux de recirculation et du taux d'entraînement (§ 2.6.5). La figure 3-23 présente leurs évolutions axiales. Les taux de recirculation et d'entraînement augmentent jusqu'à une valeur de 2,5 puis décroissent. A 800 mm de la sortie du brûleur, le débit massique des produits recirculant est deux fois et demi supérieur au débit injecté au brûleur.



tel-00011087, version 2 - 29 Nov 2005

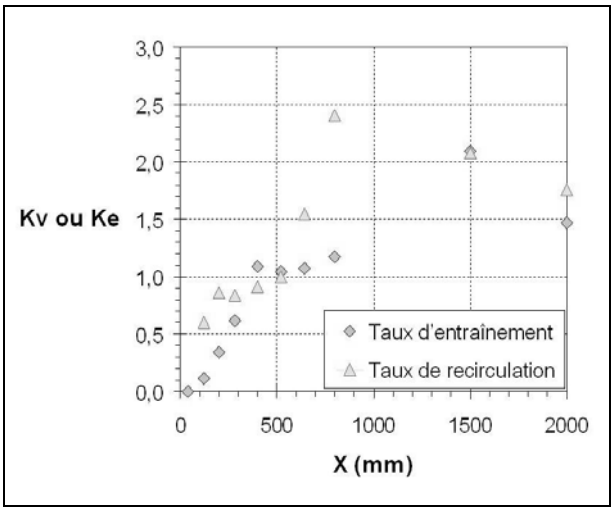



figure 3-23 : Taux de recirculation et du taux d'entraînement

A partir des résultats de la simulation numérique, réalisée sans combustion, il est possible de caractériser la recirculation d'un point de vue aérodynamique, pour un écoulement isotherme (§ 2.5). La figure 3-24 présente les vitesses axiales dans deux sections différentes, dans le plan XY, passant par les injecteurs, et dans le plan XZ, perpendiculaire à ce dernier. Les distances au brûleur correspondent à la zone de fusion et à la zone de combinaison.

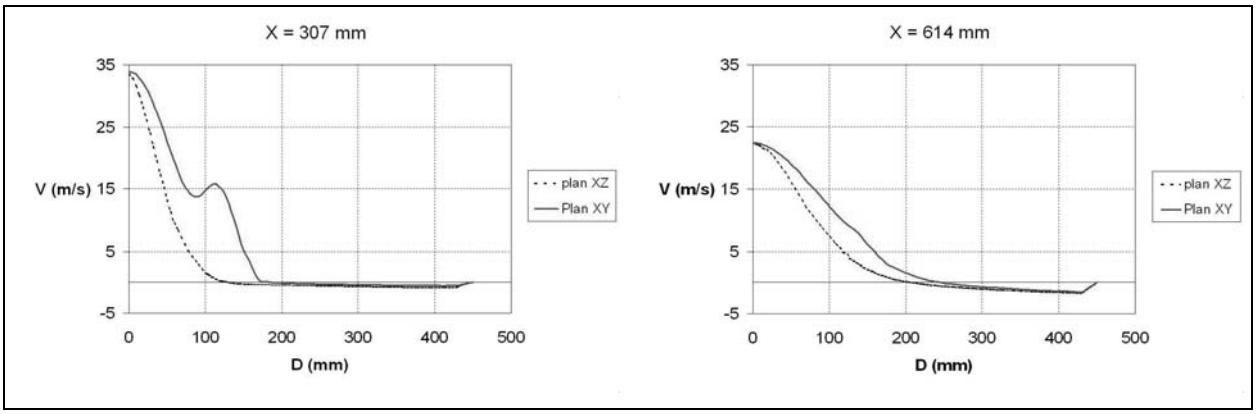



figure 3-24 : Vitesses axiales dans deux sections de chambre, dans le plan passant par les injecteurs (XY) et dans le plan perpendiculaire à celui-ci (XZ) obtenues par simulation de l'écoulement non réactif

Les recirculations externe sont plus importantes en taille et en débit dans le plan XZ que dans le plan XY. Ces recirculations externes n'ont donc pas une forme torique elliptique parfaitement axisymétrique mais sont des tores de même longueur et de largeur légèrement variable comme le montre la figure 3-25, qui présente la cartographie de la vitesse axiale dans la section du four à 614 mm de la sortie du brûleur. Lorsqu'on s'éloigne du brûleur, cette forme non axisymétrique s'estompe et la recirculation devient annulaire.



tel-00011087, version 2 - 29 Nov 2005

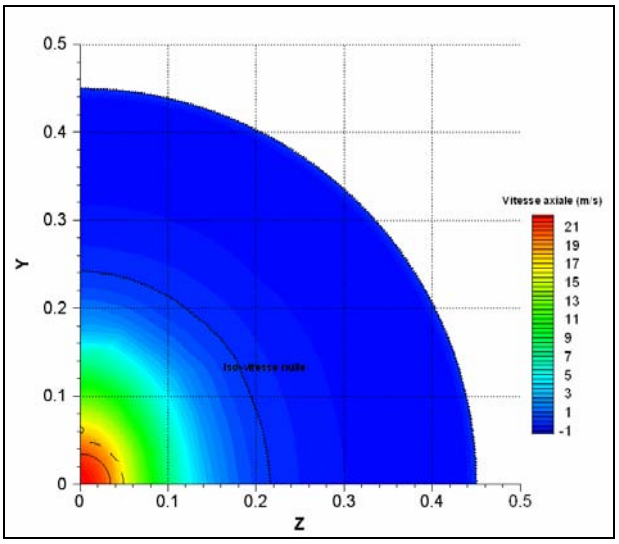



figure 3-25 : Vitesse axiale dans la section à 614 mm du brûleur
Plan passant par les injecteurs de combustible vertical

Cette forme non axisymétrique des recirculations devient plus flagrante lorsqu'on calcule l'évolution du taux de recirculation le long de l'axe du four (figure 3-26). Les recirculations calculées dans le plan XZ (Kv = 2,61), perpendiculaires au plan passant par les injecteurs, sont plus importantes que dans le plan XY (Kv = 2,46). Les recirculations calculées dans le plan XY atteignent leur maximum en aval du maximum de recirculation calculé dans le plan XZ. L'abscisse où la valeur du taux de recirculation est maximale correspond à l'emplacement du centre du tourbillon de recirculation. Dans le plan XY, le déplacement aval du centre du tourbillon de recirculation externe s'explique par l'influence de l'impulsion des jets de combustible, qui le repousse.

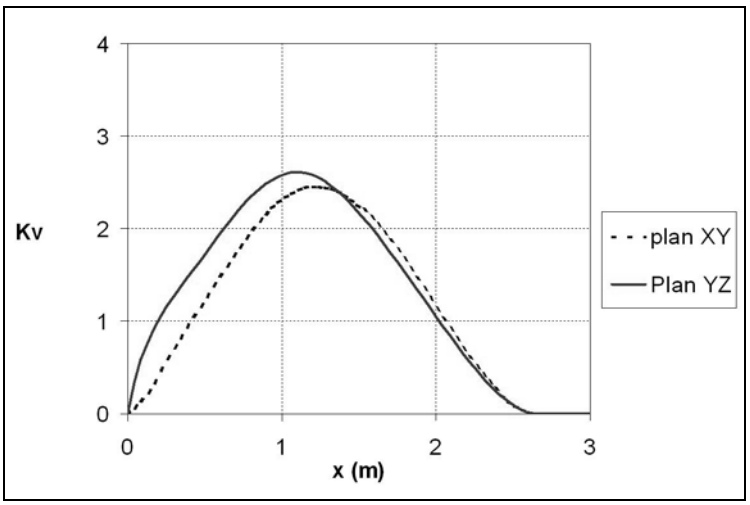



figure 3-26 : Evolution axiale de la recirculation obtenue par simulation
de l'écoulement non réactif (simulation numérique)

Il est possible de comparer les résultats obtenus sur l'installation semi-industrielle aux résultats de la simulation (figure 3-27). A cette comparaison s'ajoute celle avec les



tel-00011087, version 2 - 29 Nov 2005

résultats obtenus à partir des mesures réalisées lors des essais menés par la *FRIF*, sur un brûleur de 580 kW (Verlaan – 1998).

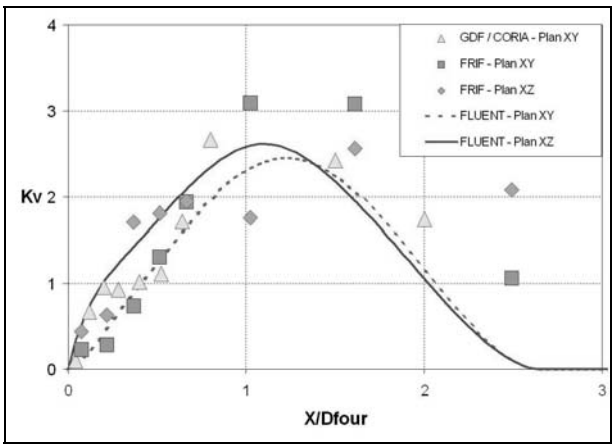



figure 3-27 : Comparaison entre la simulation et les résultats expérimentaux

L'installation utilisée par la *FRIF* est de plus grandes dimensions (2m x 2m x 6,25m). Les dimensions du brûleur sont sensiblement différentes ($Ø_{veine}$ = 124 mm , entre axe = 280 mm). Il est, par ailleurs, dépourvu de congé en sortie de veine d'air. Pour pouvoir comparer les résultats entre les deux installations, il est nécessaire d'adimensionner l'abscisse, par rapport au rayon de la chambre. l'ensemble des courbes atteint leur maximum à une distance de l'ordre de une fois à une fois et demie le diamètre de la chambre.

Les recirculations mesurées sur l'installation d'essais de la *FRIF* sont supérieures à celles observées sur notre installation semi-industrielle. Par ailleurs, les recirculations mesurées sur l'installation d'essais de la *FRIF* semblent se poursuivre en aval de la chambre par rapport aux recirculations obtenues par la simulation ou mesurées sur notre installation d'essais. Cela peut s'expliquer par l'absence de congé en sortie de veine (annexe 2). Comme nous avons pu le constater, un congé en sortie d'injection de l'air entraîne une diminution de l'impulsion du jet d'air. Cela entraîne une baisse du taux maximal de recirculation et un rapprochement amont du centre de recirculation.

Il y a une très bonne correspondance entre les recirculations mesurées sur l'installation d'essais (avec combustion) et les recirculations obtenue par simulation (sans combustion). Ceci montre que le phénomène de recirculation est essentiellement aérodynamique et, par conséquent, que la dilution des réactifs par les produits de combustion est uniquement pilotée par les conditions d'injections des dits réactifs. Ce résultat peut s'expliquer par la faible élévation de température qu'engendre la réaction de combustion, comme le montre le champ de température (figure 3-1). Pour les trois configurations, le taux de recirculation est supérieur à 2,5.



tel-00011087, version 2 - 29 Nov 2005

On peut comparer ces taux de recirculation à ceux obtenus en combustion classique (Toquard – 1998, Honoré - 1998). La figure 3-28 présente l'évolution des taux de recirculation calculés dans le cas d'une combustion classique (§ 2.5.2). Si le taux de recirculation (Kv) suit, pour les trois cas étudiés, quasiment la même évolution, les recirculations obtenues dans le cas d'une combustion classique représentent moins de la moitié des recirculations mesurées en combustion sans flamme.

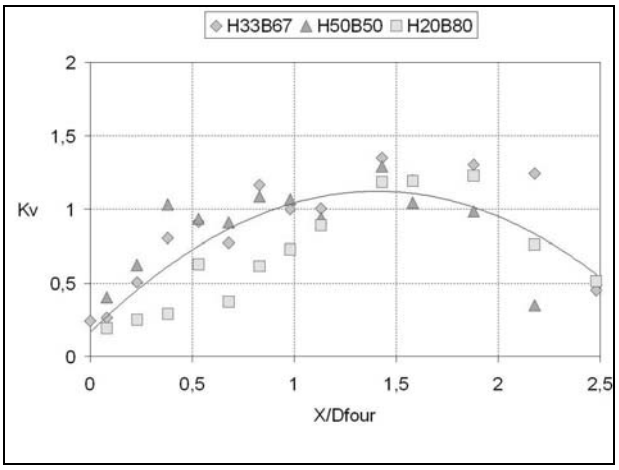



figure 3-28 : Taux de recirculation mesurés dans le cas d'une combustion classique

Il est possible de situer les trois essais sur un diagramme situant la combustion classique et la combustion sans flamme en fonction de Kv et de la température du four, tel que proposé par Wünning (§ 1.2) et mettre ainsi en évidence l'importance du taux de recirculation (figure 3-29). Une flamme stable est possible pour toute la gamme de température de four pour un taux de recirculation n'excédant pas 1,5. Au-delà de ces limites, la réaction de combustion ne redevient stable que pour de hautes températures de four et de forts taux de réaction.

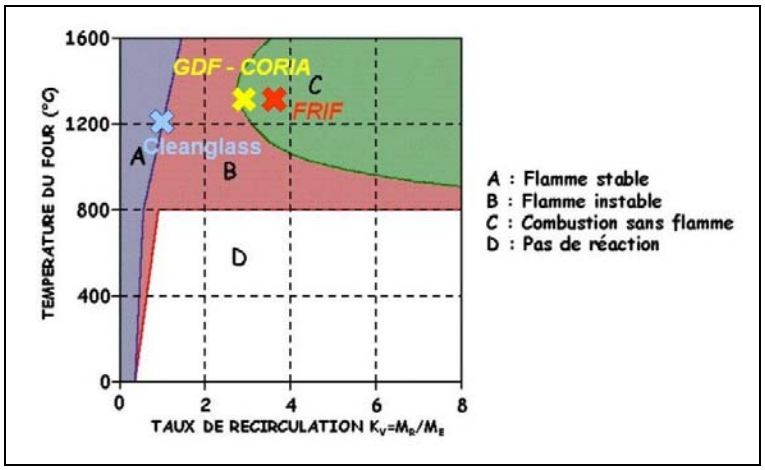



figure 3-29 : Régime de combustion sans flamme en fonction du taux de recirculation et de la température du four



tel-00011087, version 2 - 29 Nov 2005

Les essais *CLEANGLASS* se situent à la limite de la première zone ; le cas d'un régime de combustion classique, stable. A l'inverse, nos essais et les essais de la *FRIF*, se situent dans la zone de la combustion sans flamme.

Si on calcule les températures adiabatiques de flamme pour les trois cas en fonction des taux de recirculation respectifs (§ 2.6.1.2), on constate que, pour une température de four équivalente, le résultat du modèle global et les températures maximales mesurées suivent la même évolution, comme le montre la figure 3-30. On peut donc conclure que la diminution des valeurs atteintes par les températures provient majoritairement de la dilution par les gaz inertes provenant de la recirculation des produits de combustion. Ces gaz inertes servent de ballasts thermiques.

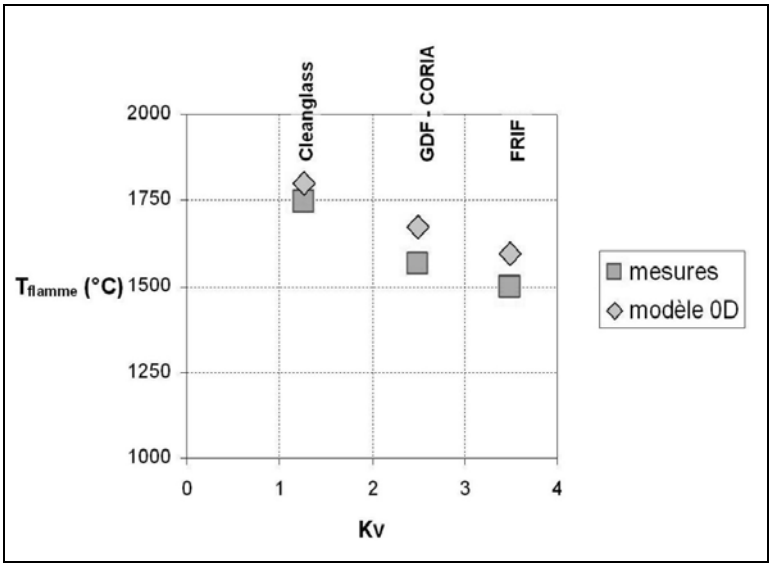



figure 3-30 : Comparaison entre la température adiabatique de flamme et la température mesurée pour les différents essais



tel-00011087, version 2 - 29 Nov 2005

## 3.5 CARACTERISATION DU MELANGE DES REACTIFS DURANT LA COMBUSTION

### *3.5.1 CARACTERISATION POUR LE CAS DE REFERENCE*

A partir des concentrations moyennes mesurées (§ 3.1.3) il est possible de caractériser localement le mélange air/ combustible par le calcul de la fraction de mélange. Cette dernière est définie en fonction de la concentration massique en oxygène et en combustible au point de mesure ainsi que dans les jets d'air et de combustible (§ 2.6.3).

L'étude de l'évolution des concentrations en oxygène, combustible ($CH_4$) et produit de combustion ($CO_2$) en fonction de la fraction de mélange permet de déterminer si la réaction est de type diffusion ou partiellement prémélangé. La figure 3-31 présente les concentrations en oxygène, méthane et dioxyde de carbone en fonction de la fraction de mélange, pour le cas de référence (P = 200kW, $T_{air}$ = 1000°C, $T_{four}$ = 1300°C, $\lambda$ = 1,1). Les points représentent les résultats obtenus à partir des mesures. Les traits continus correspondent l'évolution théorique des concentrations ($O_2$, $CH_4$, $CO_2$) en fonction de la fraction de mélange, dans le cas d'une flamme de diffusion.

Pour une fraction de mélange inférieure à celle de la stœchiométrie, les mesures de concentrations en oxygène, méthane et dioxyde de carbone suivent la théorie des flammes de diffusion.

A la stœchiométrie, la concentration en dioxyde de carbone est proche de 15%. Ceci correspond au maximum théorique de la concentration en dioxyde de carbone, à la stœchiométrie.

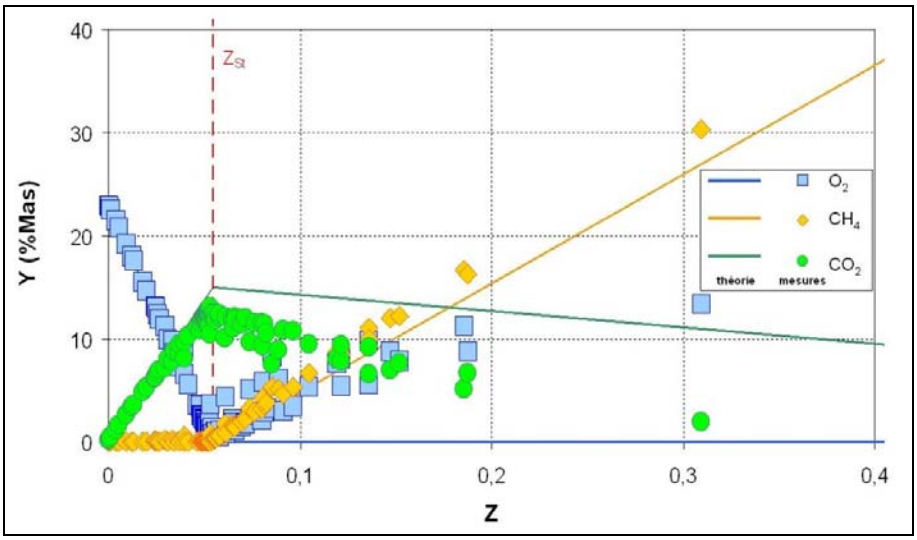



figure 3-31 : Evolution des concentrations massiques en oxygène, méthane et dioxyde de carbone en fonction de la fraction de mélange pour le cas de référence



tel-00011087, version 2 - 29 Nov 2005

Pour des valeurs de la fraction de mélange supérieures à la stœchiométrie, la concentration en oxygène n'est pas nulle. Par ailleurs, la concentration en dioxyde de carbone est inférieure à la théorie.

En examinant les mesures, on remarque que ces points correspondent aux mesures réalisées à proximité des injections de combustible (x = 40 et 120 mm). Les températures mesurées dans cette zone sont supérieures à la limite d'auto-inflammation (3.1.1). Un prémélange non réactif n'est donc pas possible. Les mesures de concentration d'oxygène dans le jet de combustible au voisinage du brûleur ne sont donc pas réelles mais sont dues à la résolution de la mesure. La résolution du maillage de mesures et la taille de la sonde, par rapport au diamètre initial du jet, ne permettent pas de détecter le jet de combustible correctement (§ 3.1.3.1).

On peut donc conclure que nous sommes dans le cas d'une flamme accrochée de type diffusion. Ce comportement reste constant en fonction des paramètres de fonctionnement.

### 3.5.2 COMPARAISON AVEC D'AUTRES MESURES

#### 3.5.2.1 *Mesures en combustion sans flamme*

La figure 3-32 présente l'évolution de la concentration en oxygène, méthane et dioxyde de carbone en fonction de la fraction de mélange, calculée à partir des mesures réalisées lors des essais menés par la *FRIF* (Verlaan – 1998). Les points représentent les résultats obtenus à partir des mesures. Les traits continus correspondent à l'évolution théorique des concentrations ($O_2$, $CH_4$, $CO_2$), dans le cas d'une flamme de diffusion.

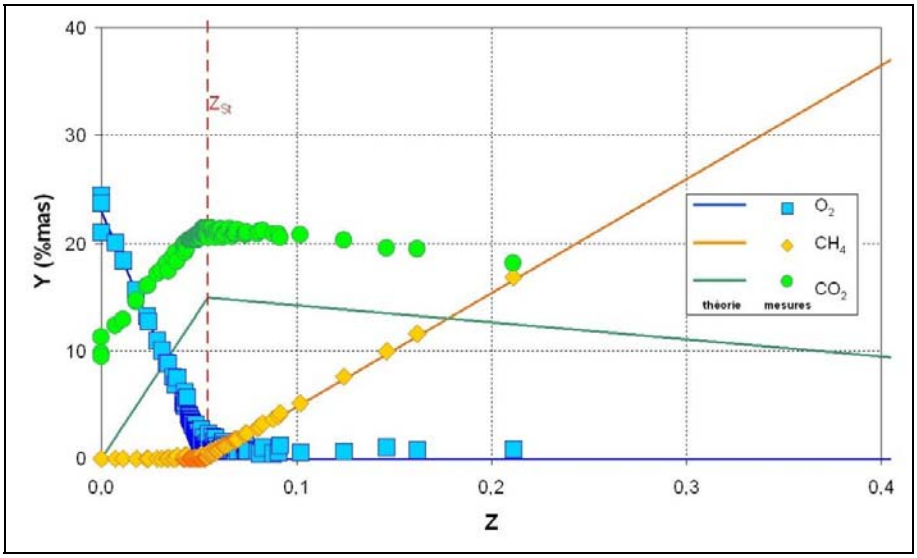



figure 3-32 : Concentration massique en fonction de la fraction de mélange pour les essais de la *FRIF*



tel-00011087, version 2 - 29 Nov 2005

La concentration en dioxyde de carbone est globalement supérieure de l'ordre de 10 % à la théorie. Cela provient du fait que le préchauffage de l'air est réalisé sur cette installation par une précombustion, ce qui induit la présence de produits de combustion, notamment du $CO_2$, dans l'air vicié utilisé comme comburant.

La concentration en oxygène suit globalement l'évolution théorique pour une flamme de diffusion. Elle est légèrement supérieure dans le jet d'air. Cela provient de l'apport d'oxygène, dans l'air vicié, après la précombustion. On ne retrouve pas de présence d'oxygène pour une fraction de mélange supérieure à la valeur à la stœchiométrie, contrairement à ce qui a pu être observé sur nos mesures. Les deux dispositifs de mesures de concentration d'espèce sont comparables. Les dimensions du brûleur d'essais utilisé à la *FRIF* sont supérieures. Le diamètre de l'injection est de 10 mm. Il n'y a donc pas de problème de résolution spatiale de mesures comme ceux que nous avons pu rencontrer durant nos essais.

Les mesures réalisées par la *FRIF* correspondent donc également à une flamme accrochée de type diffusion, mai diluée par les produits de pré-combustion.

#### *3.5.2.2 Mesures en combustion classique*

Nos mesures obtenues en mode de combustion sans flamme peuvent être comparées à des mesures acquises en mode de combustion "classique" (§ 2.5.2).

La figure 3-33 présente les évolutions des concentrations en méthane, oxygène et dioxyde de carbone en fonction de la fraction de mélange, correspondant aux trois conditions d'essais. Les points représentent les résultats obtenus à partir des mesures. Les traits pleins continus correspondent à l'évolution théorique des concentrations ($O_2$, $CH_4$, $CO_2$), dans le cas d'une flamme de diffusion. Les traits pointillés représentent l'évolution des concentrations en oxygène et en méthane obtenu sans combustion (§ 2.7.3).

Dans les deux premiers cas (figure 3-33 a et b), les concentrations en oxygène et en méthane suivent, parallèlement, les évolutions théoriques correspondant à une flamme de diffusion et au cas sans combustion. Les points correspondant à l'évolution sans combustion se situent au voisinage du brûleur dans des zones où la température est inférieure à celle d'auto-inflammation. On peut donc conclure que dans ces zones, nous avons un prémélange des réactifs.

Par ailleurs, dans le cas de la troisième condition d'essais, les concentrations en méthane, oxygène et dioxyde de carbone, suivent l'évolution théorique dans le cas d'une flamme de diffusion.



tel-00011087, version 2 - 29 Nov 2005

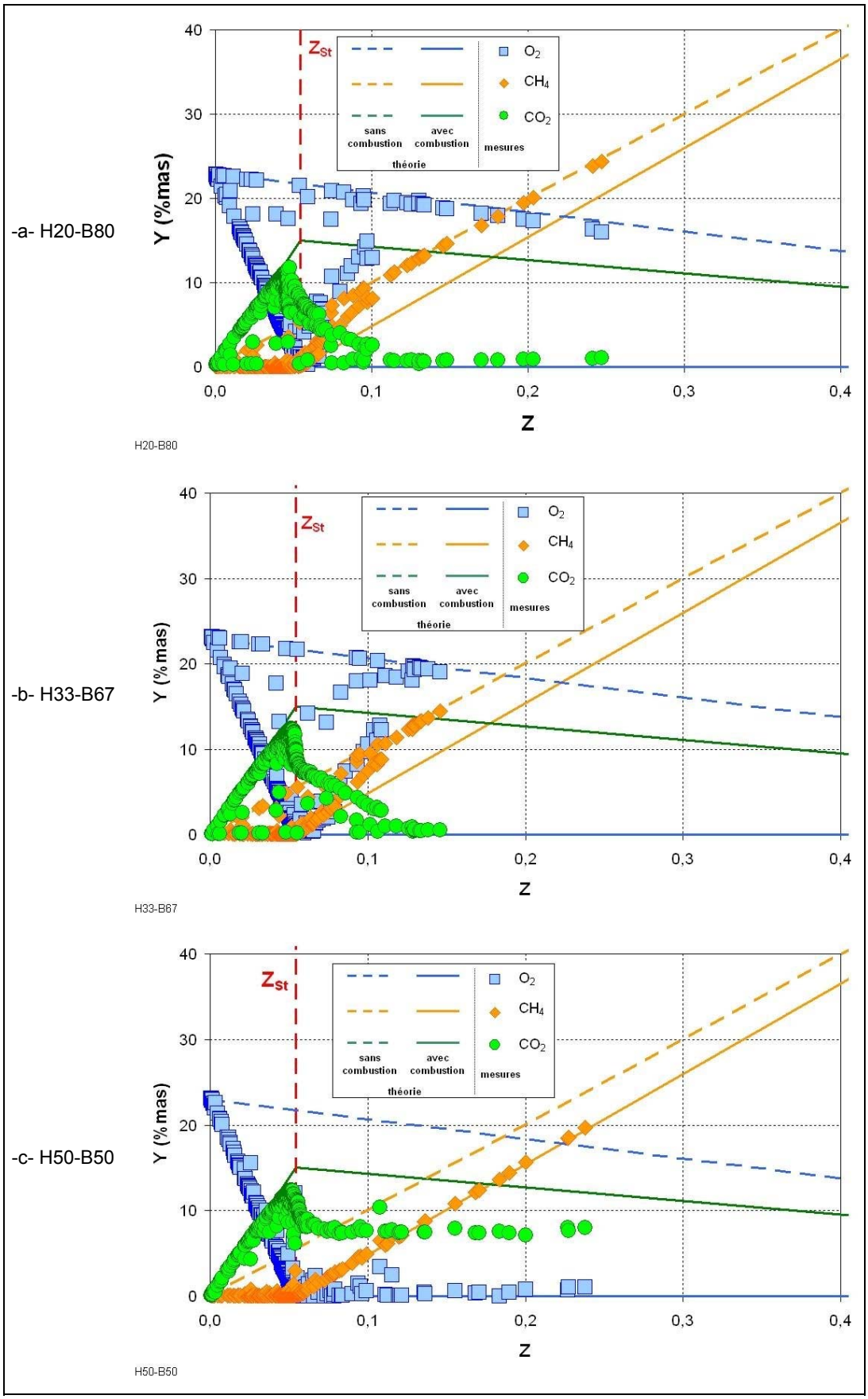



figure 3-33 : Concentrations des réactifs et produits de combustion en fonction de la fraction de mélange pour l'injecteur DIG



tel-00011087, version 2 - 29 Nov 2005

Les deux premiers cas correspondent donc à une flamme liftée avec un prémélange non réactif en amont de la base de la flamme et le troisième cas correspond à une flamme de diffusion accrochée à la sortie du brûleur, comme cela a pu être observé durant les essais (Toquard – 1998, Honoré - 1998).

La comparaison des évolutions des concentrations en oxygène, méthane et dioxyde de carbone en fonction de la fraction de mélange en régime de combustion classique et combustion sans flamme permet de conclure que le régime de combustion sans flamme ne se distingue pas du régime de combustion classique du point de vue du mode de mélange des réactifs.

tel-00011087, version 2 - 29 Nov 2005

## 3.6 FORMATIONS DES OXYDES D'AZOTE

La figure 3-34 représente le taux de formation en monoxyde d'azote suivant les deux voies de formation thermique et précoce. Leurs calculs nécessitent la mesure locale de la température et des concentrations des espèces stables. Afin de s'affranchir de la forte différence d'échelle entre les deux voies de formation et pour faciliter la lecture des résultats, chacun des deux taux a été normalisé par les valeurs extrêmes trouvées sur l'ensemble des cas étudiés, selon l'expression suivante :

$$\overline{\frac{dNO}{dt}} = \frac{\frac{dNO}{dt} - \left.\frac{dNO}{dt}\right|_{min}}{\left.\frac{dNO}{dt}\right|_{Max} - \left.\frac{dNO}{dt}\right|_{min}}$$

L'importante différence entre les taux de formation suivant les deux voies de formation ne permet pas de réaliser une étude quantitative complète. Par ailleurs, les modèles utilisés pour le calcul des taux de formation d'oxyde d'azote par voie précoce et thermique à partir des mesures locales (§ 2.6.4.1) sont trop simples pour permettre une étude quantitative de l'évolution des émissions d'oxyde d'azote (Rivas - 2003). Néanmoins, il est possible de comparer ces résultats avec les cartographies de mesures de concentration en oxyde d'azote pour déterminer quelle est la voie majoritaire de formation des oxydes d'azote.

Ce calcul montre que le monoxyde d'azote précoce se forme entre les jets de combustible et d'air, dans la zone primaire de réaction et se poursuit dans la zone secondaire de réaction. Le NO thermique se forme en fin de zone secondaire de réaction (figure 3-34).

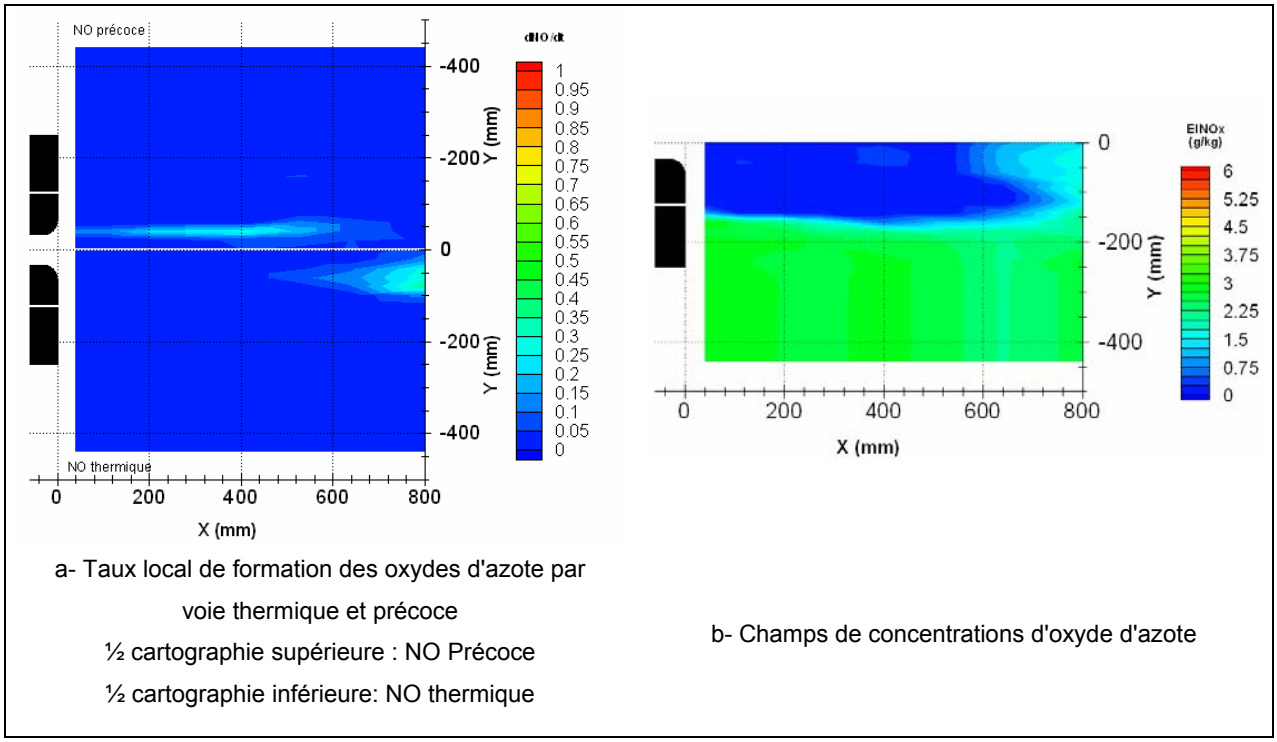
La comparaison des taux de formation des oxydes d'azote et des mesures de concentrations montre que les oxydes d'azote formés par voie précoce apparaissent très faiblement (X ≈ 400 mm – $EINO_x$ ≈ 0,75). Des études antérieures montrent qu'aux températures comparables à celles mesurées durant nos essais, les taux de formation en oxyde d'azote suivant les deux voies sont du même ordre de grandeur (Zevenhoven - 2001, Choi - 2002).

Les faibles niveaux de concentration en monoxyde d'azote mesurés dans la zone correspondant à la formation par voie précoce, peuvent s'expliquer par une réduction des oxydes d'azote déjà formés, par un mécanisme de recombustion. Les radicaux hydrocarbonés ($CH_i$) présents dans la zone de réaction de combustion peuvent réagir avec le monoxyde d'azote pour former des espèces cyanurées (HCN) qui peuvent être converties, par la suite, en azote (Wendt – 1971, Kolb - 1988) :



tel-00011087, version 2 - 29 Nov 2005

$$NO + CH_i \rightarrow HCN + O, OH, H_2O$$
$$HCN + OH \rightarrow HNCO, NCO + H, H_2O$$
$$HNCO, NCO + H \rightarrow NH_i + CO$$
$$NH_i + NH_i, H \rightarrow N_2 + O, OH$$




a- Taux local de formation des oxydes d'azote par voie thermique et précoce
½ cartographie supérieure : NO Précoce
½ cartographie inférieure: NO thermique

b- Champs de concentrations d'oxyde d'azote

figure 3-34 : Comparaison entre les champs de taux de formation d'oxyde d'azote formés par voie précoce et thermique et les champs d'oxyde d'azote mesurés

La comparaison des cartographies des taux de formation des oxydes d'azote et des mesures en concentration en oxyde d'azote montre que les régions à fortes concentrations en oxyde d'azote correspondent à celles où le NO est formé par voie thermique.

On peut donc conclure que les oxydes d'azote mesurés en sortie sont majoritairement formés par voie thermique. Les monoxydes d'azote formés par voie précoce sont réduits dans la zone secondaire de combustion.

Comme nous avons pu le mettre en évidence au début de l'étude des recirculations externes, les mesures de concentration d'espèces indiquent une présence de dioxyde de carbone recirculant dans les jets et dans les zones de combustion mais une absence d'oxyde d'azote.

S'il y a dilution par les produits de combustion, il devrait être possible de détecter des oxydes d'azote recirculés dans les zones de combustion, comme on détecte du dioxyde de carbone. Cette absence d'oxyde d'azote peut, là aussi, s'expliquer par un mécanisme de recombustion (Wendt – 1971, Kolb - 1988). En effet, les produits de combustion



tel-00011087, version 2 - 29 Nov 2005

recirculent dans une région où la richesse est supérieure à la stœchiométrie (figure 3-35) et la température élevée (1150 °C – 1525 °C), soit des conditions propices pour une réaction du monoxyde d'azote avec des radicaux $CH_i$ présents dans cette zone. Ce phénomène de réduction des oxydes d'azote a déjà été mis en évidence dans une réaction de combustion entre un combustible et de l'air dilué par des produits de combustion (Beér - 1994, Choi - 2002, Mauro - 2004).

Dans notre cas, nous pouvons évoquer un mécanisme d'auto-recombustion dans la flamme, puisqu'il y a réduction des oxydes d'azote, produits en fin de combustion, ramenés dans les zones de réaction par les recirculations.

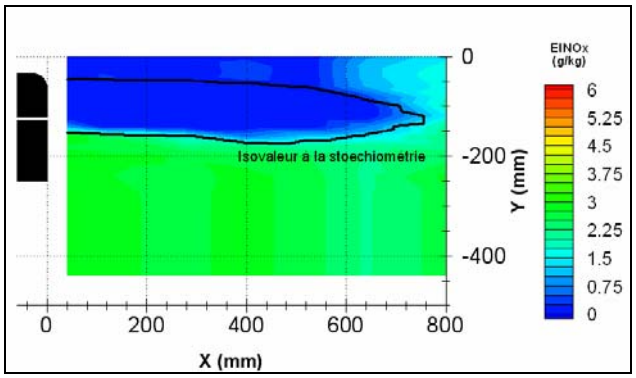



figure 3-35 : Cartographie de EINOx et isovaleur à la stœchiométrie



tel-00011087, version 2 - 29 Nov 2005

## 3.7 CONCLUSION

Dans ce chapitre, nous avons étudié le régime de combustion, pour le cas de référence (P = 200kW, $T_{air}$ = 1000°C, $T_{four}$ = 1300°C, $\lambda$ = 1,1). Pour cette étude, des mesures de températures, concentrations d'espèces stables, de vitesses et d'imageries de flamme ont été réalisées sur l'installation d'essais semi-industrielle.

A partir de ces résultats, nous avons déterminé quel est le mode de stabilisation des zones de réaction et comment se déroule la combustion. Après avoir mis en évidence les recirculations externes aux jet d'air et de combustible, nous les avons quantifiées puis comparées aux recirculations mesurées dans le cas d'une combustion classique. Enfin, nous avons mis en évidence leur influence sur la combustion.

L'étude de la fraction de mélange et la comparaison de nos résultats avec d'autres mesures semi-industrielles, nous permettent de conclure que nous sommes dans le cas d'une flamme accrochée de type diffusion.

La flamme de diffusion est accrochée dans la zone de recirculation interne (ZRi) générée par le brûleur par effet "*bluff-body*". La réaction de combustion se situe entre le jet d'air et les jets de combustible. Elle peut se décomposer en deux parties distinctes :

- La zone primaire de réaction, dans la ZRi, qui assure l'accrochage de la flamme,
- La zone secondaire de réaction, en aval de la ZRi, qui assure la majeure partie du dégagement de chaleur.

Les produits de combustion convectés par les recirculations externes (ZRe) diluent les réactifs. Les taux de recirculation sont très supérieurs à ceux mesurés dans le cas d'une combustion classique.

Une comparaison entre les mesures et une simulation de l'aérodynamique interne de la chambre de combustion sans flamme permet de conclure que le mécanisme de recirculation externe est piloté majoritairement par l'aérodynamique, ceci s'expliquant par une faible élévation de température générée par la combustion. Cette faible élévation de température s'explique par la présence des produits de combustion inertes agissant comme des "ballasts" thermiques.

L'étude des voies de formation des oxydes d'azote montre que les oxydes d'azotes émis par le four sont majoritairement formés par voie thermique et restent quantitativement faibles du fait des faibles températures maximales atteintes. L'absence d'oxyde d'azote dans la part des produits recirculés diluant les zones de réaction de combustion peut s'expliquer par un mécanisme de recombustion.



tel-00011087, version 2 - 29 Nov 2005

# 4 ETUDE PARAMETRIQUE DU COMPORTEMENT DU REGIME DE COMBUSTION

Ce chapitre est consacré à l'étude de l'influence de la variation des paramètres de fonctionnement sur le régime de combustion sans flamme:

- **Puissance** : La diminution de puissance entraîne une baisse des impulsions de jets provoquant une modification de l'aérodynamique interne de la chambre et de la densité de dégagement de chaleur. Cela a sans doute un impact sur le déroulement de la réaction de combustion et donc sur les émissions d'oxydes d'azote.
- **Température du four** : Dans l'étude du régime de combustion, nous avons établi que les produits de combustion recirculent à une température égale à celle des parois. La diminution de la température des parois a donc sans doute un impact sur les conditions de recirculation et sur la réaction de combustion.
- **Prémélange air / gaz naturel** : Certains brûleurs régénératifs fonctionnent, en régime de combustion sans flamme, avec un léger prémélange air/ combustible sans que l'impact de ce dernier sur le régime de combustion, sur le mode d'accrochage ou le déroulement de la combustion n'ait été jusqu'à présent étudié.
- **Température de l'air** : Le préchauffage de l'air est souvent considéré comme une condition essentielle pour atteindre le régime de combustion sans flamme (Hasegawa - 1999, Cavaliere - 2004). L'étude de l'influence de la variation de la température de l'air vise à caractériser son impact sur le régime de combustion.
- **Taux d'aération** : Cette étude vise à caractériser, l'influence de la variation du taux d'aération sur le mode d'accrochage ou le déroulement de la combustion. Dans l'étude du régime de combustion, nous avons établi que la composition des recirculations sont comparables à celles mesurées en sortie de chambre de combustion. L'augmentation du taux d'aération, à puissance constante, entraîne une modification de la composition des fumées en sortie. On peut se demander quel est l'impact sur le régime de combustion, via les recirculations.
- **Confinement de la flamme** : Les recirculations dans l'enceinte de la chambre de combustion sont fonction des impulsions des injections, mais aussi de la géométrie de la chambre. Cette étude vise à caractériser l'influence d'une augmentation du confinement sur les recirculations et son effet sur les caractéristiques de la combustion.



tel-00011087, version 2 - 29 Nov 2005

La figure 4-1 récapitule l'ensemble des essais réalisés sur nos deux installations d'essais.

a- Installation d'essais semi-industrielle

| Puissance (kW) | $T_{air}$ (°C) | $T_{four}$ (°C) | n | Prémelange (%) | Mesures réalisées | |
|---|---|---|---|---|---|---|
| 100 | amb | 1200 | 1,1 | 0 | Mesures entrées / sorties | |
| 200 | amb | 1200 | 1,1 | 0 | Mesures entrées / sorties | |
| 200 | amb | 1300 | 1,1 | 0 | Mesures entrées / sorties | Mesures dans la flamme :<br>- Températures,<br>- Concentrations d'espèces,<br>- Vitesses,<br>- Imagerie OH |
| 100 | 600 | 1300 | 1,1 | 0 | Mesures entrées / sorties | |
| 200 | 600 | 1100 | 1,1 | 0 | Mesures entrées / sorties | |
| 200 | 600 | 1200 | 1,1 | 0 | Mesures entrées / sorties | |
| 200 | 600 | 1300 | 1,1 | 0 | Mesures entrées / sorties | |
| 200 | 600 | 1300 | 1,2 | 0 | Mesures entrées / sorties | |
| 200 | 600 | 1300 | 1,3 | 0 | Mesures entrées / sorties | |
| 200 | 600 | 1300 | 1,1 | 5 | Mesures entrées / sorties | |
| 200 | 600 | 1300 | 1,1 | 10 | Mesures entrées / sorties | |
| 100 | 1000 | 1300 | 1,1 | 0 | Mesures entrées / sorties | Mesures dans la flamme :<br>- Températures,<br>- Concentrations d'espèces,<br>- Vitesses,<br>- Imagerie OH |
| 200 | 1000 | 1100 | 1,1 | 0 | Mesures entrées / sorties | Mesures dans la flamme :<br>-Températures,<br>- Imagerie OH |
| 200 | 1000 | 1200 | 1,1 | 0 | Mesures entrées / sorties | |
| 200 | 1000 | 1300 | 1,1 | 0 | Mesures entrées / sorties | Mesures dans la flamme :<br>- Températures,<br>- Concentrations d'espèces,<br>- Vitesses,<br>- Imagerie OH |
| 200 | 1000 | 1300 | 1,2 | 0 | Mesures entrées / sorties | |
| 200 | 1000 | 1300 | 1,3 | 0 | Mesures entrées / sorties | Mesures dans la flamme :<br>- Températures,<br>- Concentrations d'espèces,<br>- Imagerie OH |
| 200 | 1000 | 1300 | 1,1 | 5 | Mesures entrées / sorties | |
| 200 | 1000 | 1300 | 1,1 | 10 | Mesures entrées / sorties | Mesures dans la flamme :<br>- Concentrations d'espèces,<br>- Imagerie OH |

b- Installation d'essais de laboratoire

| Puissance (kW) | $T_{air}$ (°C) | n | Confinement | Mesures réalisées | |
|---|---|---|---|---|---|
| 20 | amb | 1,1 | faible - fort | Mesures entrées / sorties | Mesures dans la flamme :<br>- Imagerie OH |
| 20 | 150 | 1,1 | faible - fort | Mesures entrées / sorties | Mesures dans la flamme :<br>- Imagerie OH |
| 20 | 300 | 1,1 | faible - fort | Mesures entrées / sorties | Mesures dans la flamme :<br>- Imagerie OH |
| 20 | 450 | 1,1 | faible - fort | Mesures entrées / sorties | Mesures dans la flamme :<br>- Imagerie OH |
| 20 | 600 | 1,1 | faible - fort | Mesures entrées / sorties | Mesures dans la flamme :<br>- Imagerie OH |
| 20 | 600 | 1,2 | faible - fort | Mesures entrées / sorties | Mesures dans la flamme :<br>- Imagerie OH |
| 20 | 600 | 1,3 | faible - fort | Mesures entrées / sorties | Mesures dans la flamme :<br>- Imagerie OH |
| 20 | 600 | 1,4 | faible - fort | Mesures entrées / sorties | Mesures dans la flamme :<br>- Imagerie OH |
| 20 | 600 | 1,5 | faible - fort | Mesures entrées / sorties | Mesures dans la flamme :<br>- Imagerie OH |
| 20 | 600 | 1,6 | faible | Mesures entrées / sorties | Mesures dans la flamme :<br>- Imagerie OH |
| 20 | 600 | 2 | faible | Mesures entrées / sorties | Mesures dans la flamme :<br>- Imagerie OH |
| 20 | 600 | 2,3 | faible | Mesures entrées / sorties | Mesures dans la flamme :<br>- Imagerie OH |

figure 4-1 : Essais et mesures réalisés

tel-00011087, version 2 - 29 Nov 2005

A partir des résultats des mesures entrée / sortie, du modèle global, des simulations numériques non réactives et des mesures dans la flamme, nous allons nous intéresser à l'évolution des caractéristiques principales du régime de combustion sans flamme vis à vis de la variation des paramètres de fonctionnement. Nous allons étudier le comportement des recirculations, du mélange réactif, des zones de réactions de combustion, des zones et des taux de formation des oxydes d'azote en fonction de la variation des paramètres de fonctionnement.

tel-00011087, version 2 - 29 Nov 2005

## 4.1 INFLUENCE DE LA VARIATION DE PUISSANCE

Des études précédentes, réalisées sur des brûleurs régénératifs fonctionnant en régime de combustion sans flamme, ont montré que les émissions en oxyde d'azote augmentaient légèrement avec la puissance de fonctionnement, comme le montre la figure 4-2 (Quinqueneau - 2001).

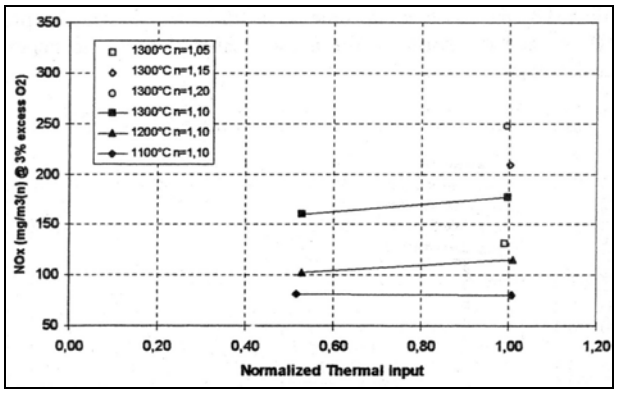



figure 4-2 : Influence de la puissance de fonctionnement sur les émissions en oxydes d'azote du brûleur *WS REGEMAT* (Quinqueneau - 2001)

La figure 4-3 présente l'évolution des émissions d'oxydes d'azote mesurées en fonction de la puissance de fonctionnement de l'installation semi-industrielle. On mesure une légère augmentation de l'émission en oxydes d'azote à mi puissance pour la température d'air de référence ($T_{air}$ = 1000 °C). A l'inverse, les émissions en oxydes d'azote sont quasiment constantes quelle que soit la puissance de fonctionnement pour les températures d'air plus faibles.

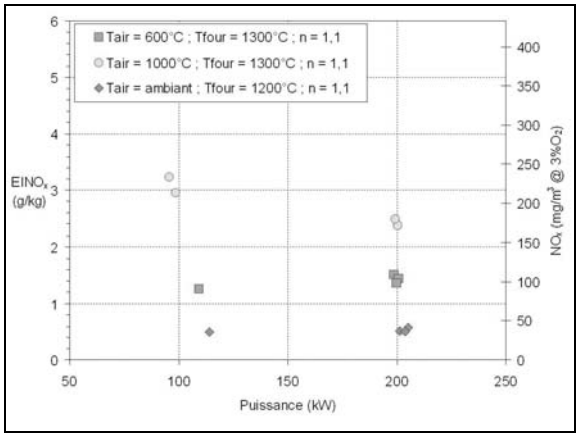



figure 4-3 : Evolution des émissions d'oxydes d'azote en fonction de la puissance de fonctionnement de l'installation

Le taux de recirculation suit une évolution similaire, en fonction de la puissance (figure 4-4). Il augmente très légèrement pour une température d'air de 1000 °C. A l'inverse, il est constant pour des températures d'air plus faibles.



tel-00011087, version 2 - 29 Nov 2005

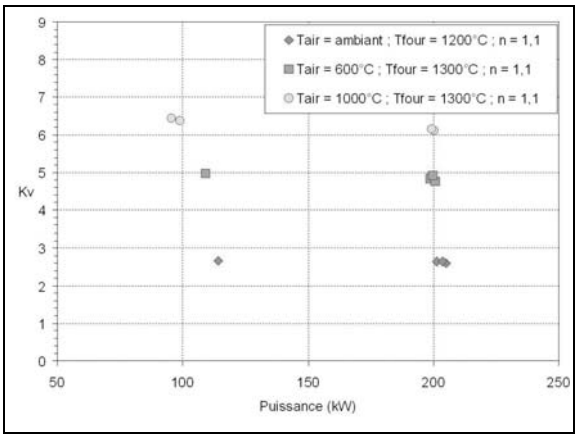



figure 4-4 : Evolution du taux de recirculation en fonction de la puissance de fonctionnement de l'installation

Cette très légère augmentation du taux de recirculation à plus faible puissance peut s'expliquer par le fait que si les débits de jet d'air et des produits de combustion évoluent dans des proportions comparables, la température des fumées diminue très légèrement, en fonction de la puissance (figure 4-6-d). Cela entraîne une légère baisse de l'impulsion de l'écoulement en fond de chambre, provoquant une légère augmentation du taux de recirculation.

Cette légère augmentation de la température des fumées dans le cas des essais réalisés avec de l'air à 1000 °C peut s'expliquer par le réglage de la température du four, via le transfert à la charge. La température du four pour les cas à 100 kW est de l'ordre de 1320 °C. La légère augmentation du taux de recirculation constatée en fonction de la puissance n'est donc due qu'à une question de réglage de fonctionnement de l'installation. On peut donc conclure que la variation de puissance n'a théoriquement pas d'influence sur le taux de recirculation.

Cet écart de réglage peut se retrouver dans l'étude des échanges thermiques dans la chambre de combustion (figure 4-5). Si avec de l'air à température ambiante ou à 600 °C, les échanges thermiques ont la même évolution, le comportement change légèrement pour les essais réalisés avec de l'air à 1000 °C. Pour les essais réalisés avec de l'air à température ambiante ou à 600 °C, lorsque la puissance diminue, les transferts thermiques via les parois augmentent légèrement pendant que ceux via les tubes d'eau simulant la charge (pertes eau) et les pertes au fumées diminuent. Pour les essais effectués avec de l'air préchauffé à 1000 °C, les transferts thermiques par les pertes par les fumées augmentent légèrement. Dans le même temps, le transfert à la charge diminue.

Les essais réalisés avec de l'air à température ambiante ou à 600 °C ont été effectués à 120 kW. Les essais avec de l'air préchauffé à 1000 °C ont été réalisés à 100 kW. Il n'a



tel-00011087, version 2 - 29 Nov 2005

pas été possible d'atteindre un régime à 100 KW et une température de four de 1300 °C avec de l'air à température ambiante ou à 600 °C.

A 120 kW (air à température ambiante ou à 600 °C), l'ensemble de l'énergie est évacué via les parois et les fumées. La régulation de l'installation en température est effectuée par action sur la charge thermique (tubes d'eau), en introduisant plus ou moins les tubes à circulation d'eau dans la chambre de combustion. Avec de l'air préchauffé à 600 °C ou a température ambiante, la puissance de combustion doit être au moins égale à 120 kW pour atteindre une température de parois de 1300 °C. La charge mobile étant presque totalement rétractée, les faibles taux (20 % à 22 %) de transfert à la charge représentent quasiment le minimum. Avec de l'air à 1000 °C, la puissance totale entrante est suffisante pour pouvoir contrôler la température du four avec la charge et fonctionner à 100 kW.

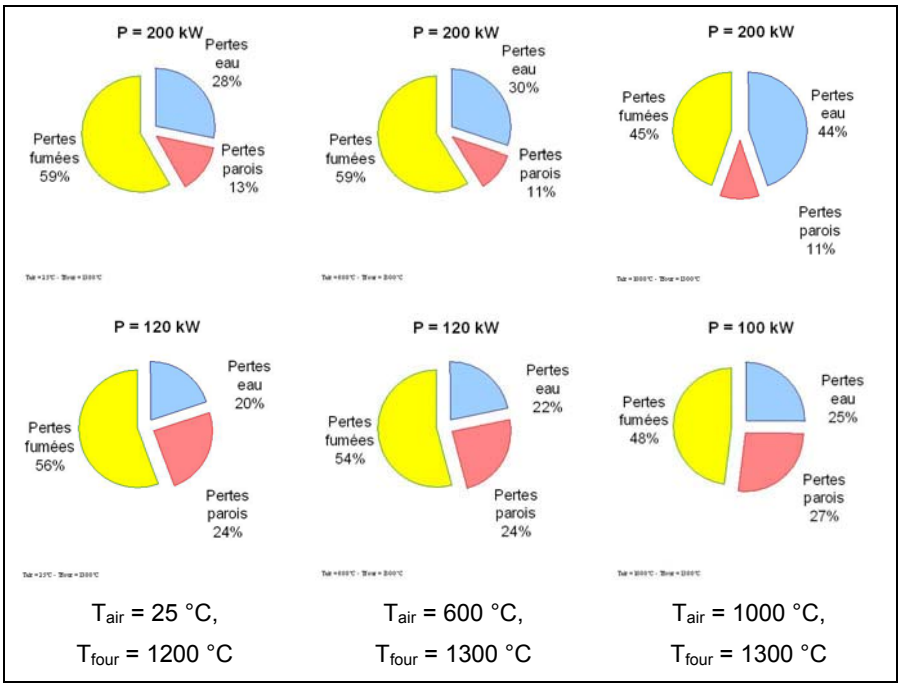
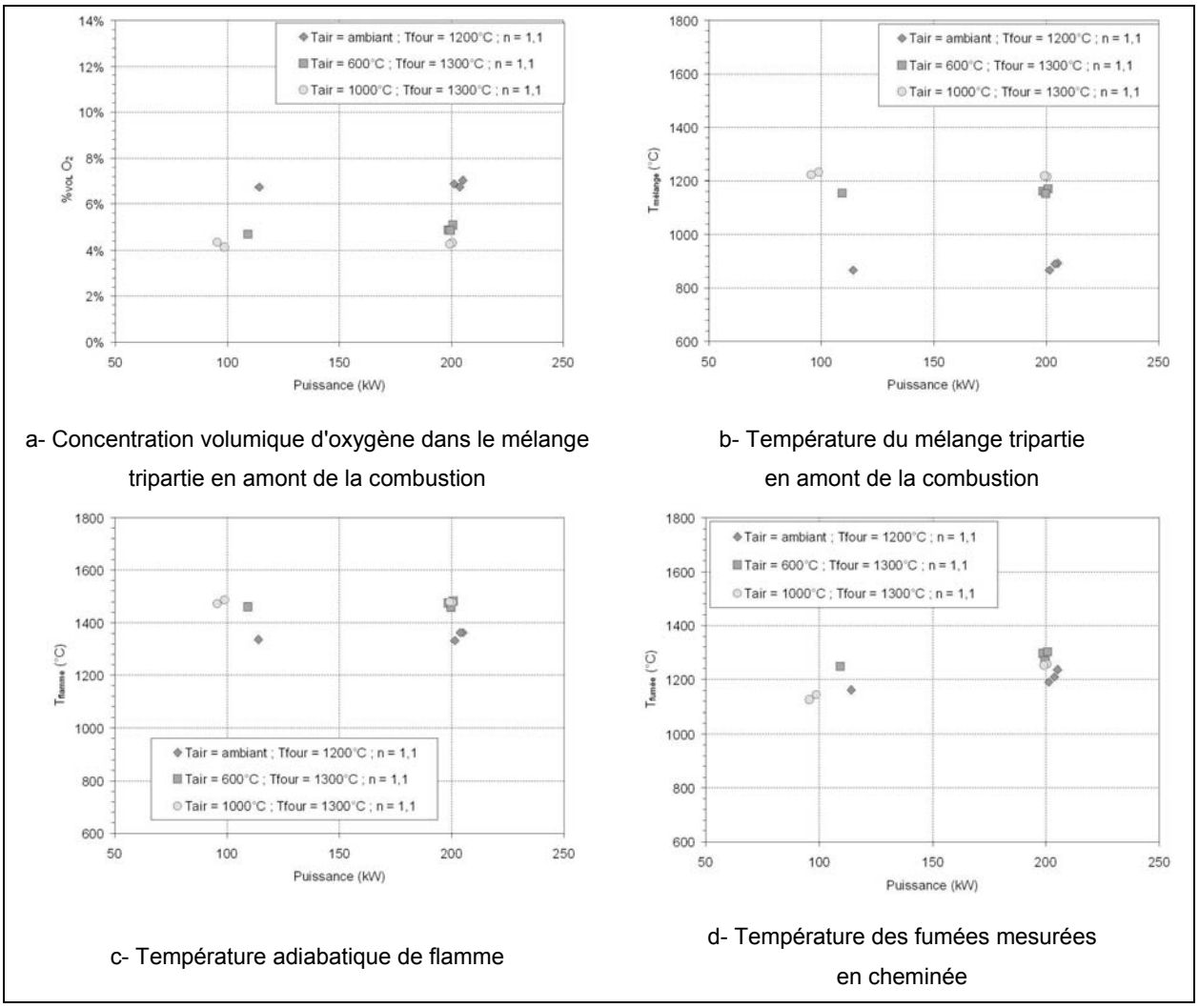



figure 4-5 : Répartitions des différents modes d'échanges thermiques en fonction de la puissance

La figure 4-6 présente les principaux résultats du modèle global, en fonction de la puissance de fonctionnement, pour différentes températures d'air et de chambre. Le taux de recirculation étant constant, cela entraîne une concentration en oxygène dans le mélange tripartie constante en fonction de la puissance.



tel-00011087, version 2 - 29 Nov 2005




a- Concentration volumique d'oxygène dans le mélange tripartie en amont de la combustion

b- Température du mélange tripartie en amont de la combustion

c- Température adiabatique de flamme

d- Température des fumées mesurées en cheminée

figure 4-6 : Principaux résultats du modèle global en fonction de la puissance

La puissance n'ayant aucune influence sur les températures des trois constituants du mélange ni sur les taux de recirculation, elle n'a donc pas d'influence sur la température du mélange tripartie, entre le combustible, l'air et les produits de combustion recirculés.

N'influençant pas la température du mélange, le changement de puissance n'a pas de répercussion sur la température de flamme. La température du milieu est directement fonction du débit massique et de l'énergie libérée par la réaction de combustion. L'énergie libérée, lors de la combustion est fonction du débit de combustible. Le débit massique du combustible et de l'air sont multipliés par deux entre les deux puissances de fonctionnement, entraînant la constance de la température de flamme

L'indépendance du taux de recirculation vis à vis de la variation de puissance peut aussi être mise en évidence par les résultats de la simulation numérique (en non réactif), comme le présente la figure 4-7. Le taux de recirculation considéré est la moyenne des deux taux de recirculation calculés respectivement dans les plans XY et XZ. Le



tel-00011087, version 2 - 29 Nov 2005

changement de la puissance, les autres paramètres étant constants, n'entraîne quasiment pas de changement du taux de recirculation.

Les valeurs entre le modèle global et la simulation numérique sont fort différentes. Cela s'explique sans doute par les coefficients utilisés pour le calcul de Kv à partir du paramètre de similitude m. Il faut se rappeler qu'ils ont été établis dans le cas d'une configuration de jets axisymétriques coaxiaux, ce qui n'est pas notre cas.

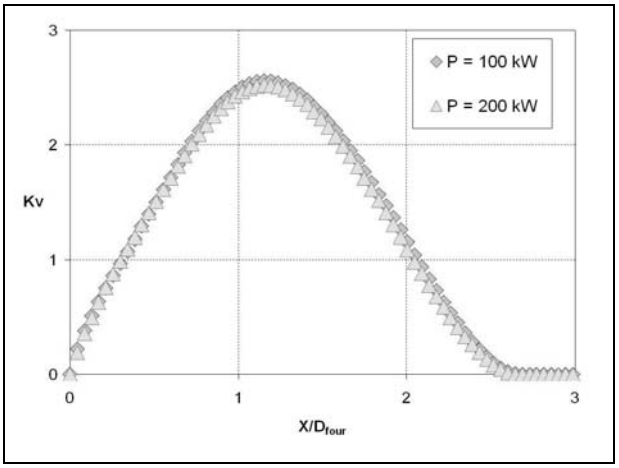



figure 4-7 : Comparaison de l'évolution axiale du taux de recirculation moyen en fonction de la puissance de fonctionnement de l'installation ($T_{air}$ = 1000 °C)

La figure 4-8 présente la comparaison des vitesses axiales mesurées par ADL pour les deux puissances de fonctionnement (100 kW et 200 kW).

Dans la zone de convergence, entre les jets de combustibles et de comburant, les valeurs des vitesses restent négatives. Ceci indique qu'il y a maintien de la zone de recirculation interne (ZRi).

La zone de fusion des jets d'air et de combustible se rapproche du brûleur lorsque la puissance diminue. La zone de recirculation interne diminue en longueur en fonction de la puissance de fonctionnement, donc de la vitesse d'injection de réactifs. La diminution de la longueur de la zone de convergence avec la diminution de la vitesse d'injection a pu aussi être mise en évidence lors de l'étude du comportement d'un brûleur à jet séparés (Salentey - 2002).

Par ailleurs, le champ aérodynamique ne présente plus de vitesses négatives dans la zone externe.



tel-00011087, version 2 - 29 Nov 2005

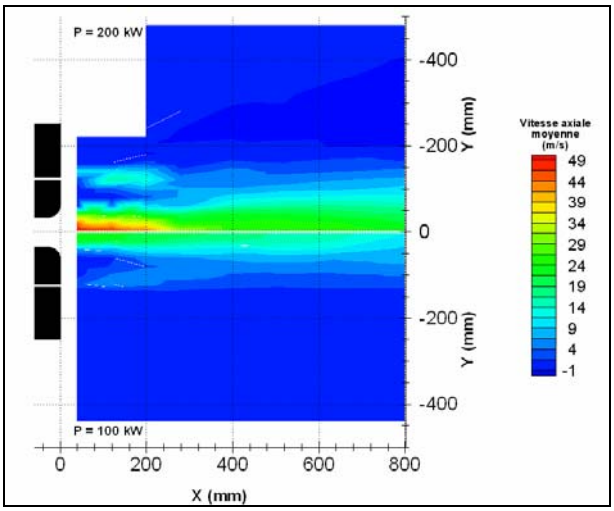



figure 4-8 : Comparaison des vitesses axiales à P = 200 kW et P = 100 kW

½ cartographie supérieure : P = 200 kW - ½ cartographie inférieure : P = 100 kW

La comparaison des résultats des simulations numériques non réactives montre que les vitesses sont quasiment identiques, notamment dans la zone de recirculation externe. Ceci peut être observé sur la figure 4-9, qui présente la comparaison des vitesse axiales, en fonction des puissances de fonctionnement, dans le plan passant par les injecteurs (XY) et dans le plan perpendiculaire à celui-ci (XZ). Les valeurs des vitesses sont normalisées par la vitesse maximale. On peut donc conclure qu'il y a bien conservation de la zone de recirculation externe, en fonction de la puissance de fonctionnement.

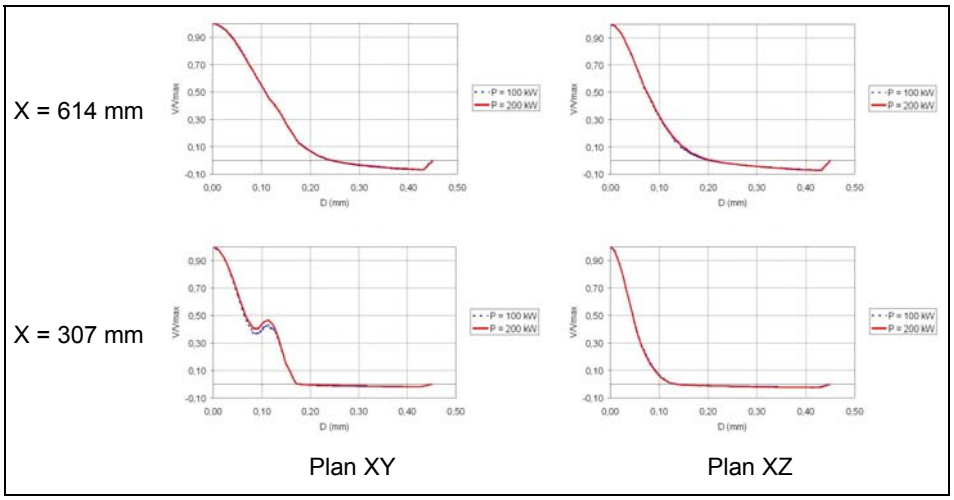



figure 4-9 : Comparaison des vitesses axiales, en fonction des puissances de fonctionnement, obtenues par simulation de l'écoulement non réactif

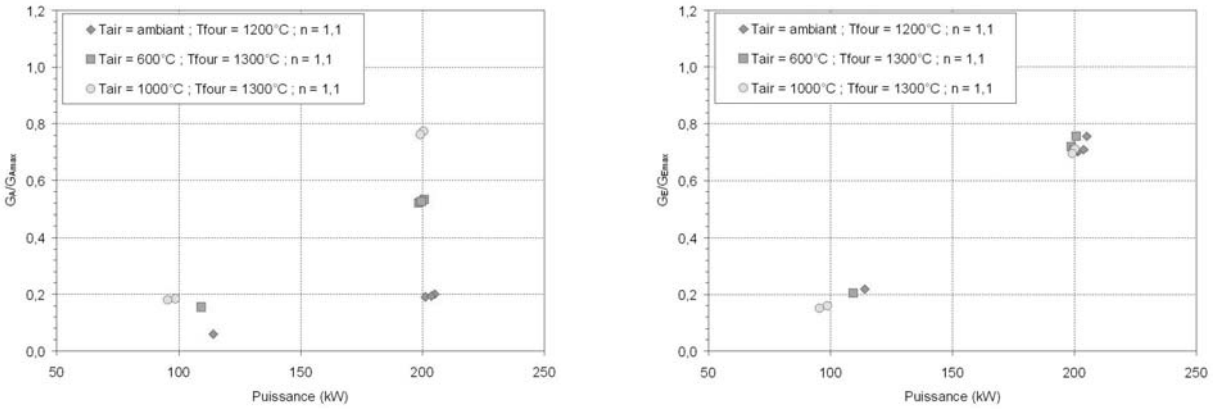
L'étude de la modélisation des recirculations nous a permis d'établir que les recirculations externes sont pilotées par l'impulsion du jet central d'air et l'impulsion de l'écoulement en fond de chambre (§ 3.4). La diminution de la puissance entraîne une baisse des vitesses dans le jet d'air dans les mêmes proportions. Ceci a pour conséquence une diminution de



tel-00011087, version 2 - 29 Nov 2005

l'impulsion du jet d'air et de L'impulsion de l'écoulement en fond de chambre, comme le montre la figure 4-10.

Les deux paramètres pilotant la recirculation évoluant dans les mêmes proportions, leurs effets se compensent, entraînant l'indépendance du taux de recirculation vis à vis du changement de puissance.




a- Impulsion du jet d'air

b- Impulsion de l'écoulement en fond de chambre

figure 4-10 : Evolution de l'impulsion du jet d'air et de l'écoulement en fond de chambre en fonction de la puissance (modèle global)

La figure 4-11 représente les champs de températures obtenus pour le cas de référence et à plus faible puissance, les autres paramètres de fonctionnement restant constants.

La température dans la zone de recirculation externe est identique entre les deux cas. Elle est comprise entre 1225 °C et 1300 °C. La variation de puissance n'a pas d'impact sur cette région car la température des parois est conservée égale à 1300 °C.

Le principal changement a lieu dans les zones de réaction. La diminution de la puissance entraîne un déplacement vers l'amont de l'ensemble des isocontours de température. Cela confirme la diminution de la longueur de la zone de convergence observées sur les mesures de vitesses. Par ailleurs, les températures maximales mesurées sont de l'ordre de 1525 °C (200 kW) et 1600 °C (100 kW).

A 100 kW, la température dans la zone primaire de réaction augmente. Ceci permet de supposer une légère augmentation locale de l'intensité de combustion.



tel-00011087, version 2 - 29 Nov 2005

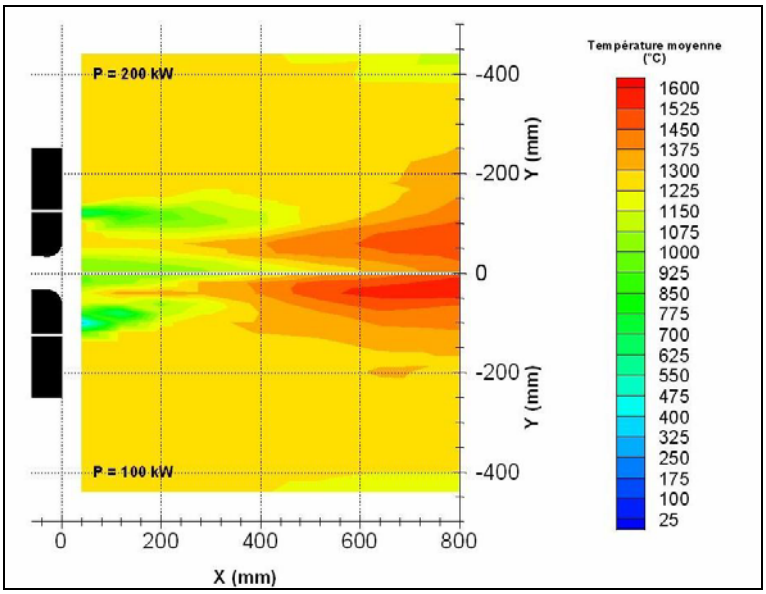



figure 4-11 : Comparaison entre les deux champs de température :
½ cartographie supérieure : P = 200 kW - ½ cartographie inférieure : P = 100 kW

Lorsque la puissance diminue, la zone des températures supérieures à 1300 °C diminue en largeur, alors que la température maximale augmente. Les gradients de température augmentent donc.

De plus, les mesures de chimiluminescence montrent que les niveaux maximas atteints sont légèrement inférieurs à mi-puissance (figure 4-12). Globalement, la présence de chimiluminescence est le signe d'un dégagement local de chaleur (Samaniego et al - 1995). Dans notre cas, on peut penser qu'une émission de chimiluminescence plus faible indique un dégagement de chaleur légèrement inférieur par rapport au point de référence, ce qui est logique, puisque la puissance fournie diminue.

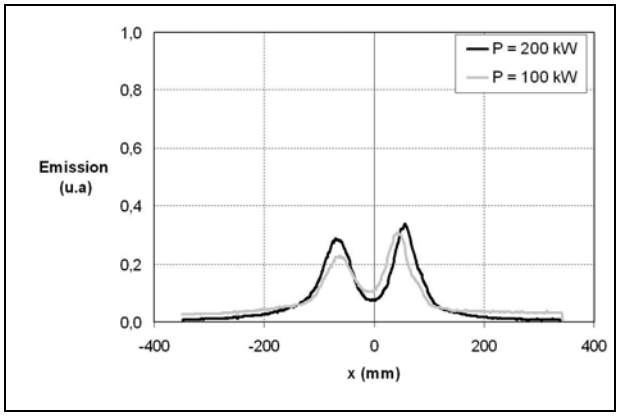



figure 4-12 : Comparaison entre les profils de niveaux moyens d'émission
de chimiluminescence OH* dans le plan passant par les injecteurs

La figure 4-13 présente la comparaison des champs de concentrations d'espèces stables mesuré pour le cas de référence (P = 200kW, $T_{air}$ = 1000°C, $T_{four}$ = 1300°C, $\lambda$ = 1,1) et à 100 kW.



tel-00011087, version 2 - 29 Nov 2005

Le jet de gaz naturel semble avoir une longueur de pénétration plus importante à mi-puissance. De plus, le décalage du jet de gaz naturel vers le jet central d'air augmente, dans la région proche du brûleur (X = 40 mm) entraînant une légère augmentation de la concentration de méthane. L'examen des concentrations en monoxyde de carbone montre que les zones primaire et secondaire de réaction de combustion s'allongent légèrement. Par ailleurs, le changement de puissance n'influence pas le jet d'air près de l'axe central. A l'inverse, à la base de la zone primaire, la concentration en oxygène diminue, lorsque la puissance décroît.

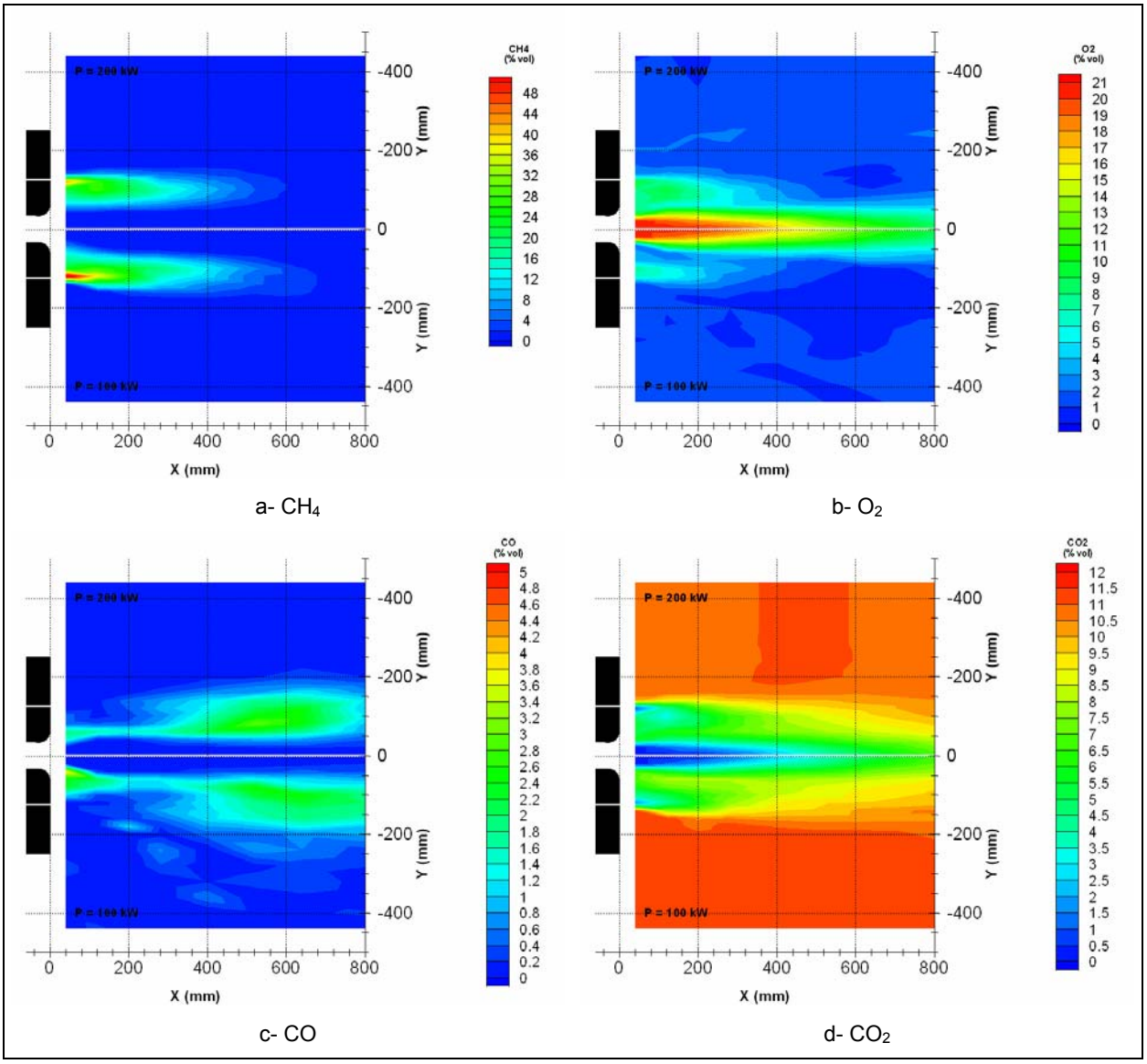



figure 4-13 : Comparaison des champs de concentrations moyennes d'espèces stables :
½ cartographie supérieure: P = 200 kW - ½ cartographie inférieure : P = 100 kW

Cette décroissance de la concentration en oxygène dans la zone primaire de réaction s'accompagne d'une augmentation en taille et en valeur de la concentration en monoxyde



tel-00011087, version 2 - 29 Nov 2005

de carbone à la base de cette zone de réaction de combustion. De plus, Il y a une légère augmentation en concentration de dioxyde de carbone dans la zone primaire de réaction.

La comparaison des cartographies des fractions de mélange pour les deux puissances de fonctionnement (figure 4-14) montre que la combustion à la base de la zone primaire de réaction (X = 40 mm) est plus riche à plus faible puissance. A puissance nominale la fraction de mélange est égale à 0.06, proche de la stœchiométrie ($Z_S$ = 0,0545), et à plus faible puissance elle est égale à 0,16. La combustion est donc plus riche et entraîne une formation plus importante, localement, de monoxyde de carbone.

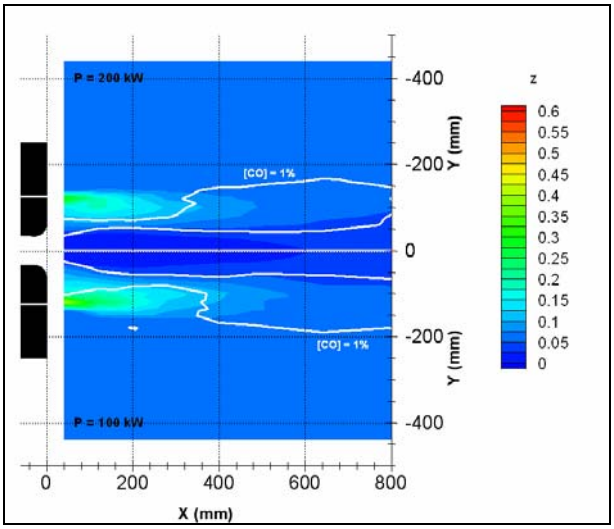



figure 4-14 : Comparaison entre les cartographies de fraction de mélange et les isovaleurs de concentration de monoxyde de carbone à 1% :
½ cartographie supérieure: P = 200 kW - ½ cartographie inférieure : P = 100 kW

On peut donc conclure que, localement, le taux de dégagement de chaleur est plus faible du fait de cette augmentation locale de la fraction de mélange. L'augmentation locale de la température dans cette zone s'explique donc par une augmentation du temps de résidence, conséquence directe de la diminution des débits injectés.

A partir des mesures de vitesse, de concentrations d'espèces stables et de température, il est possible de calculer l'évolution axiale du taux d'entraînement. La figure 4-15 présente la comparaison entre les deux évolutions du taux d'entraînement. Celles-ci sont identiques quelle que soit la puissance de fonctionnement, comme cela a pu être démontré précédemment avec la simulation ou le modèle global.



tel-00011087, version 2 - 29 Nov 2005

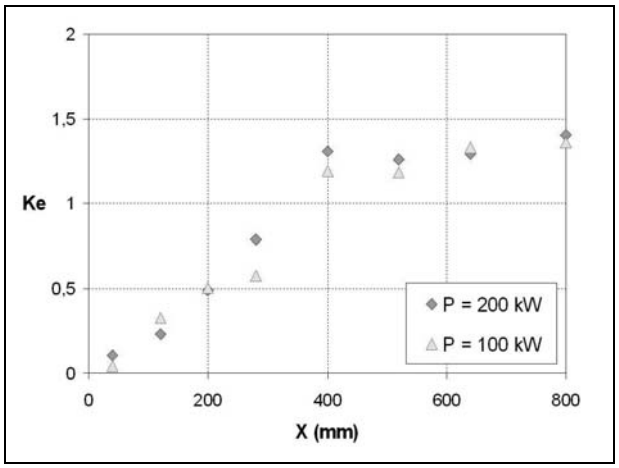



figure 4-15 : Comparaison des taux d'entraînement en fonction de la puissance

La figure 4-16 présente les deux cartographies de $EINO_x$ obtenues pour le cas de référence et à plus faible puissance. Les cartographies d'$EINO_x$ sont comparables entre les deux puissances de fonctionnement dans la zone de recirculation externe, où les concentrations sont égales aux mesures en cheminée.

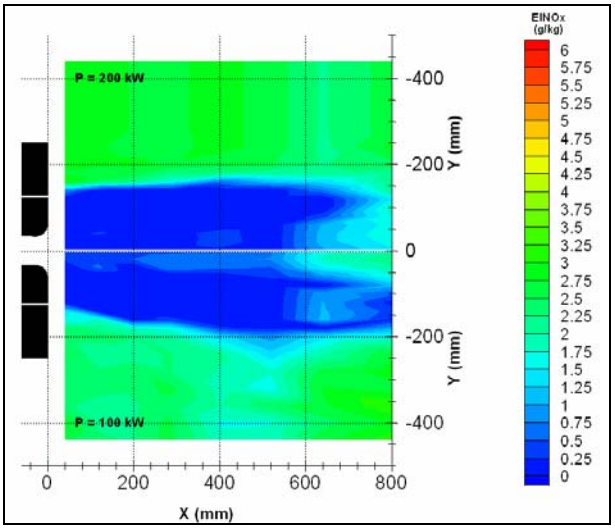



figure 4-16 : Comparaison des cartographies de $EINO_x$ :
½ cartographie supérieure: P = 200 kW - ½ cartographie inférieure : P = 100 kW

Toutefois, la concentration en oxydes d'azote augmente au centre de la chambre de combustion, à partir de 200 mm du brûleur, à mi-puissance. Ce résultat s'explique par les taux locaux de formation des oxydes d'azote par voie thermique et précoce (figure 4-17).

Le taux de formation du NO par voie précoce augmente dans la zone primaire de réaction. Cela peut s'expliquer par l'augmentation locale de la température constatée précédemment. Par ailleurs, la zone de formation du NO par voie thermique se rapproche du brûleur. Ceci s'accompagne d'une légère augmentation de sa taille. Cela s'explique notamment par l'augmentation du gradient de température constatée dans la zone secondaire de réaction.



tel-00011087, version 2 - 29 Nov 2005

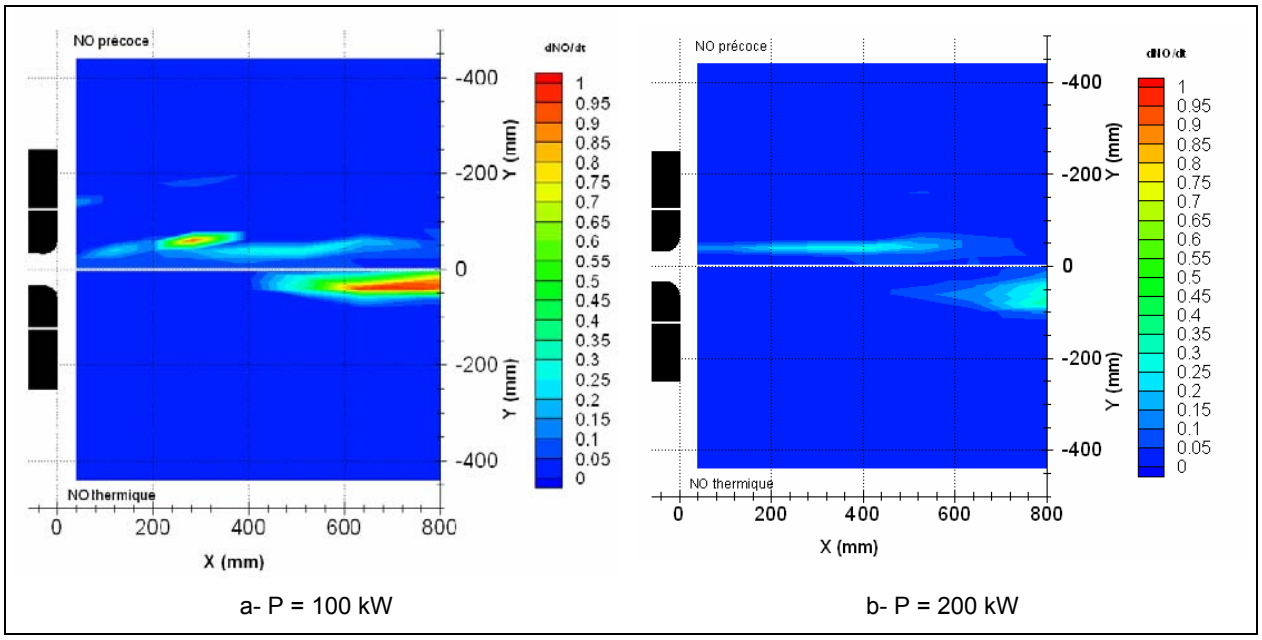



figure 4-17 : Comparaison des taux locaux de formation des oxydes d'azote par voie thermique et précoce : ½ cartographie supérieure : NO Précoce - ½ cartographie inférieure : NO thermique

Donc, si les taux de formation en oxydes d'azote sont comparables en valeurs pour les deux puissances, la zone de formation en oxydes d'azote par voie thermique, à plus faible puissance, est légèrement plus étendue. Ceci explique la légère augmentation des émissions en oxyde d'azote mesurées à 100 kW.

En conclusion, la diminution de la puissance entraîne un déplacement amont de la zone de fusion des jets et une diminution de la longueur de la ZRi. Ceci s'accompagne par une diminution de la largeur de la zone secondaire de réaction.

La diminution de la puissance n'a pas d'influence sur la structure du champ dynamique et le taux de recirculation externe, n'influençant donc pas la dilution des zones de réaction. Si la diminution de puissance entraîne une très légère augmentation des gradients de température, elle provoque une diminution attendue du dégagement de chaleur.

Globalement, les températures et les concentrations d'espèces sont comparables pour les deux puissances de fonctionnement, ainsi que les taux de formation d'oxydes d'azote. Ce résultat est valable dans la gamme de puissance explorée.

Ce résultat semble en contradiction avec les mesures qui ont pu être réalisées précédemment, qui montrent une légère augmentation des émissions en fonction de la puissance (Quinqueneau – 2001). Les mesures globales réalisées durant nos essais ont montré que la température des fumées augmentaient en fonction de la puissance (figure 4-6-d). Cette augmentation s'explique par les répartitions des différents modes d'échanges thermiques (figure 4-5). Le brûleur employé pour ces essais est de type



tel-00011087, version 2 - 29 Nov 2005

régénératif, c'est à dire qu'il récupère l'énergie des fumées pour préchauffer l'air. En d'autres termes, la température de l'air est fonction de la température des fumées. On peut donc conclure que l'augmentation de la puissance a provoqué une augmentation de la température des fumées entraînant une augmentation de la température de préchauffage de l'air. L'augmentation de la température de l'air a, comme nous le démontrons par la suite, pour conséquence une augmentation des émissions en oxydes d'azote.

tel-00011087, version 2 - 29 Nov 2005

## 4.2 INFLUENCE DE LA VARIATION DE LA TEMPERATURE DU FOUR

Des essais réalisés sur des brûleurs régénératifs, fonctionnant en régime de combustion sans flamme, ont montré que les émissions en oxydes d'azote diminuaient à plus basse température du four, comme le montre la figure 4-18 (Quinqueneau - 2001).

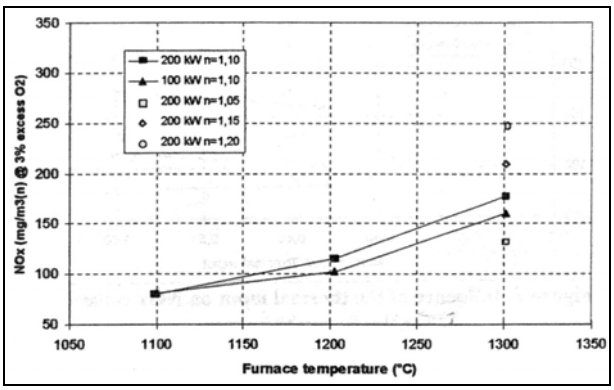



figure 4-18 : Influence de la température du four sur les émissions en oxydes d'azote du brûleur *WS REGEMAT* (Quinqueneau - 2001)

Les résultats obtenus durant nos essais confirment ce phénomène. La figure 4-19 présente l'évolution de l'indice d'émission en oxydes d'azote en fonction de la température du four, pour différentes températures de préchauffage d'air. L'émission en oxydes d'azote diminue avec la température du four. Par ailleurs, l'influence de la température du four sur l'émission en oxyde d'azote s'accentue avec la température de l'air.

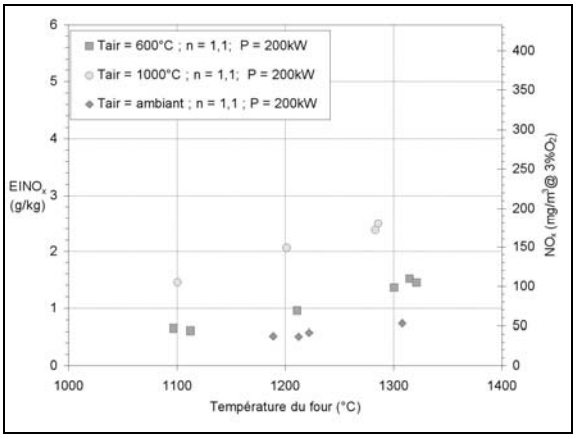



figure 4-19 : Evolution des émissions d'oxydes d'azote en fonction de la température du four

La régulation de la température du four est effectuée par action sur la charge thermique, en introduisant les tubes à circulation d'eau plus ou moins profondément dans la chambre. Ceci entraîne une augmentation du transfert à la charge, comme le montre la figure 4-20. La diminution de la température des parois s'accompagne d'une diminution de la part des pertes aux fumées.



tel-00011087, version 2 - 29 Nov 2005

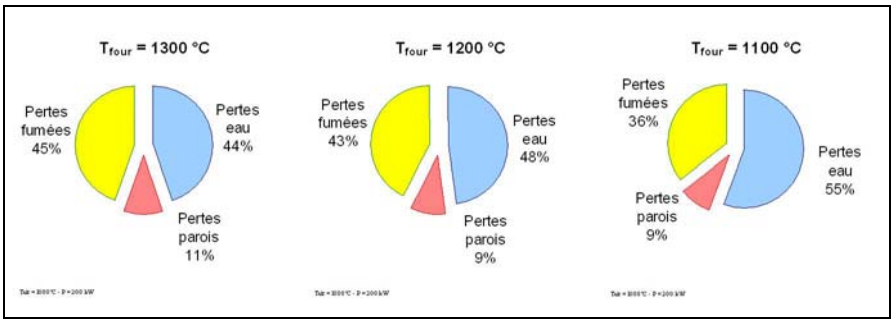



figure 4-20 : Répartitions des différents modes d'échanges thermiques en fonction de la température de four ($T_{air}$ = 1000°C)

La température du four n'a pas d'influence directe ou indirecte sur les conditions d'injection du combustible et du comburant. Elle n'a donc pas d'influence sur leurs impulsions. A l'inverse, la diminution de la température du four entraîne une diminution de la température du mélange tripartie, de la température de flamme et de la température des fumées, comme le montre la figure 4-21.

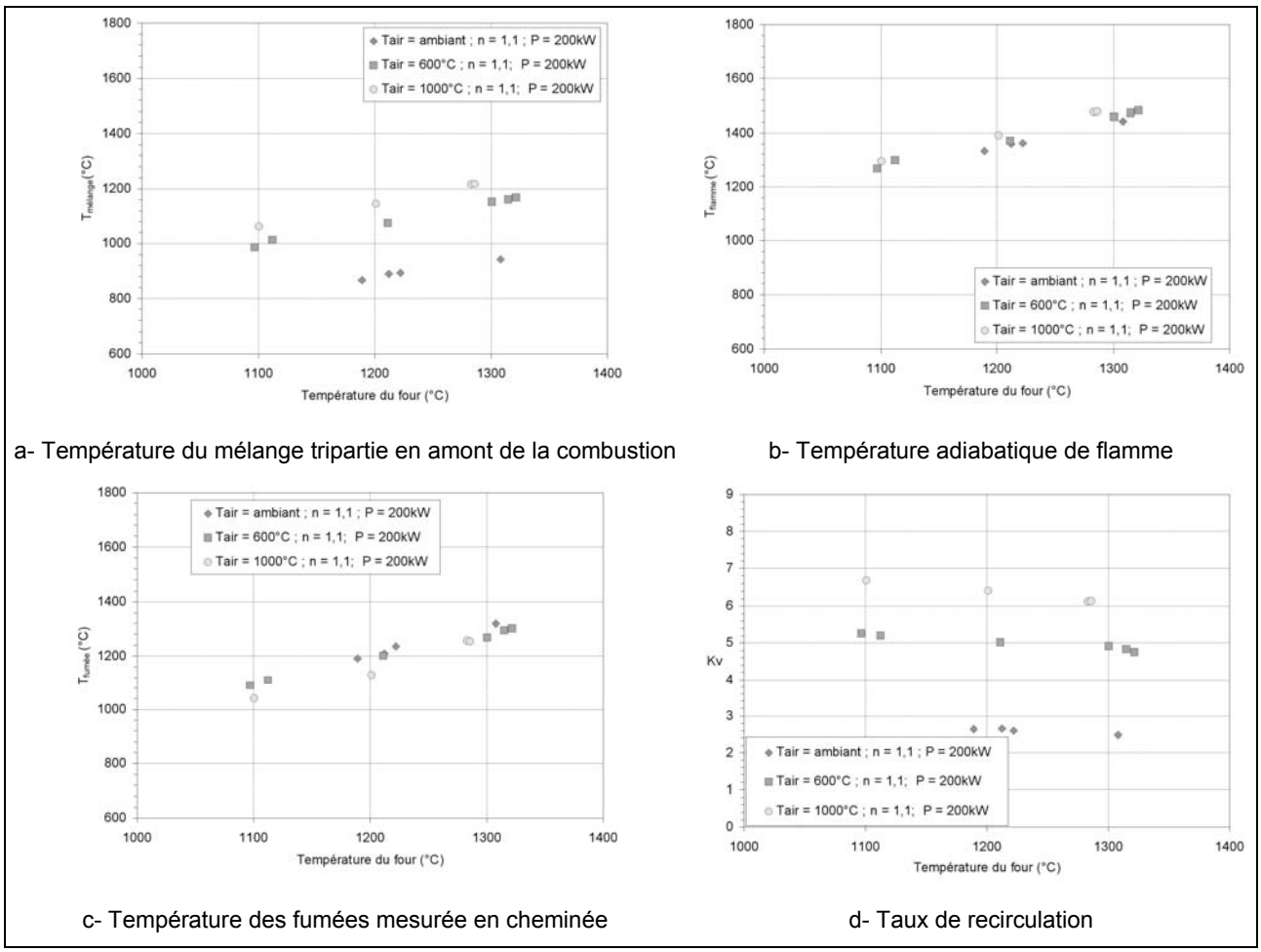
La température des produits recirculants est prise égale à la température du four, dans le modèle global. Une diminution de la température du four de 200 °C entraîne donc une diminution de la température des produits recirculants, dans les mêmes proportions. La température du mélange tripartie est fonction de la température de l'air, de la température du combustible et de la température des produits recirculants. Une diminution de 200 °C de la température du four entraîne donc une diminution similaire de la température du mélange (figure 4-21-a). Cette diminution est particulièrement notable pour les essais réalisés avec de l'air préchauffé à 600 °C et 1000 °C. Le débit de combustible est constant en fonction de la température de four, pour une température d'air fixée. Donc l'énergie libérée par la combustion et l'élévation de température correspondante sont constantes en fonction de la température de four. Une diminution de 200 °C de la température du four entraîne donc une diminution dans les mêmes proportions de la température de flamme. L'évolution de la température de flamme, calculée par le modèle global, est similaire à la variation de la température des fumées, mesurée en sortie, en fonction de la température du four (figure 4-21-c).

La diminution de la température des fumées entraîne une diminution de l'impulsion de l'écoulement en fond de chambre. L'impulsion du jet d'air est constante en fonction de la température du four. Le taux de recirculation étant fonction de l'impulsion du jet d'air et de l'écoulement en fond de chambre, il diminue avec la température du four. L'augmentation du taux de recirculation avec la diminution de la température du four entraîne une très légère diminution de la concentration en oxygène dans le mélange réactif. La diminution de la température du mélange tripartie, de la température de flamme et de la



tel-00011087, version 2 - 29 Nov 2005

concentration en oxygène dans le mélange favorisent une diminution des taux de formation en oxydes d'azote.




a- Température du mélange tripartie en amont de la combustion

b- Température adiabatique de flamme

c- Température des fumées mesurée en cheminée

d- Taux de recirculation

figure 4-21 : Principaux résultats du modèle global en fonction de la température du four

La figure 4-22 présente les températures moyennes locales mesurées pour le cas de référence et le cas réalisé à une température de four de 1100 °C. Les champs de température mesurés présentent une structure comparable. Dans la zone externe de la cartographie, la baisse de la température est du même ordre de grandeur que la diminution de la température de four (15%). La température des produits de combustion recirculants est donc égale à la température du four. Ceci confirme l'hypothèse choisie dans le modèle global, de prendre la température des produits de combustion recirculants égales à la température du four.

Au centre de la section de mesure dans la flamme, la région où la variation de température est la plus forte correspond à la zone primaire de réaction dans la ZRi. Cette différence de température s'estompe logiquement dans l'écoulement central d'air et dans les jets de gaz naturel, injectés à la même température pour les deux cas. La baisse de la température du four ne doit pas influencer les caractéristiques des écoulements en sortie de veine d'air et des injecteurs de combustible. Il y a donc maintien de la zone de



tel-00011087, version 2 - 29 Nov 2005

recirculation interne et du mélange des réactifs dans une région où la température est supérieure à la limite d'auto-inflammation. Il y a donc conservation de la zone primaire de réaction dans la ZRi, même si l'augmentation de température par rapport à la température de sortie de l'air, de l'ordre de 75 °C, est inférieure à celle mesurée pour le cas de référence (200 °C).

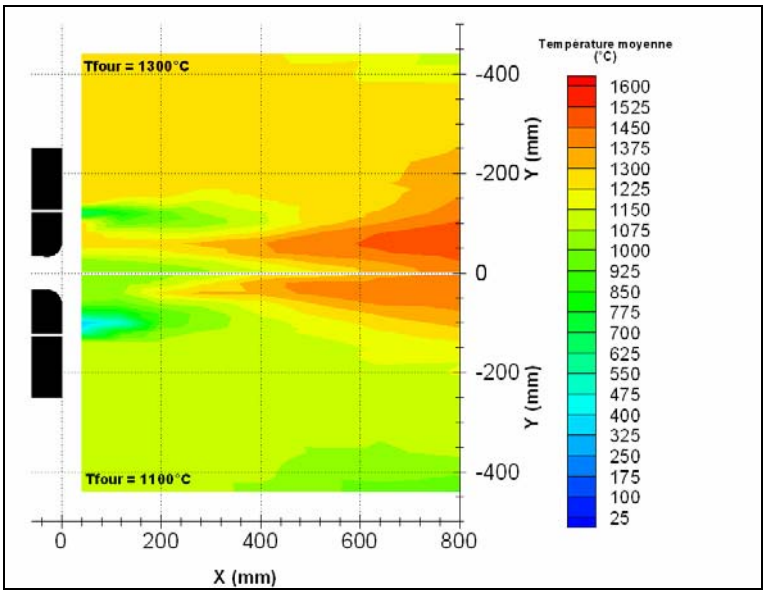



figure 4-22 : Comparaison entre les deux champs de températures moyennes :
½ cartographie supérieure: $T_{four}$ = 1300 °C - ½ cartographie inférieure : $T_{four}$ = 1100 °C

Dans la région correspondant à la zone secondaire de réaction, les niveaux de température atteints sont légèrement inférieurs à ceux du cas de référence. Ce résultat est confirmé par les mesures de chimiluminescence (figure 4-23). Les niveaux d'émission diminuent légèrement avec la température de four, ce qui peut être attribué à une baisse de l'intensité de combustion.

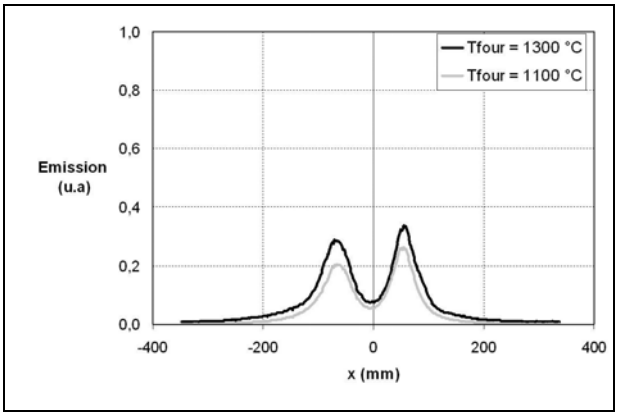



figure 4-23 : Comparaison entre les niveaux moyens d'émission de chimiluminescence OH*
dans le plan passant par les injecteurs



tel-00011087, version 2 - 29 Nov 2005

La diminution de la température du four entraîne une dilution des réactifs avec des fumées moins chaudes et provoque donc, entre autre, une diminution de l'énergie d'activation donc une diminution du taux de dégagement de chaleur.

Par ailleurs, On peut supposer que cette baisse du taux de réaction a comme autre conséquence un allongement de la zone secondaire de réaction.

En conclusion, la diminution de la température du four induit une baisse du taux local de réaction, entraînant une baisse des températures dans la flamme puis celle des produits de combustion. Ceci a pour conséquence d'entraîner une baisse de la formation des oxydes d'azote par voie thermique et explique la diminution des émissions mesurées en cheminée.

tel-00011087, version 2 - 29 Nov 2005

## 4.3 INFLUENCE DE LA PRESENCE D'UN PREMELANGE DANS LA VEINE D'AIR

Certains brûleurs régénératifs fonctionnent en régime de combustion sans flamme avec un léger prémélange air/ gaz naturel. Peu d'informations sont disponibles sur son éventuel rôle ou impact sur le régime de combustion sans flamme. Nous allons donc étudier l'influence d'un prémélange pauvre air / gaz naturel en veine centrale. Le prémélange est défini comme le rapport du pourcentage de gaz naturel injecté en veine centrale, par rapport au débit total de combustible.

La figure 4-24 présente les concentrations en oxygène et dioxyde de carbone pour les deux cas (prémélange nul et égal à 10%). Dans le cas avec prémélange, dés le premier point de mesure, la concentration d'oxygène n'est plus maximale et la concentration en dioxyde de carbone n'est pas nulle. Ceci met en évidence la présence d'une réaction de combustion dans la veine d'air. La température de préchauffage de l'air (1000 °C) induit une réaction immédiate du combustible avec l'air. On peut donc supposer que la réaction est de type flamme de diffusion.

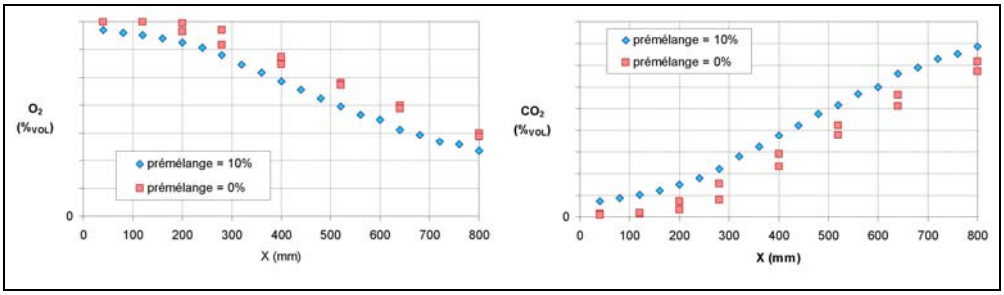
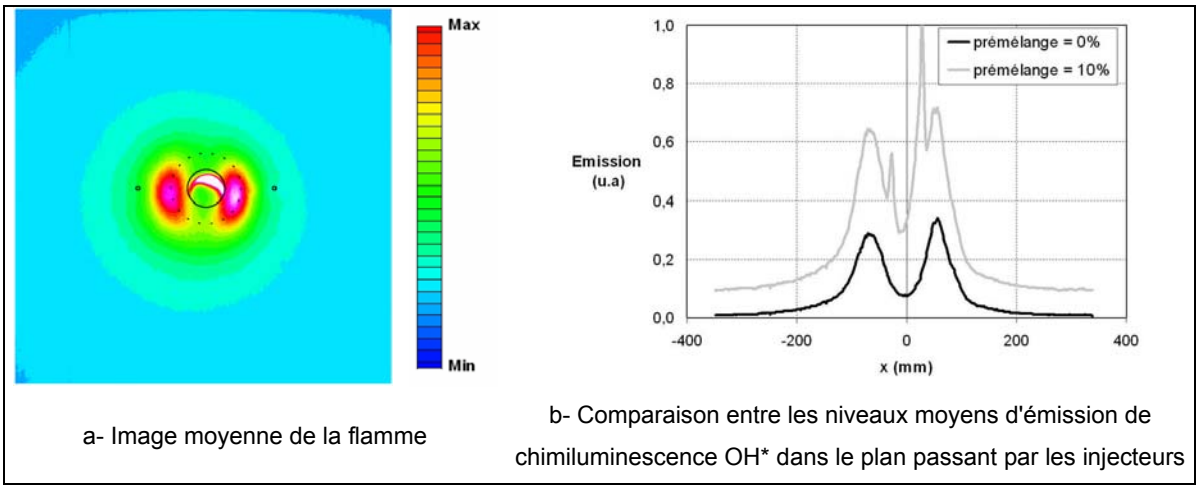



figure 4-24 : Comparaison des profils axiaux de concentrations moyennes d'oxygène (gauche) et dioxyde de carbone (droite) sur l'axe de la chambre de combustion pour les cas avec et sans prémélange

Cette flamme de diffusion apparaît sur l'image moyenne de chimiluminescence (figure 4-25-a). Les niveaux d'émission mesurés confirment la présence d'une zone de réaction de combustion dans la veine centrale d'air (figure 4-25-b).




a- Image moyenne de la flamme

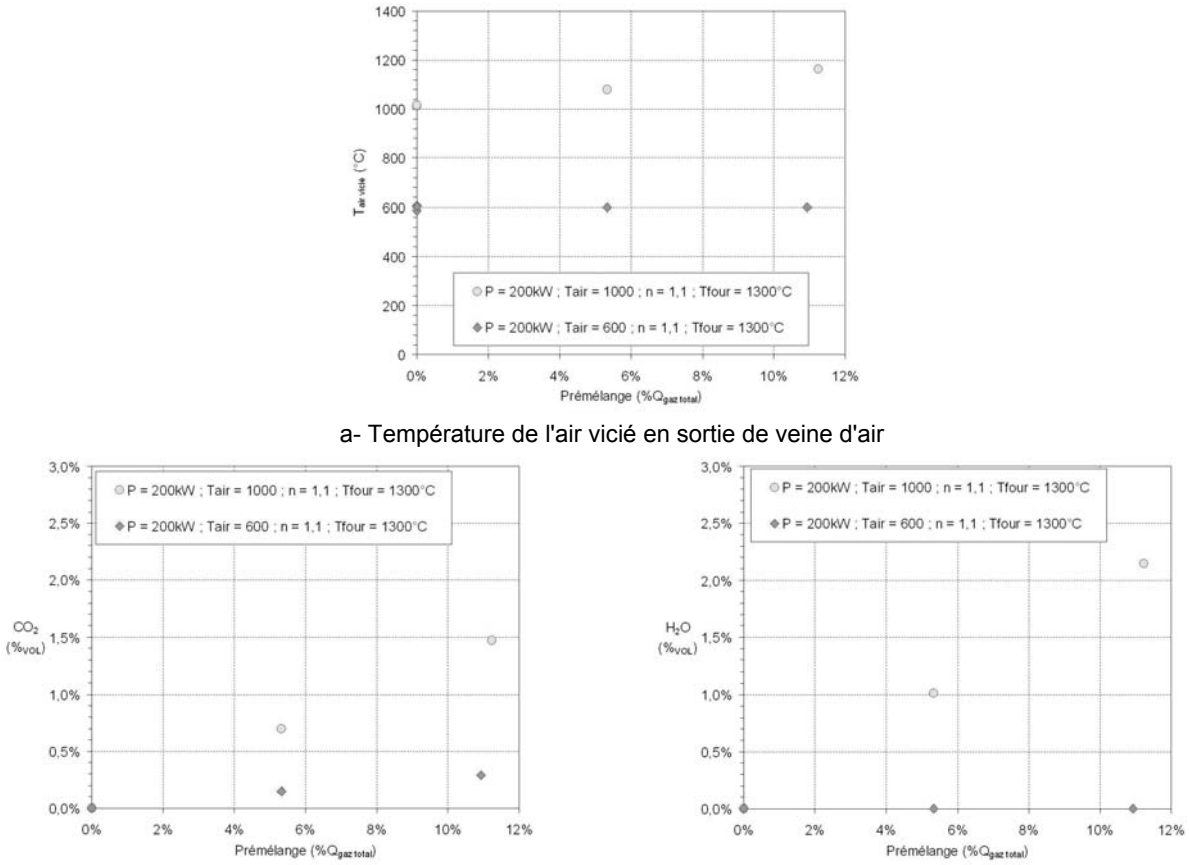
b- Comparaison entre les niveaux moyens d'émission de chimiluminescence OH* dans le plan passant par les injecteurs

figure 4-25 : Mesures de chimiluminescence pour le cas avec prémélange



tel-00011087, version 2 - 29 Nov 2005

L'air qui est injecté dans la chambre de combustion est donc vicié puisque contenant des produits de combustion. La figure 4-26 présente les évolutions de la température de l'air vicié et des concentrations en dioxyde de carbone et vapeur d'eau, calculées par le modèle global, en sortie de brûleur. La réaction de combustion dans la veine d'air centrale augmente la température de l'air vicié, alimentant les zones de réaction. Les zones de réaction primaire et secondaire sont donc alimentées par de l'oxygène à plus haute température que dans le cas de référence.




a- Température de l'air vicié en sortie de veine d'air

b- Concentration en dioxyde de carbone

c- Concentration en vapeur d'eau

figure 4-26 : Evolution de la température de l'air vicié et de la concentration en inerte en sortie de la veine d'air en fonction du prémélange air/ combustible en veine d'air calculé par le modèle global

Cette augmentation de température a une influence sans doute prépondérante par rapport au faible apport d'inertes ($CO_2$, $H_2O$) provenant de la flamme de diffusion en veine d'air. Ceci doit avoir pour conséquence une augmentation de la température maximale dans les zones de réaction primaires et secondaires.

La combustion dans la veine centrale entraîne la formation locale d'oxydes d'azote, dont les concentrations mesurées sont très fortes dès la première position axiale de mesures (X = 40 mm), comme le montre la figure 4-27.



tel-00011087, version 2 - 29 Nov 2005

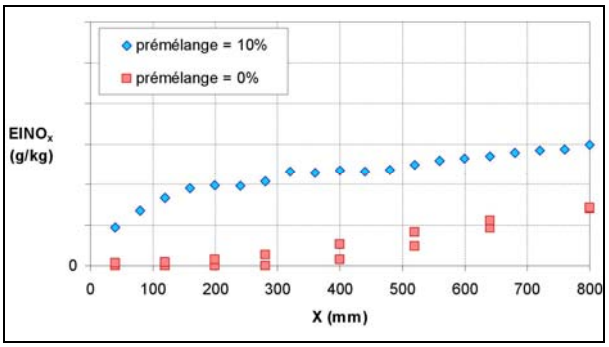



figure 4-27 : Effet du prémélange en veine d'air centrale sur les profils axiaux d'EINO$_x$

L'augmentation des pics de température entraîne une augmentation du taux de formation des oxydes d'azote, donc une augmentation de l'émission en oxyde d'azote. A cela s'ajoutent les oxydes d'azote formés par la flamme de diffusion dans la veine d'air, entraînant une forte augmentation de l'émission d'oxydes d'azote, comme le montre la figure 4-28 qui présente l'indice d'émission en oxydes d'azote mesuré en cheminée en fonction du taux de prémélange, pour deux températures d'air.

A l'inverse, pour une température d'air de 600 °C, le prémélange n'a pas d'incidence sur les émissions d'oxydes d'azote. On peut donc en conclure qu'il n'y a pas de réaction de combustion en veine centrale qui entraînerait une augmentation de la température et du taux de formation des oxydes d'azote.

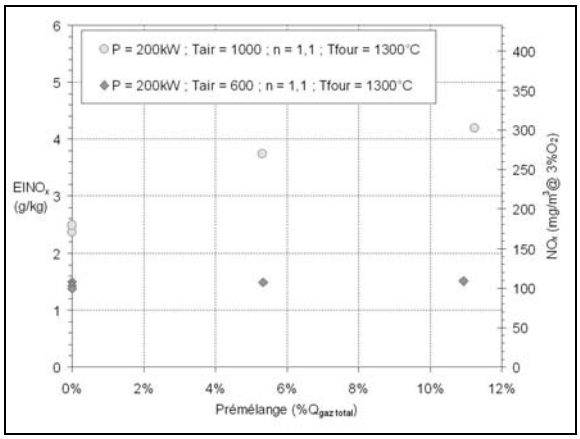



figure 4-28 : Indice d'émission en oxydes d'azote mesuré en cheminée
en fonction du taux de prémélange

Ce résultat est confirmé par le modèle global, qui ne montre pas de réaction de combustion pour les essais réalisés avec de l'air préchauffé à 600 °C. La température est donc quasiment constante en fonction du prémélange. La légère augmentation de la concentration en dioxyde de carbone provient uniquement du prémélange avec le gaz naturel.



tel-00011087, version 2 - 29 Nov 2005

Cette évolution des émissions d'oxydes d'azote en fonction du prémélange en veine centrale d'air a été aussi observée durant des essais industriels réalisés avec un brûleur commercial de type *NFK* (Sudo – 1997).

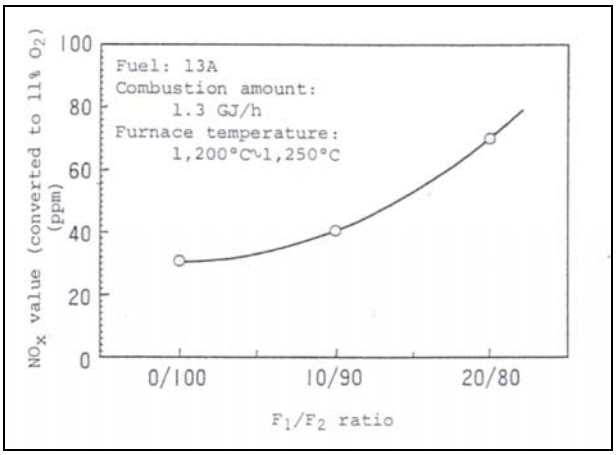



figure 4-29 : Evolution des émissions en oxyde d'azote en fonction du rapport entre l'injection principale (F2) et en veine centrale (F1) de combustible (Sudo - 1997)

Sur les brûleurs industriels, l'injection de gaz naturel en veine d'air est utilisée pour la stabilisation de la combustion lors de l'allumage et la montée en température de l'installation. Nos mesures montrent qu'un fonctionnement avec un faible prémélange, provoquant une flamme de diffusion, nous éloigne d'un fonctionnement caractéristique de la combustion sans flamme. Il ne doit donc pas y avoir de prémélange air/ gaz naturel en fonctionnement nominal.



tel-00011087, version 2 - 29 Nov 2005

## 4.4 INFLUENCE DE LA VARIATION DE LA TEMPERATURE DE L'AIR

Dans l'industrie, le préchauffage de l'air, par la récupération de l'énergie des produits de combustion, offre l'avantage d'augmenter le rendement de fonctionnement de l'installation, comme le montre la figure 4-30.

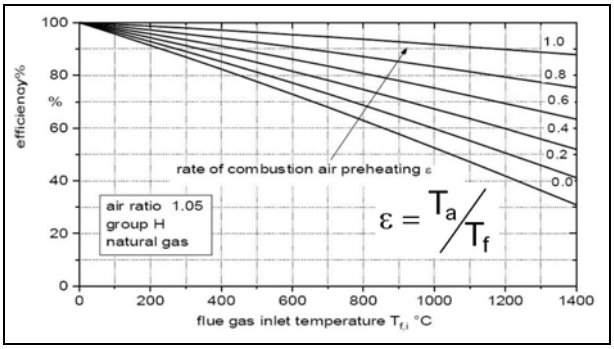



figure 4-30 : Evolution du rendement d'une installation en fonction de la température des fumées et du taux de récupération de chaleur des fumées (Flamme - 2000)

Le préchauffage de l'air est souvent considéré comme un élément essentiel pour le mode de combustion sans flamme. Nous avons voulu établir l'importance de ce paramètre de fonctionnement sur ce mode de combustion et démontrer si la combustion sans flamme était possible avec de l'air à température ambiante.

La figure 4-31 présente l'évolution de l'indice d'émission d'oxydes d'azote en fonction de la température de l'air de combustion. Elle regroupe les résultats obtenus sur l'installation d'essais semi-industrielle (○ ■ ◆) et sur l'installation d'essais de laboratoire (▲).

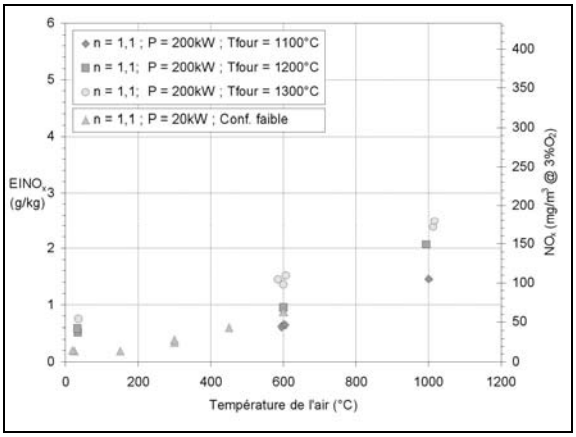



figure 4-31 : Evolution des émissions d'oxydes d'azote en fonction de la température de l'air

Les émissions en oxydes d'azote diminuent fortement avec la température de préchauffage de l'air. Par ailleurs, les émissions en oxydes d'azote mesurées sur l'installation de laboratoire et sur l'installation semi-industrielle ont des évolutions similaires en fonction de la température de préchauffage de l'air.



tel-00011087, version 2 - 29 Nov 2005

La baisse de la température de l'air entraîne une diminution de la puissance entrante. La figure 4-32 représente l'évolution du rapport de la puissance totale entrante (somme de la puissance fournie par le gaz naturel et par l'air préchauffé) normalisée par la puissance fourni par le combustible, en fonction de la température de l'air, pour les deux installations d'essais. Comme on peut s'y attendre, La puissance entrante diminue lorsque la température de l'air décroît. L'énergie qui doit être évacuée via les fumées, les parois et l'eau baisse avec la température de l'air.

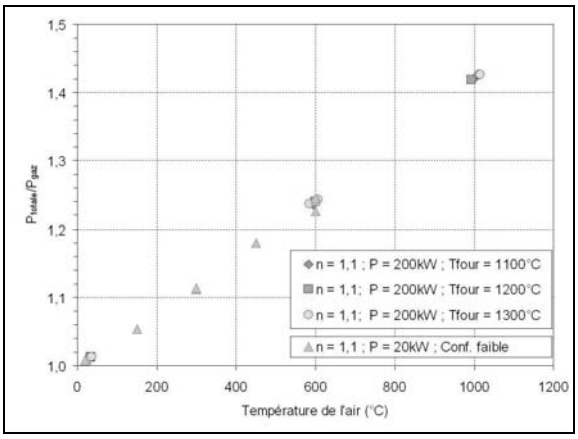



figure 4-32 : Evolution du rapport de la puissance totale entrante sur la puissance de fonctionnement de l'installation d'essais, en fonction de la température de l'air

La figure 4-33 présente l'évolution de la température de four et de la température des fumées en fonction de la température de l'air.

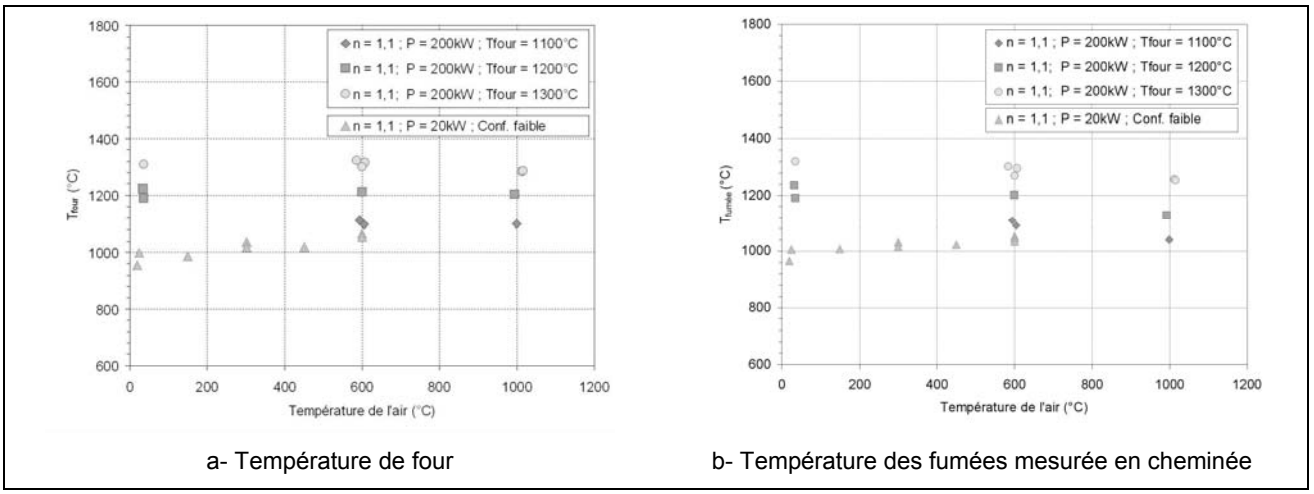



figure 4-33 : Evolution de la température de four et de fumées en fonction de la température de l'air

A l'inverse de l'installation semi-industrielle, l'installation de laboratoire ne permet pas de piloter directement la température des parois. Dans le cas de l'installation de laboratoire, la température du four baisse donc légèrement (1050 °C à 1000 °C), en fonction de la température de l'air. De plus, dans le cas de l'installation semi-industrielle, la température des fumées augmente légèrement lorsque la température de l'air diminue. A l'inverse, la



tel-00011087, version 2 - 29 Nov 2005

température des fumées, mesurée en sortie de l'installation de laboratoire, diminue légèrement avec la température d'air (figure 4-33-b). Cette différence d'évolution s'explique par les bilans thermiques des installations d'essais.

La figure 4-34 présente les répartitions des échanges thermiques en fonction de la température de l'air mesurée sur l'installation d'essais semi-industrielle et sur l'installation de laboratoire.

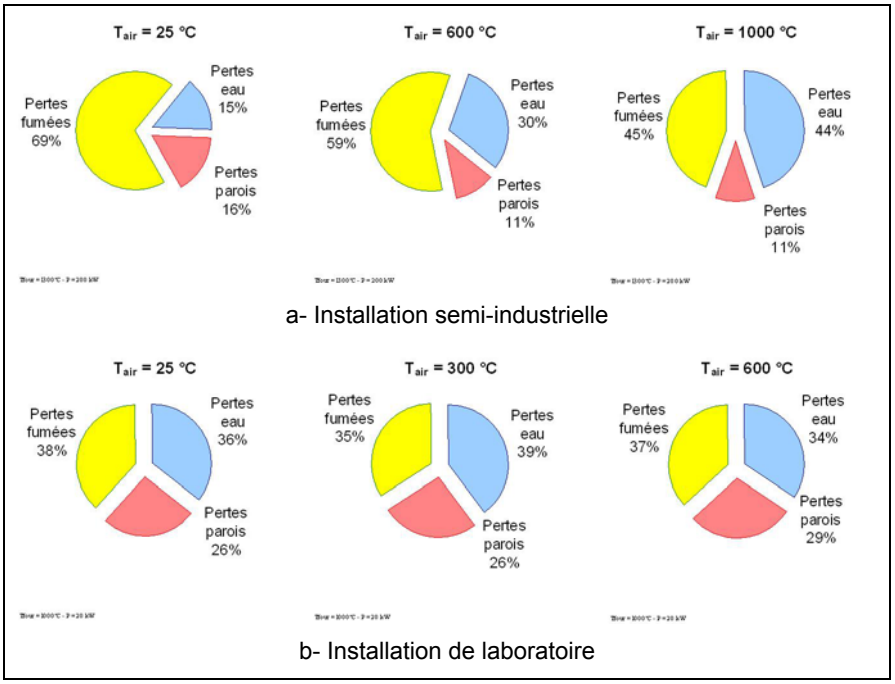



figure 4-34 : Répartitions des différents modes d'échanges thermiques en fonction de la température de l'air

Les pertes en eau représentent, dans le cas de l'installation semi industrielle, la portion de l'énergie dissipée via la charge thermique (les tubes à circulation d'eau). Dans le cas de l'installation de laboratoire, cela représente la portion de l'énergie dissipée via les doubles parois externes refroidies en eau.

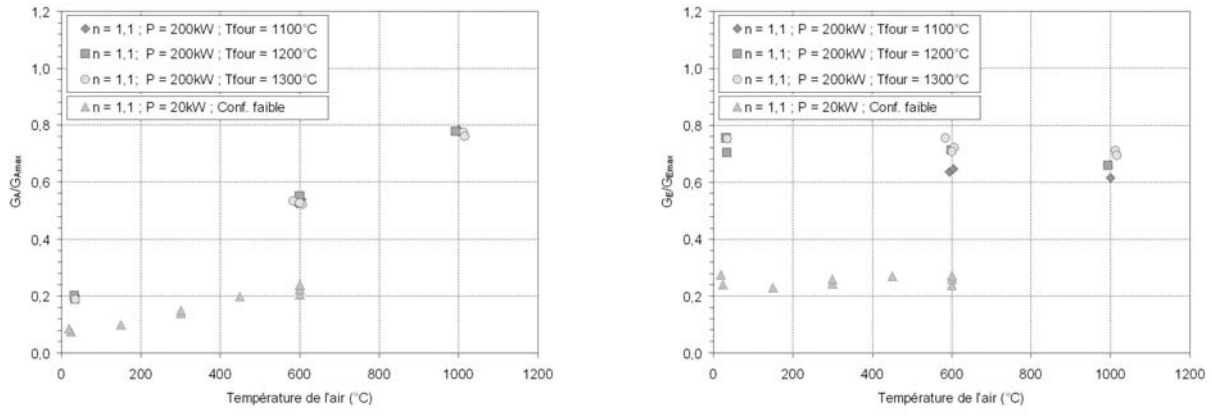
Dans le cas de l'installation d'essais semi-industrielle, la part de l'énergie transférée à la charge augmente avec la température de l'air pour maintenir une température de parois constante (figure 4-34-a). A l'inverse la part de l'énergie évacuée via les fumées diminue. Ce qui explique que la température des fumées, dans le cas de l'installation semi-industrielle diminue (figure 4-33-b). Dans le cas de l'installation d'essais de laboratoire, la répartition entre les différents modes d'échanges thermiques reste quasiment constante quelle que soit la température. L'énergie à évacuer augmente de façon comparable en fonction de la température de l'air, entraînant notamment une augmentation de la température des fumées.

La diminution de la température de préchauffage de l'air entraîne une baisse de l'impulsion du jet d'air, comme le montre la figure 4-35. L'augmentation de la température



tel-00011087, version 2 - 29 Nov 2005

des fumées, dans le cas de l'installation d'essais semi-industrielle, entraîne une hausse de l'impulsion du jet en fond de chambre.




a- Impulsion du jet d'air b- Impulsion de l'écoulement en fond de chambre

figure 4-35 : Evolution des impulsions du jet d'air et en fond de chambre en fonction de la température de l'air

Cette augmentation est très inférieure, en valeur absolue, à la diminution de l'impulsion du jet d'air entraînée par l'augmentation de la température de l'air. Le taux de recirculation décroît alors fortement lorsque la température de l'air baisse, comme le montre la figure 4-36. Le taux de recirculation est quasiment réduit de moitié entre les essais réalisés avec de l'air préchauffé à 600 °C et à 25 °C.

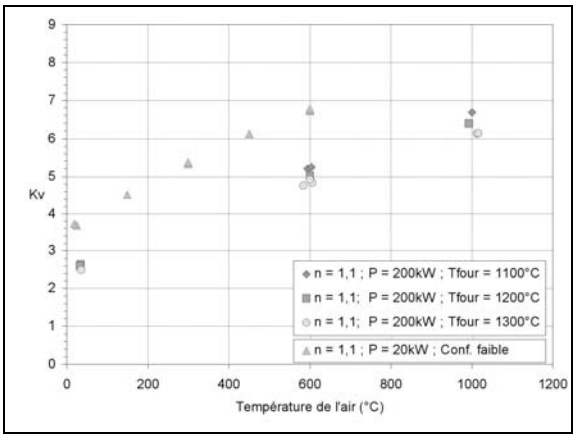



figure 4-36 : Evolution du taux de recirculation en fonction de la température de l'air

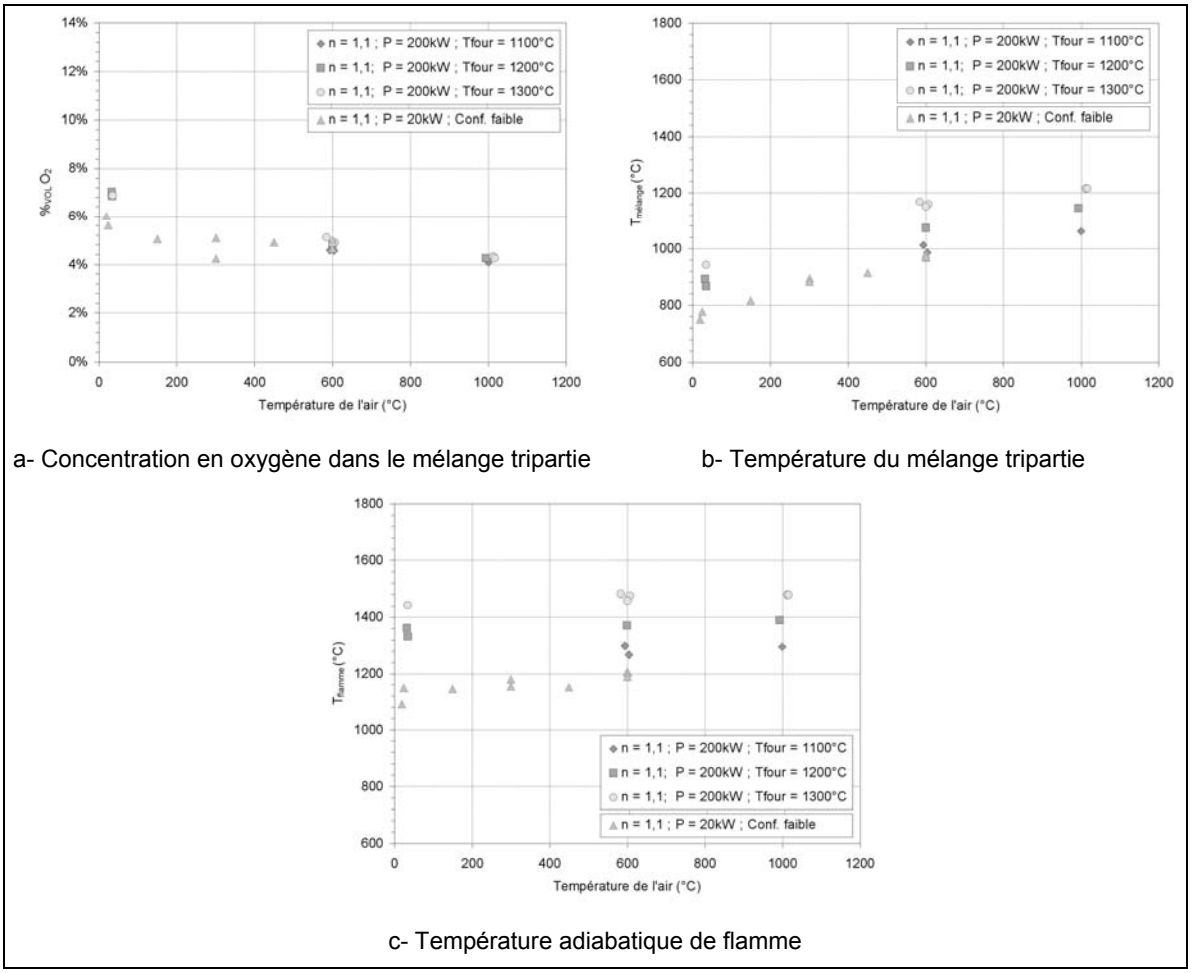
Le taux de recirculation calculé dans le cas de l'installation d'essais semi-industrielle est inférieur à celui calculé pour l'installation de laboratoire, alors que la conception de celle-ci était basée sur la conservation du taux de recirculation et du rapport des vitesses d'injection (§ 2.3.2). Lors de la conception de l'installation, les calculs ont été réalisés en se basant sur l'hypothèse que la température des fumées serait de l'ordre de 1300 °C. Or, les températures des fumées, mesurées en sortie, sont plutôt de l'ordre de 1000 °C. Ce



tel-00011087, version 2 - 29 Nov 2005

n'est pas un défaut majeur ou handicapant, puisque les taux de recirculation évoluent de façon identique pour les deux installations d'essais.

La figure 4-37 présente les évolutions calculés par le modèle global de la concentration en oxygène dans le mélange tripartie, de la température du mélange et de la température de flamme, en fonction de la température de l'air. La concentration en oxygène augmente en fonction de la température de l'air, pour les deux installations. Ceci est la conséquence directe de la baisse du taux de recirculation entraînant une diminution du taux de gaz inertes dans le mélange réactif.




a- Concentration en oxygène dans le mélange tripartie

b- Température du mélange tripartie

c- Température adiabatique de flamme

figure 4-37 : Principaux résultats du modèle global en fonction de la température de l'air

La température du mélange baisse logiquement avec la température de l'air, à températures de four et de combustible constantes. Dans le cas de l'installation de laboratoire, la décroissance est légèrement plus notable, ceci étant dû à la diminution de la température du four.

On note également que la température adiabatique est constante quelle que soit la température de l'air. Cela indique que l'élévation de température engendrée par la combustion augmente lorsque la température de l'air diminue. Ce résultat qui peut



tel-00011087, version 2 - 29 Nov 2005

paraître surprenant s'explique par l'évolution du débit massique total au niveau de la zone de réaction de combustion (pour le modèle global), provenant directement de l'augmentation du taux de recirculation.

La figure 4-38 présente l'évolution du débit massique du mélange tripartie (air/ combustible/ produits de combustion recirculés) normalisé par le même débit massique obtenu avec de l'air à température ambiant. En fonction de la température de l'air, le débit massique est doublé. Pour une quantité constante d'énergie libérée au moment de la combustion (puisqu'elle est liée au débit constant de gaz naturel), la quantité de produits à chauffer diminue, donc l'écart de température augmente.

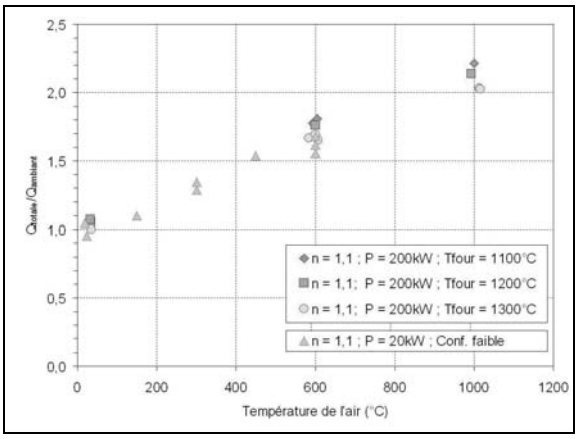



figure 4-38 : Evolution relative du débit massique total en fonction de la température de l'air

Ces mesures montrent clairement un autre avantage du préchauffage de l'air, en dehors de l'augmentation du rendement par la récupération de l'énergie des produits de combustion. Les forts niveaux de recirculation atteints, par l'augmentation de l'impulsion du jet d'air, induisent une dilution des réactifs par les gaz inertes. Cela provoque une diminution du gradient de température suivant le critère défini par Cavaliere, qui définit la combustion sans flamme comme étant un régime de combustion où le gradient de température est inférieur à la température de préchauffage de l'air (Cavaliere - 2004).

La figure 4-39 présente la comparaison entre les mesures de vitesses axiales pour le cas de référence (P = 200kW, $T_{air}$ = 1000°C, $T_{four}$ = 1300°C, $\lambda$ = 1,1) et le cas réalisé avec de l'air à température ambiant. La diminution de la température de l'air entraîne une forte baisse des valeurs des vitesses dans le jet d'air. Les valeurs atteintes avec de l'air à température ambiante représente le tiers des valeurs mesurées avec de l'air préchauffé à 1000 °C. On peut en conclure que cela va influencer les recirculations externes ainsi que le taux d'entraînement du jet d'air. La baisse de l'impulsion du jet d'air a aussi un impact sur la déflexion des jet de gaz. La diminution de la température de préchauffage de l'air provoque donc une augmentation de la longueur de la zone de fusion des jets.



tel-00011087, version 2 - 29 Nov 2005

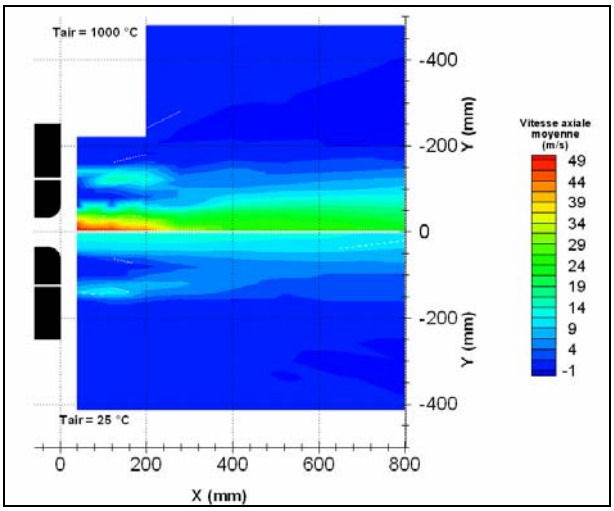



figure 4-39 : Comparaison entre les vitesses axiales pour les deux températures d'air
½ cartographie supérieure : $T_{air}$ = 1000 °C - ½ cartographie inférieure : $T_{air}$ = 25 °C

La conservation des vitesses axiales négatives entre les jets d'air et de combustible, dans la zone de convergence des jets, permet de conclure qu'il y a maintien de la zone de recirculation interne (ZRi).

Les jets d'air mesurés pour les deux températures de préchauffage ont des structures équivalentes, notamment en sortie de brûleur, comme le montre la figure 4-40. Ce résultat est obtenu par la simulation d'un jet d'air débouchant dans un confinement cylindrique (Annexe 1).

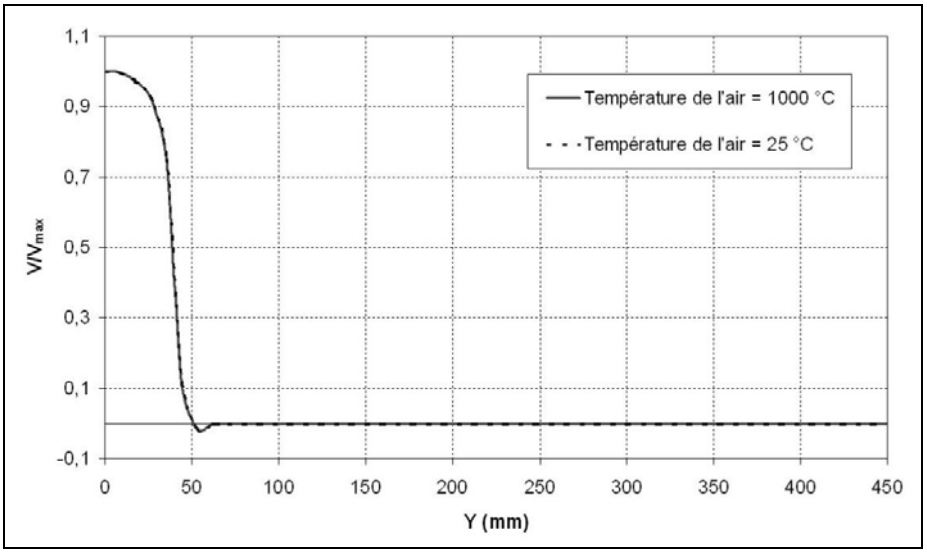



figure 4-40 : Comparaison des profils radiaux de vitesses axiales
en fonction de la température de l'air

Une des conséquences de la présence du congé en sortie d'injection d'air est la disparition du cône potentiel dans le jet d'air. La diminution de la température de préchauffage de l'air, donc des vitesses de sortie, dans le jet d'air, ne modifie pas ce phénomène.



tel-00011087, version 2 - 29 Nov 2005

La figure 4-41 présente la comparaison entre les mesures de concentrations moyennes locales d'oxygène, de méthane et de monoxyde de carbone pour les deux cas réalisés avec de l'air à 1000 °C et à température ambiante.

Le maintien de la zone de recirculation interne, mis en évidence par les mesures de vitesses, est confirmé par la convection radiale du méthane et de l'oxygène.

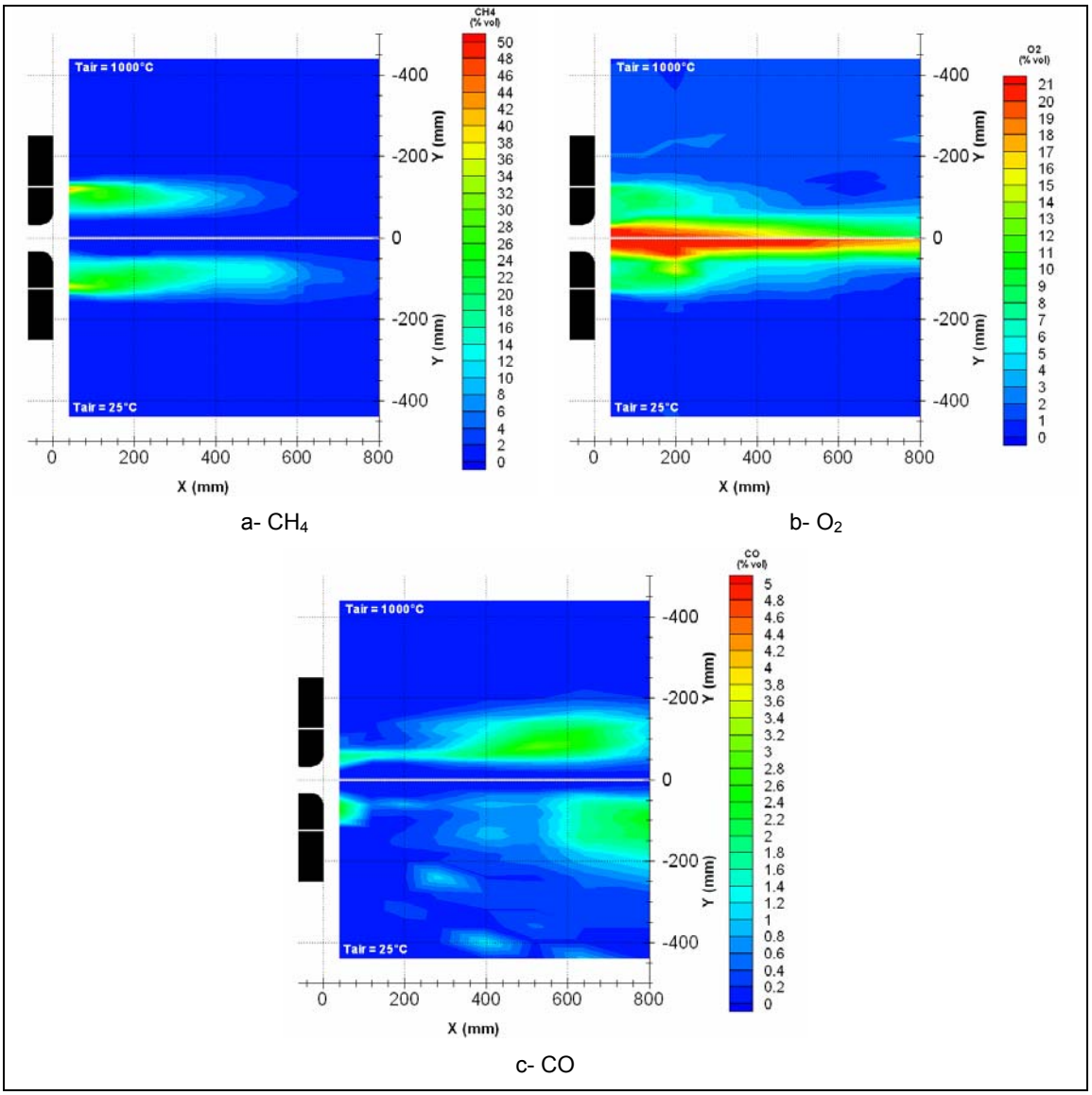



figure 4-41 : Comparaison entre les concentrations moyennes d'oxygène, de méthane et de monoxyde de carbone : ½ cartographie supérieure : $T_{air}$ = 1000 °C - ½ cartographie inférieure : $T_{air}$ = 25 °C

La présence du méthane et de l'oxygène est détectée sur une longueur plus importante. Ceci indique une consommation des réactifs plus lente. Ce résultat est confirmé par les mesures de concentrations de monoxyde de carbone, dont la présence est mesurée au-delà de 1500 mm du brûleur et indique une augmentation de la longueur de flamme.

La zone primaire de réaction diminue fortement en longueur, alors que la zone secondaire s'éloigne du brûleur (figure 4-41-c). Les faibles concentrations de monoxyde de carbone



tel-00011087, version 2 - 29 Nov 2005

mesurées à l'interface des jets d'air et de gaz naturel, entre 100 et 500 mm, permettent de penser qu'il n'y a plus de formation locale de monoxyde de carbone.

Il y a étagement réel de la combustion en deux zones distinctes. Un détachement de poches de gaz en réaction provenant de la ZRi est possible, comme observé auparavant sur un brûleur modèle Bluff Body (Neveu 1994 - Susset - 2002). Des mesures locales plus détaillées, dans cette zone intermédiaire, pourraient confirmer cette hypothèse.

La figure 4-42 présente la comparaison entre les mesures de concentration en dioxyde de carbone et l'indice $EINO_x$ pour les deux cas réalisés avec de l'air préchauffé à 1000 °C et à température ambiante.

L'étude des concentrations en dioxyde de carbone ne montre pas de grandes différences en dehors de l'augmentation des zones de réaction mise en évidence notamment par la forte diminution de concentration en $CO_2$ au centre du jet.

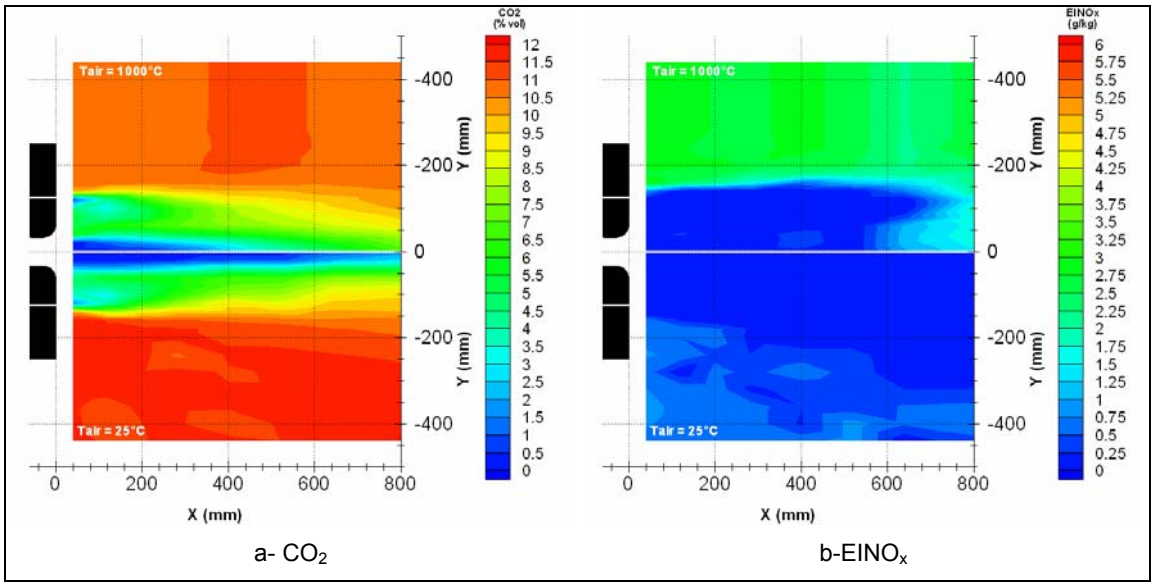



figure 4-42 : Comparaison des champs de concentrations moyennes de dioxyde de carbone et d'$EINO_x$ :
½ cartographie supérieure : $T_{air}$ = 1000 °C - ½ cartographie inférieure : $T_{air}$ = 25 °C

La cartographie d'$EINO_x$ montre que la concentration en oxydes d'azote est divisée par 5 entre les deux cas. Cette décroissance est due à la forte diminution des valeurs maximale de température atteinte dans les zone de réaction comme le montre la figure 4-43. Cette figure présente la comparaison des températures mesurées pour le cas réalisé avec de l'air préchauffé à 1000 °C et de l'air à température ambiant.

Une des conséquences principales de la diminution de la température de préchauffage est la disparition complète des pics de température mesurés pour le cas de référence (P = 200kW, $T_{air}$ = 1000°C, $T_{four}$ = 1300°C, $\lambda$ = 1,1). On peut en conclure qu'il y a une baisse de l'intensité de combustion.



tel-00011087, version 2 - 29 Nov 2005

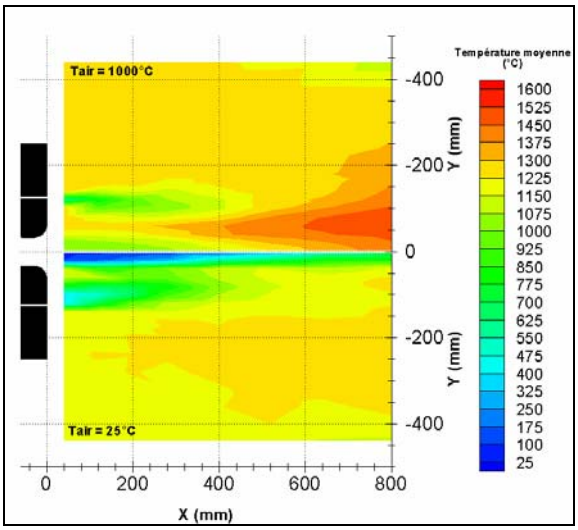



figure 4-43 : Comparaison entre les deux champs de températures moyennes :
½ cartographie supérieure : $T_{air}$ = 1000 °C - ½ cartographie inférieure : $T_{air}$ = 25 °C

Dans la région proche du brûleur, correspondant à la zone primaire de réaction (X ≈ 40 mm ; Y ≈ 60 mm ), la température décroît légèrement lorsqu'on s'éloigne du brûleur (figure 4-43). Par ailleurs la fluctuation de température augmente fortement dans la région comprise entre 40 et 400 mm de la sortie de brûleur. Ces résultats semblent confirmer l'hypothèse d'un étagement complet de la réaction avec convection de poches de gaz en réaction, comme cela à pu être mis en évidence lors d'étude de brûleurs Bluff-Body (Neveu – 1994, Susset - 2002).

Les faibles gradients et l'absence de pics constatés sur les mesures de température ainsi que les faibles concentration en monoxyde de carbone démontrent que nous nous situons bien en régime de combustion sans flamme. Ce résultat montre que le préchauffage de l'air n'est pas une condition essentielle pour l'obtention du régime de combustion sans flamme. Il permet donc de dissocier totalement le préchauffage de l'air du régime de combustion, celui-ci ne dépend donc plus que des vitesses d'injection des réactifs, induisant de fortes recirculations de produits de combustion inertes à hautes température, comme cela à été démontré lors de l'étude du régime de combustion pour le cas de référence (§ 3).

Dans le cas de l'installation semi-industrielle, les mesures de température permettent de penser qu'il y a une plus faible intensité de combustion lorsque la température de l'air diminue. Ceci est confirmé par les mesures de chimiluminescence : les niveaux maxima d'émission du radical OH* sont nettement inférieurs à ceux obtenus pour le cas de référence (figure 4-44).



tel-00011087, version 2 - 29 Nov 2005

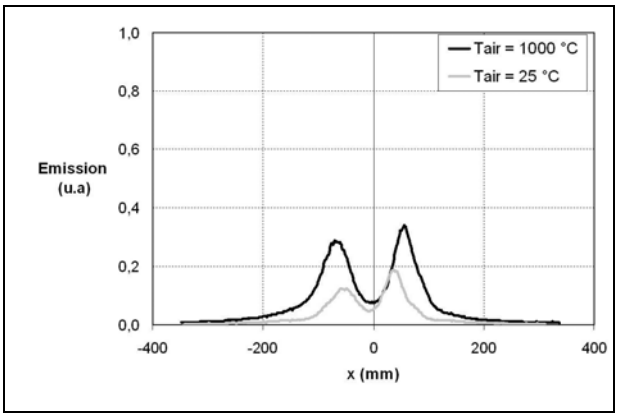



figure 4-44 : Comparaison entre les niveaux moyens d'émission de chimiluminescence OH* dans le plan passant par les injecteurs

Cet important changement de l'émission du radical OH* en fonction de la température a aussi été mis en évidence par les premiers essais effectués sur l'installation de laboratoire comme le montre la figure 4-45. Cette figure présente les images d'émission OH* obtenues pour trois températures de préchauffage de l'air. Ces mesures ont été réalisées via les deux accès de mesures sur la face nord et sud de l'installation d'essais (§ 2.2.1). Avec de l'air à température ambiante et à 300 °C, les zones de réaction n'émettent quasiment pas. A 600 °C on retrouve les deux zones de réaction secondaires.

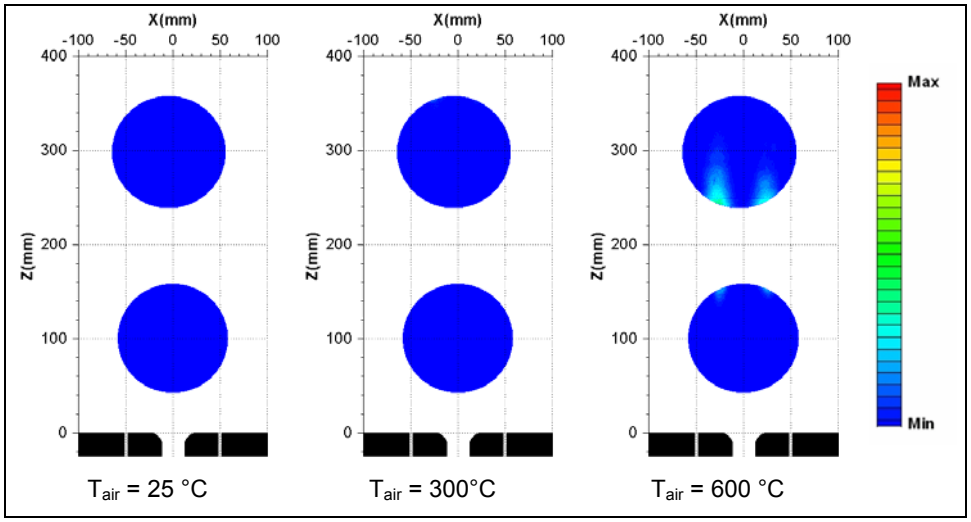



figure 4-45 : Evolution de l'émission et de la structure de la zone de réaction de combustion en fonction de la température de l'air (Installation de laboratoire - P = 20 kW, $\lambda$ = 1,1, confinement faible)

La diminution de l'intensité de la combustion avec la diminution de la température de l'air a pu être mise en évidence lors de mesures réalisées dans le cadre du projet *HEC-EEC* (Adolfi - 2004). La figure 4-46 présente les mesures de concentration en monoxyde de carbone obtenues pour les trois puissances de fonctionnement (1000 kW, 600 kW et 400 kW) ainsi que les températures mesurées pour deux puissances (600 kW et 400 kW).



tel-00011087, version 2 - 29 Nov 2005

Ces essais ont été réalisés sur une installation munie de deux brûleurs régénératifs *NFK HRS DL4*. La température de préchauffage de l'air (obtenue via des régénérateurs) diminue en fonction de la puissance de fonctionnement. A 1000 kW, la température de préchauffage est de l'ordre de 1300 °C. A 600 kW, elle n'est plus que de 1100 °C et de l'ordre de 900 °C à 400 kW. Parallèlement à la baisse de la température de préchauffage de l'air, les concentrations en monoxyde de carbone diminuent, mettant ainsi en évidence une baisse de l'intensité de combustion .

tel-00011087, version 2 - 29 Nov 2005

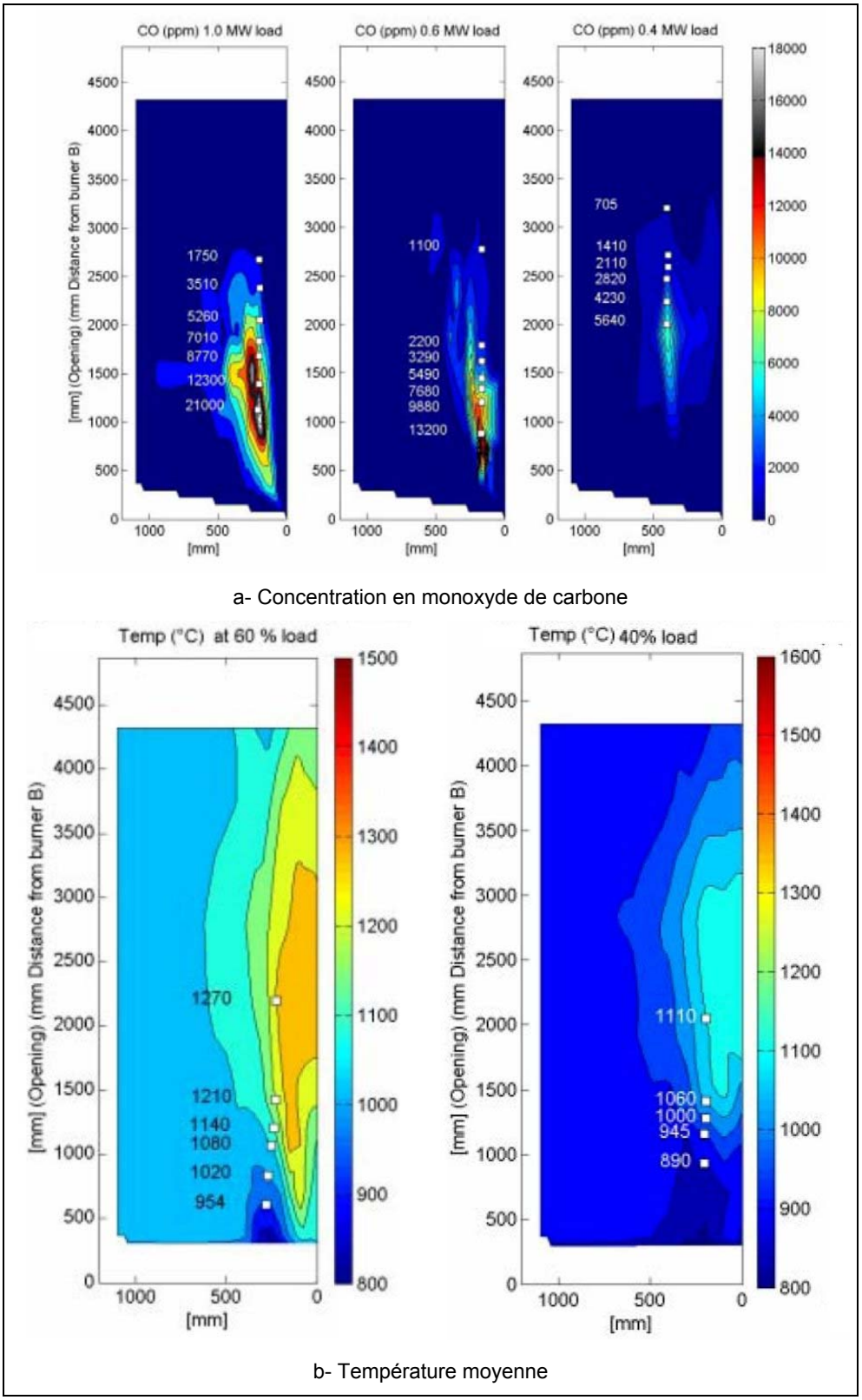



figure 4-46 : Mesures de concentrations en monoxyde de carbone et températures (Adolfi - 2004)



tel-00011087, version 2 - 29 Nov 2005

Dans notre cas, la diminution de la température entraînant une diminution de la formation des oxydes d'azote est confirmée par la figure 4-47. La diminution de la température de l'air entraîne une très forte diminution du taux de formation en NO par voie thermique ainsi qu'un éloignement de la zone de formation par rapport au brûleur. Par ailleurs, il y a un léger allongement de la zone de formation des monoxydes d'azote par voie précoce. Cette forte baisse des taux de formation des oxydes d'azote entraîne une forte diminution des concentrations en oxydes d'azote mesurées (figure 4-42).

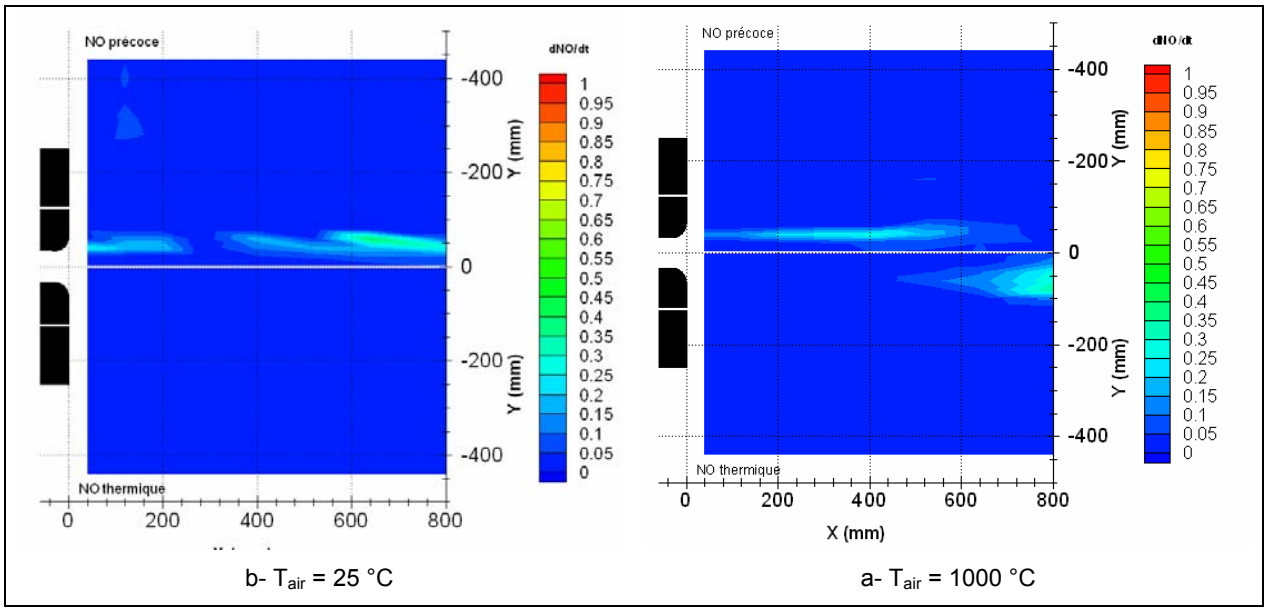



figure 4-47 : Comparaison des taux locaux de formation des oxydes d'azote par voie thermique et précoce : ½ cartographie supérieure : NO précoce - ½ cartographie inférieure : NO thermique

Si la diminution des taux de formation des oxydes d'azote par voie précoce est moins notable que dans le cas de la voie de formation par voie thermique, il n'est pas possible de conclure que la voie précoce devient prédominante. La comparaison entre les taux de formation en oxyde d'azote calculés et les concentrations en oxyde d'azote mesurées, notamment l'absence d'oxydes d'azote dans la zone de formation par voie précoce, montrent que la voie de formation thermique reste prédominante même pour le cas réalisé à 25 °C.

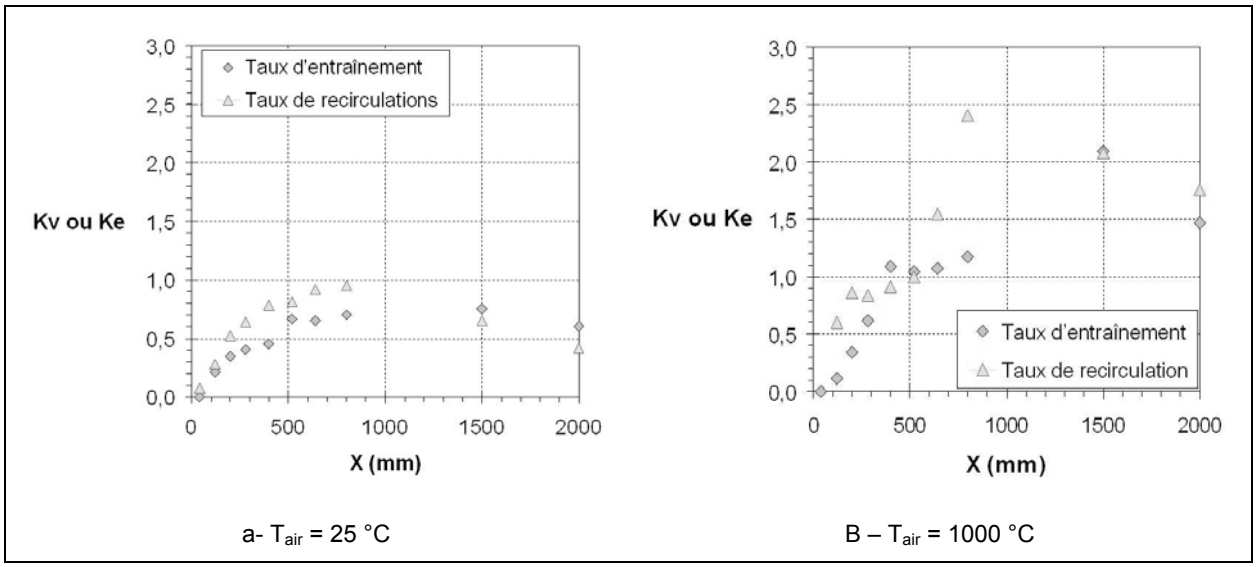
La forte diminution de la vitesse d'injection de l'air a un impact important sur l'impulsion du jet d'air et, par voie de conséquence, sur les recirculations. La figure 4-48 présente le taux de recirculation et le taux d'entraînement calculés pour le cas réalisé avec de l'air à température ambiante et le cas de référence (P = 200kW, $T_{air}$ = 1000°C, $T_{four}$ = 1300°C, $\lambda$ = 1,1). Le taux de recirculation et le taux d'entraînement sont fortement diminués par rapport à ceux mesurés pour le cas test de référence.

Si les résultats du modèle global et les mesures expérimentales sont similaires, les valeurs des recirculation ne sont pas les mêmes. Cela provient du calcul de la



tel-00011087, version 2 - 29 Nov 2005

recirculation en fonction des impulsions, dans le modèle global. En effet, les coefficients utilisés pour le calcul de Kv à partir du paramètre de similitude m ont été établis dans le cas d'une configuration de jet axisymétriques coaxiaux, ce qui n'est pas notre cas. Par ailleurs, le taux de recirculation, calculé à partir des mesures expérimentales, est réalisé dans le plan passant par les injecteurs (plan XY). Nous avons vu précédemment que la recirculation dans le plan des injecteurs est inférieure à celle se situant dans le plan perpendiculaire. Ce calcul à donc tendance à minorer légèrement le résultat.




a- $T_{air}$ = 25 °C B – $T_{air}$ = 1000 °C

figure 4-48 : Comparaison de l'évolution axiale des taux de recirculation et des taux d'entraînement

La valeur maximale du taux de recirculation obtenue pour le cas réalisé avec de l'air à température ambiante est du même ordre de grandeur que les taux de recirculation obtenus dans le cas d'une combustion classique avec de l'air préchauffé (§ 3.4). L'étude de la température et des concentrations d'espèces stables montrent bien que nous nous situons en régime de combustion sans flamme, même si le taux de recirculation est comparable à celui obtenu en combustion classique. Il faut noter que le brûleur utilisé pour ces essais, en combustion classique, est à jets coaxiaux. Dans ce cas, le mélange des réactifs et la réaction de combustion se réalisent avant qu'il ne puisse y avoir dilution suffisante des réactifs par les produits recirculés.

Cette comparaison entre les recirculations obtenues en combustion classique et en combustion sans flamme, avec de l'air à température ambiante, permet donc de conclure que le régime de combustion sans flamme est obtenu si il y a eu une dilution suffisante des réactifs, avant leurs rencontre et la réaction de combustion, suivant le critère défini par Wünning, comme le montre la figure 4-49 (Wünning - 2000).



tel-00011087, version 2 - 29 Nov 2005

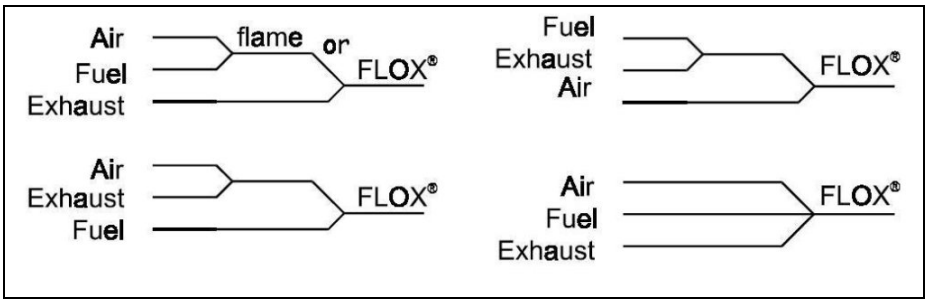



figure 4-49 : Conditions de mélange entre l'air, le combustible et les gaz inertes recirculants (Wünning - 2000)

La figure 4-50 présente la comparaison des recirculations, calculées par simulation numérique non réactive, dans le plan des injecteurs (XY) et dans le plan perpendiculaire (YZ), pour le cas réalisé avec de l'air à température ambiante et le cas de référence (P = 200 kW, $T_{air}$ = 1000°C, $T_{four}$ = 1300°C, $\lambda$ = 1,1). L'influence du jet de combustible est plus notable. En effet, la recirculation dans le plan XY commence plus loin par rapport a celle dans le plan perpendiculaire. La recirculation obtenue par la simulation augmente lorsque la température de l'air diminue. Ce résultat, contradictoire avec ce que nous obtenons expérimentalement permet de mettre en évidence l'influence de la combustion.

Dans le cas de la simulation numérique, non réactive, le combustible et le comburant se mélangent donc sans réagir. La température de l'écoulement en fond de chambre est donc fonction uniquement de la température des deux réactifs injectés et diminue avec la température de l'air. L'impulsion de l'écoulement en fond de chambre décroît donc, par rapport au cas de référence, de façon plus notable que ne diminue l'impulsion du jet d'air, entraînant une augmentation du taux de recirculation.

En ce qui concerne nos essais, la température de l'écoulement en fond de chambre est aussi fonction de la température des réactifs injectés et surtout de l'énergie libérée lors de la combustion. Les mesures globales montrent que la température des fumées est comparable, donc l'impulsion de l'écoulement en fond de chambre est quasiment constante en fonction de la température de l'air, alors que l'impulsion du jet d'air augmente fortement, entraînant une forte augmentation du taux de recirculation.

En d'autres termes, la simulation sans réaction de combustion permet d'obtenir des résultats similaires aux mesures expérimentales, pour le cas de référence, grâce à la faible élévation de température résultant de la combustion. Cela n'est plus vrai pour le cas avec de l'air à température ambiante où l'élévation de température devient plus importante.



tel-00011087, version 2 - 29 Nov 2005

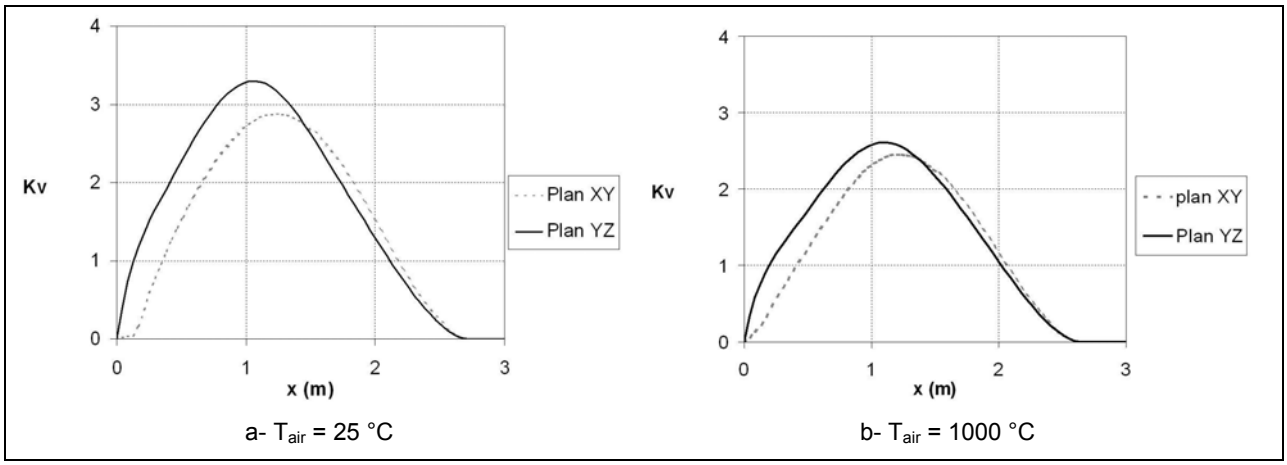



figure 4-50 : Comparaison des évolutions axiales des taux de recirculation obtenue par la simulation de l'écoulement sans réaction

En conclusion, la diminution de la température de l'air entraîne une baisse du taux de recirculation provoquant une diminution de la dilution des réactifs par les produits de combustion. Ce phénomène est contrebalancé par une diminution de l'apport de chaleur entraînant des températures locales plus faibles, induisant donc une diminution des taux de formation des oxyde d'azote.

En d'autres termes, la diminution de la température de l'air, en maintenant le débit de combustible constant entraîne une diminution globale de la puissance totale entrante. Ceci induit donc une diminution du taux de réaction et des températures de combustion. Ce qui provoque une diminution des taux de formation des oxydes d'azote, comme le montre figure 4-51 qui présente leur évolution en fonction de la puissance totale entrante.

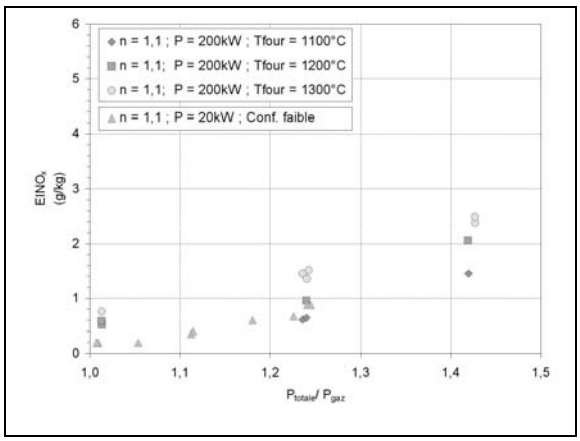



figure 4-51 : Evolution de l'indice d'émission en oxyde d'azote en fonction de la puissance totale entrante

L'étude de la température et des concentrations d'espèces stables montrent que nous nous situons en régime de combustion sans flamme. Ceci démontre que ce régime peut être obtenu sans un préchauffage de l'air et que la condition se situe plutôt sur la température du mélange réactif qui doit être supérieure à la limite d'auto-inflammation que



tel-00011087, version 2 - 29 Nov 2005

sur la température d'un des réactifs. Cette condition est possible avec des recirculations suffisamment à haute température, pour obtenir une température de mélange supérieure à la limite d'inflammabilité et entretenir ainsi la réaction.

Ce résultat essentiel dissocie le régime de combustion sans flamme du préchauffage de l'air. On peut donc distinguer deux phénomènes indépendants :

- Le préchauffage de l'air, par la récupération de l'énergie de fumées, permettant l'augmentation du rendement énergétique de l'installation.
- L'injection avec de fortes impulsions des réactifs, générant des recirculations et une dilution du mélange réactif à un niveau favorisant l'apparition du régime de combustion sans flamme entraînant une baisse des émissions en oxydes d'azote.

Il est donc possible d'atteindre le régime de combustion sans flamme avec de l'air à température ambiante, puisque la condition ne se situe pas sur la température de l'air ou celle du combustible mais sur la température du mélange tripartie. Dans l'étude de l'influence de la température du four, nous avons mis en évidence que cette dernière influençait la température du mélange tripartie, puisque la température des produits de combustion recirculants est égale à la température du four. Dans notre cas, le maintien du régime de combustion sans flamme est assuré par la température du four.

La figure 4-52 présente l'ensemble des essais semi-industriels rassemblés dans le diagramme de Yamauchi (Yamauchi – 1999). Le cas de référence (P = 200kW, $T_{air}$ = 1000°C, $T_{four}$ = 1300°C, $\lambda$ = 1,1) se situe en haut à droite du diagramme. Comme nous le verrons par la suite, l'augmentation du taux d'aération entraîne l'augmentation du pourcentage en oxygène. Une diminution de la température du four provoque une baisse de la température du mélange, comme nous l'avons mis en évidence précédemment. La baisse de la température de l'air entraîne une augmentation de la concentration en oxygène, conjuguée à une baisse de la température du mélange tripartie. Tous ces paramètres peuvent donc avoir pour effet de s'éloigner du régime de combustion sans flamme.

La décroissance de la température de l'air provoque la diminution de la plage de variation possible de la température du four. Avec de l'air préchauffé à 1000 °C, il est possible de diminuer la température du four de l'ordre de 500 °C ($T_{four}$ ≈ 800 °C), avant d'atteindre la région où le régime de combustion sans flamme n'est plus accessible. Avec de l'air à température ambiante, la plage de diminution de la température du four n'est plus que de 200 °C ($T_{four}$ ≈ 1100 °C), avant de quitter le régime de combustion sans flamme. Cette limite a été atteinte lors de nos essais semi-industriels où, sans préchauffage de l'air, avec une température de four de 1100 °C une flamme est visible.



tel-00011087, version 2 - 29 Nov 2005

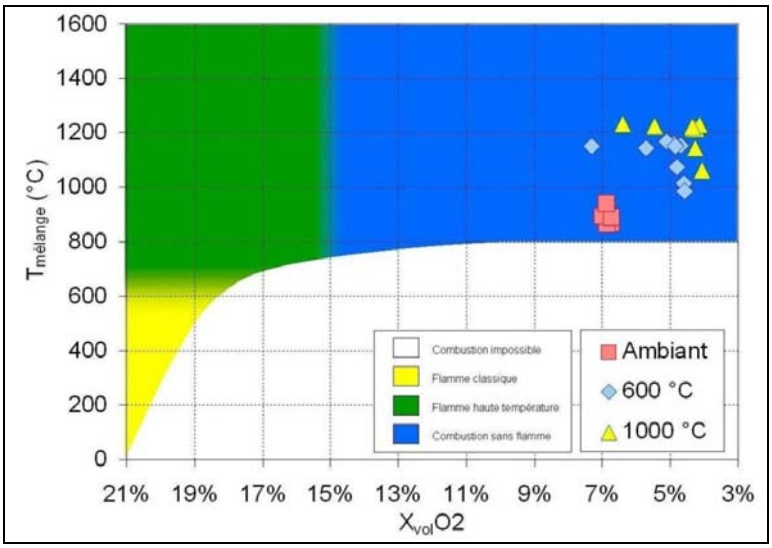



figure 4-52 : Essais semi-industriels dans le diagramme de Yamauchi (Yamauchi – 1999)

Dans notre configuration, 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, à partir du calcul global, comme le montre la figure 4-53. La 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'inflammation du mélange qui est, elle-même, fonction de sa composition (§ 1.3).

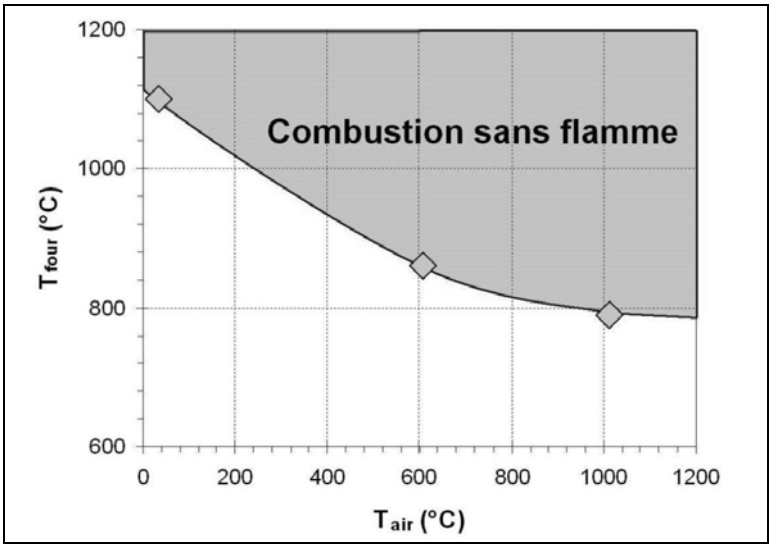


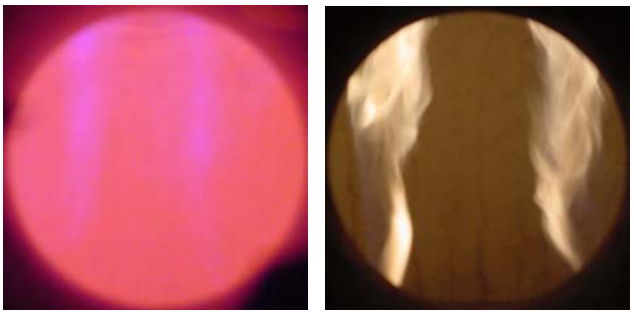

figure 4-53 : Domaine d'existence du régime de combustion sans flamme

En deçà de cette limite, la combustion reste possible pour une certaine plage de température, comme cela peut être mis en évidence lors de la phase d'allumage et de montée en température de l'installation d'essais semi-industrielle ou de laboratoire. La figure 4-54 présente deux images de la flamme obtenues à deux étapes de la montée en température de l'installation de laboratoire. Lorsque la température du four est proche de la température limite (figure 4-54-a), la réaction de combustion est stable. Elle est mise en



tel-00011087, version 2 - 29 Nov 2005

évidence par l'émission des radicaux CH* qui se situe dans la région de la zone de combustion secondaire. Pour une plus faible température de four, la combustion n'est stable qu'avec des vitesses d'injection d'air et de combustible inférieures à celles utilisées pour le fonctionnement en régime de combustion sans flamme. La flamme s'établit en sortie des deux injections de gaz naturel (figure 4-54-b).



a- $T_{four} \approx 800$ °C b- $T_{four} \approx 300$ °C

figure 4-54 : Images de la flamme à différents stade de la montée en température de l'installation de laboratoire ($T_{air}$ = 600 °C)

Pour une température d'air donnée, on peut donc définir, globalement, trois domaines atteints successivement en augmentant la température des produits diluants :

- Un domaine de combustion instable pour de trop fortes impulsions d'injection des réactifs, à faibles températures de four,
- Un domaine de combustion stable classique avec, notamment, une émission de chimiluminescence CH*,
- Un domaine de combustion sans flamme.

Les températures à prendre en compte pour la température du mélange réactif sont la température du combustible, de l'air et celle des produits de combustion diluant le mélange réactif. Dans notre cas, la température du four et la température des produits de combustion diluant le mélange réactif sont égales. Dans d'autres domaines d'application, il est tout à fait possible d'envisager de réaliser une dilution du mélange réactif par des produits de combustion à haute température alors que les parois sont froides, comme dans le cas de turbines à gaz ou de chaudières (Flamme – 2003).



tel-00011087, version 2 - 29 Nov 2005

## 4.5 INFLUENCE DE LA VARIATION DU TAUX D'AERATION

Lors d'essais semi-industriels réalisés sur des brûleurs commerciaux, il a été constaté une forte augmentation des émissions en oxyde d'azote en fonction du taux d'aération, comme le montre la figure 4-55 qui présente l'influence du taux d'aération sur les émissions d'oxydes d'azote du brûleur *REGEMAT* (Quinqueneau - 2001).

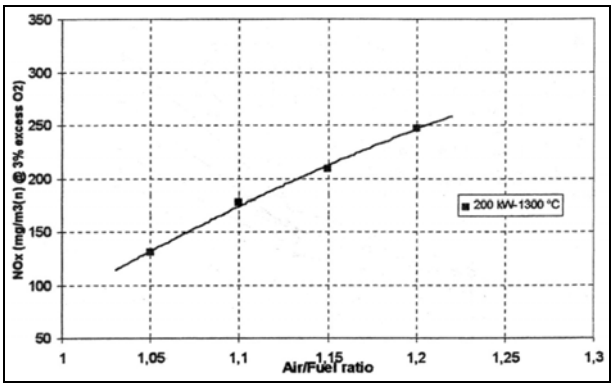



figure 4-55 : Influence du taux d'aération sur les émissions d'oxydes d'azote du brûleur *WS REGEMAT* (Quinqueneau - 2001)

Ce même comportement a pu être mis en évidence durant nos essais. La figure 4-56 présente l'évolution des émissions d'oxydes d'azote en fonction du taux d'aération. La figure regroupe les résultats obtenus sur l'installation d'essais semi-industrielle ( ■ ◆ ) et sur l'installation d'essais de laboratoire (▲). Le taux d'aération de l'installation est augmenté en maintenant constante la puissance de fonctionnement de l'installation (débit de combustible constant) et en augmentant le débit de l'air.

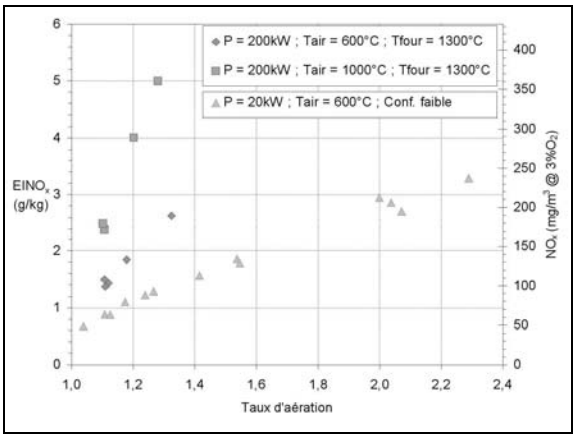



figure 4-56 : Evolution des émissions d'oxydes d'azote en fonction du taux d'aération

L'augmentation du taux d'aération entraîne une très légère augmentation du débit d'air provoquant une légère croissance du taux de recirculation, comme le montre la figure 4-57.



tel-00011087, version 2 - 29 Nov 2005

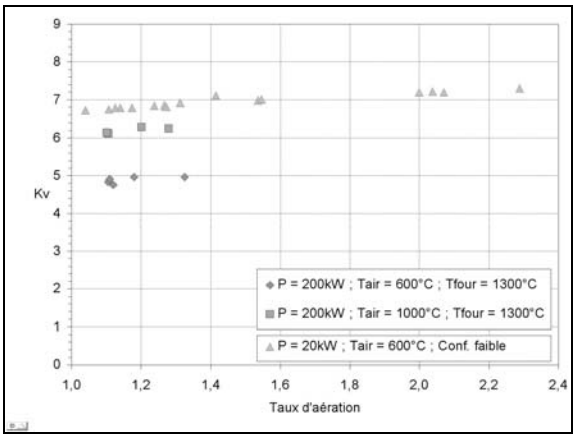
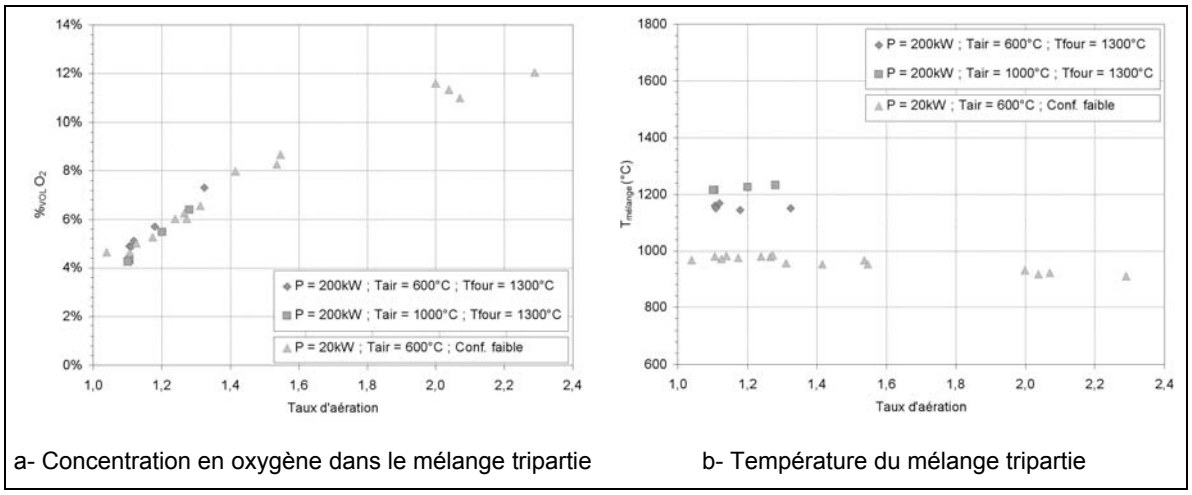



figure 4-57 : Evolution taux de recirculation en fonction du taux d'aération

Cette légère augmentation n'entraîne pourtant pas de réel changement dans les conditions de dilution, comme le montre la figure 4-58. La concentration en oxygène dans le mélange tripartie augmente linéairement avec le taux d'aération. Elle est comparable pour les deux installations. Cette augmentation est directement liée à l'augmentation de la concentration en oxygène dans le produits de combustion, qui est la conséquence directe de l'augmentation du taux d'aération.



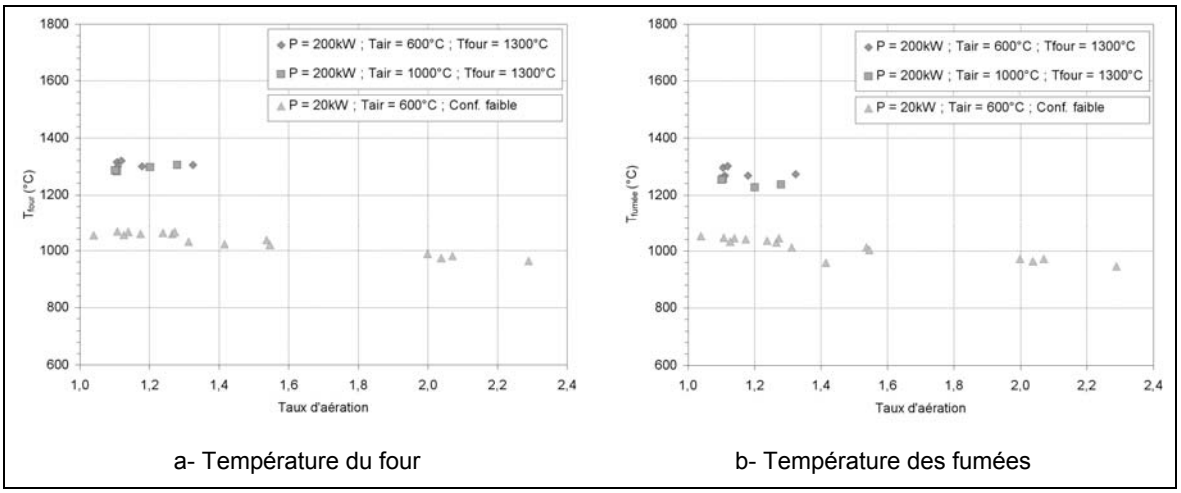

a- Concentration en oxygène dans le mélange tripartie b- Température du mélange tripartie

figure 4-58 : Evolution de la concentration en oxygène et température du mélange tripartie, calculé par le modèle global, en fonction du taux d'aération

La température du mélange tripartie reste quasiment constante en fonction du taux d'aération. Elle diminue légèrement pour de forts taux d'aération, dans le cas de l'installation de laboratoire. L'évolution de la température du mélange tripartie est directement liée à la température des produits recirculants, choisie égale à la température du four (figure 4-59-a). On retrouve cette évolution pour la température des fumées, qui diminue en fonction du taux d'aération, pour de forts taux d'aération (figure 4-59-b).



tel-00011087, version 2 - 29 Nov 2005




a- Température du four

b- Température des fumées

figure 4-59 : Evolution de la température du four et des fumées en fonction du taux d'aération

La figure 4-60 présente l'évolution de la température adiabatique de flamme en fonction du taux d'aération. L'élévation de température engendrée par la combustion diminue avec le taux d'aération. Ce résultat s'explique par l'augmentation du débit massique total au niveau de la zone de réaction de combustion (pour le modèle global), provenant directement de l'augmentation du débit massique d'air, alors que l'énergie libérée par la combustion reste constante, puisqu'elle est liée au débit de combustible. En d'autres termes, l'oxygène qui n'est pas consommé par la combustion agit comme un "ballast" thermique, au même titre que les gaz inertes (azote, produits de combustion recirculés). On verra par la suite que cette représentation globale par le modèle ne correspond pas à la réalité.

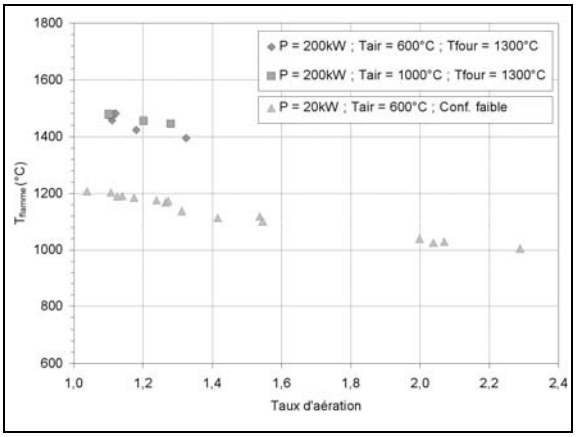



figure 4-60 : Evolution de la température adiabatique de flamme en fonction du taux d'aération

La figure 4-61 présente les mesures locales de températures et de concentrations de monoxyde de carbone pour deux excès d'air, respectivement à 10% et 30%. Il y a un déplacement amont du champ de température et une réduction de la longueur des zones primaires et secondaires de réaction pour un taux d'aération égal à 1,3. A l'interface des



tel-00011087, version 2 - 29 Nov 2005

jets d'air et de gaz naturel, l'élévation locale de température est supérieure à celle mesurée pour le cas de référence.

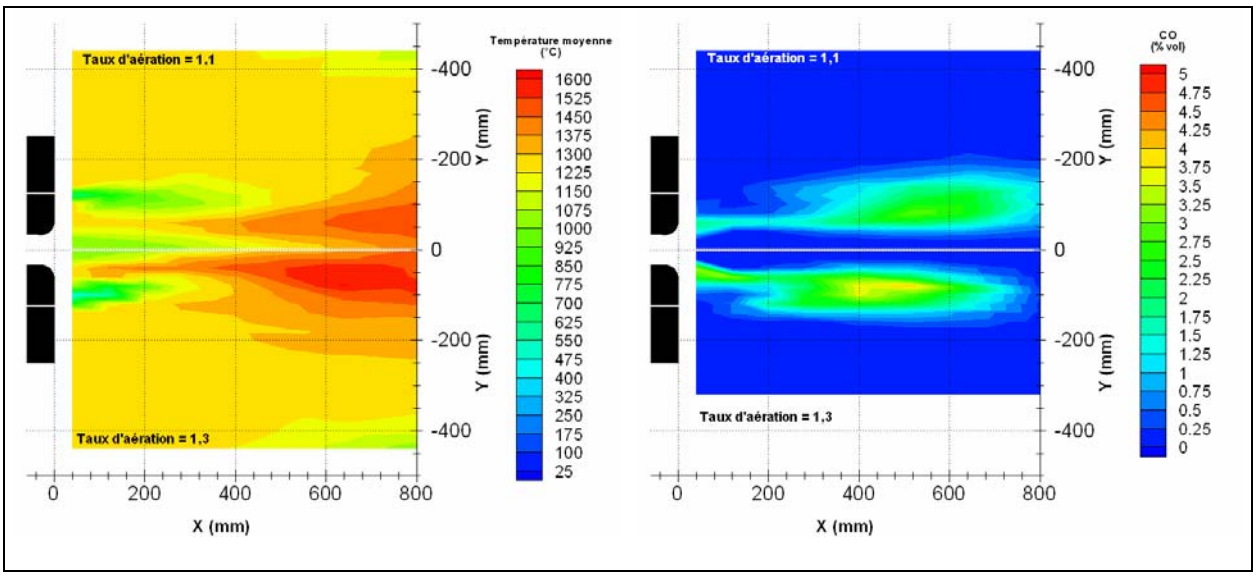



figure 4-61 : Comparaison entre les deux champs de températures et de concentrations de monoxyde de carbones : ½ cartographie supérieure: λ = 1,1 - ½ cartographie inférieure : λ = 1,3

Pour λ = 1,3, la valeur locale de la température atteint un maximum de 1600 °C. Les mesures de concentrations montrent une augmentation très significative du maximum de concentration de monoxyde de carbone mesuré dans la zone secondaire de réaction. Ceci indique un dégagement de chaleur supérieur à ce qui a été mesuré pour le cas de référence. Ces résultats sont confirmés par l'imagerie OH* de flamme qui montre une légère élévation des niveaux moyen d'émission (figure 4-62).

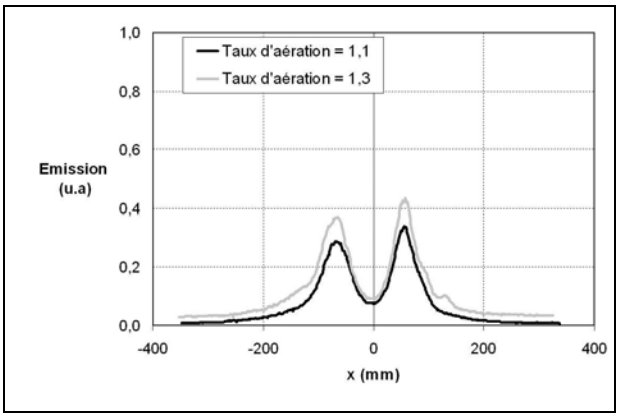



figure 4-62 : Comparaison entre les niveaux moyens d'émission de chimiluminescence OH* dans le plan passant par les injecteurs

Cette augmentation de l'intensité de combustion peut s'expliquer par l'augmentation de la concentration en oxygène dans les produits de combustion recirculés. La figure 4-63 montre la comparaison des concentrations en oxygène ainsi que l'isovaleur de concentration de monoxyde de carbone à 1% qui délimitent les zones de réaction. Les



tel-00011087, version 2 - 29 Nov 2005

concentrations en oxygène sont plus fortes dans les produits recirculés pour λ = 1,3. La dilution par les produits de combustion inertes diminue donc.

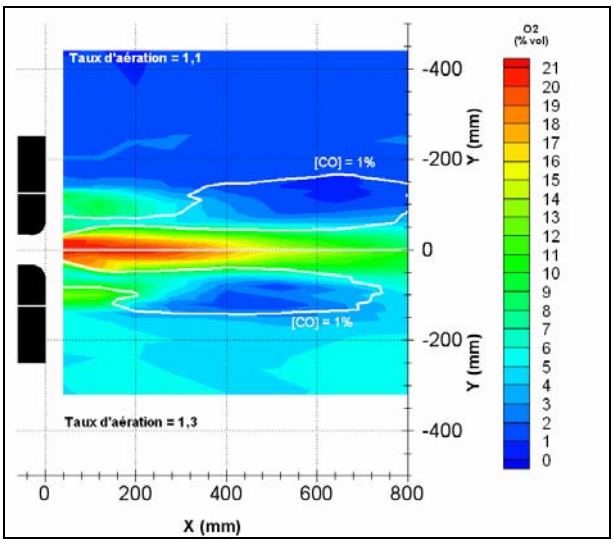



figure 4-63 : Comparaison entre les concentrations locales en oxygène :
½ cartographie supérieure: λ = 1,1 - ½ cartographie inférieure : λ = 1,3

L'augmentation du taux d'aération entraîne une modification de la structure des zones de combustion. La figure 4-64 présente l'évolution des niveaux moyens d'émission de chimiluminescence OH* en fonction du taux d'aération, mesurés sur l'installation de laboratoire, par les accès optiques à 100 mm et 300 mm du brûleur.

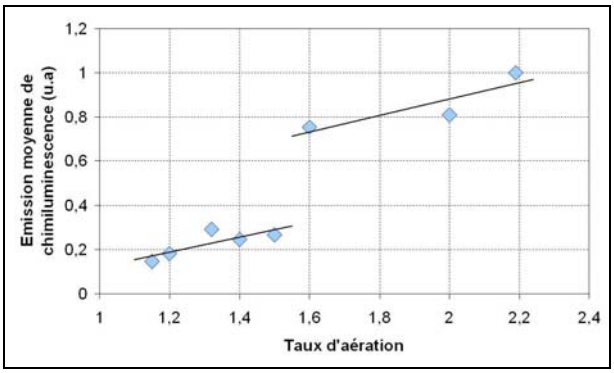



figure 4-64 : Evolution des niveaux moyens d'émission de chimiluminescence OH*
en fonction du taux d'aération

Le niveau moyen d'émission augmente en fonction du taux d'aération, mettant en évidence un accroissement de l'intensité de combustion. Par ailleurs, il y a une rupture dans l'évolution de l'émission moyenne de chimiluminescence pour un taux d'aération supérieur à 1,5. Cette rupture correspond à une modification de la structure des zones de réaction et à l'apparition d'une troisième zone de réaction, comme le montre la figure 4-65. Lorsque le taux d'aération dépasse 1,5, une troisième zone de réaction de combustion



tel-00011087, version 2 - 29 Nov 2005

apparaît au niveau des jets de combustible (X≥50 mm). Celle-ci est située dans la périphérie des jets de combustible.

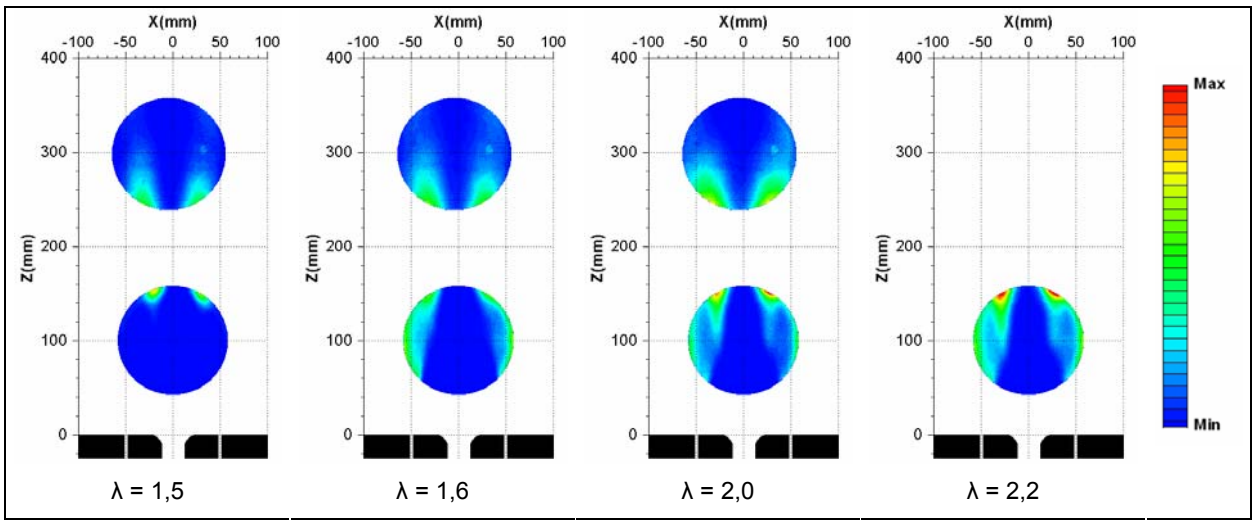



figure 4-65 : Evolution de l'émission de la zone de réaction sur les images moyennes de chimiluminescence OH* en fonction du taux d'aération (installation de laboratoire)

La figure 4-66 présente la comparaison entre les évolutions radiales des niveaux moyens d'émission de chimiluminescence du radical OH* en fonction du taux d'aération. L'évolution radiale des niveaux moyens d'émission est calculée à partir des mesures obtenues via les accès optiques à 100 et 300 mm de la sortie du brûleur.

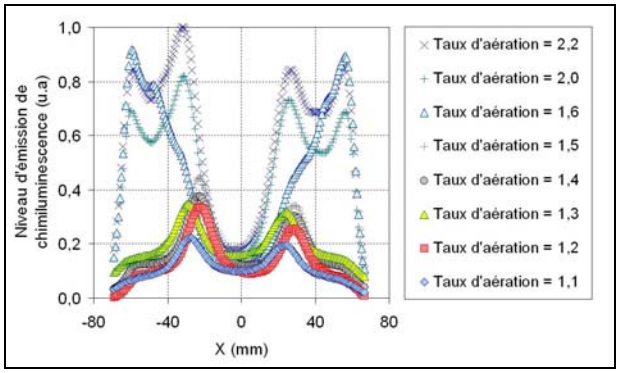


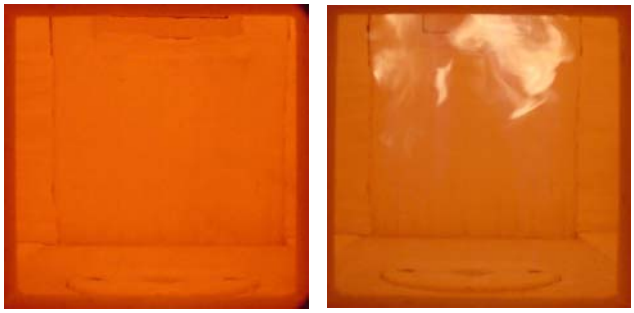

figure 4-66 : Evolutions radiales des niveaux moyens d'émission de chimiluminescence OH* en fonction du taux d'aération λ

Pour un taux d'aération compris entre 1,1 et 1,5, l'émission a deux maxima correspondants aux zones de réaction primaire et secondaire (-40 mm<X<40 mm). Par ailleurs, les niveaux d'émission augmentent en fonction du taux d'aération. Dans le cas d'un taux d'aération de 1,6, il y a une brusque augmentation dans les zones externes du champ observé (X<-40 mm; X>40 mm) correspondant à l'apparition de la troisième zone de réaction. Lorsque le taux d'aération augmente encore, les niveaux d'émission dans la région correspondant aux zones primaire et secondaire augmentent pour atteindre les niveaux d'émissions mesurés dans la troisième zone de réaction.



tel-00011087, version 2 - 29 Nov 2005

Par ailleurs, on peut remarquer que des panaches jaunes correspondant à la présence de suies dans les zones de réaction apparaissent pour des taux d'aération supérieurs à 1,5 (figure 4-67).



a- λ = 1,1 b- λ = 2,2

figure 4-67 : Photographies de la flamme pour les deux taux d'aération extrêmes

On peut donc conclure que lorsque le taux d'aération augmente fortement, la concentration en oxygène augmente fortement dans les produits de combustion recirculants. Une partie du combustible réagit avec cet oxygène recirculé dans des conditions riches : d'où l'apparition d'une troisième zone de réaction de combustion et la formation de suies.

De plus, cette troisième zone de réaction de combustion n'entraîne pas de changement dans l'évolution de l'émission en oxyde d'azote en fonction du taux d'aération qui reste linéaire (figure 4-56).

Dans le cas d'une variation du taux d'aération de 1,1 à 1,3, une température et une concentration en oxygène plus fortes vont favoriser une formation du NO plus tôt et plus importante localement, comme le montrent les taux de formation des oxydes d'azote calculés (figure 4-68).

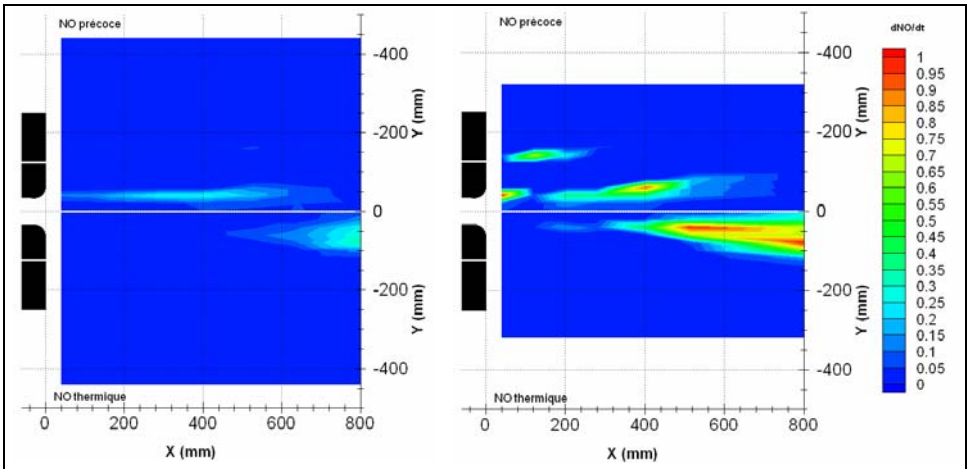



figure 4-68 : Comparaison des taux de formation locale de monoxyde d'azote :
½ cartographie supérieure : NO Précoce - ½ cartographie inférieure : NO thermique



tel-00011087, version 2 - 29 Nov 2005

Le taux de formation des oxydes d'azote formés par voie précoce augmente. Cela s'accompagne de l'apparition d'une seconde zone de formation à l'extérieur des jets de combustible (Y ≈ 150 mm). Dans le cas des oxydes d'azote formés par voie thermique, il y a un déplacement amont de la zone de formation ainsi qu'une forte augmentation des taux de formation.

On retrouve cet effet sur les valeurs locales d'$EINO_x$, qui montrent une forte augmentation des concentrations d'oxydes d'azote pour un excès d'air important (figure 4-69).

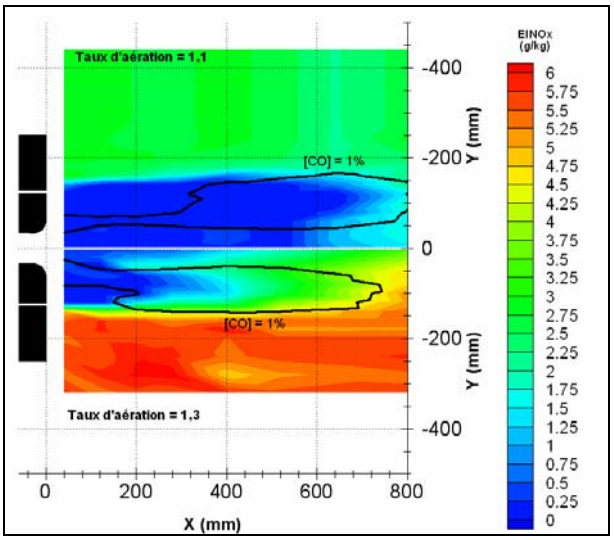



figure 4-69 : Comparaison entre les $EINO_x$ :

½ cartographie supérieure: $\lambda$ = 1,1 - ½ cartographie inférieure : $\lambda$ = 1,3

En conclusion, l'augmentation du taux d'aération induit donc une présence non négligeable d'oxygène moléculaire dans les produits recirculés. Cela entraîne un apport de comburant dans la zone secondaire. Ceci provoque une augmentation de la production de monoxyde de carbone et de l'intensité de combustion, et donc de plus forts gradients et valeurs maximales de température. Cela entraîne une augmentation de la formation des oxydes d'azote, formés par voie thermique.

Une augmentation plus importante du taux d'aération entraîne l'apparition d'une troisième zone de réaction de combustion résultante de la réaction entre le combustible et l'oxygène présent dans les recirculations. Cette réaction de combustion est réalisée dans des conditions de richesse favorisant la formation de suies, sans doute détruites plus en aval dans la chambre de combustion.

L'augmentation des gradients et des valeurs maximales de températures ainsi que de l'émission en oxydes d'azote permet de conclure que l'augmentation du taux d'aération nous éloigne du régime de combustion sans flamme idéal.



tel-00011087, version 2 - 29 Nov 2005

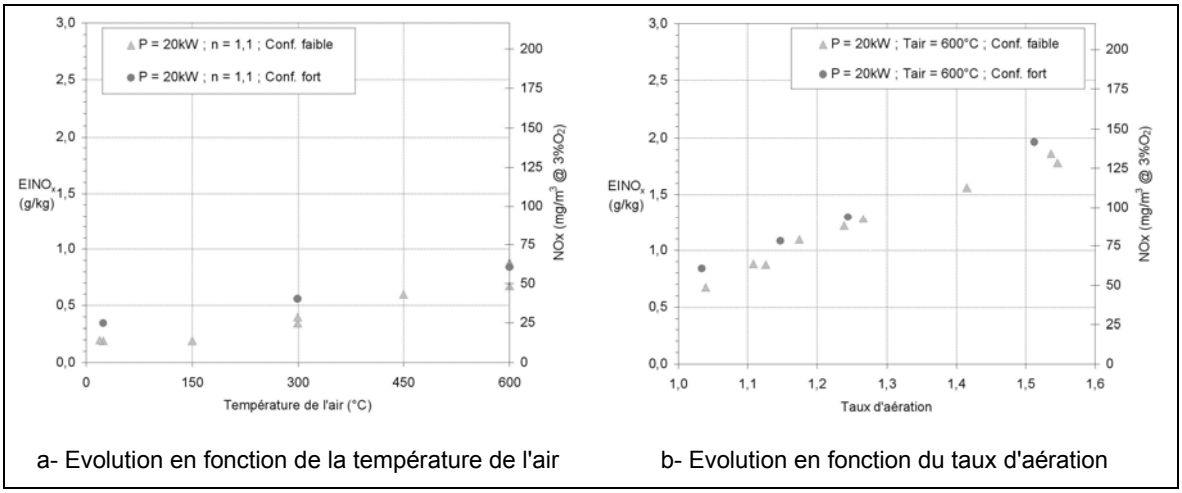
## 4.6 INFLUENCE DE LA VARIATION DU CONFINEMENT

L'étude de l'influence de la variation du confinement est uniquement effectuée sur l'installation d'essais de laboratoire, conçue à cet effet (§ 2.2.1).

On peut régler deux confinements sur l'installation d'essais :

- Confinement faible : 500 mm x 500 mm, taux de confinement = 0,050,
- Confinement fort : 500 mm x 250 mm, taux de confinement = 0,075.

La figure 4-70 présente l'évolution des émissions d'oxydes d'azote en fonction de la température de l'air et du taux d'aération pour les deux confinements. L'augmentation du confinement entraîne une très légère augmentation de l'émission en oxydes d'azote.




a- Evolution en fonction de la température de l'air b- Evolution en fonction du taux d'aération

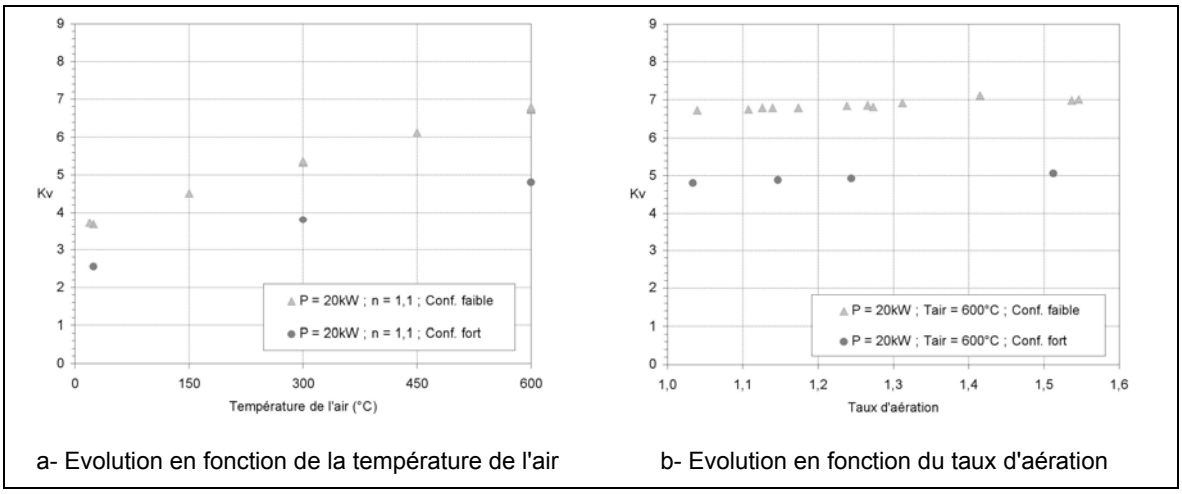
figure 4-70 : Evolution des émissions d'oxydes d'azote en fonction du confinement

Du point de vue du modèle global, l'augmentation du confinement entraîne une diminution logique du taux de recirculation, comme le montre la figure 4-71.

L'évolution du taux de recirculation en fonction de la température de l'air ou du taux d'aération, est comparable quel que soit le confinement. Le taux de recirculation est fonction, entre autres, des dimensions de la chambre de combustion. Une réduction de ces dimensions entraîne logiquement une baisse du taux de recirculation, provoquant une diminution de la dilution des réactifs. On peut donc supposer que les niveaux de température atteints dans les zones de combustion sont légèrement supérieurs en confinement fort. Ceci a pour conséquence une augmentation des taux de formation en oxydes d'azote.



tel-00011087, version 2 - 29 Nov 2005




a- Evolution en fonction de la température de l'air b- Evolution en fonction du taux d'aération

figure 4-71 : Evolution du taux de recirculation en fonction du confinement

L'étude de la structure des écoulements internes à la chambre de combustion est réalisée par simulation numérique, sans réaction. Lors de l'étude du régime de combustion, nous avons démontré que les recirculations n'étaient pas axisymétriques. Les recirculations dans le plan passant par les injecteurs étaient inférieures à celles dans le plan perpendiculaire à ce dernier. Cette étude vise à déterminer si cette inégalité s'accentue avec l'augmentation du confinement du fait du rapprochement des parois des jets de combustible.

La diminution de la section du four s'effectue par la réduction d'une seule des deux dimensions, la seconde dimension restant constante. On peut distinguer deux types d'augmentation du confinement, suivant qu'il y ait réduction de l'une ou de l'autre des dimensions de la section du four (figure 4-72) :

- Dans le plan des injecteurs : Confinement fort X,
- Dans le plan perpendiculaire au plan des injecteurs : Confinement fort Y

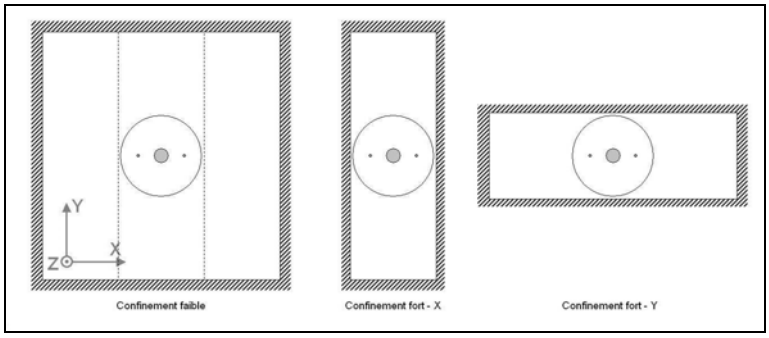



figure 4-72 : Variation des dimensions de la section et du confinement de la chambre

Dans le cas de l'installation d'essais, le changement entre les deux types de confinement fort est réalisé par la rotation de 90° du brûleur. Les essais réalisés sur l'installation de laboratoire correspondent aux configurations confinement faible et confinement fort - X.



tel-00011087, version 2 - 29 Nov 2005

La figure 4-73 présente une comparaison des vitesses axiales dans une section du four, à 700 mm de la sortie du brûleur. Ces résultats sont obtenus par simulation numérique, sans combustion. Le brûleur est représenté au centre de la chambre. L'iso-ligne de vitesse nulle est indiquée afin de situer la limite entre le jet central et la zone de recirculation externe (ZRe). Nous sommes dans la zone de combinaison des jets, pour les trois configurations de confinement. Les vitesses dans la zone de recirculation sont maximales à cette distance de la sortie du brûleur, globalement pour les trois cas de confinements.

En confinement faible, la zone de recirculation se situe dans la zone externe de la chambre, comme cela a été constaté dans le cas des mesures sur l'installation semi-industrielle (§ 3.4). La zone où les vitesses de recirculation sont maximales se situe dans le coin de la chambre, à l'inverse du résultat obtenu dans le cas de l'installation semi-industrielle, où la recirculation adoptait une forme torique. Cela est dû à la différence de géométrie, puisque dans un cas nous considérons une chambre parallélépipédique et dans l'autre une chambre cylindrique.

Lorsque le taux de confinement augmente, par la diminution d'une des dimensions suivant un axe, la recirculation se situe principalement dans la zone de la section de la chambre qui n'a pas été réduite. Le jet central est influencé par le changement de confinement. En confinement faible, le jet central d'air est cylindrique. Ce n'est plus le cas en confinement fort, où la ZRe l'aplatit légèrement.

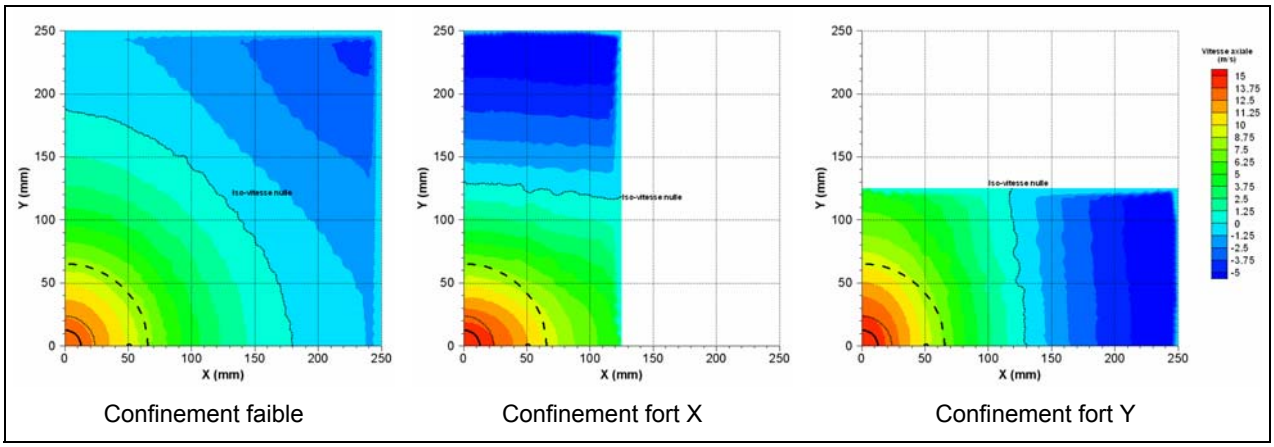


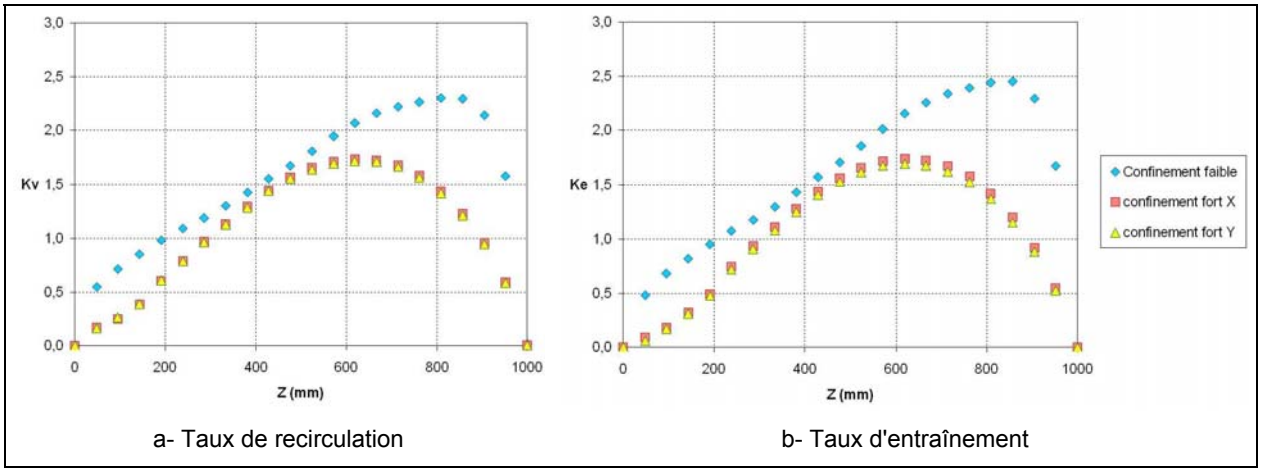

figure 4-73 : Comparaison des vitesses axiales dans une section du four, à 700 mm de la sortie du brûleur, obtenues par simulation numérique

Les structures de l'écoulement en confinement fort entre les deux configurations, semblent se déduire l'une de l'autre par une simple rotation de 90°. On peut donc supposer qu'il n'y a pas de différence notable entre les deux configurations de confinement fort, en ce qui concerne les recirculations externes.



tel-00011087, version 2 - 29 Nov 2005

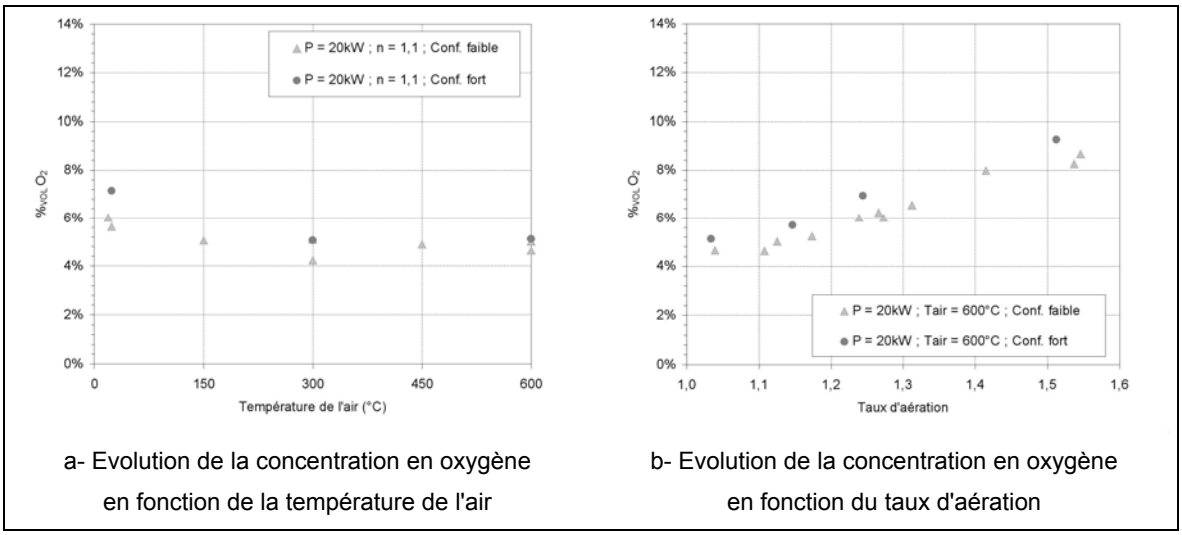
La figure 4-74 présente l'évolution axiale des taux de recirculation et d'entraînement pour les trois configurations de confinement. L'augmentation du taux de confinement entraîne la diminution attendue des maxima de recirculation et d'entraînement. Cette diminution, calculée par le modèle global ou via les résultats de la simulation est de l'ordre de 25 % dans les deux cas. L'orientation des injecteurs par rapport à la direction préférentielle de la réduction de dimension n'a pas d'influence sur le taux de recirculation. La différence entre les deux cas de confinement fort pour les taux de recirculation et d'entraînement est respectivement de 1,1 % et 2,7 %.




a- Taux de recirculation b- Taux d'entraînement

figure 4-74 : Evolution axiale des taux de recirculation et d'entraînement pour les trois configurations de confinement

La diminution du taux de recirculation entraîne logiquement une réduction de la dilution du milieu réactif par les produits de combustion, comme le montre la figure 4-75-a et b où on note une légère augmentation de la concentration en oxygène pour le confinement fort.




a- Evolution de la concentration en oxygène en fonction de la température de l'air

b- Evolution de la concentration en oxygène en fonction du taux d'aération

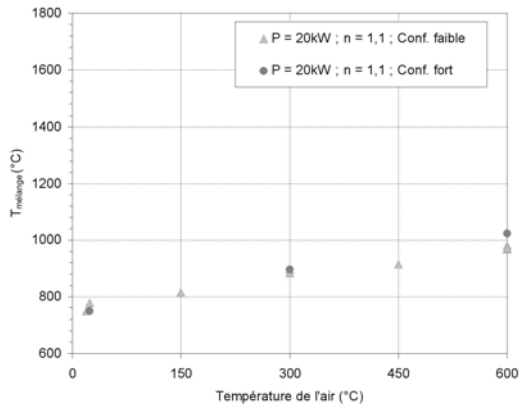
figure 4-75 : Evolution de la concentration en oxygène, calculé par le modèle global, en fonction du confinement

La figure 4-76 présente l'évolution, en fonction du confinement, de la température du mélange tripartie calculée par le modèle global et de la température du four mesurée. La diminution du taux de recirculation a une faible répercussion sur la température du

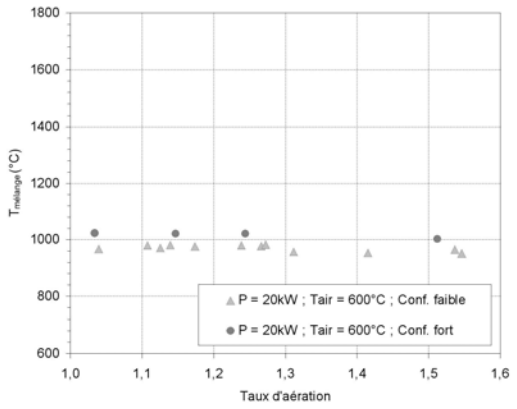


tel-00011087, version 2 - 29 Nov 2005

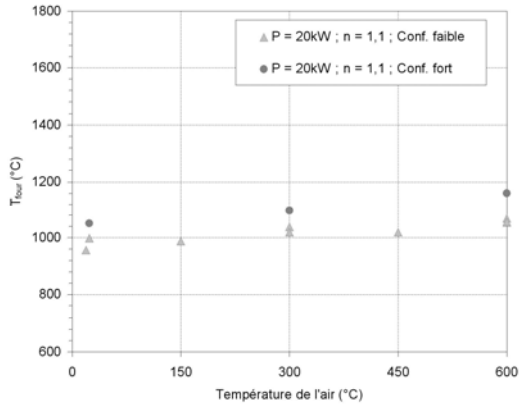
mélange tripartie. Ceci s'explique par l'augmentation de la température des produits de combustion recirculants qui contrebalance la réduction du taux de recirculation.



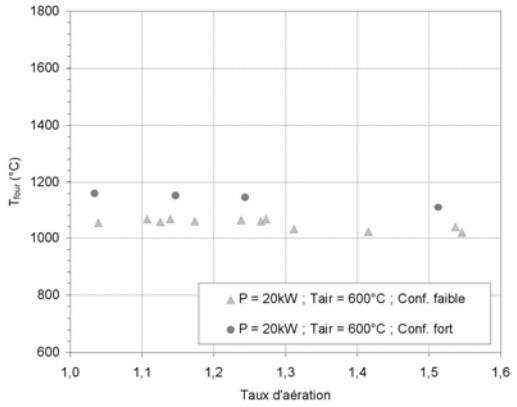

a- Evolution de la température du mélange tripartie en fonction de la température de l'air




b- Evolution de la température du mélange tripartie en fonction du taux d'aération




a- Evolution de la température du four en fonction de la température de l'air




b- Evolution de la température du four en fonction du taux d'aération

figure 4-76 : Evolution de la température du mélange tripartie, calculée par le modèle global, et de la température du four mesurée, en fonction du confinement

Le confinement fort entraîne une augmentation de l'ordre de 100 °C des températures de parois, l'évolution suivant la hauteur restant globalement la même, comme le montre la figure 4-77. L'absence de fort gradient axial de température mesurée aux parois montre qu'il n'y a pas de contact entre la flamme et les parois des portes, en confinement fort.



tel-00011087, version 2 - 29 Nov 2005

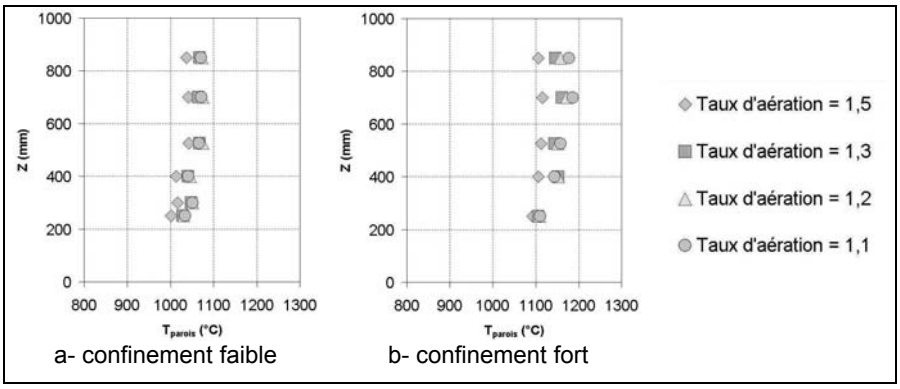



figure 4-77 : Evolution axiale de la température de parois pour les deux cas de confinement, en fonction du taux d'aération

L'augmentation de la température des parois peut s'expliquer par le bilan thermique de l'installation. Le passage en confinement fort est réalisé en relevant les tronçons mobiles. Ceux-ci sont pourvus d'un système de circulation d'eau. De plus, la diminution de la section de la chambre de combustion entraîne une diminution de la surface de transfert. Le retrait des tronçons mobiles provoque donc une modification de la répartition des transferts thermiques au sein de l'installation, comme le montre la figure 4-78, qui présente l'évolution des répartitions des échanges thermiques en fonction du confinement pour différentes températures d'air. Le passage au confinement fort entraîne une augmentation du transfert par les parois, parallèlement à une diminution du transfert à la charge d'eau. Ceci explique l'augmentation de la température des parois.

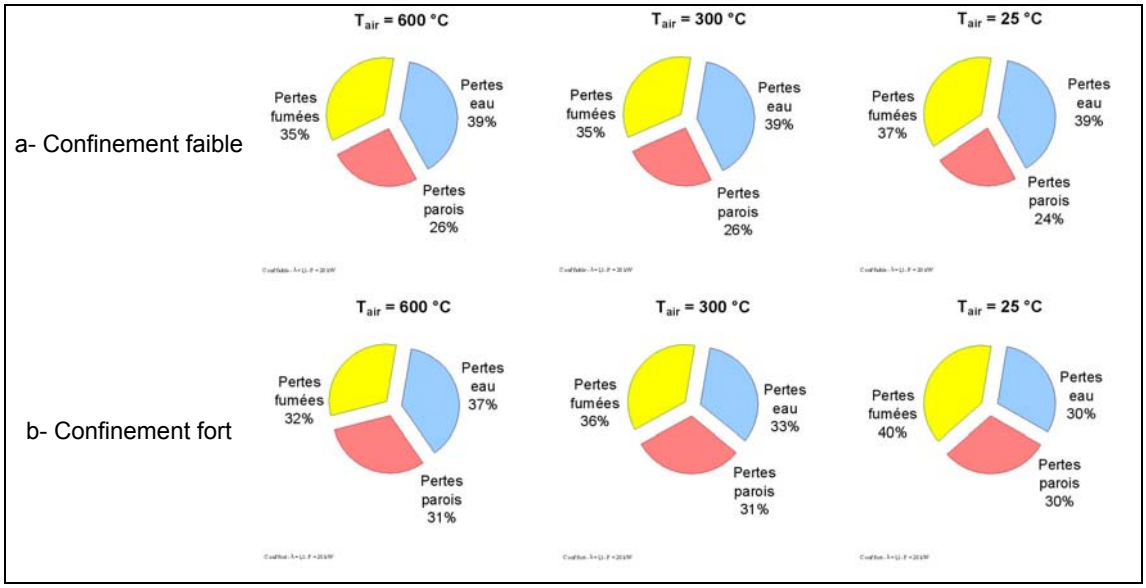


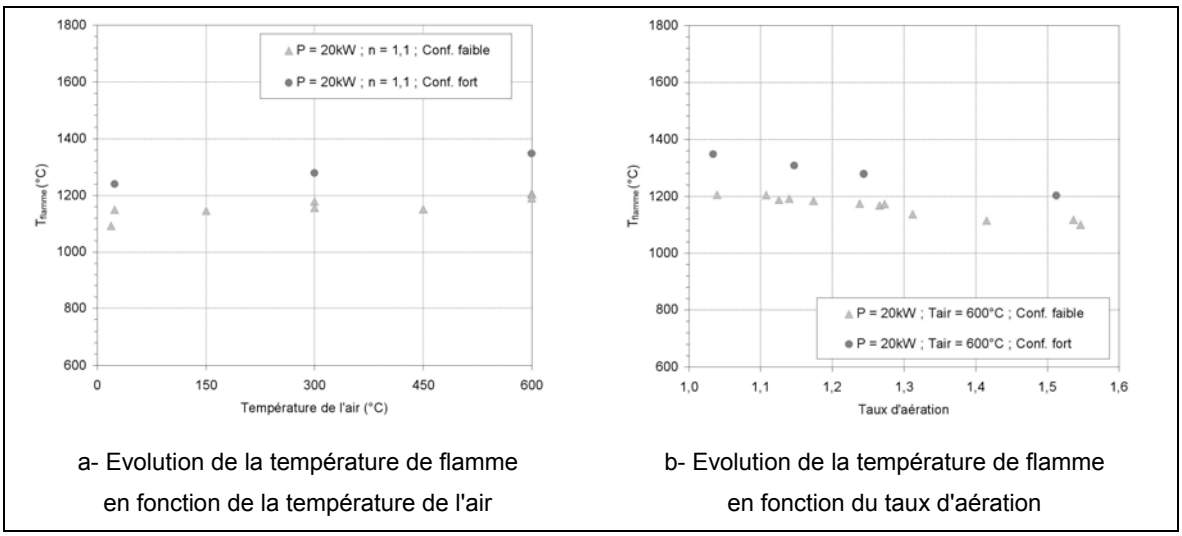

figure 4-78 : Répartitions des différents modes d'échanges thermiques en fonction du confinement, pour différentes températures d'air

La figure 4-79 présente l'évolution de la température de flamme en fonction du confinement. La diminution du taux de recirculation, entraînant une diminution de la



tel-00011087, version 2 - 29 Nov 2005

dilution du mélange réactif et l'augmentation de la température des parois provoque logiquement une augmentation de la température de flamme.



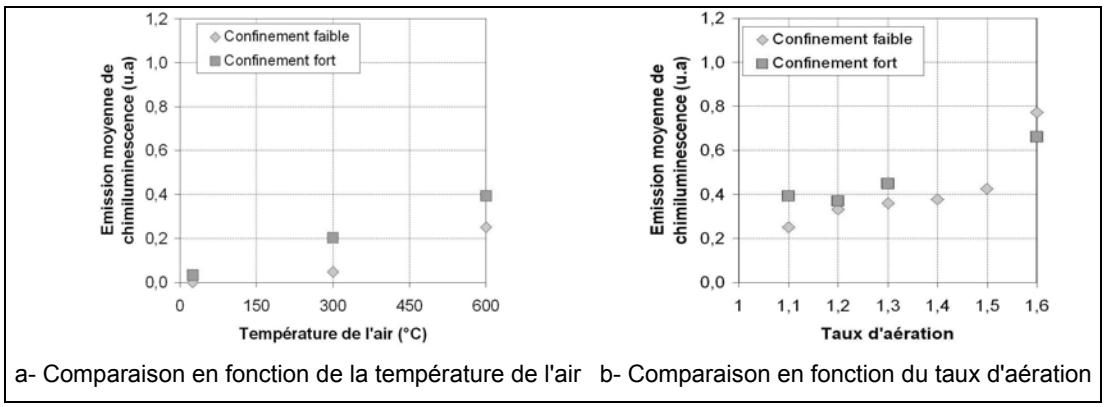

a- Evolution de la température de flamme en fonction de la température de l'air

b- Evolution de la température de flamme en fonction du taux d'aération

figure 4-79 : Evolution de la température de flamme, calculées par le modèle global, en fonction du confinement

Lors de l'étude de l'influence de la température du four, nous avions mis en évidence qu'une augmentation de la température des parois, avait pour effet l'activation de la réaction de combustion. Ceci entraînait une augmentation taux de réaction, provoquant une augmentation de l'émission de chimiluminescence OH*.

La figure 4-80 présente la comparaison des niveaux moyens d'émission de chimiluminescence OH* pour les deux confinements, en fonction de la température de l'air et du taux d'aération. L'émission moyenne est calculée à partir des mesures obtenues via les accès optiques à 100 et 300 mm de la sortie du brûleur. L'émission augmente, en fonction de la température de l'air, mettant en évidence une augmentation de l'intensité de combustion, dans la zone observée.




a- Comparaison en fonction de la température de l'air b- Comparaison en fonction du taux d'aération

figure 4-80 : Comparaison des niveaux moyens d'émission de chimiluminescence OH* pour les deux confinements, en fonction de la température de l'air et du taux d'aération

Dans le cas de l'évolution en fonction du taux d'aération, on retrouve l'augmentation de l'émission de chimiluminescence avec un confinement plus fort. Par ailleurs, la rupture de



tel-00011087, version 2 - 29 Nov 2005

pente, observée à confinement faible, est moins marquée dans la cas du confinement fort. Si l'émission de chimiluminescence OH* en confinement fort est plus importante, pour un taux d'aération inférieur à 1,5, elle est plus faible qu'en confinement faible pour des taux d'aération plus importants.

Cela s'explique par l'apparition de la troisième zone de réaction. La figure 4-81 présente la comparaison entre les images moyennes de chimiluminescence OH* obtenues, pour un taux d'aération de 1,6, pour les deux confinements. Dans le cas du confinement fort, la troisième zone de réaction de combustion n'apparaît pas encore complètement, comme dans le cas du confinement faible. Cette troisième zone de réaction de combustion a lieu entre le combustible et l'oxygène présent dans les recirculations. La diminution du taux de recirculation, par l'augmentation du confinement, a donc pour effet de retarder l'apparition de cette zone de réaction de combustion par rapport au taux d'aération.

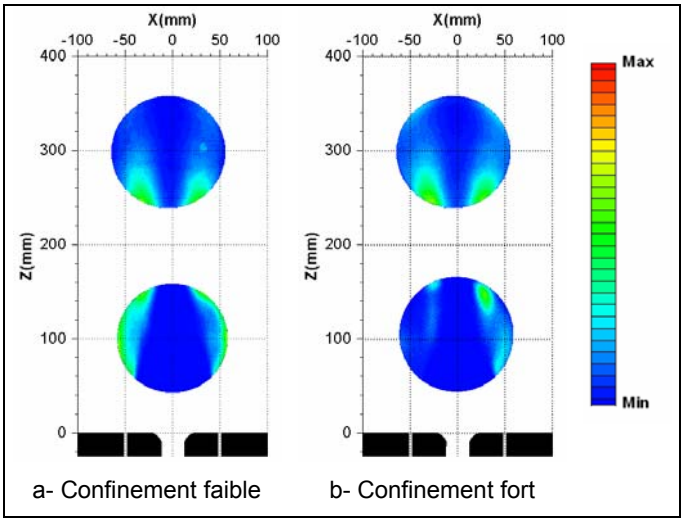



figure 4-81 : Comparaison entre les images moyennes de chimiluminescence OH*, pour un taux d'aération de 1,6 en fonction du confinement

L'augmentation du taux de confinement, par la réduction des dimensions de la chambre, entraîne une diminution du taux de recirculation provoquant une diminution de la dilution du mélange réactif. Ceci à pour effet d'augmenter la densité locale de combustion, entraînant des températures plus fortes. Ceci favorise donc la formation des monoxydes d'azote par voie thermique.



tel-00011087, version 2 - 29 Nov 2005

tel-00011087, version 2 - 29 Nov 2005

# CONCLUSION GENERALE ET PERSPECTIVES

La combustion sans flamme est un régime de combustion innovant du point de vue des émissions polluantes et de la consommation en combustible. Il a été mis en évidence, il y a une dizaine d'années, dans le domaine des fours industriels, par le développement des brûleurs régénératifs. Ce régime de combustion est réalisé avec un fort préchauffage de l'air de combustion et des hautes vitesses d'injection du combustible et de l'air induisant de fortes recirculations dans la chambre de combustion provoquant une dilution du mélange réactif. La combustion sans flamme se caractérise par l'absence des pics de température correspondant aux zones de réaction de combustion et un champ de température homogène. A puissance transmise à la charge comparable, les émissions en oxydes d'azote obtenues en régime de combustion sans flamme sont un ordre de grandeur inférieur à celle mesurées en combustion classique.

Les travaux menés jusqu'à présent à une échelle semi-industrielle ont essentiellement porté sur l'étude d'un cas de fonctionnement. Elles n'ont pas permis de mettre en évidence l'influence des paramètres de fonctionnement de l'installation sur le régime de combustion. A l'inverse les études réalisées sur des installations d'essais de laboratoire ont permis de caractériser l'influence de la variation de certains paramètres de fonctionnement mais ne se sont intéressées qu'à un des aspects de ce mode de combustion ou ont fait appel à des configurations expérimentales peu en rapport avec les fours industriels utilisant ce mode de combustion.

La présente étude vise à caractériser le régime de combustion sans flamme et à mettre en évidence les conditions qui permettent de l'atteindre, dans le domaine où il fut mis en évidence. La première partie de ce travail a donc été une étude à l'échelle semi-industrielle menée à la Direction de la Recherche de Gaz de France. Elle a pour objectif la caractérisation des paramètres qui pilotent ce régime de combustion : la mise en évidence des processus de stabilisation de la combustion, comment s'établissent les recirculations et les dilutions du mélange réactif, ainsi que leurs impacts sur la combustion et la formation des oxydes d'azote. Ces différents mécanismes sont étudiés de façon plus détaillée sur une installation de laboratoire conçue et mise en place durant la seconde partie de ce travail. La caractérisation des mécanismes pilotant le régime de combustion est réalisée par une étude paramétrique en faisant varier de façon indépendante, les conditions de fonctionnement de l'installation semi-industrielle et de l'installation de laboratoire. Cette variation est effectuée autour du cas de fonctionnement de référence correspondant au point de fonctionnement du brûleur industriel ayant servi de modèle pour la conception des brûleurs d'essais semi-industriel et de laboratoire.



tel-00011087, version 2 - 29 Nov 2005

L'installation d'essais semi-industrielle utilisée est un four équipé pour les mesures dans la flamme dédié à l'étude du fonctionnement de brûleurs industriels. L'installation d'essais est constituée d'un réchauffeur d'air alimentant un brûleur monté sur une cellule d'essais composée d'une section de mesure dans la flamme et d'une chambre principale. L'installation d'essais permet la variation de la puissance de fonctionnement, du taux d'aération, de la température de l'air et de la température du four, indépendamment les uns des autres. Le point de fonctionnement de référence est : P = 200 kW, $T_{air}$ = 1000 °C, $T_{four}$ = 1300 °C, $\lambda$ = 1,1. Les paramètres d'entrée et de sortie de l'installation d'essais sont mesurés en continu afin de caractériser son fonctionnement.

L'installation de laboratoire a été mise en place pour l'étude plus détaillée des mécanismes régissant le régime de combustion qui ont été mis en évidence durant les essais à l'échelle semi-industrielle. Cette installation de laboratoire se compose donc d'une chambre de combustion sur laquelle est monté un brûleur d'essais alimenté en air préchauffé par un réchauffeur électrique. Elle a été conçue pour permettre l'étude de l'influence de la variation du taux de confinement, par le changement d'une des dimensions de la chambre de combustion. Par ailleurs, l'installation d'essais permet la variation de la puissance de fonctionnement, du taux d'aération et de la température de l'air, indépendamment les uns des autres. La chambre de combustion permet un accès complet à la flamme pour les moyens de mesures. L'installation est entièrement pilotée et les conditions d'alimentation et de fonctionnement sont mesurées en continu. Un dispositif automatique de sécurité contrôle l'installation d'essais, assurant son fonctionnement sans interruption en toute sécurité. Le point de fonctionnement de référence de l'installation de laboratoire est : P = 20 kW, $T_{air}$ = 600 °C, $T_{four}$ = 1000 °C, $\lambda$ = 1,1.

Les géométries des brûleurs d'essais utilisés sur l'installation semi-industrielle et sur l'installation de laboratoire découlent de celle du brûleur régénératif *NFK HRS DL2.5*, utilisé en industrie. Elles se composent d'une injection centrale d'air encadrée de deux injections de combustible. Il y a un congé à la sortie de la veine d'air central. Les dimensions du brûleur semi-industriel sont identiques à celles du brûleur commercial. Les dimensions du brûleur de laboratoire ont été calculées en fonction des dimensions de la chambre de combustion de l'installation de laboratoire, afin de maintenir le même taux de recirculation théorique entre les deux installations d'essais et un rapport entre les vitesses d'injection d'air et de combustible identique. Une étude numérique a permis de mettre en évidence l'influence de la présence du congé en sortie de la veine d'air sur la structure du jet d'air. Le congé est conservé sur le brûleur de laboratoire afin de garder la même structure des écoulements en sortie de brûleur entre les deux installations d'essais.



tel-00011087, version 2 - 29 Nov 2005

Les mesures mises en œuvre dans la flamme ont pour but de permettre la caractérisation de son mode d'accrochage, de sa structure spatiale et de la structure de l'aérodynamique interne à la chambre de combustion ainsi que son impact sur ce régime de combustion. L'imagerie de flamme a été réalisé par mesure de chimiluminescence du radical OH*. Le rayonnement provenant des parois à hautes températures et des poches de suies à haute température n'ont pas permis de réaliser des mesures basées sur la chimiluminescence des radicaux CH* et $C_2$*. Sur l'installation semi-industrielle, la mesure a été réalisée par un accès optique placé en fond de chambre en face du brûleur. Sur l'installation de laboratoire, les mesures ont été réalisées par les accès optiques sur les faces de la chambre de combustion parallèles au plan passant par les injecteurs. Dans l'installation semi-industrielle, la température a été mesurée par thermocouple à fil fin. Le flux radiatif incident a été mesuré par un radiomètre ellipsoïdal. Les concentrations locales d'espèces ont été obtenues par sonde à prélèvement à col sonique. Les vitesses ont été mesurées par ADL. Les mesures intrusives ont été réalisées dans un plan passant par les axes des injections des réactifs, suivant un maillage de mesure identique.

Parallèlement aux mesures expérimentales, les écoulements internes sur les installations d'essais semi-industrielle et de laboratoire ont été simulés, sans réaction, avec le code de calcul *FLUENT*. Ces simulations permettent de mieux comprendre l'aérodynamique interne aux chambres de combustion et d'estimer un taux de recirculation effectif.

Un modèle global, basé sur les mesures entrées / sorties de l'installation d'essais a été réalisé afin de permettre une meilleure compréhension des mécanismes globaux intervenant dans la chambre de combustion. Ce modèle fonctionne en trois étapes. Il permet de quantifier la recirculation des produits de combustion, dans l'enceinte. Il permet le calcul des caractéristiques (température et composition) du mélange tripartie réalisé entre l'air, le combustible et les produits de combustion recirculants. Enfin, il permet le calcul de la température adiabatique de flamme à partir de ce mélange.

Des post-traitements ont été menés à partir des données des mesures afin d'apporter des résultats supplémentaires à la caractérisation de ce régime. A partir des mesures locales de vitesses, de concentrations d'espèces stables et de températures, la recirculation des produits de combustion a été quantifiée. Les conditions de mélange dans la chambre de combustion ont été examinées par l'étude de l'évolution de la fraction de mélange. A partir des mesures de températures et celles de concentrations d'espèces stables, les taux de formation des oxydes d'azote suivant les voies de formation thermique et précoce ont été calculés.



tel-00011087, version 2 - 29 Nov 2005

La caractérisation du mode d'accrochage et de la structure spatiale de la flamme ainsi que l'étude de l'aérodynamique interne à la chambre de combustion ont été réalisées pour le cas de référence (P = 200 kW, $T_{air}$ = 1000 °C, $T_{four}$ = 1300 °C, $\lambda$ = 1,1), qui correspond aux conditions de fonctionnement du brûleur industriel.

L'étude des mesures de vitesse a permis de mettre en évidence la présence d'une zone de recirculation interne (ZRi) provoquée par un effet bluff-body du brûleur. Les mesures de concentrations d'espèces stables révèlent une légère diffusion du méthane du jet de combustible vers le jet d'air ainsi qu'une diffusion centrifuge plus importante de l'oxygène du jet d'air. Ceci confirme la présence de la ZRi générée en sortie de brûleur par effet bluff-body. La comparaison des mesures de température et de concentrations d'espèces stables permet de mettre en évidence une réaction de combustion se situant dans la ZRi. Il y a donc accrochage d'une flamme dans la ZRi à la sortie du brûleur. Ce mode d'accrochage est confirmé par des mesures menées à la station de recherche de la *FRIF*, sur un brûleur de type *NFK*. *A contrario*, d'autres essais menés sur des brûleurs autorégénératif *REGEMAT* conçus par *WS* montrent que la zone de réaction est décrochée du brûleur. Elle a tendance à se raccrocher lorsque la température du four augmente. Cette différence de mode d'accrochage de la flamme semble provenir des conditions d'injection des réactifs puisque, dans le cas de notre brûleur d'essais, l'air est injecté au centre, encadré par deux injections de gaz, alors que dans le cas du brûleur conçu par *WS* il a un système d'injection inverse. Le combustible est injecté au centre et l'air en périphérie. L'ensemble des installations fonctionnant en régime de combustion sans flamme, on peut donc en conclure que le mode de stabilisation n'influence pas ce régime de combustion.

A partir des mesures de concentration en monoxyde de carbone, on peut définir deux zones de réaction distinctes : une zone de réaction primaire qui se situe en sortie de brûleur ; une zone de réaction de combustion secondaire qui se situe en aval de la zone primaire, et est plus étendue radialement. L'examen du champ de température permet de conclure que le plus fort dégagement de chaleur a bien lieu dans la zone secondaire de réaction de combustion, la zone primaire assurant la stabilisation de la flamme.

Une des caractéristiques de la combustion sans flamme est la présence de fortes recirculations externes aux jets, dans la chambre de combustion, entraînant une forte dilution des réactifs par les produits de combustion. Dans notre cas, la présence de cette zone de recirculation externe (ZRe) est bien confirmée par les vitesses axiales négatives dans la zone externe de la chambre de combustion. Les concentrations moyennes locales en $CO_2$ et les valeurs d'EI$NO_x$, identiques entre cette zone extérieure et les mesures en sortie de chambre de combustion, confirment la présence d'une ZRe. A partir des



tel-00011087, version 2 - 29 Nov 2005

mesures expérimentales, il est possible de caractériser quantitativement les recirculations et dilutions et de calculer l'évolution du taux de recirculation et du taux d'entraînement. Ceux-ci augmentent jusqu'à atteindre une valeur de 2,5. A partir des résultats de la simulation numérique, il est possible de caractériser la recirculation d'un point de vue aérodynamique. La recirculation externe est plus importante en taille et en débit dans le plan des injecteurs que dans le plan perpendiculaire à celui-ci. Ces recirculations externes n'ont donc pas une forme torique elliptique parfaitement axisymétrique mais sont des tores de même longueur et de largeur légèrement variable Lorsqu'on s'éloigne du brûleur, cette forme non axisymétrique s'estompe et la recirculation devient annulaire. La comparaison entre les taux de recirculation calculés à partir des mesures expérimentales et obtenus à partir des simulations numériques montre une bonne correspondance entre eux. Ceci démontre que le phénomène de recirculation est essentiellement aérodynamique et que, par conséquent, la dilution des réactifs par les produits de combustion est uniquement pilotée par les conditions d'injections des réactifs. Ceci s'explique par la faible élévation de température qu'engendre la réaction de combustion due à la dilution par les produits de combustion. Les taux de recirculation obtenus à partir de nos mesures sont de l'ordre du double de ceux obtenus dans le cas d'une combustion classique. Une comparaison entre la température adiabatique de flamme, calculée par le modèle global à partir des taux de recirculation obtenus expérimentalement, et les températures maximales mesurées montrent qu'elles évoluent de façon identique, en fonction du taux de recirculation. On peut donc en conclure que la diminution des pics de température provient majoritairement de la dilution par les gaz inertes provenant de la recirculation des produits de combustion.

A partir des mesures de températures et de concentration d'espèces stables, il est possible de calculer les taux de formation d'oxydes d'azote formés par voie thermique et précoce. Les modèles utilisés sont trop simples pour permettre une étude quantitative de l'évolution des émissions d'oxydes d'azote. Néanmoins, il est possible de comparer ces résultats avec les mesures de concentration en NO pour déterminer quelle est la voie majoritaire de formation des oxydes d'azote. Cette comparaison montre que les régions à fortes concentrations en oxyde d'azote correspondent à celles où le monoxyde d'azote est formé par voie thermique. On peut donc en conclure que les oxydes d'azote mesurés en sortie de chambre de combustion sont majoritairement formés par voie thermique.

Si les mesures de concentration d'espèces indiquent une présence de dioxyde de carbone recirculant dans les jets et les zones de combustion, on ne détecte pas d'oxydes d'azote recirculés dans cette région. Cette absence peut s'expliquer par un mécanisme de recombustion. Ce phénomène de réduction des oxydes d'azote a déjà été mis en



tel-00011087, version 2 - 29 Nov 2005

évidence dans une réaction de combustion entre un combustible et de l'air dilué par des produits de combustion. Dans notre cas, nous pouvons évoquer un mécanisme d'auto-recombustion dans la flamme, puisqu'il y a réduction des oxydes d'azote, produits en fin de combustion et ramenés dans les zones de réaction par les recirculations.

Un des objectifs de cette étude est la mise en évidence des paramètres pilotant le régime de combustion sans flamme. Pour cela, une étude a été menée en faisant varier les conditions d'entrée (Puissance, Température du four, Prémélange air / gaz en veine d'air centrale, température de l'air, taux d'aération, confinement de la flamme) autour du cas de fonctionnement de référence (P = 200 kW, $T_{air}$ = 1000 °C, $T_{four}$ = 1300 °C, $\lambda$ = 1,1).

La diminution de la puissance (200 kW à 100 kW) entraîne un déplacement amont de la zone de fusion des jets ainsi qu'une diminution de la longueur de la ZRi. Néanmoins, elle n'influence pas la structure de la flamme et le taux de recirculation externe ni la dilution des zones de réaction. Ainsi, la variation de puissance n'a pas d'influence notable sur le régime de combustion.

La diminution de la température du four (1300 °C à 1100 °C) entraîne une baisse du taux local de réaction. Ceci provoque une baisse des températures dans la flamme favorisant une baisse de la formation des oxydes d'azote par voie thermique.

Un prémélange air/ combustible, en veine d'air centrale provoque l'apparition d'une flamme de diffusion, en sortie d'injection d'air. Ceci entraîne une augmentation des émissions en oxyde d'azote. Dans le domaine industriel, le prémélange est souvent employé afin d'assurer une meilleure stabilisation de la flamme, cependant, nos mesures montrent qu'il a un impact défavorable sur les émissions en oxyde d'azote. On quitte alors le régime de combustion sans flamme idéal.

La diminution de la température de l'air (1000 °C à l'ambiant) entraîne une diminution du taux de recirculation et donc de la dilution des réactifs par les inertes des produits de combustion. 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 permettent de conclure que le régime de combustion sans flamme est possible avec de l'air à température ambiante. 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 les hautes températures des recirculations. Dans notre cas la



tel-00011087, version 2 - 29 Nov 2005

température des recirculations est égale à la température du four. L'étude de l'influence de la température du four a permis de mettre en évidence que la température du mélange réactif est liée à cette dernière. 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. 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'inflammation du mélange qui est fonction de sa composition.

L'augmentation du taux d'aération (1,1 à 2,2) 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 à l'extérieur des jets de combustible, jusqu'ici inexistante. Les conditions de réaction dans cette zone favorisent la formation de suies.

L'installation de laboratoire permet la variation d'une des dimensions de la chambre de combustion faisant ainsi varier le confinement de la flamme. L'augmentation du confinement diminue les recirculations provoquant une diminution de la dilution du mélange réactif. Le taux de dégagement de chaleur local augmente, entraînant des températures plus fortes, favorisant la formation du monoxyde d'azote par voie thermique. Une simulation numérique a permis de mettre en évidence que l'orientation de la réduction de dimension de la chambre de combustion, par rapport aux injections des réactifs, ne semble pas avoir d'influence sur les recirculations.

Il y a plusieurs voies de développement possibles de l'étude sur le régime de combustion sans flamme. Les mesures réalisées durant cette étude peuvent être complétées afin d'affiner l'analyse de ce régime de combustion. Décrire la combustion sans flamme comme un simple régime de combustion diluée ne permet pas de prendre en compte certaines évolutions de la cinétique chimique, notamment l'apparition éventuelle d'une réaction de craquage du méthane produisant un mélange constitué de monoxyde de carbone et de dihydrogène. Ce phénomène n'a pas pu être étudié durant nos travaux. Pour le mettre en évidence et le caractériser il serait nécessaire de mesurer les concentrations locales en $H_2$. De plus, il faudrait connaître les concentrations des espèces stables à l'équilibre aux températures rencontrées ainsi que les temps de résidence. Ces résultats seraient disponibles par une simulation numérique et la mesure des vitesses par PIV.



tel-00011087, version 2 - 29 Nov 2005

Les mesures menées durant cette étude ont permis d'établir que les oxydes d'azote ramenés par les recirculations n'étaient pas détectables dans les zones de combustion et que les conditions étaient favorables pour une réduction de ces derniers par un mécanisme de recombustion sans pour autant avoir pu le mesurer. Une simulation numérique permettrait de mettre en évidence ce mécanisme de recombustion. Cette simulation pourrait porter sur une flamme à contre courant avec de l'air vicié dont la composition et la température seraient comparables au produits de combustion recirculants.

Des mesures de LIF-OH en sortie de brûleur apporteraient des informations supplémentaires à celle obtenues lors des mesures semi-industrielles dans l'étude de la structure et de la stabilité de l'accrochage de flamme ainsi que l'impact des conditions de fonctionnement sur la zone primaire de réaction. Ces mesures, en corrélation avec des mesures de vitesse par PIV, permettraient de mettre en évidence l'influence de la fluctuation des champs aérodynamiques sur la structure de la zone de stabilisation.

Jusqu'à présent, les mesures ont été réalisées avec du gaz naturel. De nombreuses applications industrielles emploient d'autre gaz combustibles, comme le gaz de cokerie, les gaz de hauts fourneaux ou les bio-gaz. Par ailleurs, une des voies possibles pour pallier à la baisse et fin programmée des ressources en gaz naturel est l'adjonction, en concentration croissante, d'hydrogène. Des études menées avec ces différents combustibles permettraient de caractériser les conditions de stabilité du régime de combustion sans flamme et mettre en évidence de possibles différences de structure de flamme dans le cadre de ces applications.

Les caractéristiques géométriques des brûleurs employés pour les essais sont extrapolés du brûleur produit par *NFK*. Des études réalisés sur un brûleur avec des caractéristiques géométriques différentes permettraient de mettre en évidence leurs impacts sur la stabilisation de la réaction et sur le régime de combustion. Une étude sur la variation des diamètres d'injection, du rayon de congé et de l'entraxe d'injection, permettraient d'obtenir facilement des informations sur les conditions de mélanges, de dilution par les inertes et plus globalement sur le régime de combustion. Ceci pourrait être réalisé par simulation numérique. En se basant sur des résultats obtenus dans d'autres études et en les comparant au notre, nous avons établi que la disposition des injections influençait le mode d'accrochage de la flamme. Une étude sur des brûleurs extrapolés de brûleur produit par *WS* permettrait une étude plus détaillée du mode d'accrochage et de la structure de flamme dans ce cas. En outre, ces résultats seraient les premiers à avoir été obtenus en fonctionnement stationnaire, permettant ainsi une comparaison directe avec nos résultats.



tel-00011087, version 2 - 29 Nov 2005

Les mesures ont permis de mettre en évidence que l'apport de l'énergie d'activation de réaction, dans le mélange tripartie air / combustible / inertes, était apportée soit par les produits de combustion recirculant soit par l'air préchauffé. Les mesures ont montré que la température des recirculations était égale à la température des parois du four. Des mesures réalisées avec des températures de parois beaucoup plus faibles permettraient de définir de façon précise les limites d'existence du régime de combustion sans flamme et la transition vers l'extinction ou un autre mode de combustion.

La continuation de la caractérisation expérimentale de la combustion sans flamme est donc indispensable pour envisager la mise en œuvre de ce régime de combustion innovant à d'autres secteurs industriels voire d'autres domaines (production électrique, transport, résidentiel, tertiaire, etc. ).

tel-00011087, version 2 - 29 Nov 2005

tel-00011087, version 2 - 29 Nov 2005

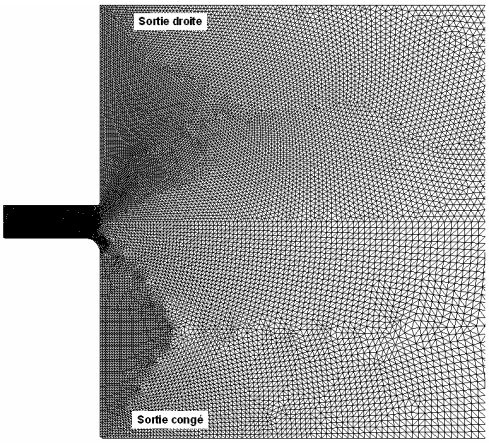
# ANNEXE 1 :
# Etude de l'influence du congé en sortie de veine d'air

La sortie de la veine d'air du brûleur NFK *HRS DL 2.5* du constructeur japonais *NFK* est pourvue d'un congé. Lors de la conception du brûleur de laboratoire, la question de savoir si ce congé devait être conservé ou non s'est posée. Pour répondre à cette question, et mettre en évidence son influence sur l'écoulement au sein de l'enceinte thermique, des simulations de l'écoulement avec et sans congé en sortie de veine ont été réalisées avec le code *FLUENT 6.1.22*. Ceci permet de mettre en évidence l'influence du congé sur la structure du jet et sur les recirculations externes et les dilutions.

## 1 CONDITIONS DE SIMULATION

La figure annexe 1-1 montre les deux conditions de simulations. La chambre est cylindrique. Ses dimensions et celle de la veine d'injection et d'évacuation sont conservées entre les deux cas et sont directement extrapolées de l'installation d'essais industriels. Dans le cas avec un congé en sortie, son rayon est égal à celui du brûleur commercial.

La simulation est effectuée avec de l'air. La géométrie est axisymétrique. Les conditions d'injection (températures et débits) sont identiques à celles des cas retenus pour les essais. L'évacuation est réalisée à pression atmosphérique et les parois sont considérées adiabatiques. La turbulence est modélisée par un modèle k-ε standard. Le maillage est de 17093 cellules pour les cas avec congé et 23734 cellules pour la sortie de brûleur droite.




a- Vue latérale des deux types d'injections

| | Sortie droite | Sortie congé |
|---|---|---|
| $\phi_{air}$ (mm) | 68 | |
| $\phi_{chambre}$ (mm) | 1000 | |
| $L_{chambre}$ (mm) | 4000 | |
| $\phi_{évacuation}$ (mm) | 68 | |
| $R_{congé}$ (mm) | - | 30 |
| $Q_{air}$ ($m^3$(n)/h) | 210 | |
| $T_{air}$ (°C) | 1000 | |

b- Caractéristiques géométriques des chambres de combustion

figure annexe 1-1 : Caractéristiques des deux chambres de combustion et conditions de simulation

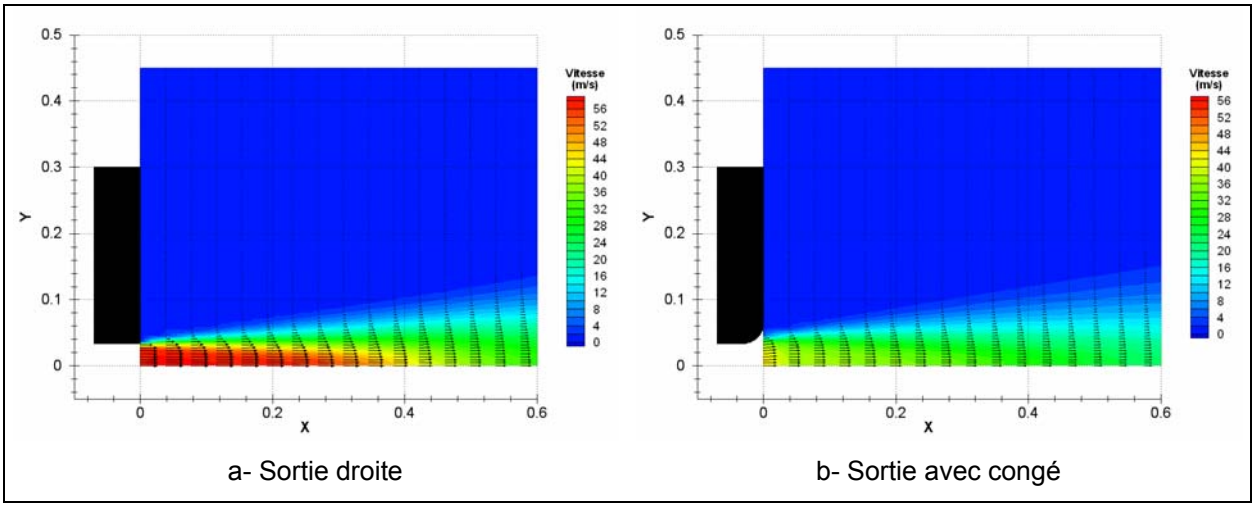


tel-00011087, version 2 - 29 Nov 2005

## 2 STRUCTURE DU JET

La figure annexe 1-2 présente les champs de vitesses obtenus avec et sans congé en sortie de veine d'air.

La présence du congé en sortie de veine entraîne la disparition du cône potentiel à la base du jet. Par ailleurs, la vitesse sur l'axe, en sortie d'injecteur, diminue de 30% avec le congé.




a- Sortie droite b- Sortie avec congé

figure annexe 1-2 : Comparaison des vitesses moyennes

Un des moyens de caractériser un jet est l'étude de l'évolution du rapport $U_0/U_m$, sur l'axe du jet, (Beer- 1972) où :

- $U_0$ est la vitesse axiale, sur l'axe, à la base du jet (x = 0)
- $U_m$ est la vitesse axiale du jet, sur l'axe à une abscisse donnée.

La figure annexe 1-3 présente l'évolution de ce rapport en fonction de l'abscisse réduite x/d, où d est le diamètre de l'injecteur.

Pour la courbe de l'injecteur dépourvu de congé, on retrouve le plateau correspondant au cône potentiel, sur une distance équivalente à 4 fois le diamètre de l'injecteur. Lorsque le jet se développe, dans la zone de transition, on retrouve l'évolution linéaire caractéristique d'un jet rond, sur une distance correspondant à 5 fois le diamètre.

La présence du congé modifie fortement l'évolution de la vitesse. Il n'y a plus de plateau correspondant au cône potentiel et la vitesse décroît brusquement en sortie de l'injecteur. Il n'y a plus de rupture de pente entre la zone de transition et la région correspondant au cône potentiel, mais le passage d'une région à une autre semble se réaliser progressivement. Par la suite, on retrouve une évolution linéaire.



tel-00011087, version 2 - 29 Nov 2005

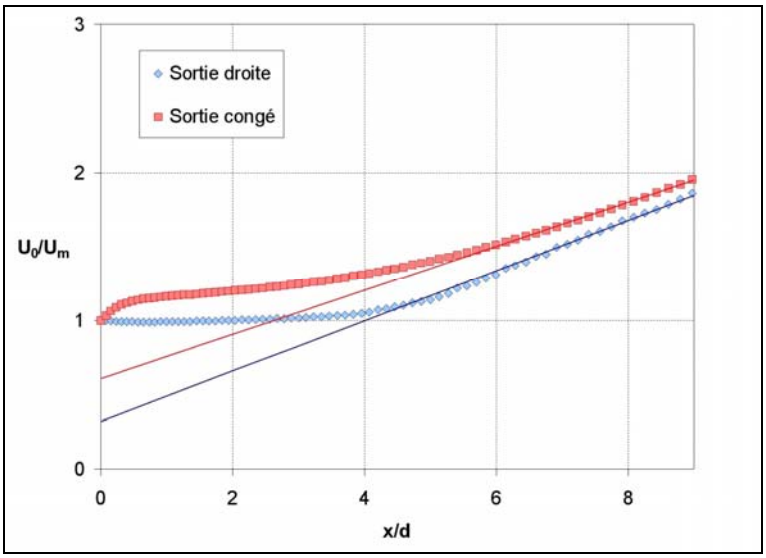



figure annexe 1-3 : Evolution de la vitesse axiale normalisée

L'intersection entre l'abscisse et la droite extrapolée de la partie linéaire des courbes donne l'origine apparente du jet rond. La présence du congé a tendance à faire reculer l'origine apparente du jet, puisque entre les deux abscisses il y a un rapport 2.

En sortie d'injecteur, l'ouverture du jet ne semble pas être influencée par le congé. Pour vérifier cette constatation, on peut étudier l'évolution de la taille du jet pour les deux injecteurs. La figure annexe 1-4 présente l'évolution axiale du rapport r/d, où :

- r est le rayon où la vitesse devient nulle
- d est le diamètre de l'injecteur.

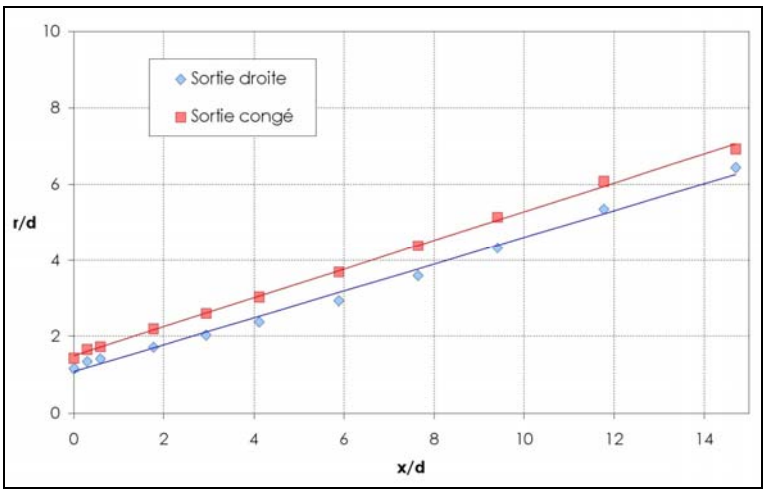



figure annexe 1-4 : Comparaison entre les deux ouvertures de jet

Les deux courbes suivent la même évolution linéaire et sont parallèles. Le jet en sortie de l'injecteur pourvu d'un congé est plus large que dans le cas d'une sortie droite. Si dans le cas d'une sortie droite, la droite coupe l'axe des ordonnées à une fois le diamètre, dans le

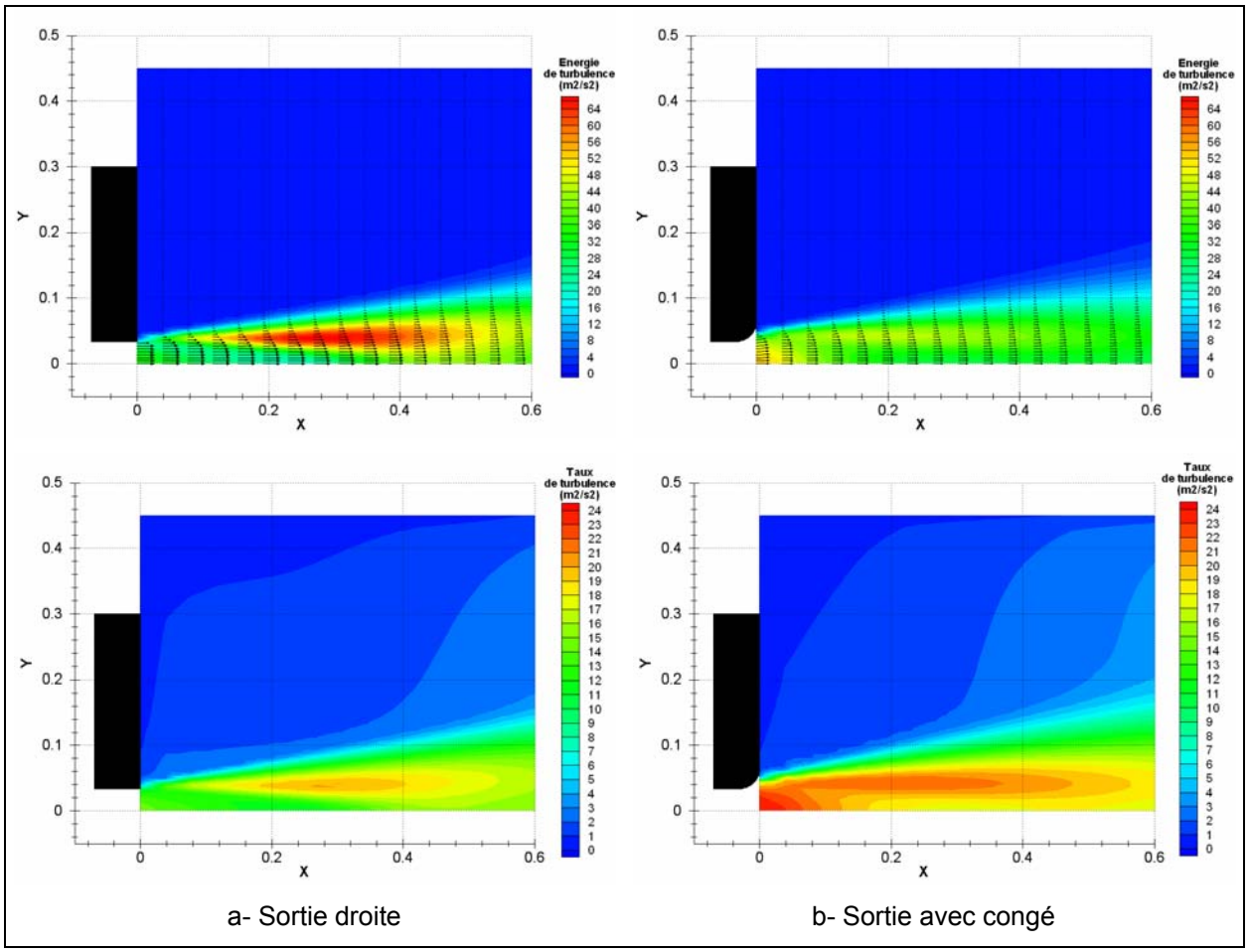


tel-00011087, version 2 - 29 Nov 2005

cas d'une sortie équipée d'un congé, la droite coupe l'axe à 1,5 fois le diamètre. La présence du congé semble donc augmenter le rayon "apparent" de l'injecteur.

En revanche, la comparaison des vitesses des deux jets montre que l'augmentation du diamètre apparent ne se retrouve pas dans le rapport des deux vitesses débitantes, Celui-ci n'étant pas égal au carré du rapport des diamètres apparents.

Le changement de la structure du champ dynamique en sortie d'injecteur a des répercussions sur la turbulence. La figure annexe 1-5 présente la comparaison entre les énergies et les taux de turbulence pour les deux sorties.




a- Sortie droite

b- Sortie avec congé

figure annexe 1-5 : Comparaison des énergies et taux de turbulence

L'énergie de turbulence diminue globalement. Cette diminution est plus particulière dans la couche de mélange, sur le bord du jet. Le taux de turbulence ne décroît pratiquement pas sur le bord du jet mais augmente fortement à sa base. Cela entraîne un changement des conditions de mélange dès la base du jet.



tel-00011087, version 2 - 29 Nov 2005

## 3 RECIRCULATION ET ENTRAINEMENT

La diminution de la vitesse débitante due à l'ajout d'un congé en sortie d'injection entraîne une diminution de l'impulsion du jet. Cela entraîne une modification de la recirculation externe.

La figure annexe 1-6 présente les champs de vitesses axiales et les lignes de courants obtenus dans les deux cas d'injection. La présence d'un congé en sortie de veine entraîne un déplacement amont de la zone de recirculation.

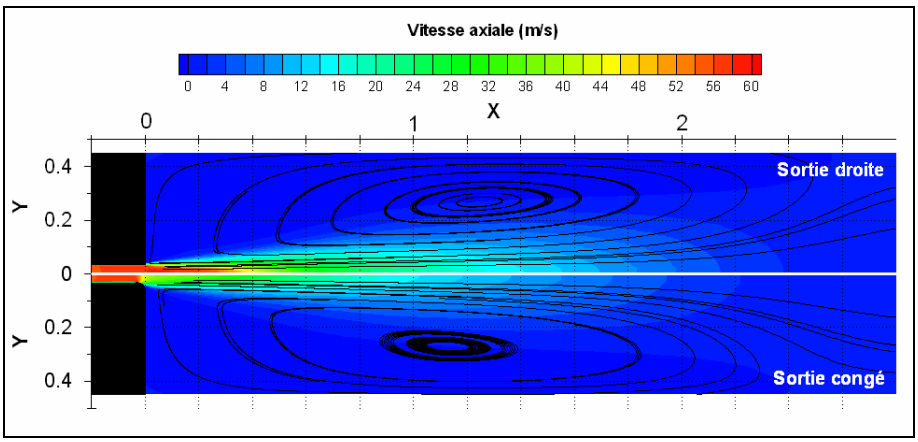
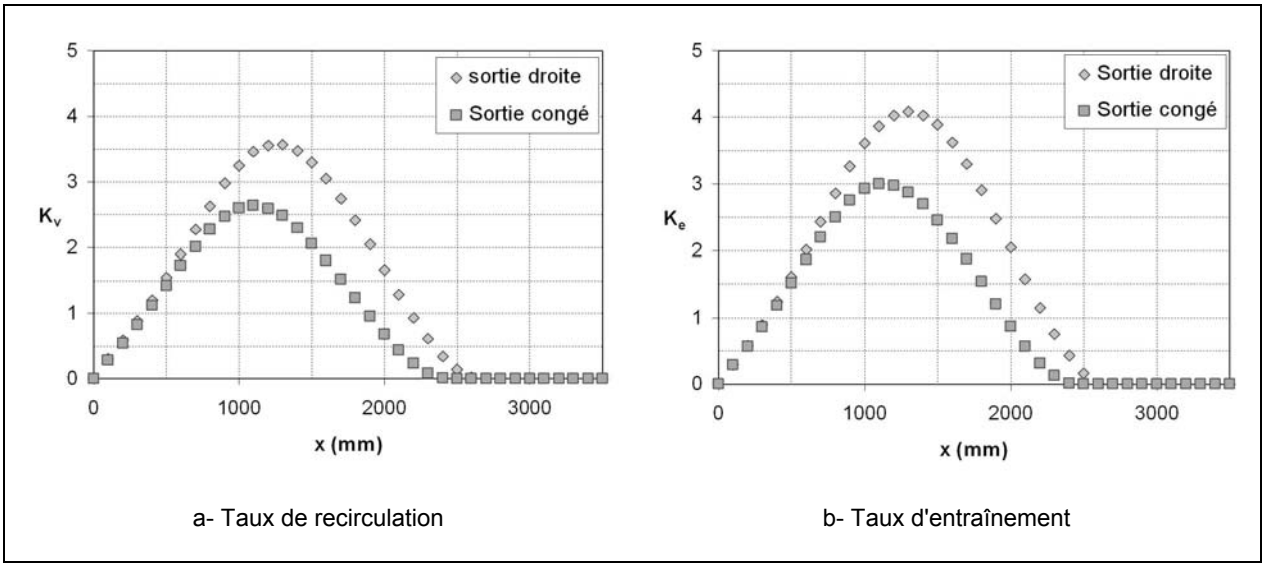



figure annexe 1-6 : Champs de vitesse axiale et lignes de courant

A partir des champs de vitesses moyennes, il est possible de calculer l'évolution des taux de recirculation et d'entraînement dans les deux cas. La figure annexe 1-7 présente les résultats des ces calculs. Il y a un déplacement amont du maximum de la recirculation de l'ordre de 3 diamètres. Ce déplacement amont de la recirculation s'accompagne d'une diminution des taux de recirculation et d'entraînement de l'ordre de 30%.




a- Taux de recirculation

b- Taux d'entraînement

figure annexe 1-7 : Evolution axiale des taux de recirculation et taux d'entraînement



tel-00011087, version 2 - 29 Nov 2005

Cette diminution du taux de recirculation peut se retrouver par la théorie de Craya-Curtet en considérant deux injections de diamètres différents (1d et 1,5d) tout en conservant l'ensemble des autres paramètres. Après calcul on trouve que la diminution du taux de recirculation est de l'ordre de 38%, avec un congé.

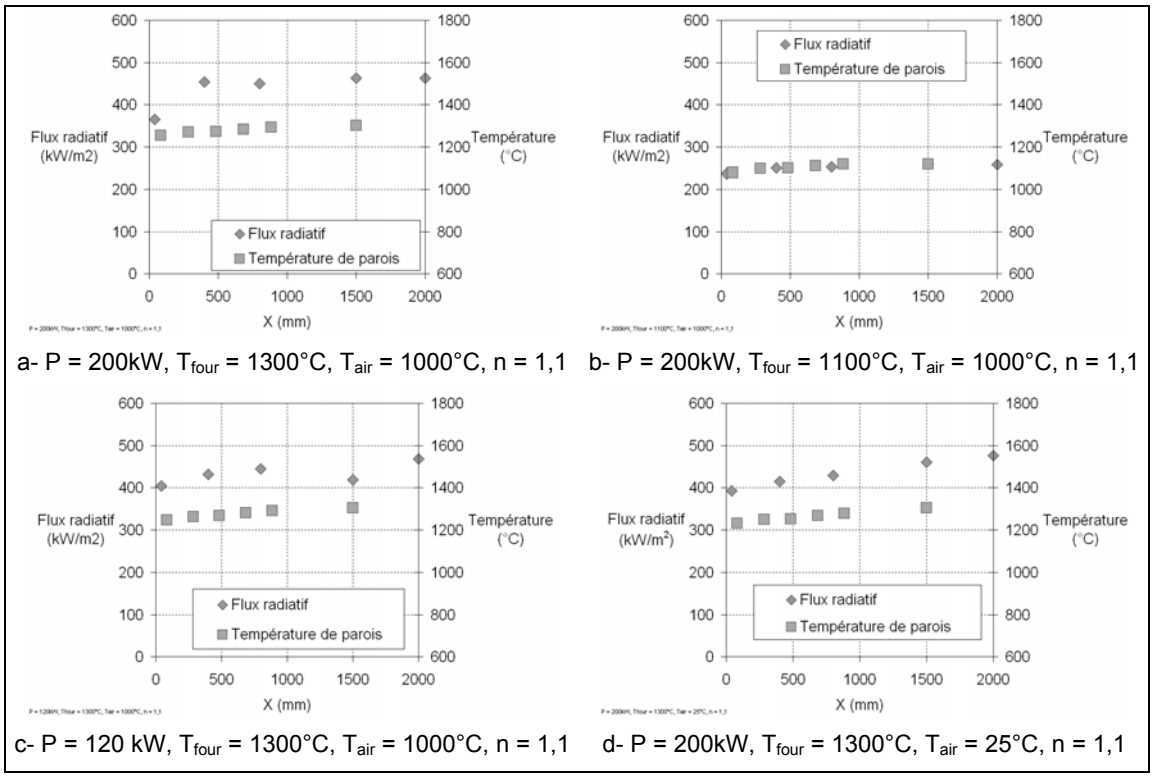
On peut en conclure que le congé a plutôt un effet défavorable sur le régime de combustion sans flamme où on cherche à avoir une recirculation des produits de combustion maximum, alors que la présence du congé la diminue. Cependant, la seconde caractéristique de l'écoulement avec congé est la forte diminution de la turbulence dans la zone de couche de mélange à la frontière du jet. Ce point est sans doute intéressant si on souhaite privilégier la dilution du comburant par les produits de combustion avant le mélange avec le combustible, et la réaction de combustion.

La présence du congé ayant effectivement un effet sur la structure de l'écoulement, il a donc été choisi de le conserver sur le brûleur de laboratoire.

tel-00011087, version 2 - 29 Nov 2005

# ANNEXE 2 :
# Caractérisation du transfert radiatif

La figure annexe 2-1 présente les résultats des mesures de densité de flux radiatif réalisées pour différents points de fonctionnement ainsi que les températures mesurées en voûte.




a- P = 200kW, $T_{four}$ = 1300°C, $T_{air}$ = 1000°C, n = 1,1

b- P = 200kW, $T_{four}$ = 1100°C, $T_{air}$ = 1000°C, n = 1,1

c- P = 120 kW, $T_{four}$ = 1300°C, $T_{air}$ = 1000°C, n = 1,1

d- P = 200kW, $T_{four}$ = 1300°C, $T_{air}$ = 25°C, n = 1,1

figure annexe 2-1 : Mesures de flux radiatifs

A l'examen des résultats, on constate que le flux mesuré ainsi que la température en voûte sont homogènes en fonction de la distance par rapport au brûleur.

On mesure un flux de l'ordre de 400-450 kW/m$^2$ pour une température de four de 1300 °C et autour de 250 kW/m$^2$ pour une température de four égale à 1100 °C.

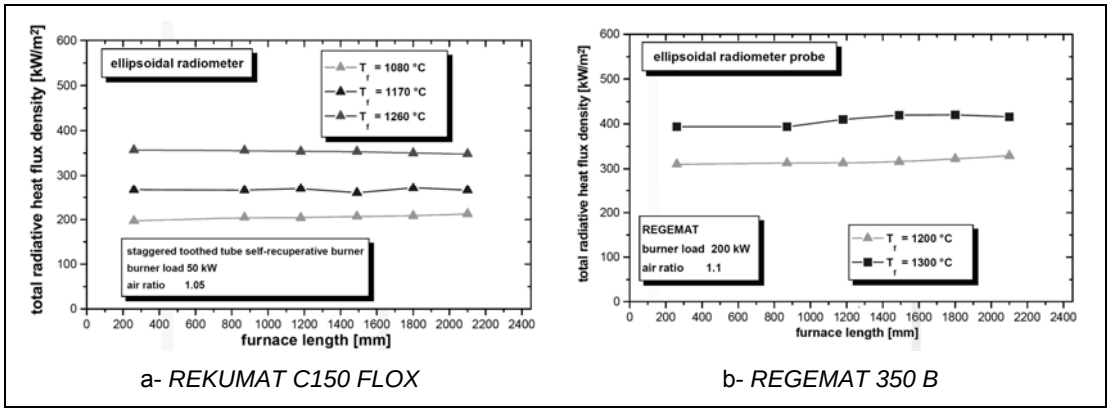
Les mesures de flux radiatifs pour ce régime de combustion sur une installation industrielle ou semi-industrielle, où sont indiquées la densité de flux mesurée ainsi que la température des parois internes du four, sont assez rares. Des mesures de densité de flux ont été réalisées sur une installation semi-industrielle de la *FRIF* avec un brûleur de type NFK (Weber - 2000), au sein du *GWI* (Brune - 2001, Flamme - 2001) et à l'Institut Polytechnique de Mons (Pesenti - 2003), avec un brûleur *WS REGEMAT* dans les deux cas.



tel-00011087, version 2 - 29 Nov 2005

Les mesures réalisées au *GWI* concernent des essais réalisés sur un brûleur *WS REKUMAT C150 FLOX* (figure annexe 2-2-a) et un brûleur *WS REGEMAT 350 B* (figure annexe 2-2-b).

Dans le premier cas, ils mesurent des densités de flux égales à 200 kW/m$^2$ ($T_{four}$ = 1080 °C), 250 kW/m$^2$ ($T_{four}$ = 1170 °C) et 350 kW/m$^2$ ($T_{four}$ = 1260 °C). Avec le brûleur *REGEMAT*, ils mesurent 300 kW/m$^2$ ($T_{four}$ = 1200 °C), 400 kW/m$^2$ ($T_{four}$ = 1300 °C). Ces mesures montrent, que la densité de flux radiatif est homogène sur la longueur du four pour ce mode de fonctionnement.




a- *REKUMAT C150 FLOX* b- *REGEMAT 350 B*

figure annexe 2-2 : Densité de flux mesurées lors des essais réalisés au *GWI* (Brune - 2001)

La figure annexe 2-3 présente les mesures de flux obtenues lors des essais réalisés à l'Institut Polytechnique de Mons (Pesenti - 2003). On peut remarquer que si le flux radiatif augmente légèrement, les valeurs obtenues sont très inférieures à celle mesurées au *GWI*.

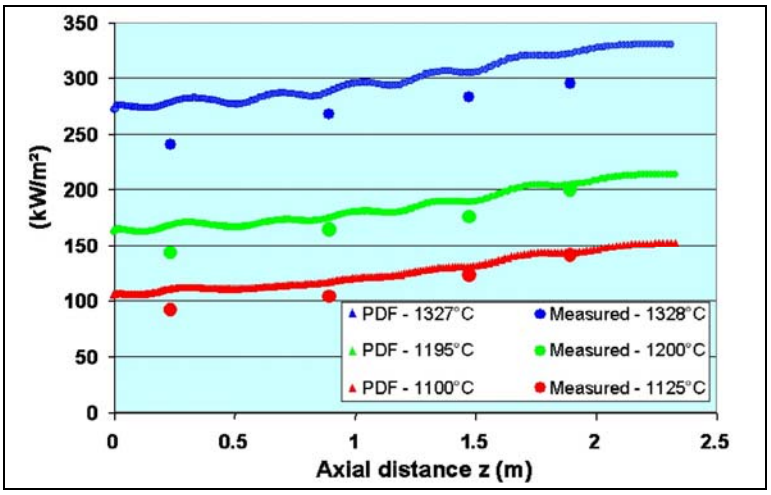



figure annexe 2-3 : Densité de flux mesuré lors des essais réalisés à l'Institut Polytechnique de Mons (Pessenti - 2003).

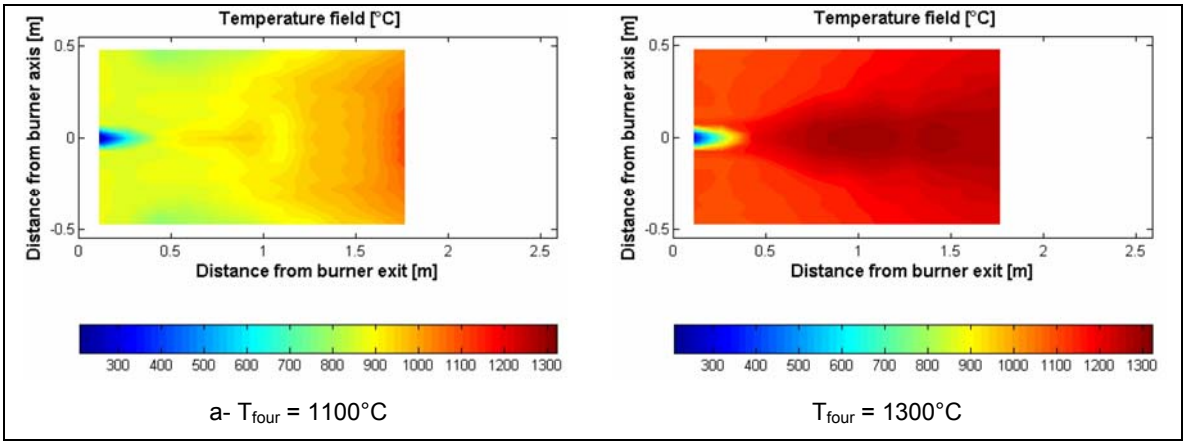
Cette différence peut s'expliquer par la définition des températures de référence. Dans le cas des essais réalisés par Pesenti, la température de référence est prise égale à la



tel-00011087, version 2 - 29 Nov 2005

température mesurée sur l'axe du four et dans la cheminée. Dans le cas des essais du *GWI*, la température de référence correspond à la température des parois.

La figure annexe 2-4 présente les mesures locales de température réalisées sur la même installation (Lupant - 2004). Les températures proches des parois sont légèrement inférieures à celle mesurées au centre de la chambre, de l'ordre de 200 °C. Par ailleurs on note que les températures proches des parois augmentent lorsqu'on s'éloigne du brûleur, expliquant ainsi la légère augmentation du transfert radiatif en fonction de l'abscisse.




a- $T_{four}$ = 1100°C  $T_{four}$ = 1300°C

figure annexe 2-4 : Mesures locales de température (Lupant - 2004)

La figure annexe 2-5 présente les résultats des mesures effectuées à la station de recherches de la *FRIF* sur un four équipé d'un brûleur d'essais stationnaire *NFK* fonctionnant à 580 kW (Weber - 2000). Les auteurs mesurent une densité de flux globalement homogène et comprise entre 300 kW/m$^2$ et 350 kW/m$^2$, pour une température de four de 1175 °C. D'après Orsino, ces valeurs sont bien supérieures à celles obtenues dans le cas d'une combustion classique (Orsino - 2001). Weber conclut que la totalité du four se comporte comme un corps noir émettant à la température des parois (Weber - 2000).

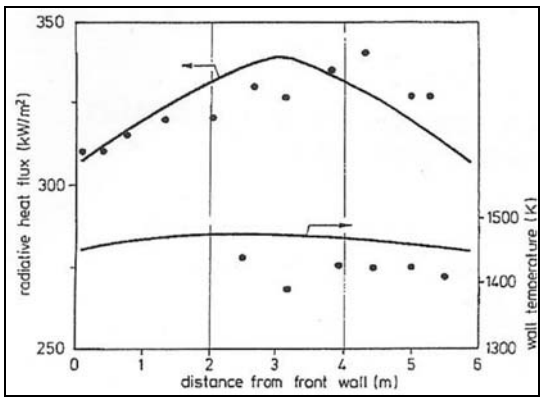
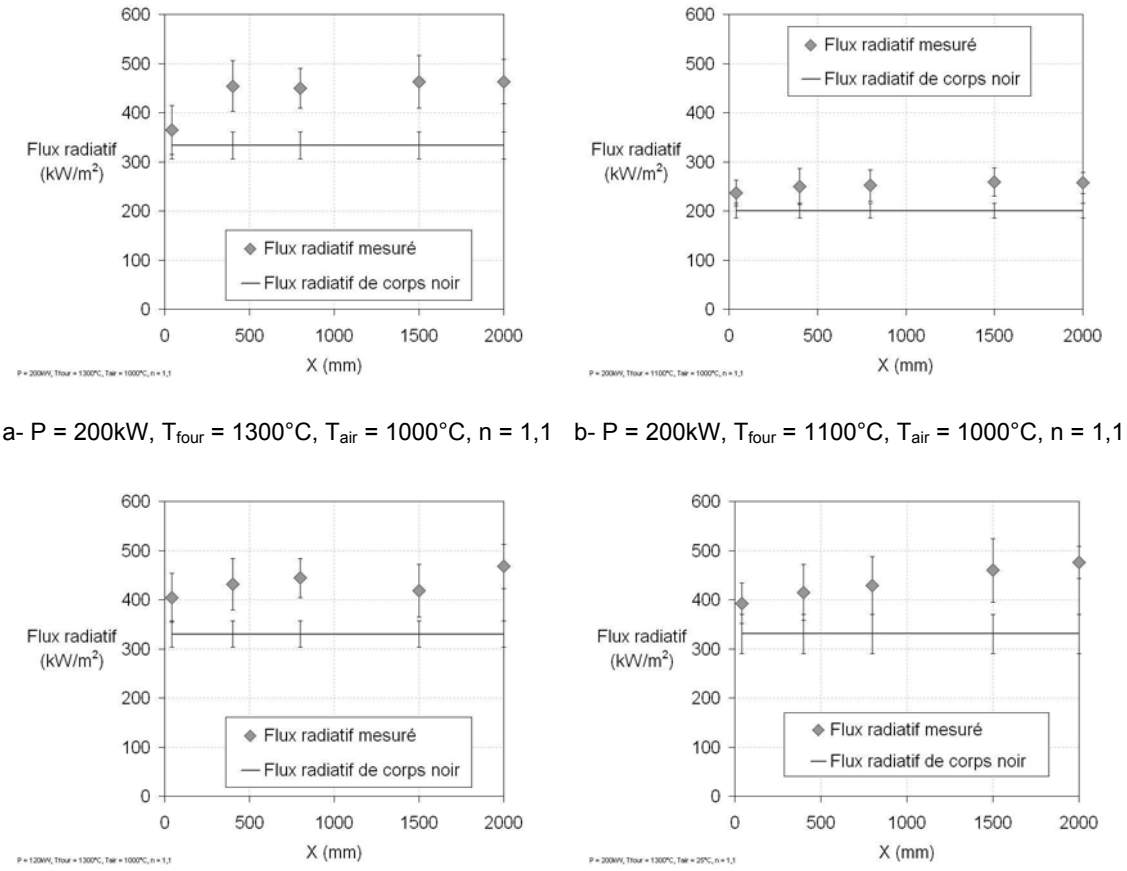



figure annexe 2-5 : Densité de flux et température de parois mesurées lors des essais réalisés à la *FRIF* (Weber - 2000)



tel-00011087, version 2 - 29 Nov 2005

En fait, le flux mesuré est supérieur au flux émis par un corps noir à la température des parois. La différence entre ces flux est de l'ordre de 100 kW/m$^2$ à 150 kW/m$^2$ suivant les cas (figure annexe 2-6). Cela indique que la part de flux radiatif provenant du domaine gazeux n'est pas négligeable et qu'il doit être homogène dans la chambre de combustion.




a- P = 200kW, $T_{four}$ = 1300°C, $T_{air}$ = 1000°C, n = 1,1 b- P = 200kW, $T_{four}$ = 1100°C, $T_{air}$ = 1000°C, n = 1,1

c- P = 120 kW, $T_{four}$ = 1300°C, $T_{air}$ = 1000°C, n = 1,1 d- P = 200kW, $T_{four}$ = 1300°C, $T_{air}$ = 25°C, n = 1,1

figure annexe 2-6 : Comparaison entre flux mesuré et flux radiatif de corps noir calculé à partir des températures de voûte



tel-00011087, version 2 - 29 Nov 2005

# BIBLIOGRAPHIE

***AEE* (Agence Européenne pour l'Environnement)**, "Signaux de l'*AEE* 2004 - Mise à jour de l'Agence européenne pour l'environnement sur des questions sélectionnées", Office des publications officielles des Communautés européennes, Luxembourg, 2004

***AEE* (Agence Européenne pour l'Environnement)**, "L'environnement en Europe : Deuxième évaluation", Office des publications officielles des Communautés européennes, Luxembourg, 1998

**J. B. Adolfi, C. Ellul, S. Santos, F. Frinking, P. Hoppesteyn**, "*Experimental results from the HEC-EEC furnace and burners firing natural gas*", IFRF (International Flame Research Foundation) Doc. n° F108/y/2, septembre 2004.

**M. Barrère, S. Barrère**, "*Etude spectrographique d'une flamme stabilisé dans un écoulement*", La recherche aéronautique, n° 67, 1959, pp 11-19.

**J.M. Beér, N.A. Chigier**, "Combustion aerodynamics", Applied Science and Publisher Ltd., 1972.

**J.M. Beér**, "Minimizing NOx emissions from stationary combustion; reaction engineering methodology", Chemical Engineering Science, Vol 49, n° 24A, 1994, pp 4067-4083.

**W. Blasiak, T. Dobski, S. Lille, M. Mörtberg, N. Rafidi**, "*Combustion test in a test furnace equipped with high temperature air combustion mode*", 2nd international seminar on high temperature combustion in industriel furnaces, 17-18 janvier 2000, Jernkontoret-KTH, Stockholm, Suède.

**C.T. Bowman**, "*Kinetics of pollutant formation and destruction in combustion*", Progress in Energy and Combustion Science, Vol. 1, 1975, pp. 33-45.

**P. Boineau**, "*Modélisation et étude expérimentale des sources acoustiques entropiques en combustion turbulente : application au calcul de l'émission sonore d'une flamme turbulente non prémélangée*", thèse, Université de Poitiers, 1997.

**D. Bradley K.J. Matthews**, "*Measurement of gas temperatures with fine wire thermocouples*", Journal Mechanical Engineering Science, Vol 10 N°4, 1968, pp299-305, 1968.

**M. Brune**, "Optimization of the Energy Efficiency of Thermal Process Plants - Experimental investigations

at *GWI* test furnace", Second ETA –Meeting, 12 décembre 2001.

**E.M. Bulewicz**, "*Some observations on chemiluminescence and chemi-ionization in flames*", Combustion and Flame, Vol 11, 1967, pp 297-308.

**R. Curtet**, "*Confined jets and recirculated phenomena with cold air*", Combustion and Flame, Vol 2, 1958, pp 383-411.

**G.M. Choi, M Katsuki**, "*Chemical kinetic study on the reduction of nitric oxide in highly preheated air combustion*", 29th Symposium (International) on combustion, Combustion Institute, 2002, pp 1165-1171.



tel-00011087, version 2 - 29 Nov 2005

**B. Cain, T. Robertson, J Newby**, "*The development and application of direct fuel injection techniques for emissions reduction in high temperature furnaces*", 2nd international seminar on high temperature combustion in industriel furnaces, 17-18 janvier 2000, Jernkontoret-KTH, Stockholm, Suède.

**S. Candel**, "*Mécanique des fluides*", Dunod, 1990.

**A. Cavaliere, M. De Joannon**, "*Mild Combustion*", Progress in Energy and Combustion Science, Vol. 30, 2004, pp. 369-366.

**A. Cavaliere, M. De Joannon, R. Ragucci**, "Physical and chemical aspects of the mild combustion. Examples related to gas turbine combustion", 4th International Symposium on High Temperature Air Combustion and Gasification, ENEA, Rome, 2001.

**M. W. Chase, C. A. Davies, et al.**, "*JANAF Thermochemical Tables*", American Chemical Society, American institute of Physics, 1985.

**M. Chevalier**, "*Energie, le début de la fin*", Alternative économique, n°215, Juin 2003.

**M. Chevalier**, "*Energie : mission impossible*", Alternative économique, Hors série n°58, 4ième trimestre 2003.

**D. Clerc**, "*Le pétrole met le feu*", Alternative économique, n°230, novembre 2004.

**E.T. Child, K. Wohl**, "Spectrophotometric studies of laminar flames –I. The decay of radical radiation", 7th Symposium (International) on combustion, Combustion Institute, 1959, pp 215-220.

**B. B. Dally, A. N. Karpetis, R. S. Barlow**, "Structure of turbulent non-premixed jet flames in a diluted hot coflow", 29th Symposium (International) on combustion, Combustion Institute, 2002, pp 1147-1154, 2002.

**M. De Joannon, A. Saponaro, A. Cavaliere**, "Zero Dimensional Analysis of diluted oxidation of methane in rich conditions", 28th Symposium (International) on combustion, Combustion Institute, 2000, pp 1639-1646.

**M. De Joannon, A. Cavaliere, R. Donnarumma, R. Ragucci**, "*Dependence of autoignition delay on oxygen concentration in mild combustion of high molecular weight parafin*", 29th Symposium (International) on combustion, Combustion Institute, 2002, pp 1139-1146.

**G.G. De Soete**, "Kinetics of combustion and combustion related nitrogen chemistry", cours de DEA "Energétique et Aérothermochimie", 2002, Rouen.

**G.G. De Soete**, "*Overall Reaction Rates of NO and $N_2$ Formation from Fuel Nitrogen*", 15th Symposium (international) on combustion, Combustion Institute, 1975, pp 1093-1102.

**E. Esposito**, "Température et composition des gaz brûlés", Technique de l'ingénieur, Génie énergétique, A 1610, 1991, pp 1-10.

**C. Elichegaray**, "*Impact général des oxydes d'azote sur l'homme et l'environnement*", NOXCONF 2001, La pollution atmosphérique d'origine industrielle, 2001.

**B. Eyglunent**, Manuel de thermique – théorie et pratique, Hermes, 1992

**EUROSTAT** : Statistiques concernant l'Union européenne : http://epp.eurostat.cec.eu.int.



tel-00011087, version 2 - 29 Nov 2005

**J.J. Feese, S.R. Turns**, "Nitirc oxide emission from laminar diffusion flames : effects of air-side versus fuel-side diluent addition", Combustion and Flame, Vol 113, 1998, pp 66-78.

**L. Ferrand**, "*Modélisation et expérimentation des fours de réchauffage sidérurgiques équipés de brûleurs régénératifs à oxydation sans flamme*", Thèse, Ecole des mines de Paris, 2003.

**E. Filtopoulos**, "*Mesure de température dans une flamme de diffusion turbulente*", rapport de stage, GDF-N° 93M190509, I.N.S.A de Rouen, Novembre 1989.

**M Flamme**, "*New opportunities for improvement of energy efficiency in process technology*", 2nd international seminar on high temperature combustion in industrial furnaces, 17-18 janvier 2000, Jernkontoret-KTH, Stockholm, Suède.

**M. Flamme, M. Brune, U. Konold, A. AL-Halbouni, A. Scherello, R. Giese**, "*Optimisation of the energy efficiency of industrial furnaces*", 4th high temperature air combustion and gasification symposium, 26-30 novembre 2001, Rome, Italie.

**M. Flamme, A. Al-Halbouni, J.G.. Wünning, V. Scherer, M. Schlieper, M. Aigner, R. Lückerath, B. Noll, N. Peters, R. Stöhr, B. Binninger**, "*Low Emission Gas Turbine Combustors Based on Flameless Combustion*", European Combustion Meeting, 25-28 octobre 2003, Orléans, France.

**N. Fricker, A. Williams, E. Hampartsoumian**, "*What data is available on the emissivity of firebrick and refractories as a function of temperature ?* ", IFRF (International Flame Research Foundation) Online Combustion Handbook, Combustion File n°148, février 2003.

**N. Fricker, P. Roberts**, "*How do I measure velocity in an industrial scale flame using a Laser Doppler Velocimeter (LDV) ?* ", IFRF (International Flame Research Foundation) Online Combustion Handbook, Combustion File n°140, mai 2003.

**F. Finking,** "*Laser based measurements of HEC-EEC burner and furnace*", IFRF (International Flame Research Foundation) Doc. n° F108/y/1, mars 2004.

**F. Finking, S. Santos, P. Hoppesteyn**, "*LSV and LDA measurements of the HEC-EEC burner and furnace*", 14th IFRF (International Flame Research Foundation) Member's conference, Noordwijkerhout, Pays Bas, 11-14 mai 2004.

**T. Fujimori, D. Riechelmann, J. Sato**, "Effect of liftoff on $NO_x$ emission of turbulent jet flame in high-temperature coflowing air", 27th Symposium (International) on combustion, Combustion Institute, 1998, pp 1149-1155.

**T. Fujimori, Y. Hamano, J. Sato**, "*Radiative heat loss and $NO_x$ emission of turbulent jet flames in preheated air up to 1230 K*", 28th Symposium (International) on combustion, Combustion Institute, 2000, pp 455-461.

**A. M. Galbiati, A Cavigiolo, A. Effuggi, D. Gelosa**, R. Rota, "Mild combustion for Fuel NOx reduction", Combustion Science and Technology, Vol 176, 2004, pp 1035-1054.

**GASUNIE,** "*Physical properties of natural gas*", N.V Nederlandse Gasunie, juin 1988.

**A.G. Gaydon,** "*The Spectroscopy of Flames*", Chapman and Hall, London - 1957.



tel-00011087, version 2 - 29 Nov 2005

***GIEC*, Groupe d'experts Intergouvernemental sur l'Evolution du Climat**, "*Changements climatiques 2001 : Rapport de synthèse*", 13ième session du *GIEC*, 24-29 septembre 2001, Wembley, Royaume-Uni.

**G. Gouesbet**, "*Ecoulements turbulents*", Cours de DEA Energétique et Aérothermochimie de l'université de Rouen, 2000.

**A. K. Gupta**, "Trend in High Temperature air combustion in overseas and future scope", Forum on high performance industrial furnace and boiler, 8-9 mars 1999, Tokyo, pp 67-73.

**Y. Hardalupas, M. Orain**, "Local measurements of the time dependent heat release rate and equivalent ratio unsing chemiluminescence emission from a flame", Combustion and Flame, Vol 139, 2004, pp 188-207.

**T. Hasegawa, R. Tanaka**, "*New application of excess enthalpy combustion*", Science and Technology of Combustion, Vol1, n°4, 1994, pp 265-273.

**T. Hasegawa, M. Katsuki**, "*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, pp 27-42.

**T. Hasegawa**, "*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, pp 59-66.

**A. Hayhurst, D.B. Kittelson**, "*Heat and mass transfert considerations in the use of electrically heated thermocouples of iridium versus an iridium/rodium alloy in atmospheric pressure flames*", Combustion and Flame, Vol 28, pp301-317, 1977.

**R.H. Hekkens**, "*Isothermal CFD model of the HEC burner and furnace*", IFRF (International Flame Research Foundation) Doc. n° G108/y/1, juillet 2004.

**R.H. Hekkens, M. Mancini**, "Non-i*sothermal CFD model of the HEC burner and furnace*", IFRF (International Flame Research Foundation) Doc. n° G108/y/2, septembre 2004.

**R.H. Hekkens, M. Mancini**, "CFD modelling of high efficiency combustion", 14th IFRF (International Flame Research Foundation) Member's conference, Noordwijkerhout, Pays Bas, 11-14 mai 2004.

**J.O. Hinze, B.G. Van Der Hegge Zijnen**, "*Transfer of heat and matter in the turbulent mixing zone of an axially symmetrical jet*", Applied Science Research. 1949, A-1, pp 435-461

**D. Honoré, D. Jaffré, M. Perrin, K. Mokaddem, J.C. Rolon, A. Susset**, "*Imaging technique as new tools for experimental study of industrial natural gas flames*", 1998 International gas research conference, 1998, pp 399-410.

**D. Honoré, P.F. Miquel, M. Toquard, A. Quinqueneau**, "Detailed in-flame measurement techniques as an advanced tool for industrial flame analysis. Application to a model glass melting burner", Joint Flame Days of the British and French Committees of the FRIF – "Control of flames and combustion processes", Guernsey, Royaumes Unis, 1998,

**P. Hoppesteyn, M. Boss**, "*High Efficiency Combustion programme development HEC phases 1 and 2 planning report*", IFRF (International Flame Research Foundation) Doc. n° D108/y/1, Juillet 2002.



tel-00011087, version 2 - 29 Nov 2005

**H.C. Hottel, A.F. Sarofim**, Radiative transfer, McGraw Hill, 1967.

**IEA (International Energy Agency),** "*World Energy Outlook*", second edition, novembre 2002.

**T. Ishi, C. Zhang, S. Sugiyama,** "*Numerical Simulations of Highly Preheated Air Combustion in a Industrial Furnace* ", Journal of Energy Ressources Technology, Vol 120, 1998, pp 276-284.

**T. Ishiguro, S. Tsuge, T. Furuhata, K. Kitagawa, N. Arai, T. Hasegawa, R. Tanaka, A. K. Gupta,** "Homogenisation and stabilization during combustion of hydrocarbons with preheated air", 27th Symposium (International) on combustion, Combustion Institute, 1998, pp 3205-3213.

**M. Katsuki, T. Hasegawa**, "*The science and technology of combustion in highly preheated air*", 27th Symposium (International) on combustion, Combustion Institute, 1998, pp 3135-3146.

**J.O. Keller, K. Saito**, "Measurments of the combusting flow in a pulse combustor", Combustion Science and Technology, Vol 53, 1987, pp 137-163.

**J.H. Kent, R.W. Bilger**, "*Turbulent diffusion flames*", 14th Symposium (International) on combustion, Combustion Institute, 1972, pp 615-625.

**T. Kolb, P. Jansohn, W. Leuckel**, "*Reduction of Nox emission in turbulent combustion by fuel-staging / effect of mixing and stoichiometry in the reduction zone*", 22nd Symposium (International) on combustion, Combustion Institute, 1988, p 1193-1203.

**M. Kösters, M. Flamme**, "*Advanced measurement techniques and the used equipment at GWI*", communication privée, 2005.

**K.K. Kuo**, "*Principle of combustion*", John wiley & son, NY, 1986.

**S. Kumar, P. J. Paul, H. S. Mukunda**, "*Studies on a new high-intensity low-emission burner*", 29th Symposium (International) on combustion, Combustion Institute, 2002 pp 1131-1137.

**K. Labbaci, D. Stepowski, G. Cabot, M. Trinité**, "*Conditionnal LDV in turbulent diffusion flames*", 4th Symposium international on applied of laser anemometry to fluid mechanics", 1988.

**N. Lalleman, A. Soyre, R. Weber**, "*Evolution of emissivity correlations for $H_2O$–$CO_2$–$N_2$/air mixture and coupling with solution methods of the radiative transfer equation*". Prog Energy Combust Sci, Vol 22, 1996, pp 543–574.

**N. Larass**, "*Caractérisation expérimentale des champs thermiques et dynamiques de la combustion dans une chaudière domestique modèle*", thèse, Université de Rouen, 2000.

**C. J. Lawn**, "Distributions of Instantaneous Heat Release by the Cross-Correlation of Chimiluminescents Emissions", Combustion and Flame, Vol 123, 2000, pp 227-240.

**Y.F. Lin, M.J. Sheu**, "*Interaction of parallel turbulent plane jet*", AIAA (American Institute of Aeronautics and Astronautics.) journal, Vol 29, n°9, 1991, pp 1372-1373.

**D. Lupant, B pessenti, P. Evrard, P Lybaert**, "*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.



tel-00011087, version 2 - 29 Nov 2005

**C. Maurey**, "*Etude expérimentale de la stabilisation des flamme de diffusion turbulente monophasique par mesures simultanées du champ dynamique et des zones réactives*", Rapport de stage du DEA d'Energétique et Aérothermochimie de l'Université de Rouen, 1997.

**P.F. Miquel, N. Larass and M. Perrin, F. Lasagni, M. Beghi, S. Hasko, M. Fairweather, G. Hargrave, G. Sherwood, H. Levinsky, A.V. Mokhov, H. de Vries, J.P. Martin, J.C. Rolon, L. Brenez and P. Scouflaire, D.I. Shin, G. Peiter, T Dreier and H.R. Volpp**, "*Detailed measurements in an idealized and a practical natural gas household boiler*", 1998 International gas research conference, 1998, pp 461-472.

**A. Milani, D. Nelli**, "*LowNO$_x$ combustion technique applied to steelworks plants firing gas and oil*", Journal of the Institute of Energy, Vol 65, 1992, pp 35-40.

**A. Milani A., G.V. Salamone, J.G. Wünning**, "*Abatement of fuel consumption with compact regenrative burners in energy intensive furnaces*", EC THERMIE Programme, avril 1998.

**A. Milani, A. Saponaro,** "*Diluted combustion technologies*", IFRF (International Flame Research Foundation) Combustion Journal, Article n° 200101, Février 2001.

**S. Mochida, T. Hasegawa**, "*Development of a combustion diagnostic method on advanced industrial furnaces making use of high temperature air combustion*", Forum on high performance industrial furnace and boiler, 8-9 mars 1999, Tokyo, pp 106-111.

**S. Mochida, T. Araoke, T. Hasegawa, A.K. Gupta**, "*Invisible – HiTAC – flame control for improving steam reformer heating performa using ionization monitoring technique*", AFRC/ JFRC Joint Conference, Maui, Hawaii, USA, 10-14 octobre 2004.

**G. Monnot, A. Feugier, F.Le Bouc, F. Mauss, C. Meyer, E Perthuis, G De Soete**, "*La combustion dans les fours et les chaudières*", TECHNIP, 1978.

**K. Murai, M. Taga, K. Akawaga**, "An experimental study on the confluence of two dimensional jets", Bulletin of the JSME (Japan Society Mechanical Engineering), Vol 19, n° 134, 1976, pp 958-964.

**H.N. Najm, P.H. Paul C.J. Mueller, P.S. Wyckoff**, "On the adequacy of certain experimental observable as measurements of flame burning rate", Combustion and Flame, Vol 113, 1998, pp 312-322.

**F. Neveu**, "*Mesures simultanées de la température et de la vitesse dans une flamme turbulente non prémélangée méthane-air stabilisée par un brûleur de type bluff-body*", thèse, Université de Rouen, 1994.

**S. Orsino, R. Weber**, "*numerical simulation of combustion of natural gas with high temperature air*", Combustion Science and Technology, Vol 170, 2001, pp 1-34.

**B. Pesenti, P. Evrard, P. Lybaert**, "*NOx production and radiative heat transfert from an autoregenerative flameless oxidation burner*", 4$^{th}$ International Symposium on High Temperature Air Combustion and Gasification, ENEA, Rome, 2001.

**B. Pesenti, P. Evrard, O. Sorriau, P. Lybaert**, "*NO$_x$ production and heat transfer from a self-regenerative flameless oxidation burner*", European Combustion Meeting, 25-28 octobre 2003, Orléans, France.

**O.Piepers**, "*Development of modern ultra-low NOx process burners based on jet-theory and a simplified NOx model*", International Gas Research Conference, Amsterdam, pays bas, novembre 2001



tel-00011087, version 2 - 29 Nov 2005

**T. Plessing, N. Peters, J. Wünning**, "*Laseroptical investigation of highly preheated combustion with strong exhaust gas recirculation*", 27th Symposium (International) on combustion, Combustion Institute, 1998, pp 3197-3204.

**A. Quinqueneau,** "*Formation et réduction des émissions d'oxydes d'azote des brûleurs industriels : Etude bibliographique* ", Probatoire de thèse du Conservatoire National des Arts et Métiers, CNAM, Paris, 1992.

**A. Quinqueneau, A Touzet, M. Oger**, "*Experimental studies on regenerative industrial burners operating in the flameless oxidation mode*", 13th IFRF (International Flame Research Foundation) Member's conference, Noordwijkerhout, Pays Bas, 15-18 mai 2001.

**A. Quinqueneau**, "*La combustion sans flamme – Equipement d'aujourd'hui et de demain, synthèse des travaux de recherche et développement de Gaz de France"*, Colloque de la recherche de Gaz de France : Combustion propres pour l'industrie, Saint Denis, France, 22 novembre 2001.

**N. Rafidi, W. Blasiak**, "*Measurements of Flue Gases Compositions and Flame Volume in a High Temperature Air Combustion (HiTAC) Furnace*", Finnish-Swedish Flame Days, Vaasa, Finlande, September 2002.

**J. Rey-Debove, A. Rey**, "*le petit Robert*", Nouvelle édition du petit Robert de Paul Robert, Dictionnaire le petit Robert.

**F.P. Ricou, D.B. Spalding**, "*Measurement of entrainment by turbulent jets*", Journal of Fluid Mechanics, Vol 11, 1960, pp 21-32.

**M. Rivas, E.C. Zabetta**, "*How do I calculate thermal NOx formation using the Zeldovich mechanism ?*", IFRF (International Flame Research Foundation) Online Combustion Handbook, Combustion File n°40, 2003.

**G.J. Rortveit J.E Hustad, S.C. Li, A. Williams**, "Effect of diluents on $NO_x$ formation in hydrogen counterflow flames", Combustion and Flame , Vol 130, 2002, pp 48-61.

**J. Ruan, H. Kobayashi, T. Niioka T, Y. Ju**, "*Combined effects of nongray radiation and pressure on premixed ($CH_4/O_2$)$CO_2$ flames*", Combustion and Flame, Vol 124, 2001, pp 225–230.

**L. Salentey**, "*Etude expérimentale du comportement d'un brûleur à jets séparés. Application à la combustion gaz naturel – oxygène pur*", thèse, Université de Rouen, 2002.

**J.M. Samaniego, F.N. Egolfopoulos, C.T. Bowman**, "*$CO_2$ chemiluminescence in premixed flames*", Combustion Science and Technology, 109, 1995, pp 183-203.

**J.C. Sautet**, "*Effet des différences de densités sur le développement scalaire et dynamique des jets turbulents*", thèse, Université de Rouen, 1992.

**M.D. Scadron, I. Warshawsky**, "*Experimental determination if time constants and Nusselt for bare wire thermocouple in high velocity air streams and analytic aproximation of conduction and radiation errors*", National Advisory Committee for Aeronautics, Tecnical note 2599, 1952.

**J.P. Smart, W.L. van de Kamp, M.E. Morgan**, "*The effect of burner scale on NOx emissions from a swirl stabilized pulverized coal burner*", Fuel, Vol 69, n° 11, 1990, pp 1350-1355.



tel-00011087, version 2 - 29 Nov 2005

**J.P. Smart, D.J. Morgan**, "*Exploring the effect of employing different scaling criteria on swirl stabilised pulverised coal burner performance*", Combustion Science and Technology, Vol 100, 1994, pp 331-343.

**D.B. Spalding**, "*Colloquium on modelling principles*", 9th Symposium (International) on combustion, Combustion Institute, 1962, pp 833-843.

**A. Susset**, "Développement de traitements d'images pour l'étude de la stabilisation de flamme turbulentes non-prémélangées générées par des brûleurs industriels modèles", Thèse, Université de Poitiers, 2002.

**R. Tanaka**, "New progress of energy saving technology toward the 21th century", 11th IFRF (International Flame Research Foundation) Members Conference, Nordwijkerhout, mai 1995.

**M.W. Thring, M.P.Newby**, "*Combustion length of enclosed turbulent jet flame*", 4th International Symposium on Combustion, pp 789-796, Baltimore, 1953.

**M. Toquard, D. Honoré, P.F. Miquel, P. Meunier, F. Anterion**, "*Etude détaillée d'une flamme non-prémélangée d'un brûleur double impulsion gaz de verrerie*", Congrès de la SFT, Marseille, 1998.

**B. Trentini**, "*Aciéries - Évolution des procédés*", Technique de l'ingénieur, Elaboration et recyclage des métaux, M7600, 1991, pp 1-12.

**K. Uenishi, T. Tatsuda**, "*Research on Preheated Air Combustion*", Japanese Flamme Days 97, Osaka, 16-17 mai 1997.

**K. Uenishi, M. Tsujishita, M. Nishigaki, T. Tatsuda**, "*Research for $NO_x$ formation in preheated air combustion using laser diagnostics*", International Gas Research Conference, San Diego, Californie, Etats Unis, 8-11 novembre 1998.

**UNFCC** : United Nations Framework Convention on Climate Change : http://ghg.unfccc.int/.

**A.L. Verlaan, S. Orsino, N. Lallemant, R. Weber**, "*Fluid Flow and Mixing in a Furnace Equipped with the Low NOx Regenerative Burner of Nippon Furnace Kogyo* ", High Efficiency Combustion Programme - High Temperature Air Combustion, IFRF (International Flame Research Foundation) Doc. n° F46/y/1, mars 1998.

**J. Wang, T. Niioka**, "*The effect of radiation reabsorption on NO formation in CH4/air counterflow diffusion flames*", Combustion Theory Modelling, Vol 5, 2000, pp 385–398.

**R. Weber**, "Energy efficient and environmentally friendly technologies for furnaces and boilers", Forum on high performance industrial furnace and boiler, Tokyo, 8-9 mars 1999, pp 31-38.

**R. Weber, A.D. Verlan, S. Orsino, N. Lallement**, "On emerging furnace design methodology that provides substantial energy saving and drastic reduction in $CO_2$, CO end $NO_x$ emissions", Journal of the Institute of Energy, Vol 72, 1999, pp 77-83.

**R. Weber, S. Orsino, N. Lallemant, A.D. Verlan**, "*Combustion of natural gas with high- temperature air and large quantities of flue gas*", 28th Symposium (International) on combustion, Combustion Institute, 2000, pp 1315-1321.

**J.O. Wendt, C.V. Sternling, M.A. Matovich**, "Reduction of sulfur trioxyde and nitrogen oxide by secondary fuel injection",14th Symposium (International) on combustion, Combustion Institute, 1972, pp 897-904.



tel-00011087, version 2 - 29 Nov 2005

**J.A. Wünning, J.G. Wünning**, "*Burners for flameless oxidation with low-$NO_x$ formation even at maximum air preheat*", Gas Wärme International, Vol 10, 1992, pp 438-444.

**J.A. Wünning, J.G. Wünning,** "*Regenerative burner using flameless oxidation*", International Gas Research Conference, Cannes, France,1995.

**J.A. Wünning, J.G. Wünning**, "*Flameless oxidation to reduce thermal NO-formation*", Progress in Energy and Combustion Science, Vol 23, 1997, pp 81-84.

**J.G. Wünning,** "*Flameless combusiton in the thermal process technology*", 2nd international seminar on high temperature combustion in industrial furnaces, 17-18 janvier 2000, Jernkontoret-KTH, Stockholm, Suède.

**T. Yamauchi**, "*Outline of high performance industrial furnace and boiler development project* ", Forum on high performance industrial furnace and boiler, 8-9 mars 1999, Tokyo, pp 2-12.

**M.G. Zabetakis**, "*Flammability characteristics of combustible gases and vapours*", U.S. Department of the interior, Bureau of Mines, Bulletin 627, 1965.

**R. Zevenhoven, P. Kilpinen**, "Control of pollutants in flue gases and fuel gases", Picaset Oy, Espoo (ISBN 951-22-5527-8), 2001 (ouvrage téléchargeable sur www.hut.fi/~rzevenho/books.html).

tel-00011087, version 2 - 29 Nov 2005

tel-00011087, version 2 - 29 Nov 2005

tel-00011087, version 2 - 29 Nov 2005

tel-00011087, version 2 - 29 Nov 2005

## ETUDE EXPERIMENTALE DES CHAMPS DYNAMIQUES ET SCALAIRES DE LA COMBUSTION SANS FLAMME

La combustion sans flamme est un mode de combustion innovant dans le domaine des économies d'énergie et de la réduction des émissions polluantes, qui reste toutefois encore peu étudié. L'objectif de cette étude est de caractériser ces mécanismes par une étude expérimentale. La première étape de cette étude a été réalisée sur une installation d'essais semi-industrielle. Différents moyens de mesure dans la flamme ont été utilisés pour caractériser le mode d'accrochage de la flamme, la structure des zones de réactives, les recirculations des produits de combustion et leur impact sur la combustion et les émissions polluantes. Parallèlement, une installation d'essais de laboratoire à été mise en place. La caractéristique essentielle de cette installation est la possibilité de changer une des dimensions de la chambre tout en gardant identiques les conditions opératoires. Différents paramètres (puissance, température de l'air, température des parois, taux d'aération, confinement de la flamme) sont modifiés afin de caractériser leur impact sur le régime de combustion sans flamme.

Les résultats montrent que la flamme peut être divisée en deux zones. Alors que la réaction principale se situe où le jet d'air et de gaz naturel se rejoignent, une première zone réactive est aussi observée dans la zone de recirculation interne, assurant la stabilisation de la flamme. La recirculation des produits de combustion est mise en évidence et quantifiée à partir des résultats des mesures dans la flamme. Entraînées par l'écoulement principal, ces recirculations induisent une importante dilution dans les zones réactives, où la concentration en CO et la température restent à de faibles niveaux. Les oxydes d'azote sont principalement produits par voie thermique, mais restent très faibles. Par ailleurs, un mécanisme de réduction dans la flamme des oxyde d'azote présents dans les recirculations peut être observé. L'étude paramétrique montre que si la puissance n'a pas d'influence sur le régime de combustion, la combustion sans flamme est possible avec de l'air non préchauffé. Par ailleurs, une augmentation du taux d'aération réduit la dilution de la zone réactive par les inertes. Pour de fortes augmentations du taux d'aération, on peut observer l'apparition d'une troisième zone de réaction à l'extérieur des jets de gaz naturel ; on quitte alors le régime de combustion sans flamme.

**Mots Clefs :** Combustion sans flamme, brûleurs régénératifs, fours, oxydes d'azote, recirculation.

## EXPERIMENTAL STUDY OF SCALARS AND DYNAMICS FIELDS OF THE FLAMELESS COMBUSTION

Flameless combustion is an innovating combustion mode in the domain of the energy savings and pollutants emissions reducing, which is not yet fully explained. The aim of this study is to characterize its mechanisms from experimental investigations. Complementary, an experimental facility has been built at laboratory scale. The unique characteristics of this facility are the possible easy change of one of combustion chamber dimensions while keeping same other operating conditions. First part of the study has been performed at semi-industrial scale. Several in-flame measurements have been performed to characterize the flame stabilisation mode, reactive zone structure, the flue gas recirculation and its effect on combustion and $NO_x$ emissions. Different parameters (thermal input, air temperature, wall temperature, excess air ratio, flame confinement) have been changed in order to characterize their effects on flameless combustion regime.

Results show that the flame can be divided in two zones. Whereas the main reaction occurs when central air and external natural gas high velocity jets merge, a first reactive zone is also observed in the internal recirculation zone, assuring flame stabilization. Flue gas recirculation is also pointed out and quantified from in-flame measurements. Re-entrained in the main flow, these recirculating gases induce large dilution in the main reactive region where CO concentration and temperature remain at low levels. Nitrogen oxides are mainly produced by the thermal NO process. Moreover, a reduction mechanism in the flame of recirculating NO can be observed. The parametric study shows that if the changing of the thermal input has not effect on the combustion regime, the flameless combustion is achievable with no preheated air. However, an increase of excess air ratio increase reduces the reactive zone dilution by inert gas. For highs excess air ratio, we can observe a third reaction zone in the external part of the natural gas jets.

**Keywords:** flameless combustion, regenerative burners, furnaces, nitrogen oxides, recirculation.