



HAL
open science

Oxycombustion avec préchauffage des réactifs pour la valorisation des gaz à bas pouvoir calorifique

Abou Ba

► **To cite this version:**

Abou Ba. Oxycombustion avec préchauffage des réactifs pour la valorisation des gaz à bas pouvoir calorifique. Autre. Normandie Université, 2017. Français. NNT : 2017NORMR006 . tel-01537115

HAL Id: tel-01537115

<https://theses.hal.science/tel-01537115>

Submitted on 12 Jun 2017

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.



Normandie Université

THESE

Pour obtenir le diplôme de doctorat

Spécialité Physique Energétique

Préparée au sein de l'Université de Rouen Normandie

**OXYCOMBUSTION AVEC PRECHAUFFAGE DES REACTIFS POUR LA
VALORISATION DES GAZ A BAS POUVOIR CALORIFIQUE**

**Présentée et soutenue par
Abou BÂ**

**Thèse soutenue le 15 mars 2017
devant le jury composé de**

Mme Dany ESCUDIE	Directrice de Recherche, CETHIL, CNRS	Rapporteur
M. Paul LYBAERT	Professeur, Faculté Polytechnique de Mons (Belgique)	Rapporteur
Mme Françoise BAILLOT	Professeure, CORIA, Université de Rouen Normandie	Examinatrice
M. Olivier GICQUEL	Professeur, EM2C, Ecole Centrale de Paris	Examinateur
M. Remi TSIAVA	Directeur de Programme R&D Combustion, Air Liquide	Examinateur
M. Ludovic FERRAND	Responsable Efficacité Energétique, CMI Industry	Examinateur
M. David HONORE	Maître de Conférences, CORIA, INSA Rouen Normandie	Co-directeur de thèse
Mme Armelle CESSOU	Directrice de Recherche, CORIA, CNRS	Directrice de thèse

Thèse dirigée par Armelle CESSOU, Directrice de Recherche CNRS et David HONORE, Maître de conférences INSA Rouen Normandie



Merci ...

A ma mère...

Ma pensée toujours se tourne vers toi,
La tienne à chaque fois accompagne mes pas.
Comme j'aimerais encore être dans ta chaleur, être enfant près de toi...
Merci, merci pour tout ce que tu fis pour moi,
Ton fils si loin, si près de toi.
(C.L.)

Le travail rapporté dans ce mémoire est le résultat d'un séjour de trois ans et demi au laboratoire CORIA dans le cadre d'une étude collaborative avec le Centre de Recherche Paris Saclay d'Air Liquide et CMI Greenline Europe. Ces années de thèse furent un vrai voyage initiatique qui ne s'est pas tout le temps déroulé sur un « long fleuve tranquille ». Elles ont été investissement et sacrifice avant de concourir à une fin heureuse, et m'ont beaucoup apporté tant sur le plan scientifique qu'humain.

Malgré mes efforts personnels, la réalisation de ce travail n'aurait pas été possible sans l'aide de beaucoup de personnes. Le moment est venu pour moi de les remercier, non sans embarras, car ma gratitude ne saurait résumer tout ce que je dois à ceux qui m'ont entouré durant toutes ces années.

En premier lieu je remercie Mourad Boukhalfa, maintenant ancien directeur du CORIA, qui m'a accueilli au sein du laboratoire depuis mon stage de fin d'étude jusqu'à la fin de la troisième année de thèse. Je tiens ici à lui adresser mes remerciements pour ses précieux conseils et sa disponibilité mais également toute ma reconnaissance pour sa confiance, son écoute et pour tout le soutien qu'il m'a apporté.

Il me semble qu'un travail de thèse se mesure aussi à la qualité et à la compétence des personnes amenées à le juger. Je suis très honoré et reconnaissant que le professeur Olivier Gicquel ait présidé mon jury de thèse. Je remercie également vivement Dany Escudié et Paul Lybaert qui m'ont fait l'honneur de rapporter cette thèse malgré les délais et un emploi du temps chargé. Je remercie aussi mon ancienne professeure Françoise Baillet d'avoir accepté de juger mon travail. Ma gratitude va également à Rémi Tsiava et Ludovic Ferrand, d'Air Liquide et de CMI Greenline Europe respectivement, avec qui j'ai pu interagir tout au long de la thèse et qui, en évaluant ce travail, ont apporté toute leur expertise industrielle. Soyez tous remerciés pour l'intérêt que vous avez porté à mes travaux de recherche et pour vos remarques constructives lors de la soutenance.

Rien de ce que j'ai tenté de réaliser ici n'aurait pu être envisagé sans la qualité de l'encadrement dont j'ai bénéficié tout au long de cette thèse. Je voudrais adresser un grand merci à mes directeurs de thèse, Armelle Cessou et David Honoré, pour leur gentillesse, leur disponibilité, leur rigueur, leur confiance qu'ils m'ont accordée et pour tout leur soutien surtout pendant les périodes de « S.O.S » où les problèmes techniques m'ont beaucoup fait douter. Au-delà de leurs nombreuses qualités scientifiques dont j'ai largement bénéficié, leurs qualités humaines ont grandement participé à me faire grandir personnellement et ont fait de cette thèse une expérience professionnelle épanouissante. Je leur témoigne ici toute mon amitié et toute ma reconnaissance pour cette expérience passée à leur côté. Je voudrais aussi exprimer tout particulièrement mon immense gratitude à David Honoré pour toute l'aide apportée lors des expérimentations où il me fallait plus de bras que je n'en ai... Sa disponibilité, sa sympathie et son positivisme à toute épreuve m'ont bien souvent permis de surmonter les épreuves qui ont jalonné cette thèse.

Je remercie également toutes les personnes avec qui j'ai travaillé dans le cadre du projet « CALOHRY », notamment tout le personnel du Centre de Recherche Paris Saclay d'Air Liquide (Rémi, Youssef, Faustine, Xavier, Sarah, Pascal, Jacky, Momo, Bernard, Jean...) pour leur sympathique accueil au sein de leur structure et pour leur aide

précieuse lors des différentes campagnes d'essais semi-industriels. Ma gratitude va tout particulièrement à Niomar Marcano pour sa gentillesse, sa disponibilité et son soutien tout au long de ce travail et pour nos discussions scientifiques et non scientifiques qui ont rendu les journées d'essais agréables.

Cette thèse expérimentale n'aurait pas pu se faire sans l'aide précieuse des membres du personnel administratif et technique du laboratoire CORIA. Un grand merci à Florence, Anne-Marie, Thierry, Aurélie, Nathalie (x2) pour mes nombreuses demandes souvent dans l'urgence. Merci également à Christophe, Valérie, Shirley et sans oublier évidemment ma Christine pour sa gentillesse et sa bonne humeur à toute épreuve et pour tout le soutien qu'elle m'a témoigné durant ces années de thèse passées au laboratoire.

Je voudrais aussi remercier à travers Benjamin tout le personnel de l'atelier pour la rapidité et qualité du travail réalisé. Une mention spéciale à celui sans qui les expériences menées au laboratoire n'auraient jamais eu lieu, mon Jack (Jacky Galle) pour tout le travail effectué sur l'installation mais surtout pour sa patience légendaire et sa bonne humeur malgré mes sollicitations souvent dans l'urgence. J'espère que tu sais à quel point je te suis reconnaissant pour tout e ton aide. Merci aussi à tous ceux qui ont concouru à la réalisation du dispositif expérimental (Bruno, Ludo, Touti...) et également au service métrologie, Carole et Franck, pour leur aide précieuse pour les montages optiques. Merci également au service informatique, Cédric et Guillaume, pour m'avoir souvent libéré des problèmes informatiques. Toutes ces équipes représentent une grande part de la force du laboratoire CORIA.

Je remercie aussi tout particulièrement les doctorants qui ont fait de ces années un réel plaisir avec de nombreuses découvertes. Une pensée particulière à mes collègues successifs de bureau : Sébastien, Hassan A. (pas assez de pages pour parler de toi et de ta vision particulière du monde ^^), Hassan B., Rihab, Florestan (Mr Guichard). Merci également à tous les camarades du midi et autres doctorants anciens comme nouveaux : Petra, Franck, Irfan (Mr TT-BB), Javier, Julien, J-B, Marcos, Sarah, Edouard, Thomas... Je garderai en mémoire les nombreux échanges que l'on a pu avoir sur des sujets variés, toutes les soirées (maison, bar, resto...) qu'on a partagées pendant toutes ces années.

J'adresse également un grand merci à Bertrand, Corine et Amath pour leur disponibilité et leur aide précieuse et pour tous les échanges scientifiques et leur retour d'expérience.

Enfin, je souhaite bien sûr remercier ma famille et mes amis qui m'ont accompagné pendant ces trois ans et demi, que dis-je, depuis toujours, et qui ont en quelque sorte vécu cette thèse avec moi malgré les milliers de kilomètres qui nous séparent. Je voudrais toutes et tous les remercier pour leur soutien, leur encouragement et leurs prières. Un grand Merci en particulier à mon père, à Moussa, Pape, Ouleye, Ablaye et Aliou et à mes proches qui ont pu faire le déplacement pour me soutenir : mon oncle Mbarougou et mon cousin Baba. Je voudrais aussi remercier tout particulièrement la famille Cyr (Alain, Maryse, Delphine, Philippe, Nicolas, Céline...) pour leur soutien et leurs encouragements, sans oublier tous les bons moments passés à leurs côtés, qui ont contribué à mon épanouissement et m'aident à combler le vide d'une famille éloignée.

Enfin je termine ces remerciements, par celle qui a fait de moi quelqu'un de meilleur. Mes pensées vont naturellement vers toi, Amandine. Merci pour ton amour et ton affection, pour ta patience et ta compréhension dans les moments difficiles de ces années de thèse. A Ma Mady, à qui je souhaite témoigner ici tout mon amour.

Table des matières

<i>Introduction</i>	10
<i>Chapitre 1 : Revue bibliographique</i>	14
1.1. Les combustibles à bas pouvoir calorifique.....	14
1.1.1. Gaz de synthèse : Biogaz et Syngaz	14
1.1.2. Les gaz résiduels industriels	19
1.1.3. Propriétés de flammes des combustibles à faible pouvoir calorifique.....	21
1.2. Les spécificités de l'oxycombustion	24
1.2.1. Définition et objectifs de l'oxycombustion	24
1.2.2. Applications dans l'industrie.....	26
1.3. Le préchauffage du combustible et/ou du comburant.....	29
1.4. Généralités sur les flammes de jets non-prémélangées turbulentes.....	34
1.4.1. Jets coaxiaux circulaires	34
1.4.2. Couches de mélange et structures tourbillonnaires	34
1.4.3. Structures de flammes de diffusion turbulentes.....	37
1.5. Mécanismes de stabilisation des flammes de diffusion turbulentes	39
1.5.1. Interaction chimie-turbulence.....	39
1.5.2. Influence des dimensions du brûleur : importance de la lèvre du brûleur	43
1.5.3. Notion de vitesse convective	45
<i>Chapitre 2 : Calculs des propriétés thermodynamiques d'oxy-flammes de gaz à bas pouvoir calorifique</i> .	47
2.1. Outils numériques.....	47
2.1.1. Présentation du solveur.....	47
2.1.2. Bilan global de combustion d'un mélange réactif.....	49
2.2. Présentation des différentes configurations de calcul.....	51
2.2.1. Equilibre thermodynamique 0D	51
2.2.2. Libre propagation de flamme laminaire de prémélange 1D	52
2.2.3. Flammes de diffusion en configuration de jets opposés 1D	53
2.3. Mécanismes cinétiques.....	55
2.3.1. Schémas cinétiques testés pour les calculs de propriétés d'oxy- flammes de gaz à bas PCI avec préchauffage des réactifs	56
2.3.2. Sensibilité aux schémas cinétiques et choix du mécanisme adapté.....	59
2.4. Influence du préchauffage des réactifs sur les propriétés de flammes BFG-O ₂	62
2.4.1. Température adiabatique et espèces chimiques à l'équilibre	62

2.4.2. Propagation laminaire de flamme et épaisseur thermique.....	65
2.4.3. Réponse à l'étirement de flammes de diffusion.....	73
Chapitre 3 : Dimensionnement d'un oxy-brûleur de laboratoire pour la combustion de gaz de rejets industriels à bas PCI avec récupération de la chaleur des fumées.....	75
3.1. Description de quelques concepts simples sur les configurations de brûleur industriel.....	75
3.2. Caractéristiques de la configuration du brûleur.....	77
3.3. Conditions nominales de fonctionnement et paramètres de dimensionnement.....	78
3.4. Stratégie de dimensionnement.....	79
3.5. Conception et contraintes de fabrication.....	86
Chapitre 4 : Dispositif expérimental et instrumentation.....	92
4.1. Installation expérimentale de combustion.....	92
4.1.1. Système d'alimentation et de régulation des fluides.....	92
4.1.2. Caractéristiques des systèmes de préchauffage.....	96
4.1.3. Présentation générale du four.....	100
4.1.4. Procédure d'allumage de l'oxy-flamme de BFG.....	101
4.2. Instrumentation et diagnostics mis en œuvre.....	103
4.2.1. Mesures de flux thermiques.....	103
4.2.2. Analyse des fumées.....	104
4.2.3. Bilan thermique.....	105
4.2.4. Chimiluminescence.....	108
4.2.5. Vélocimétrie par imagerie de particule (PIV).....	112
Chapitre 5 : Etude expérimentale des oxy-flammes de combustible à bas PCI sans préchauffage des réactifs.....	126
5.1. Caractérisation des différentes structures d'oxy-flammes de BFG.....	126
5.1.1. Diagramme de stabilité du brûleur tri-coaxial.....	126
5.1.2. Descriptions générales des topologies de flamme.....	130
5.1.3. Influence des paramètres de fonctionnement.....	144
5.1.4. Stabilité de la flamme interne BFG-O ₂₁ : Caractérisation de la transition entre modes de combustion Type C ₁ - Type C ₂	150
5.2. Approche aérodynamique pour la caractérisation des oxy-flammes de gaz de haut fourneau.....	153
5.2.1. Analyse aérodynamique d'un cas de flamme accrochée Type B : étude des processus de mélange des jets turbulents.....	153
5.2.2. Analyse aérodynamique d'un cas de flamme décrochée Type C ₁	165
5.2.3. Analyse comparative des régimes de combustion : Synthèse des mécanismes conduisant à la transition.....	172
Chapitre 6 : Influence du préchauffage des réactifs sur la stabilisation des oxy-flammes de combustible à bas PCI.....	177
6.1. Diagramme de stabilité du brûleur tri-coaxial avec préchauffage des réactifs.....	178
6.1.1. Description générale des nouvelles structures de flammes.....	178
6.1.2. Diagramme de stabilité avec le préchauffage du BFG seul.....	189
6.2. Caractérisation de la transition entre régimes de combustion Type A ₃ -Type D.....	191

6.3. Analyse de la dynamique de mélange des jets réactifs turbulents préchauffés.....	196
6.3.1. Influence de la température initiale sur les processus de mélange et la stabilisation de flamme	196
6.3.2. Influence de l'augmentation de l'impulsion du jet d'oxygène O_{2i} sur le comportement aérodynamique de la flamme.....	204
6.4. Effet du changement d'échelle par des expériences à l'échelle semi-industrielle.....	211
Conclusion générale & perspectives	218
Annexe A : Mode opératoire pour la détermination de la température effective de combustible en sortie d'injecteur.....	223
Annexe B : Quantification de la dilution par le calcul d'entraînement latéral de gaz brûlés.....	225
Bibliographie.....	227

Nomenclature

Symbole Signification Unités

C_c	Coefficient de contraction	
C_p	Capacité calorifique à pression constante	[J/(kg.K)]
D	Coefficient de diffusion	[m ² /s]
Da	Nombre de Damköhler	
Da_c	Nombre de Damköhler critique	
D_{BFG}	Diamètre interne du combustible BFG	[m]
$D_{O_{2e}}$	Diamètre interne de l'oxygène périphérique	[m]
$D_{O_{2i}}$	Diamètre interne de l'oxygène central	[m]
e_L	Épaisseur de la lèvre du brûleur	[m]
h	Coefficient d'échange convectif	[W/(m ² .K)]
k	Énergie cinétique turbulente	[m ² /s ²]
L	Longueur maximale du brûleur	[m]
L_{lam}	Longueur d'établissement d'un écoulement laminaire	[m]
L_{turb}	Longueur d'établissement d'un écoulement turbulent	[m]
M	Flux de quantité de mouvement	
M_i	Masse molaire	[kg/mol]
P	Puissance de combustion	[kW]
PCI	Pouvoir Calorifique Inférieur	[kWh/m ³ (n)]
Q	Débit volumique	[m ³ (n)/h]
Q_c	Taux de dégagement de chaleur	[J/(s.cm ³)]
Re	Nombre de Reynolds	
R_o	Taux de répartition d'oxygène	
R_u	Rapport de vitesse	
S_L	Vitesse de propagation laminaire de flamme	[m/s]
St	Nombre de Stokes	
T_{ad}	Température adiabatique	[K]
T_{eq}	Température d'équilibre	[K]
T_{pr}	Température de préchauffage des réactifs	[K]
u	Vitesse moyenne axiale	[m/s]
U_c	Vitesse convective	[m/s]
U_c^*	Vitesse critique	[m/s]
U_{ce}	Vitesse convective externe	[m/s]
U_{ci}	Vitesse convective interne	[m/s]
u_{cl}	Vitesse de l'écoulement central	[m/s]
U_{max_BFG}	Vitesse maximale axiale du BFG	[m/s]
u'	Fluctuation axiale de vitesse	[m/s]
$u'v'$	Contraintes de cisaillement de Reynolds	[m ² /s ²]
v	Vitesse moyenne axiale	[m/s]
V_{mag}	Amplitude de vitesse moyenne	[m/s]
v'	Fluctuation radiale de vitesse	[m/s]
X_i	Fraction molaire	
Y_{eq}	Fraction massique à l'équilibre	
Z_s	Fraction de mélange à la stœchiométrie	

Caractères grecs

Symbole	Signification	Unités
δ_{th}	Epaisseur thermique de flamme	[m]
$\delta_{théo}$	Epaisseur thermique théorique	[m]
ε	Emissivité	
Φ	Richesse	
ϕ	Densité de flux thermique	$[\mu V/(W/m^2)]$
κ	Taux d'étirement	$[s^{-1}]$
λ	Conductivité thermique	
μ	Viscosité dynamique	$[N.s/m^2]$
ν	Coefficient de stœchiométrie massique	
ρ	Densité volumique	$[kg/m^3]$
σ	Constante de Stefan	$[W/(m^2.K^4)]$
τ_c	Temps chimique	[s]
τ_m	Temps aérodynamique	[s]
τ_p	Temps de mouvement de particules	[s]
τ_{pr}	Taux de préchauffage	
τ_t	Temps caractéristique de l'écoulement	[s]
θ	Epaisseur de la quantité de mouvement initiale	
χ_s	Dissipation scalaire à la stœchiométrie	$[s^{-1}]$
χ_q	Taux de dissipation scalaire limite	$[s^{-1}]$

Introduction générale

La conversion énergétique à travers la combustion reste aujourd'hui au cœur des principaux procédés de production d'énergie. Les sciences liées à cette combustion ont énormément progressé, donnant lieu à d'importants progrès technologiques en perpétuelle amélioration et permettant d'attendre des hautes performances énergétiques dans les systèmes de combustion industrielle. La forte croissance de la demande énergétique mondiale a cependant entraîné l'épuisement progressif des ressources fossiles, créant une nécessité urgente d'améliorer les processus de combustion et faisant de l'optimisation énergétique un challenge majeur pour nos sociétés modernes.

De plus, le procédé de combustion génère des émissions dans l'air, dans l'eau et dans les sols, et les rejets dans l'atmosphère sont considérés comme l'un des principaux sujets de préoccupation en matière d'environnement et de changement climatique. Les travaux de recherche sont particulièrement actifs dans ce domaine pour une combustion économique et plus respectueuse de l'environnement, d'autant plus que le contexte réglementaire est de plus en plus exigeant, amenant les Etats à réduire de manière significative leurs seuils d'émission de polluants atmosphériques [1].

Dans ce contexte, les effluents gazeux (à bas pouvoir calorifique inférieur ou PCI) également appelés « gaz pauvres », produits de différents procédés industriels, apparaissent aujourd'hui comme des combustibles potentiels pour l'industrie et des solutions alternatives économiquement rentables, par rapport aux combustibles fossiles traditionnels comme le gaz naturel (GN). Qu'ils soient le résultat de la fermentation de biomasse végétale, de la gazéification de charbon, des rejets de cokeries ou de hauts-fourneaux, de résidus gazeux de raffinerie, leur valorisation peut être envisagée pour la production d'énergie notamment sur sites sidérurgiques et métallurgiques. L'utilisation de ces types de combustibles permet d'accroître l'efficacité globale des systèmes de combustion, par réduction des coûts énergétiques et contrôle des rejets dans l'environnement.

Ces nouveaux combustibles, composés principalement de H_2 , CO , CH_4 , CO_2 , N_2 , sont cependant caractérisés par une forte diversité de composition, donc de pouvoir calorifique (PCI), dépendant des processus de fabrication, ce qui constitue un obstacle majeur en vue de leur exploitation. De ce fait, il est nécessaire d'élargir les conditions opératoires des systèmes de combustion qui doivent ainsi présenter une grande flexibilité d'utilisation en termes de nature du combustible et puissance de combustion. Ils doivent donc être capables de brûler autant les gaz à

faible PCI que les combustibles plus calorifiques afin de répondre à une diversification des sources d'énergie.

Dans cette optique, la présente étude est motivée par le fort intérêt de la valorisation des combustibles alternatifs et des gaz de rejets industriels à bas PCI. L'objectif est d'étudier les spécificités des processus de combustion à l'oxygène pur ou « oxycombustion », basée sur l'oxygène chaud pour permettre de brûler efficacement une quelconque composition d'effluents gazeux industriels. Ceux-ci sont aujourd'hui brûlés avec de l'air et le plus souvent accompagné d'un gaz à plus fort potentiel énergétique (méthane, propane) dans des turbines à gaz, des turbines à vapeur, des moteurs thermiques pour en récupérer l'énergie ou au pire dans les torchères pour des raisons environnementales. La combustion à l'air a l'avantage évident d'utiliser un oxydant largement disponible mais présente des difficultés classiques : efficacité limitée, des émissions d'oxydes d'azote (NO_x) parfois importantes, une faible flexibilité dès que le procédé s'écarte du point de fonctionnement nominal. En revanche, sa substitution par de l'oxygène permet de lever l'ensemble de ces verrous techniques posés par cette technologie. En effet, l'oxycombustion permet, grâce à l'absence d'azote dans le comburant, d'atteindre des températures de flammes largement supérieures à celles d'une combustion traditionnelle à l'air [2,3], ce qui entraîne une augmentation des transferts thermiques, une diminution de la consommation de combustibles, une réduction importantes des volumes de fumées, en garantissant une flexibilité dans l'utilisation de combustible sur une large gamme de PCI. Le préchauffage du combustible et/ou du comburant constitue aussi une autre approche utilisée dans les systèmes de combustion, pour valoriser les gaz à bas PCI tels que les hauts fourneaux dans le but de réduire la consommation du gaz de cokerie (COG) et du GN. En effet, les nouvelles installations sont munies d'échangeurs récupérateurs d'énergie contenue dans les fumées et permettent de préchauffer le combustible et/ou l'air. Ce processus permet, par exemple sur les sites métallurgiques, d'augmenter les températures d'air jusqu'à 1473 K avant la combustion entraînant une économie de 10 à 15kg par tonne de fonte brute pour une augmentation de la température de l'air de 100 K [4].

L'oxycombustion et le préchauffage des réactifs permettent ainsi de s'orienter vers des systèmes de combustion avec une très grande flexibilité d'utilisation de combustible à bas PCI. Cependant, les options de changement de combustible sont limitées par certains aspects d'adaptabilité dans les foyers industriels, liés généralement à une baisse notable de l'efficacité énergétique et dépendant fortement des types de brûleurs installés. C'est dans cette optique que la thèse présentée ici, porte sur l'analyse de l'influence du préchauffage des réactifs (oxydant et combustible) sur la combustion de gaz à bas PCI pour le développement de brûleurs adaptatifs pour la valorisation des effluents gazeux industriels par couplage de l'oxycombustion et de la récupération d'énergie. Elle regroupe, dans le cadre d'un Programme de l'Agence Nationale de la Recherche (ANR) dénommé « CALOHRY » (2013-2016), Air Liquide coordinateur du projet, en collaboration avec le laboratoire CORIA et CMI Greenline. Cette étude expérimentale vise à caractériser l'impact de la température de l'oxygène et du mélange combustible à bas PCI sur le

comportement de la flamme et sur son efficacité. Elle a été menée sur une installation pilote installée au CORIA et a participé à améliorer la compréhension de la combustion des gaz à bas PCI par une analyse des structures de flammes générées par ces combustibles à fort potentiel d'utilisation.

Ce manuscrit est composé de six chapitres. Dans un premier temps, une revue bibliographique décrit l'état de l'art sur l'utilisation de combustibles alternatifs à faible PCI, par une analyse détaillée de la nature, de l'intérêt et des diverses applications de ces mélanges. Elle permet de définir les propriétés globales d'oxy-flammes de différents combustibles alternatifs sur une large gamme de mélange et de richesse afin de situer le contexte de l'étude. Les caractéristiques thermocinétiques fondamentales de flammes de gaz à faible PCI ainsi que l'impact du préchauffage ont été évaluées par simulation numérique de différentes configurations de flammes canoniques (équilibre thermochimique, libre propagation laminaire et flamme de diffusion à contre-courant). Le chapitre 2 présente les résultats numériques obtenus.

La troisième partie de ce travail a été consacrée à la réalisation d'un banc d'essais expérimental adapté à la problématique d'étude pour l'analyse des processus mis en jeu dans la stabilisation des flammes turbulentes non prémélangées. La démarche consiste à la réadaptation d'un dispositif expérimental développé pour des études antérieures. Elle s'appuie sur l'élaboration d'une stratégie originale de dimensionnement et la conception d'un brûleur tri-coaxial de laboratoire d'une puissance de 25 kW. Le brûleur à géométrie axisymétrique simplifiée est constitué d'une double injection d'oxygène séparée par un jet de combustible. Sa configuration, la méthodologie utilisée pour son dimensionnement ainsi que les paramètres principaux de fonctionnement sont décrites au chapitre 3. Le dispositif expérimental est équipé de moyens de diagnostics pour des mesures de la température à la paroi par thermocouple, de flux thermiques radiatifs et des mesures de concentrations moyennes des espèces présents dans les fumées (O_2 , CO_2 , NO_x , CO) par sonde de prélèvement. Ces mesures sont complétées par de l'imagerie des zones réactives par chimiluminescence du radical OH^* et des mesures de vélocimétrie laser (PIV) réalisées dans un champ relativement large à partir de la sortie du brûleur. La description complète du dispositif expérimental et des diagnostics mis en œuvre pour caractériser les différents régimes de combustion ainsi que les calculs et traitements utilisés est présentée au chapitre 4.

Une étude paramétrique de l'influence de la puissance de combustion et du taux de répartition d'oxygène dans le brûleur a été d'abord réalisée dans le cadre de la combustion sans préchauffage des réactifs. Cette étude, présentée dans le chapitre 5, est consacrée à l'évaluation qualitative des aspects structurels et chimiques des oxy-flammes de gaz de haut fourneau (BFG) afin de définir la cartographie de fonctionnement de l'oxy-brûleur. Les résultats obtenus sur cette partie permettent de mettre en évidence des paramètres déterminants sur le comportement dynamique et scalaire de la flamme, comme la vitesse critique U_c^* caractérisant les transitions entre régimes de combustion. Ils ont aussi permis d'isoler certaines conditions de fonctionnement présentant des caractéristiques

aérodynamiques intéressant à étudier de manière détaillée, afin d'analyser les processus de mélange des jets turbulents gouvernant les mécanismes de stabilisation d'oxy-flammes pour les principaux régimes de combustion. L'analyse des écoulements dans la flamme, basée sur la mesure de champs aérodynamiques dans la flamme, permet de déterminer des zones de mélange et la capacité d'entraînement de chacun des écoulements. Les différentes transitions entre modes de combustion sont discutées en se basant sur les paramètres caractéristiques de la stabilité.

Dans le chapitre 6, l'influence du préchauffage des réactifs sur l'amélioration de la stabilité de combustion est évaluée à travers une étude paramétrique de l'impact de la température initiale. Cette étude du préchauffage, complétée par une caractérisation des propriétés turbulentes des nouvelles topologies de flammes obtenues, donne un panorama complet sur les régimes de stabilisation d'oxy-flammes de combustible à bas PCI.

Tous les résultats obtenus lors cette étude expérimentale de laboratoire apportent une contribution à l'analyse de structures d'oxy-flammes turbulentes de diffusion de combustibles alternatifs, afin de mieux comprendre les processus de mélange entre réactifs et les différentes transitions à l'instabilité ou à l'extinction de flamme. Les corrélations mises en évidence à l'échelle de laboratoire sur des flammes centimétriques (20 à 50 cm de hauteur) ont ensuite été appliquées à l'échelle industrielle sur un brûleur d'une puissance de 180 kW, lors de campagnes d'essais semi-industriels sur un four pilote à haute température du Centre de Recherche Paris Saclay d'Air Liquide. Les résultats issus de ces essais ont permis de valider la stratégie originale de dimensionnement du brûleur de combustible à bas PCI. Cette configuration industrielle servira par la suite de référence pour évaluer de nouvelles solutions de combustion pour la valorisation des gaz résiduels industriels.

Chapitre 1 : Revue bibliographique

1.1. Les combustibles à bas pouvoir calorifique

Dans un souci croissant d'optimisation des procédés en termes de coût, de contrôle de l'efficacité énergétique et des rejets polluants, les systèmes de combustion industriels sont amenés à utiliser l'ensemble des combustibles à leur disposition. Ainsi l'utilisation des combustibles alternatifs constitue une solution très attractive vis-à-vis de l'épuisement des ressources énergétiques d'hydrocarbures fossiles.

Dans ce contexte, ce chapitre décrit l'état de l'art sur l'utilisation de combustibles alternatifs souvent à faible pouvoir calorifique, par une analyse détaillée de la nature, de l'intérêt et des diverses applications de ces mélanges. Cette description porte d'abord sur les gaz de synthèse (le biogaz et le syngaz). Elle s'intéresse par la suite aux gaz de rejets industriels : gaz de cokerie ou « Coke Oven Gas » (COG), gaz de convertisseur et principalement au Gaz de Haut Fourneau (GHF) ou « Blast Furnace Gas » (BFG). Enfin, quelques propriétés thermodynamiques d'oxy-flammes des différents combustibles alternatifs sont comparées à la combustion à l'air de combustibles traditionnels à plus fort pouvoir calorifique comme le méthane. Cette analyse s'effectue sur une large gamme de mélange et de richesse afin d'évaluer l'influence de la variation de la composition et du PCI sur les propriétés globales de flamme.

1.1.1. Gaz de synthèse : Biogaz et Syngaz

Un des points particuliers examiné dans la présente étude est l'aspect fluctuant de la composition des gaz alternatifs enregistrés dans l'industrie. Les différentes études sur ces nouveaux types de combustibles ont montré que les paramètres tels que l'origine des gaz, la qualité de la fermentation ou la température des réactions de gazéification ont un impact important sur la nature et la qualité du gaz alternatif final. Ce qui provoque une variation du pouvoir calorifique et accentue la problématique d'utilisation.

En effet, dans une variété de combustibles alternatifs, le pouvoir calorifique inférieur (PCI) constitue une grandeur importante permettant de comparer les différentes sources énergétiques possibles. C'est un paramètre caractéristique du combustible car il contient l'essentiel de l'information sur la quantité d'énergie récupérable sous forme de chaleur à partir d'une combustion complète.

Par définition, le pouvoir calorifique d'un combustible, exprimé en kWh/m³(n) ou kWh/kg, est la quantité de chaleur produite par la combustion complète de 1 kg de combustible (solide ou liquide) ou 1 m³ de combustible gazeux dans les conditions dites normales de température et de pression (273 K et 1.013 bars). Cette combustion produit, entre autres, de l'eau à l'état de vapeur, dont la quantité de chaleur intrinsèque est récupérable par condensation dans certaines applications. On distingue alors deux types de pouvoir calorifique, dont la différence représente la chaleur latente de condensation de la vapeur d'eau présente dans les fumées :

- Le pouvoir calorifique inférieur (PCI) qui suppose que les produits de combustion contiennent de l'eau à l'état de vapeur dont la chaleur n'est pas récupérée.
- Le pouvoir calorifique supérieure (PCS) qui suppose que l'eau de combustion est entièrement condensée et sa chaleur recyclée.

Les pouvoirs calorifiques correspondants à différentes compositions typiques de biogaz, syngaz, COG et BFG sont montrés dans le Tableau 1.1. Ils sont comparés à celui du méthane pur pris comme référence de combustible fossile traditionnel à fort PCI. Cette comparaison permet de noter que les gaz de synthèse et les gaz de rejets industriels ont des PCI relativement faibles par rapport au méthane, dont l'ordre de grandeur est de 10 kWh/m³(n). Ce sont, en effet, des gaz alternatifs qui contiennent d'importantes proportions en gaz inertes (CO₂ et N₂) en général supérieures à 50%. Ces gaz inertes constituent des ballasts thermiques et peuvent participer à la production de polluants comme les oxydes d'azote (NO_x).

Tableau 1.1 : Compositions (% vol) et PCI de mélanges type biogaz, syngaz, coke oven gas (COG) et blast furnace gas (BFG) comparés au méthane

Fuel		Methane	Biogaz	Syngaz	COG	BFG
Concentration ns (% vol.)	CH ₄	100	52	7	28	-
	H ₂	-	-	9	62	5
	CO	-	-	14	6	23
	CO ₂	-	40	20	4	23
	N ₂	-	8	50	-	49
PCI (kWh/m ³ (n))		9.94	5.17	1.44	4.75	0.95
Masse volumique (kg/m ³)		0.67	1.20	1.18	0.38	1.27
Fraction de mélange stœchiométrique Zs		0.34	0.48	0.20	0.24	0.88

Parmi les combustibles alternatifs à bas pouvoir calorifique, les biogaz constituent une exception du fait que ce sont des composés provenant de la transformation de la matière organique dont ils sont issus (la biomasse), à des fins de récupération de leur contenu énergétique. Ce sont les combustibles alternatifs les plus respectueuses de l'environnement, avec une émission de dioxyde de carbone quasi-nulle. En effet, la quantité de CO₂ dégagée lors de leur combustion a été absorbée lors du développement de la biomasse [2].

Les biogaz sont aussi des combustibles produits par un processus de fermentation anaérobie des matières organiques animales ou végétales sous l'action de certaines bactéries. Ce processus peut être naturel, comme dans les marécages ou dans les centres d'enfouissement techniques (CET) de déchets. La production de biogaz peut être aussi provoquée artificiellement dans les « digesteurs » industriels où on introduit à la fois des déchets organiques solides ou liquides, ou dans les stations d'épuration (STEP) où la quantité de déchets traités est très importante. Il est valorisé au moyen d'un cogénérateur pour la production de chaleur et d'électricité ou employé comme carburant automobile (Figure 1.1).

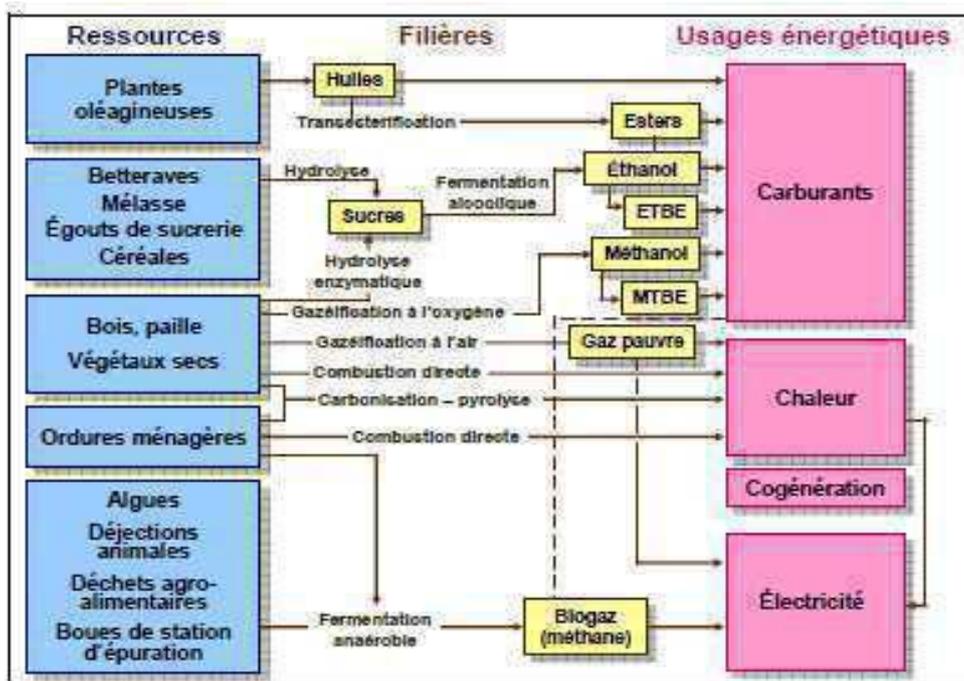


Figure 1.1 : Différentes filières de valorisation de la biomasse, ressources utilisées et usage énergétique qui en découle. [5]

Typiquement, le biogaz issu de la biomasse se retrouve sous la forme d'un mélange composé essentiellement de méthane (CH_4) et de dioxyde de carbone (CO_2) dont le rapport varie avec le substrat. Selon sa provenance, à ce mélange saturé en eau viennent s'ajouter des quantités variables d'azote, avec des traces de monoxyde de carbone, et d'hydrogène sulfuré H_2S (Tableau 1.2). L'importante quantité de méthane (> 50%) dans la composition permet au biogaz, issu notamment de la fermentation des déchets organiques, d'atteindre un PCI de plus de $5 \text{ kWh/m}^3(\text{n})$ et lui confère une composition assez proche de celle du gaz naturel, auquel il peut être substitué dans certaines applications.

Tableau 1.2 : Teneur des constituants majeurs des biogaz selon les différents sites de production. [6]

Sites Compositions	Industrie papeterie	CET	STEP 1	Centre de tri et compostage	Elevage porcin	STEP 2
CH₄ (%)	79	50.2	67.6	48.7	64.6	61.6
H₂ (%)	<0.002	<0.002	<0.002	0.050	<0.002	<0.002
CO (ppm)	12	5	22	10	28	29
CO₂ (%)	14.8	41.6	30.9	48.9	24.7	27.6
N₂ (%)	3.08	1.12	0.50	0.41	5.63	3.21
H₂O (%)	13.9	15.2	13.3	14.4	13.7	16.4
H₂S (ppm)	720	160	18	280	1510	3150

Cependant, l'utilisation du biogaz présente des difficultés sur les sites de valorisation. L'un des points bloquant constitue tout d'abord la variation de la quantité du biogaz, avec des impuretés (H₂S, H₂O...) qui peuvent baisser la proportion de méthane jusqu'à 20% ainsi que le PCI du biogaz. Une autre problématique est la baisse des débits du biogaz. C'est le cas dans certaines unités de production d'électricité par biogaz, qui ne peuvent pas fonctionner à moins de 50% de la charge nominale de la machine et commencent à rencontrer des problèmes d'usure à partir de 75% de la charge nominale [7]. Ensuite, les polluants contenus dans le biogaz constituent un frein à son exploitation. Par exemple, les siloxanes présents dans le biogaz, dont la quantité est difficilement mesurable, forment des dépôts de silice provoquant des encrassements pouvant endommager les chaudières. De plus, le respect de normes d'émissions apparaît souvent comme une difficulté rencontrée sur les sites de valorisation du biogaz. On fixe les valeurs indicatives d'émissions limites à 525 mg/m³(n) pour les NO_x, 1200 mg/m³(n) pour le CO pour les installations de combustion de biogaz avec des puissances comprises entre 2 et 20 MW/th d'après la circulaire du 01 Janvier 2014. Il existe toutefois des solutions comme les post-traitements catalytiques ou les systèmes intégrés qui permettent le captage et le contrôle du biogaz afin d'améliorer sa génération et sa qualité.

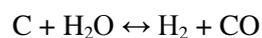
Les compositions et pouvoirs calorifiques des combustibles issus de la biomasse varient beaucoup suivant les procédés. C'est aussi le cas des combustibles alternatifs issus unités de gazéification appelés syngaz. L'oxydation partielle (à l'air ou à l'oxygène), la gazéification à l'hydrogène ou l'auto-reformage thermique sont les principaux procédés de production de gaz de synthèse. Ces procédés, classés dans le Tableau 1.3, utilisent le charbon, le pétrole lourd, la biomasse et les déchets comme matière première, et les produits de la gazéification appelés syngaz sont utilisés par la suite dans certains procédés de production d'énergie à faibles émissions, afin de réduire la consommation des combustibles primaires.

Tableau 1.3 : Différentes caractéristiques de procédés de gazéification. [5]

Procédés	Gazéification à la vapeur	Gazéification à l'oxygène et à la vapeur d'eau	Gazéification à l'hydrogène	Gazéification à l'air	Gazéification à la vapeur (conditions supercritiques)
Objectifs	Production de syngaz pour différentes applications	Production de méthanol	Production de méthanol	Cogénération (chaleur et électricité)	Production d'hydrogène
Principales Caractéristiques	Basse pression Haute température	Basse pression Haute température	Haute pression, Basse température	Basse pression Haute température	Haute pression, Température moyenne
Produits	H ₂ , CO	H ₂ , CO, CO ₂ , CH ₄ , H ₂ O, O ₂	CH ₄	H ₂ , CO, CO ₂ , CH ₄	H ₂
Exemple de pilote	FICFB (US, Autriche)	Clamecy (France)	Hynol (US)	Värnamo (Suède)	Verena (Germany)
Avantages	Diversité d'utilisation du syngaz	Procédé auto-thermique	Procédé quasi auto-thermique	Procédé auto-thermique	Facile d'obtenir de l'hydrogène pur Réduction des coûts de transport
Inconvénients	Besoin d'une source de chaleur externe	Pertes de carbone	Quantité importante de combustibles fossiles	Gaz à faible valeur énergétique	Résistance mécanique du réacteur, bouchage, quantité importante d'eau, apport de chaleur externe
Problèmes	Apport d'énergie externe, goudrons, cendres, efficacité de la filtration	Goudrons Cendres Filtration	Apport d'énergie externe, beaucoup de goudrons, cendres, filtration	Goudrons Cendres Filtration	Goudrons Cendres Recirculation de l'eau

Le syngaz, issu des procédés de gazéification est idéalement un mélange d'hydrogène et de monoxyde de carbone. La figure 1.2 montre une représentation schématique de la procédure de conversion générale des combustibles solides en gaz de synthèse. Ce procédé est usuellement réalisé en utilisant la chaleur issue de l'oxydation du carbone pour soutenir la réaction de gazéification. Le combustible solide (charbon, biomasse...) est mélangé avec l'oxydant (oxygène ou air), puis de la vapeur d'eau est ajoutée pour contrôler la température de réaction et participer aussi à quelques réactions de gazéification.

Une partie du combustible oxydé entraîne alors un dégagement de chaleur, qui provoque la réaction de reformage endothermique induisant la production des deux composants principaux du syngaz (H₂ et CO) :



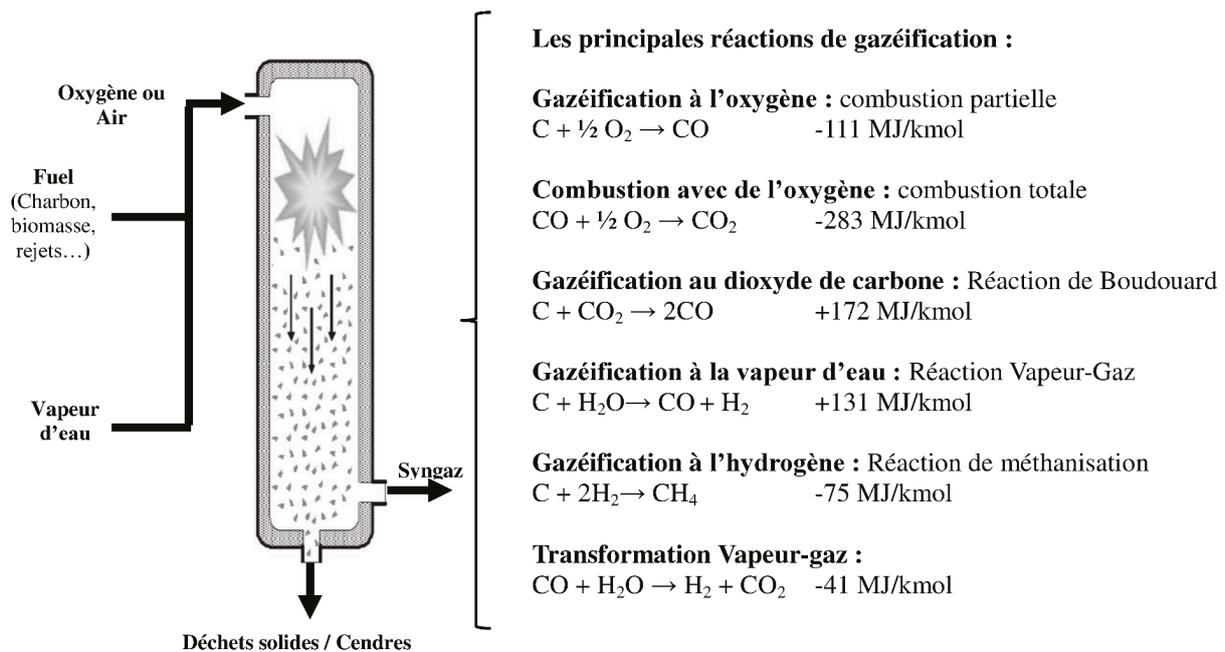


Figure 1.2 : Procédés de gazéification et réactions principales associées. [6]

En pratique, les mécanismes de conversion s'avèrent plus complexes, et d'autres gaz, en dehors du H_2 et du CO , viennent compléter la composition du syngaz. Ce dernier est alors principalement constitué de méthane (CH_4), d'hydrogène (H_2) et de monoxyde de carbone (CO) avec très souvent du dioxyde de carbone (CO_2) et de l'azote (N_2). Ces molécules ont une importance capitale dans l'industrie de la chimie et de la pétrochimie, notamment pour la production d'ammoniac, de méthanol et la désulfuration de combustibles.

Typiquement les syngaz ont un PCI compris entre 0.9 et 1.5 $kWh/m^3(n)$ pour une gazéification à l'air classiquement chauffé à environ 700 K, qui peut monter jusqu'à 3 $kWh/m^3(n)$ avec de l'air préchauffé à des températures plus élevées ou enrichi en oxygène ou en vapeur [2, 7].

1.1.2. Les gaz résiduels industriels

Les procédés de production métallurgiques et sidérurgiques produisent de grande quantité de gaz de rejets spéciaux, comme le gaz de cokerie, le gaz de convertisseur et le gaz de haut fourneau. Le Tableau 1.4 présente les gaz résiduels industriels qui ont des PCI relativement faibles (≤ 5 $KWh/m^3(n)$). Les combustibles principalement présents dans ces gaz sont le monoxyde de carbone et l'hydrogène, exception faite du COG qui peut contenir dans certains cas, un certain pourcentage CH_4 . En effet, le gaz de cokerie est un sous-produit de la production de coke à partir du charbon industriel, créé à partir de la distillation pyrolytique à haute température du charbon de coke. Il est composé principalement d'hydrogène (50-60%) mais aussi de méthane (15-50%), de monoxyde de carbone et d'azote en petite quantité. Avec un pouvoir calorifique de 5 $kWh/m^3(n)$, le COG représente un carburant de grande qualité pour la production d'énergie et est de moins en moins considéré comme un gaz à bas PCI difficile à valoriser, mais comme un combustible noble.

Tableau 1.4 : Source et composition usuelle des principaux gaz résiduels industriels. [8]

Type de gaz : production d'acier	Gaz de cokerie (COG)	Gaz de Haut Fourneau (BFG)	Gaz de convertisseur
Source	Batterie de four à coke	Haut fourneau	Convertisseur
Entrant	Charbon	Coke et minerai de fer	Fonte
Sortant	Coke	fonte	Acier
Hydrogène (%)	50-70	5	-
Méthane (%)	25-30	-	-
Monoxyde de carbone (%)	-	20-25	60(+)
PCI (kWh/m ³ (n))	~5.0	~0.9	~3

Le gaz de convertisseur est, quant à lui créé à partir de fonte brute au cours du processus de production d'acier. Il est considéré comme un rejet industriel énergétiquement valorisable. Avec un pouvoir calorifique d'environ 3 kWh/m³(n), le gaz de convertisseur se compose approximativement de 65% de monoxyde de carbone, 15% de dioxyde de carbone et 15% d'azote avec de faibles pourcentages d'hydrogène et de méthane.

Parmi les gaz de rejets industriels, le gaz de haut fourneau est l'un des combustibles les plus difficiles à valoriser à cause d'un pouvoir énergétique 3 à 5 fois plus faible comparé aux gaz de convertisseur et de cokerie, respectivement. C'est un mélange gazeux, sous-produit dégradé de combustibles à fort pouvoir calorifique, rencontré dans les cheminées des industries en sidérurgie et métallurgie. Il est récupéré en grande quantité pour jouer un rôle important dans le bilan énergétique des usines sidérurgiques. Il est actuellement utilisé dans diverses parties de l'aciérie pour remplacer une partie du combustible fossile primaire, largement plus coûteux.

Le BFG est l'un des gaz de rejets les plus pauvres, avec un pouvoir calorifique compris entre 0.7 à 1.5 kWh/nm³ suivant les procédés de production de l'acier. Ce faible pouvoir énergétique est dû aux proportions élevées de gaz inertes (CO₂, N₂) dans le BFG. L'apport énergétique du gaz de haut fourneau provient de la petite quantité de monoxyde de carbone (23% CO) avec de l'hydrogène H₂ en plus (5%). Cependant, malgré son faible pouvoir énergétique correspondant au dixième de celui du gaz naturel, plusieurs applications utilisant du gaz de haut fourneau comme combustible à faible température ont été testées dans l'industrie, mais restent cependant insatisfaisantes. Il est donc intéressant d'envisager une utilisation du BFG dans des procédés à températures plus élevées car, habituellement, de grandes quantités de gaz pauvres s'amassent dans les aciéries et doivent en partie être éliminées par « torchage ».

Utilisé seul comme combustible dans les fours à haute température, le BFG présente des difficultés d'allumage et de stabilisation de flamme avec de faibles températures. De plus, un renforcement du dispositif de sécurité est aussi requis à cause de ses propriétés toxiques liées à sa proportion élevée en monoxyde de carbone (typiquement 20-30% en vol.).

Néanmoins, le gaz de haut fourneau présente beaucoup d'avantages du fait qu'il est produit en assez grande quantité, suffisamment grande pour représenter une part importante de la consommation énergétique dans l'industrie sidérurgique où il est disponible sur place en quantité

proportionnelle à la production de l'acier. C'est aussi un mélange gazeux propre (sans produit sulfuré), idéal pour certaines applications. De plus, le volume important en gaz inertes est parfois très utile pour une application dans la sidérurgie où une distribution de transfert de chaleur uniforme sans surchauffe locale est recherchée. Actuellement dans l'industrie sidérurgique, la technologie de récupération du BFG réduit les coûts d'exploitation du haut fourneau et augmente la productivité, minimisant l'utilisation de gaz supérieur (COG ou GN en général) et permettant la production d'énergie par cycle combiné.

Dans cette optique, la présente étude s'est principalement intéressée à ce dernier gaz de rejet industriel. Le dimensionnement et l'utilisation d'un brûleur de gaz combustible à bas PCI doivent permettre d'exploiter thermiquement le BFG sans aucun apport de combustible auxiliaire et sur une vaste plage de modulation, même si son faible pouvoir énergétique engendre a priori plusieurs problématiques à son utilisation.

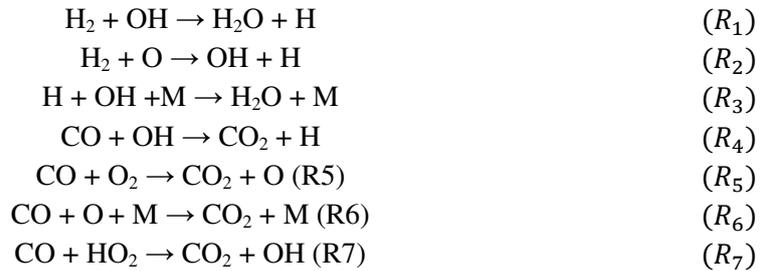
Avant de s'intéresser expérimentalement au BFG, il est nécessaire de rappeler les tendances des propriétés de flamme de ce mélange gazeux mais aussi des autres combustibles pauvres utilisés (le biogaz, le syngaz, COG). Dans ce sens, les études antérieures sur les effets de la dilution au CO₂ et à l'azote des combustibles, de l'enrichissement en oxygène du comburant et de l'élévation de la température des réactifs sont revues sur une large gamme de composition et de richesse.

1.1.3. Propriétés de flammes des combustibles à faible pouvoir calorifique

La compréhension de l'impact du pouvoir énergétique des combustibles alternatifs repose sur l'analyse des mélanges gazeux, en termes de composition, sur la performance de la combustion ainsi que sur les émissions polluantes. Cette analyse passe par la connaissance des propriétés fondamentales de flamme. Dans ce sens, une étude précise de la cinétique de combustion est donc indispensable afin de caractériser au mieux l'énergie produite par ces nouveaux types de combustibles. De plus, les caractéristiques de combustion des combustibles gazeux et les propriétés de flamme qu'ils génèrent sont encore mal connues. En effet, la disparité et le caractère fluctuant des nouveaux types de combustibles limitent l'efficacité des brûleurs industriels en termes de stabilité de flamme, de production de chaleur et augmentent les émissions polluantes. De manière générale, les difficultés sont accrues par les faibles pouvoirs calorifiques et des gammes d'inflammabilité étroites.

Les propriétés de flamme des combustibles alternatifs sont déduites de la connaissance de la performance globale de leurs constituants principaux tels que l'hydrogène et le monoxyde de carbone. Ces constituants sont le plus souvent rencontrés comme des espèces intermédiaires des processus de combustion des hydrocarbures fossiles. Ils présentent cependant des propriétés significativement différentes en termes de transport (Nombre de Lewis, viscosité, coefficients de diffusion) et de combustion (vitesse et température de flamme). La chimie du CO dégage

légèrement plus de chaleur que la même quantité de H₂ en masse [9]. Elle est toutefois fortement couplée à l'oxydation de ce dernier, notamment à travers la réaction principale de production de CO₂ et H₂O :



Ainsi, les mécanismes d'oxydation du syngaz présentent une étroite dépendance d'une part à l'oxydation sèche du CO (R₅, R₆) et d'autre part à l'oxydation du CO en présence d'hydrogène (R₄, R₇) qui fournissent d'autres voies de conversion du CO en CO₂, notamment à haute pression pour R₇ [9, 10].

La réaction R₄ constitue la source principale de dégagement de chaleur et de production d'atomes H dans la zone réactive [10]. La Figure 1.3 issue des travaux de Natarajan [11], souligne le large profil du taux de dégagement de chaleur lié à la réaction R₄ d'un mélange syngaz particulier (5%H₂, 95%CO), qui débute à des températures de l'ordre de 600K, avec un pic autour de 1300K, puis continue jusqu'à atteindre une température maximale de flamme proche de 1800K [11].

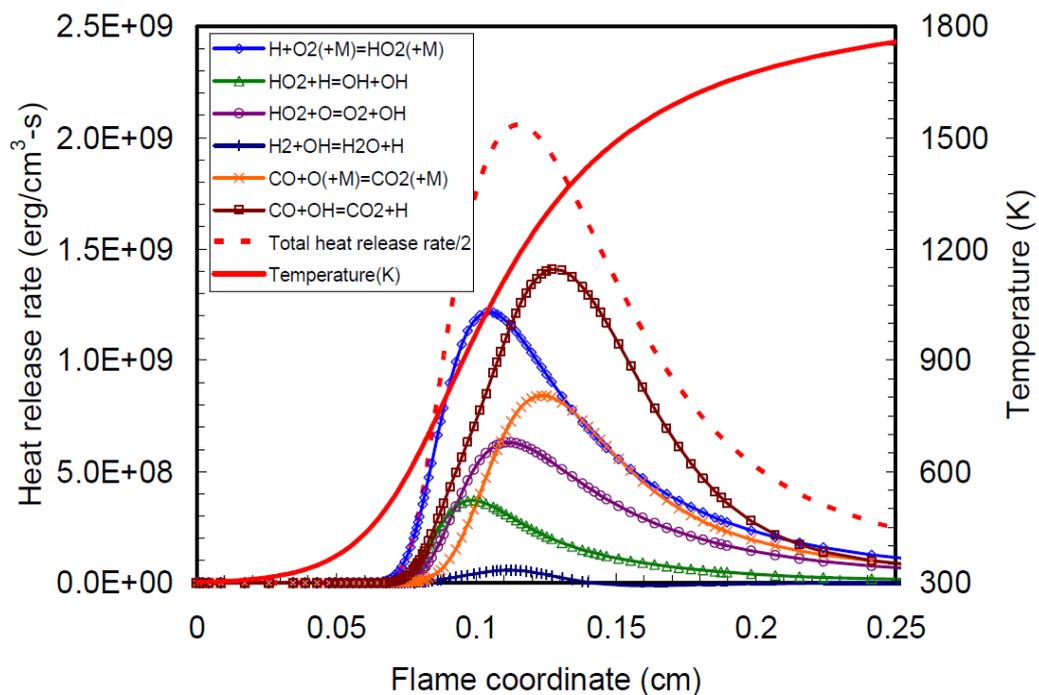


Figure 1.3 : Structure chimique d'une flamme pauvre ($\phi=0.6$) d'un mélange combustible (5% H₂ - 95%CO) à pression et température normales [11].

Dans le cas de l'oxydation du monoxyde de carbone en l'absence de source de production d'atomes d'hydrogène, les réactions initiatrices des mécanismes d'oxydation (principalement à travers les atomes O) sont lentes [6]. Ainsi, l'addition d'une infime quantité d'hydrogène modifie fortement le taux d'oxydation du CO [12], ce qui conduit à l'accroissement des réactions de branchement et accélère l'oxydation du CO [6, 11, 13]. D'où l'importance d'une compréhension précise des caractéristiques d'oxydation de l'hydrogène dans le processus de combustion des syngaz, car il permet de déterminer les propriétés fondamentales relatives à l'allumage, à la propagation et à l'extinction de flamme. En effet, plusieurs études ont montré que l'addition d'hydrogène à des flammes CO/air conduit à augmenter la vitesse laminaire de flamme [13, 14] ; ce qui est partiellement dû à la forte diffusivité de l'atome d'hydrogène. De plus, l'augmentation relative de la vitesse laminaire de flamme S_L est observée de façon notable pour des niveaux faibles de H_2 dans le mélange. Une légère baisse de sensibilité de S_L à l'ajout de H_2 a été estimée par Lieuwen et al. [6], à partir d'un taux d'environ 20% de H_2 dans un mélange combustible H_2/CO stœchiométrique à $P=1$ atm et $T=300K$. En effet, une augmentation de 30 cm/s a été observée sur la vitesse de flamme entre 5% et 20% de H_2 dans le mélange combustible contre 10 cm/s entre 20% et 60 % d'addition d'hydrogène.

D'autres paramètres tels que la dilution au CO_2 , N_2 et H_2O ainsi que leur effet sur les propriétés fondamentales de flamme de combustibles alternatifs ont aussi été étudiés. Natarajan et al. [14, 15] ont montré l'influence de la concentration de CO_2 sur les syngaz. Ils ont comparé les vitesses de flamme de mélanges à différents rapports H_2/CO avec ajout de CO_2 pour des richesses allant de 0.5 à 1. De Persis et al. ont étudié expérimentalement et numériquement la combustion d'un mélange pauvre CH_4-CO_2 dans les conditions proche de celle d'une turbine à gaz. Ces expériences menées sur une gamme plus large de taux de dilution au CO_2 (entre 0 et 60%) et pour différentes valeurs de richesse, illustrent les effets inhibiteurs de l'ajout du CO_2 qui entraîne une baisse des températures de flamme [16].

Ainsi, la combustion du biogaz, composé majoritairement de méthane, est très documentée dans la littérature du fait de nombreuses études portées sur le gaz naturel. Lafay et al. ont montré, lors d'une étude expérimentale sur la combustion de biogaz dans une chambre de turbine à gaz, que lorsqu'on passe du gaz naturel au biogaz, le domaine de stabilité se décale vers des richesses plus hautes, la structure de flamme est modifiée et les amplitudes des instabilités atténuées [16]. Des structures de flamme CH_4/air et $CH_4/CO_2/air$ à pression atmosphérique ont été analysées dans cette étude afin d'estimer l'influence du CO_2 sur la structure de flamme de méthane, stabilisée sur un brûleur à swirl dans un écoulement à point d'arrêt. Cette étude montre qu'avec cette configuration de brûleur, la dilution au N_2 et CO_2 du biogaz provoque une pénétration des flammes dans la zone de recirculation en coin et ce, même pour des richesses élevées. Ce qui permet aux auteurs de conclure que la flamme de méthane et de biogaz se comporte de la même manière face à la dilution au CO_2 , mais que le domaine de stabilité de la flamme de biogaz est situé à des richesses plus élevées que celle du méthane ; et que, dans le biogaz, l'importante quantité de gaz inertes qui dilue le méthane a des effets thermiques et chimiques qui affectent fortement le processus de combustion.

En somme, on peut dire que l'efficacité de la combustion des combustibles alternatifs (biogaz, syngaz, gaz de rejet) est diminuée par les fortes proportions de CO_2 et N_2 dans le mélange combustible. Cet effet inhibiteur des gaz inertes est encore plus important quand la combustion à l'air est utilisée (avec 79% en vol. de N_2). Dans ce sens, une des solutions utilisées est le procédé de combustion à l'oxygène pur ou oxycombustion afin d'augmenter les propriétés fondamentales de flamme et l'efficacité de la combustion.

1.2. Les spécificités de l'oxycombustion

1.2.1. Définition et objectifs de l'oxycombustion

La combustion enrichie en oxygène consiste théoriquement à augmenter la concentration d'oxygène de l'air atmosphérique dans le but de créer un comburant avec un fort pourcentage d'oxygène, espèce fondamentale dans le processus de combustion. Les procédés de combustion utilisant l'oxygène peuvent être classés en deux principales catégories : la combustion à l'air enrichi « CEA » et la combustion à l'oxygène pur aussi appelée « oxycombustion ». La CEA se réfère aux modes de combustion dans lesquels le comburant contient une proportion élevée d'oxygène comparé à l'air (21% vol. O_2), alors que l'on parle d'oxycombustion lorsque le comburant est constitué uniquement d'oxygène. Ces deux techniques de combustion ont prouvé toute leur efficacité dans l'industrie. Elles apportent cependant plusieurs modifications aux procédés et rendent la caractérisation des propriétés de flamme plus complexes.

Dans une combustion traditionnelle à l'air, une partie de l'énergie produite par la combustion est perdue par chauffage des gaz inertes, tel que l'azote qui n'entre pas en jeu dans la production d'énergie de combustion mais joue un rôle de ballast thermique, réduisant ainsi le rendement et l'efficacité de combustion. Dans ce sens, l'enrichissement en oxygène permet de diminuer les proportions d'azote dans le comburant entraînant en même temps une augmentation de la température de flamme et une réduction considérable de la formation de polluants liés à la présence de N_2 comme les oxydes d'azote (NO_x). Par contre, afin d'éviter la formation de NO_x en oxycombustion, le combustible doit être aussi exempt d'azote et le four (et brûleur) parfaitement hermétique pour éviter l'entrée d'air dans le foyer de combustion.

La Figure 1.4 illustre les avantages de l'oxycombustion par rapport à la combustion aérobie, à température ambiante ou préchauffé initialement à 900K. La combustion à l'air préchauffé améliore l'efficacité de la combustion mais présente néanmoins un investissement élevé avec des risques sanitaires et environnementaux encourus à moyen et long termes liés émissions polluantes. La Figure 1.4 montre nettement qu'en remplaçant l'air par de l'oxygène, la combustion globale peut être améliorée grâce à un transfert de chaleur accru par des températures de flamme plus élevées ainsi qu'une réduction des volumes de combustible et de comburant utilisés.

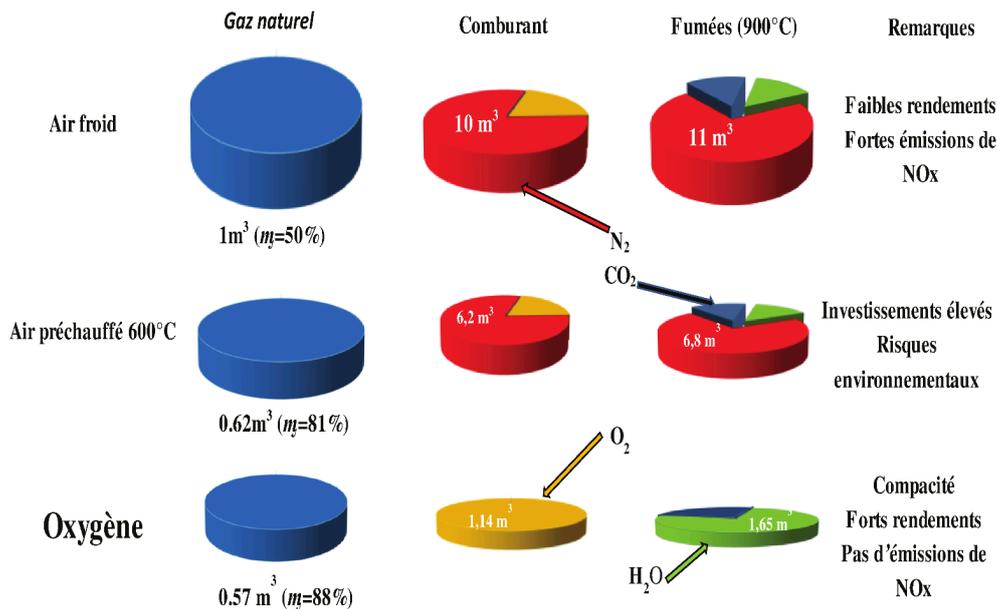


Figure 1.4 : Techniques de combustion aérobique et d'oxycombustion : Comparaison des effets du préchauffage de l'air (600°C) et de l'utilisation de l'oxygène pur à température ambiante sur le rendement de la combustion, les volumes des réactifs et des fumées dégagées ainsi que sur les émissions de NO_x. [3]

De plus, l'absence d'azote dans le comburant réduit aussi significativement le volume des fumées, comme le traduit théoriquement l'équation d'oxydation du méthane :



Cette équation montre que l'azote représente plus de 70% en volume des produits de combustion. Elle devient dans le cas d'une combustion à l'oxygène :



Le volume des gaz brûlés est alors considérablement réduit, ce qui entraîne une réduction des dimensions du foyer de combustion, des installations dédiées au traitement des gaz ainsi que les coûts associés.

La combustion à l'oxygène pur améliore ainsi le rendement de combustion, permet des économies de combustible tout en réduisant les émissions polluantes. Comme l'illustre la Figure 1.4, comparé à l'utilisation de l'air préchauffé à 900 K, l'oxycombustion présente de plus un fort rendement et potentiellement aucune émission de NO_x dans le cas où le combustible est exempt d'azote et en l'absence d'entrée d'air dans le foyer.

Cependant, dans le cadre d'une oxycombustion, les contraintes de résistance thermique des matériaux constituant les brûleurs et le risque d'oxydation des matériaux environnants par un milieu fortement corrosif sont plus élevés. L'oxycombustion présente aussi des contraintes liées à une grande réactivité de flamme nécessitant des mesures de sécurité plus importantes. Elle génère des flammes caractérisées par de grandes vitesses de propagation, donc plus robustes. Enfin,

l'oxycombustion présente des coûts importants liés à la production d'oxygène, néanmoins contrebalancés par une efficacité de combustion plus forte ou des émissions polluantes plus faibles.

1.2.2. Applications dans l'industrie

Dans les foyers industriels, les techniques de combustion utilisant l'oxygène pur sont de plus en plus utilisées, notamment dans trois secteurs principaux :

- Les procédés de génération de syngaz.
- Les systèmes de recirculation des gaz brûlés pour la capture et séquestration de CO₂.
- Les procédés de combustion à haute température (four de verrerie, hauts fourneaux...).

Dans les procédés de génération de gaz de synthèse « syngaz », l'oxygène pur est de plus en plus utilisé pour brûler différents combustibles primaires tels que le gaz naturel, la biomasse et le charbon. L'oxydation partielle et l'auto-reformage thermique sont les principaux procédés de production de syngaz dans lesquels la technologie d'oxycombustion est utilisée.

L'oxycombustion est également identifiée comme l'une des approches prometteuses dans la capture et la séquestration du CO₂ (CCS), comme illustré dans la Figure 1.5.

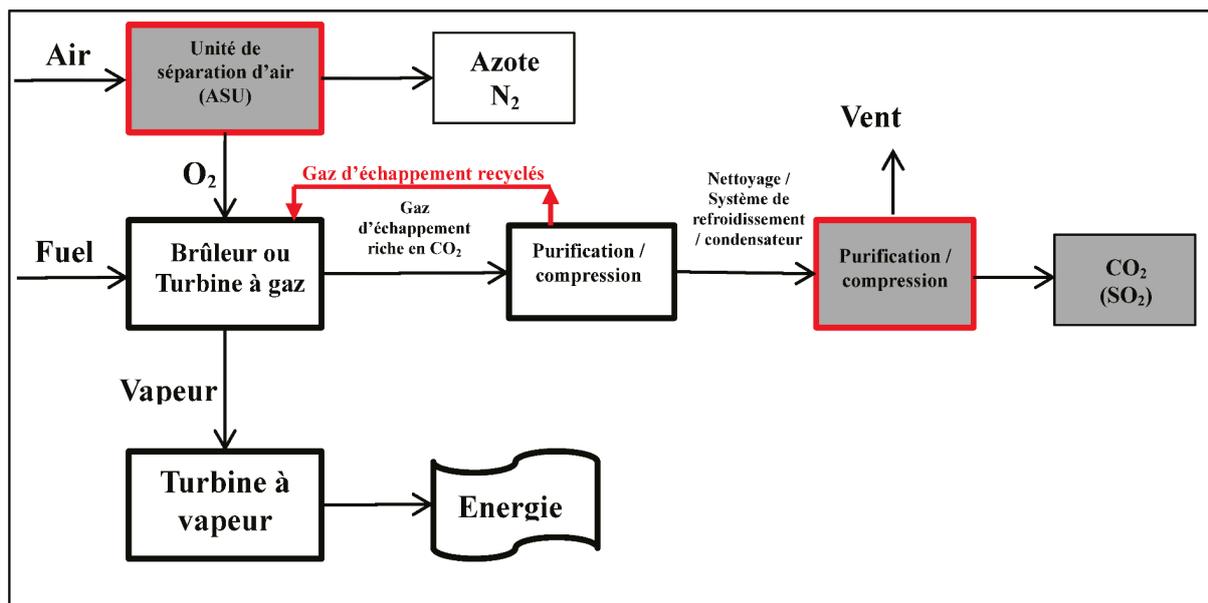


Figure 1.5 : Illustration d'unité de gazéification à l'oxygène, avec un procédé de capture de CO₂. [17]

Ce concept consiste à capturer le CO₂ en postcombustion dans les procédés où la dilution par l'azote est évitée par l'utilisation de l'oxygène presque pur (95 à 99 % en vol.) provenant des unités de séparation d'air [17]. Cette combustion réalisée dans les conditions quasi-stœchiométriques génère essentiellement du dioxyde de carbone (supérieur à 95% sur fumées sèches) avec de la vapeur d'eau et quelques traces d'oxydes de soufre (SOx) et d'oxydes d'azote

(NOx), selon la composition du combustible utilisé. Dans certains cas où les températures d'oxy-flammes sont très élevées, causant des contraintes de tenue thermique de l'installation ou d'émissions polluantes à haute température, une partie des produits de combustion est recyclée dans le procédé, en fonction de la production d'énergie du cycle. La vapeur d'eau est par la suite condensée par refroidissement et compression de l'affluent gazeux, avec un traitement ultérieur des gaz de combustion qui permet d'éliminer les émissions, avant l'acheminement du CO₂ dans la zone de stockage (Figure 1.5).

L'application industrielle de l'oxycombustion concerne aussi les fours de verrerie et les unités thermiques de destruction de déchets, pour lesquelles des températures élevées sont indispensables. De l'oxygène pur peut aussi être injecté dans les hauts fourneaux pour en améliorer la combustion et faciliter l'injection complémentaire de charbon pulvérisé ou de gaz naturel. Cela permet de réduire les coûts du gaz de cokerie utilisé.

Avec l'utilisation de l'oxygène pur, une amélioration de l'efficacité thermique est notée. Elle est liée à une augmentation de la température de flamme, qui passe d'environ 2000 K pour la combustion stœchiométrique du méthane à l'air, à 3000 K pour la combustion à l'oxygène pur (Figure 1.6). Cette augmentation de la température de flamme est essentiellement intéressante dans les procédés à haute température dans lesquels le rayonnement (émissions par radiation) des gaz brûlés constitue une part dominante dans le transfert de chaleur vers la charge à chauffer, et qu'une haute température de produit est requise.

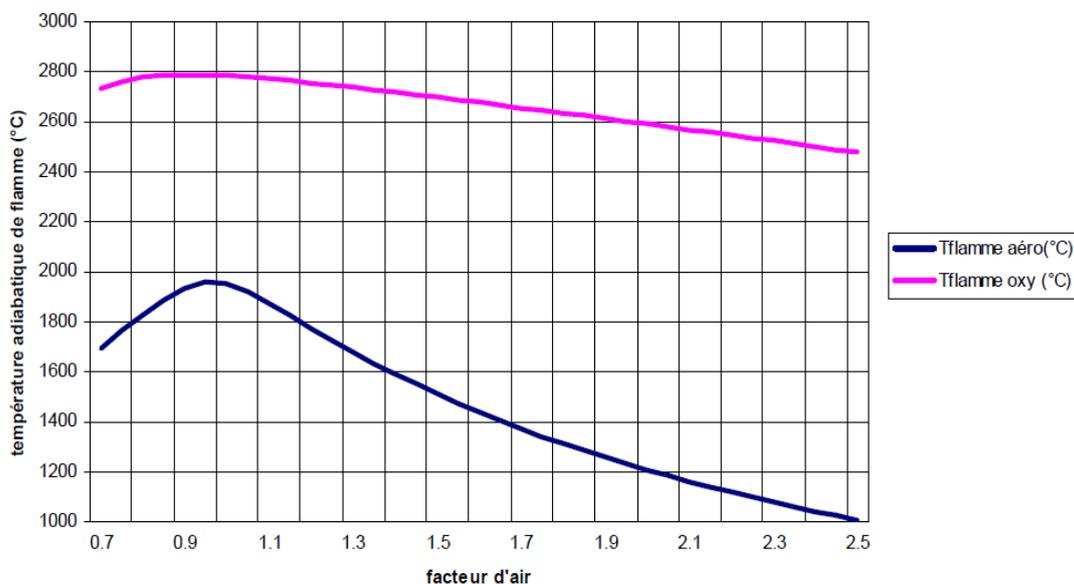


Figure 1.6 : Comparaison des températures adiabatiques de flamme en fonctionnement aéro et oxy-gaz [3]

Par ailleurs, de nombreuses études ont été menées sur les flammes issues d'une combustion à l'air enrichi ou à l'oxygène pur, visant à mettre en évidence l'effet du fort taux d'oxygène sur l'amélioration des propriétés de flamme. Han et al. [18] ont fait varier le pourcentage d'oxygène entre 21 et 100% et ont montré que l'oxycombustion permet une augmentation d'environ 600% de

la vitesse laminaire de propagation d'une flamme prémélangée CH₄-air, qui représente un maximum de vitesse à la stœchiométrie. Cet enrichissement permet aussi un élargissement considérable des limites d'inflammabilité, surtout dans les conditions riches [19] avec une amélioration de la stabilité de flamme notamment pour les combustibles à bas PCI. Pour ces types de combustibles, les travaux de Paubel et al. [2, 20] ainsi que ceux de Gicquel et al. [21] ont mis en évidence l'augmentation globale de la réactivité chimique avec l'utilisation de l'oxycombustion, qui permet de réduire la température d'inflammation, donc l'énergie minimale nécessaire à l'allumage [22].

Dans ce sens, nous avons effectué une simulation numérique visant d'abord à comparer la vitesse de flamme laminaire des combustibles à bas PCI répertoriés dans le Tableau 1.1, et ensuite montrer l'effet de la combustion à l'oxygène pur sur leurs propriétés de flamme. Ainsi, la Figure 1.7 représente la variation avec la richesse (ϕ) dans les conditions standards ($T=300$ K, $P_0=1$ atm), des vitesses laminaires d'oxy-flammes prémélangées de BFG, de syngaz et biogaz avec les compositions types du Tableau 1.1. Les vitesses de flamme pour les cas d'oxycombustion de gaz à bas PCI ont été comparées à la combustion du méthane avec de l'air. La Figure 1.7 montre que, pour les faibles valeurs de ϕ , la vitesse laminaire de flamme (S_L) de tous les combustibles augmente avec la richesse quand on s'approche des conditions stœchiométriques. Les vitesses des mélanges biogaz-O₂ et syngaz-O₂ sont élevées (170 et 90 cm/s, respectivement) et largement suffisantes pour assurer la stabilité de flamme quand l'oxygène pur est utilisé comme comburant. Pour la flamme de BFG-O₂, le maximum de S_L atteint est 30 cm/s, et apparait à une richesse de 0.9. Cette valeur maximale de vitesse est plus faible que celle d'une flamme CH₄-air (prise comme de flamme référence) autour de la stœchiométrie.

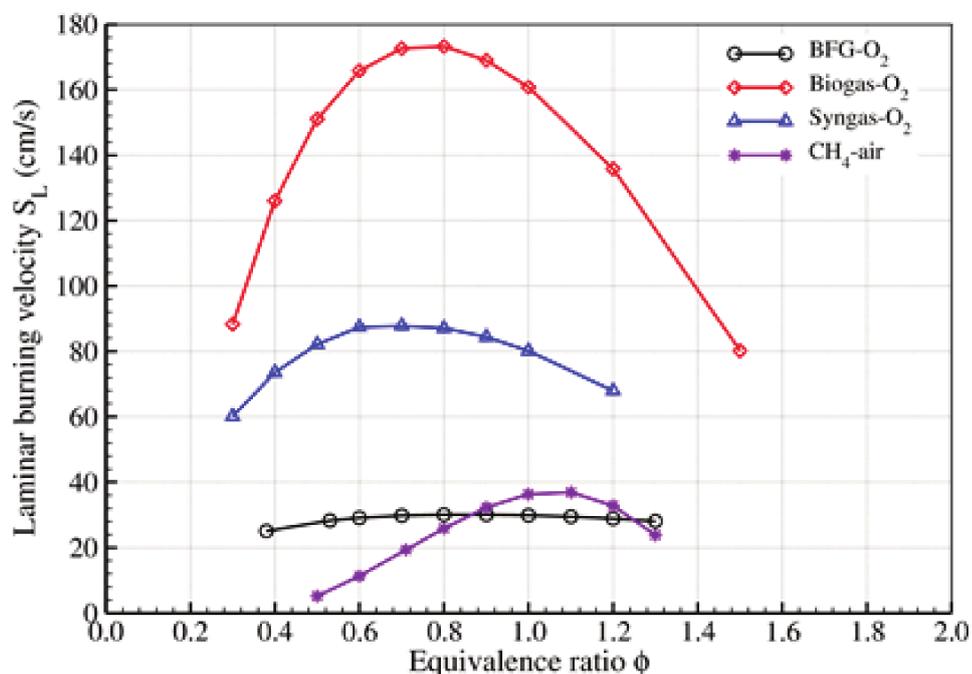


Figure 1.7 : Evolution des vitesses laminaires de flamme S_L avec la richesse pour différentes oxyflammes de combustibles à bas PCI et la flamme CH₄-air (Davis Mech - $T_p=300$ K)

Ce résultat démontre que la stabilisation d'une flamme turbulente de gaz de rejets pauvres industriels, même en oxycombustion, est une vraie problématique et peut nécessiter, a priori, un apport d'énergie supplémentaire pour la valorisation et l'aide à la stabilisation.

Dans ce cadre, la méthode de valorisation du gaz de haut fourneau envisagée dans la présente étude repose sur le couplage entre l'utilisation de l'oxygène pur et le préchauffage du combustible et du comburant par la recirculation de la chaleur contenu dans les fumées afin d'améliorer l'efficacité de combustion et réduire les émissions polluantes.

1.3. Le préchauffage du combustible et/ou du comburant

L'utilisation des techniques de combustion avec préchauffage du combustible et/ou du comburant n'est pas un concept nouveau. Même si le rendement de combustion est relativement élevé dans la plupart des foyers de combustion industriels, l'efficacité de l'utilisation de la chaleur n'est cependant pas toujours optimale. Pour augmenter cette efficacité dans les foyers, tels que les fours de fusion ou de réchauffage, la recirculation des fumées est utilisée pour préchauffer l'air de combustion. Ce qui permet une économie d'énergie et une réduction de la consommation de combustible non négligeable [23].

Cette technologie date de plusieurs décennies avec notamment l'avènement des brûleurs régénératifs qui permettent d'augmenter la température des réactifs par transfert thermique convectif, jusqu'à atteindre des températures maximales de 1600 K. Il s'agit de brûleurs composés de deux injecteurs comportant chacun une capacité thermique avec un fonctionnement par cycle alternatif : une fois comme injecteur (ou brûleur), une fois comme régénérateur (ou évacuateur). Lors de la première moitié de cycle, au passage de l'évacuateur, les produits de combustion cèdent une partie de leur chaleur à la capacité thermique. Lors de la seconde moitié de cycle, les fonctionnements des deux injecteurs sont inversés. L'air est alors préchauffé dans le brûleur grâce à la capacité thermique précédemment chauffée (Figure 1.8). L'efficacité de récupération thermique peut atteindre 96%, en réduisant drastiquement les coûts de gestion de l'installation.

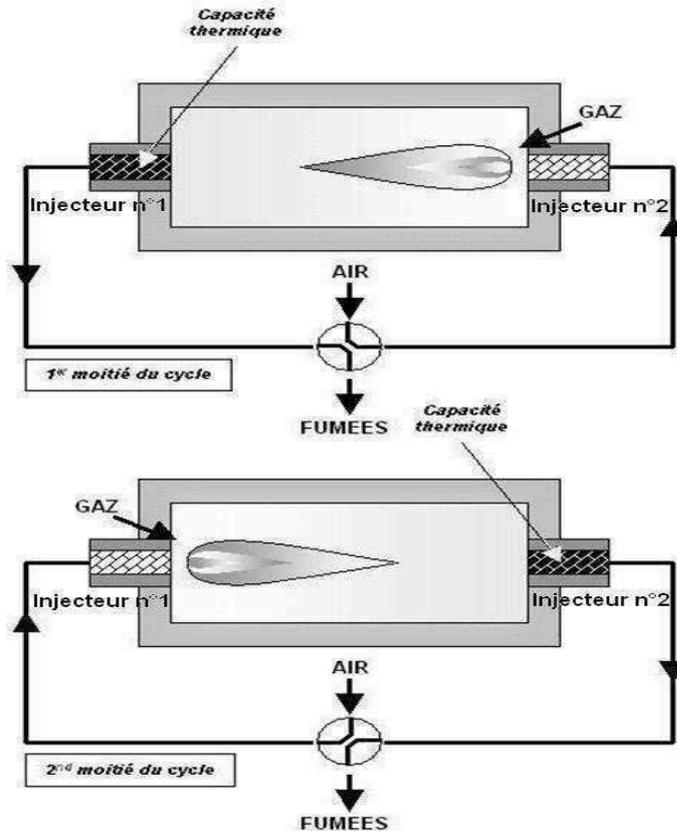


Figure 1.8 : Cycle de fonctionnement d'un couple de brûleur régénératif. [23]

Cependant, les fortes émissions de polluants associées à ce mode de combustion à haute température, et des normes de plus en plus contraignantes, ont rapidement limité l'emploi de ce type de brûleur.

Il existe aussi d'autres technologies employées dans les installations de récupération de chaleur dans l'industrie pour préchauffer le combustible et/ou le comburant. C'est le cas des échangeurs de chaleur appelés « brûleurs récupératifs » qui permettent de préchauffer l'air à l'entrée de l'installation à travers les fumées en sortie. En général, les unités qui utilisent ce genre d'installation sont équipées essentiellement d'échangeurs de chaleur et de brûleurs ainsi qu'un système de ventilation, construits avec des matériaux appropriés pouvant tolérer des températures élevées (~1050 K). Le système de ventilation permet d'aspirer les gaz chauds avant de les acheminer vers les systèmes de récupération, dans les quels a lieu le préchauffage de l'air (Figure 1.9). En effet, les fumées produites lors de la combustion restent dans un premier temps dans le foyer en traversant l'espace entre les deux rangs concentriques constituant la chambre de combustion. Elles cèdent ainsi leur chaleur au flux d'air en entrée (échangeur fumées/air), en se refroidissant avant l'expulsion par la cheminée [24]. L'efficacité de la récupération thermique peut atteindre alors jusqu'à 65% [25].

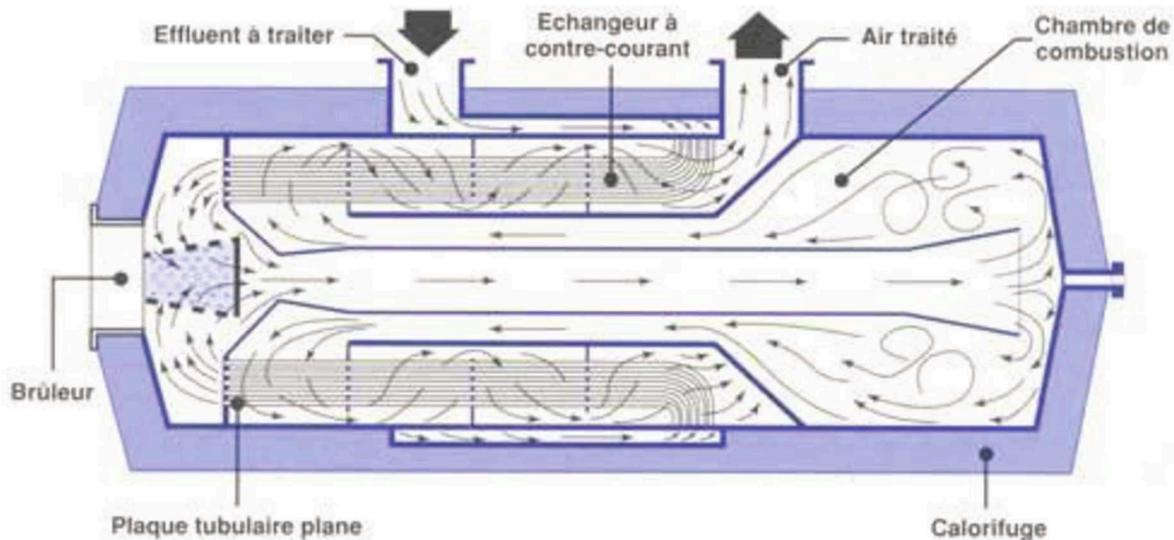


Figure 1.9 : Principe de *fonctionnement d'un brûleur récupératif sur une installation industrielle (échangeur fumées/air)*. [24]

Milani et al. [26] montrent dans le cas concret du bilan énergétique d'une usine sidérurgique, présenté sur la Figure 1.10, que l'emploi d'un brûleur récupératifs fait baisser jusqu'à 50% la facture énergétique du fait des températures de fumées très élevées augmentant l'efficacité des échangeurs thermiques et le rendement de l'installation.

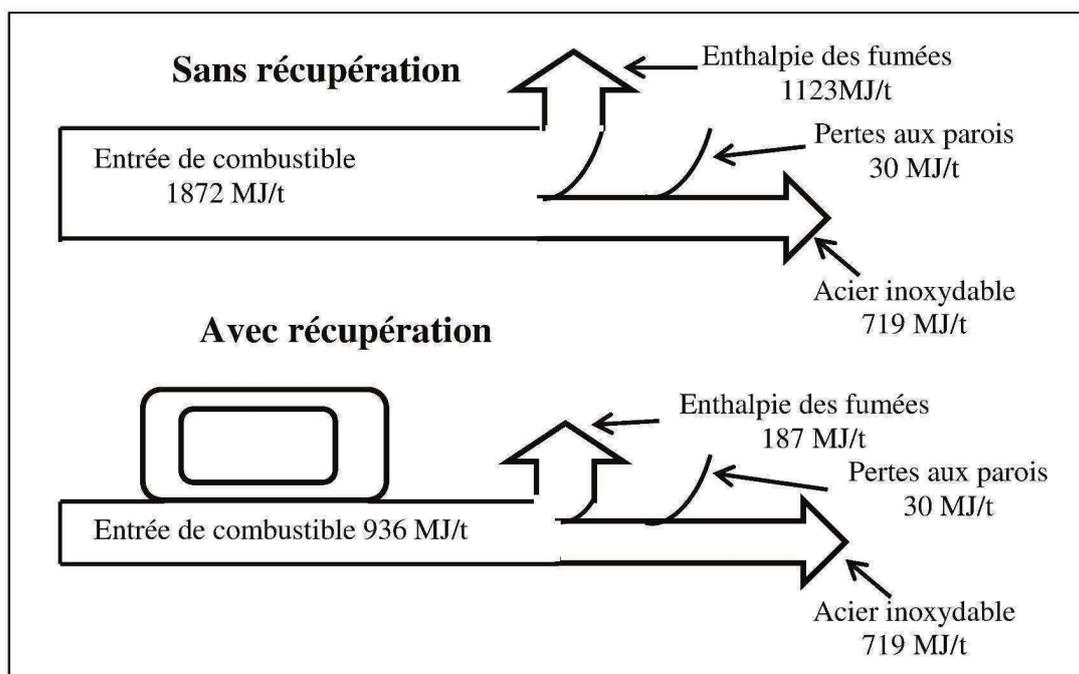
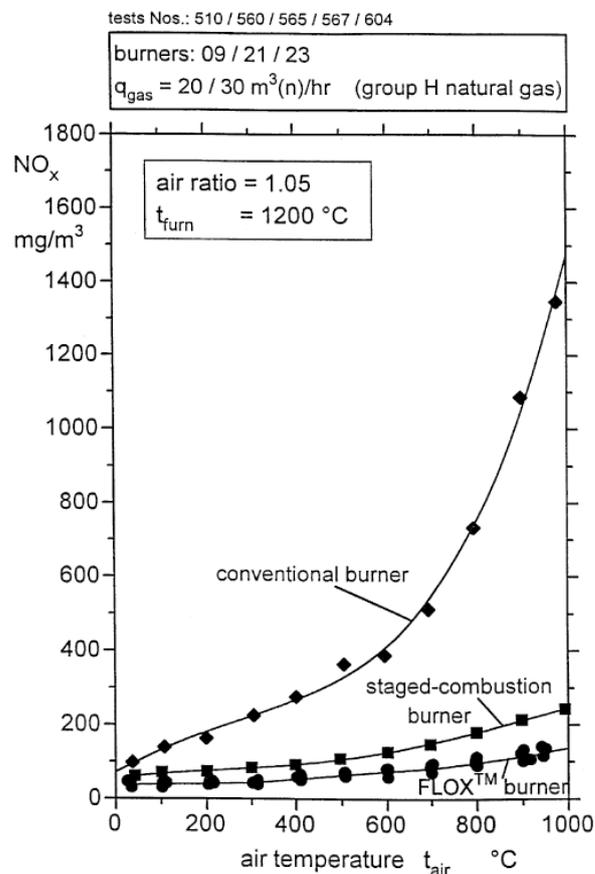


Figure 1.10 : Comparatif entre un procédé *avec et sans usage d'un système récupératif* pour une usine métallurgique sur une installation industrielle. [26]

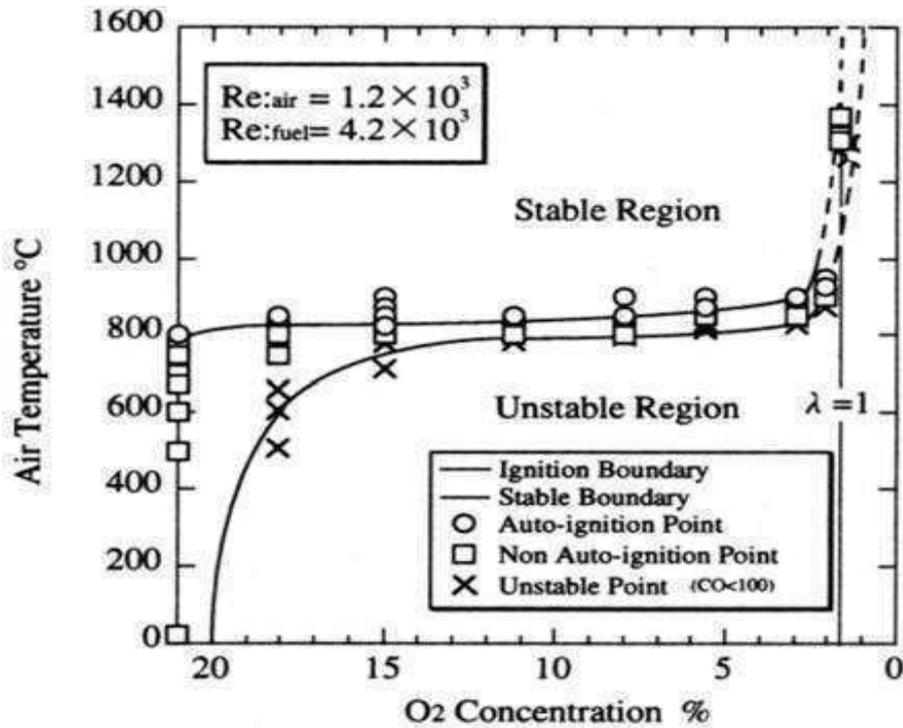
Cependant, au même titre que l'oxycombustion, le préchauffage des réactifs a également pour effet d'accroître les températures maximales atteintes dans les flammes. L'augmentation de la température initiale influence les taux de réaction de la cinétique de la combustion. Ceci joue un

rôle important sur les structures et la stabilisation de flamme et, en particulier, sur la diffusion et la distribution des espèces et de la température au sein de la flamme.

Or la formation d'oxydes d'azote (NO_x) augmente sensiblement avec la température de l'air [27] (Figure 1.11-a). Pour répondre à ce problème et permettre l'utilisation d'oxydant fortement préchauffé en maintenant de faibles niveaux d'émission de NO_x, de nouvelles techniques de combustion ont été développées, basées sur un mode de combustion appelé « combustion sans flamme ». Le principe est de mélanger les réactifs avec des gaz brûlés chauds avant le début de la combustion. Cette technique de combustion, souvent caractérisé par un préchauffage de l'oxydant avec dilution par une recirculation importante des gaz chauds, est particulièrement intéressante dans la réduction des émissions de NO_x d'origine thermique, grâce à la réduction des gradients thermiques importants dans la chambre de combustion, ce qui évite la formation de points chauds [28]. Il s'agit en fait d'un mode de combustion fortement dilué et peu intense. Ce mode de fonctionnement similaire est naturellement obtenu dans le cas de la combustion des gaz alternatifs très dilués au CO₂ et N₂, comme le gaz de haut fourneau (BFG).



(a) : Effet de la température de préchauffage de l'air sur le niveau d'émissions de NO_x. [27]



(b) : Diagramme de stabilité de flamme en fonction de la température de l'air et de la concentration d'oxygène. [29]

Figure 1.11 : Avantages et inconvénients du préchauffage de l'air de combustion

La carte de stabilité de la Figure 1.11-b, définie en fonction du pourcentage d'oxygène dans le comburant et de la température de préchauffage de celui-ci, montre que pour des concentrations d'oxygène inférieures à celle dans l'air, la stabilité de flamme est obtenue pour des températures de l'air supérieures à la température d'auto-inflammation montrant l'apport du préchauffage.

Par ailleurs, l'impact du préchauffage sur une flamme non-prémélangée a très tôt fait l'objet de nombreuses études comme celles rapportées dans la littérature (Van Tiggelen et al. [30] ; Lewis et Elbe [31]). Les travaux d'Ishiguro [32] et Gupta [33] illustrent bien l'effet de la température des réactifs sur la diffusivité des espèces, l'amélioration de propriétés de combustion et la stabilité de la flamme. Ils ont ainsi montré une augmentation de la vitesse de propagation de flamme laminaire S_L dont la dépendance à la température de l'oxydant (T_{ox}) proposée par Blint (1988) puis développée par Mishra (2003) [34], est :

$$\frac{S_L}{S_L^0} \sim \left(\frac{T_{ox}}{T_0}\right)^\alpha \quad \text{(Equation 1.3)}$$

Avec S_L^0 la valeur de vitesse laminaire à la température ambiante T_0 . L'exposant exponentiel α obtenu par Mishra et al. [34] est égal à 1.575 pour des températures de préchauffage d'une flamme CH₄-air comprises entre 300 et 600K.

Cette augmentation de la vitesse laminaire par l'élévation de la température des réactifs se fait à travers le taux de réaction et une amélioration des propriétés de diffusion [35]. Natarajan et al. ont montré qu'un préchauffage des réactifs de 300 à 700 K peut entraîner une croissance exponentielle de la vitesse de flamme qui est 5 à 8 fois plus grande [14]. Le préchauffage assure donc l'inflammabilité du mélange et permet une stabilité de flamme avec un élargissement des limites d'extinction de flammes turbulentes [35].

1.4. Généralités sur les flammes de jets non-prémélangées turbulentes

L'objectif de cette partie de l'état de l'art est de rappeler quelques concepts élémentaires sur la théorie des écoulements turbulents et de rapporter aussi quelques éléments essentiels sur la flamme de diffusion turbulente auxquels nous aurons recours dans la suite de ce mémoire. Nous présentons aussi des notions sur la diffusion turbulente pleinement développée et l'essentiel sur les mécanismes de stabilisation de flammes non prémélangées turbulentes.

1.4.1. Jets coaxiaux circulaires

Un jet coaxial circulaire est un « jet double » composé d'un jet rond simple entouré d'un deuxième jet annulaire avec des échelles de tailles et de vitesses distinctes. Les jets coaxiaux ont une application importante dans les configurations industrielles, dans le cadre d'études de phénomènes aérodynamiques et/ou acoustiques. C'est en effet une configuration souvent utilisée dans l'industrie comme un moyen efficace de mélange de fluides. L'une des applications les plus répandues reste la chambre de combustion des « moteurs fusées » où le jet annulaire est plus rapide que le jet simple central [37]. Dans cette configuration, l'intérêt porte surtout sur l'étude de la dynamique de l'écoulement gouvernant le mélange des jets diphasiques, afin d'améliorer les performances des injecteurs.

Dans le cadre de l'étude de la turbulence et de l'acoustique des écoulements, la configuration de jets coaxiaux présente beaucoup moins d'études fondamentales dans la littérature par rapport aux jets simples. Un jet coaxial est défini en général par des paramètres géométriques initiaux liés en premier lieu aux diamètres des jets, mais aussi au rapport de vitesse R_u qui est le paramètre principal décrivant l'essentiel du comportement des propriétés dynamiques de jets à densité constante.

1.4.2. Couches de mélange et structures tourbillonnaires

Les jets coaxiaux circulaires sont en général définis par des couches de mélanges circulaires concentriques délimitées par une interface et associées aux phénomènes de sillage, plus ou moins importants suivant les cas.

De nombreuses études (Rehab et al. [38], Villermaux et al. [39], Pitts [40]) ont montré l'existence de plusieurs régimes d'écoulement caractérisés par des valeurs critiques de rapport de vitesse $R_{u,c}$, notamment dans le cas où les fluides rencontrés dans les deux jets sont les mêmes, en termes de nature et de densité volumique.

Le rapport de vitesse se définit par :

$$R_u = \frac{U_{ext}}{U_{int}} \quad (\text{Equation 1.4})$$

Ce paramètre permet de distinguer deux types de jets coaxiaux : celui dont la vitesse du jet central est supérieure à celle du jet annulaire ($R_u < 1$), et celui dont la vitesse du jet central est inférieure à la vitesse annulaire ($R_u > 1$).

- Pour $R_u < 1$, le comportement du jet coaxial reste assez similaire à celui d'un jet simple, et le mélange est dominé par la couche cisailée interne (Figure 1.11) [38].
- Pour $R_u > 1$, le mélange dans la zone proche de l'injecteur dépend fortement des conditions initiales. Le cône potentiel extérieur s'oriente vers l'axe du jet et l'écoulement conditionne le jet interne, dont la longueur du cône potentiel dépend fortement du rapport de vitesse R_u [39, 40].

Le rapport de vitesse est alors identifié comme un des paramètres primordiaux déterminant les propriétés de jets coaxiaux. Il est possible, dans la Figure 1.12, d'observer l'influence de ce paramètre sur la nature des structures cohérentes qui se développent sur la couche de mélange.

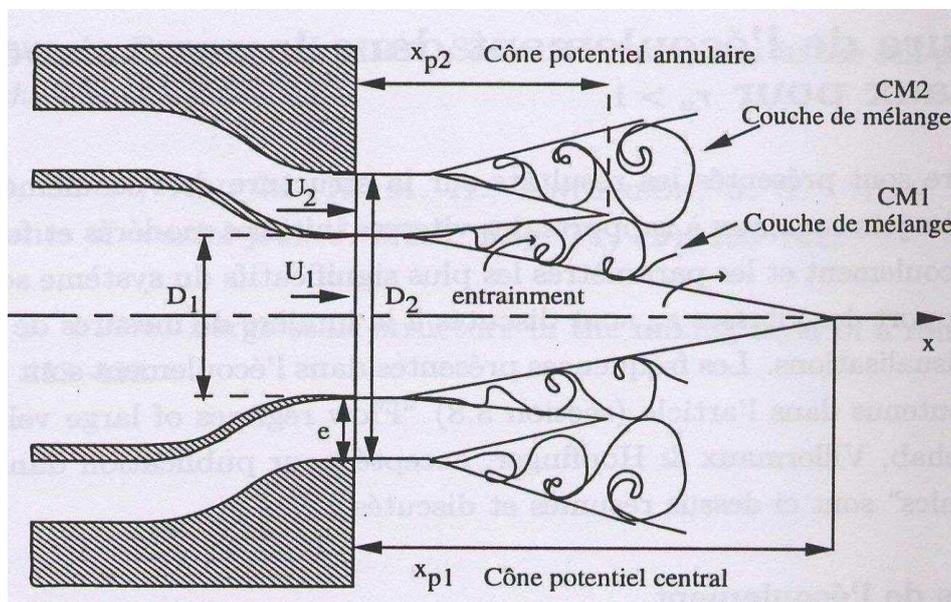


Figure 1.12 : Schématisation de l'écoulement dans le champ proche d'un jet coaxial de rapport de vitesse inférieur à l'unité. [38]

Les jets coaxiaux incluant à la fois de forts gradients de vitesse et de densité volumique, comme c'est le cas dans cette étude, sont peu documentés. Les études menées par Ko et al. [41] se sont intéressées à la longueur du cône potentiel lorsque le rapport de vitesse entre les deux écoulements est modifié. Ils ont ainsi montré que la longueur de la zone potentielle externe ainsi que la position du point de rattachement (où le maximum de vitesse moyenne intercepte l'axe du jet) ne dépendent pas que de R_u . Pitts [40], Pitts et al. [42] et Favre-Marinet and Camano-Schettini [43] ont montré le développement de structures tourbillonnaires au niveau des interfaces entre les jets et décrivent ces structures en termes de rapport de flux de quantité de mouvement :

$$M = \frac{\rho_{ext} \bar{U}_{ext}^2}{\rho_{int} \bar{U}_{int}^2} = S \cdot R_u^2 \quad (\text{Equation 1.5})$$

Avec S le rapport des masses volumiques des jets annulaire et central. M est ainsi fortement relié au rapport de masse volumique S qui intervient dans l'étude de plusieurs phénomènes physiques tels que la caractérisation de la stabilité de flamme, en agissant notamment sur la plupart des grandeurs scalaires. En effet, la longueur potentielle est écourtée avec l'augmentation du rapport de flux de quantité de mouvement par variation du rapport de densité S, représentative d'une accélération du mélange [33]. La longueur du cône potentiel d'un jet homogène s'exprime, suivant le modèle de Rehab [38], par :

$$x_{p,i} = 6M^{-0.5} \quad (\text{Equation 1.6})$$

Cette longueur est déterminée par l'entraînement qui se produit au niveau de la couche de mélange qui est lui-même conditionné par la différence de densité des fluides. Le même type de comparaison est effectué par Camano Shettini [44] à M constant. Dans cette étude, il a été montré que le développement des couches de mélange est affecté par la variation du rapport de densité à M constant. Les profils radiaux de densité normalisée $\bar{\rho}^* = (\rho - \rho_{ext})/(\rho_{int} - \rho_{ext})$, sont sensiblement les mêmes pour des rapports de densité initiaux différents (Figure 1.13), correspondant à S=0.138 (a) et S=0.655 (b). Alors que les couches de mélanges, caractérisées par le niveau de fluctuation $\rho^{*'} se développent plus rapidement pour des faibles valeurs de S (Figure 1.13). Ce qui montre que l'effet de différence de densité est mieux pris en compte avec la caractérisation des écoulements par le paramètre M [44].$

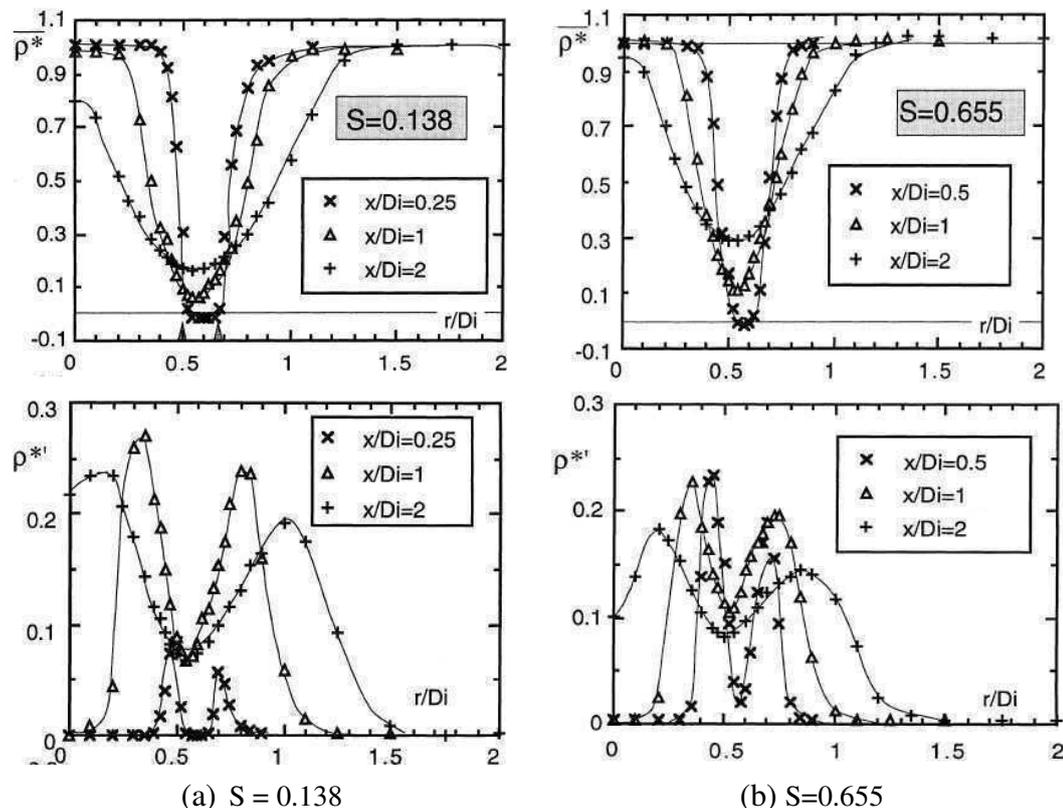


Figure 1.13 : Comparaison des évolutions de profil radial de densité dans le cas de jets coaxiaux présentant des rapports de densité initiaux S différents à M=9. [33]

D'autres études ont aussi démontré que le rapport de vitesse débitante R_u seul ne permet pas de caractériser les jets coaxiaux à densité variable [38, 41, 42, 43]. Les structures tourbillonnaires observées dans ces études sont identiques dans la couche de mélange pour des valeurs de quantité de mouvements constantes. Il a été aussi démontré que le sens des gradients de vitesse et de densité volumique joue un rôle primordial dans le développement de ces structures turbulentes. Dans ce sens, étant donné que le préchauffage a des effets inverses sur la vitesse et la masse volumique, les gradients de ces deux paramètres seront opposés, ce qui entraîne à priori le développement de structures tourbillonnaires favorisant le mélange. C'est la raison pour laquelle, dans le cas des écoulements verticaux cisaillés avec différents fluides librement chauffés, un paramètre tel que la température de préchauffage entre fortement en jeu. Dans ces jets subsoniques caractérisés par une masse volumique variable, l'écoulement fait intervenir des phénomènes de transferts turbulents de chaleur et de quantité de mouvement, sans que les effets dus à la compressibilité des fluides ou des parois n'interviennent.

Les travaux de Monkewitz et al. [45] montrent les effets de la température sur des jets ronds simples. Ils mettent en évidence l'élargissement des jets verticaux chauds et une réduction du cône potentiel à des nombres de Reynolds élevés et un nombre de Mach égal à 0,02. Ils observent ainsi que les écoulements chauds se comportent comme les jets froids avec un élargissement des jets qui ne restent cependant plus axisymétriques, comme l'illustre la Figure 1.14.

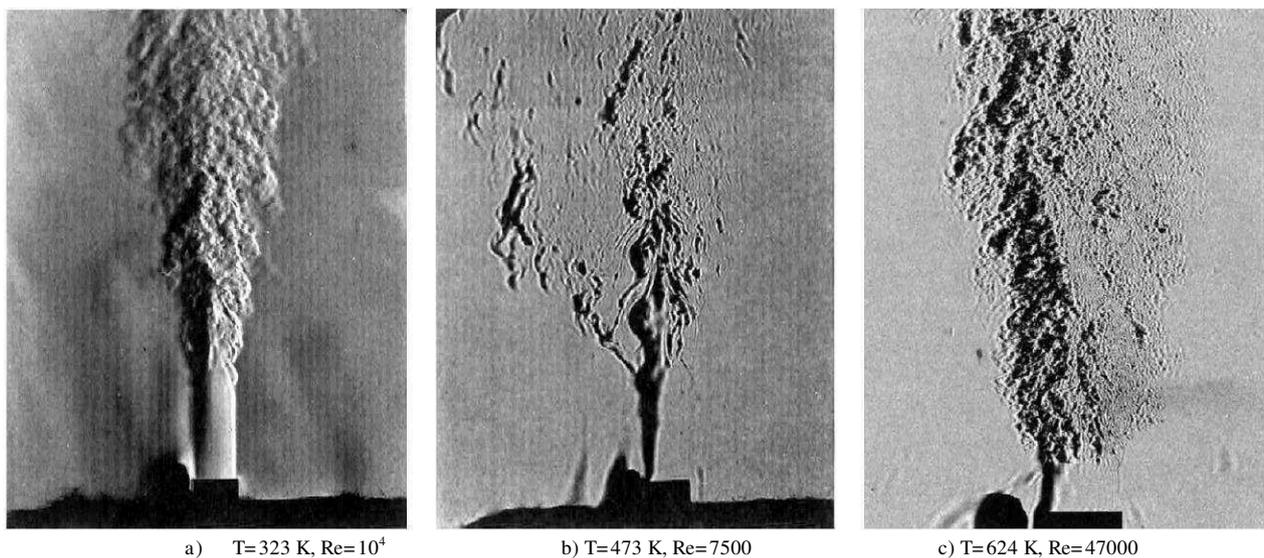


Figure 1.14 : Visualisation par strioscopie de température sur les jets simples. [45]

1.4.3. Structures de flammes de diffusion turbulentes

Dans une grande variété d'applications, un mélange homogène de fluides est recherché. Dans un écoulement réactif comme la combustion, le mélange à l'échelle moléculaire entre un combustible et un comburant est une condition préalable indispensable au processus cinétique des réactions chimiques. Dans le cas d'un régime non-prémélangé turbulent, deux réactifs sont injectés

séparément et une compréhension profonde de l'interaction à petite et grande échelle est cruciale, plus particulièrement dans des écoulements complexes à fort rapport de vitesses.

Les jets axisymétriques réactifs en configuration coaxiale sont des écoulements cisailés libres avec des couches de mélange et des sillages. C'est en effet un modèle géométrique des brûleurs industriels qui a fait l'objet de plusieurs études expérimentales et numériques [46]. L'illustration ci-dessous (Figure 1.15) détaille schématiquement la structure d'un jet coaxial subsonique [38, 41] :

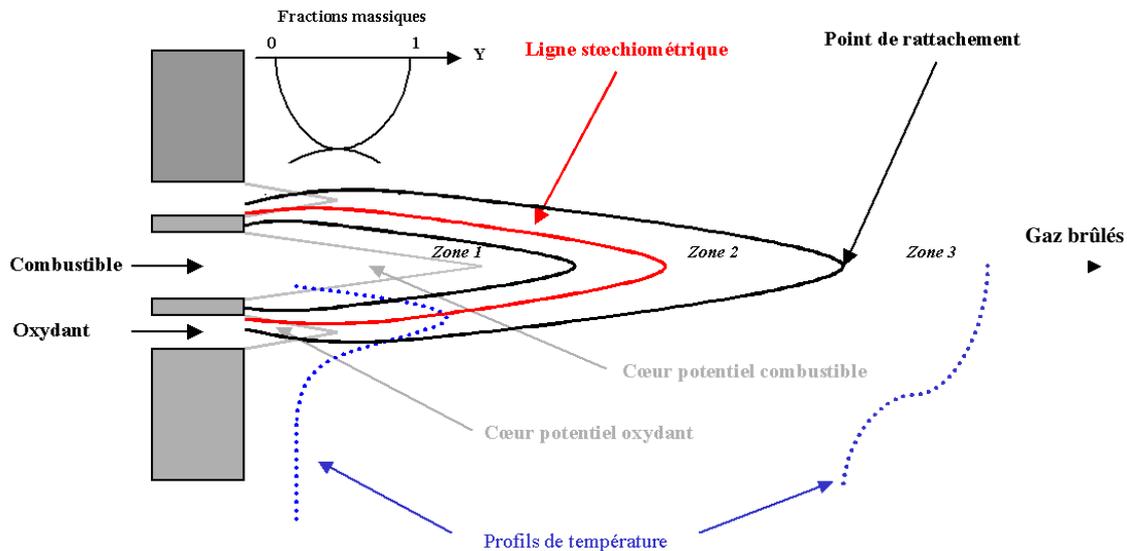


Figure 1.15 : Schématisation d'une flamme non-prémélangée turbulente dans une configuration coaxiale. [2]

- Une première zone initiale (zone 1) montre deux couches de mélange qui se développent sans interaction. C'est la zone des cœurs potentiels où le profil de vitesse est faiblement perturbé par la turbulence à cause de l'effet laminarisant de la combustion par expansion thermique, limitant ainsi le développement des structures turbulentes.
- Le point de rattachement marque l'endroit où le maximum de vitesse moyenne intercepte l'axe du jet. Il délimite la fin d'une seconde zone (Zone 2) de compétition entre la chimie et la turbulence. C'est une zone dite intermédiaire, qui suit immédiatement la zone initiale et définit la longueur de flamme dans l'hypothèse d'une chimie infiniment rapide. Les cœurs potentiels disparaissent au fur et à mesure que les structures turbulentes de cisaillement se développent. C'est une zone de forte turbulence due aux forts gradients de vitesse et aux températures élevées favorisant le mélange et la réaction.
- Une troisième zone (zone 3) pleinement développée suit cette deuxième zone transitionnelle et s'étend au-delà du point de rattachement. C'est une zone dite de « panache de la flamme » caractérisée par une turbulence tridimensionnelle où les couches de mélange se rejoignent permettant aux différentes structures présentes d'interagir. Il est aussi possible de retrouver dans cette région des réactions de combustion avec recombinaisons d'espèces et consommation d'imbrûlés.

1.5. Mécanismes de stabilisation des flammes de diffusion turbulentes

1.5.1. Interaction chimie-turbulence

L'analyse de phénomènes de stabilisation de flamme de diffusion turbulente peut être effectuée par une description de la structure locale de flamme, à travers laquelle l'analyse monodimensionnelle de flamme et son rapport à l'extinction, apparaît comme un moyen pour mieux comprendre les phénomènes gouvernant la combustion. La complexité d'un écoulement réactif peut, dans ce cas résulter de la compétition entre la réaction de combustion et la turbulence, autrement dit, entre une vitesse de consommation locale des réactifs (déplacement du front de flamme dans les gaz frais) par rapport à la vitesse locale incidente de l'écoulement (convection du mélange frais).

Par ailleurs, la stabilisation des flammes turbulentes est le plus souvent analysée comme se produisant dans des zones où les caractéristiques de l'écoulement sont laminaires. Cette laminarisation provient de l'augmentation locale de la viscosité induite par l'élévation de la température en présence de flamme. Des études ont montré une baisse notable de l'intensité turbulente dans un jet réactif comparé à un jet non réactif [46, 47]. Ce phénomène est aussi rencontré dans le cas où les réactifs sont préchauffés, ce qui a priori favorise la stabilisation de la flamme.

Ainsi, pour une chimie et des conditions aux limites données, notamment de température et de dilution des réactifs, le scalaire passif Z et le taux de dissipation scalaire χ suffisent à caractériser cette compétition et donc à prévoir la réponse de la flamme monodimensionnelle. En effet, Z qui représente la fraction massique locale de fluide issu de l'écoulement combustible, permet de décrire une solution de base correspondant à la chimie infiniment rapide où la turbulence a peu d'effet sur la réaction de combustion. Et le taux de dissipation scalaire, par les contraintes qu'il régit en termes de compétition entre les temps chimique et mécanique, permet de caractériser un écart par rapport à un état d'équilibre de référence, voire une extinction totale de flamme [48].

La structure de la compétition entre la combustion et la turbulence est une zone de réaction très fine en épaisseur constituée d'éléments de flamme laminaire qui sépare deux zones, d'un côté le combustible, de l'autre l'oxydant. Géométriquement cette structure monodimensionnelle est appelée flammelette (Liñan (1974) [49], Cuenot et Poinso 1994 [50]), et s'étale de part et d'autre d'une ligne stœchiométrique qui se déforme sous l'effet de la turbulence (Figure 1.16). Ce schéma structurel n'est valable qu'à faible turbulence ne perturbant pas la réaction de combustion [51].

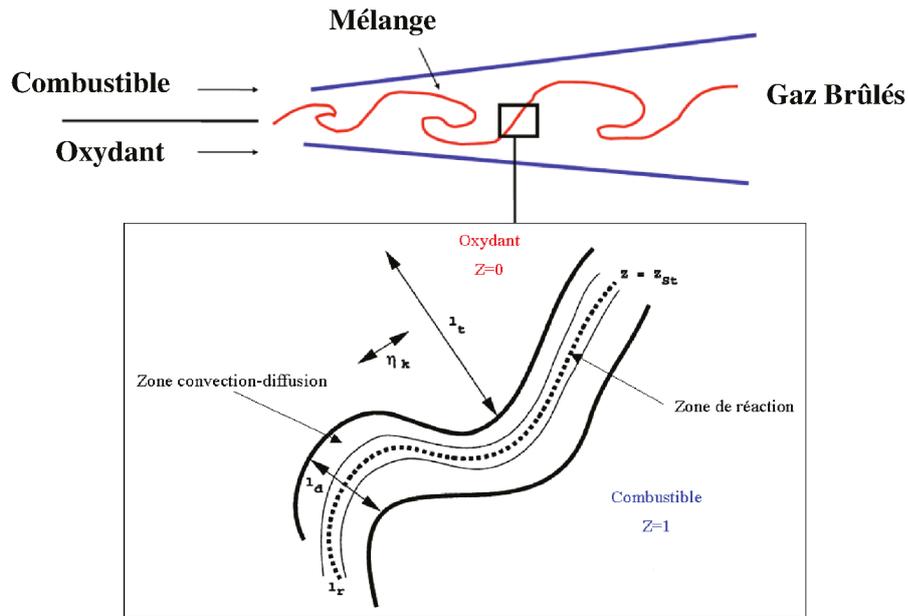


Figure 1.16 : Schéma d'une portion de flamme de diffusion turbulente, d'après [51]

La zone de réaction correspond dans ce cas à l'iso-surface $Z = Z_{st}$, où Z_{st} est la fraction de mélange à la stœchiométrie. Cette iso-surface est caractérisée par des grandeurs comme l'épaisseur de l'interface réactionnelle l_r , séparant deux zones de convection-diffusion qui, dans l'hypothèse de flammelette, doit être inférieure aux plus petites échelles de l'écoulement de taille η_k .

Le taux de dissipation scalaire est aussi un paramètre clé de la description des flammes de diffusion. Il est particulièrement sensible à l'étirement de flamme et augmente lorsque l'étirement local augmente [52]. La dissipation scalaire à la stœchiométrie χ_s est donc définie à partir des transferts diffusifs par gradients de réaction et donc du scalaire passif (la fraction de mélange Z), comme :

$$\chi_s = D |\nabla Z|^2 = \tau_d^{-1} \quad (\text{Equation 1.7})$$

Avec D la diffusivité moléculaire et τ_d le temps caractéristique de diffusion turbulente.

Pour des échanges diffusifs par gradient de réactifs et de température, donc de Z , s'effectuant normalement à la ligne stœchiométrique, une épaisseur caractéristique de diffusion peut être définie :

$$l_d = \left(\frac{D}{\chi_s} \right)^{\frac{1}{2}} \quad (\text{Equation 1.8})$$

Cette épaisseur de diffusion l_d permet d'accéder à l'épaisseur locale de la couche de mélange, définie comme la longueur caractéristique sur laquelle le mélange s'effectue entre réactifs. Il s'agit de la région limite où la chimie peut avoir lieu du fait de l'extrême sensibilité à la température du

taux de réaction. Une diminution de l'épaisseur locale de la couche de mélange est ainsi observée quand l'étirement augmente.

Takeno et al. [36] ont montré sur une étude de flamme axisymétrique CH₄-O₂, dans une configuration contre-courant, qu'il existe une similarité remarquable entre les structures de flammes de diffusion turbulentes dans différents champs d'écoulement à temps de diffusion constant. Il a été montré que le temps de diffusion τ_d ne gouverne pas seulement les structures des couches de mélange mais contrôle aussi les processus de réaction chimique dans la zone réactive. Il représente, pour ces auteurs, le meilleur paramètre pour décrire les effets du champ d'écoulement sur la structure de flamme de diffusion.

Ce temps de diffusion turbulente peut être équivalent à un temps de diffusion des espèces, ou temps de mélange défini par $\tau_m = (\chi_s)^{-1}$ [52]. En effet, dans la compétition entre la flamme et la turbulence, les structures turbulentes plissent les flammelettes créant un étirement local et un élargissement de l'épaisseur de la zone de réaction. Ce qui a pour effet la diminution de la température de flamme par l'augmentation des flux de chaleur vers les gaz frais jusqu'à extinction locale lorsque la température de flamme est inférieure à la température d'extinction du mélange. Dans ce cas précis, la diffusion moléculaire devient négligeable devant la convection turbulente qui devient le mode de diffusion principal.

Par ailleurs, l'interaction combustion-turbulence permet d'approcher le comportement de la flamme en termes de robustesse et de compétition entre temps chimique et temps d'écoulement. Ainsi, le nombre de Damköhler Da constitue un paramètre clé permettant de caractériser la stabilisation de flamme de diffusion soumise à des contraintes turbulentes :

$$Da = \frac{\tau_m}{\tau_c} \quad (\text{Equation 1.9})$$

C'est un nombre adimensionnel qui compare le temps mécanique τ_m et le temps chimique τ_c et qui permet de définir trois types de comportement ([2], [53]) :

- Lorsque $Da \gg 1$: le nombre de Damköhler est grand et la chimie est très rapide devant le temps des fluctuations turbulentes, qui n'influencent donc pas la zone de réaction. La flamme est robuste et proche de son état d'équilibre.
- Lorsque $Da \ll 1$: la chimie est lente devant le mélange turbulent. Les espèces sont alors fortement mélangées avec les produits chauds transformant la zone de réaction en une « flammelette » partiellement prémélangée.
- Lorsque $Da \approx 1$: la chimie et la turbulence interagissent de manière forte à cause de leurs temps caractéristiques proches, encourageant ainsi la déformation (plissement et étirement) de la zone de réaction, ce qui peut entraîner un phénomène d'extinction locale.

La définition du temps chimique, donc du nombre de Damköhler, d'une flamme de diffusion peut s'exprimer en fonction de la vitesse de flamme laminaire prémélangée S_L et d'une épaisseur

caractéristique e_L de la flamme laminaire, comprenant la zone de réaction et la zone de préchauffage :

$$\tau_c = e_L/S_L \quad (\text{Equation 1.10})$$

La Figure 1.17 met en évidence la limite d’extinction d’une flamme de diffusion étirée en fonction de l’inverse du taux de dissipation scalaire et du nombre de Damköhler. En effet, l’extinction locale intervient lorsque le nombre de Damköhler atteint une valeur critique Da_{aq} , déterminée théoriquement par de nombreux auteurs [54, 55] et vérifiée expérimentalement pour différents combustibles en configuration coaxiale [2, 56].

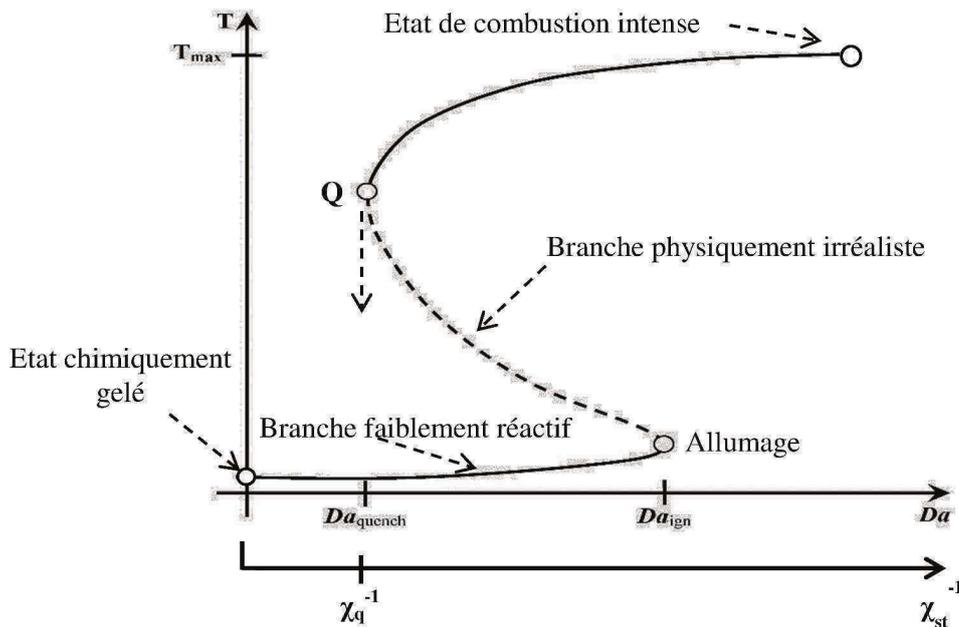


Figure 1.17 : Réponse de la température pour l’allumage et l’extinction d’une flamme de diffusion en fonction de l’inverse du taux de dissipation scalaire et du nombre de Damköhler d’un mélange stœchiométrique. [52]

La définition du nombre de Damköhler critique d’une flamme de diffusion à l’extinction peut s’exprimer alors en fonction du taux de dissipation scalaire critique χ_q au-delà duquel la flamme est soufflée :

$$Da_{aq} = (\chi_q \cdot \tau_c)^{-1} \quad (\text{Equation 1.11})$$

χ_q est donné par l’approximation exprimée par Peters [52, 55] :

$$\chi_q = \frac{Z_s^2 \cdot S_L^2 \cdot (1 - Z_s)^2}{D} \quad (\text{Equation 1.12})$$

Où Z_s est la fraction de mélange à la stœchiométrie.

Cette relation suggère que l’extinction correspond à une valeur critique du taux de dissipation scalaire. Ainsi, l’analyse de l’interaction entre la chimie et la turbulence reste très complexe, car elle

fait intervenir plusieurs paramètres liés aux phénomènes locaux mais aussi aux propriétés globales de flammes. Cette analyse est d'autant plus cruciale que les compositions des combustibles à faible PCI sont particulières, avec des propriétés thermochimiques différentes des combustibles classiquement étudiés. Ce qui modifie fortement l'interaction de la combustion avec la turbulence. Les valeurs élevées de fractions de mélange stœchiométriques du BFG ($Z_s = 0.88$) contre $Z_s = 0.34$ pour le méthane (Tableau 1.1), modifient fortement les gradients de vitesse dans les zones réactives. De plus la chimie très lente du CO [11, 21], composant majoritaire du BFG, et les larges zones de réaction associées à ce type de combustible, impliquent de faibles nombres de Damköhler et donc de fortes interactions avec la turbulence.

1.5.2. Influence des dimensions du brûleur : importance de la lèvre du brûleur

Dans une configuration de flamme-jet non-prémélangée, une paroi sépare initialement les réactifs. Dans le cas de jets coaxiaux, cette épaisseur correspond à la lèvre du brûleur annulaire séparant deux canaux d'injection de combustible et de comburant. Elle est le témoin de l'interaction flamme/brûleur représentative des transferts thermiques et de l'équilibre aérothermochimique atteint lors de la stabilisation de flamme.

Des études ont montré que la géométrie de la lèvre du brûleur à la sortie et son épaisseur, modifient à la fois l'allure du profil de vitesse et celle du profil de concentration amont dans le sillage, affectant ainsi les temps caractéristiques de diffusion transverse, de quantité de mouvement et de masse [37, 56, 57]. Ces auteurs soulignent que l'effet de sillage, voire l'apparition de zones de recirculation à l'arrière de la lèvre du brûleur, favorise simultanément les conditions de mélange avec ralentissement de vitesse, renforçant la stabilité de la flamme [35, 38, 58].

La lèvre du brûleur joue donc un rôle primordial sur la stabilisation, notamment sur le décrochage de flamme comme l'ont montré les travaux de Esquivá-Dano [59] (2001), Juniter and Candel [60] (2003) puis Pinguet and Escudié [61] (2007). Ces études ont démontré qu'une flamme est plus stable avec une épaisseur plus importante nécessitant des vitesses de combustible et de comburant plus élevées pour la décoller.

Les travaux antérieurs de Takahashi et Schmoll [62] démontrent l'effet de la variation de l'épaisseur de la lèvre du brûleur sur le décrochage et l'extinction de flamme. En effet, la Figure 1.18 permet de noter que pour une épaisseur de 2.4 mm, les vitesses de décrochage du jet de méthane U_{jc} varient très peu avec la vitesse de l'air U_a . Alors que pour une lèvre de brûleur moins épaisse de 0.6 mm ou 1.2 mm, l'augmentation de la vitesse de l'air U_a impose une diminution forte de la vitesse de décrochage U_{jc} . Ce qui signifie que plus la lèvre est épaisse plus la vitesse de décrochage est élevée [35].

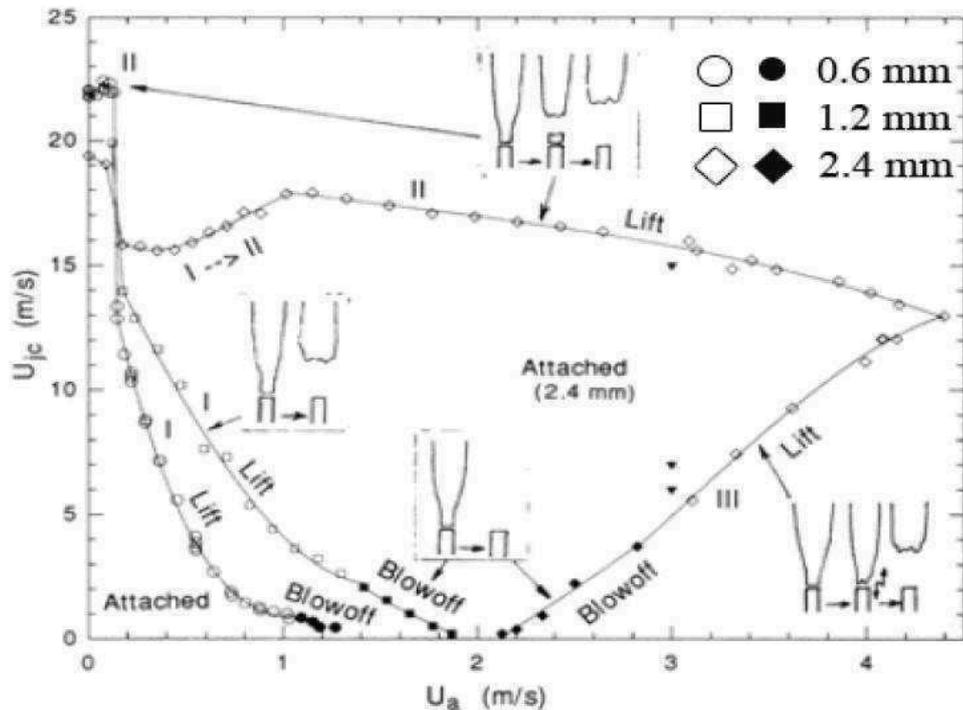


Figure 1.18 : Diagramme de stabilité d'une flamme de diffusion CH₄-air pour différentes épaisseurs de lèvres de brûleur. [62]

Otakeyama et al. [63] ont montré dans une étude plus récente (2009), avec un balayage fin des valeurs de l'épaisseur de la lèvre δ , que cette dernière influence le décrochage et l'extinction de flamme CH₄-air (Figure 1.19). La réponse de flamme a permis de classer trois types de brûleurs en fonction de δ :

- Pour $\delta < 2 \text{ mm}$, la base de la flamme s'expose directement à l'écoulement. L'extinction de flamme peut donc se produire à des faibles vitesses du jet de méthane, passant par un état de flamme suspendue.
- Pour $\delta > 4 \text{ mm}$, la flamme est accrochée et plus stable. Elle est capable de résister à des vitesses de méthane plus importante grâce une structure de sillage ou une zone de recirculation formée à la base de la flamme, derrière la lèvre du brûleur. C'est une configuration qui tend vers celle d'un brûleur bluff-body avec une extinction directe de flamme sans passage par un état suspendu.
- Pour $2 < \delta < 4 \text{ mm}$, les structures de sillage sont moins importantes que celles du deuxième cas. Ce qui favorise la stabilisation de flamme mais avec des vitesses de décrochage plus élevées dans le premier cas. Il y a passage ou non à un état lifté avant extinction, suivant les conditions expérimentales.

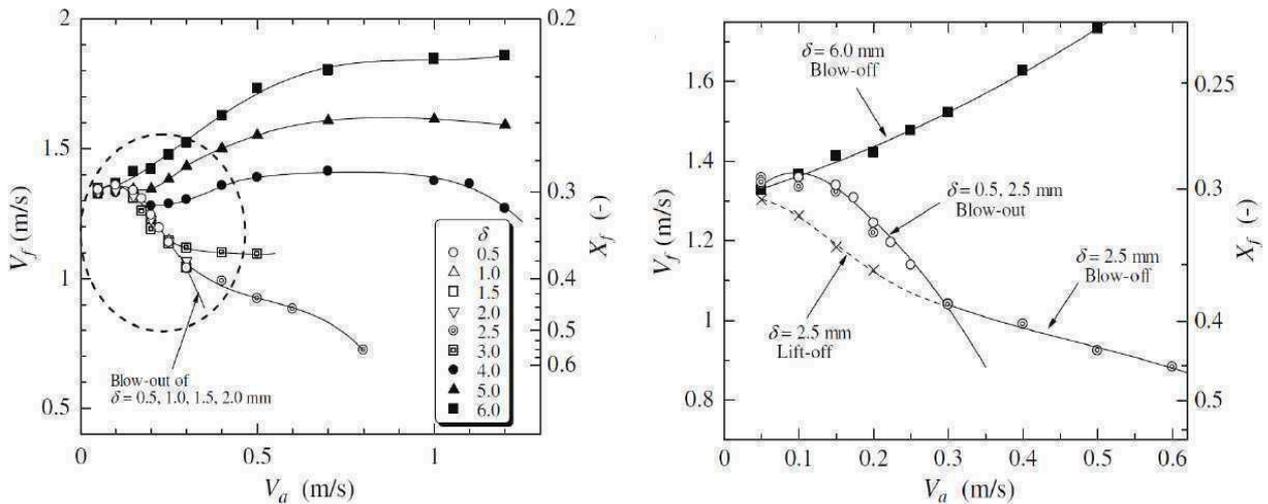


Figure 1.19 : Limites de décrochage et d'extinction, pour différentes épaisseurs de lèvres de brûleur δ (gauche), zoom pour la région de basse vitesse d'air (V_a). [63]

D'autres phénomènes d'interactions entre les couches limites et l'écoulement dans le sillage peuvent aussi être provoqués sous l'effet de la variation de l'épaisseur de la lèvre du brûleur, menant à des décollements de couche limite prématurés qui induisent en retour une modification des profils de concentration dans le proche sillage.

Par ailleurs, la variation de la température de la lèvre du brûleur, nécessairement modifiée dans le cas d'écoulements préchauffés ainsi que lors de la montée en température du brûleur, aura aussi une conséquence importante sur la stabilisation de flamme. Elle a de plus une importance sur le développement de la couche limite, même si certains auteurs négligent ses effets à froid à partir d'une certaine hauteur de suspension [56].

1.5.3. Notion de vitesse convective

De nombreuses études en turbulence se sont portées sur les instabilités primaires (de type Kelvin-Helmholtz, par exemple) des jets coaxiaux et des couches de mélanges. Pour la plupart de ces études, et dans un souci de simplification du phénomène physique étudié, la théorie de la stabilité linéaire est utilisée [37]. Cette théorie consiste à linéariser les équations de Navier-Stokes et à étudier l'évolution des perturbations supposées sur un profil de vitesse donné. Elle n'est valable qu'au début de la transition mais a l'avantage d'identifier précisément le rôle joué par les paramètres de l'écoulement tels que la vitesse d'injection. Ainsi, pour des rapports de vitesse tels que $1 < R_u < 2$, la dynamique du mélange est dominée par les instabilités de sillage par rapport à celles de type Kelvin-Helmholtz lorsque l'épaisseur de la lèvre est suffisamment importante. Buresti et al. [64] montrent que les structures de cisaillement convergent vers l'axe, à la fin du cœur potentiel du jet central, et le pincet à une fréquence correspondant au mode préférentiel de l'écoulement [38]. Dans ce cadre, le profil initial de vitesse $u(r)$ peut être défini par une fonction en tangente hyperbolique [65], qui est une bonne évaluation de la vitesse du jet dans le cône potentiel :

$$u(r) = \frac{U_1 + U_2}{2} - \frac{U_1 + U_2}{2} \tanh\left(\frac{1}{4} \frac{R}{\theta_0} \left(\frac{r}{R} - \frac{R}{r}\right)\right) \quad (\text{Equation 1.13})$$

Avec θ_0 l'épaisseur de la quantité de mouvement initiale, R le rayon du jet, U_1 et U_2 les vitesses d'injection des jets interne et externe, respectivement.

Dans le cas d'amplifications spatiales des perturbations, le nombre de Strouhal peut être défini, basé sur l'écoulement et lié à l'épaisseur θ_0 et à fréquence de la perturbation la plus amplifiée f_0 , par :

$$St_0 = \frac{f_0 \theta_0}{U_c} \quad (\text{Equation 1.14})$$

Rehab et al. [38] ont obtenu une valeur du nombre de Strouhal $St = \frac{f_0 D}{U} = 0,035$. Cette perturbation est due à une interaction entre les poches de fluides recirculants et les instabilités de la couche de cisaillement. Alors que la définition du nombre de Strouhal de la couche cisailée est, quant à elle, liée à l'écoulement sans tenir compte d'un couplage avec le mouvement de structures tourbillonnaires. Ce nombre adimensionnel fait donc intervenir une expression de vitesse de convection par l'écoulement (ou vitesse convective) U_c en incompressible, égale à la moyenne des deux vitesses d'injection :

$$U_c = \frac{U_1 + U_2}{2} \quad (\text{Equation 1.15})$$

Ainsi, la couche de mélange peut être quantifiée à partir d'une vitesse de convection. Cette vitesse particulière est définie par la géométrie de l'injecteur et donc par la vitesse d'injection des gaz réactifs, mais aussi par le type de combustible et de comburant entrant en jeu.

Tous ces paramètres seront les points essentiels sur lesquels l'étude de dimensionnement du brûleur de laboratoire, mais aussi l'analyse de leurs influences sur le décrochage et l'extinction de flamme et des régimes de combustion, se baseront dans la suite de ce mémoire. Pour cela, il est aussi nécessaire de connaître les caractéristiques fondamentales d'oxy-flammes de gaz à bas PCI, qui sont obtenues à partir de calculs thermocinétiques présentés dans le chapitre suivant.

Chapitre 2 : Calculs des propriétés thermodynamiques d'oxy-flammes de gaz à bas pouvoir calorifique

L'analyse des propriétés fondamentales de flammes joue un rôle primordial dans la caractérisation des mécanismes de réaction et participe à la compréhension des processus de combustion. Dans ce but, le présent chapitre présente l'essentiel de la méthodologie mise en place pour simuler différentes configurations de flammes canoniques (équilibre thermochimique, libre propagation laminaire et flamme de diffusion) ainsi que leurs caractéristiques fondamentales.

La première partie de ce chapitre décrit les outils numériques utilisés pour les calculs, du solveur numérique aux différents schémas cinétiques testés afin de définir le choix du mécanisme cinétique adapté au combustible à bas PCI utilisé. Ensuite, les outils numériques choisis sont utilisés pour une simulation complète de flammes planes permettant d'obtenir des propriétés thermocinétiques d'oxy-flammes (concentration d'espèces, vitesse laminaire de flamme, température et épaisseur de flamme, réponse à l'étirement). Les résultats obtenus et leur analyse sont présentés par la suite, afin d'évaluer l'effet de la température des réactifs sur les caractéristiques fondamentales de flamme de gaz de synthèse et de gaz résiduels industriels à bas PCI, dont les caractéristiques thermocinétiques sont encore peu connues.

2.1. Outils numériques

2.1.1. Présentation du solveur

La réaction de combustion est un phénomène complexe qui fait intervenir une multitude de composés intermédiaires entraînant eux-mêmes d'autres réactions chimiques se produisant successivement ou simultanément. Il est donc indispensable d'avoir recours aux outils numériques pour résoudre totalement le problème. Aujourd'hui, il existe plusieurs codes de simulation de la combustion qui proposent différentes configurations ayant l'avantage de simplifier grandement les calculs numériques et ouvrant la possibilité d'employer des mécanismes cinétiques complexes (plusieurs dizaines d'espèces chimiques et plusieurs centaines de réactions). Un ensemble d'outils est disponible, capable de calculer les profils de température et d'espèces le long d'une flamme

suivant plusieurs configurations. Parmi les codes les plus connus on peut citer :

- CHEMKIN : c'est actuellement le code le plus utilisé dans la communauté scientifique. Il est développé au Sandia National Laboratory (Californie, Etats Unis) et compte dans son package les codes de calculs PREMIX et OPPDIF (Kee et al. [66]) qui permettent de simuler respectivement des configurations monodimensionnelles de flammes plates prémélangées et à contre-courant ([2], [67]).
- COSILAB[®] [68]: il a été élaboré à l'origine au sein des universités Aachen et Heidelberg en Allemagne, Princeton (New Jersey, Etats Unis) et Cambridge (Angleterre). C'est un logiciel qui fournit plusieurs configurations de calculs tel que l'équilibre thermodynamique, la libre propagation de flamme laminaire, la flamme de diffusion en configuration contre-courant ou la flamme prémélangée en expansion sphérique [69, 70]. C'est aussi un code de calcul qui présente l'avantage d'avoir un interfaçage relativement simple d'utilisation.
- CANTERA : il a été développé à l'institut de technologie de Pasadena (Goodwin [71]) pour résoudre des problèmes impliquant des processus de cinétique chimique, de thermodynamique et/ou de transport. Il est actuellement utilisé dans plusieurs applications dont la combustion, les détonations, la conversion d'énergie électrochimique etc...

Parmi ces solveurs disponibles sur le marché, le logiciel COSILAB[®] a été choisi dans cette étude. Il utilise une méthode analytique appelée « méthode de Newton » pour déterminer les inconnues de l'équation [70]. Cette méthode consiste à la résolution d'équations non-linéaires, qui donne une solution au système d'équations sur la base d'une solution préexistante, initialement introduite dans le logiciel. Cette solution alors calculée servira de solution de départ pour la détermination d'un troisième ensemble de résultats. Il s'agit donc d'un processus itératif qui se répète jusqu'à l'obtention d'un certain niveau de convergence, donnant une solution alors appelée « solution finale » du problème. Celle-ci englobe toutes les informations liées à la configuration de flamme étudiée.

De plus, le solveur COSILAB[®] est couplé à un mécanisme cinétique de combustion avec des données thermodynamiques et de transports, mais aussi de certaines informations comme les conditions initiales pour pouvoir résoudre numériquement une configuration donnée. En effet, pour réaliser des calculs de flamme 0D ou 1D, cinq fichiers d'entrée sont nécessaires. Les trois premiers sont les bases de données : mécanisme cinétique, propriétés thermodynamiques et propriétés de transports des espèces. Un quatrième fichier contient les profils spatiaux et initiaux des variables. Le dernier fichier est celui de contrôle qui fixe les conditions initiales et aux limites, les méthodes numériques et leurs paramètres, ainsi que les données des fichiers de sortie. Un schéma général de calcul est présenté sur la Figure 2.1 :

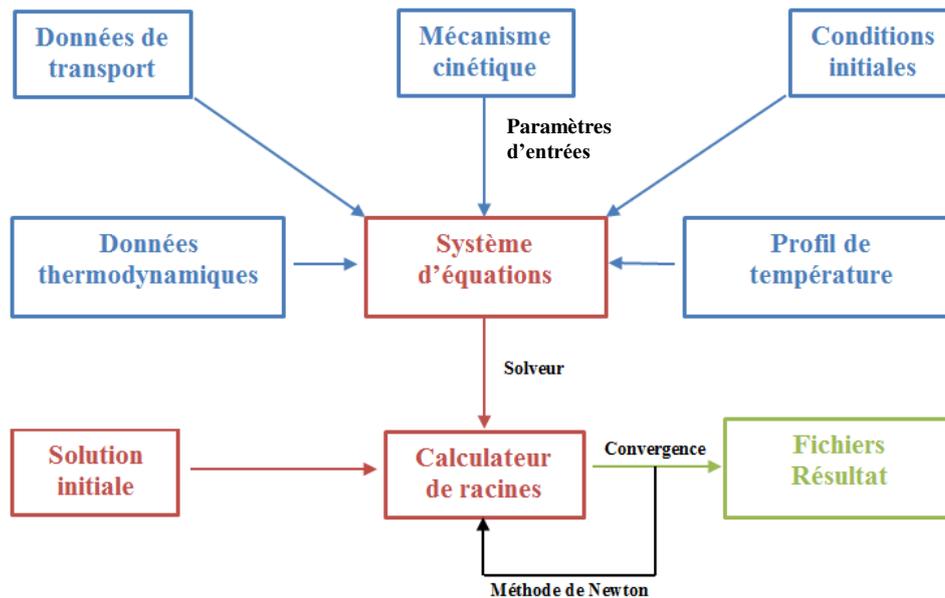


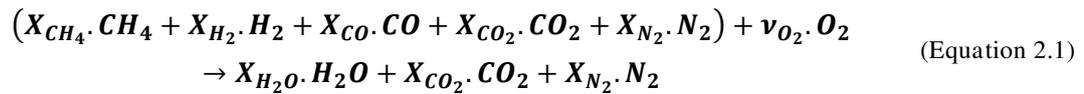
Figure 2.1 : Schéma général du programme COSILAB®

Par ailleurs, la réaction chimique, telle qu'elle se passe dans une flamme, peut être complètement décrite en chaque point, selon des propriétés physico-chimiques telles que la température T , la pression P , la vitesse v , la concentration ou la densité ρ d'espèces pour les différents constituants chimiques [69]. En considérant ainsi un problème à n espèces chimiques, on obtient une équation à $n+4$ variables. Dans nos calculs monodimensionnels basés sur des configurations de flammes plates, la variation de pression à travers le front de flamme est négligeable, c'est-à-dire que la pression et l'enthalpie sont supposées constantes. On considère aussi que la densité totale du mélange est la somme des densités ρ_i de chacune des espèces pondérées de leur fraction massique. Ce qui permet au solveur de résoudre un problème limité à $n+3$ variables. Dans le cas de COSILAB®, la particularité réside sur le fait qu'un profil de température expérimentale peut être incorporé avec les données initiales (Figure 2.1). Cependant, il est difficile de prendre en compte correctement ces données de température lors des simulations, car la cinétique des réactions incluses dans le mécanisme est très sensible à la température. Par conséquent, le choix d'un bon profil de température, correspondant à un type de combustible avec des conditions initiales de fonctionnement données, est indispensable pour obtenir une bonne convergence des calculs avec des résultats proches des valeurs expérimentales.

2.1.2. Bilan global de combustion d'un mélange réactif

Ecrire une réaction chimique sous sa forme globale reste une manière intéressante de décrire l'état final d'une combustion correspondant à un état d'équilibre global satisfaisant certaines conditions thermodynamiques et chimiques. A partir d'un bilan de combustion, il est possible de qualifier un mélange combustible/comburant en établissant une notion de stœchiométrie. Bien que de multiples espèces puissent être impliquées dans le processus de combustion, certaines sont plus importantes que d'autres pour caractériser le régime de fonctionnement. Par exemple, dans le cas

d'une réaction d'oxycombustion d'un mélange gazeux (biogaz, syngaz, BFG...), l'équation globale de réaction de combustion s'écrit par :



Les fractions massiques de combustible et d'oxydant sont en quantités significatives et leur rapport est communément utilisé pour caractériser la richesse Φ d'un mélange, valant 1 à la stœchiométrie et définie par :

$$\Phi = \frac{\left(\frac{Y_c}{Y_o}\right)}{\left(\frac{Y_c}{Y_o}\right)_s} = s \cdot \frac{Y_c}{Y_o} \quad \text{(Equation 2.2)}$$

Avec Y_c et Y_o les fractions massiques respectives du combustible et de l'oxydant, et s le rapport stœchiométrique massique.

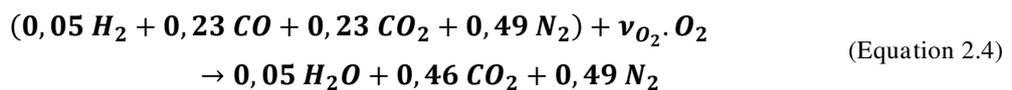
Le mélange de l'oxydant et du combustible peut aussi être caractérisé par la fraction de mélange Z , valant 0 dans l'oxydant pur et 1 dans le combustible pur, défini à la stœchiométrie par Z_s :

$$Z_s = \frac{Y_o}{Y_o + \nu \cdot Y_c} \quad \text{(Equation 2.3)}$$

Avec ν le coefficient de stœchiométrie massique obtenu par la relation : $\nu = \frac{M_o \cdot \nu_{O_2}}{M_c}$

ν_{O_2} représente le coefficient stœchiométrique de l'oxygène. M_o et M_c sont les masses molaires respectives de l'oxygène ($M_o = 32\text{g/mol}$) et du combustible ($M_c = \sum X_i M_i$), la somme des masses molaires M_i des constituants du mélange pondérées de leur proportion volumique X_i dans le mélange).

La conservation de la matière dans l'équation bilan précédente (Equation 2.1) a été effectuée en utilisant le BFG comme combustible, avec la composition proposée dans le chapitre 1 (Tableau 1.1). Elle donne :



Cette équation bilan impose : $M_c = \sum X_i M_i = 30,38 \text{ g/mol}$, $\nu_{O_2} = 0,14$ et $Z_s = 0,88$.

L'oxy-brûleur conçu durant cette thèse pour l'étude expérimentale de flammes de diffusion turbulentes (présenté dans le chapitre suivant), permettra de brûler des flammes de combustible à bas PCI comme le BFG. Pour une puissance P de combustion donnée, avec une composition de BFG fixe donc un PCI constant, le débit total du combustible s'exprime par :

$$Q_{BFG} = \frac{P_{combustion}}{PCI_{BFG}} [\text{m}^3(\text{n})/\text{h}] \quad (\text{Equation 2.5})$$

Avec $PCI_{BFG} = \sum X_i PCI_i$, la somme des pouvoirs calorifiques des différents constituants du mélange, pondérés de leur proportion volumique dans le mélange.

Une fois le débit de combustible connu, le débit d'oxygène se déduit en fonction de la richesse et du pouvoir comburivore. Celui-ci est noté V_a et représente la quantité d'oxygène nécessaire et suffisante pour assurer la combustion neutre et complète d'un volume de combustible. Il est égal à la somme des pouvoirs comburivores des gaz combustibles constituant le mélange, pondérés de leurs proportions volumiques. Le débit total d'oxygène s'exprime alors par :

$$Q_{O_2} = \frac{V_a}{\phi} \cdot Q_{BFG} [\text{m}^3(\text{n})/\text{h}] \quad (\text{Equation 2.6})$$

2.2. Présentation des différentes configurations de calcul

Dans cette étude numérique, différentes configurations de calculs de flammes plates (0D et 1D) sont effectués. Il s'agit de configurations qui simulent une combustion idéale (stationnaire, laminaire, non-perturbée...) qui n'existe vraiment pas dans la réalité, mais permettent de connaître des propriétés fondamentales de flammes et d'évaluer l'influence des paramètres initiaux tels que la richesse du mélange et la température des réactifs sur des caractéristiques de flamme.

2.2.1. Equilibre thermodynamique 0D

Le calcul d'équilibre thermodynamique est une configuration de simulation qui, à l'aide d'une composition et des conditions initiales d'un mélange, permet d'obtenir une composition finale et température d'équilibre. Le calcul d'équilibre thermodynamique d'un mélange est uniquement un problème de thermochimie qui résulte directement de la minimisation du potentiel chimique du mélange multi-constituant [68]. Ainsi, pour un combustible et un oxydant en mélange parfait, on peut écrire les équations satisfaisant l'équilibre thermochimique sous forme de lois d'action de masse pour un certain nombre de réactions bilan, puisque les mécanismes chimiques mises en jeu importent peu du fait que les réactions sont fictives ou non-réelles [72]. A un état d'équilibre, tous les corps possibles peuvent en principe exister mais certains sont en proportion tellement infimes qu'il n'est pas nécessaire d'envisager leur présence, d'où la présentation par la suite des résultats obtenus avec uniquement les espèces majoritaires dans le mélange final.

Pour réaliser un calcul d'équilibre thermodynamique, deux bases de données sont nécessaires. La première contient les espèces impliquées et leurs caractéristiques thermodynamiques que sont la capacité calorifique, l'enthalpie et l'entropie. Ces grandeurs sont tabulées et fournies sous forme polynomiale comme dans la base de données de la NASA [73]. Pour la deuxième base de données, il est nécessaire de paramétrer dans le solveur COSILAB[®], un fichier de contrôle qui contient tous

les paramètres initiaux du mélange (composition, richesse, température et la pression). Nos calculs sont réalisés à pression atmosphérique et à richesse et température initiale variables, afin d'estimer l'effet du préchauffage et de la composition du mélange initial sur la température adiabatique et les concentrations des espèces du mélange final.

2.2.2. Libre propagation de flamme laminaire de prémélange 1D

On parle de flamme de prémélange lorsque le combustible et le comburant sont mélangés avant que la réaction n'ait lieu. La chaleur et les radicaux produits dans la zone de réaction diffusent vers les gaz frais situés en amont. Cette source de chaleur induite par la présence d'une zone réactive augmente la température et favorise la présence de radicaux capables d'initier à leur tour une réaction dans la couche suivante, et ainsi de suite.

Le schéma typique de la structure d'une flamme prémélangée se propageant librement sur un plan est présenté dans la Figure 2.2.

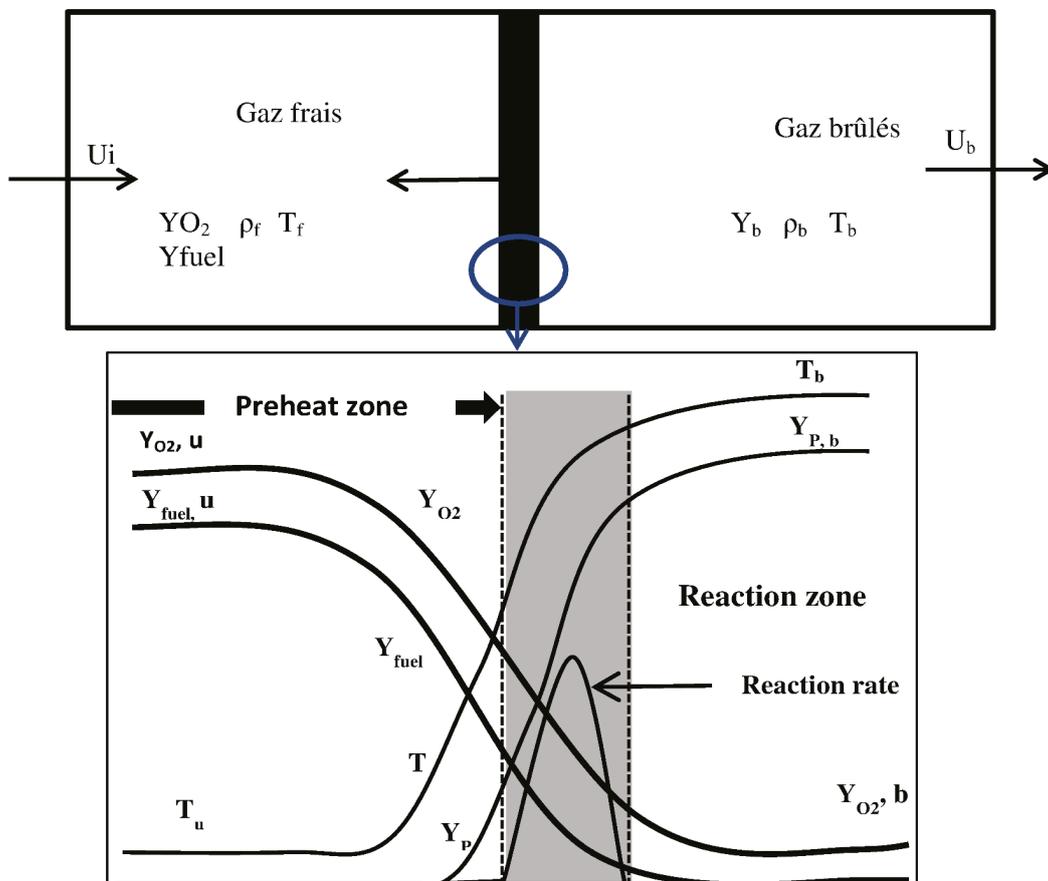


Figure 2.2 : Structure de flamme 1D prémélangée plane en libre propagation laminaire. [69]

Cette seconde configuration de calcul représente une étape fondamentale pour la connaissance des propriétés de combustion des mélanges gazeux. Dans le cas d'une flamme non étirée, elle inclut la détermination d'une constante caractéristique du mélange qui est la vitesse laminaire ou vitesse fondamentale de flamme, mais aussi d'autres propriétés telles que la température adiabatique et

l'épaisseur thermique de flamme de prémélange. La caractérisation de cette vitesse laminaire permet de mettre en évidence le domaine de richesse où la flamme se propage le mieux. C'est aussi un paramètre important du combustible car il contient les informations essentielles sur sa réactivité, sa diffusivité mais aussi sur son exothermicité.

La configuration de flamme plate se propageant librement est très souvent utilisée pour la modélisation. Elle est caractérisée par une absence de contrainte thermique et aérodynamique (étirement, courbure...). Les grandeurs ainsi simulées correspondent aux grandeurs fondamentales laminaires, non-étirées que l'on prend généralement comme référence. Ainsi, cette géométrie simplifiée permet de réaliser un calcul monodimensionnel dont les trois hypothèses suivantes sont prises en compte :

- La propagation de flamme est monodimensionnelle et stationnaire
- La flamme se propage dans les conditions adiabatiques
- La variation de la pression à travers le front de flamme est négligée

Dans les calculs avec le solveur COSILAB[®], pour effectuer la simulation d'une flamme plate se propageant librement, cinq fichiers d'entrée sont nécessaires. Les trois premiers constituent les bases de données comprenant le mécanisme cinétique adapté au type de combustible utilisé, et les propriétés thermodynamiques et de transports des espèces. Un quatrième fichier contient les profils spatiaux initiaux des variables et le dernier fichier est celui de contrôle qui fixe les conditions initiales de calcul (combustible, oxydant, richesse, température et pression). Celui-ci définit les conditions aux limites, les méthodes numériques et leurs paramètres, et permet de configurer les fichiers de sortie. Dans ce cadre, nos calculs se sont basés principalement sur la variation de la richesse et de la température des gaz frais, pour ainsi évaluer l'impact de ces paramètres sur les propriétés de déflagration d'oxy-flammes laminaires de gaz à bas PCI.

Par ailleurs, il existe plusieurs configurations dans la littérature pour déterminer expérimentalement des propriétés de flamme telle que la vitesse de propagation laminaire, comme la configuration de flamme conique [74, 75, 76] ou l'expansion de flamme sphérique [77]. Toutes ces configurations présentent l'intérêt d'une variation, en théorie, unidirectionnelle de la composition et de la température, sur la direction perpendiculaire à la surface de flamme. L'analyse du comportement de la flamme se réduit alors à étudier l'évolution des concentrations des espèces chimiques et de la température sur un axe normal au front de flamme.

2.2.3. Flammes de diffusion en configuration de jets opposés 1D

La flamme de diffusion est la troisième configuration de calculs réalisée dans cette étude. C'est une configuration moins performante comparée à celle de la flamme de prémélange, en termes de dégagement d'énergie, puisque la réaction est principalement limitée par le transport des réactifs l'un vers l'autre. Mais la connaissance de la structure et des caractéristiques de flammes

laminaires de diffusion est primordiale, car elle se rapproche de nombreuses applications (fours industriels, moteurs fusées, moteurs Diesel, etc...).

Dans la configuration de flamme de diffusion où les réactifs n'ont pas de contact avant la sortie de l'injecteur, la zone de réaction se développe sur l'interface combustible-comburant se trouvant dans les proportions stœchiométriques. Dans ce cas, le taux de réaction local et instantané est principalement gouverné par les transferts de chaleur et d'espèces au travers de la surface stœchiométrique [48].

Par ailleurs, l'étude détaillée de la flamme de diffusion a permis une compréhension fondamentale de la structure et de l'extinction de flamme (Liñan [49], Williams [78]). C'est une problématique étudiée dans plusieurs applications afin de prédire l'extinction de flamme (Juniper and Candel [60], Sung et al. [79], Fernandez et al. [80], Ribert et al. [81]). La flamme de diffusion est aussi utilisée dans l'étude des modèles dédiés à la combustion turbulente basés sur le concept de flammelette (Veynante [51], Peters [52, 55]). C'est un modèle qui suppose que la zone où les gradients d'espèces dominant est suffisamment fine par rapport aux échelles présentes dans l'écoulement, comme précédemment détaillé dans le chapitre 1. Dans ce contexte, la structure de la flamme dans la direction normale à la surface stœchiométrique peut être comparée aux flammes monodimensionnelles de référence, notamment dans les jets à contre-courant de combustible et comburant.

La configuration à jets de réactifs opposés est la plus simple des configurations de flamme de diffusion. Elle est obtenue par deux jets sortant de tubes se faisant face et dont l'écartement, conjointement aux vitesses débitantes, fixe l'étirement imposé sur une flamme stabilisée autour d'un point d'arrêt (Figure 2.3).

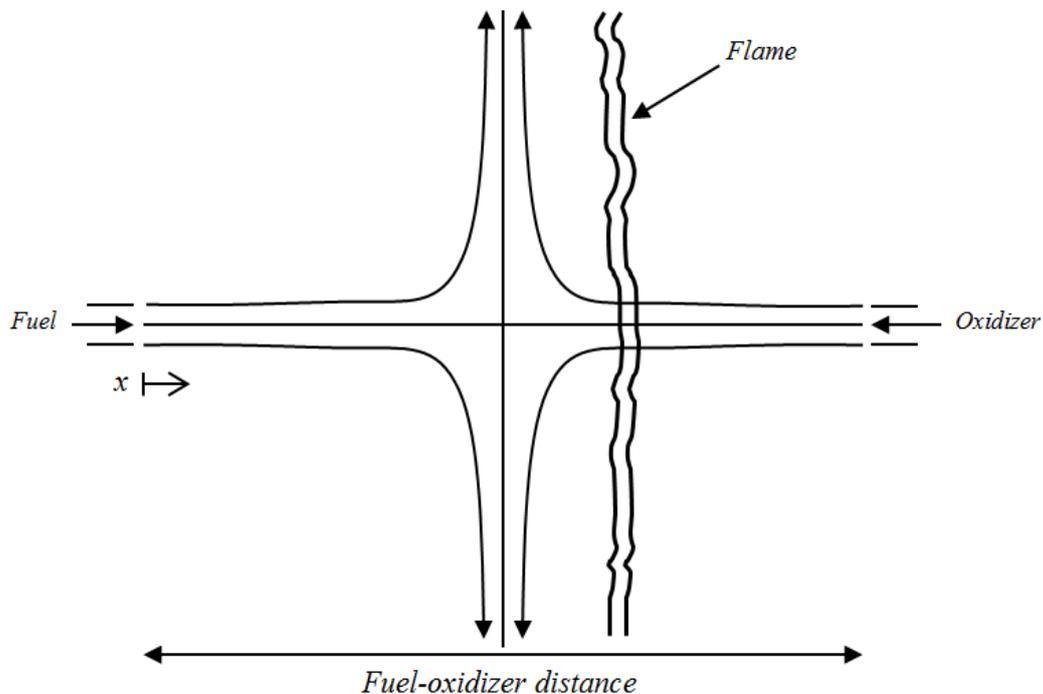


Figure 2.3 : Flamme-jets en configuration contre-courant

À partir de développements asymptotiques, la configuration des jets à contre-courant fournit une solution qui donne la réponse en température et en espèces aux variations du taux d'étirement liées à la vitesse des jets. Le front de flamme est alors étiré dans son propre plan, perpendiculaire au plan d'injection des réactifs, ce qui entraîne une augmentation de la vitesse tangentielle dans la flamme et une dissipation d'énergie à volume constant jusqu'à extinction. Le point d'extinction de référence d'une flamme monodimensionnelle apparaît donc comme la limite extrême où les flux de température, dus à la dissipation scalaire et diffusant vers l'extérieur, deviennent plus importants que la chaleur pouvant être dégagée au maximum par la réaction de combustion. À ce titre, on s'attend à ce qu'une flamme soit à la limite de l'extinction lorsque ses pertes diffusives, de part et d'autre de la stœchiométrie, égalisent l'énergie qu'elle est capable de dégager [48]. D'ailleurs, il existe souvent une comparaison avec la flamme plane en propagation qui est soumise à ce même déséquilibre, dans la mesure où elle parvient à préchauffer uniquement la quantité de réactifs qu'elle peut brûler.

La réponse à l'étirement de flamme se traduit donc par une restriction de la zone de combustion par l'intermédiaire d'une variation de vitesse de combustible et de comburant. Il est possible de définir un taux d'étirement global en se basant sur les vitesses d'injection et la distance de séparation des injecteurs :

$$K_{global} = \frac{V_{fuel} - V_{Ox}}{D} \quad (\text{Equation 2.7})$$

Avec :

$$V_{fuel} = -V_{Ox} = V$$

Soit

$$K = \frac{2V}{D} \quad [\text{s}^{-1}]$$

L'extinction de la flamme est atteinte lorsqu'on dépasse une valeur critique du taux d'étirement, notée K^* . Nos calculs avec le solveur COSILAB[®] dans cette configuration, se sont focalisés sur la détermination de cette valeur critique d'étirement par variation des vitesses d'injection de combustible et de comburant à une distance D entre les injecteurs constante. La variation de la température des réactifs a permis d'évaluer l'effet du préchauffage sur le décalage de la limite d'extinction d'une flamme de diffusion de gaz à bas PCI.

2.3. Mécanismes cinétiques

Différents schémas cinétiques sont proposés pour modéliser l'oxydation des combustibles. L'utilisation des combustibles alternatifs motive le développement de nouveaux codes cinétiques pour des conditions thermodynamiques variées. Ces mécanismes cinétiques sont inclus dans des codes de calculs qui tentent une représentation réaliste des processus de combustion, fondés sur un modèle théorique ou phénoménologique, puis validés par confrontation à des résultats expérimentaux. Ainsi, grâce au développement de méthodes de calculs efficaces et au moyen de calculs de plus en plus performants, une meilleure connaissance des paramètres thermodynamiques et de transport d'un grand nombre d'espèces et de réactions chimiques est obtenue.

Dans ce sens, différents les mécanismes cinétiques sont développés pour l'oxydation des combustibles alternatifs comme le syngaz, biogaz et BFG. Ces nouveaux schémas cinétiques sont principalement basés sur le mécanisme réactionnel H₂/CO. Ce dernier représente une très grande partie de l'étude de la caractérisation de la cinétique de combustion des combustibles alternatifs. Ainsi, des études élargies dans plusieurs domaines de validation ont été menées lors de ces dernières années, dans lesquelles des schémas cinétiques sont testés, révisés puis validés dans différentes conditions opératoires avec des compositions variables et sur une large gamme de richesse, de température et de taux de dilution.

La prédiction des propriétés d'oxy-flammes de combustibles alternatifs, avec composition et température initiale variables, n'est pas chose aisée. Une contrainte majeure rencontrée dans cette présente étude a été de trouver dans la littérature, un mécanisme cinétique adéquat, c'est-à-dire validé en oxycombustion et adapté à la composition du mélange de gaz à bas PCI avec préchauffage des réactifs. Dans ce sens, une recherche bibliographique a été menée, permettant de sélectionner différents schémas cinétiques validés pour les mécanismes réactionnels du mélange H₂/CO, associés à leurs données thermodynamiques et de transports. Ils seront successivement présentés par la suite.

2.3.1. Schémas cinétiques testés pour les calculs de propriétés d'oxy-flammes de gaz à bas PCI avec préchauffage des réactifs

L'un des modèles de référence du mécanisme réactionnel de combustibles alternatifs est celui de Mueller et al. [82]. Il donne une base historique dans la modélisation des mécanismes réactionnels de l'hydrogène et du monoxyde de carbone, initialement présents dans les gaz alternatifs mais aussi espèces intermédiaires dans les processus d'oxydation d'hydrocarbures. Ce modèle a permis de développer des paramètres cinétiques pertinents dans les écoulements réactifs capables de prédire une large gamme de données expérimentales. Lors de ces dernières années, on assiste à des révisions sur tous les paramètres cinétiques et thermodynamiques des modèles d'oxydation de combustibles contenant un mélange H₂/CO remettant en cause leur précision ainsi que leur efficacité. La comparaison entre les résultats numériques et les données expérimentales ont montré que la précision des données thermodynamiques et des constantes élémentaires des modèles est cruciale pour l'élaboration d'un mécanisme réactionnel acceptable.

Dans le cadre de l'oxydation du gaz de haut fourneau, contenant de l'hydrogène et de monoxyde de carbone, une comparaison a été menée entre quatre mécanismes cinétiques validés pour les syngaz et biogaz dans différentes conditions de fonctionnement (Tableau 2.1).

Tableau 2.1 : Comparaison des nombres *d'espèces et de réactions* de quatre mécanismes cinétiques

Noms des schémas	GRI-Mech 3.0	Davis (Wang et al.,2005)	OpenSMOKE (H ₂ -CO, 2012)	Sun (Sun et al., 2007)
Nombre d'espèces	53	14	32	16
Nombre de réactions	325	30	174	33

- **Le GRI-Mech3.0**

Le premier mécanisme cinétique testé est le GRI-Mech3.0 paru en 1999. Composé de 53 espèces et 325 réactions (Tableau 2.1), c'est le schéma cinétique le plus répandu dans la littérature. Il est développé initialement pour le gaz naturel et présente une base de données thermodynamiques et de transport permettant de calculer la chaleur spécifique, l'enthalpie et l'entropie de chacune des espèces ainsi que les propriétés telle que la conductivité, la viscosité et la diffusivité [83].

Des mises à jour sont régulièrement faites sur ce schéma et son optimisation permet des calculs avec des conditions de température comprises entre 1000 et 2500K, et de pression, entre 1300Pa et 1MPa avec des richesses allant de 0.1 à 5 [84, 85]. Le GRI-Mech3.0 a été validé sur différentes configurations pour la détermination de données fondamentales (vitesse de flamme, délai d'auto-inflammation...), puis confronté à un grand nombre d'expériences [86]. C'est d'ailleurs la raison pour laquelle il représente encore aujourd'hui un mécanisme de référence pour la simulation de la combustion du méthane et du gaz naturel. Il est aussi utilisé et validé pour des mélanges H_2/CO , qui sont des espèces intermédiaires des processus de combustion des hydrocarbures.

- **Le modèle H_2 -CO de Sun et al.**

Le second schéma cinétique utilisé est un modèle intéressant du mécanisme H_2/CO proposé par Sun et al. [87] en 2007. L'élaboration de ce modèle a été motivée par l'absence d'une claire compréhension sur les mécanismes réactionnels H_2/CO existants, notamment dans le cadre d'une libre propagation de flamme à haute et basse pression. Il est composé de 16 espèces et 33 réactions (Tableau 2.1). Les paramètres thermodynamiques des espèces sont tirés des tables NIST-JANAF, alors que les données de transports sont obtenus avec les codes SENKIN, PREMIX et SHOCK du package CHEMKIN utilisés pour des calculs de concentrations d'espèces, de vitesses de flamme et de délais d'auto-allumage [67].

Dans cette étude, les auteurs présentent en premier, une méthodologie pour la détermination de la vitesse laminaire de flamme afin de pouvoir spécifier par la suite les points qui ont été modifiés sur le modèle. L'intérêt s'est porté particulièrement sur la réaction entre le OH et le CO (R1). Celle-ci est directement liée à la vitesse de flamme très sensible au dégagement de chaleur et au taux de réaction.

Les calculs de vitesse laminaire de flamme ont été effectués avec des mélanges CO/H_2 /air et $CO/H_2/O_2/He$ en fonction de la richesse (1 à 5) pour différentes valeurs de pression (1, 2, 5, 10, 20, 40 atm). Les résultats obtenus sont comparés à des calculs de différents mécanismes cinétiques mais aussi aux données expérimentales à différentes richesses dans une configuration de flamme sphérique à pression et température variables [87].

Il a été montré que le schéma cinétique H_2/CO prédit de manière assez précise les mesures de vitesses de flamme et les températures d'auto-allumage en flamme de diffusion contre-courant, de profils des concentrations en écoulement réactif, ainsi que des délais d'auto-allumage dans un tube à choc. Les prédictions avec ce modèle sont en excellent accord avec les mesures expérimentales

pour les différentes compositions et à différentes pressions. L'accord satisfaisant est associé, par les auteurs, à la précision des coefficients et constantes élémentaires.

En revanche, les valeurs de vitesse sont sous-estimées par rapport aux mécanismes de McLean et al. [10] pour des faibles teneurs en H_2 dans le mélange. Comme la vitesse laminaire est déterminée à partir des taux de réaction chimique et de dégagement de chaleur, couplés avec la conduction thermique et la diffusion moléculaire, les désaccords peuvent être le résultat d'incertitudes de la cinétique et du transport. Les auteurs démontrent ainsi que même si le schéma met en évidence une forte dépendance des propriétés de flammes, à faibles et moyennes valeurs de température, il atteint ses limites à basse pression (1, 2 et 5 atm) et pour des valeurs de température au-dessus de 1000K.

- **Le modèle H_2 -CO de Davis et al.**

Le schéma cinétique de Davis et al. [88] (2005) est un modèle qui propose une mise à jour des propriétés thermodynamiques, cinétiques et de transport des espèces d'une version antérieure [89] du mécanisme d'oxydation H_2/CO développée par les mêmes auteurs. Ici, l'attention est portée sur une compréhension précise d'un modèle cinétique capable de prédire une large gamme de rapport H_2/CO , dans des configurations globales de combustion : tube à choc, libre propagation, jets à contre-courant. C'est un mécanisme constitué de 14 espèces et 30 réactions (Tableau 2.1) avec un grand nombre de paramètres issus du mécanisme GRI-Mech3.0 [83]. De nombreuses révisions ont été apportées par rapport à la version précédente, sans lesquelles il ne serait pas possible de réconcilier les hautes températures d'autoallumage du H_2 avec les vitesses laminaires de la combustion H_2/CO , ainsi que sa dépendance à la pression [88].

Des séries de tests cinétiques ont été effectuées sur une large gamme de paramètres opératoires ($298\text{ K} < T < 1038\text{ K}$; $0.6\text{ atm} < P < 15.7\text{ atm}$) avec des mélanges $H_2/CO/O_2$ dilués au N_2 , He ou Ar et les résultats sont comparés avec des données expérimentales. Sur l'ensemble des calculs, le modèle prédit bien les résultats expérimentaux sauf quelques exceptions. Par exemple, il surestime les vitesses de flamme $H_2/O_2/He$, les fractions molaires de H et de O dans une configuration de flamme stabilisée sur un brûleur, et les taux de consommation de H_2 pour un mélange $H_2/O_2/N_2$ en écoulement réactif. Les auteurs expliquent les désaccords par la cinétique, comme dans leur précédente étude [89], mais montrent bien que les incertitudes dans les coefficients de transport ne pouvaient pas rendre compte des différences observées.

Toutefois, une sensibilité de la vitesse laminaire du mélange $H_2/CO/air$ aux nouveaux coefficients de transport a été observée, notamment pour un mélange (95%CO-5% H_2). Ce qui a permis de définir un nouveau modèle optimisé capable de donner un très bon accord avec les valeurs expérimentales de vitesse laminaire. De nouvelles prédictions sont alors obtenues, avec des incertitudes relativement raisonnables sur l'ensemble des données. La plupart des désaccords ont été alors résolus avec succès, notamment par l'optimisation des limites d'incertitude [90], validées sur 36 conditions opératoires différentes en faisant varier les paramètres tels que la température, la pression et le taux de mélange au N_2 , He et Ar. Ce qui permet de souligner les incertitudes sur la

cinétique du modèle précédent et ainsi valider le modèle actuel pour la combustion à l'oxygène de mélanges H₂/CO dilués. Ainsi, les larges domaines de calculs et les solides critères de validation font de ce mécanisme cinétique un modèle adapté à l'oxydation de combustibles à bas PCI fortement dilués, comme c'est le cas de l'oxycombustion avec préchauffage du gaz de haut fourneau.

- **Le modèle OpenSMOKE (2012)**

Le modèle OpenSMOKE (version 2012) de Ranzi et Faravelli, est le dernier modèle testé dans cette démarche bibliographique. C'est une révision de plusieurs versions de modèles cinétiques de combustion H₂/CO (Frassoldati et al. [91], Frassoldati et al. [92], Frassoldati et al. (note1 : 2007) [93], Cuoci et al. (note2 : 2007) [94]). Il est composé de 32 espèces et 174 réactions (Tableau 2.1) avec un intérêt particulier porté sur les différentes interactions entre les diverses espèces et sur la formation de NO_x. En effet, le rôle spécifique des espèces majoritaires dans la formation des NO_x a été discuté en détails sur la base d'une analyse de sensibilité dans différentes conditions opératoires. L'ensemble des données étant comparées avec les mesures expérimentales mais aussi avec quatre autres modèles H₂/CO solidement validés, dont certains contiennent les mêmes coefficients de transferts thermiques. Ces comparaisons ont été effectuées dans des configurations de flammes accrochées au brûleur, d'écoulement réactif, de délai d'autoallumage dans un tube à choc, en faisant varier la température de 300 K à 1170 K, la richesse de 0.6 à 2.4 et la pression de 1 à 20 atm.

Des accords satisfaisants ont été trouvés avec les schémas de Li et al. [95] et Konnov [96]. De meilleurs accords sont obtenus quand la comparaison est faite avec le GRI-Mech 3.0 [83] ou le San Diego [97]. En effet, pour les auteurs, l'habilité de ce schéma à modéliser d'une manière précise la vitesse laminaire de flamme n'est pas seulement liée au schéma cinétique lui-même, mais aussi aux propriétés de transport [94]. Les comparaisons entre l'expérience et les prédictions dans le cadre de calculs de vitesse laminaire de flamme montrent un très bon accord sur une large gamme de mélange H₂/CO/air et sur toute la plage de richesse annoncée.

2.3.2. Sensibilité aux schémas cinétiques et choix du mécanisme adapté

L'étude bibliographique menée permet de dresser une synthèse de l'étude bibliographique (Tableau 2.2) qui montre les différents schémas cinétiques utilisés et leurs domaines de validation dans la simulation de la combustion de mélange gazeux. Il viendra appuyer le choix final du schéma cinétique approprié à utiliser dans cette présente étude. Ce dernier devra être solidement validé dans des larges plages de conditions opératoires (composition, richesse, température, dilution) et de configuration de calculs (équilibre thermodynamique, libre propagation de flamme, écoulement contre-courant) pour une prédiction précise des propriétés d'oxy-flammes de BFG préchauffées.

Tableau 2.2 : Tableau récapitulatif des domaines et composition de validation pour les différents mécanismes cinétiques testés

Paramètres	Unités	GRI-Mech3.0 [83]		Davis [89]		Sun [87]		OpenSmoke [91]	
		Min	Max	Min	Max	Min	Max	Min	Max
Température initiale	K	298	1000	298	1038	298	298	800	1250
Pression initiale	atm	1	10	1	2.5	1	40	1	10
Richesse	-	0.1	5	0.3	4	0.2	5	0.2	6
Composition variable	-	CH ₄		H ₂ -CO : 5%- 95%		H ₂ -CO : 5%-95%		H ₂ -CO : 5%-95%	
Aéro / Oxy	-	O ₂		O ₂ /air		O ₂ / He		air	

Le Tableau 2.2 met en évidence qu'aucun schéma cinétique n'a été déjà validé en oxycombustion de gaz à bas PCI (BFG) et avec préchauffage des réactifs. Pour appuyer le choix du schéma cinétique final, des calculs de vitesses laminaires et températures adiabatiques de flamme ont été réalisés avec les quatre schémas cités dans une configuration d'oxy-flamme laminaire de BFG en libre propagation. Le mélange BFG-O₂ est à la stœchiométrie ($\phi=1$) et à pression constante ($P=1$ atm), et la température de préchauffage (T_{pr}) varie entre 300 et 850 K afin de comparer les prédictions des différents mécanismes ainsi que les écarts relatifs, dans le but de choisir le modèle cinétique qui semble le plus adapté.

Les figures 2.4 et 2.5 montrent les variations de la vitesse laminaire S_L et de la température adiabatique T_{ad} en fonction de l'élévation de la température de préchauffage T_{pr} . Elles illustrent clairement, sur les quatre schémas, l'effet de l'augmentation de T_{pr} qui entraîne, d'une part une élévation rapide de S_L et une augmentation de la température adiabatique de flamme. De plus, en comparant les valeurs de vitesse et de température, un très bon accord est observé entre les schémas. Le choix du schéma cinétique n'influence donc pas l'évolution de S_L et de T_{ad} quand la température de préchauffage augmente.

En revanche, de légères différences sont remarquées sur les valeurs de vitesse laminaire à partir de 600 K, de l'ordre de 20 cm/s maximum pour une vitesse absolue d'environ 300 cm/s et pour un préchauffage de 850 K, ainsi qu'un écart maximal de l'ordre de 30 K pour la température adiabatique entre les schémas.

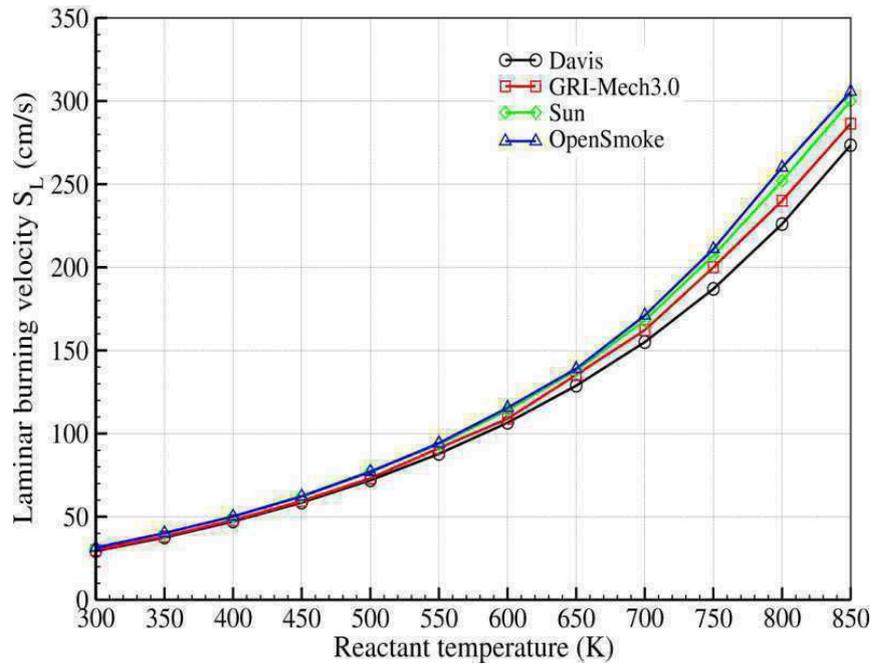


Figure 2.4 : Variation des vitesses laminaires de flamme S_L obtenues avec les schémas GRI-Mech3.0 [83], Sun et al. [89], Davis et al. [87], OpenSmoke [91], en fonction de la température de préchauffage T_{pr} .

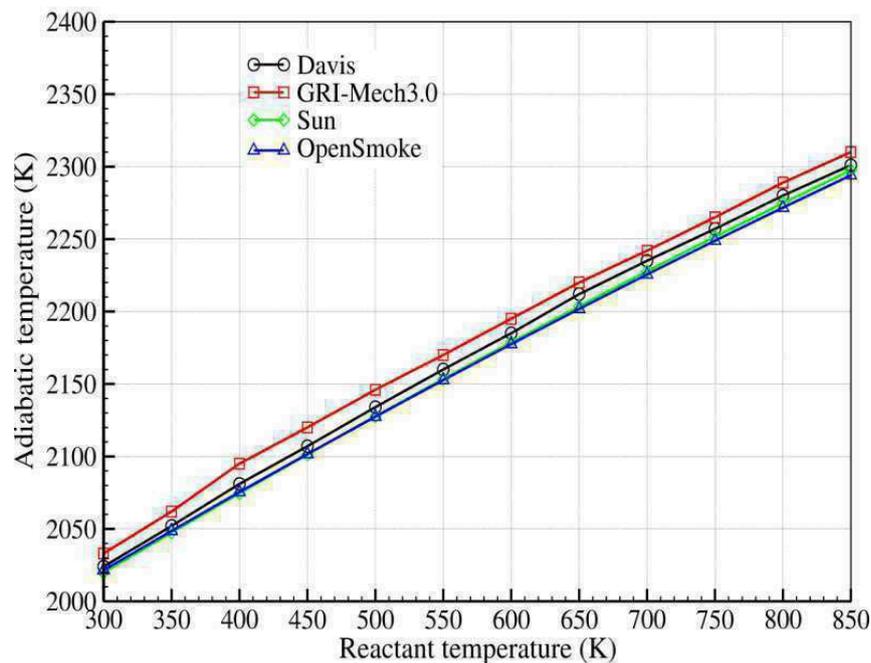


Figure 2.5 : Variation des températures adiabatiques de flamme T_{ad} obtenues avec les schémas GRI-Mech3.0 [83], Sun et al. [89], Davis et al. [87], OpenSmoke [91], en fonction de la température de préchauffage T_{pr} .

Au vu de ces résultats, il est clair que le bon accord entre les différents schémas cinétiques ne permet pas de distinguer un modèle par rapport aux autres, pour une prédiction précise des propriétés fondamentales d'oxy-flamme de BFG. Néanmoins, les résultats montrent que les tendances des propriétés fondamentales de flamme en fonction de la température initiale sont bien reproduites et cela pour les quatre mécanismes testés. Notre choix s'est finalement porté sur le mécanisme réactionnel Davis (Davis et al. [87]). Ce choix est basé sur le fait que ce mécanisme

cinétique est validé en oxycombustion sur de larges gammes de proportion en H_2 et CO (5 à 96% de H_2) et sur des domaines de richesse (0.3 à 4) et de température (300 K à 1000K) proches de nos conditions opératoires.

Avec le paragraphe précédent, il faut cependant noter, qu'au vu des résultats de sensibilité au schéma cinétique, les mêmes calculs de propriétés de flamme de $BFG-O_2$ auraient pu s'effectuer avec un des trois autres schémas issus de l'analyse bibliographique avec au final des résultats similaires, avec des écarts raisonnables.

2.4. Influence du préchauffage des réactifs sur les propriétés de flammes $BFG-O_2$

Suivant la composition des gaz frais, la dilution aux gaz inertes, la température des réactifs ou les interactions avec le milieu environnant, le comportement de flamme peut être modifié. Il convient de caractériser significativement les paramètres fondamentaux de la combustion susceptibles d'être altérés par les modifications du mélange combustible, ainsi que son état d'équilibre. Dans ce sens, l'évolution de la concentration des espèces, de la vitesse de propagation laminaire et de l'épaisseur thermique, ainsi que la sensibilité à l'étirement d'oxy-flammes de gaz de haut fourneau préchauffé sont évaluées. Les variations de ces propriétés macroscopiques de flamme constituent, dans ce cas, un bon critère pour caractériser les combustibles pauvres et anticiper l'apparition d'instabilités de combustion.

2.4.1. Température adiabatique et espèces chimiques à l'équilibre

La première partie de calculs numériques portant sur l'équilibre chimique a été effectuée à l'aide du code EQUIL du package COSILAB[®] [68], pour observer la variation de la température adiabatique et des fractions molaires des espèces d'un mélange $BFG-O_2$ à l'équilibre thermodynamique.

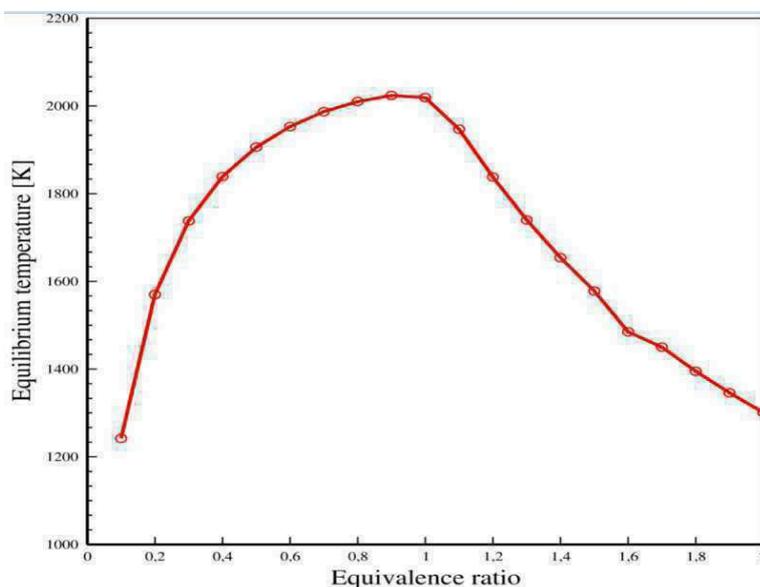


Figure 2.6 : Evolution de la température d'équilibre thermodynamique du mélange $BFG-O_2$ en fonction de la richesse à $T=300K$ et P_{atm}

La figure 2.6 présente la variation de la température d'équilibre thermodynamique T_{eq} d'un mélange BFG- O_2 pour une richesse qui varie entre 0.1 et 2. La température initiale du mélange est fixée à 300 K et la pression est atmosphérique. Elle met en évidence une valeur maximale de température d'équilibre de $T_{eq}=2020$ K à la stœchiométrie et un large domaine de richesse (zones riche et pauvre) où les températures sont supérieures à 1200 K. Du côté riche, on note une déformation de l'allure de la courbe de température qui devient quasi-linéaire. Ce qui peut être expliquée par la forte dilution induite par les teneurs importantes en CO_2 et N_2 (72% d'inertes) dans le BFG.

Ce fort taux de dilution dans le mélange s'accroît avec l'augmentation de la richesse entraînant ainsi une baisse rapide des valeurs de température adiabatique. Gicquel et al. [21] ont obtenu une valeur de température d'équilibre de l'ordre de 1500 K pour un mélange stœchiométrique BFG-air avec une composition similaire de combustible à bas PCI. Avec une composition de BFG légèrement différente, avec une teneur plus importante en gaz inertes (75%), Moon et al. [98] obtiennent une valeur de température d'équilibre d'environ 1400 K pour un mélange stœchiométrique BFG-air. Ces résultats permettent de comparer les valeurs de température d'équilibre obtenues dans la littérature pour le BFG, très souvent mélangé avec de l'air, pour mettre en évidence l'effet important de l'utilisation de l'oxycombustion pour l'oxydation d'un gaz à bas PCI comme le BFG. Pour la même composition de BFG, Paubel et al. [2], ont obtenu une température d'équilibre de $T_{eq}=2000$ K pour un mélange BFG- O_2 à la stœchiométrie.

Les fractions molaires des espèces à l'équilibre du mélange BFG- O_2 sont présentées dans la Figure 2.7. Elle permet d'abord de noter qu'un pic de production de OH est obtenu proche de la stœchiométrie, côté pauvre. Il correspond à la position de la valeur maximale de température d'équilibre atteinte ($T_{eq}=2020$ K à $\phi=0.9$), comme l'illustre la Figure 2.6. Ensuite, les Figures 2.6 et 2.7 permet de montrer que les valeurs de température obtenues, même les plus basses (1200 K), sont suffisantes importantes pour provoquer la dissociation du CO_2 par le biais de réactions d'équilibre endothermiques [15]. Ce qui peut expliquer d'une part, les tendances similaires de la variation du CO_2 et de la température d'équilibre quand la richesse change, et d'autre part, l'augmentation de la quantité de CO dans le mélange final au niveau de la zone riche.

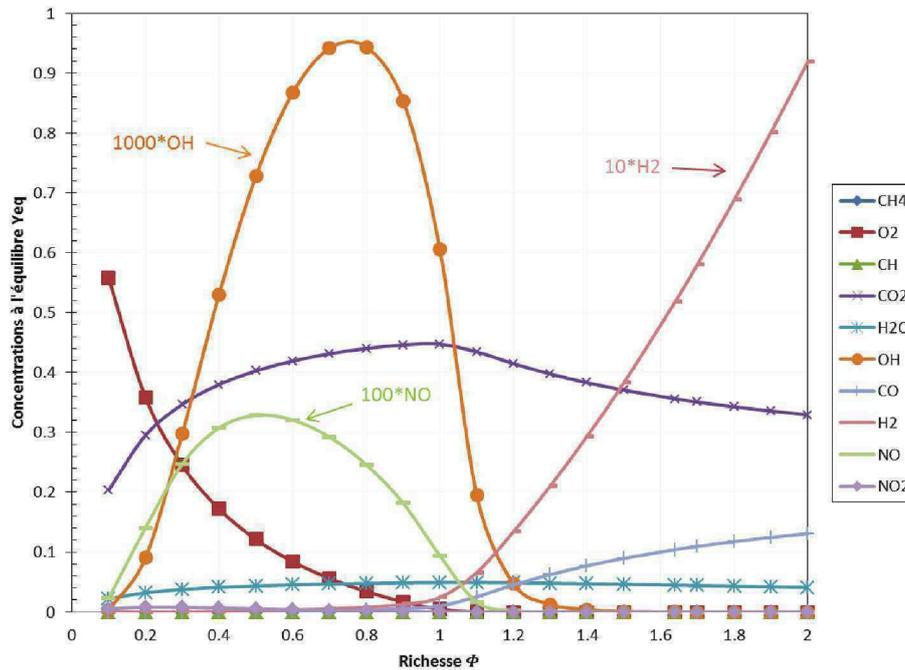


Figure 2.7 : Fractions massiques des principales espèces chimiques à l'équilibre thermodynamique du mélange BFG-O₂ en fonction de la richesse à T=300K et P_{atm}

L'influence de la température du mélange stœchiométrique BFG-O₂ sur la production d'espèces majoritaires et la température d'équilibre est présentée sur la Figure 2.8. Elle illustre une variation quasi-affine de la température d'équilibre avec la température de préchauffage T_{pr}. La température d'équilibre passe de T_{eq}=2020 K pour T_{pr}=300 K à une température de T_{eq}=2325 K pour T_{pr}=900 K. En effet, les niveaux élevés de dissociation des molécules à haute température associés aux conditions stœchiométriques du mélange BFG-O₂ fortement dilué, réduisent l'énergie disponible pour augmenter fortement la température d'équilibre des produits [6]. Moon et al. [98] ont aussi montré la même tendance affine de la variation de la température d'équilibre quand l'air, le BFG et le mélange BFG-air sont distinctement préchauffés. Pour une température du mélange à l'équilibre de 1400 K, obtenue quand le mélange initial est à 298 K, le préchauffage à T_{pr}=1073 K permet d'atteindre des températures de T_{ad}=1600 K, 1920 K et 2120 K, respectivement pour le préchauffage de l'air, du BFG et du mélange BFG-air.

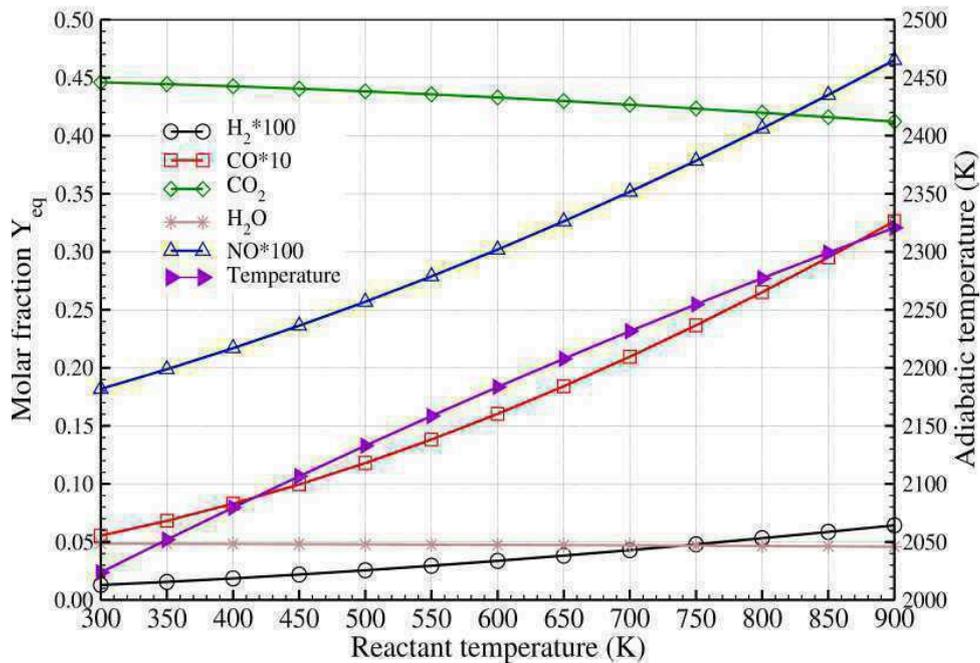


Figure 2.8 : Fractions massiques des principales espèces chimiques à l'équilibre thermodynamique du mélange BFG-O₂ en fonction de la température des gaz frais à la stœchiométrie et à P_{atm}

De plus, la Figure 2-8 montre que l'augmentation de la température initiale du mélange conduit, d'une part, à une diminution des fractions molaires de CO₂ et H₂O dont les dissociations sont corrélées aux élévations des fractions molaires de CO et H₂. D'autre part, la forte proportion d'azote dans le BFG (49%) entraîne aussi une importante production de NO. Ce qui montre que le préchauffage a des effets significatifs sur les émissions polluantes tels que le CO et les NO_x, dont les évolutions doivent être considérées dans des applications pratiques.

2.4.2. Propagation laminaire de flamme et épaisseur thermique

La variation de la température initiale d'un mélange peut entraîner plusieurs modifications des propriétés thermophysiques et réactives d'une flamme. L'approche choisie dans cette deuxième partie de calculs est la libre propagation laminaire de flamme de prémélange. La caractérisation de la déflagration laminaire d'un mélange BFG-O₂ réactif a été effectuée à l'aide du code PREMIX du package COSILAB[®] [68], afin d'évaluer l'effet de la température de préchauffage sur des propriétés de flamme telles que la vitesse laminaire et d'épaisseur thermique. Ces dernières sont des propriétés importantes pour la prédiction du comportement et de la stabilisation de flamme notamment dans la zone de sillage proche de la lèvre du brûleur [51], et leur rapport permet aussi d'accéder au temps caractéristique de la chimie.

Concernant la notion d'épaisseur thermique de flamme, plusieurs définitions existent dans la littérature. Pour notre étude, nous avons choisi d'utiliser la définition de Spalding (1955). L'épaisseur thermique de flamme, notée δ_{th} , est alors définie en fonction du gradient de température maximale à la traversée du front de flamme et de la différence entre les températures initiale et adiabatique, par :

$$\delta_{th} = \frac{T_{ad} - T_0}{\left(\frac{\partial T}{\partial x}\right)_{max}} \quad \text{(Equation 2.8)}$$

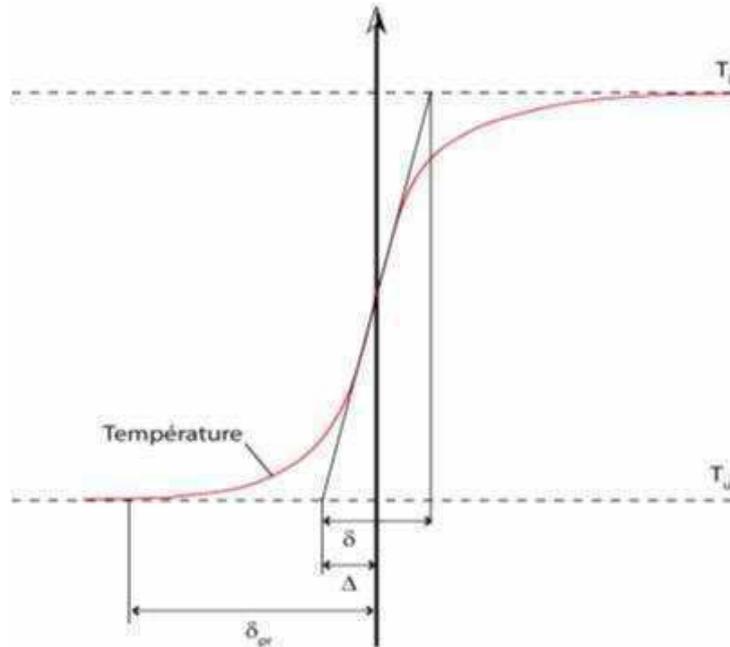


Figure 2.9 : Profil de température à la traversée du front de flamme laminaire prémélangée : principe de détermination de l'épaisseur thermique de flamme.

Les évolutions de la vitesse laminaire de flamme S_L et de l'épaisseur thermique δ_{th} en fonction de la température de préchauffage des réactifs sont représentées sur la Figure 2.10. Celle-ci montre une valeur de vitesse laminaire de propagation d'une oxy-flamme de BFG de $S_L=30$ cm/s à 300 K. Cette faible vitesse de flamme dans le cas du mélange non préchauffé, est due aux proportions élevées de gaz inertes dans le BFG et aux larges domaines d'oxydation du CO [14], composant réactif majoritaire du combustible à bas PCI. Cependant, la vitesse de flamme est presque multipliée par 10 quand $T_{pr}=850$ K. Une forte valeur de vitesse est ainsi rapidement atteinte grâce à l'augmentation de la température du mélange réactif, qui améliore les propriétés de déflagration en élargissant les limites d'inflammabilité de la flamme BFG- O_2 , pourtant à très faible pouvoir énergétique.

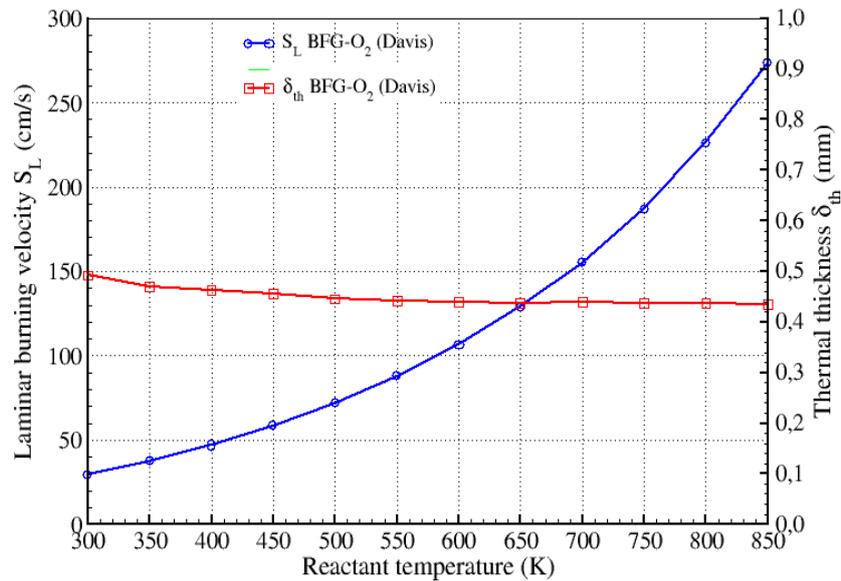


Figure 2.10 : Evolutions de la vitesse laminaire de prémélange et l'épaisseur thermique d'une flamme BFG - O₂ avec la température de préchauffage T_{pr}

Gicquel et al. ont comparé les valeurs de vitesse de flamme d'une combustion aérobie d'un mélange BFG-COG avec 80% de BFG. Ils ont obtenu des valeurs de vitesse de 26 cm/s avec de l'air froid contre 64 cm/s avec de l'air vicié préchauffé à 850 K [21]. Paubel a trouvé, avec la même composition de BFG, une valeur de S_L d'oxy-flammes de BFG pur de 30 cm/s qui passe à 230 cm/s pour un mélange avec 70% de méthane [2]. Ces derniers résultats, comparés à nos valeurs de vitesse de flamme obtenues dans le cadre du préchauffage des réactifs, sont présentés dans la Figure 2.11. Elle met en évidence le potentiel de l'élévation de la température initiale à compenser l'absence d'un gaz à haut PCI. Ce qui renforce l'idée que le préchauffage des réactifs est un bon moyen d'améliorer les propriétés de flamme et d'assurer, à priori, la stabilité d'oxy-flammes de gaz à bas PCI.

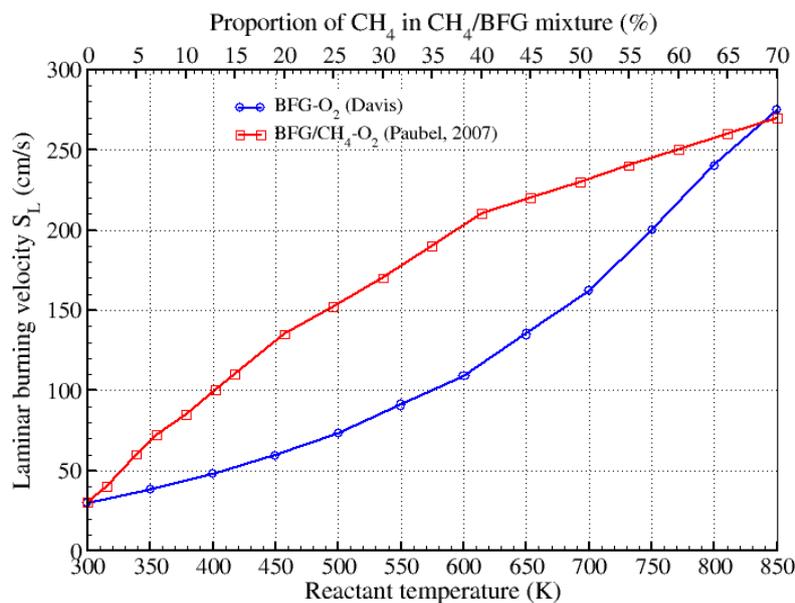
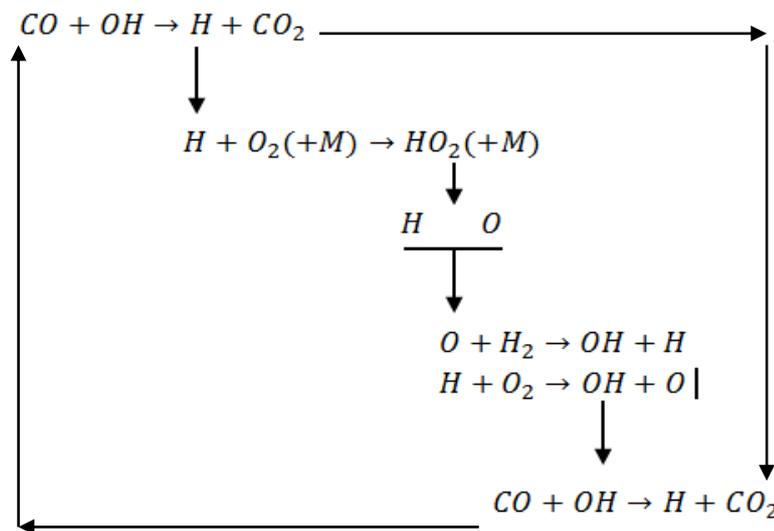


Figure 2.11 : Evolutions de la vitesse laminaire de prémélange d'une flamme BFG-O₂ en fonction de (en bleue) la température de préchauffage T_{pr}, (en rouge) la proportion de méthane dans le mélange (CH₄/BFG).

La différence d'un point de vue de la structure chimique et des propriétés thermodynamiques de flamme des gaz de synthèse dépend fortement de la quantité d'hydrogène contenue dans le combustible. Ainsi, la présence de 5% d'hydrogène dans le BFG modifie fortement les processus de combustion et joue un rôle crucial dans la production du radical OH. La production de ce dernier permet par la suite l'oxydation du monoxyde de carbone. Ce phénomène est accentué, dans le cas du BFG, par la combustion directe du CO (23%), minimisant ainsi les pertes thermiques liées aux réactions d'initiation, comme rencontrées dans le cas de l'oxydation du méthane par exemple.

Dans le cas d'un mélange oxygéné du gaz de haut fourneau, la réaction d'oxydation du CO ($\text{CO} + \text{OH} \rightarrow \text{CO}_2 + \text{H}$) constitue aussi une source principale de production d'une quantité importante d'atomes d'hydrogène (H) dans le mélange. Ces atomes d'hydrogène réagissent avec les molécules d' O_2 fortement présentes dans les conditions stœchiométriques, à travers la réaction de terminaison radicalaire : $\text{H} + \text{O}_2 (+\text{M}) = \text{HO}_2 (+\text{M})$. Le radical HO_2 obtenu, relativement stable à basse température, réagit à température élevée avec les atomes de H et O pour produire une importante quantité de radicaux OH dans le mélange [11]. De plus, à la stœchiométrie ou en condition riche ($\phi > 1$), entraînant un apport d'hydrogène suffisant, la présence d'atomes H favorise aussi la production des radicaux OH ($\text{H} + \text{O}_2 \rightarrow \text{OH} + \text{O}$ et $\text{O} + \text{H}_2 \rightarrow \text{OH} + \text{H}$). Tous les radicaux OH, produits à travers les différents mécanismes, attaquent le CO et le convertissent en CO_2 , afin de compléter le cycle.



Cycle des procédés d'oxydation du CO à travers différents mécanismes réactionnels

Cette oxydation de CO est donc fortement liée à la présence de composés hydrogènes [31], d'où l'intérêt de la petite quantité d'hydrogène dans le BFG, qui modifie fortement ses propriétés cinétiques et de transports et lui offre des caractéristiques de combustion non négligeables et un potentiel de réduction des émissions polluantes.

Par ailleurs, la variation de la vitesse laminaire de flamme avec la température peut être interpréter en se basant sur une autre approche permettant de formuler une expression adimensionnelle de S_L pour un mélange stœchiométrique, dans le but de vérifier une corrélation en puissance décrivant la sensibilité de la vitesse laminaire de flamme à la température. Elle est

représentée par l'équation : $S_L(T) = S_L^0 * \left(\frac{T_{pr}}{T_0}\right)^{1,72}$.

La valeur de l'exposant α est comparée dans la Figure 2.12 à celle proposée par Mishra [34] avec un exposant $\alpha=1.575$ pour une variation de température entre 300 K et 600 K pour une flamme CH₄-air. Lamige et al. [56, 99] utilisent une régression de puissance du même type appliquée aux vitesses de suspension et de rattachement d'une flamme non-prémélangée méthane-air préchauffée (Figure 2.12). L'équation de corrélation reste aussi en accord avec les données expérimentales obtenues par Sharma [100] dans une configuration de déflagration sphérique d'une flamme de gaz naturel ($\alpha=1,68$). Une augmentation plus importante de S_L avec la température est notée avec le gaz de haut fourneau ($\alpha \sim 1,72$) comparé au méthane ($\alpha \sim 1,58$), pour les études [34, 99] rapportées sur la Figure 2.12, du fait certainement de la présence de l'hydrogène dans le BFG.

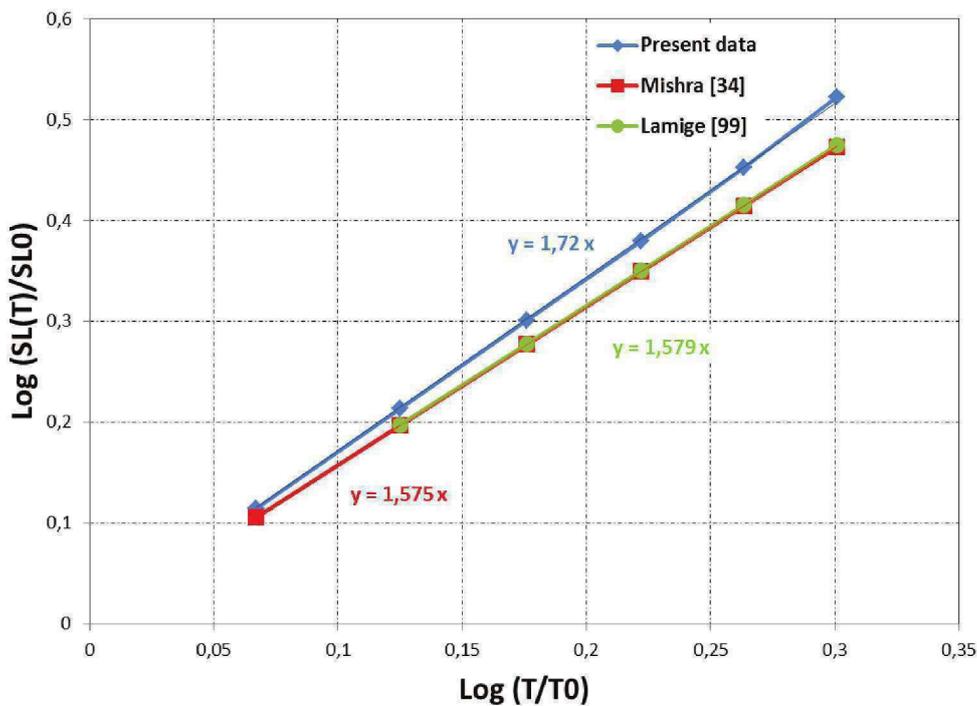


Figure 2.12 : Détermination de l'exposant α par corrélation en puissance de l'évolution de la vitesse laminaire de flamme en fonction de la température de préchauffage.

La Figure 2.10 précédente met également en évidence une valeur d'épaisseur de flamme BFG-O₂ sans préchauffage égale à 0,5 mm. Cette épaisseur thermique diminue très faiblement quand la température augmente. La quasi-invariance de l'épaisseur de flamme observée peut être expliquée par le fait que l'augmentation de la température adiabatique par le préchauffage, caractérisée par la différence ($T_{ad} - T_0$), est compensée par l'augmentation du gradient thermique maximale $\left(\frac{\partial T}{\partial x}\right)_{max}$ (Figure 2.13).

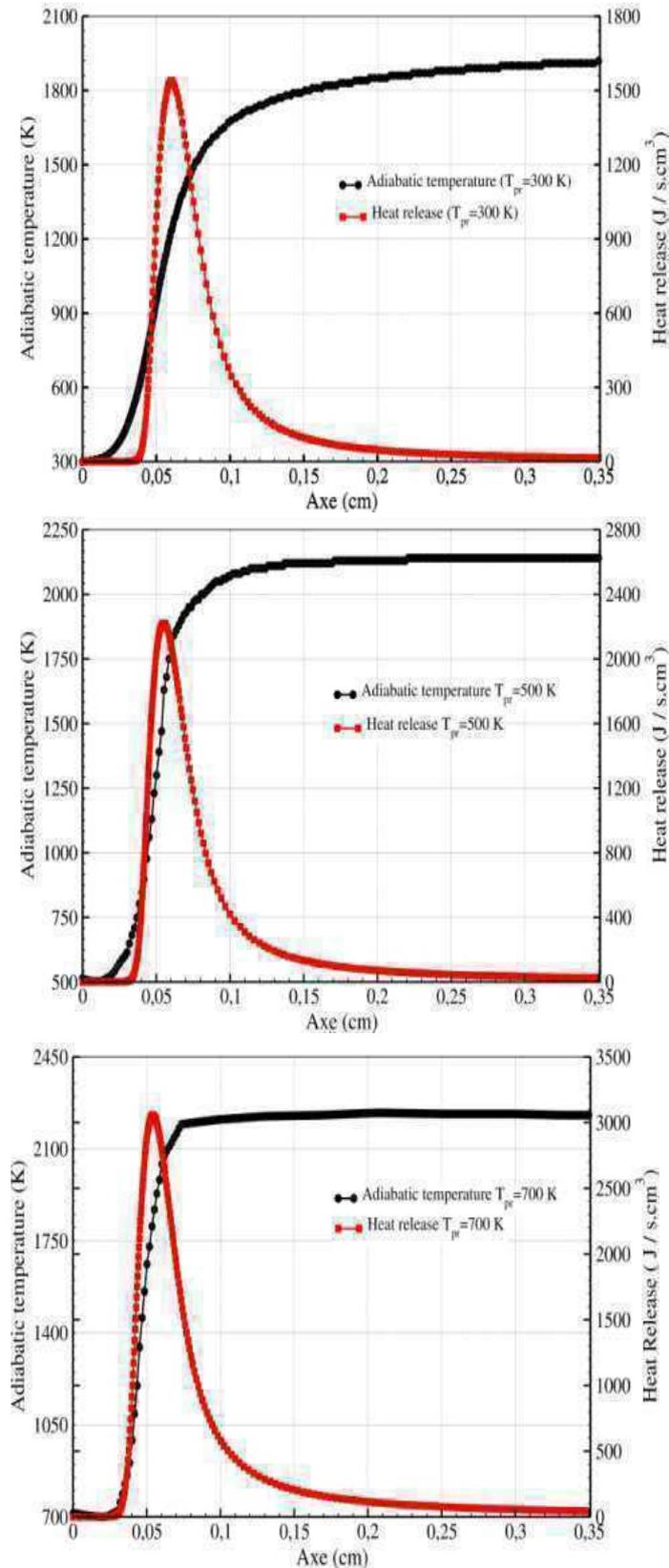


Figure 2.13 : Profils de température et taux de dégagement de chaleur de flammes BFG-O₂ avec des températures initiales de 300K, 500K et 700 K.

L'épaisseur thermique de flamme obtenue à l'aide des calculs du solveur COSILAB[®] a été comparée avec une valeur d'épaisseur théorique δ_{theo} , définie à partir des propriétés cinétiques de

flamme (vitesse laminaire S_L) et données thermodynamiques du mélange BFG-O₂ (densité volumique ρ , conductibilité thermique λ et la capacité calorifique à pression constante) [50] :

$$\delta_{theo} = \frac{1}{S_L} * \frac{\lambda}{\rho \cdot C_p} \quad (\text{Equation 2.9})$$

Les données thermodynamiques du mélange BFG-O₂ sont tirées du logiciel GAZEQ, développé pour des calculs d'équilibre chimique par S. Gordon et B. J. McBride pour la NASA [101].

Ainsi, la variation de l'épaisseur δ_{theo} avec la température du mélange initial est présentée dans la Figure 2.14. Elle permet, d'une part, de valider la valeur d'épaisseur thermique, par comparaison entre l'épaisseur issue de la formule théorique et le calcul d'épaisseur thermique basée sur le profil de température ($\delta_{th} \approx \delta_{theo} \approx 0,5$ mm). D'autre part, la courbe de l'évolution de l'épaisseur théorique δ_{theo} en fonction de la température de préchauffage, permet de vérifier par une seconde méthode de calcul, la quasi-invariance de l'épaisseur de l'oxy-flamme de BFG pur en fonction de la température initiale.

La Figure 2.14 montre aussi que le produit $\frac{\lambda}{\rho \cdot C_p}$, représentant la diffusivité thermique des molécules, augmente rapidement avec la température de préchauffage. Cet effet est compensé par la déflagration de la flamme BFG-O₂ observée à travers la vitesse laminaire de flamme S_L , qui évolue plus rapidement que la diffusivité thermique sous l'effet de la température initiale, maintenant l'épaisseur thermique quasi-constante.

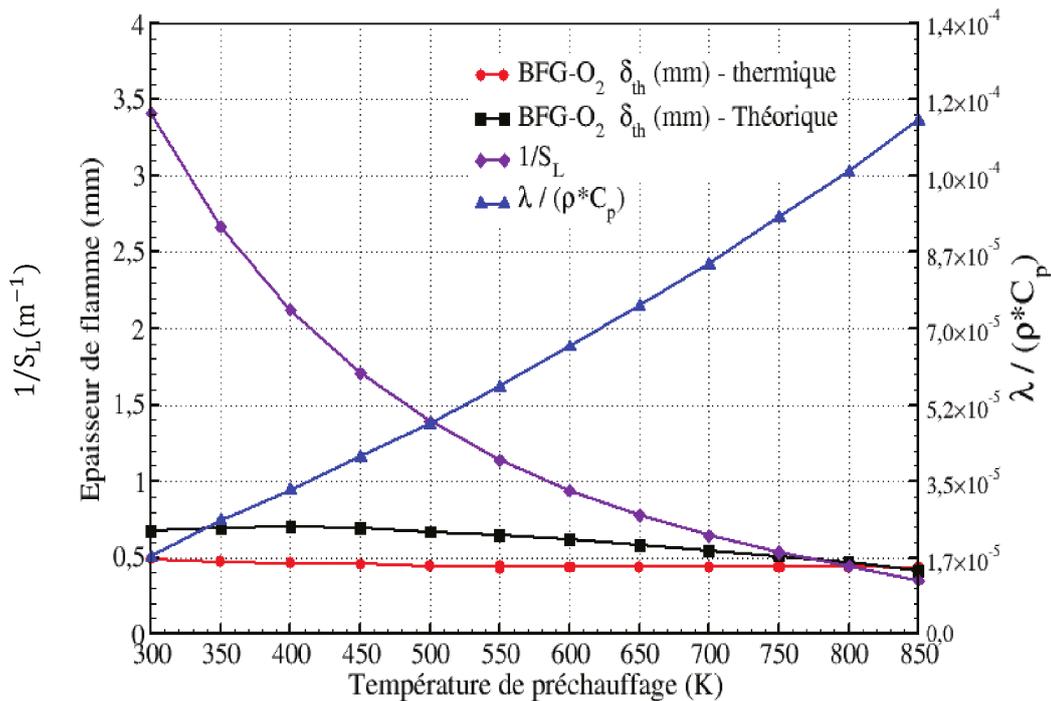


Figure 2.14 : Evolutions de l'inverse de la vitesse de déflagration S_L , du produit des paramètres thermodynamiques, de l'épaisseur théorique δ_{theo} et de l'épaisseur thermique δ_{th} basées sur le profil de température en fonction de la température de préchauffage T_{pr} d'une flamme BFG-O₂

De plus, pour illustrer l'effet du préchauffage sur les propriétés de flamme, le taux de dégagement de chaleur des températures de préchauffage (300 K, 500 K et 700 K) sont représentés dans la Figure 2.15 en fonction d'un taux de préchauffage défini par $\tau_{pr} = (T - T_{pr}) / (T_{ad} - T_{pr})$. Elle illustre d'abord une évolution des pics de taux de dégagement de chaleur vers des valeurs de τ_{pr} plus grand quand le taux de préchauffage augmente. Ensuite, ce dégagement de chaleur est plus important avec l'augmentation de la température de préchauffage (2 J/s.cm³ pour T_{pr}=300 K contre 500 J/s.cm³ pour T_{pr}=700 K à $\tau_{pr}=0.1$), dû à l'initiation des réactions de branchement dans la zone de préchauffage [34]. Par conséquent, les réactions sont initiées plus rapidement avec de fortes valeurs de température initiale, afin de générer les radicaux nécessaires au phénomène de réaction de combustion.

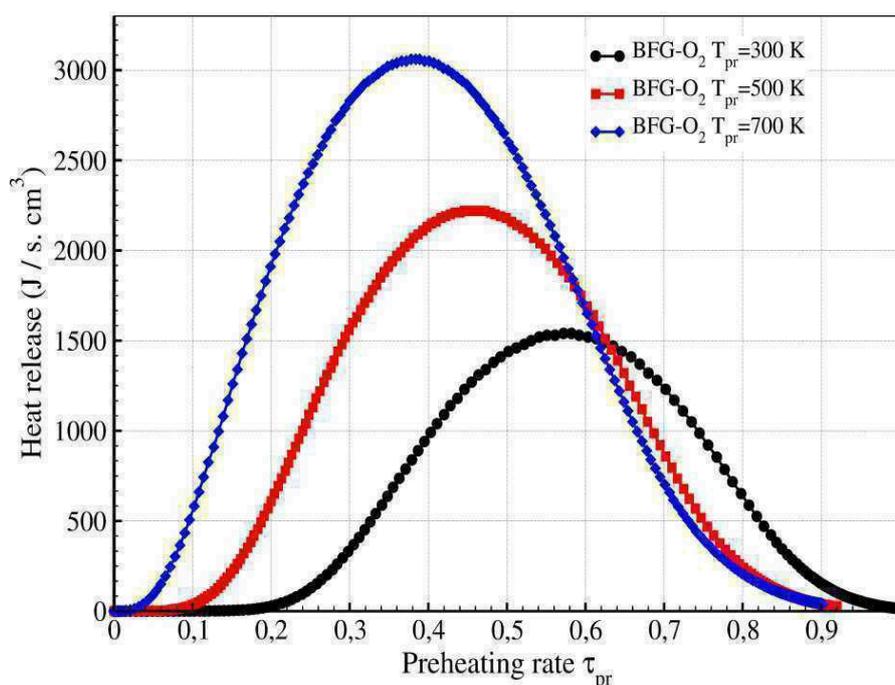


Figure 2.15 : Variation du taux de dégagement de chaleur de la flamme BFG-O₂ pour différentes températures de préchauffage T_{pr} en fonction du taux de préchauffage τ_{pr}

L'insensibilité de l'épaisseur de flamme à la température initiale permet ainsi de comparer ce paramètre aux échelles de la turbulence qui plissent et étirent les zones de réactions, lorsqu'elles sont du même ordre de grandeur. Sachant que l'oxy-flamme de BFG préchauffée se propage à épaisseur constante avec une vitesse dix fois plus élevée à la même richesse (Figure 2.10), pour une même turbulence, les régimes de combustion ne seront pas modifiés par le préchauffage des réactifs. En effet, pour une même épaisseur de flamme on assiste à la même compétition entre la chimie et la turbulence. Ainsi avec le préchauffage des réactifs, on peut s'attendre à obtenir une flamme très stable se propageant très rapidement, avec des petites échelles de l'écoulement qui contribuent à mélanger intensément les réactifs, donnant lieu à un mélange stœchiométrique fortement inflammable.

2.4.3. Réponse à l'étirement de flammes de diffusion

Le code OPP-DIFF du package COSILAB[®] [68] a été utilisé pour la partie de calculs d'oxy-flammes de diffusion de BFG étirées dans un écoulement à contre-courant préchauffé. Ce type d'écoulement constitue une configuration simple pour l'étude de la robustesse de flamme laminaire à l'étirement. Le taux d'étirement imposé dans la zone de réaction n'excède pas 4000 s^{-1} afin de respecter les hypothèses d'écoulement laminaire.

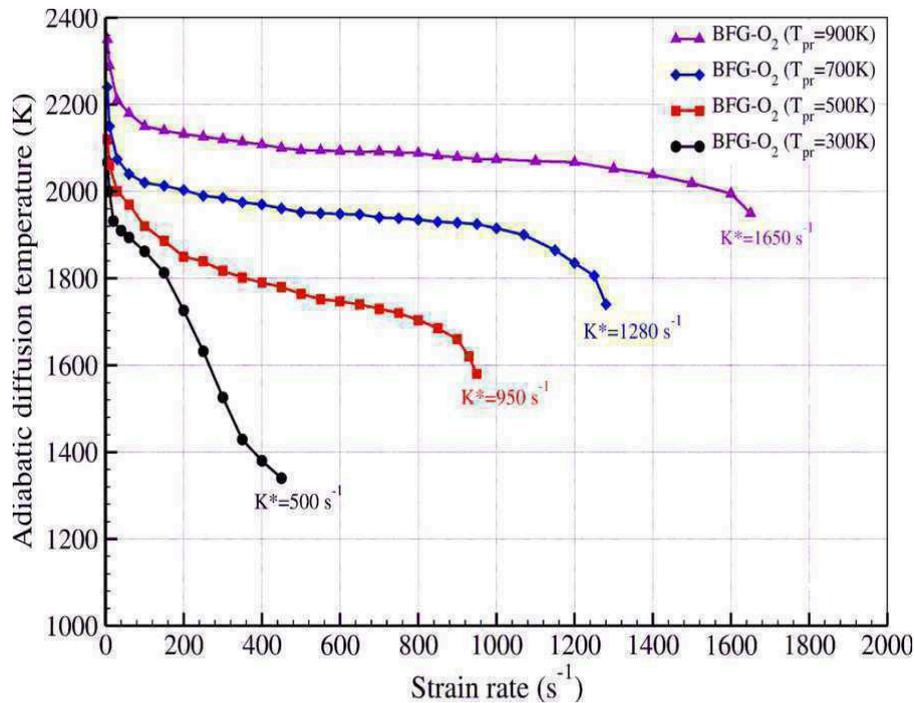


Figure 2.16 : Evolution de la température adiabatique de flamme de diffusion à contre-courant en fonction du taux d'étirement pour des températures initiales de 300K, 500K, 700K et 900K

La Figure 2.16 présente ainsi l'évolution de la température adiabatique de flamme de diffusion à contrecourant en fonction du taux d'étirement pour plusieurs valeurs de température initiale. A température ambiante (300 K), on remarque une forte sensibilité à l'étirement de l'oxy-flamme de BFG. En effet, la température adiabatique décroît très rapidement à partir d'une valeur d'étirement autour de $K=200 \text{ s}^{-1}$ et affiche sa première limite à l'extinction à $K=500 \text{ s}^{-1}$ pour une température adiabatique de 1300 K. Cette limite d'extinction de flamme de diffusion de BFG est comparable à celle de la flamme de référence méthane-air qui est d'environ 400 s^{-1} à 300K [102, 103].

Gicquel et al. [21] ont aussi évalué la limite d'extinction d'une flamme BFG-air à 36 s^{-1} et 92 s^{-1} avec de l'air vicié préchauffé à 850 K. Ce résultat, comparé à la valeur obtenue avec la flamme BFG- O_2 , permet de montrer l'effet bénéfique de la combustion à l'oxygène sur l'élargissement de la limite de stabilité de flamme.

Le préchauffage des réactifs à différentes températures (500 K, 700 K et 900 K) permet clairement de repousser la limite d'extinction de flamme de BFG qui passe de 950 s^{-1} à 500 K à 1650 s^{-1} pour un préchauffage à 900 K, avec une évolution quasi-linéaire dans la gamme de température étudiée. Cette amélioration de la résistance de flamme à l'étirement est accompagnée d'une aug-

mentation de la température adiabatique de flamme à l'extinction qui passe de 1550 K à 1950 K, pour une élévation de la température initiale de 500 à 900 K, respectivement (Figure 2.17).

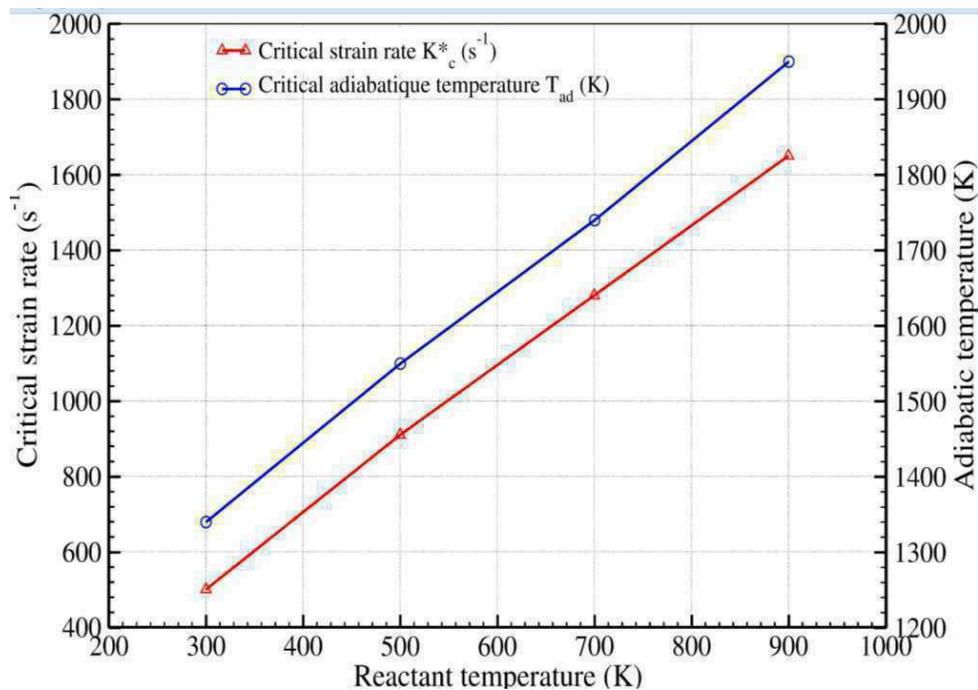


Figure 2.17 : Evolution de la température adiabatique et du taux d'étirement critique d'une flamme de diffusion à contre-courant en fonction de la température de préchauffage

De manière générale, l'oxycombustion préchauffée de gaz pauvres présente des propriétés chimiques et thermiques différentes (vitesse laminaire, température et épaisseur de flamme) comparée à la combustion à l'air d'hydrocarbures traditionnels comme le méthane, en termes de réactivité de mélange, de propagation de flamme, mais aussi de résistance à l'étirement de flamme. Les résultats obtenus montrent que la combustion à l'oxygène et le préchauffage du BFG devraient permettre, a priori, de favoriser la stabilisation de flammes de gaz à bas PCI par une amélioration des propriétés de flamme (vitesse de propagation et température) et un élargissement des limites de stabilité.

Il est clair que l'utilisation de l'oxygène pur comme comburant est une solution réelle pour la valorisation des gaz très pauvres comme le gaz de haut fourneau (BFG), qui accompagné d'un préchauffage des réactifs par récupération de la chaleur fatale doit assurer la stabilisation de flammes turbulentes à faibles émissions polluantes.

Les résultats de calculs obtenus dans ce chapitre sur la variation des propriétés de flamme avec le préchauffage des réactifs seront essentiels dans l'étude de dimensionnement de l'oxybrûleur de laboratoire et du dispositif expérimental adaptés à la combustion de gaz résiduels industriels à bas PCI, afin de garantir une bonne stabilité de flamme et une efficacité de combustion.

Chapitre 3 : Dimensionnement d'un oxy-brûleur de laboratoire pour la combustion de gaz de rejets industriels à bas PCI avec récupération de la chaleur des fumées.

Le remplacement des combustibles fossiles primaires par des combustibles alternatifs, avec des caractéristiques énergétiques différentes, nécessite d'importantes modifications liées aux installations de combustion. Les options de changement de combustible sont limitées par certains aspects d'adaptabilité dans les foyers industriels, liés généralement à une baisse notable de l'efficacité énergétique. En général, cette adaptabilité des nouveaux types de combustibles dépend fortement des types de brûleurs installés.

Dans ce sens, ce chapitre présente la partie de l'étude qui porte sur le dimensionnement d'un oxy-brûleur de laboratoire adapté à la combustion de mélange gazeux dans un contexte de récupération d'énergie dans les procédés de combustion. Ce dimensionnement utilise une stratégie originale basée sur la détermination d'une vitesse critique U_c^* , dérivée d'une valeur de Damköhler critique Da_c obtenue expérimentalement. Ainsi, le dimensionnement et la fabrication de l'oxy-brûleur de gaz à bas PCI requiert la caractérisation des conditions nominales de fonctionnement, qui se basent sur des paramètres globaux (PCI du combustible, puissance de combustion et richesse), ainsi que sur d'autres éléments gouvernant l'aérodynamisme et la stabilité de flammes tels que la vitesse laminaire de flamme et l'épaisseur de lèvre du brûleur.

3.1. Description de quelques concepts simples sur les configurations de brûleur industriel

Dans l'industrie, les fours sont équipés de brûleurs de puissances et de formes différentes avec de nombreuses configurations permettant la stabilisation de flamme. Ils jouent un rôle primordial dans la conception et le fonctionnement des foyers industriels. Ils assurent le mélange entre le combustible et le comburant, et fournissent l'apport d'énergie nécessaire à la stabilisation de flamme et à l'échange thermique avec la charge.

Il existe plusieurs types de brûleurs : certains spécifiques à un seul type de four et/ou un seul type de combustible et d'autres à vocation plus large, en termes de flexibilité d'utilisation de com-

bustible et de puissance de combustion. Nous nous limiterons, ici, à dégager quelques concepts généraux sur les configurations de brûleurs à jets simples ou étagés utilisés dans l'industrie.

Suivant les configurations des chambres de combustion et des types de combustibles utilisés, la morphologie et le fonctionnement des brûleurs sont de nature différente. Techniquement, on peut trouver dans l'industrie des brûleurs avec des configurations relativement simples. Il s'agit de brûleurs avec des jets coaxiaux et concentriques (« pipe-in-pipe ») tels que représentés dans la Figure 3.1. Celle-ci met en évidence deux configurations possibles, à savoir, une mettant en jeu deux jets annulaires (colonne de gauche) et une seconde configuration formée de six injecteurs latéraux. La configuration à jets latéraux séparés est assez fréquemment utilisée dans l'industrie, grâce à sa multitude de jets qui induit des effets d'entraînement tridimensionnels des gaz brûlés et un mélange d'espèces plus efficace pouvant permettre d'atteindre des régimes de combustion fortement diluée, à forte efficacité énergétique et faibles émissions de NO_x, jusqu'au régime de « combustion sans flamme » ([104], [105]).

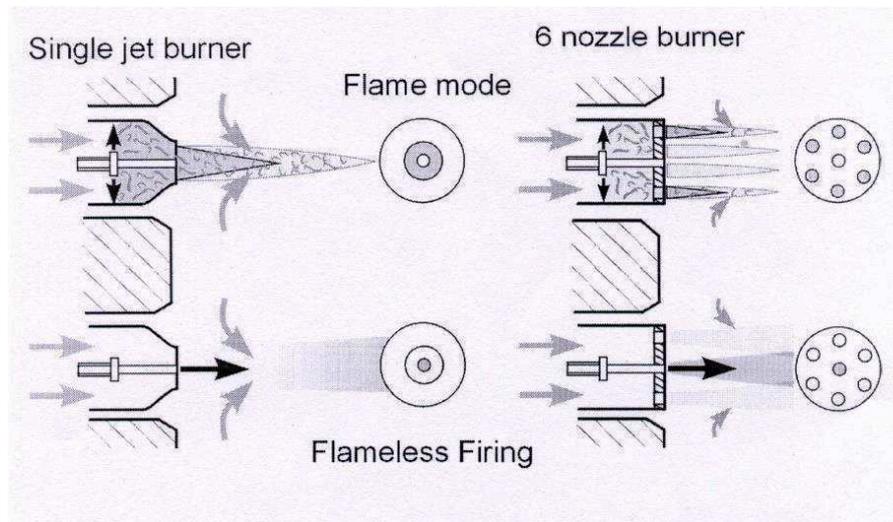


Figure 3.1 : Schéma de principe de têtes d'injection de brûleurs simples (Wüning, [105])

La Figure 3.2 présente le schéma d'une autre catégorie de brûleurs dit « double impulsion gaz (DIG) » comprenant deux arrivées coaxiales de gaz. C'est un type de brûleur qui permet de réguler les impulsions des jets en agissant sur la répartition entre le conduit central de gaz HP (haute pression) à grande vitesse de sortie et le conduit annulaire BP (basse pression) à faible vitesse. Ainsi, le taux de distribution du gaz contrôle une grande partie du mélange entre combustible et comburant ainsi que la longueur de flamme pour une puissance donnée.

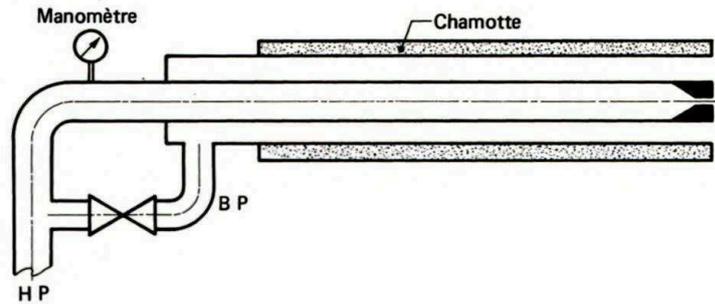


Figure 3.2 : Schéma de la stratégie d'injection du combustible sur un brûleur double impulsion gaz (DIG) [106]

Toutes les catégories de brûleurs ainsi décrites, avec les différentes configurations et stratégies d'injection, ont aidé au choix de la configuration du brûleur à bas pouvoir calorifique de laboratoire dans une problématique de valorisation de combustible alternatif avec récupération de chaleur des fumées.

3.2. Caractéristiques de la configuration du brûleur

D'un point de vue académique, pour une bonne compréhension des mécanismes complexes impliqués dans la stabilisation de flamme, il est nécessaire de concevoir des brûleurs simples. En effet, la simplification de la configuration de brûleur permet d'isoler les paramètres physiques sur lesquels seront centrés l'étude : ici la stabilisation de flammes dans une couche de mélange combustible à bas PCI / oxygène et l'impact du préchauffage des réactifs sur la stabilité de flamme. Cette approche permettra d'apporter des informations essentielles pour le dimensionnement de brûleurs plus complexes dans des applications industrielles.

Dans ce but, pour les expériences de laboratoire, une configuration simplifiée de brûleur a été recherchée pour isoler les phénomènes physiques représentatifs de la stabilisation de flammes de diffusion turbulentes et faciliter leur caractérisation expérimentale par une géométrie axisymétrique. Ainsi, sur la base des configurations coaxiales conçues auparavant, lors d'études d'oxy-flammes multi-combustibles [2, 53], un oxy-brûleur tri-coaxial de flammes non initialement mélangées a été retenu. Il doit permettre de stabiliser des oxy-flammes de gaz à faible PCI, comme le BFG, sur une large gamme de puissance avec préchauffage et sans apport de combustible à plus haut pouvoir énergétique.

Ce brûleur est dimensionné en se basant sur le combustible avec le plus faible PCI (0.95 kWh/m³(n)), le BFG. Il est constitué d'un jet annulaire combustible entouré de deux jets d'oxygène, au centre (oxygène intérieur 'O_{2i}') et en périphérie (oxygène extérieur 'O_{2e}') (Figure 3.3).

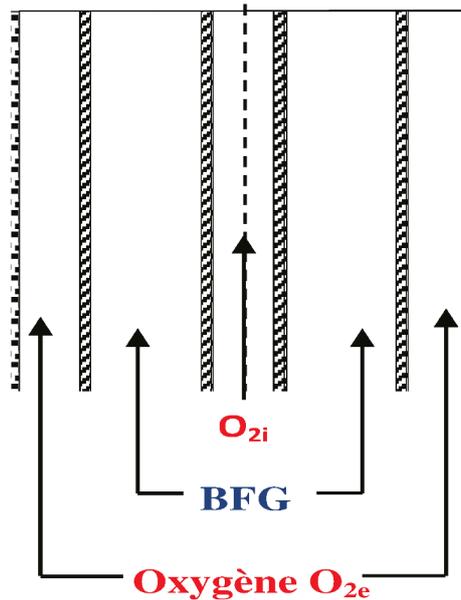


Figure 3.3 : Géométrie générale de la tête de l'injecteur tri-coaxial de laboratoire

Dans cette configuration, la distribution de l'oxygène dans le brûleur autour de l'injection annulaire de combustible est un paramètre important dans le contrôle de la stabilisation de la flamme, des profils longitudinaux de dégagement de chaleur dans la chambre de combustion, ainsi que des émissions polluantes. La répartition de l'oxygène entre le jet central et l'écoulement annulaire extérieur est quantifiée par le paramètre adimensionnel R_O , défini par :

$$R_O = \frac{Q_{O_{2i}}}{Q_{O_{2i}} + Q_{O_{2e}}} \quad (\text{Equation 3.1})$$

Avec $Q_{O_{2i}}$ et $Q_{O_{2e}}$ les débits volumiques d'oxygène intérieur et extérieur, respectivement.

La répartition de l'oxygène autour du combustible fait apparaître deux couches de mélanges réactives, une entre le BFG et le jet intérieur d'oxygène O_{2i} formant ainsi une flamme, dite centrale (O_{2i} -BFG), et une seconde entre le BFG et le jet extérieur d'oxygène O_{2e} constituant la flamme périphérique (BFG- O_{2e}). Avec la stratégie d'injection quantifiée par le paramètre R_O , la puissance de combustion P et la température de préchauffage T_{pr} , le brûleur présente l'avantage d'une grande modulation de flammes, avec des vitesses d'injection plus ou moins importantes sur les trois jets. Ces trois paramètres constituent les grandeurs de contrôle avec lesquels une caractérisation des oxy-flammes de BFG sera effectuée expérimentalement.

3.3. Conditions nominales de fonctionnement et paramètres de dimensionnement

Parmi les nouveaux types de gaz alternatifs, le choix du gaz de haut fourneau (le BFG) est motivé par le fait que c'est l'un des combustibles les plus faibles en termes de pouvoir énergétique,

d'un ordre de grandeur plus petit que le gaz naturel. Le BFG présente parfois des proportions variables dans sa composition suivant les sites industrielles. Pour limiter les paramètres, nous nous sommes intéressés à une seule composition (Tableau 3.1), représentative des compositions les plus fréquentes, et visant à inscrire la présente étude dans la continuité de travaux antérieurs d'étude des mécanismes de stabilisation de flammes de gaz de rejet par une oxy-flamme support de méthane [2].

Dans ce cadre, pour l'étude expérimentale de la stabilisation d'oxy-flammes de BFG avec préchauffage des réactifs et sans soutien par une flamme pilote de combustible à plus fort PCI, la puissance maximale de dimensionnement a été fixée à 25 kW (puissance nominale de fonctionnement du four) et la richesse globale à 0,96. La valeur de richesse choisie permet ainsi de travailler en milieu légèrement pauvre afin de garantir un léger excès d'oxygène dans les fumées (~0,6%) et l'absence d'imbrulés. Le paramètre contrôlant la répartition d'oxygène entre le jet intérieur et extérieur est fixé à $R_o=10\%$. Cette valeur est suffisamment élevée pour garantir le maintien de la flamme centrale (BFG-O_{2i}) tout en laissant un maximum d'oxygène en périphérie et assez élevée pour assurer une combustion complète.

Concernant le préchauffage, les valeurs souhaitées de températures de réactifs en entrée de brûleur sont de 750 K pour le BFG et de 850 K pour les deux jets d'oxygène en fonctionnement nominal. La valeur de température choisie correspond, pour le mélange combustible gazeux, à la température moyenne de sortie en cheminée du BFG dans les applications sidérurgiques. Pour l'oxygène, elle se base sur les travaux antérieurs d'Air Liquide sur le préchauffage de l'oxygène par récupération de chaleur fatale [107].

Tableau 3.1 : Conditions nominales de dimensionnement de l'oxy-brûleur tri-coaxial

Composition du BFG	CH₄ (% vol.)	0
	H₂ (% vol.)	5
	CO (% vol.)	23
	CO₂ (% vol.)	23
	N₂ (% vol.)	49
PCI [kWh/m³(n)]		0.95
Puissance de combustion [kW]		25
Richesse		0.96
Répartition d'oxygène R_o [%]		10
T_{BFG} (K)		750
T_{O₂} (K)		850

3.4. Stratégie de dimensionnement

Le dimensionnement d'un brûleur pour une flamme de diffusion de combustibles à bas pouvoir calorifique avec préchauffage, requiert une connaissance précise des mécanismes gouvernant la

stabilité de flammes. De plus, les écoulements multi-coaxiaux donnent lieu à une variété de phénomènes complexes sur les processus de mélanges entre les jets. Ces phénomènes dépendent de plusieurs paramètres tels que les dimensions des jets, l'orientation de l'écoulement, les propriétés des fluides, ainsi que leur dépendance à d'autres paramètres tels que la température.

Ici, la stratégie de dimensionnement du brûleur se base sur les résultats expérimentaux de travaux antérieurs sur des oxy-flammes de CH₄-BFG afin de caractériser les dimensions des jets en sortie. Une analyse des structures de flammes BFG-O₂ issues de cette étude a été effectuée et permet de montrer que les régimes de stabilité de flamme observés sur un brûleur quadri-coaxial, sont caractérisés par les couches de cisaillement des jets coaxiaux O_{2i}-BFG et leur interaction avec la zone réactive [2]. Cette analyse peut se traduire sous la forme d'un diagramme de stabilité, qui souligne un changement de régime de combustion et un décrochage de la flamme intérieure BFG-O_{2i} jusqu'à extinction de celle-ci lorsque les vitesses d'oxygène intérieur et/ou de BFG deviennent trop importantes, limite Da_{c1} de la Figure 3.4.

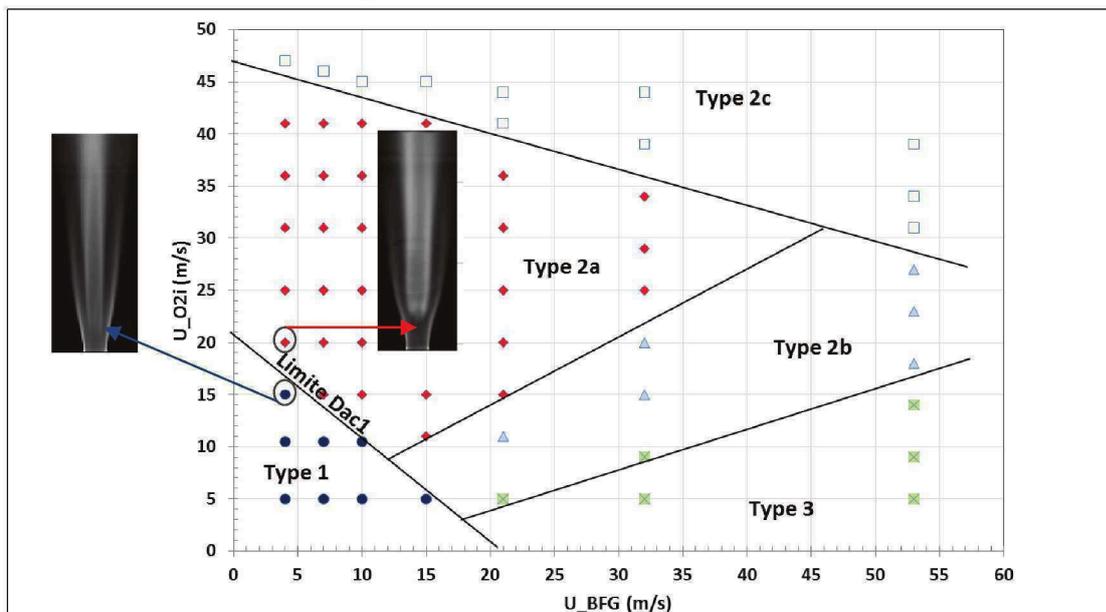


Figure 3.4 : Diagramme de stabilité : limite de décrochage de la flamme de diffusion centrale BFG-O_{2i} [2].

Les valeurs de vitesses limites de combustible (U_{BFG}) et d'oxygène intérieur (U_{O_{2i}}) obtenues, sont directement corrélées à une vitesse critique de convection U_C caractéristique des forts gradients de fraction de mélange et de dissipation scalaire susceptibles d'éteindre la flamme. Cette vitesse convective est définie, comme précédemment détaillé dans le chapitre 1 (Equation 1.15), par la moyenne des vitesses d'injection de BFG et d'oxygène par :

$$U_c = \frac{U_{BFG} + U_{O_2}}{2}$$

La Figure 3.4 met en évidence une limite de stabilité de la flamme centrale BFG-O_{2i} correspondant à une valeur constante de la vitesse de convection U_C = 10 m/s, relative au passage de la flamme de Type 1 (deux flammes concentriques stables et accrochées aux lèvres du brûleur) à une flamme de Type 2a (flamme centrale décrochée du brûleur et flamme périphérique stable et accro-

chée au brûleur). Les autres types de flamme montrées dans la Figure 3.4 (Type 2b, Type 2c, type 3) correspondent à d'autres régimes de combustion obtenus à des valeurs de vitesses de combustible et/ou d'oxygène plus élevées avec toujours décrochage ou extinction de la flamme centrale.

La transition à l'extinction de la flamme centrale BFG-O_{2i} ainsi observée, intervient donc pour des valeurs de vitesse limite $U_c \geq 10 \text{ m/s}$. Cette limite correspond expérimentalement à une valeur du nombre de Damköhler constant $Da_1 = 0,004$ au-delà duquel la flamme BFG-O_{2i} est soufflée [2]. Ce faible nombre de Damköhler indique une chimie très lente où la turbulence peut impacter la structure interne de la flamme. On peut définir ainsi un nombre critique de Damköhler Da_c décrivant la compétition entre la dissipation de chaleur, pilotée par la turbulence dans la couche de mélange, et le dégagement de chaleur de la flamme BFG-O₂. Ce nombre adimensionnel est caractérisé par l'aérodynamique dans la couche de mélange à travers un temps de mélange turbulent τ_m , et la chimie particulière de la zone réactive de combustion à travers un temps chimique τ_c ($Da_c = \tau_m/\tau_c$). Ce temps chimique est quantifié par le taux de dissipation scalaire limite χ_q , lui-même fonction de la vitesse de flamme laminaire S_L , de la fraction de mélange stœchiométrique Z_s et du coefficient de diffusion moléculaire D [52, 54, 55, 56]. Tandis que le temps caractéristique de l'écoulement τ_m se définit à partir du taux d'étirement dans la couche de mélange BFG-O₂ par la vitesse convective U_c , paramètre clé du dimensionnement du brûleur, ainsi que d'une dimension caractéristique du brûleur. Dans notre cas, il s'agit de l'épaisseur de la lèvre du brûleur, notée e_L , qui est présente entre les deux jets coaxiaux de BFG et d'oxygène.

$$\tau_c = \frac{1}{\chi_q} = \frac{D}{Z_s^2 \cdot S_L^2 \cdot (1 - Z_s)^2} \quad (\text{Equation 3.2})$$

$$\tau_m = \frac{e_L}{U_c} \quad (\text{Equation 3.3})$$

En considérant fixe le nombre de Damköhler critique Da_c et à partir des calculs de propriétés thermocinétiques effectués pour déterminer la vitesse laminaire de flamme, une valeur de vitesse critique U_c^* est déduite :

$$U_c^* = \frac{Z_s^2 \cdot (1 - Z_s)^2 \cdot e_L}{Da_c} \cdot \left(\frac{S_L^2}{D} \right)_T \quad (\text{Equation 3.4})$$

Les résultats des simulations de flamme 1D, dans une configuration de flamme prémélangée BFG-O₂ pour différentes températures initiales (Figure 2.10), ont montré une quasi-invariance de l'épaisseur thermique ($\delta_{th} \sim 0,5 \text{ mm}$) avec le préchauffage des réactifs. Le choix d'une épaisseur de tube identique pour les différents jets s'est ainsi basé sur ce résultat. L'épaisseur des lèvres du brûleur est égale à $e_L = 1 \text{ mm}$, favorisant a priori une stabilisation de flamme. En effet, cette valeur d'épaisseur de lèvre de brûleur correspond à un cas d'étude de stabilisation de flammes de diffusion turbulentes dont la transition vers l'extinction, par augmentation des vitesses d'injection, passe par un état de flamme suspendue, comme précédemment montré avec les travaux d'Otakeyama et al. [63].

Par ailleurs, le préchauffage des réactifs modifie certains paramètres utilisés dans le dimensionnement du brûleur. C'est le cas de la vitesse laminaire de flamme, qui varie fortement avec la température initiale, comme l'ont montré les calculs thermocinétiques (Figure 2.10). La température modifie aussi les propriétés thermodynamiques comme le coefficient de diffusion moléculaire D . Une connaissance précise de ce coefficient ainsi que l'évaluation de sa dépendance à la température s'avère important car elle permet d'obtenir une information fondamentale sur les forces résidant entre les différentes molécules. Wasik et McCulloh [108] ont mesuré les coefficients de diffusion pour différents mélanges gazeux contenant des espèces telles que le N_2 , O_2 , He, CO, H_2 , Ar... dans un intervalle compris entre 300 à 1100 K. Ils proposent pour l'expression du coefficient de diffusion D_T à une température T , une équation de moindre carré tirée de l'équation empirique :

$$\frac{D_T}{D_0} = \left(\frac{T}{T_0}\right)^m \quad \text{(Equation 3.5)}$$

Où D_0 est le coefficient de diffusion à $T_0=300$ K. Le calcul de l'exposant m , effectué en tenant compte de la composition du mélange gazeux BFG- O_2 permet d'obtenir une valeur égale à $m=1,5$ [108].

Etant donné que la vitesse convective U_C est liée aux vitesses débitantes du BFG et de l'oxygène (Figure 3.4), et en considérant les débits totaux fixés par les conditions nominales de fonctionnement (Tableau 3.1), les diamètres intérieurs des écoulements en sortie de brûleur sont déterminés pour le combustible (D_{BFG}) ainsi que les deux jets intérieur ($D_{O_{2i}}$) et extérieur ($D_{O_{2e}}$) d'oxygène. Le critère de dimensionnement impose des diamètres intérieurs de jets permettant d'obtenir deux valeurs de vitesse convectives, U_{Ci} et U_{Ce} , inférieures à la valeur critique de U_c^* dans les couches de mélange intérieure BFG- O_{2i} et extérieure BFG- O_{2e} , conformément à la géométrie de brûleur. Dans cette étude, nous avons choisi des diamètres intérieurs pour que les valeurs de vitesses convectives (U_{Ci} et U_{Ce}) soient proches de la valeur de vitesse critique U_c^* afin de se positionner en limite de stabilité de combustion au point nominal de fonctionnement ($P=25$ kW, $R_o=10\%$), sans préchauffage des réactifs, afin de pouvoir montrer par la suite l'impact du préchauffage sur la stabilisation de flamme de gaz à bas PCI.

Ainsi, les diamètres de tube disponibles chez le fournisseur étant limités dans les gammes de dimension et le type de matériaux utilisés, la recherche des dimensions de tubes disponibles ainsi que les contraintes de fabrication du brûleur ont conduit à la sélection des diamètres intérieurs de $D_{O_{2i}} = 6.0$ mm, $D_{BFG} = 31.6$ mm et $D_{O_{2e}} = 37.0$ mm, respectivement pour l'oxygène intérieur, le BFG et l'oxygène extérieur.

En prenant en compte l'hypothèse d'une même interaction entre la chimie et la turbulence dans le cas avec et sans préchauffage des réactifs, la valeur de Damköhler critique Da_c est considérée constant quelles que soient les conditions thermiques d'entrée des gaz frais. Ainsi, les valeurs de vitesse critique U_c^* sont calculées en fonction de la température initiale, indépendamment de la puissance de fonctionnement, et sont comparées aux valeurs de vitesse convective U_{Ci} et U_{Ce} pour les couches de mélange respectives BFG- O_{2i} et BFG- O_{2e} au point de dimensionnement (Figure 3.4).

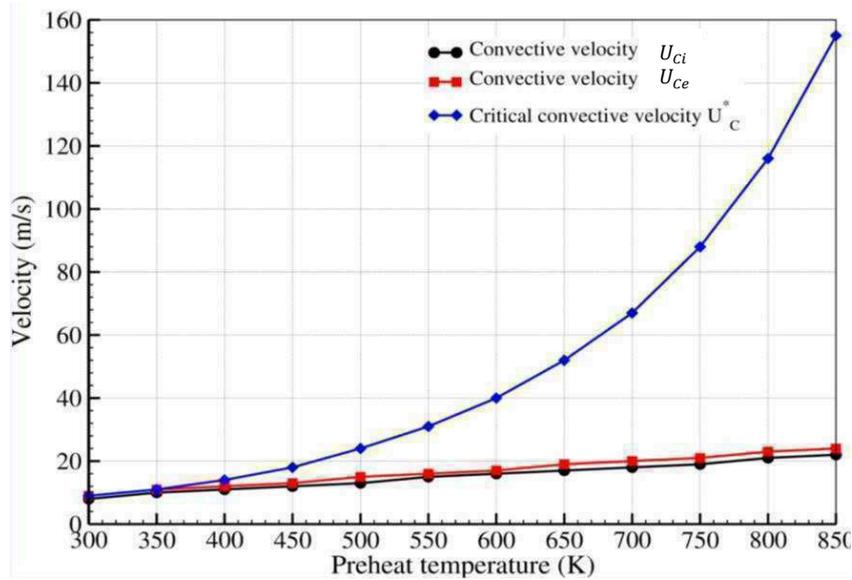


Figure 3.4. Evolutions théoriques des valeurs de vitesse critique (U_C^*) et vitesses convectives (U_{Ci} et U_{Ce}) dans les couches de mélange en fonction de la température de préchauffage T_{pr} ($P=25$ kW, $R_o=10\%$).

La Figure 3.4 montre que les valeurs des deux vitesses convectives restent proches de la valeur de vitesse critique à température ambiante et à faible préchauffage ($T_{pr} \leq 400K$). Pour une température de préchauffage $T_{pr} > 400K$, les vitesses convectives U_{Ci} et U_{Ce} restent toujours inférieures à U_C^* et varient beaucoup moins vite que cette dernière. On peut donc s'attendre à être proches des limites de stabilité à température ambiante et que le préchauffage améliore effectivement la stabilisation de flammes BFG- O_2 dans cette configuration de brûleur pour une puissance de 25 kW et un taux de répartition d'oxygène de 10%.

La vitesse critique U_C^* théorique est aussi comparée aux deux vitesses convectives calculées pour différentes valeurs de puissances et de répartition d'oxygène dans la Figure 3.5.

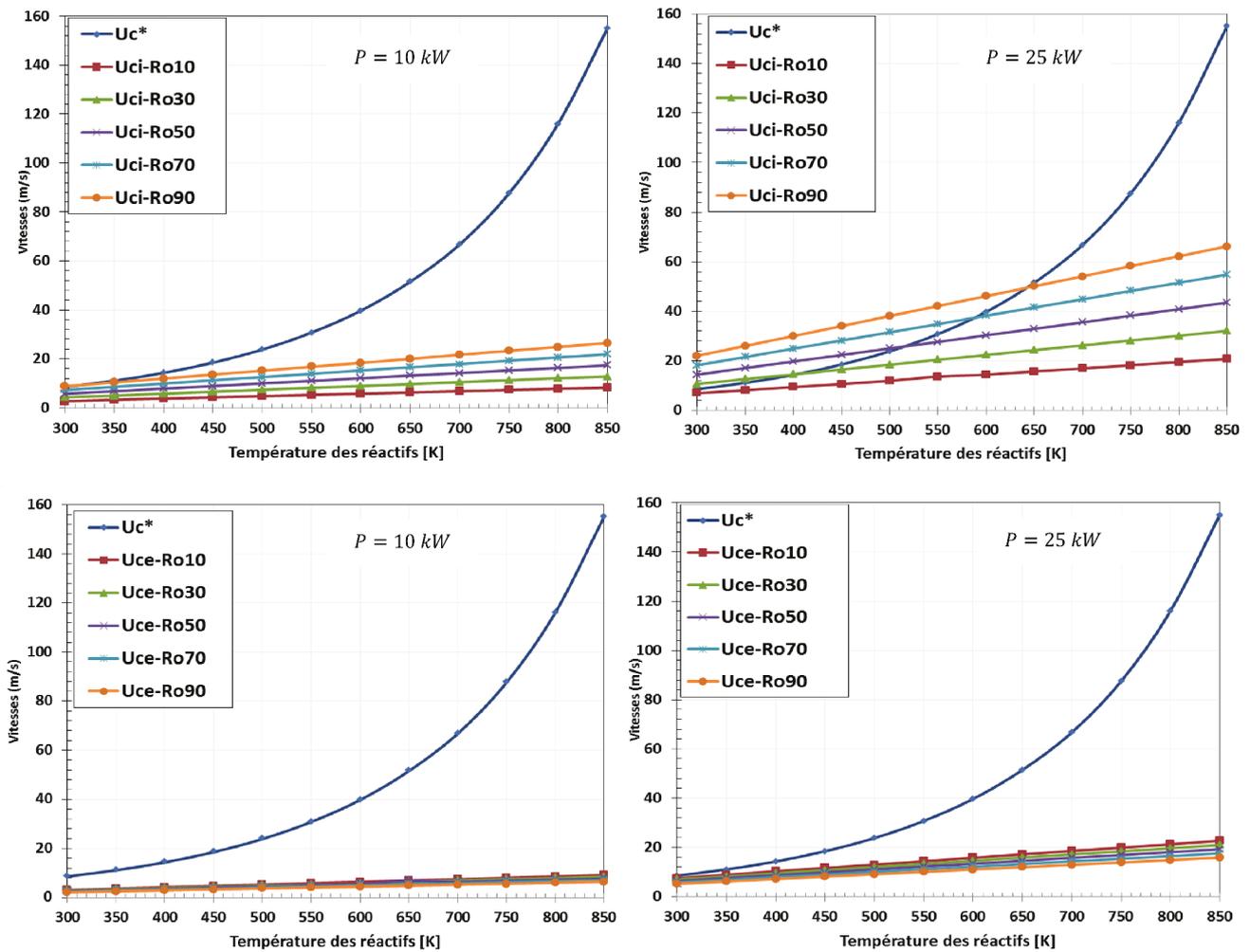


Figure 3.5. Comparaison des évolutions théoriques des vitesses convectives U_{Ci} (ligne du haut) et U_{Ce} (ligne du bas) à des puissances fixes de 10 et 25 kW et à différents pourcentages d'oxygène (R_o) en fonction de la température de préchauffage T_{pr}

La Figure 3.5 montre que les vitesses convectives augmentent avec la température initiale pour une puissance donnée. Elle met aussi en évidence que pour une puissance fixée à 10 kW, faible par rapport à la puissance de dimensionnement (25 kW), les valeurs de U_{Ci} augmentent avec R_o du fait de l'augmentation de débit de l'oxygène intérieur, mais restent inférieures à U_C^* sur toute la gamme de pourcentage d'oxygène comprise entre 10 et 90%. A 25 kW, les valeurs de U_{Ci} deviennent supérieures à la vitesse critique U_C^* pour tout $R_o \geq 20\%$ à température ambiante et les faibles valeurs de température initiale ($T_{pr} \leq 400$ K). Le préchauffage permet une évolution plus rapide de la vitesse critique U_C^* , qui devient largement supérieure aux valeurs de U_{Ci} sur toute la gamme de R_o et pour une température initiale supérieure à 650 K.

Concernant la couche de mélange externe BFG- O_{2e} , les valeurs de vitesses convectives U_{Ce} sont toujours inférieures à la valeur de vitesse critique U_C^* pour toutes les valeurs de puissance, de répartition d'oxygène et de température de préchauffage.

Ces différents résultats théoriques, qui s'appuient sur un critère de stabilisation de flamme de diffusion, lui-même basé sur la comparaison entre la vitesse critique U_C^* issue d'un nombre de Damköhler critique Da_c expérimental et les vitesses convectives caractérisant les couches de mélange, permettent d'avoir à ce stade de l'étude une analyse théorique de la stabilité de flamme suivant les paramètres de fonctionnement P , R_o , T_{pr} . Nous pouvons ainsi nous attendre à avoir, a priori, une flamme de BFG- O_2 stable à basse puissance (10 kW) et sans préchauffage, pour toutes les valeurs de R_o , et une flamme en limite de stabilité lorsqu'on s'approche de la puissance nominale choisie (25 kW), comme voulu dans notre stratégie de dimensionnement. L'augmentation de R_o (plus d'oxygène au centre) tendra à déstabiliser la flamme centrale qui pourra atteindre une limite de stabilité ($U_{Ci} \geq U_C^*$).

Cette limite de stabilité théorique de flamme, rencontrée pour des valeurs de puissance proches de la puissance nominale de fonctionnement a été intentionnellement recherchée, comme précédemment mentionné dans la démarche de calcul des diamètres de sortie des jets, dans le but d'évaluer l'effet du préchauffage sur l'amélioration de la stabilité de flamme.

Les valeurs de vitesses débitantes pour les trois écoulements réactifs ainsi que les grandeurs caractéristiques dans deux conditions nominales de fonctionnement pour le brûleur tri-coaxial de laboratoire sont recensées dans le Tableau 3.2.

	Condition 1	Condition 2
Température	$T_{O_{2i}} = T_{BFG} = T_{O_{2e}} = 300 \text{ K}$	$T_{BFG} = 750 \text{ K}$ $T_{O_{2i}} = T_{O_{2e}} = 850 \text{ K}$
$U_{O_{2i}}$ (m/s)	7	10
U_{BFG} (m/s)	10	40
$U_{O_{2e}}$ (m/s)	5.1	13.5
U_{c_i} (m/s)	8.5	26
U_{c_e} (m/s)	7.5	27
Re (O_{2i})	2770	900
Re (BFG)	20000	12200
Re (O_{2e})	14000	7600
Ru_i (BFG/O_{2i})	1.4	4
Ru_e (O_{2e}/BFG)	2	3
M_i (BFG/O_{2i})	3	20
M_e (O_{2e}/BFG)	3.6	23

Tableau 3.2 : Vitesses débitantes (U), vitesses convectives (U_c), nombre de Reynolds(Re), rapports de vitesse (Ru) et de flux de quantité de mouvement (M) pour $P=25 \text{ kW}$ et $Ro=10\%$ à deux conditions de température de fonctionnement.

3.5. Conception et contraintes de fabrication

L'examen des risques liés aux conditions expérimentales d'oxycombustion avec préchauffage des réactifs s'est basé sur la méthode d'analyse de risques du centre de recherche d'AirLiquide, appelée HAZOP (Hazards and Operability). Celle-ci a permis d'orienter le choix du matériel de fabrication sur de l'Inconel 600 comme matériau compatible au préchauffage de l'oxygène et du BFG. C'est un alliage nickel/chrome avec une bonne résistance à l'oxydation afin de permettre une meilleure performance dans les applications à température élevée. La conception et la fabrication du brûleur de laboratoire sont soumises aussi à plusieurs contraintes visant à éviter les impacts des écoulements de gaz chauds pouvant entraîner la dégradation thermique des matériaux. Ainsi, il a été décidé de concevoir le brûleur tri-coaxial, avec des arrivées axiales de tous les gaz préchauffés pour éviter tout impact direct des gaz chauds sur les parois du brûleur. Il faut veiller cependant à obtenir des vitesses homogènes en sortie de brûleur. Ceci est obtenu par des volumes de tranquillisation, de légères pertes de charge et des rapports de contraction des écoulements.

L'injection de l'oxygène intérieur O_{2i} se fait de manière directe par l'axe central du brûleur après passage par un réchauffeur oxygène. L'oxygène extérieur froid ou préchauffé par un second réchauffeur, entre dans le brûleur à travers huit arrivées équidistantes situées en bas du brûleur (Figure 3.6). De la même façon, l'injection du BFG froid ou chaud est réalisée de manière uniforme à travers six arrivées équidistantes reliées à la sortie du mélangeur de gaz combustible. L'ensemble des systèmes de préchauffage des réactifs, de synthèse du BFG avec la composition choisie et les méthodes d'injection, sont explicités en détails dans le chapitre suivant portant sur la mise en place du dispositif expérimental.

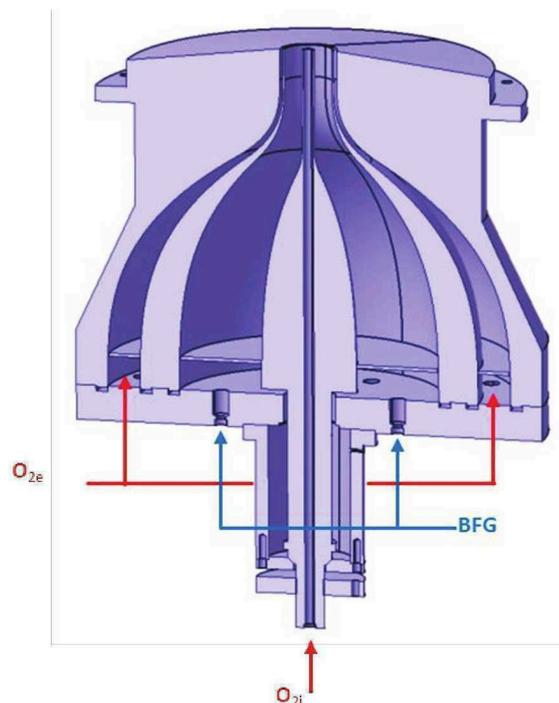


Figure 3.6 : Vue isométrique en coupe du brûleur tri-coaxial (O_{2i} / BFG / O_{2e})

Les contractions des écoulements à l'intérieur du brûleur sont aussi dimensionnées pour éviter les décollements de couche limite en suivant les contours des profils convergents afin d'avoir des profils de vitesse contrôlés en sortie de brûleur. La méthode la plus directe pour définir le profil du brûleur reste celle établie par Morel [109], qui propose une expression du rayon $R(x)$ d'un convergent défini par la combinaison de deux profils cubiques, avec pour chacun un sommet à chaque extrémité du convergent axisymétrique :

$$\begin{aligned} R(x) &= A_1 + B x^3 & x \leq x_m \\ R(x) &= A_2 + C (L - x)^3 & x > x_m \end{aligned}$$

Avec
$$A_1 = \frac{D_1}{2}; \quad B = \frac{D_2 - D_1}{2 x_m^2 L}; \quad A_2 = \frac{D_2}{2}; \quad C = \frac{D_2 - D_1}{2 L (1 - x_m)^2}$$

La géométrie du convergent est caractérisée par l'ensemble des paramètres des expressions précédentes, avec x représentant la direction longitudinale du convergent, L la longueur maximale, x_m le point d'intersection entre les deux profils cubiques et D_1 et D_2 les diamètres respectifs d'entrée et de sortie du profil convergent (Figure 3.7). On peut ainsi définir le coefficient de contraction par $C_c = \left(\frac{D_2}{D_1}\right)^2$.

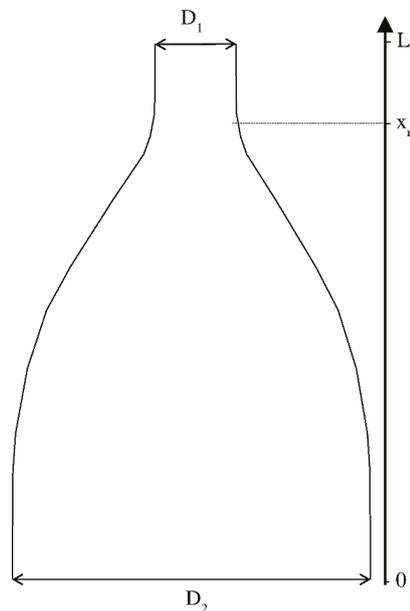


Figure 3.7 : Géométrie du convergent par combinaison de deux profils cubiques

En fonction des dimensions et des profils de vitesse en sortie du brûleur, on estime les coefficients de contractions à $C_c = 30$ pour le profil du BFG et $C_c = 50$ pour l'oxygène extérieur. On obtient ainsi les équations polynomiales au 3ème degré suivantes, utilisées lors de l'usinage numérique des différentes pièces du brûleur par l'atelier mécanique au sein du laboratoire CORIA :

Écoulement d'oxygène interne O_{2i} droit: $L = 320$ mm; $D_1 = D_2 = D_{O_{2i}} = 6$ mm

Profil intérieur du BFG : $L = 320$ mm; $x_m = 200$ mm; $D_1 = 8$ mm; $D_2 = 150$ mm

$$\begin{aligned} R_1(x) &= 75 + 5,625 \cdot 10^{-6} x^3 & x \leq x_m \\ R_2 &= 4 & x > x_m \end{aligned}$$

Profil extérieur du BFG : $L = 320$ mm; $x_m = 200$ mm; $D_1 = D_{\text{BFG}} = 31,6$ mm; $D_2 = 173$ mm

$$\begin{aligned} R_1(x) &= 15,8 + 5,52 \cdot 10^{-6} x^3 & x \leq x_m \\ R_2(x) &= 86,5 + 1,53 \cdot 10^{-5} (320 - x)^3 & x > x_m \end{aligned}$$

Profil intérieur oxygène O_{2e} : $L = 320$ mm; $x_m = 200$ mm; $D_1 = 33,6$ mm; $D_2 = 223$ mm

$$\begin{aligned} R_1(x) &= 16,3 + 7,44 \cdot 10^{-5} x^3 & x \leq x_m \\ R_2(x) &= 111,5 + 2,06 \cdot 10^{-5} (320 - x)^3 & x > x_m \end{aligned}$$

Profil extérieur oxygène O_{2e} : $L = 320$ mm; $x_m = 200$ mm; $D_1 = D_{O_{2e}} = 37$ mm; $D_2 = 262$ mm

$$\begin{aligned} R_1(x) &= 18,5 + 8,79 \cdot 10^{-6} x^3 & x \leq x_m \\ R_2(x) &= 131 + 2,44 \cdot 10^{-5} (320 - x)^3 & x > x_m \end{aligned}$$

Les rapports de contraction imposés, diminuent progressivement la surface des jets et induit une accélération des écoulements dans la direction longitudinale vers le point d'intersection x_m des deux profils cubiques. Ceci a pour conséquence la réduction des effets visqueux sans augmentation de la couche limite à $x \leq x_m$. En aval, dans la section ($x > x_m$) du profil convergent, l'écoulement atteint progressivement sa vitesse maximale à la sortie de l'orifice.

Par ailleurs, dans la configuration de brûleur choisie, la contrainte aérodynamique principale concerne les effets de sillage (« bluff-body ») aux lèvres du brûleur. Pour limiter les décollements de couche limite et éviter ainsi l'apparition de structures tourbillonnaires dans la chambre, des contraintes sont imposées sur la longueur des tubes à l'extrémité des convergents, notamment sur l'oxygène central (Figure 3.8-a), pour s'assurer d'une homogénéité des écoulements et de l'établissement des profils de vitesse avant l'entrée dans la chambre de combustion.

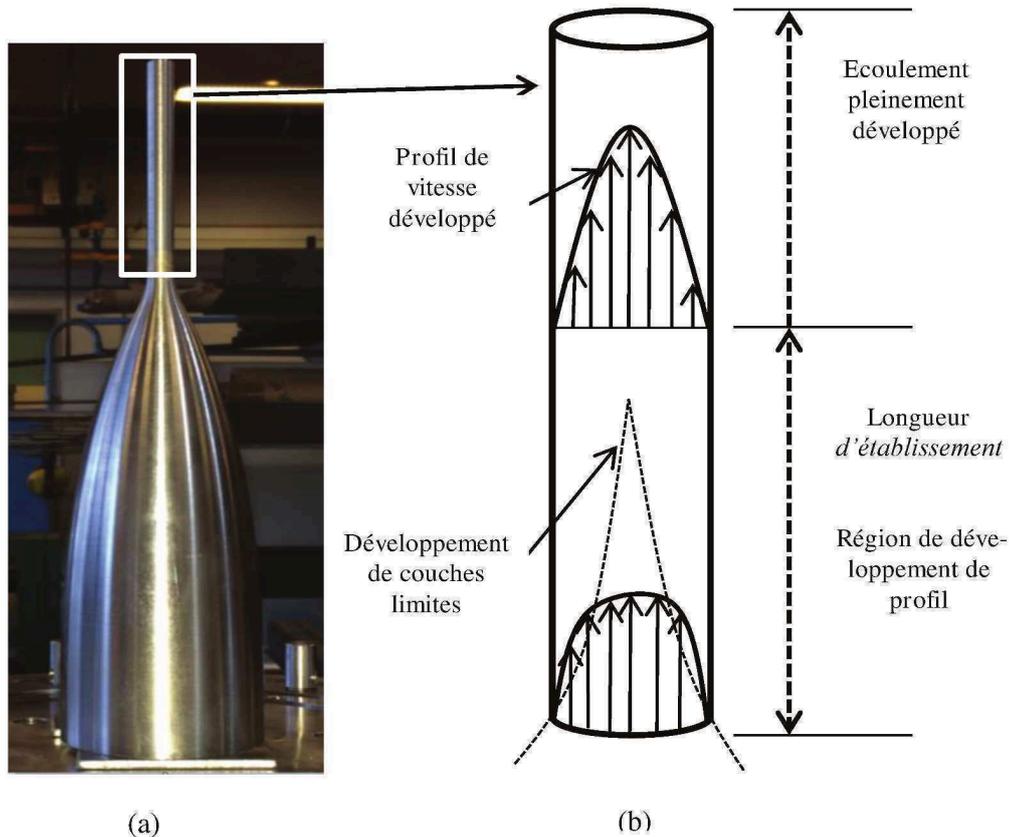


Figure 3.8 : Photographie de la partie centrale du corps du brûleur (profil convergent intérieur du BFG avec l'extrémité du tube d'oxygène intérieur) (a). Description de la nature de l'écoulement à l'intérieur d'un tube circulaire (b)

Comme le montre la Figure 3.8-b, les profils de vitesse et de contrainte de cisaillement à la paroi sont constants dans la région pleinement développée de l'écoulement. En pratique, il est rare que les profils de vitesse à l'entrée soient uniformes. Ainsi, les longueurs de tubes d'injection du BFG et des deux injections d'oxygène ont été calculées en fonction des diamètres de sortie et de la longueur d'établissement. Cette dernière dépend du régime d'écoulement et correspond à la longueur nécessaire à l'établissement d'un régime de convergence de la couche limite de parois se développant à l'intérieur des tubes de section circulaire, et au-delà de laquelle ne demeurent uniquement que les instabilités naturelles de couche de mélange. Les longueurs d'établissements des trois écoulements sont calculées à l'aide des formules suivantes [110], qui sont fonction du nombre de Reynolds qui varie fortement avec le préchauffage (Tableau 3.2).

Pour un écoulement laminaire :

$$\frac{L_{\text{lam}}}{D} \approx 0.06 * Re$$

Pour un écoulement turbulent :

$$\frac{L_{\text{turb}}}{D} \approx 4.4 * Re^{1/6}$$

Les longueurs de chaque tube d'injection ont pu être dimensionnées par rapport aux conditions de fonctionnement les plus défavorables pour l'obtention d'un profil de vitesse contrôlé à la sortie des injecteurs. Concernant le centrage des tubes du brûleur les uns par rapport aux autres, des réglages d'alignement des axes des écoulements sont prévus par serrage des trois vis uniformément placées à des angles de 120° sur la base de l'injecteur central contenant le jet d'oxygène intérieur (en rouge), et de huit vis placées à des angles de 45° pour le tube contenant le combustible (en bleu) afin d'ajuster le centrage (Figure 3.9).

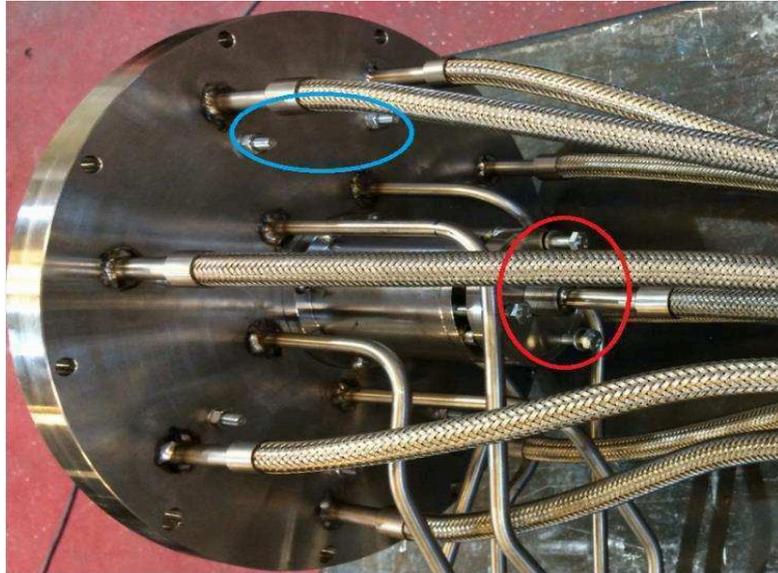


Figure 3.9 : Photographie de la base du brûleur et illustration des *moyens d'ajustement du centrage des tubes d'injection*

La dangerosité du monoxyde de carbone (CO) et le caractère fortement explosif de l'hydrogène (H_2), utilisés lors de la synthèse du gaz de haut fourneau (BFG), ainsi que la manipulation de ces gaz à des températures élevées, nécessitent la recherche d'une parfaite étanchéité du brûleur. Toutes les vis situées à la base du brûleur permettent un serrage des tubes sur le corps brûleur avec un jeu plus ou moins important, afin d'écraser des joints spiralés placés sur des rails et permettant d'assurer une bonne étanchéité et un bon centrage du brûleur.

Une fois les premiers réglages effectués, et à cause de la dilatation thermique des métaux avec le préchauffage des gaz et/ou la présence de flamme, des manipulations de centrage des tubes ont été itérées plusieurs fois. En effet, il a été nécessaire une fois les réactifs préchauffés, d'utiliser d'abord une mire représentant parfaitement la configuration tri-coaxiale du brûleur avec une représentation exacte des dimensions des trois tubes d'injection, pour s'assurer d'un premier bon centrage à l'œil. Ensuite, d'autres vérifications ont été effectuées à l'aide de flammes de diffusion $\text{CH}_4\text{-O}_2$ oxygène diluées à l'azote. La fine observation de la symétrie de ces flammes a été un bon moyen de confirmer le bon centrage des tubes du brûleur (Figure 3.10). Plusieurs séries de tests ont ainsi été effectuées, avec différents cycles de température alternant le chauffage et le refroidissement, en présence et en l'absence de flamme pour vérifier le maintien de l'étanchéité et du bon centrage des tubes.

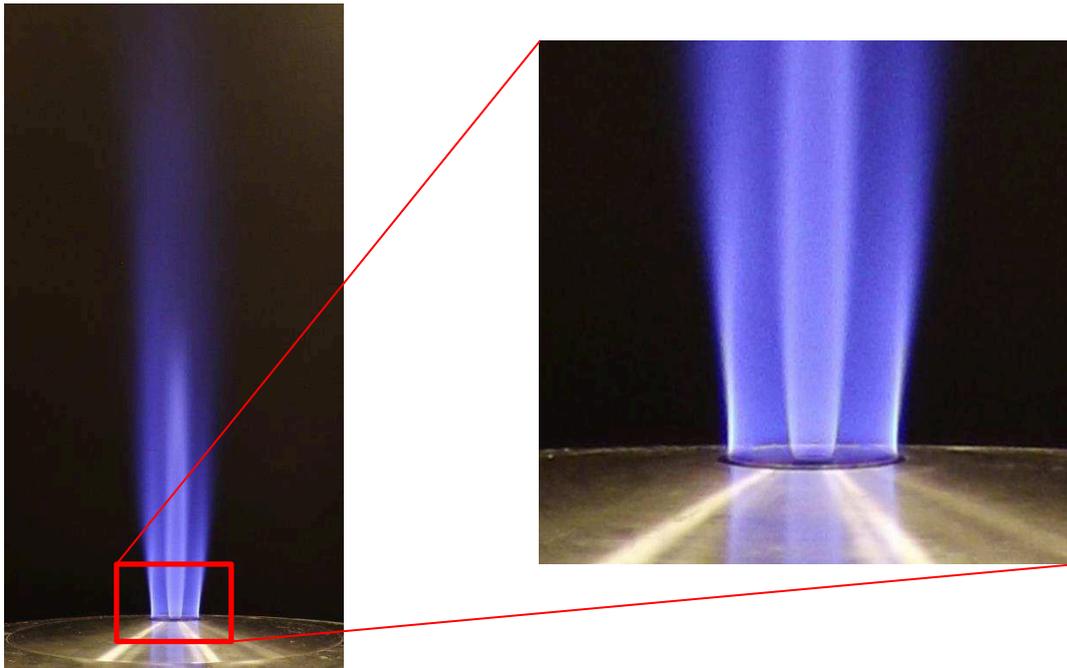


Figure 3.10 : *Appréciation du centrage des tubes à l'aide de flammes de diffusion $CH_4-O_2-N_2$*

Le dimensionnement de l'oxy-brûleur de combustibles à bas PCI dans une configuration tri-coaxiale (O_{2i} / BFG / O_{2e}) a été mené sur la base de l'analyse des limites de stabilité d'oxy-flammes turbulentes de diffusion BFG- O_2 et des calculs thermocinétiques d'oxycombustion avec préchauffage des réactifs. Ce brûleur sera utilisé dans une installation pilote de laboratoire préexistante, dont la réadaptation a été nécessaire pour l'étude de flammes générées par des mélanges combustibles dans un large domaine de fonctionnement. L'ensemble du dispositif expérimental, ainsi que les diagnostics mis en œuvre, sont détaillés dans le chapitre suivant.

Chapitre 4 : Dispositif expérimental et instrumentation

Un oxy-brûleur tri-coaxial a été réalisé sur la base sur une stratégie originale de dimensionnement dans l'objectif de brûler efficacement une composition d'effluent gazeux industriel. Ce brûleur sera utilisé dans la réalisation d'expériences sur une installation pilote de combustion, dont les conditions opératoires reproduisent le fonctionnement des installations industrielles. Dans ce but, ce chapitre décrit la mise en place du dispositif expérimental pour l'étude de flammes de diffusion turbulentes générées par un combustible à bas PCI. En effet, une réadaptation d'un dispositif expérimental préexistant a été effectuée sur trois grandes parties : le système d'alimentation en fluides et de synthèse du gaz de haut fourneau (BFG), les systèmes de préchauffage électriques pour la montée en température des réactifs avant l'acheminement vers le brûleur ainsi que le brûleur de combustible à bas PCI et le four sur lequel différentes instrumentations de mesure sont installées. Ces instrumentations, ainsi que les diagnostics expérimentaux de laboratoire mis en œuvre pour la caractérisation de flammes à bas PCI sont présentés dans la suite de ce chapitre.

4.1. Installation expérimentale de combustion

Les principales difficultés relatives aux expériences prévues sur l'installation de laboratoire sont principalement liées, d'une part, à la manipulation d'un mélange combustible composé de gaz dangereux de par leur caractère explosif et toxique (H_2 , CO et CH_4) et, d'autre part, au préchauffage des réactifs par des systèmes électriques. Pour cela, une démarche préliminaire d'analyse de risques a été menée avec les partenaires de l'étude, suivant la méthode d'analyse des risques industriels « HAZOP » (Hazards and Operability) d'Air Liquide. Ainsi, les expériences antérieures au CORIA sur l'utilisation du BFG mélangé avec un combustible à fort PCI (CH_4), et celles d'Air Liquide sur les systèmes de préchauffage de l'oxygène, ont permis préalablement aux expériences, de recenser tous les risques pour le personnel et le matériel afin de recommander les matériels compatibles, ainsi que les actions à effectuer durant les expériences pour minimiser les risques.

4.1.1. Système d'alimentation et de régulation des fluides

La synthèse du gaz de haut fourneau (BFG) a nécessité la mise en place d'un système d'alimentation et de régulation de gaz comprenant des régulateurs et mélangeurs dynamiques afin d'obtenir un BFG synthétique. Ce système est constitué de cadres de gaz purs (H_2 , CO, CO_2 , N_2 ,

CH₄) situés à l'extérieur de la salle d'expérimentation (Figure 4.1). Le cadre de CO₂ est muni d'un réchauffeur en sortie afin de garantir l'aspiration du dioxyde de carbone dans sa phase gazeuse et éviter la formation de givre. Celui d'oxygène sert à alimenter les deux lignes d'oxygène, conformément à la géométrie du brûleur (Figure 3.3). Un sixième cadre sert à l'alimentation d'une ligne de méthane (CH₄). Ce dernier ne fait pas partie de la composition de BFG mais est utilisé comme combustible support durant les procédures d'allumage et d'extinction de flamme BFG-O₂.

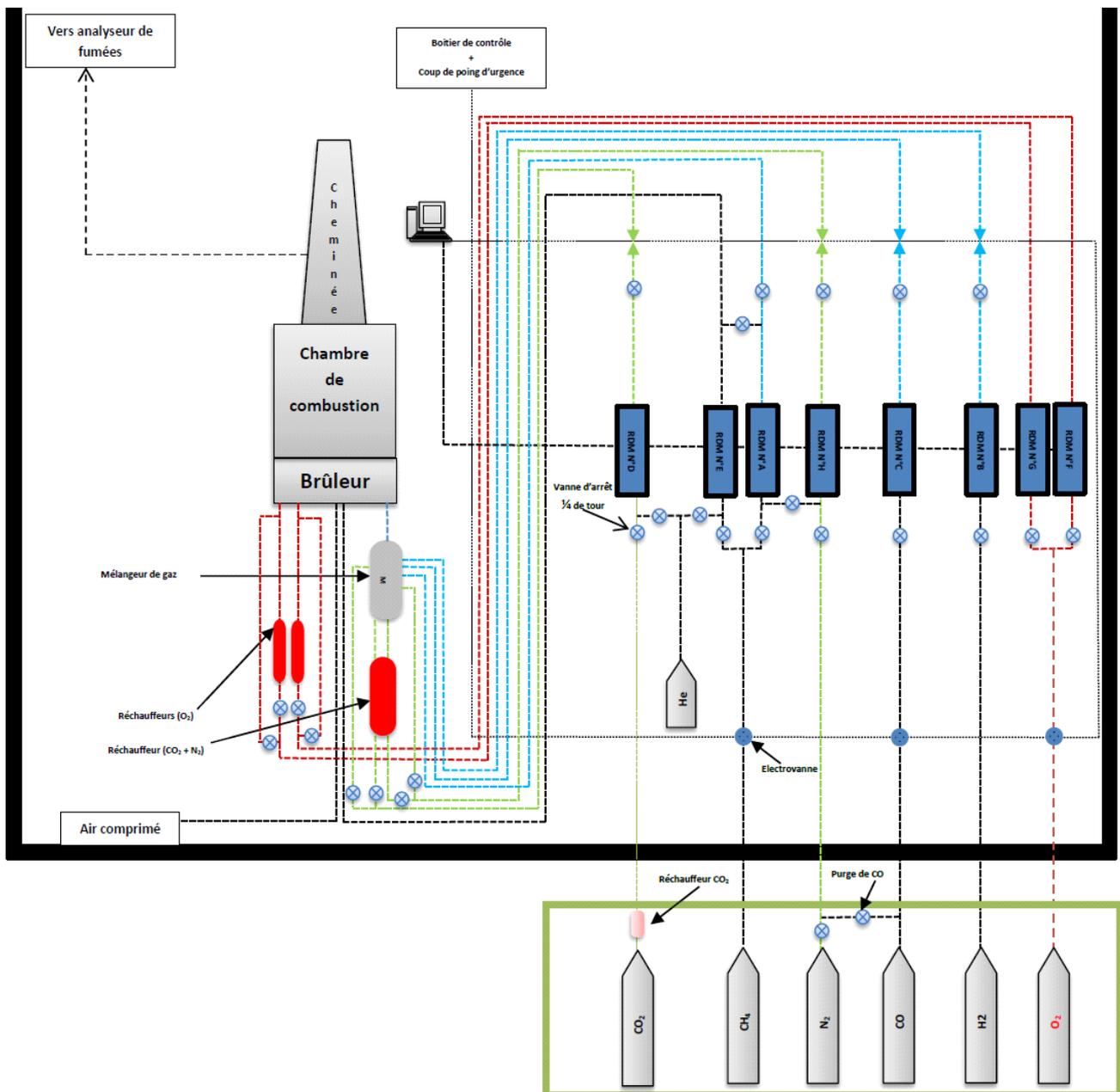


Figure 4.1 : Schéma des lignes d'alimentation en gaz de l'installation expérimentale de laboratoire

Dans le système d'acheminement des fluides, chaque ligne d'alimentation comporte un régulateur de débit massique (RDM) de marque Bronkhorst (Figure 4.2). Ces instruments permettent de mesurer et de réguler des gammes de débits sous différentes pressions afin d'avoir

des débits réguliers, quelles que soient les conditions barométriques et thermiques du milieu. Des filtres de gaz ont été aussi installés devant chaque RDM pour s'assurer d'une meilleure pureté des gaz en éliminant les poussières susceptibles d'endommager les régulateurs de débits ou les réchauffeurs. L'ensemble des RDM a fait l'objet de récentes vérifications et étalonnages à l'air chez le fabricant puis remis aux spécifications constructeur, par le biais de coefficients de conversion des gaz appliqués au polynôme de calibration afin d'obtenir une meilleure stabilité et un temps de réponse rapide avec une grande précision (en consigne et en fonctionnement maximal).

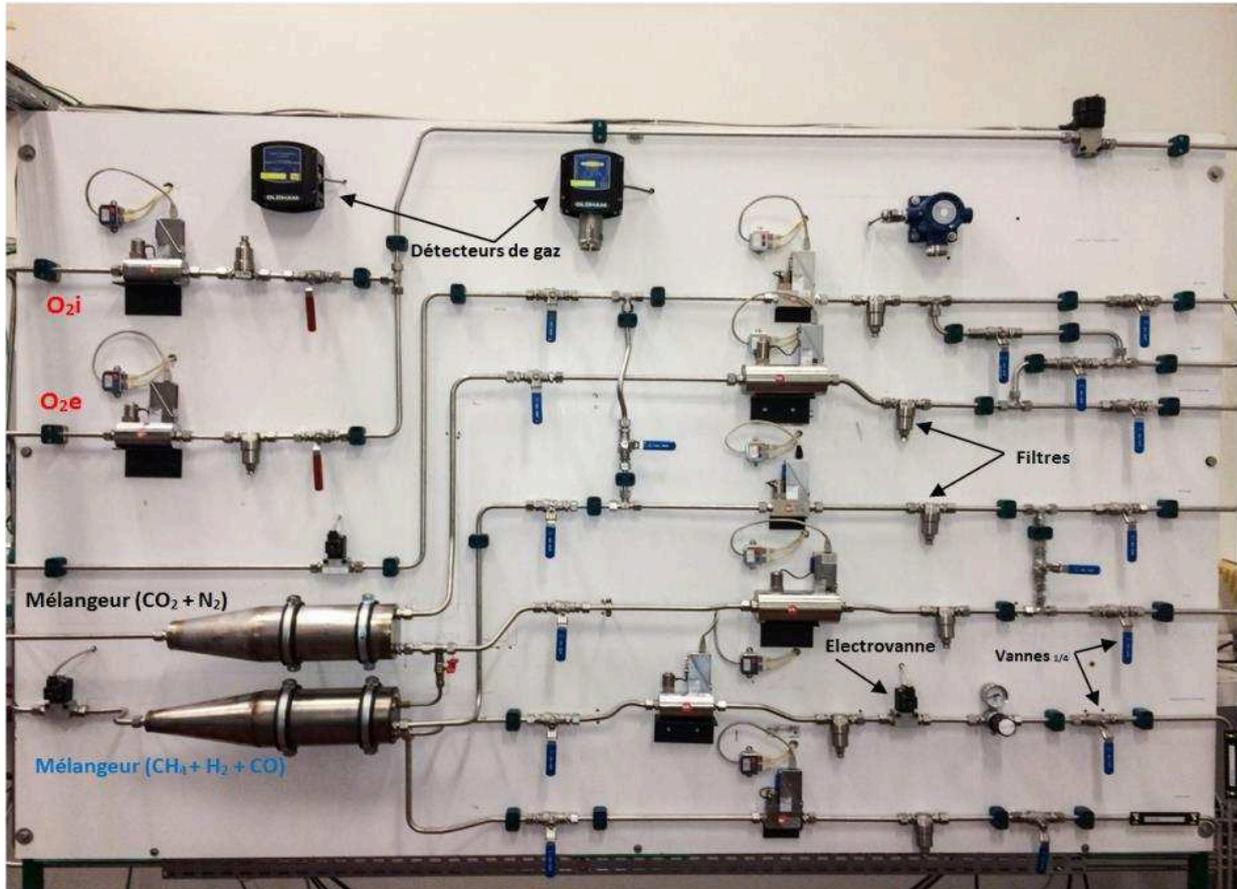


Figure 4.2 : Photographie du tableau de régulation des gaz

L'ensemble des régulateurs est équipé de bus de communication (RS232) connectés à chaque RDM et à une centrale de commande, elle-même pilotée par ordinateur grâce à une interface NI LabVIEW (Figure 4.3) qui, à partir d'un algorithme schématisé, détermine les consignes de débits pour gaz en fonction des paramètres d'entrée (composition du mélange, puissance, PCI, richesse, taux de répartition d'oxygène...).

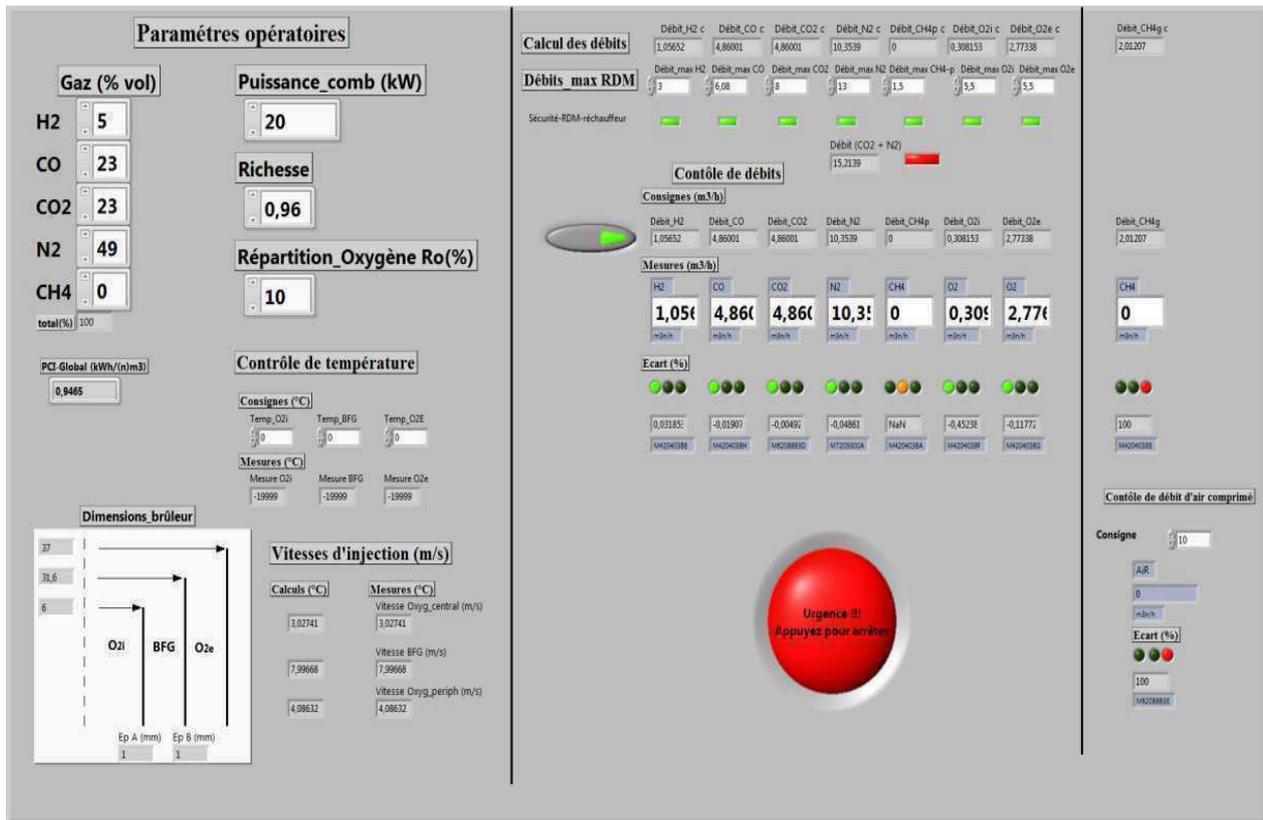


Figure 4.3 : Interface de pilotage LabVIEW de l'installation expérimentale

Après la phase de contrôle des consignes de débits par les régulateurs, les fluides composant le combustible, d'une pureté globale de 99,99%, sont mélangés à l'aide de deux mélangeurs dynamiques (Figure 4.2), dimensionnés pour mélanger séparément les gaz inertes (CO_2 et N_2) et les gaz combustibles (H_2 , CO , CH_4). Les gaz inertes sont préchauffés avant d'être mélangés avec les gaz combustibles pour former le gaz de synthèse chaud, qui sera ensuite acheminé, avec les deux écoulements d'oxygène, vers le brûleur.

Par ailleurs, l'utilisation de gaz explosifs (H_2 , CH_4), de gaz toxique (CO) et de l'oxygène pur, a aussi nécessité l'installation de détecteurs appropriés (capteurs CO , O_2 , explosimètres) sur le tableau d'alimentation en gaz (Figure 4.2). Les détecteurs sont reliés à une centrale d'alarme qui, en cas de dépassement de seuil de tolérance, en ppm pour le CO , en pourcentage de la LIE pour l'explosimètre et l'oxygène, déclenche deux sirènes de 100dB à l'intérieur et à l'extérieur du laboratoire. Trois unités d'assistance respiratoire individuelle ont été installées à l'extérieur, devant la porte d'entrée de la salle d'expérimentation, et une dizaine de personnes ont été formées à leur utilisation. Des coups de poing généraux d'urgence mobiles et fixes sont aussi présents sur l'installation en cas de déclenchement des alarmes afin de fermer les différentes électrovannes situées sur les lignes d'alimentation en gaz et d'arrêter les préchauffeurs électriques.

4.1.2. Caractéristiques des systèmes de préchauffage

En l'absence de système récupératif, les réactifs sont chauffés par le biais de réchauffeurs électriques. Ce système reproduit le fonctionnement d'un brûleur récupératif pour préchauffer les écoulements de BFG et d'oxygène qui permettent la récupération de la chaleur fatale des fumées dans un foyer de combustion industrielle.

L'acquisition d'un tel système de préchauffage compatible avec un mélange combustible contenant notamment du CO et du H₂, et de l'oxygène pur, dans des gammes de débits et de températures souhaitées a demandé une étude préliminaire car peu d'informations sont disponibles sur les effets thermiques et chimiques de l'oxygène pur et du monoxyde de carbone sur le matériel. De plus, la manipulation de ces gaz à haute température peut s'avérer dangereuse par la difficulté d'assurer une parfaite étanchéité du système vis à vis des gaz toxiques et inflammables, mais aussi par le risque d'une dégradation à chaud des matériaux par un gaz fortement corrosif surtout dans le cas d'une utilisation répétée et à long terme.

La solution adoptée, issue de la méthode d'analyse « HAZOP », consiste pour les écoulements d'oxygène, à dimensionner deux réchauffeurs qui seront conçus entièrement en Inconel 600, alliage de nickel et chrome assurant une bonne tenue à la température (jusqu'à 1250 K) et à la corrosion. Pour le préchauffage du BFG, il a été choisi d'utiliser un réchauffeur standard prévu initialement pour de l'air dans un système de préchauffage et de synthèse du combustible composé de deux étapes. Dans un premier temps, on préchauffe uniquement les gaz inertes contenus dans le BFG (CO₂ - N₂) et représentant ~75% du mélange. Puis, dans un second temps, par le biais d'un mélangeur dynamique, ce mélange chaud est ajouté au mélange (H₂ - CO) à température ambiante pour synthétiser le gaz de haut fourneau à la température nominale de fonctionnement, avant l'alimentation du brûleur.

a. Les réchauffeurs oxygène

La Figure 4.4 présente une photographie des deux réchauffeurs oxygène. Ce sont deux appareils identiques de grandes dimensions ($L_{totale} > 2m$), fournis par HeatSystems® et implantés verticalement à proximité du four et du brûleur de combustion afin de minimiser les pertes thermiques liées à la longueur de circuit. Ils sont dimensionnés à une puissance de 3 kW chacun pour chauffer distinctement les deux écoulements d'oxygène afin d'avoir une flexibilité en température suivant la répartition des jets de comburant (O_{2i} et O_{2e}). Ils sont conçus pour élever la température des fluides par un système de convection naturelle par le biais de cartouches chauffantes, qui sont des composants en métal inoxydable (Inconel 600) dont la température de peau peut avoisiner les 1300 K. Ces cartouches, de haute densité de puissance, sont reliées à des fils conducteurs tressés en acier inoxydable (Inconel 600) à cause des contraintes mécaniques de tenue en température. Elles viennent par la suite s'ajuster dans les tubes et permettent d'atteindre des températures maximales de sortie d'oxygène d'environ 1000 K.



Figure 4.4 : Photographie des deux réchauffeurs oxygène

b. Le réchauffeur combustible

Pour mettre en œuvre un système de synthèse à chaud du combustible, incluant le préchauffage du mélange inerte ($\text{CO}_2\text{-N}_2$), un préchauffeur électrique Sylvania SureHeat Max ($P=18\text{ kW}$, 360V triphasé) a été installé proche du brûleur de combustion. Il permet de préchauffer le mélange de gaz inertes jusqu'à 1060 K pour des débits supérieurs à $10\text{ m}^3/\text{h}$ sans endommager la résistance électrique. Il comprend un ensemble d'éléments chauffants enveloppés d'un tube directement relié à un boîtier électronique permettant de réduire les problèmes d'étanchéité liés en général à de tels appareils (Figure 4.5).

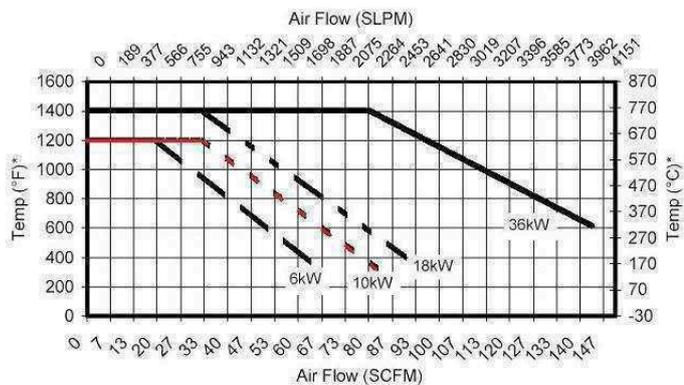


Figure 4.5 : Photographie du réchauffeur *d'air* électrique SureHeat Max (18kW) utilisé pour les gaz inertes (à gauche) et caractéristiques du réchauffeur en fonction des débits et des températures correspondant à différentes puissances de fonctionnement

Deux thermocouples de Type K sont connectés à chaque extrémité de chacun des trois réchauffeurs. Un premier thermocouple est fixé en entrée de réchauffeur pour contrôler la température du corps chauffant afin d'éviter la surchauffe de la résistance, dans le cas par exemple d'une chute de débit en dessous du débit minimum de fonctionnement. Un second thermocouple est placé en sortie de réchauffeur pour mesurer la température du gaz et ainsi fournir l'information à un boîtier de régulation pour assurer la stabilité de la température de consigne. Ce boîtier de contrôle, relié aux trois réchauffeurs par les thermocouples, est composé de gradateurs pour la modulation de puissance, et de régulateurs de température pour contrôler la température effective du gaz par rapport à la température de consigne. Il assure aussi la sécurité des réchauffeurs, par le biais des thermocouples d'entrée, avec un système permettant l'arrêt d'urgence du fonctionnement des réchauffeurs avant qu'ils ne soient endommagés.

Par ailleurs, la synthèse d'un gaz de haut fourneau chaud a nécessité préalablement des calculs thermodynamiques permettant de déterminer la température effective de préchauffage du mélange ($\text{CO}_2 + \text{N}_2$) pour permettre, une fois le mélange avec le CO et le H_2 à température ambiante, d'obtenir la température nominale du BFG synthétique. Ces calculs ont permis de tracer les variations des enthalpies d'entrée et de sortie dans le mélangeur BFG illustré dans la Figure 4.6. Celles-ci montre, par exemple, que pour un mélange BFG à une température de $T=750 \text{ K}$, envisagée dans le cadre de cette étude, il faudra préchauffer le mélange (CO_2, N_2) à $T=950 \text{ K}$ avant le mélange avec les gaz combustibles froids. Les détails de ces calculs thermodynamiques sont présentés dans l'annexe A.

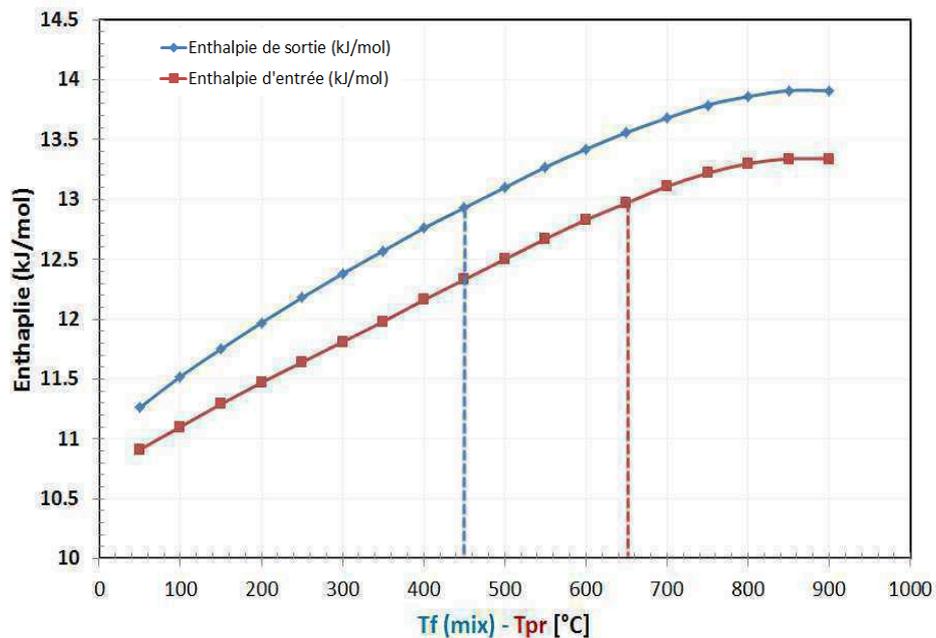


Figure 4.6. Variation des enthalpies d'entrée et de sortie pour les gaz inertes et le mélange BFG en fonction de la température.

Les caractéristiques des trois réchauffeurs installés sur le dispositif expérimental de laboratoire sont résumées dans le Tableau 4.1.

Tableau 4.1. Caractéristiques des systèmes de préchauffage des réactifs

Quantité	Gaz	Matériau	Débit nominal	Gamme de température	Puissance électrique
2	O ₂	Inconel 600	6 m ³ (n)/h	300 – 1000 K	2 * 3 kW
1	N ₂ – CO ₂	Acier Inoxydable	26 m ³ (n)/h	300 – 1200 K	18 kW

L'ensemble du dispositif expérimental, comprenant l'alimentation et la régulation des gaz ainsi que le système de préchauffage et de synthèse du combustible, adapté à l'étude des flammes de diffusion turbulentes d'un combustible à bas PCI avec préchauffage des réactifs, est présenté sur la Figure 4.7. Celle-ci permet d'illustrer une partie importante de l'installation fonctionnant à température élevée (en rouge) et dont l'ensemble des constituants est calorifugé à l'aide de feutres en céramique enfermés dans des boîtiers métalliques pour une bonne isolation thermique. Cette partie du dispositif expérimental est composée, en plus des trois réchauffeurs électriques, d'un ensemble d'éléments, fabriqué uniquement en Inconel 600, dont :

- Les connexions flexibles, dont l'une permet de relier directement la sortie du préchauffeur O_{2i} vers le brûleur.
- Un boîtier répartiteur placé en sortie du réchauffeur de l'oxygène extérieur (O_{2e}), composé d'une entrée et de huit connexions flexibles uniformément réparties en sortie, alimentant la base du brûleur pour une répartition homogène du jet externe d'oxygène.
- Un mélangeur de gaz chaud avec une arrivée d'un mélange préchauffé de gaz inertes (CO₂ et N₂), de CO et de H₂, pour la synthèse du BFG chaud. La sortie de ce mélangeur est reliée directement à un répartiteur par un flexible, alimentant par la suite le brûleur en combustible via six connexions rigides uniformément réparties sur la base du brûleur.

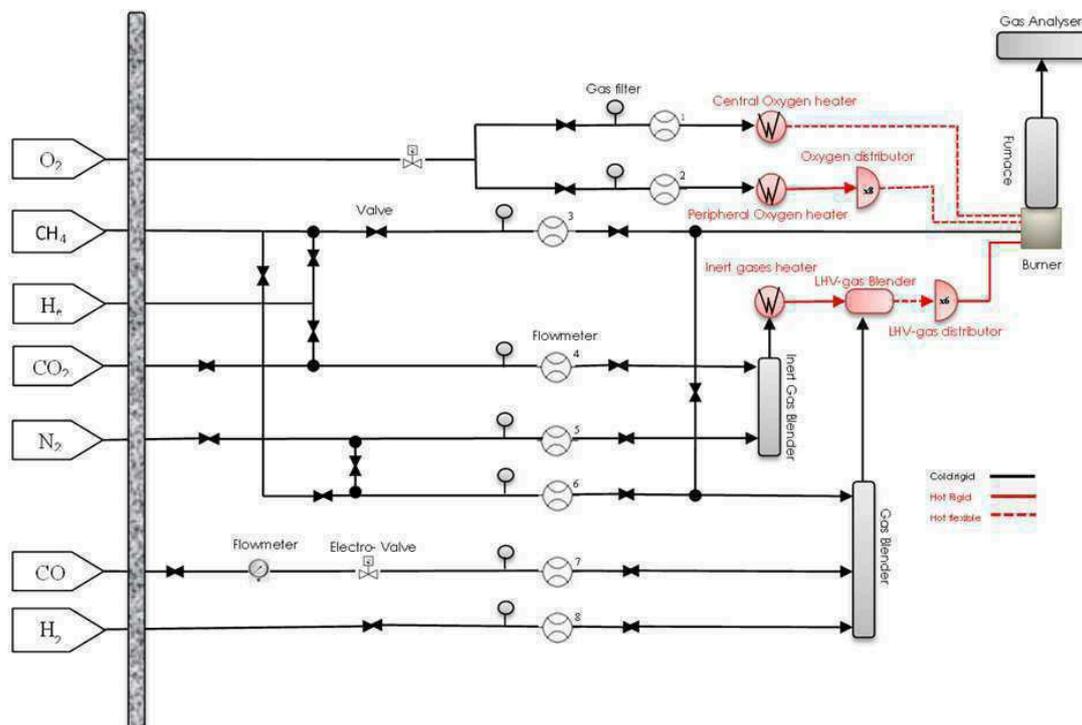


Figure 4.7 : Schéma du système d'alimentation et de préchauffage des fluides et de synthèse du BFG

4.1.3. Présentation générale du four

L'oxy-brûleur de combustible à bas PCI, dimensionné dans le chapitre précédent, est installé sur un four de combustion d'une puissance nominale de 25 kW, constitué de quatre modules cylindriques interchangeables de hauteurs respectives 315, 315, 320 et 295 mm, pour une hauteur totale de 1260 mm et un diamètre intérieur de 400 mm (Figure 4.8). Cette enceinte à double enveloppe inox est protégée sur sa paroi interne par un feutre céramique d'alumine aggloméré (Al_2O_3) d'une épaisseur de 6mm pouvant supporter des températures allant jusqu'à 1400 K. Les fumées produits lors de la combustion sont guidées par un diffuseur de forme convergente fixé sur l'ensemble formé par les cylindres modulables, permettant d'évacuer les gaz brûlés en les mélangeant avec de l'air ambiant pour abaisser rapidement leur température lors de l'évacuation par la cheminée, qui possède un débit d'aspiration d'environ $600 \text{ m}^3/\text{h}$. Pour éviter les entrées d'air, pouvant perturber l'analyse des gaz dans les fumées, la section de sortie du four est réduite à un disque percé à 36 mm en sortie du diffuseur qui, fermé, crée une perte de charge suffisante pour mettre le four en légère surpression par rapport à l'extérieur en condition nominale de fonctionnement, et qui, ouvert, permet de faciliter une purge totale de l'enceinte de combustion de ses gaz brûlés.

Le four repose sur un banc expérimental réglable, permettant de corriger d'éventuels problèmes de niveau afin d'avoir un four parfaitement vertical. Le fond de chambre ainsi que le nez du brûleur sont de forme conique avec un angle de 7° afin de limiter au maximum les réflexions de la nappe laser sur le brûleur et ainsi accéder aux vitesses des gaz au plus près de la sortie de l'injecteur.

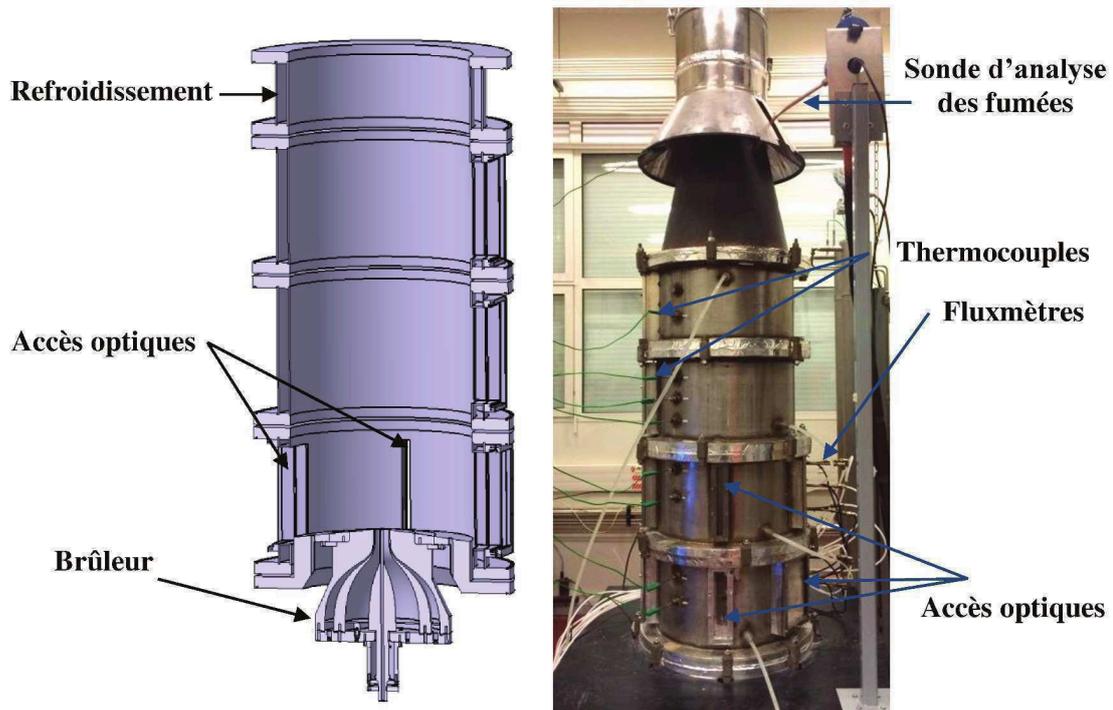


Figure 4.8 : Enceinte de combustion expérimentale équipée du brûleur tri-coaxial et équipements de diagnostics globaux

En présence d'une flamme, le refroidissement du four est assuré par une circulation permanente d'eau dans la double paroi de chaque module. A l'intérieur de cette enveloppe des chicanes sont fixées alternativement en haut et en bas des modules afin de forcer la circulation d'eau sur toute la hauteur de ceux-ci, et éviter ainsi la formation de points chauds. Le contrôle du refroidissement de l'installation est assuré par un débit constant d'eau circulant dans le four et les mesures de températures d'entrée et de sortie du circuit. Le débit d'eau est mesuré avec un rotamètre et réglé à l'aide d'une vanne pointeau afin de contrôler la température du circuit de refroidissement à un niveau correct, c'est-à-dire suffisante pour éviter la condensation de la vapeur d'eau dans l'enceinte du four et pas trop importante pour éviter l'endommagement du système par formation de points chauds sur la paroi ou par montée en pression de l'eau de refroidissement par ébullition.

Le four dispose de plusieurs accès optiques de dimensions différentes afin de permettre l'observation de la flamme et les mesures par diagnostics laser. Chaque module comporte au moins un accès optique pouvant accueillir un hublot en vitrocéramique ou quartz HOQ de taille 220x170 mm² ainsi qu'au moins deux accès perpendiculaires équipés de hublots en quartz SUPRASIL II de taille 230x30 mm² traités avec un revêtement antireflet sur la plage UV et permettant le passage d'une nappe laser pour les techniques de métrologie laser. Ces hublots peuvent supporter la chaleur élevée de l'oxycombustion et la pression dans la chambre. Par ailleurs, le coefficient de dilatation du quartz ($0,6 \cdot 10^{-6}$ mm/K) est faible comparé à celui de l'INOX ($12 \cdot 10^{-6}$ mm/K). De ce fait il a fallu prendre des précautions sur le montage des hublots en laissant une marge de jeu d'au moins 2 mm afin d'éviter la casse.

Chaque module comporte des bossages afin d'introduire des thermocouples à l'intérieur de la chambre de combustion (Figure 4.8). Au nombre de huit, ils sont placés à différentes distances tout le long du four à $z = 190, 270, 510, 600, 750, 890$ et 1090 mm ainsi qu'en cheminée vers $z = 1600$ mm de l'injecteur et connectés à une centrale d'acquisition de 1Hz pilotée par LabVIEW pour permettre d'obtenir un profil longitudinal de température des gaz recirculants dans la chambre de combustion. Des thermocouples, de type K, adaptés aux mesures sur une gamme de températures comprises entre 300 K et 1400 K, sont ainsi introduits à une distance d'environ 20 mm de la paroi, pour s'éloigner au maximum de la paroi refroidie et permettre une mesure plus précise du champ de température des gaz dans la chambre, tout en évitant le contact avec la flamme. La variation de température liée à l'enfoncement du thermocouple est de ± 3 K pour une variation d'1 cm autour de cette position.

4.1.4. Procédure d'allumage de l'oxy-flamme de BFG

La combustion d'un affluent gazeux comme le gaz de haut fourneau, composés de gaz explosifs et toxiques, impose l'instauration de protocoles sur les phases d'allumage et d'extinction de flamme. Ces protocoles, résumés dans la Figure 4.9, ont été suivis durant toutes les campagnes

expérimentales afin de s'assurer de l'allumage en toute sécurité du mélange combustible à bas PCI fortement dilué et de la stabilisation de la flamme BFG-O₂.

Ainsi, l'allumage de la flamme de BFG s'effectue, tout d'abord, en stabilisant une flamme de combustible à plus fort PCI (Etape 1). Il s'agit d'une flamme CH₄-O₂ diluée à l'azote (N₂), présentant un PCI trois fois plus élevé que celui du gaz de haut fourneau et permettant d'assurer par la suite, une transition progressive vers une oxy-flamme de BFG pur.

A cette oxy-flamme de méthane diluée est ajoutée progressivement les différentes composantes du BFG. Dans un premier temps, du dioxyde de carbone (CO₂) est rajouté à la composition du combustible de démarrage en réduisant la proportion initiale d'azote (Etape 2). Dans un second temps, de l'hydrogène puis ensuite du monoxyde de carbone sont ajoutés pour compléter la composition du gaz de haut fourneau et former ainsi une flamme stable CH₄-BFG (Etape 3). Le monoxyde de carbone est rajouté en dernier pour s'assurer de sa combustion complète avec une flamme à bas PCI stabilisée à l'aide du méthane, avant de basculer progressivement vers une oxy-flamme de BFG pur en éliminant progressivement le CH₄ (Etape 4).

En ce qui concerne la procédure d'extinction, elle s'effectue dans le sens inverse de celle d'allumage. En cas d'extinction accidentelle de flamme, le dispositif de sécurité précédemment présenté intervient : un coup de poing d'urgent coupe automatiquement l'arrivée des différents gaz et leurs préchauffages électriques pour garantir la sécurité.

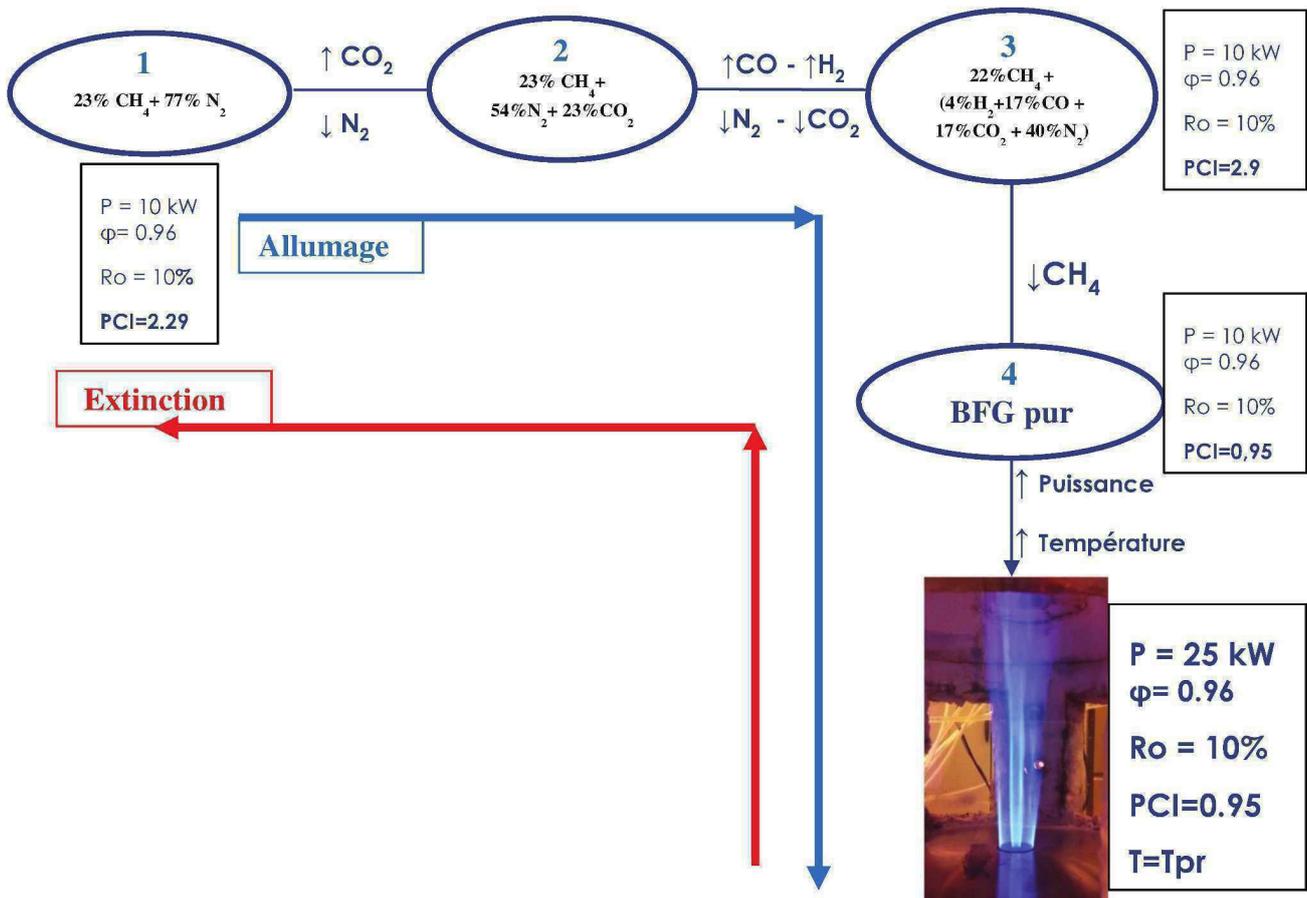


Figure 4.9 : Schéma des procédures d'allumage et d'extinction de la flamme turbulente de BFG

4.2. Instrumentation et diagnostics mis en œuvre

4.2.1. Mesures de flux thermiques

La connaissance des flux thermiques reçus par la paroi est nécessaire pour estimer l'énergie transmise et sa répartition dans l'enceinte de combustion. Les mesures de flux thermiques sont effectuées dans cette étude grâce à des fluxmètres CAPTHERM inertiels de la société Captec® afin de quantifier la chaleur totale obtenue par convection, conduction et rayonnement incident à la paroi. Le fonctionnement de ces capteurs (Figure 4.10-a) repose habituellement sur la mesure d'un gradient de température entre les faces d'une paroi auxiliaire noire (Figure 4.10-b), de très faible épaisseur ($e = 0,4 \text{ mm}$) et de conductivité thermique λ connue. Une face est soumise au flux de chaleur, et l'autre est maintenue à une température constante par une circulation d'eau. Cet écart de température est mesuré par une thermopile uniformément répartie sur la surface du capteur, et le signal de sortie correspond à une tension directement proportionnelle à la densité locale de flux thermique reçu par le capteur. La sensibilité des appareils utilisés dans cette étude est de l'ordre de $1 \mu\text{V}/(\text{W}/\text{m}^2)$ après vérification et étalonnage effectués chez le fournisseur.

Les capteurs sont intégrés dans un ensemble en INOX refroidi par un débit d'eau de ville constant afin de ne pas modifier la sensibilité des appareils à des températures supérieures à 450 K et leur destruction lorsque les températures excèdent 600 K. Ce sont donc des appareils très sensibles, pouvant être perturbés par des effets de bords créant des incertitudes de mesure dues au collage ou à l'état de surface du capteur. Dans ce sens, les fluxmètres sont équipés de thermocouples de type T permettant de surveiller la température de l'eau de refroidissement qui ne doit pas excéder 380 K sous peine de former des bulles de vapeur pouvant obstruer le circuit d'eau et ainsi entraîner l'endommagement du capteur.

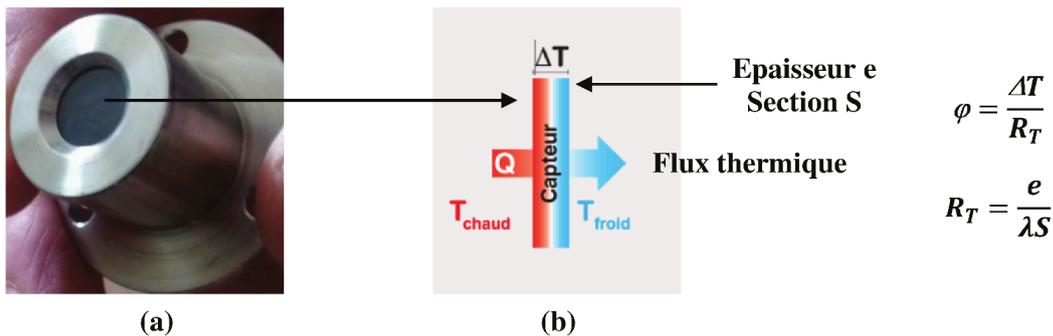


Figure 4.10 : Photographie du capteur et *principe de fonctionnement d'un fluxmètre thermique CAPTHERM*

Les fluxmètres, au nombre de quatre, sont disposés le long du four dans des emplacements adaptés sur des plaques métalliques pouvant remplacer les hublots de façon à ce que les capteurs affleurent la couche de feutre isolant posée sur la couche interne de la chambre de combustion. Ils peuvent être positionnés à $z = 140, 220, 380$ et 460 mm . L'acquisition et l'enregistrement des mesures ont lieu de manière continue sur l'ordinateur, grâce à une interface SpecView. Une moyenne temporelle est effectuée sur 60 secondes. Les fluctuations par rapport à cette moyenne

sont relativement faibles dans la moitié inférieure du four, de la sortie du brûleur jusqu'à $z = 460$ mm où les fluctuations sont de l'ordre de 1% de la valeur moyenne.

4.2.2. Analyse des fumées

Dans un contexte d'étude expérimentale de la combustion de gaz alternatifs, l'analyse des fumées est une partie importante de la caractérisation de la combustion. Cette analyse permet de vérifier la composition des fumées, notamment les valeurs d'émissions polluantes (CO , NO_x). Dans ce but, le diffuseur sur le haut de la chambre de combustion est équipé d'un bossage à 345 K permettant d'accueillir une sonde d'extraction de fumées, visible sur la Figure 4.8. La sonde est reliée, par une ligne chauffante une membrane à 465 K, à une baie d'analyse donnant accès à la composition et les teneurs des différentes espèces chimiques (O_2 , CO_2 , NO_x , CO et CH_4).

La baie d'analyse est constituée d'un groupe froid M&C[®] permettant d'assécher les fumées et de trois types d'analyseur. Deux analyseurs Siemens Ultramat (U23) permettent de mesurer les concentrations des espèces CO , CO_2 , NO et CH_4 . Ils fonctionnent suivant le principe d'absorption de rayonnement infra-rouge pour les mesures mono, double ou triple-composant des échantillons de gaz prélevés (Figure 4.11). L'étalonnage des analyseurs U23 s'effectue à l'aide de gaz étalons fournis par Air Liquide dans les gammes Alphagaz pour les gaz purs N_2 , CO_2 et CH_4 , et des mélanges Crystal contenant du NO , CO et CH_4 . L'erreur de mesure de l'analyseur est de 1% de la plus grande valeur de la gamme où la mesure est effectuée.

- La gamme de mesure maximum du monoxyde de carbone est [0 ppm ; 2000 ppm]. L'étalonnage est effectué avec un mélange Crystal aux points 0 et 400 ppm entraînant une erreur d'analyse relative de 4 ppm pour une mesure sur l'intervalle [0 ppm ; 400 ppm]. Pour une mesure sur l'intervalle [400 ppm ; 2000 ppm] l'erreur relative croît avec la valeur mesurée et peut atteindre 20 ppm.
- La gamme de mesure maximum du CO_2 est [0% ; 100%]. L'étalonnage est donc effectué avec un gaz pur aux points 0 et 100%.
- Le méthane contenu dans les fumées peut être mesuré à deux échelles. La gamme de mesure maximum de la faible teneur en CH_4 est [0 ppm ; 400 ppm] avec un étalonnage effectué à 0 et 400 ppm, et [0% ; 100%] étalonné aux points 0 et 100%.
- La gamme de mesure du monoxyde d'azote est de NO est [0 ppm ; 450 ppm], l'étalonnage est effectué à 0 et à 400 ppm. Un convertisseur, qui fonctionne sur le principe de catalyse, permet la conversion des NO_2 en NO afin de mesurer la totalité des NO_x .

La baie d'analyse permet aussi une mesure du taux d'oxygène dans les fumées grâce à l'analyseur Oxymat61 (O61) par une cellule électrochimique. Cet analyseur fonctionne suivant un principe de mesure paramagnétique de l'oxygène. Il est caractérisé par un faible temps de réponse et une haute tenue à la corrosion des parties en contact avec le gaz de mesure. L'O61 permet de mesu-

rer des concentrations d'oxygène de 0 à 100%, avec un étalonnage à l'azote pur pour le point 0% et à l'air pour le point 21% (Figure 4.11).

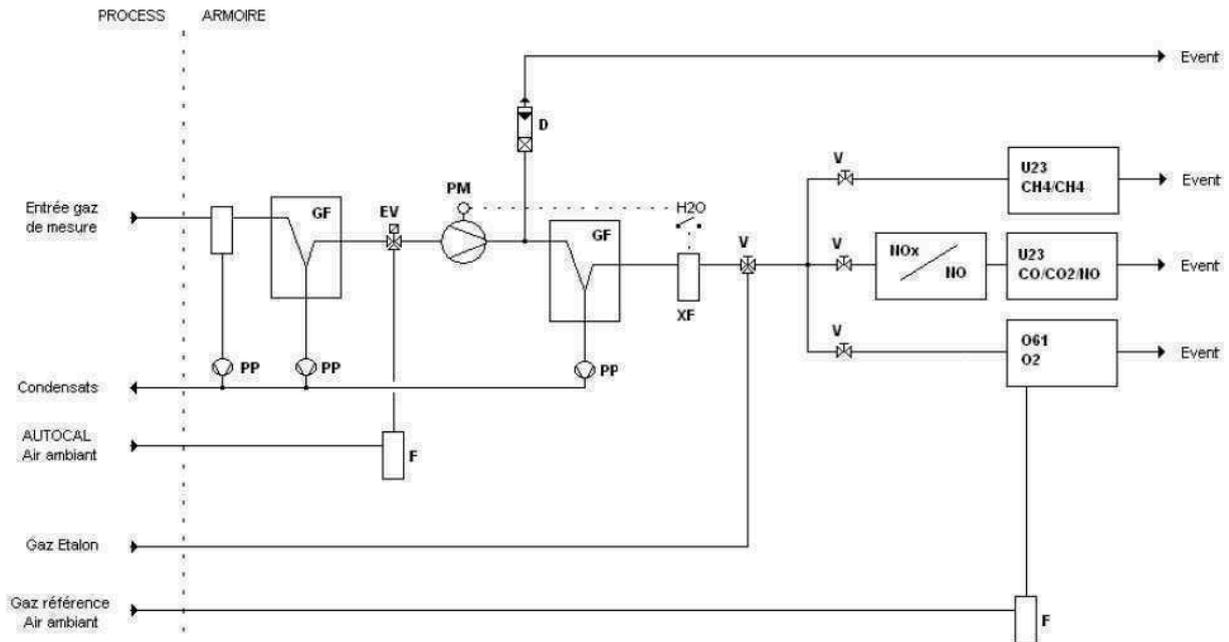


Figure 4.11 : Schéma *fluidique de fonctionnement de la baie d'analyse mobile SIEMENS*

4.2.3. Bilan thermique

Le bilan thermique de l'installation pilote de laboratoire est réalisé grâce à des relevés de mesures locales de température et de flux thermiques, décrites précédemment. Ce bilan permet de contrôler l'efficacité de la combustion en évaluant la puissance thermique partagée entre la charge constituée par la paroi du four avec ses parties non refroidies, les hublots ainsi que les pertes par les fumées. Il vient appuyer la caractérisation expérimentale des différentes topologies de flammes.

On applique au bilan thermique de l'installation en fonctionnement nominal le principe de conservation d'énergie qui se traduit par la relation :

$$P_{totale} = P_{combustion} + P_{préchauffage} = P_{paroi} + P_{hublots} + P_{convergent} + P_{fumées} + P_{pertes}$$

$P_{combustion}$ et $P_{préchauffage}$ sont respectivement les puissances de combustion et de préchauffage apportées par le combustible et le comburant au foyer de combustion.

P_{paroi} représente la puissance évacuée par l'eau de refroidissement circulant dans la paroi, calculée à partir des relevés de températures d'entrée et de sortie de l'eau du circuit de refroidissement :

$$P_{paroi} = C_p^{eau} * \dot{m}_{eau} * (T_{sortie} - T_{entrée})$$

$P_{hublots}$ représente la puissance thermique évacuée par les hublots. Elle se calcule à l'aide des caractéristiques des fluxmètres mais aussi grâce aux mesures de flux thermiques dans l'enceinte du four. Comme vu précédemment les capteurs de flux thermiques fonctionnent avec un refroidissement continu d'eau. Il est possible donc de considérer que les surfaces noires sur les capteurs absorbent, sans la réfléchir, l'intégralité de l'énergie reçue, issue de rayonnement, de conduction et de convection, contrairement à la majeure partie de la paroi revêtue d'un feutre céramique blanc pour la protection et l'isolation du four, qui réfléchit une partie du rayonnement à l'intérieur de la chambre de combustion. Ainsi, la mesure brute de flux permet de caractériser la quantité d'énergie absorbée par une charge noire et provenant de la flamme, des gaz chauds, et de la paroi opposée.

La figure 4.12 montre une courbe de variation du flux thermique reçu par les fluxmètres fixés aux parois, et obtenue pour une condition de fonctionnement donnée. Le flux thermique varie globalement entre 10 et 50 kW/m² pour les différents points de fonctionnement étudiés.

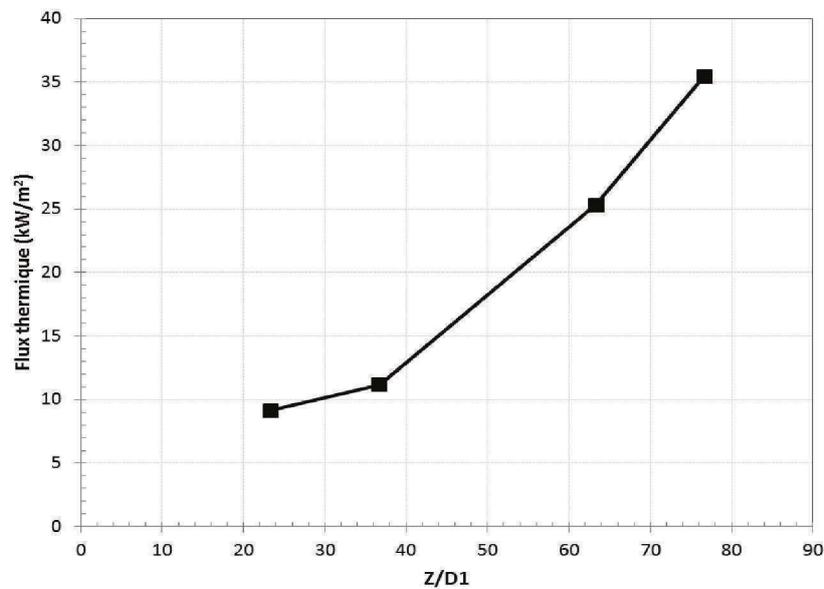


Figure 4.12 : Courbe de flux thermiques aux parois obtenue pour une condition de fonctionnement.

Ainsi, un flux thermique local, à une position donnée le long de la paroi, représente le flux total absorbé par un fluxmètre continuellement refroidi et remplaçant une portion de surface de la paroi. On peut calculer alors le flux total absorbé par une charge noire refroidie, par intégration du signal sur l'ensemble de la surface de paroi, basée sur la méthode des rectangles suivant la formule :

$$P_{fluxmètre} = \sum \left[(x_{i+1} - x_i) * \Phi. \left(\frac{x_{i+1} + x_i}{2} \right) \right] * 2\pi.r = \sum (aire) * 2\pi r_{four}$$

Cette intégration des flux thermiques mesurés par les capteurs permet d'estimer la puissance transmise par les hublots de visualisation en quartz, avec un coefficient de transmission de l'ordre de 0.93 [53]. Sachant que ces derniers représentent environ 10% de la surface totale de paroi, la puissance évacuée à travers les hublots est donnée par la relation :

$$P_{hublots} = 0,93 * 0,1.P_{fluxmètre}$$

$P_{convergent}$ est la puissance de convection et de rayonnement du convergent de sortie des fumées, qui ne dispose pas d'un circuit de refroidissement à l'eau comme dans le reste du four. Sa température extérieure est de l'ordre de $T_{ext} = 250^{\circ}C$ lorsque l'installation est en fonctionnement, ce qui permet d'estimer la puissance évacuée par ce biais grâce à la relation :

$$P_{convergent} = \varepsilon_{acier} \cdot \sigma \cdot (T_{ext}^4 - T_{air}^4) \cdot S_{convergent} + h \cdot (T_{ext} - T_{air}) \cdot S_{convergent}$$

Avec ε l'émissivité de l'acier ($\varepsilon=0.7$), σ la constante de Stefan, S_{conv} la surface du convergent ($\sim 0.46 \text{ m}^2$) et h le coefficient d'échange convectif entre la paroi et l'air ambiant, estimé à $7 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$. La puissance évacuée via le convergent est estimée à environ 1.4 kW en accord avec les travaux de Juma [53].

$P_{fumées}$ représente la puissance évacuée par les fumées chaudes (CO_2 , H_2O , et O_2 excédentaire) et se calcule par la relation :

$$P_{fumées} = T_{fumées} * (C_p^{O_2} \cdot \dot{m}_{O_2} + C_p^{H_2O} \cdot \dot{m}_{H_2O} + C_p^{CO_2} \cdot \dot{m}_{CO_2})$$

Le C_{p_i} correspond à la capacité thermique massique à pression constante du gaz i à 300 K et 1 atm.

P_{pertes} est la puissance dissipée par les autres éléments non refroidis de la paroi, et complète le bilan thermique.



Figure 4.13 : Vue d'ensemble de l'installation pilote de laboratoire

4.2.4. Chimiluminescence

4.2.4.1. Principe général

Les émissions optiques issues de la flamme sont aujourd'hui largement utilisées pour une compréhension des processus complexes de la combustion. Une des sources d'émission dans une flamme est appelée la chimiluminescence. Elle a été identifiée, vers les années 1970, comme une technique marqueuse de certains paramètres tels que le taux de dégagement de chaleur, la richesse et la zone réactive d'une flamme, donnant une alternative de diagnostic relativement simple et une mesure de caractéristiques de combustion dans les applications pratiques [57, 111, 112, 113].

La chimiluminescence consiste en un rayonnement lumineux dû à une émission radiative spontanée d'espèces chimiques dans une réaction de combustion. Ces espèces, issues des réactions chimiques, apportent une information sur les conditions de la zone réactive en émettant des photons caractéristiques d'une transition d'énergie d'un état excité à un état de niveau inférieur. En général, dans le cadre de l'oxydation des hydrocarbures, les espèces chimiques tels que le CH^* , OH^* , C_2^* , CO_2^* représentent l'état électroniquement excité pour un radical ou une molécule donnée et sont responsables de radiations émises dans le visible et l'ultraviolet [112]. La désexcitation a lieu sur un temps caractéristique très court permettant de localiser assez précisément la zone réactive et l'intensité émise est proportionnelle à la concentration des radicaux excités. Chaque espèce est caractérisée par son propre spectre constitué de nombreuses raies d'émission (Figure 4.14) ce qui permet d'identifier les différentes espèces par chimiluminescence.

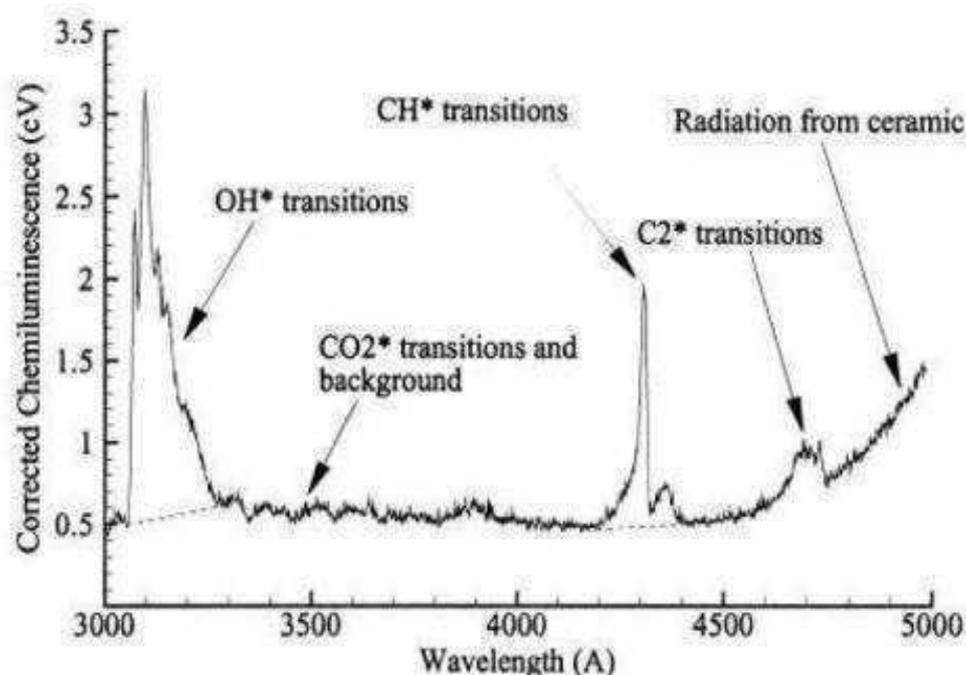


Figure 4.14 : Spectre d'émission de différentes espèces chimiques dans le cas d'une flamme d'hydrocarbures [111]

La présence des spectres des différentes espèces est fortement dépendante de la composition chimique mais faiblement à la température [111]. La formation d'espèces due à une excitation

chimique, est indépendante de l'état fondamental contrairement au cas d'une excitation thermique. La figure 4.13 montre que généralement les intensités de chimiluminescence des radicaux OH*, CH* et C₂* ressortent d'un fond continu pour les flammes d'hydrocarbures. Le mécanisme de formation le plus favorable des espèces excitées ainsi que leurs longueurs d'onde de désexcitation sont rapidement présentés ci-dessous [53, 112, 113] :

- $CH + O_2 \rightarrow CO + OH^*(A^2\Sigma^+)$
 $\rightarrow OH(X^2\Pi) + h\nu$ à 308 nm ; bande principale d'émission OH*.
- $C_2H + O \rightarrow CO + CH^*(A^2\Delta)$
 $\rightarrow CH(X^2\Pi) + h\nu$ à 430 nm ; bande principale d'émission CH* (~80%).
- $C_2H + O \rightarrow CO + CH^*(B^2\Sigma^-)$
 $\rightarrow CH(X^2\Pi) + h\nu$ à 387 nm ; qui contribue à 20% des émissions totales de CH*.
- $CH + C \rightarrow H + C_2^*(d^3\Pi_g)$
 $\rightarrow C_2^*(a^3\Pi_u) + h\nu$ à 516 nm
- $CO + O + M \rightarrow M + CO_2^*(^1B_2)$
 $\rightarrow CO_2^*(^1\Sigma_g^*) + h\nu$ à 300-500 nm

La figure 4.14 illustre parfaitement les pics d'intensité des espèces OH* et CH* qui se dégagent clairement du fond continu. Elles sont reconnues pour être de bons marqueurs des zones réactives. Le signal de CH* est plus intense dans les zones de combustion riches des hydrocarbures car il marque la décomposition du combustible. Cependant, dans notre étude d'oxy-flammes de gaz de rejet industriel, composé d'une forte proportion de monoxyde de carbone (CO) et fortement dilué aux gaz inertes (CO₂, N₂), avec un fonctionnement en condition légèrement pauvre ($\varphi=0.96$), le signal de CH* sera moins intense du fait de l'absence de réaction préliminaire de décomposition d'un composé C_xH_y. De plus, l'utilisation de l'oxygène pur comme comburant aura tendance à élargir les profils de OH* [53]. Ainsi, pour avoir une meilleure compréhension de la stabilisation de flamme de diffusion BFG-O₂, nous avons choisi la collection de la chimiluminescence du radical OH*, intense dans l'ultra-violet, pour mettre en évidence les zones réactives dès la sortie de l'injecteur. De plus, quelle que soit la température de l'installation expérimentale, le rayonnement thermique de la paroi interne est négligeable dans l'ultra-violet, et permet ainsi d'isoler l'émission de chimiluminescence OH*.

Le principal défaut de la technique de mesure non intrusive de chimiluminescence réside dans la résolution spatiale [32]. Le détecteur placé devant la flamme collecte la totalité du signal de chimiluminescence en l'intégrant suivant le chemin optique. Il n'est donc pas possible de déterminer de quelle partie de la flamme provient le signal enregistré par imagerie. De plus d'autres

contraintes locales d'étirement, de richesse, de pression et de turbulence peuvent également influencer la collection d'émission des espèces et font de la chimiluminescence un diagnostic complexe, ne pouvant être interprété que de manière qualitative.

L'interprétation des images de chimiluminescence OH^* nous permettra, dans le cadre de cette étude, de remonter à des informations moyennes sur la localisation des zones réactives, permettant d'avoir une signature de la flamme à un point de fonctionnement donné. Selon l'intensité et la formes des zones de dégagement de chaleur de la flamme, la chimiluminescence permettra de définir les topologies et les données caractéristiques des différentes flammes rencontrées.

4.2.4.2. Montage expérimental

La chimiluminescence étant créée dans une zone de combustion exothermique, son enregistrement avec un capteur bidimensionnel permet d'obtenir des images instantanées des zones de réaction. Ce diagnostic, relativement simple à mettre en place, nécessite un matériel sensible du fait souvent d'un faible niveau de signal. Le dispositif expérimental d'acquisition du signal de chimiluminescence OH^* de laboratoire est composé d'une caméra Princeton PI-MAX 4 avec un capteur CCD intensifiée (ICCD) de 16 bits et 1024x1024 pixels, permettant d'atteindre une résolution de 0.2 mm/pixel. La caméra est équipée d'un objectif à courte focale 25mm-f/2.8 pour l'émission visible et UV couvrant un domaine 200x200mm² depuis la sortie du brûleur. Deux filtres UG11 passe-bande (254-390 nm) relatif au radical visé, de taille 50,8x 50,8mm², sont superposés et placés devant la caméra afin de sélectionner une gamme spectrale centrée sur l'émission du radical OH^* à travers un hublot en quartz UV (Figure 4.15). Ces filtres transmettent le signal émis par la flamme à un système d'acquisition connecté à un ordinateur pour visualisation.

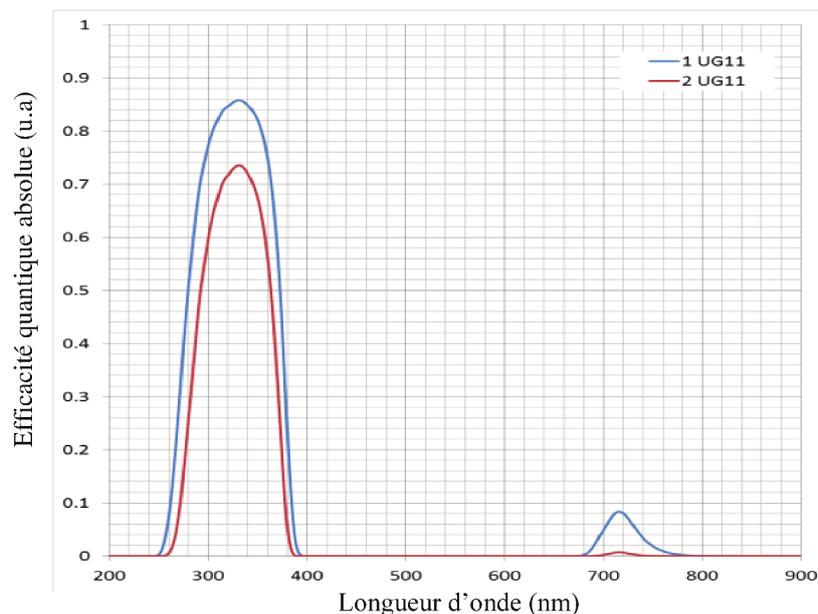


Figure 4.15 : Gamme de transmission des filtres UG11 UV passe-bande

Le schéma du montage expérimental pour la mesure de chimiluminescence OH^* est présenté sur la Figure 4.16.

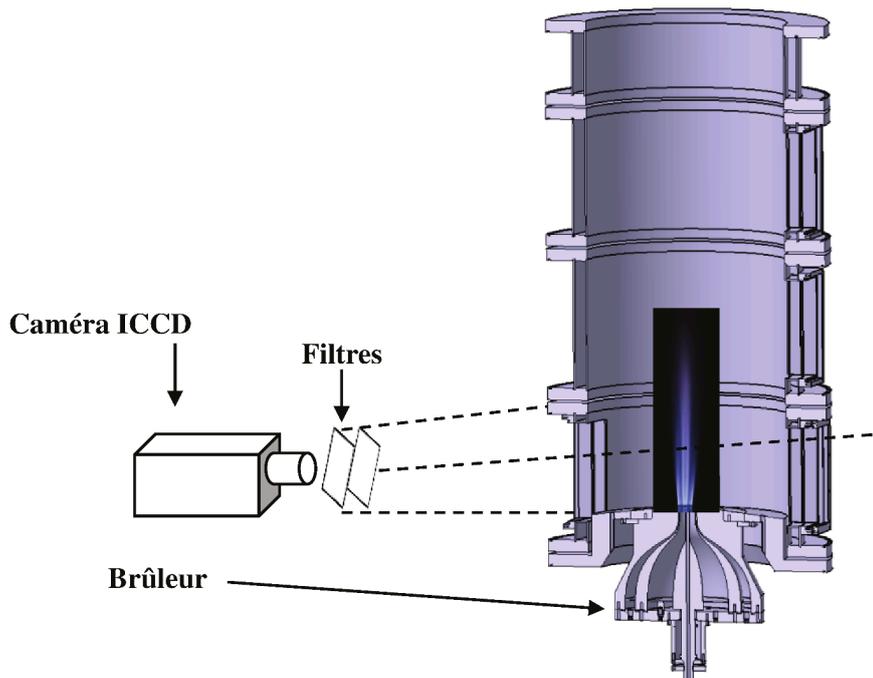


Figure 4.16 : Dispositif d'imagerie de chimiluminescence OH^*

4.2.4.3. Imagerie et calculs statistiques

Les images de chimiluminescence enregistrées sont numérisées avec une dynamique de 65535 niveaux de gris. La position et l'intensité de la zone réactive changeantes avec les différentes conditions de fonctionnement, par variation de la puissance, de la répartition d'oxygène et du préchauffage, les réglages d'ouverture et d'obturation sont optimisés à chaque point de fonctionnement pour profiter au maximum de la dynamique du capteur, fortement sollicitée par la présence d'une oxy-flamme intense, tendant à saturer rapidement le capteur. Les temps d'exposition sont de l'ordre de 75 à 100 μs avec un gain d'intensificateur variant entre 2000 et 3000 suivant les cas. Chaque point de fonctionnement fait l'objet d'une série d'acquisitions avec un nombre d'images fixé à 500 à une fréquence d'acquisition de 10Hz. Ces images serviront à calculer ultérieurement une image moyenne de flamme, à partir de laquelle des données statistiques telles que l'écart-type et le taux de fluctuation seront déduites afin d'obtenir des informations essentielles à la compréhension du mode de fonctionnement des flammes BFG- O_2 .

Cependant, comme précédemment expliqué, cette technique de visualisation peut présenter un inconvénient par une intégration tridimensionnelle du phénomène d'émission spontanée des radicaux OH^* . En effet, l'intégration sur toute l'épaisseur de la flamme entraîne une superposition de deux fronts de flamme sur l'axe de celle-ci et sur le rayon de courbure du bord de flamme [109]. Ce phénomène d'intégration tridimensionnelle de l'information peut être levé grâce à l'axisymétrie du brûleur et par reconstruction de la section du signal de chimiluminescence dans le plan de la

symétrie par déconvolution des images moyennes par transformée d'Abel [114]. Celle-ci permet à partir de l'image intégrée d'obtenir la répartition radiale du signal de chimiluminescence 2D et donc de localiser la position moyenne du front de flamme dans le plan de la symétrie (Figure 4.17).

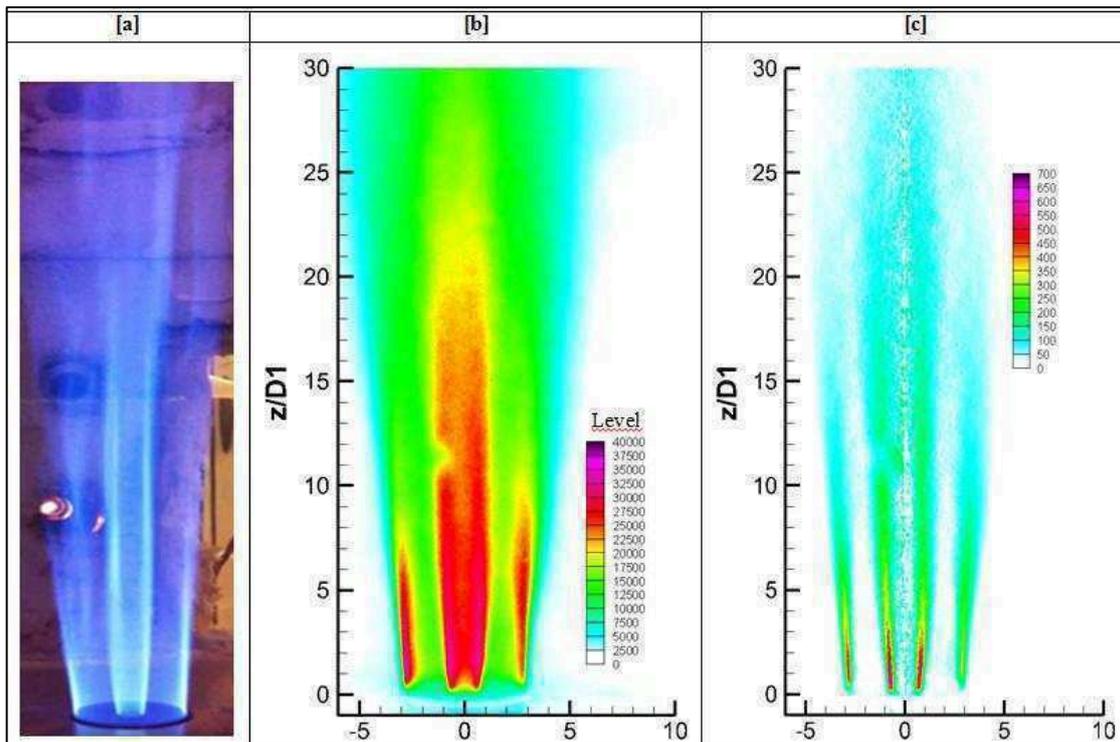


Figure 4.17 : Photographie directe (a), image moyenne de chimiluminescence du radical OH^* (b) et inversion d'Abel de cette même demi-image (c) d'une flamme BFG-O_2

Tous les calculs de statistiques et d'inversion d'Abel sont effectués en post-traitement par un code Matlab[®]. Pour des ouvertures et des gains identiques, les images inversées sont normalisées par rapport au temps d'exposition le plus long et en fonction des niveaux maximaux de signal de toutes les images confondues pour ensuite comparer les différents points de fonctionnement. Le résultat est ainsi ramené arbitrairement à une plage de normalisation avec une dynamique comprise entre 0 et 10^4 .

4.2.5. Vélocimétrie par imagerie de particule (PIV)

4.2.5.1. Principe de base

Au cours de ces 30 dernières années, l'utilisation des diagnostics laser pour sonder des grandeurs telles que la vitesse, la température ou la concentration a été un atout majeur pour l'étude et la compréhension des phénomènes de combustion turbulente. Le développement des techniques lasers, en parallèle des techniques optiques, électroniques et numériques a permis le passage de la visualisation qualitative à la mesure quantitative des écoulements [115], notamment dans des milieux complexes comme les flammes. L'étude générale de l'écoulement par une caractérisation aérodynamique des flammes est fondamentale pour comprendre les processus de mélange entre jets réactifs et les mécanismes de combustion.

Parmi les nombreuses techniques de mesure d'écoulement (fil chaud, tube de Pitot, vélocimétrie laser...), la vélocimétrie par imagerie de particules (PIV) permet des mesures de champs de vitesses instantanées pour de larges domaines, résolus spatialement dans un plan avec une détection simultanée des grandes et petites vitesses. C'est une technique de mesure non intrusive et indirecte, basée sur l'analyse statistique des signaux de diffusion de lumière par des particules traceurs de l'écoulement.

La PIV est très souvent utilisée dans les études en laboratoire, mais son application dans des systèmes reproduisant le fonctionnement des foyers de combustion industrielle nécessite des adaptations et des développements spécifiques. En effet, les principales contraintes dans ce cas proviennent de la faible taille des accès optiques dans une chambre de combustion confinée, parfois du fort rayonnement thermique des parois, et de la nécessité d'obtenir des champs de mesures adaptés à la taille des installations [23].

Moins précise en terme de résolution spatiale, que la technique de Vélocimétrie Doppler Laser (LDV) par exemple, la PIV présente l'avantage non négligeable d'offrir une caractérisation instantanée des champs de vitesse sur une fenêtre d'acquisition de taille allant jusqu'à plusieurs dizaines de centimètres [53]. Le système PIV de base se compose d'un plan lumineux (Laser et système optique), d'un ensemencement régulier et homogène de l'écoulement en particules diffusantes suivant l'écoulement (traceurs), ainsi que d'un dispositif de collection du signal de diffusion (caméra CCD), comme le présente la Figure 4.18.

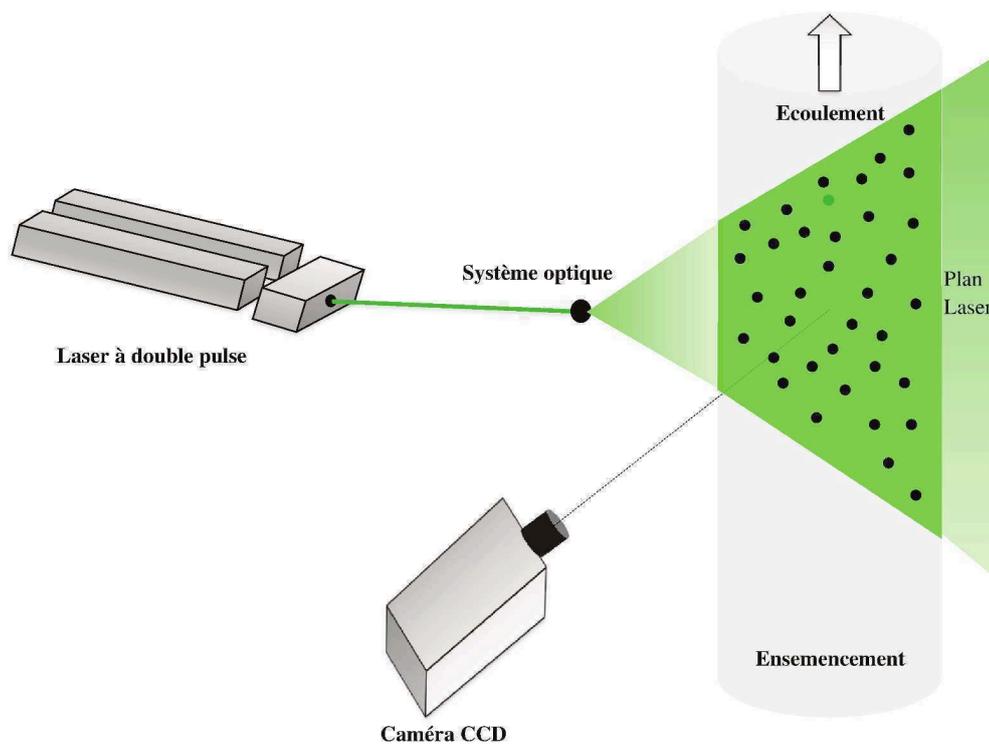


Figure 4.18 : Schéma de principe du montage pour la mesure de vitesse par PIV

Les images de PIV peuvent être obtenues soit en éclairage pulsé (simple ou double pulse)

avec une caméra synchronisée aux pulses de lumière (simple ou double trame), soit en éclairage continu en utilisant une caméra rapide qui permet de figer l'image à très hautes cadences. Le laser, à travers un premier flash, éclaire l'écoulement à l'instant t et le dispositif de collection enregistre la diffusion de Mie. La seconde nappe éclaire l'écoulement à l'instant $t+\Delta t$ et une deuxième image est enregistrée. Un traitement des images est effectué pour le calcul de champs de vitesses par détermination du déplacement des particules entre l'image 1 et l'image 2. Ce calcul repose sur un découpage des images en fenêtres d'interrogation de petites tailles sur lesquelles le déplacement de particules entre deux instants (Δt) est déterminé par une inter-corrélation du signal de diffusion de Mie. La connaissance du grandissement optique G et de l'intervalle de temps Δt entre les deux images permet de déduire la vitesse instantanée dans chaque fenêtre d'interrogation.

Le choix de l'écart de temps Δt entre deux pulses laser est ainsi très important et répond à plusieurs considérations. Tout d'abord, il faut que le déplacement des particules entre les deux images d'une même paire soit suffisamment important, pour que l'incertitude sur la position du pic de corrélation impacte peu le calcul de déplacement. En règle générale, le temps inter-pulses Δt est fixé de manière à ce que le déplacement des particules n'excède pas le quart de la taille de la fenêtre d'interrogation afin de réduire les limitations dues aux pertes de particules entre les fenêtres d'analyse, et que le résultat de la corrélation représente bien le déplacement des particules.

4.2.5.2. Montage optique et protocole expérimental

Le montage expérimental pour les mesures de vitesse est présenté dans la Figure 4.19. Il comprend un laser Nd :YAG double impulsion 2x130 mJ (Quantel CFR 200) de fréquence 10 Hz émettant à la longueur d'onde de 532 nm. La génération de la nappe laser perpendiculairement au dispositif de collection se fait à l'aide d'un système périscopique composé de deux miroirs, d'une lentille sphérique de focale de 1500 mm, qui permet de faire converger le faisceau laser pour obtenir un faisceau le plus fin possible et d'une lentille cylindrique de focale de -50 mm qui fait diverger le faisceau suivant un axe formant une nappe laser verticale. L'épaisseur de la tranche laser ainsi obtenue dans le champ de mesure est d'environ 300 μm sur 200 mm de hauteur. Deux lames de rasoir coupent nettement les parties haute et basse de la nappe laser après passage à travers la lentille divergente, afin d'éviter les réflexions parasites sur la paroi externe du four et sur la lèvre du brûleur. En effet, la formation rapide de poudre de zirconium sur le brûleur (la lèvre et alentour), illuminée par la nappe laser, crée un milieu fortement diffusant pouvant entraîner une saturation du capteur de la caméra et une perte de visibilité dans la zone proche injecteur. Les particules, dans le plan laser, diffusent la lumière qui est enregistrée par une caméra LaVision Imager ProX munie d'un capteur CCD de (2048 x 2048 pixels, 14 bits), équipée d'un objectif Nikon 50 mm/(f1.2) avec une ouverture $f/11$ et placée à environ 1 m du brûleur. La caméra est aussi équipée d'un filtre interférentiel permettant de réduire le signal de l'émission de la flamme sur la seconde image PIV où elle est plus longuement exposée. La synchronisation entre le laser et la caméra est réalisée par le biais d'un boîtier électronique PTU (Programmable Timing Unit) LaVision grâce un générateur de

délat R&D Vision EG32. L'acquisition d'images est réalisée avec le logiciel Dantec DynamicStudio. Avec l'ensemble de ce dispositif expérimental, la cadence d'acquisition est de 10Hz.

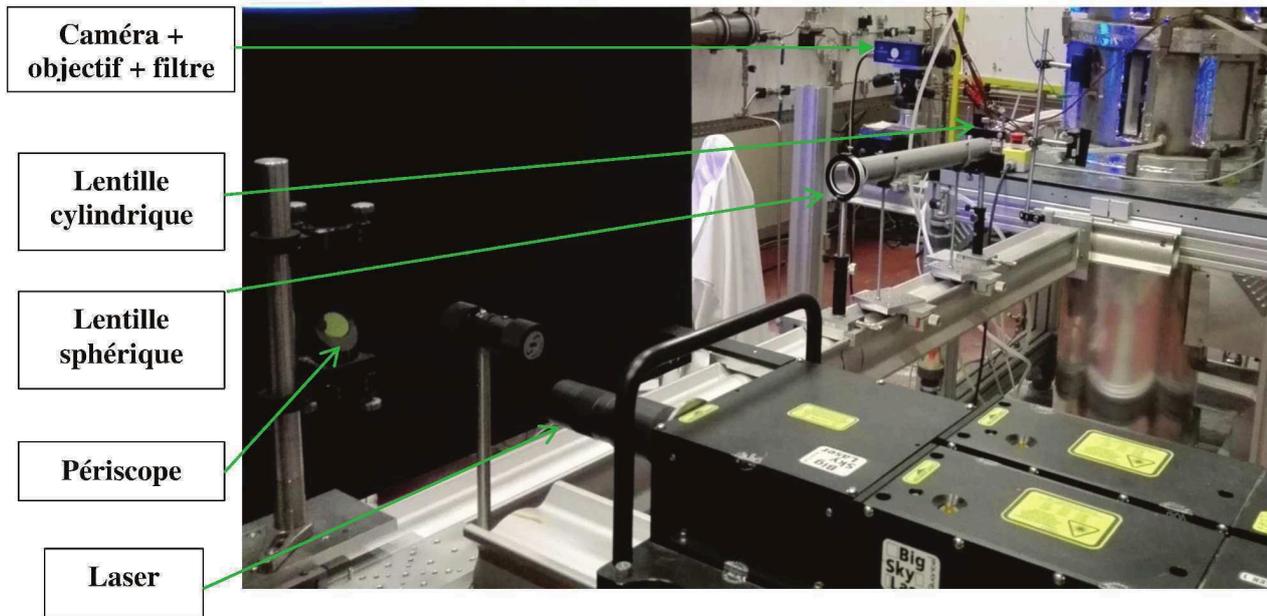


Figure 4.19 : Dispositif expérimental de laboratoire pour la mesure PIV

4.2.5.3. Système d'ensemencement

Dans la technique de mesure par PIV, la bonne évaluation de la vitesse de l'écoulement repose sur la qualité de l'ensemencement, c'est-à-dire son homogénéité et son aptitude à suivre correctement l'écoulement. En effet, les particules solides doivent être petites tout en diffusant suffisamment la lumière pour une bonne qualité d'image. Pour nos conditions de fonctionnement (oxycombustion, préchauffage), le choix du type de particules d'ensemencement est relativement réduit. En effet, les particules utilisées doivent, d'une part, résister à des températures élevées de flamme et, d'autre part, être suffisamment petites de manière à ce que leur faible temps de réponse leur confère une dynamique semblable à celle de l'écoulement, avec une certaine capacité de suivi des fluctuations de vitesse relativement importantes. Notre choix s'est ainsi porté sur l'Oxyde de Zirconium (ZrO_2) en raison de sa très bonne tenue en température (fusion proche de 3000 K), de son faible diamètre ($\sim 2 \mu m$) et d'un indice de diffraction ($n=2.2$) permettant une bonne diffusion de la lumière et offrant un temps de réponse de l'ordre de la microseconde.

Afin de réaliser un ensemencement homogène et régulier, trois ensemenceurs ont été utilisés. Deux ensemenceurs à lit fluidisé (Figure 4.20) sont montés en dérivation sur chaque ligne d'oxygène alimentant le brûleur. A cause des contraintes liées au préchauffage de l'oxygène et pour éviter le passage des particules solides dans les réchauffeurs, tous les débits d' O_2 passent par les ensemenceurs. Les diamètres des ensemenceurs sont adaptés aux débits de fluides, 20 mm pour les débits les plus faibles ($0.3 m^3/h$) jusqu'à 35 mm pour les plus forts débits (entre 1 et $3 m^3/h$). Le taux d'ensemencement est contrôlé par pertes de charge grâce à des vannes pointaux sur le circuit de dérivation. Pour l'ensemencement en particules des écoulements d'oxygène, les tubes de

canalisation en sortie d'ensemenceurs jusqu'au brûleur sont en Inconel 600. L'usage de tubes en téflon a été préféré sur la canalisation servant de passage dérivé (bypass), pour ses caractéristiques autolubrifiantes. Les deux ensemenceurs oxygène sont placés au plus près du brûleur dans le but de minimiser les longueurs de canalisation afin d'éviter la stagnation de poudre.

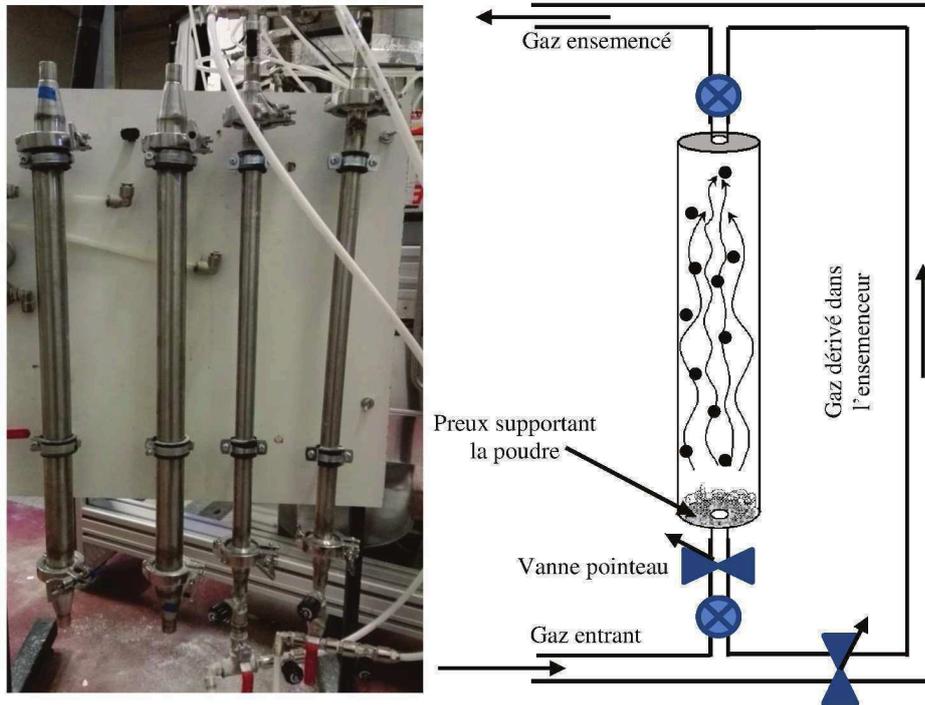


Figure 4.20 : Dispositif d'ensemencement en oxyde de zirconium des écoulements d'oxygène : ensemenceurs à lit fluidisé

Par ailleurs, pour générer des particules solides dans le jet du combustible, l'ensemencement doit se faire par le biais d'un des différents écoulements de gaz composant le BFG (CO , H_2 , CO_2 , N_2) et le point de dérivation du fluide vers l'ensemencement doit se situer avant le système de préchauffage et de synthèse du BFG. En effet, comme précédemment détaillé, la synthèse du BFG chaud se fait par le mélange de l'écoulement inerte $\text{CO}_2 + \text{N}_2$ préchauffé avec les écoulements de H_2 et CO froids. Dans le cas du préchauffage, le débit total du mélange de gaz inertes, au point nominal de fonctionnement, correspond au débit minimal nécessaire pour le bon fonctionnement du réchauffeur électrique. Ainsi, aucune dérivation à partir de ce mélange vers un ensemencement n'est possible, au risque d'endommager le réchauffeur de gaz inertes par surchauffe. Une seconde contrainte est liée à l'utilisation de l'écoulement du monoxyde de carbone. Les problématiques d'étanchéité relatives au système d'ensemencement, qui doivent être régulièrement ouverts pour leur remplissage, excluent l'acheminement des particules solides par le biais d'un écoulement de gaz aussi dangereux que le monoxyde de carbone. La seule et unique possibilité reste la dérivation de l'écoulement d'hydrogène pour ensemenner le combustible.

Après avoir expérimenté les différents ensemenceurs à lit fluidisé disponibles au laboratoire

pour générer des particules dans le jet de combustible via l'écoulement d'hydrogène, nous avons opté pour un modèle particulier, fabriqué au sein du laboratoire CORIA (Figure 4.21). Il s'agit d'un ensemenceur à rotor composé d'un réservoir étanche contenant la poudre de zirconium. Celui-ci tombe sur une vis sans fin d'abord sous l'effet de la gravité mais aussi par la vibration du bloc ensemenceur induite par la rotation de la vis. Ce mécanisme est contrôlé par un boîtier électronique directement relié à l'ensemenceur. La poudre apportée par la vis est alors entraînée par l'écoulement d'hydrogène avec un débit constant, proportionnel à la vitesse de rotation de la vis, assurant une densité d'ensemencement correct et un jet de particules stable avec un débit contrôlé. L'avantage principal de ce type d'ensemencement est de pouvoir augmenter le nombre de particules par unité de volume, en modifiant uniquement la vitesse de rotation de la vis. La quantité de gaz traversant l'enceinte et les conditions de mesure restent donc constantes d'une série de mesure à une autre.

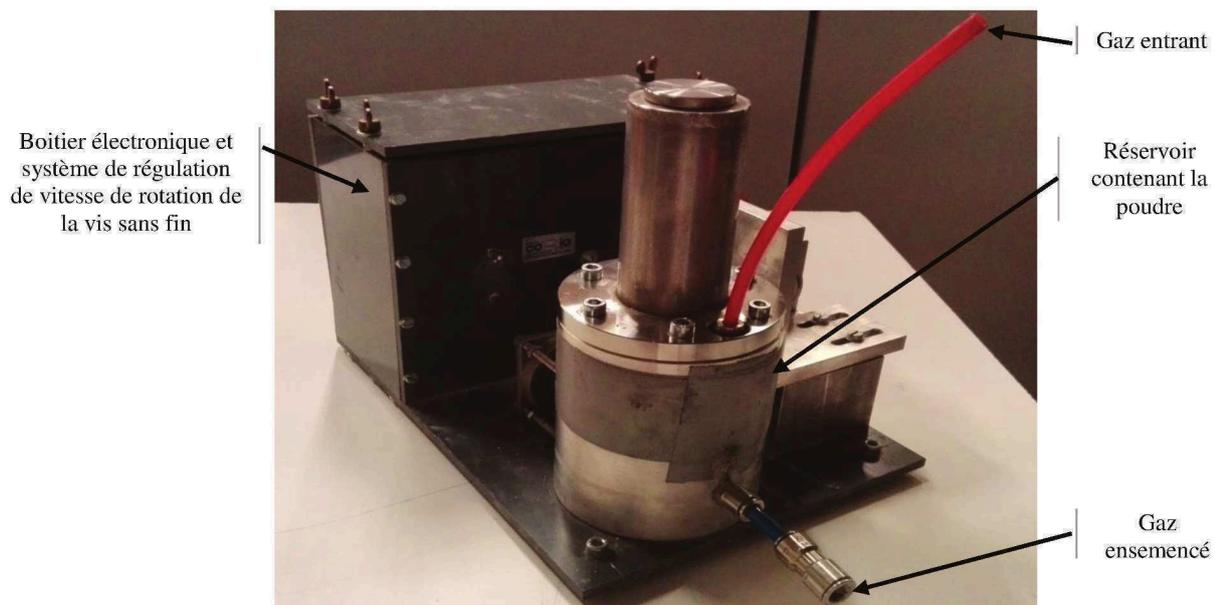


Figure 4.21 : Ensemenceur à vis sans fin en oxyde de zirconium pour l'hydrogène

Pour éviter la formation d'agglomérats de particules, due en général à l'humidité dans les ensemenceurs ainsi que dans les conduites, l'oxyde de zirconium est étuvé à 500 K pendant au moins deux heures et tamisé avant l'introduction dans les ensemenceurs. La procédure de préchauffage, de tamisage des particules et de remplissage des ensemenceurs est répétée avant chaque série de mesure pour conserver le même nombre de Stokes et garder un ensemençement régulier et homogène.

Par ailleurs, les mesures de vitesses peuvent être faussées du fait que les particules ne puissent pas suivre correctement l'écoulement turbulent, sans que le système d'ensemencement ne soit mis en cause. Ainsi, il est primordial d'évaluer le temps de réponse des particules aux sollicitations du fluide.

Ainsi, une particule en mouvement dans un fluide est soumise à une force due à la traînée

visqueuse du mouvement relatif entre la particule et le fluide agissant sur celle-ci. Cette force est directement reliée à la vitesse relative particule/fluide, caractérisée par la loi de Stokes [57]. L'équation du mouvement de particule supposée sphérique de rayon r est :

$$\frac{dv_p}{dt} + 6\pi\mu\frac{r}{m_p}(v_p - u) = 0$$

Avec u et v_p les vitesses respectives du fluide et de la particule, μ la viscosité dynamique du fluide et m_p la masse de la particule. La solution de l'équation pour une vitesse de fluide constante est :

$$v_p(t) = u + (v_p(o) - u) \cdot \exp\left(\frac{-t}{\tau_p}\right)$$

La constante de temps τ_p du mouvement de la particule fluide est :

$$\tau_p = \frac{1}{6} m_p \pi \mu r = \frac{2\rho_p r^2}{9\mu}$$

Les viscosités dynamiques de l'oxygène et de l'hydrogène sont respectivement $202,2 \cdot 10^{-7}$ N.s.m⁻² et $87,6 \cdot 10^{-7}$ N.s.m⁻² à 300 K et les masses volumiques sont respectivement égales à 0.085 kg/m³ et 1.3 kg/m³ à la même température. Le diamètre moyen de particule de ZrO₂ utilisé dans cette étude est de l'ordre de 2 µm. Ainsi, les temps de réponse de la mise en mouvement des particules solides soumises à une fluctuation de vitesse et de température entre 300 et 3000K est faible, de l'ordre de la microseconde, grâce principalement au faible diamètre de particules.

Ce temps de mouvement de particules, comparé aux temps caractéristiques de l'écoulement, des grandes aux petites échelles de la turbulence, permet de qualifier les conditions d'ensemencement grâce au nombre de Stokes. C'est un nombre adimensionné permettant d'évaluer l'importance relative de la force inertielle et celle de dissipation visqueuse. Il est défini comme le rapport de deux temps caractéristiques :

$$St = \frac{\tau_p}{\tau_t(\text{ou } \tau_k)}$$

Le temps caractéristique des grandes échelles des structures turbulentes τ_t , calculé par le rapport d'un diamètre caractéristique du brûleur (épaisseur de la lèvre e_L) sur une vitesse caractéristique de l'écoulement (vitesse débitante), est de l'ordre de la milliseconde. Les plus petites échelles de la turbulence τ_k ont des temps caractéristiques de l'ordre de la microseconde. Le nombre de Stokes associé à un ensemencement aux particules de zirconium varie ainsi entre 0.01 à 1. Nous pouvons donc considérer que ces particules constituent un bon traceur pour les différentes structures turbulentes de l'écoulement.

Par ailleurs, du fait de la forte recirculation dans le four, les particules présentes dans l'écoulement se déposent sur les parois, mais aussi sur les hublots, provoquant ainsi leur encrassement et diminuant fortement la qualité des images. Le four doit alors être éteint et les hublots nettoyés entre chaque série de mesures, ce qui allonge la durée des expériences.

4.2.5.4. Méthodologie de traitement d'images et détermination des champs de vitesse

La détermination d'un champ de vitesse sur une zone d'une vingtaine de centimètres au-dessus du brûleur, permet de caractériser l'aérodynamisme des écoulements réactifs en apportant des informations sur les tendances globales de mélange des fluides. Dans ce but, un champ de visualisation large de 180x180 mm² a été sélectionné pour la caractérisation de l'écoulement global en sortie de brûleur où se stabilise la flamme.

Cependant, l'application de la PIV dans notre configuration d'étude n'est pas aisée. En effet, il subsiste plusieurs difficultés liées aux mesures de vitesses et qui sont associées à :

- Une diffusion à proximité du brûleur et présence de signal de fond important sur les images de particules du fait de la réflexion du faisceau laser sur les parois, nécessitant un pré-traitement des images dans ces conditions de confinement.
- Un grand champ de visualisation avec des épaisseurs de jets annulaires fines entraînant un problème de résolution spatiale.
- Une difficulté pour homogénéiser l'ensemencement sur trois écoulements à densité et vitesse variables pouvant entraîner des problèmes de convergence statistique des calculs.

Toutes ces difficultés ont dû être résolues pour obtenir une méthodologie de mesure PIV adaptée.

Dans un premier temps, du fait de la réflexion du faisceau laser sur les parois du four, il est nécessaire de faire un premier traitement, au préalable, des images instantanées dès l'acquisition, avant l'application d'une méthode de calcul d'inter-corrélation adaptée et le calcul de grandeurs statistiques. Ce pré-traitement valide ainsi un déplacement correct des particules même si le fond subsiste encore sur les images de particules brutes. On profite de la grande dynamique (12 bits) du capteur CCD de la caméra PIV pour avoir un rapport signal-sur-bruit suffisant sur les images pour séparer particules et fond, suivi par une amélioration des images de particules par un pré-traitement adapté avant le calcul de corrélation et la mise à échelle commune dans le référentiel du brûleur.

Le choix d'une méthode adaptée pour le traitement des images PIV obtenues dans notre configuration de brûleur multi-jets, produisant des flammes turbulentes avec des écoulements réactifs à densité et vitesse variables, constitue une étape fondamentale pour obtenir une bonne qualité des champs de vitesse. En effet, il existe plusieurs difficultés liées à la configuration d'étude mais surtout à une paroi inhomogène, donnant un fond lumineux à cause de son revêtement en feutre blanc céramique sur lequel on distingue les emplacements des fluxmètres sur le fond de la chambre face à la caméra d'acquisition, comme on peut le voir sur la Figure 4.22. Celle-ci met en évidence les trois écoulements ensemencés, avec le jet de combustible qui souffre d'un faible niveau d'ensemencement noyé par un fort bruit de fond.

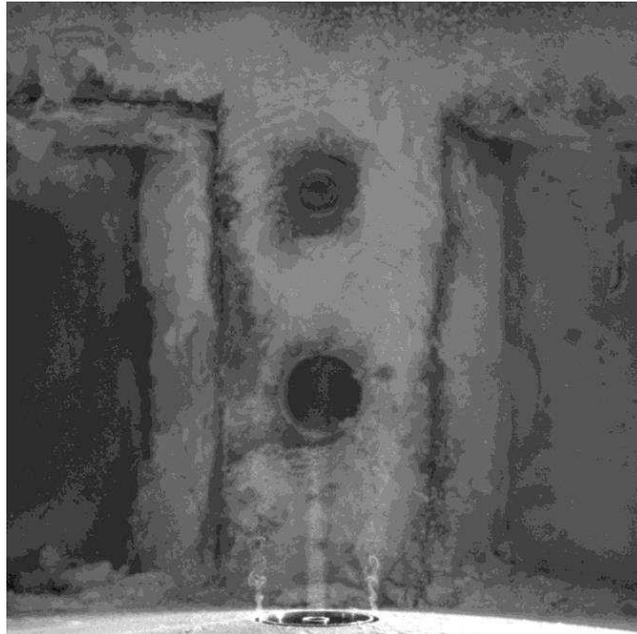


Figure 4.22 : Image instantanée de particules et visualisation de *l'inhomogénéité* de la paroi interne du four

De plus, notre configuration de brûleur est caractérisée par des écoulements fins, notamment pour les jets d'oxygène intérieur et extérieur avec de forts gradients de vitesse entre les différents écoulements comprennent des régions rapides avec des vitesses pouvant atteindre 30 m/s et des régions très lentes où les vitesses sont inférieures au mètre par seconde.

Toutes ces difficultés orientent le choix de la méthode de traitement des images PIV vers des outils spécifiques adaptés. Ils sont composés d'algorithmes développés au CORIA par B. Lecordier, basés sur la méthode de moyenne de corrélation généralement utilisée en micro-PIV [116]. Ils permettent d'obtenir des champs de vitesses moyennes après correction du signal de fond sur toute la série de couples d'images, en utilisant des couples d'images moyennes et de fluctuations. C'est une méthode robuste et précise, particulièrement adaptée à notre configuration d'étude caractérisée par un champ de visualisation large avec peu de particules traceurs dans certaines zones et un important bruit de fond, principalement dû aux réflexions du faisceau laser sur la paroi de la chambre et sur le brûleur.

Le calcul de la moyenne « mean » des images de particules sur une série permet de visualiser les zones constammentensemencées en particules diffusant de la lumière, ainsi que les parois de la chambre, éclairées à la fois par le rayonnement laser réfléchi par les parois et également par le rayonnement diffusé par les particules. L'image de l'écart-type « rms » de la série représente la variation du signal due à la présence aléatoire de particules, particulièrement importante dans les zones fortementensemencées. Ainsi, le résultat de la soustraction (« mean » - « rms ») va permettre d'obtenir une image moyenne de référence du fond pour chaque série d'images. La soustraction de cette image de référence à chaque image instantanée de particules va alors permettre de supprimer le signal de fond et ainsi optimiser le contraste des images de particules avant le calcul d'inter-corrélation (Figure 4.23).

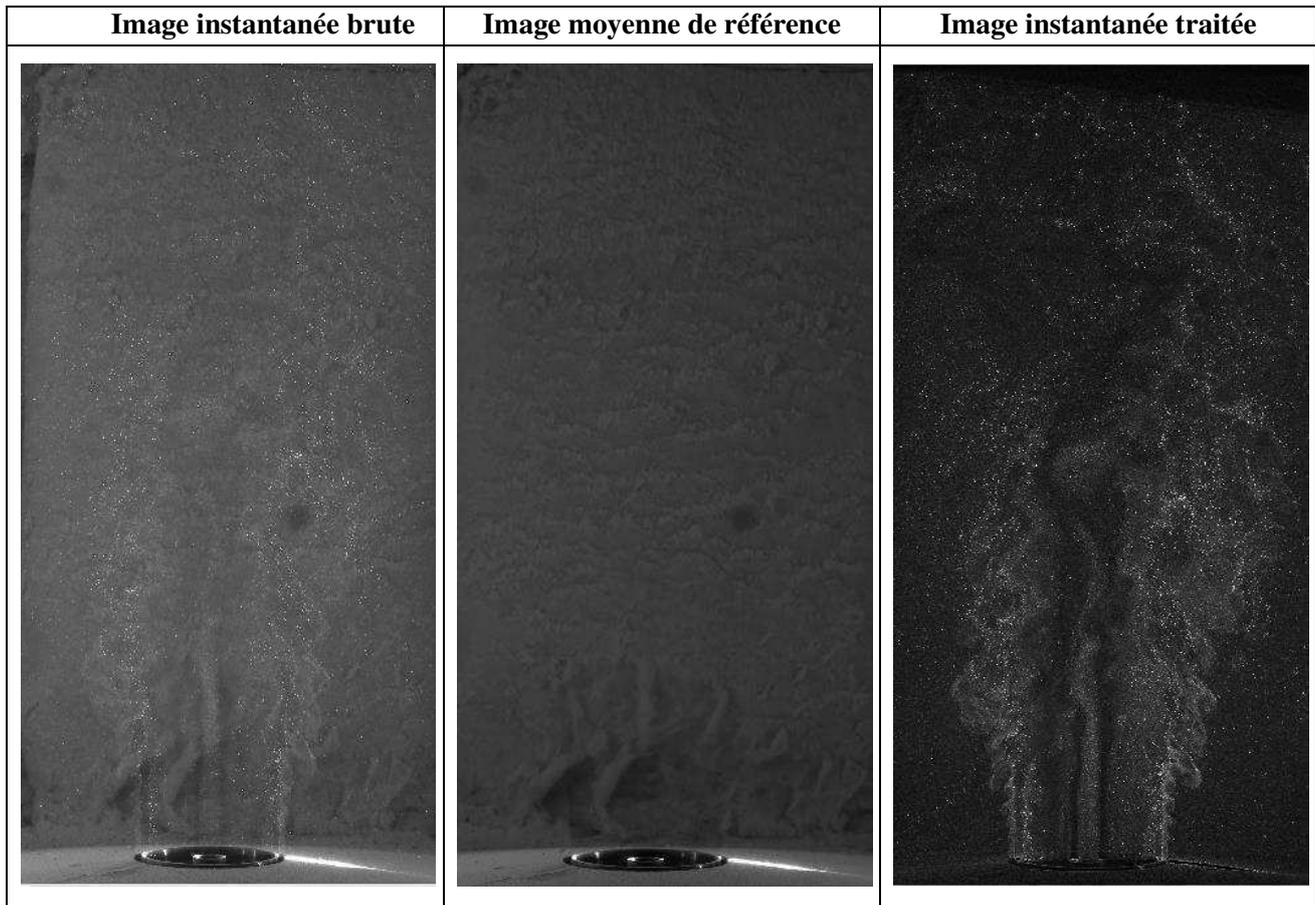


Figure 4.23 : Procédure de prétraitement des images de particules

Les calculs des champs de vitesses instantanés sont ensuite effectués pour un champ de visualisation de $180 \times 180 \text{ mm}^2$ par un algorithme de calcul PIV itératif FFT prédictif/correcteur à deux étapes, avec maillage adaptatif et déformation des fenêtres d'interrogation pour la seconde, en initialisant le calcul avec le champ moyen obtenu par la somme de corrélation comme condition initiale pour les déplacements [53, 117]). Cette technique de mesure du déplacement est dite « sub-pixel shift ». Elle permet une augmentation de la précision sur la localisation de la position du maximum de corrélation. Ainsi, les pertes de particules entre les images successives sont limitées ; la précision de mesure et la résolution spatiale sont augmentées [116]. Le calcul du champ moyen de vitesse par moyenne de corrélation a été effectué en deux passes, comprenant une étape de validation intermédiaire et une étape de découpage de l'image en fenêtres d'interrogation de 16×32 pixels ($0,27 D_1 \times 0,5 D_1$) pour la première passe, puis 8×16 pixels ($0,13 D_1 \times 0,27 D_1$) pour la seconde avec un recouvrement de 50% pour les deux passes. Ceci permet d'obtenir une forte résolution spatiale dans un grand champ de vitesses final composé de 127 vecteurs espacés de $0,2 D_1$ dans la direction radiale et 255 vecteurs espacés de $0,1 D_1$ dans la direction axiale (Figure 4.24). Cette forme rectangulaire particulière des fenêtres d'interrogation est choisie pour rechercher une résolution spatiale des écoulements et des couches de mélange qui requiert un maillage fin radialement, tandis que les vitesses axiales importantes des jets exigent une taille de fenêtre plus grande dans la direction axiale.

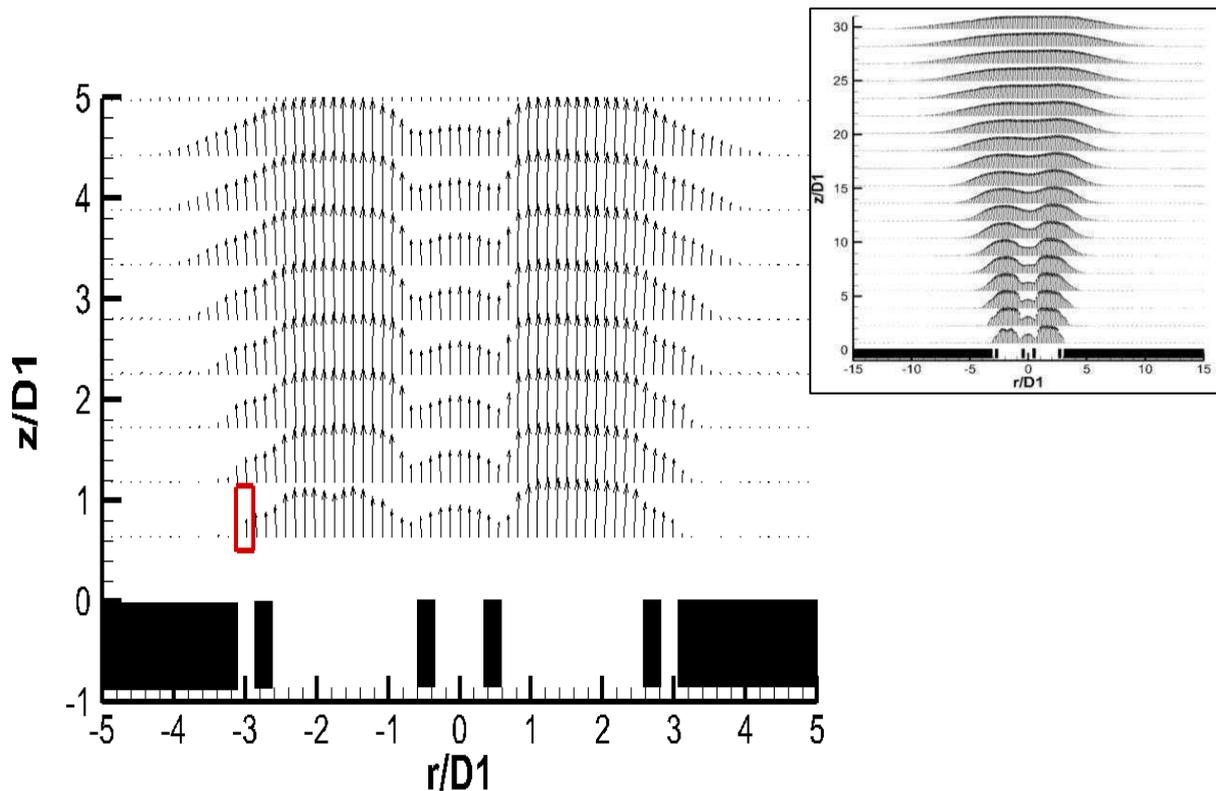


Figure 4.24 : Champ moyen de vecteurs vitesses (1/2 dans la direction axiale) obtenu après traitement des images. Champ large (à droite) et zoomé (à gauche) montrant (rectangle rouge) la taille de la fenêtre d'interrogation.

Après calcul des champs de vitesses instantanées, un certain nombre de vecteurs apparaît de manière évidente comme incorrecte. Ces « vecteurs faux » peuvent être définis comme des vecteurs différents en norme, en direction et en sens par rapport aux vecteurs voisins et dont l'origine peut provenir de forts gradients de vitesse, de mouvement des particules et de l'inhomogénéité d'ensemencement ainsi que du bruit créé lors de l'acquisition. Il convient donc de les enlever avant le calcul des champs moyens, par une procédure de validation intermédiaire des champs instantanés, toujours à l'aide d'un algorithme de laboratoire suivant trois critères :

- Le premier critère d'élimination des « vecteurs faux » est de considérer une valeur minimale au Rapport Signal sur Bruit (RSB), défini comme le rapport entre les valeurs du pic principal et secondaire de corrélation. Typiquement, on enlève par seuillage tous les vecteurs calculés présentant un RSB trop faible. Une limitation à une valeur de RSB trop élevée entraînerait cependant l'élimination de vecteurs corrects. Pour éviter cela, une valeur de RSB minimal a été fixée 1,1 dans nos calculs, correspondant à des taux de validation d'environ 90%.
- Le deuxième critère repose sur le seuillage des valeurs de vitesses axiales et radiales. Les vecteurs dépassant un certain seuil maximal défini sont éliminés. Cette valeur imposée pour les vitesses est supérieure à 100% des valeurs maximales de ces dernières.

- Le filtre médian est le troisième critère de validation. Il ajuste les vecteurs voisins, préalablement validés par les autres critères, au vecteur analysé (u_{ij}) en fonction de leur norme ou de l'une des deux composantes du plan. Cette comparaison prend aussi en compte les fluctuations des vecteurs voisins par rapport à la valeur centrale qui est la valeur médiane (u_{median}). Le vecteur inspecté est valide si :

$$|u_{median} - n \cdot u_{ij}| \leq \epsilon$$

La valeur de n est fixée à 3 dans nos calculs pour éviter d'éliminer un nombre de vecteurs corrects trop important notamment dans certaines zones de forte turbulence. Le filtre médian est accompagné d'un lissage gaussien sur une fenêtre de 3x3 pixels pour une bonne résolution des structures de l'écoulement.

Dans la technique de mesure de vitesse par PIV, il convient de faire un compromis entre la taille du domaine, la résolution spatiale désirée (en fonction des échelles spatiale et temporelle de l'écoulement) et la durée du phénomène étudié. Le choix du champ de visualisation est défini, dans notre étude, en fonction de la structure des flammes obtenues et des possibilités de champ de visualisation limité par la taille du hublot. Une fois fixés les paramètres en relation avec l'écoulement étudié, à savoir les tailles du champ de mesure ainsi que les résolutions correspondantes, il reste à déterminer le nombre de réalisations de champs instantanés nécessaires pour obtenir une convergence statistique suffisante des grandeurs turbulentes, moyennes et fluctuations. Dans cette étude, un nombre important de champs instantanés est nécessaire pour assurer une convergence de calcul de la valeur moyenne et surtout de l'écart-type. La Figure 4.25 présente la convergence des moyennes et des fluctuations axiales et radiales en un point du champ où les fluctuations instantanées sont importantes, dans notre cas au niveau de la couche de mélange externe BFG-O_{2e}. Le calcul a été effectué sur 2000 champs de vitesses instantanés du domaine de visualisation. La moyenne des vitesses est convergée après 500 images et celle des fluctuations axiales et radiales converge plus difficilement à 98% de la valeur finale après 1000 images.

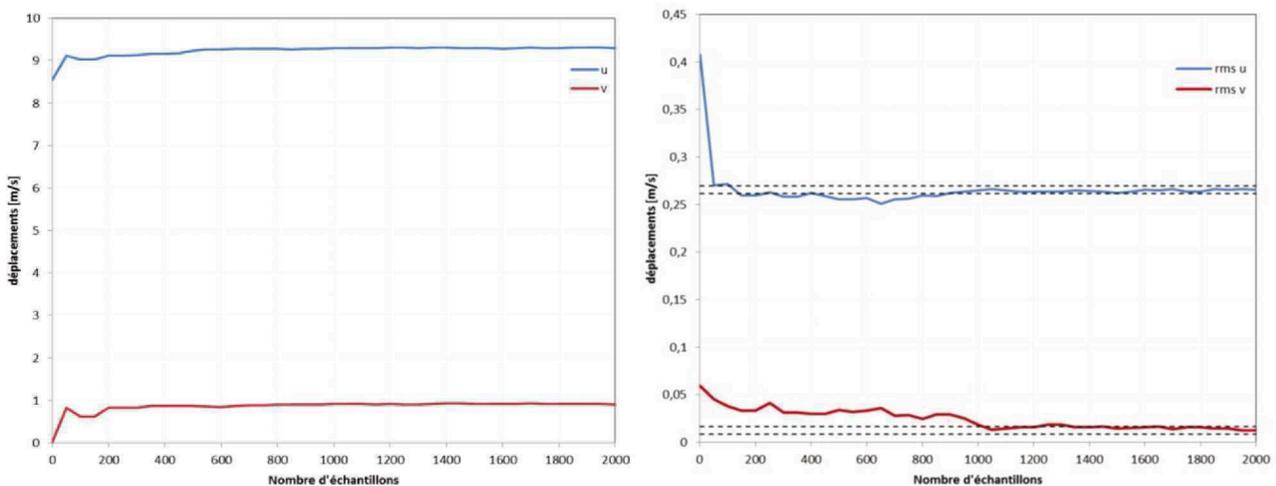


Figure 4.25 : Convergence des vitesses axiales et radiales (à gauche) et de leurs fluctuations (à droite) pour le champ de visualisation large. Les lignes sont tracées à 98% de la valeur finale.

Le nombre d'images instantanées pour chaque série de mesure est de 2000 images, obtenues avec quatre séquences d'acquisition pour tous les points de fonctionnement. A défaut d'un ensemencement en particules solides régulier et homogène dans le temps, il est nécessaire parfois d'effectuer une sélection manuelle parmi les images brutes présentant une densité de particules correcte. Les calculs sont cependant toujours effectués avec au moins 1500 images, nombre amplement suffisant pour une bonne convergence de calcul des moyennes et des fluctuations des vitesses, comme le montre la Figure 4.25.

Par ailleurs, il est aussi important de vérifier préalablement aux campagnes de mesures, la précision de mesure de vitesse effectuée afin de s'assurer de la qualité des mesures PIV. En effet, il est nécessaire de vérifier que la mesure ne souffre pas de biais dus au système d'imagerie, notamment de l'effet de blocage de pic (ou « peak-locking ») de l'algorithme « subpixel », lors de l'interpolation gaussienne du pic de corrélation [116].

Le tracé des histogrammes des déplacements axiaux et radiaux obtenus à partir de 50 champs de vitesse instantanés est présenté sur la Figure 4.26. L'analyse de celle-ci permet de s'assurer que les déplacements correspondant à un nombre de pixels entiers ne sont pas privilégiés.

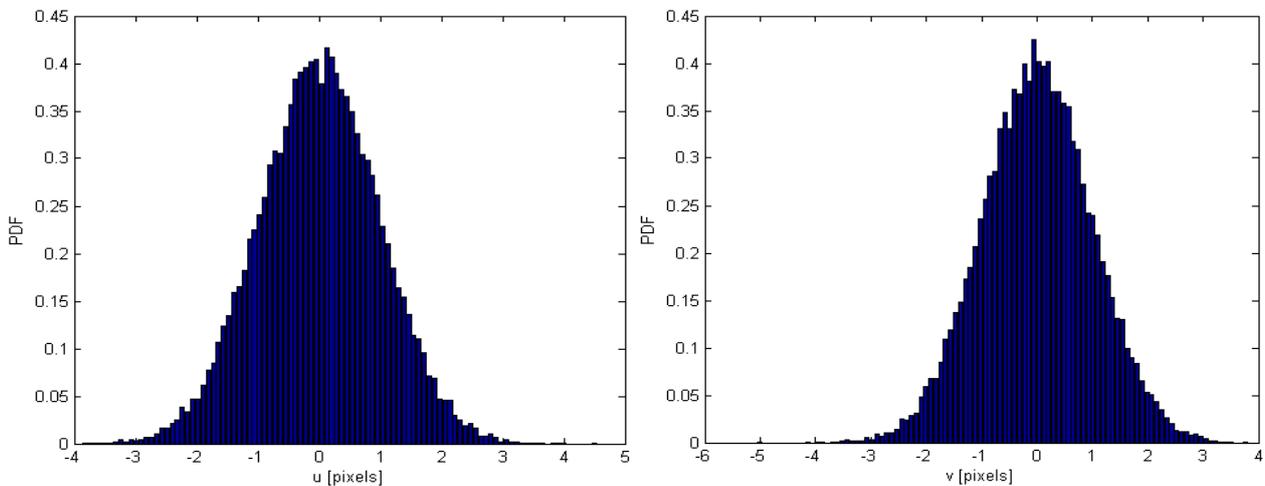


Figure 4.26 : Histogramme des déplacements axiaux et radiaux établis pour 50 champs de vitesses instantanées.

L'ensemble de ces traitements particuliers a permis de réaliser des mesures de champs de vitesses par PIV dans nos conditions spécifiques de flammes turbulentes annulaires de mélange combustible à bas PCI à forts gradients de vitesses dans une chambre de combustion confinée.

Chapitre 5 : Etude expérimentale des oxy-flammes de combustible à bas PCI sans préchauffage des réactifs

Un dispositif expérimental et un brûleur de combustible à bas PCI ont été dimensionnés pour étudier la combustion du gaz de haut fourneau sans support de combustible à plus fort PCI dans un large domaine de fonctionnement (P , R_o , T_{pr}). Dans ce chapitre, nous présentons d'abord les différentes topologies de flammes obtenues dans le cadre de la combustion sans préchauffage des réactifs, grâce aux diagnostics mis en œuvre sur l'installation pilote de laboratoire. Les expériences ont été réalisées à richesse constante ($\varphi = 0.96$) et à température ambiante ($T_0 = 300K$). Des variations de la puissance de combustion (P) et du taux de répartition des débits d'oxygène (R_o) dans le brûleur sont effectuées afin de classer les structures de flammes ainsi observées et les limites de stabilisation sous forme de diagrammes de stabilité. Dans ces diagrammes, chaque point de fonctionnement est alors défini par le couple de paramètre (P , R_o) et complété par de l'imagerie de chimiluminescence du radical OH^* dès la sortie d'injecteur, des mesures de flux aux parois, de température de gaz recirculants dans la chambre de combustion et par une analyse de fumées en sortie du foyer de combustion.

Par la suite, en se basant sur les principales topologies de flamme à travers leurs caractéristiques structurelles, thermiques et chimiques, une analyse des propriétés aérodynamiques des jets réactifs est effectuée afin de mieux comprendre les processus de mélange des jets coaxiaux et les mécanismes gouvernant les différentes transitions entre structures de flammes de diffusion observées.

5.1. Caractérisation des différentes structures d'oxy-flammes de BFG

5.1.1. Diagramme de stabilité du brûleur tri-coaxial

Dans le cadre de la combustion sans préchauffage des réactifs, une grande diversité de topologies de flammes a été observée lorsque la puissance de combustion et la répartition d'oxygène sont modifiées. Ces structures de flamme non-prémélangées correspondent à des mécanismes de stabilisation variés et sont classées suivant la géométrie de la zone de réaction se développant en aval du brûleur.

Deux oxy-flammes concentriques de gaz à bas PCI, interne (O_{2i} -BFG) et externe (BFG- O_{2e}), sont observées. Elles peuvent être accrochées ou décrochées des lèvres du brûleur suivant les

conditions de fonctionnement. Ces flammes sont de couleur bleue sur toute la hauteur de la flamme et ne présentent aucune zone de suies. Elles sont relativement moins lumineuses comparées aux oxy-flammes de méthane par exemple. Ce niveau d'intensité de la flamme de BFG peut être expliqué à travers la composition typique du gaz de haut fourneau favorisant une oxydation directe du CO (23%) en présence d'hydrogène (5%), réduisant ainsi les mécanismes primaires de dissociation en général notables dans le cas des hydrocarbures. De plus, le taux de dilution important en dioxyde de carbone (23%) dans le BFG est un facteur inhibiteur de suies dans la flamme ([53], [118]). En effet, la couleur bleue observée est typique des oxy-flammes de gaz diluées au CO₂, caractéristique de l'émission des radicaux excités comme le CO₂^{*} (entre 300 et 500 nm) ainsi que des radicaux CH^{*} rencontrés à proximité des zones de combustion intense.

La flamme interne O_{2i}-BFG présente une forte stabilité dans le domaine de fonctionnement étudié. Elle reste en effet attachée aux lèvres du brûleur (Photos A, B, C-1 de la Figure 5.1) pour toutes les valeurs de puissance et présente une zone extinction locale dans la région proche injecteur pour des fortes impulsions d'oxygène interne O_{2i} à puissance élevée (Photo C-2 de la Figure 5.1). Les deux photographies C mettent en évidence deux typologies d'oxy-flammes de BFG-O₂ qui présentent une différence de structure dans la flamme interne O_{2i}-BFG. Elles montrent clairement à puissance constante (P=23 kW), l'influence du paramètre R_o sur la structure de flamme interne avec une extinction locale intermittente observée dans la zone proche du brûleur.

La flamme externe BFG-O_{2e}, quant à elle, montre une plus grande diversité de structures dans la plage de puissance et de répartition d'oxygène étudiée. Elle peut rester stable et accrochée aux lèvres du brûleur (Photo A), ou décrochée de manière intermittente avec un « battement » de flamme accompagné d'une extinction partielle au nez du brûleur (Photo B) ou complètement détachée « liftée » (photos C). Ces trois régimes de combustion de la flamme périphérique BFG-O_{2e} définissent les trois familles distinctes d'oxy-flammes de BFG obtenues pour le brûleur tri-coaxial :

- Famille A = Deux flammes concentriques, stables et accrochées aux lèvres du brûleur (Photo A).
- Famille B = Une flamme interne stable et accrochée au brûleur et une flamme externe avec une stabilité intermittente (Photo B).
- Famille C = Une flamme interne accrochée et une flamme externe détachée du brûleur (Photos C).

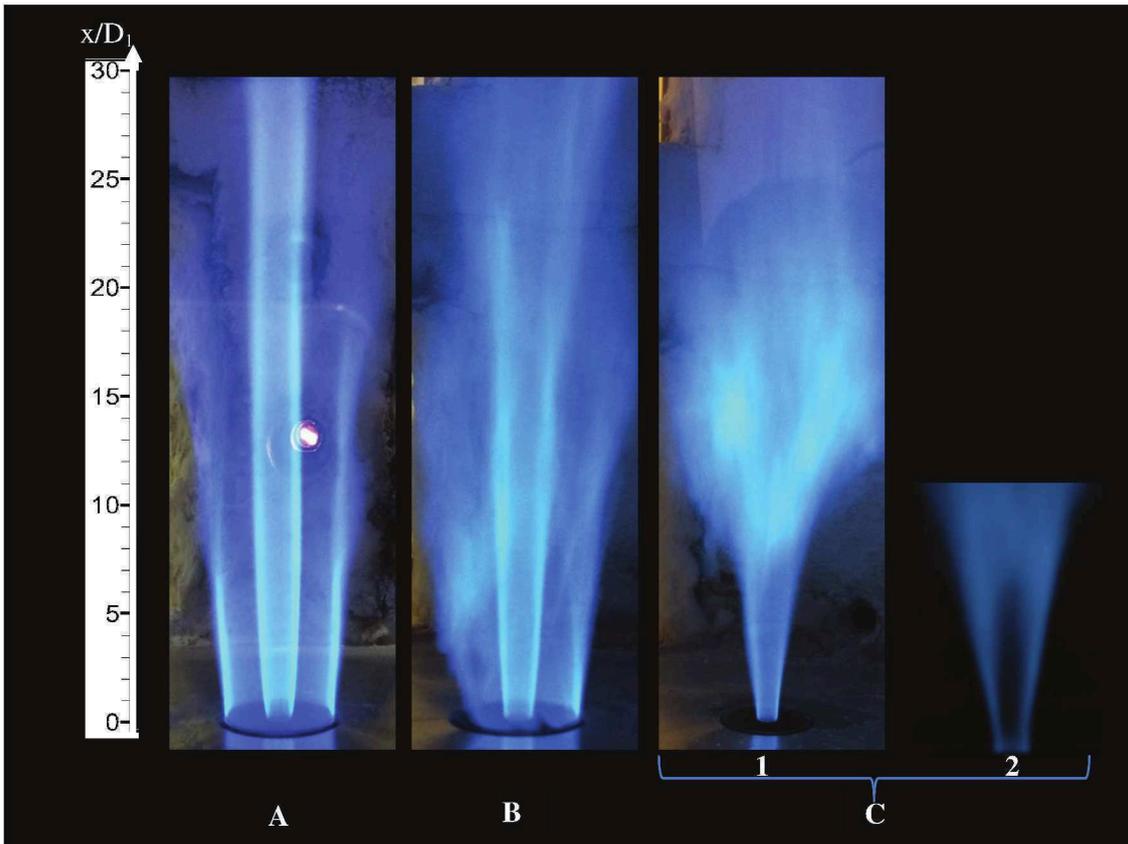


Figure 5.1 : Photographies des oxy-flammes de BFG-O₂ : Type A ($P=10$ kW, $R_o=20\%$) ; Type B ($P=20$ kW, $R_o=10\%$) ; Type C₁ ($P=23$ kW, $R_o=10\%$) ; Type C₂ ($P=23$ kW, $R_o=50\%$).

Les photographies de la Figure 5.1 illustrent bien des régimes de combustion différents suivant les topologies de flamme lorsque les paramètres de fonctionnement sont modifiés. Ces structures de flamme sont rencontrées à des points de fonctionnement allant d'une puissance de $P=10$ kW à 25 kW avec un taux de répartition d'oxygène variant entre 10 et 100%. L'ensemble des structures de flamme du brûleur tri-coaxial de laboratoire est représenté dans le diagramme de stabilité (P, R_o) illustré sur la Figure 5.2.

Pour une valeur de puissance $P=10$ kW, faible devant la puissance de dimensionnement, les flammes internes et externes sont stables et accrochées aux lèvres du brûleur pour toutes les valeurs de R_o (Famille A). La même structure de flamme est rencontrée jusqu'à $P=15$ kW mais à des valeurs faibles et moyennes de R_o (Figure 5.2). Ces flammes identiques en termes de structure et de localisation des zones réactives, semblent pourtant présenter deux modes de combustion distincts, caractérisés par des niveaux d'émission de monoxyde de carbone (CO) très différents. Elles sont alors réparties en deux sous-familles de flammes : les flammes de **Type A₁** caractérisées par de fortes émissions de CO comprises entre 300 et 1000 ppm et la flamme **Type A₂** avec une faible émission ($[CO] < 20$ ppm). Les niveaux de concentrations de CO dans les fumées des oxy-flammes de Type A divisent ainsi le diagramme de stabilité en deux régions : une région à forte concentration de CO dans les fumées ($300 < [CO] < 1000$ ppm) pour des puissances trop faibles par rapport à la puissance de dimensionnement du brûleur et une seconde à faibles émissions de CO ($[CO] < 20$ ppm).

Dans la région à faible émission de monoxyde de carbone, l'augmentation progressive de la puissance, de 12.5 à 25 kW, fait apparaître une zone transitoire d'oxy-flammes correspondant à la famille B. Elles sont rencontrées dans une gamme de puissance allant de 12.5 à 22.5 kW, caractérisées par une stabilité intermittente ou par un détachement partiel et localisé de la flamme externe BFG-O_{2e}, sans décrochage complet des lèvres du brûleur (Photo B, Figure 5.1). Dans ce chapitre, pour limiter le nombre de topologies de flammes et se focaliser sur les principales flammes représentatives de la combustion du BFG, ces deux structures ont été regroupées en un seul type de flamme appelé **Type B**.

A partir de la puissance de 20 kW, la flamme externe est décrochée et reste suspendue à partir d'un taux de répartition d'oxygène supérieure à 60% (**Type C**). Les débits d'oxygène interne O_{2i} relativement élevés pour des valeurs de R_o au-delà de 70%, entraînent, par la suite, le soufflage total des deux flammes concentriques de BFG. A 23 kW, le décrochage de la flamme externe BFG-O_{2e} intervient même à de très faibles débits d'oxygène central, dès R_o=10%. Cette topologie de flamme est maintenue jusqu'à R_o=70% avant le soufflage des deux flammes à partir de R_o=80%. A 25 kW, puissance nominale de dimensionnement du brûleur, le soufflage de la flamme BFG-O₂ est systématiquement observé pour les tous les débits d'oxygène intérieur et extérieur (Figure 5.2).

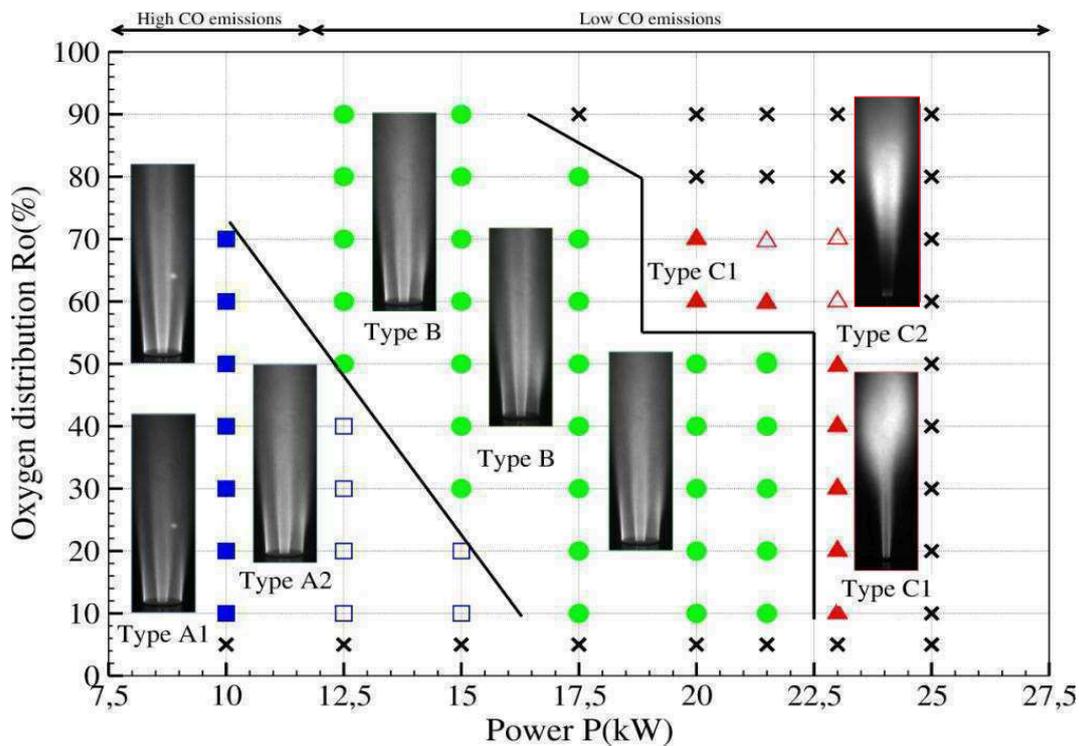


Figure 5.2 : Cartographie de stabilité du brûleur tri-coaxial de combustible à bas PCI sans préchauffage des réactifs (Type A₁ [■], Type A₂ [□], Type B [●], Type C₁ [▲], Type C₂ [△], Flamme soufflée [x]).

L'examen attentif de la famille de flammes C, caractérisées par une flamme externe BFG-O_{2e} décrochée, complété par une analyse des images de chimiluminescence OH* conduit à une subdivision de cette famille de flamme en deux types de flamme C. En effet, deux structures génériques de flamme ont été observées. La flamme interne O_{2i}-BFG peut rester toujours stable et

accrochée aux lèvres du brûleur (**Type C₁**) ou présenter une zone d'extinction locale proche du brûleur (**Type C₂**).

La limite de transition entre ces deux topologies de flamme C₁ et C₂ sera discutée plus en détail dans la suite de ce chapitre. L'analyse va aussi porter sur la modification de structure de la flamme centrale O_{2i}-BFG afin de caractériser expérimentalement le changement de régimes de flamme. Cette analyse permettra par la suite, de comparer les grandeurs caractéristiques théorique et expérimentale pilotant cette transition à travers la couche de mélange des deux jets coaxiaux par des structures turbulentes et leur interaction avec la zone de réaction, comme précédemment utilisé pour le dimensionnement du brûleur.

5.1.2. Descriptions générales des topologies de flamme

Les différentes topologies de flammes obtenues avec le brûleur tri-coaxial sont illustrées ici par une photographie directe de flamme, une image moyenne de chimiluminescence réalisée dans le plan (r, z), un profil radial d'intensité moyenne et une inversion d'Abel de la même image, reconstruisant l'image tomographique de la structure moyenne de la zone réactive et permettant de localiser les zones de réaction dans le plan de symétrie. Des mesures globales réalisées sur l'installation de combustion, sont aussi essentielles à la compréhension des processus de réaction et des modes de combustion. Elles permettent de mettre en évidence des liens directs entre les structures de flamme observées, les niveaux d'émissions et les transferts thermiques et radiatifs.

5.1.2.1. Topologies des flammes de type A₁ et A₂

La famille de flamme A est composée de deux flammes stables et attachées aux lèvres du brûleur. Leur photographie directe (Figure 5.3-a) montre deux flammes annulaires bleues et relativement intenses dans la zone proche du brûleur. Les deux flammes concentriques correspondent à la flamme interne O_{2i}-BFG et externe BFG-O_{2e} conformément à la géométrie tri-coaxiale du brûleur.

L'image moyenne de chimiluminescence du radical OH* (Figure 5.3-b) montre deux flammes avec une forte intensité de signal dans les zones de réaction proches du nez du brûleur. Cette intensité relative du signal de chimiluminescence est clairement mise en évidence par l'inversion d'Abel de la même image moyenne des flammes de la famille A illustrée dans la Figure 5.3-c. Celle-ci met en avant quatre zones de réaction de combustion intense proches de l'injecteur avec une décroissance continue du signal OH* dans le sens de l'écoulement, sans modification visible de la structure, ni extinction locale de flamme. Cette image tomographique moyenne de chimiluminescence OH* permet de décrire les types de flamme A comme des flammes attachées au nez du brûleur, ininterrompues avec une zone de combustion forte en sortie d'injecteur. Cette zone de réaction bleue intense est courte dans la couche de mélange périphérique BFG-O_{2e} ne dépassant pas $z=5D_1$, et est plus longue dans la couche de mélange interne pouvant s'étendre jusqu'à une hauteur $z=10D_1$ suivant la puissance mais surtout le taux de répartition d'oxygène. Le profil radial d'intensité moyenne tracé à $z=D_1$ (Figure 5.3-d) met en évidence quatre pics d'intensité correspondant aux zones de combustion intense des flammes centrale et périphérique.

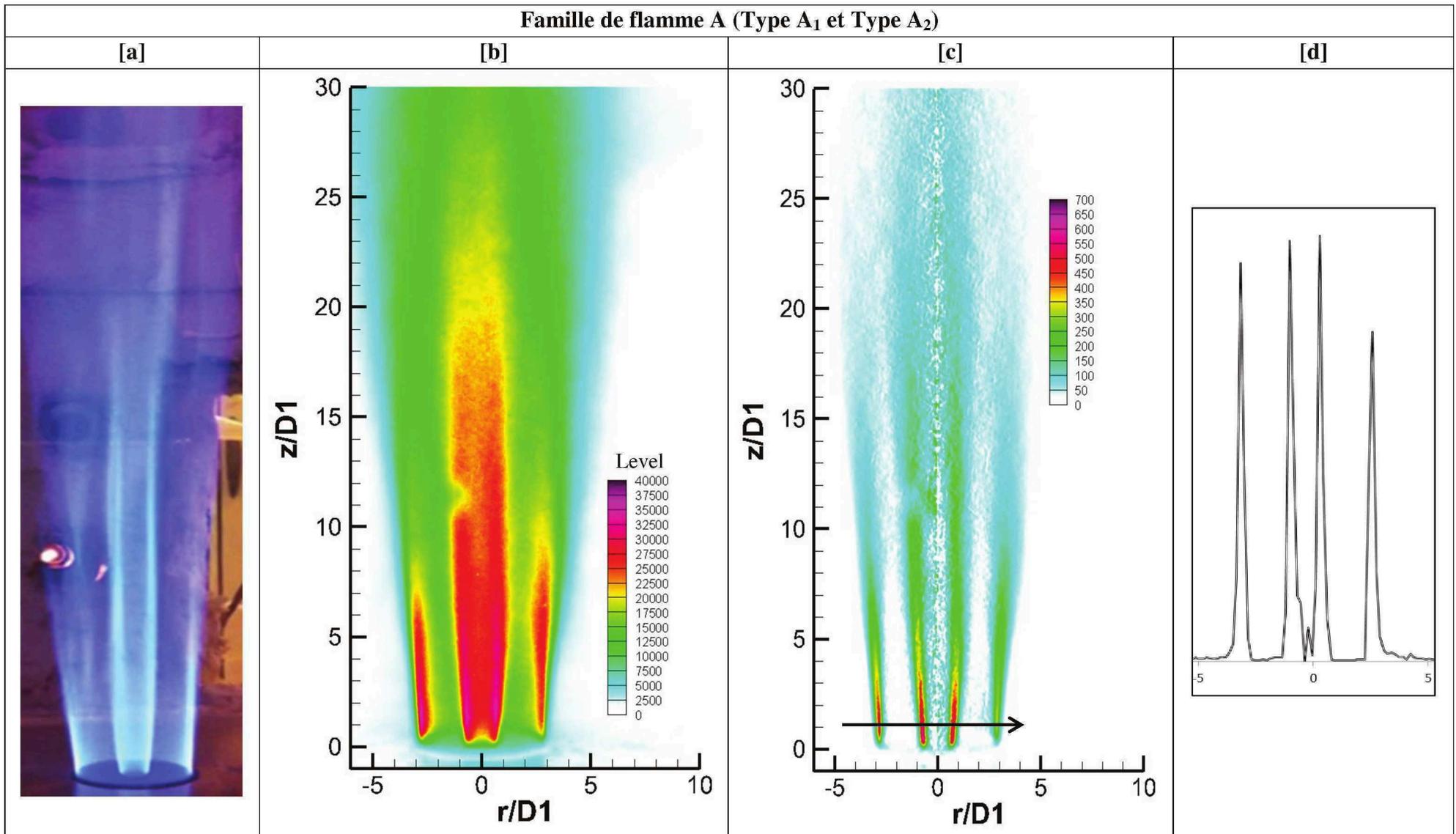


Figure 5.3 : Oxy-flamme de BFG, Famille A (Type A₁ : P=10 kW, Ro=10%). Photographie directe de flamme [a]. Image moyenne de chimiluminescence du radical OH* [b]. Image tomographique de flamme reconstruite par *inversion d'Abel* [c]. Profil radial d'intensité à $z=D_1$ du signal OH* [d].

L'analyse globale des topologies de flamme de la famille A, en fonction des conditions opératoires définies par le couple (P , R_o), montre un rallongement des longueurs de flamme et une élévation des niveaux d'intensité du signal de la chimiluminescence OH^* quand la puissance passe de 10 à 15 kW et la répartition d'oxygène de 10 à 90%. En effet, l'intensité du signal OH^* augmente simultanément pour les deux zones réactives quand la puissance augmente avec toujours, pour les faibles débits d'oxygène intérieur (R_o faible), quatre pics d'intensité équivalente, comme le montre le profil radial d'intensité moyenne de la chimiluminescence (Figure 5.3-c). De plus, lorsque R_o augmente à puissance constante, l'intensité du signal de chimiluminescence de la flamme interne O_{2i} -BFG croît continuellement, pouvant atteindre 50000 u.a à une hauteur de $z=20D_1$, en raison des fortes quantités d'oxygène intérieur O_{2i} . A l'inverse, pour la flamme externe BFG- O_{2e} , on assiste à une baisse du niveau d'intensité de la zone réactive, conséquence d'un raccourcissement de la longueur de flamme externe, pour les forts taux de répartition d'oxygène (à partir de $R_o \geq 50\%$).

En dehors des critères d'aspect général liés à la structure de flamme, l'analyse des mesures globales effectuées sur la chambre de combustion est importante pour la compréhension du déroulement des processus de réaction chimique. La caractérisation des profils de température et de flux thermiques le long du four est essentielle à cette compréhension. Dans ce sens, la Figure 5.4 présente l'évolution des températures des gaz recirculant dans le four ainsi que les flux thermiques aux parois pour un type de flamme A, choisie à un point de fonctionnement de $P=15\text{ kW}$ et $R_o=10\%$. Elle met en évidence l'impact de la configuration du brûleur, de la composition particulière du gaz de haut fourneau et son faible pouvoir énergétique sur la distribution de températures et de flux thermiques aux parois.

Les températures moyennes de fumées, relevées à 20 mm de la paroi de l'enceinte de combustion, sont de l'ordre de 700 K à $z=30D_1$. Elles augmentent rapidement pour atteindre un maximum de température de 920 K à environ $z=100D_1$, synonyme d'une zone de combustion forte. Cette valeur de température plus faible en bas de chambre de combustion pour cette configuration de flamme, peut s'expliquer d'une part par la faible température adiabatique de flamme BFG- O_2 égale à 2020 K à 300 K (Figure 2.8) et, d'autre part, par la dilution par les produits de combustion de l'oxy-flamme de BFG par la recirculation externe des gaz brûlés sur une hauteur estimée à $Z=90D_1$ (Figure 5.4).

Le profil axial de flux thermique aux parois, mesuré aux points $z=23, 37, 63$ et $77D_1$ suit une évolution identique pour $z/D_1 \leq 80$. En effet, sur la longueur de flamme, on note une élévation du flux thermique de 9 à 23 kW/m^2 . Cette évolution des flux thermiques reste cohérente avec le profil de températures des gaz brûlés.

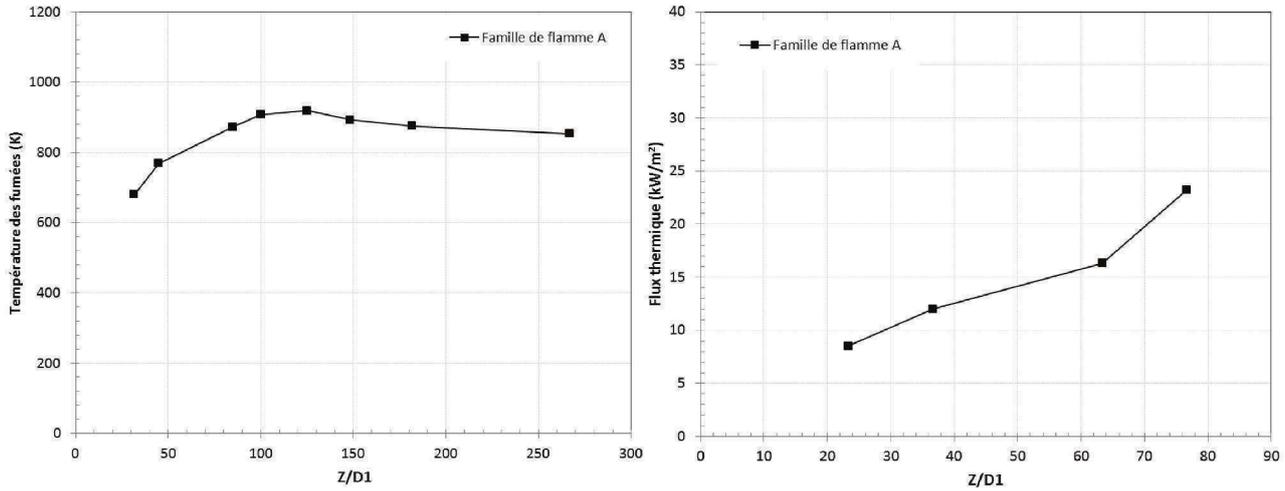


Figure 5.4 : Evolution de la température des gaz recirculants proches de la paroi (à gauche) et du flux thermique aux parois (à droite) à différentes positions au-dessus du nez du brûleur pour les flammes de famille A ($P=15\text{kW}$, $R_0=10\%$).

Le Tableau 5.1 indique la composition des fumées sèches correspondant à la structure de famille de flamme A à deux points de fonctionnement différents. Ce tableau montre que les concentrations d' O_2 excédentaire et de CO_2 sont respectivement surestimées et sous-estimées par rapport aux valeurs théoriques attendues (0,6% O_2 et 46% de CO_2). Ces écarts entre la mesure et la valeur théorique sortent de la plage d'incertitude cumulée d'environ 10%, relative à la mesure par la baie d'analyse et les erreurs maximales sur les RDM (c.f. Chapitre 4). Cependant, ces valeurs expérimentales de concentrations de CO_2 et d'excès d' O_2 restent cohérentes si on considère les faibles entrées d'air en sortie de la chambre au niveau du convergent, confirmée par les valeurs négatives de pression relative. Cette entrée d'air dans la partie haute de la chambre de combustion est évaluée de l'ordre de 6 à 9 % du volume total des fumées suivant les flammes de cette configuration. Elle est plus marquée à de faibles puissances, un peu éloignées du point de fonctionnement nominal de la chambre de combustion.

Malgré cette entrée d'air dans le convergent de sortie, la production des NO_x reste très faible ($< 15\text{ppm}$) dans tout le domaine d'étude, montrant ainsi que l'entrée d'air se limite au convergent de sortie pour refroidir les fumées avant extraction vers la cheminée et que l'air pénètre très peu dans l'enceinte de combustion.

Tableau 5.1 : Composition des fumées sèches, pression relative de la chambre *et excès d'air* pour les types de flamme A_1 et type A_2 .

Point de fonctionnement	NO_x [ppm]	CO [ppm]	O_2 [%vol]	CO_2 [%vol]	Air [%vol]	P_{relative} [mmH ₂ O]
Type A_1 : $P=10\text{kW}$, $R_0=10\%$	2	300	2,1	44	4.6	-0.6
Type A_2 : $P=15\text{kW}$, $R_0=10\%$	13	11	1,4	45,5	4	-0.6

Par ailleurs, la composition des fumées indiquée sur le Tableau 5.1 renseigne sur la qualité de combustion du gaz de haut fourneau. Pour les flammes de type A_1 , les niveaux d'émission minimum de CO , de l'ordre de 300 ppm à $P=10\text{ kW}$, pouvant monter jusqu'à plus de 1000 ppm

pour des fortes valeurs de R_o , témoignent d'une mauvaise qualité de mélange entre le BFG et les écoulements d'oxygène. Ce régime de combustion peut être expliqué par un fonctionnement en limite de stabilité basse de l'oxy-flamme de BFG qui fonctionne à une puissance de combustion très inférieure à la puissance de dimensionnement de l'oxy-brûleur tri-coaxial ($P=25$ kW). Cette observation permet de montrer l'impact du nombre de Reynolds des jets montrant que l'efficacité de la combustion est fortement contrôlée par le mélange. Une amélioration de la qualité de combustion et des processus de mélange est notée pour la structure de flamme de Type A_2 à $P=15$ kW, traduisant un fonctionnement plus stable avec des concentrations de CO et NOx toujours inférieures à 15ppm et de CO₂ de 45,5% proche de la valeur théorique. Les taux d'oxygène excédentaires dans les fumées sèches restent toujours supérieurs à la valeur théorique de 0,6%, conséquence de l'entrée d'air dans le convergent de mesure. Cependant, il est important de noter que nous nous sommes volontairement positionnés lors de cette étude dans ces conditions de légère dépression dans l'enceinte de combustion afin d'éviter des sorties de gaz nocifs, notamment le monoxyde de carbone par surpression lors d'un fonctionnement nominal avec des émissions importantes de CO comme la flamme de Type A_1 ou tout simplement en cas d'extinction de flamme.

Les mesures globales ont aussi permis d'effectuer le bilan thermique de l'installation aux différents points de fonctionnement, comme précédemment détaillé dans le chapitre 4. Ce bilan permet ainsi d'estimer la répartition d'énergie de combustion et les pertes via les fumées ou les parois.

Les calculs des bilans de puissance, représentés dans la Tableau 5.2 donnent une estimation des valeurs de puissance égale à 9.7 kW et 14.5 kW correspondant, respectivement aux puissances de fonctionnement de 10 kW (Type A_1) et 15 kW (Type A_2). La différence entre les puissances globales de combustion et les estimations du bilan thermique est de l'ordre de 5% maximum. Ce faible écart peut être expliqué par la perte de chaleur au niveau du fond de la chambre de combustion, via un flux de chaleur inaccessible aux fluxmètres ou par conduction à travers le système de refroidissement. La chaleur évacuée par les hublots et par l'eau de refroidissement représente environ 60% et 65% de la puissance thermique estimée, respectivement pour les flammes de type A_1 et A_2 . Le reste de la puissance injectée est évacuée par rayonnement du diffuseur non refroidi (10 à 15 %) et par les fumées (20 à 25%).

Tableau 5.2 : Bilan thermique du four en fonctionnement pour les types de flamme A_1 et type A_2 .

Point de fonctionnement	$T_{\text{moyenne GB}}$ [K]	$T_{\text{fumées}}$ [K]	$P_{\text{fumées}}$ [kW]	P_{paroi} [kW]	P_{hublots} [kW]	$P_{\text{convergent}}$ [kW]	P_{bilan} [kW]
Type A_1 : $P=10$ kW, $R_o=10\%$	753	776	2.5	4.1	1.6	1.5	9,7
Type A_2 : $P=15$ kW, $R_o=10\%$	846	753	3.2	5.9	3.9	1.5	14,5

5.1.2.2. Topologie des flammes de type B

Une seconde structure de flamme générique est rencontrée lorsque la puissance varie entre 12,5 kW et 21,5 kW. Cette famille de flamme, observable dans un large domaine de conditions de fonctionnement, est appelée '**Type B**' dans la cartographie de stabilité présentée sur la Figure 5.2. Cette topologie de flamme est retrouvée à de faibles valeurs de puissance, à partir de $P=12,5$ kW pour des forts débits d'oxygène central ($R_o \geq 50\%$) et apparaît très rapidement dès $R_o=10\%$ sur une gamme de puissance allant de 17,5 à 21,5 kW. Il s'agit d'une structure de flamme caractérisée par deux flammes concentriques, intégralement bleues et relativement intenses dans la zone proche du brûleur, avec une flamme interne O_{2i} -BFG parfaitement stable et accrochée au nez du brûleur et une flamme externe BFG- O_{2e} présentant une stabilité intermittente avec une fluctuation locale dans la base de la flamme annulaire (Figure 5.5). Cette fluctuation ou « battement » de flamme est de plus en plus importante lorsque les impulsions du BFG et/ou de l'oxygène périphérique sont élevées.

L'image moyenne de chimiluminescence du radical OH^* (Figure 5.5-[b]) montre deux flammes avec une intensité de signal dans les zones de réaction proches du brûleur, allant jusqu'à $z=10D_1$ pour la flamme externe BFG- O_{2e} et à environ $z=25D_1$ pour la flamme interne O_{2i} -BFG. Cette image moyenne montre également que l'intensité d'émission du radical OH^* décroît continuellement suivant z , accompagné d'un élargissement de la zone d'émission sous l'effet de l'expansion des gaz chauds mais aussi la dilution progressive de la flamme par les produits de combustion.

Les extinctions locales intermittentes sur la flamme externe, du fait d'un étirement important à la sortie du brûleur, induisent une dissymétrie dans la structure moyenne de flamme. Les extinctions locales observées ont tendance à être plus fréquentes là où elles apparaissent en premier, conduisant à une baisse locale de l'énergie moyenne de flamme. Malgré cette dissymétrie, la flamme BFG- O_{2e} présente une géométrie annulaire comme le confirme l'image inversée de chimiluminescence (Figure 5.5-[c]). Elle est constituée de deux zones de réaction de combustion intenses proches du brûleur, suivies d'une décroissance continue du signal à partir de $z=10D_1$. Le profil radial d'intensité moyenne tracé à $z=D_1$ (Figure 5.5-[d]) montre quatre pics d'intensité, correspondant aux zones de combustion des flammes centrale et périphérique, et confirme cette dissymétrie sur la flamme annulaire BFG- O_{2e} .

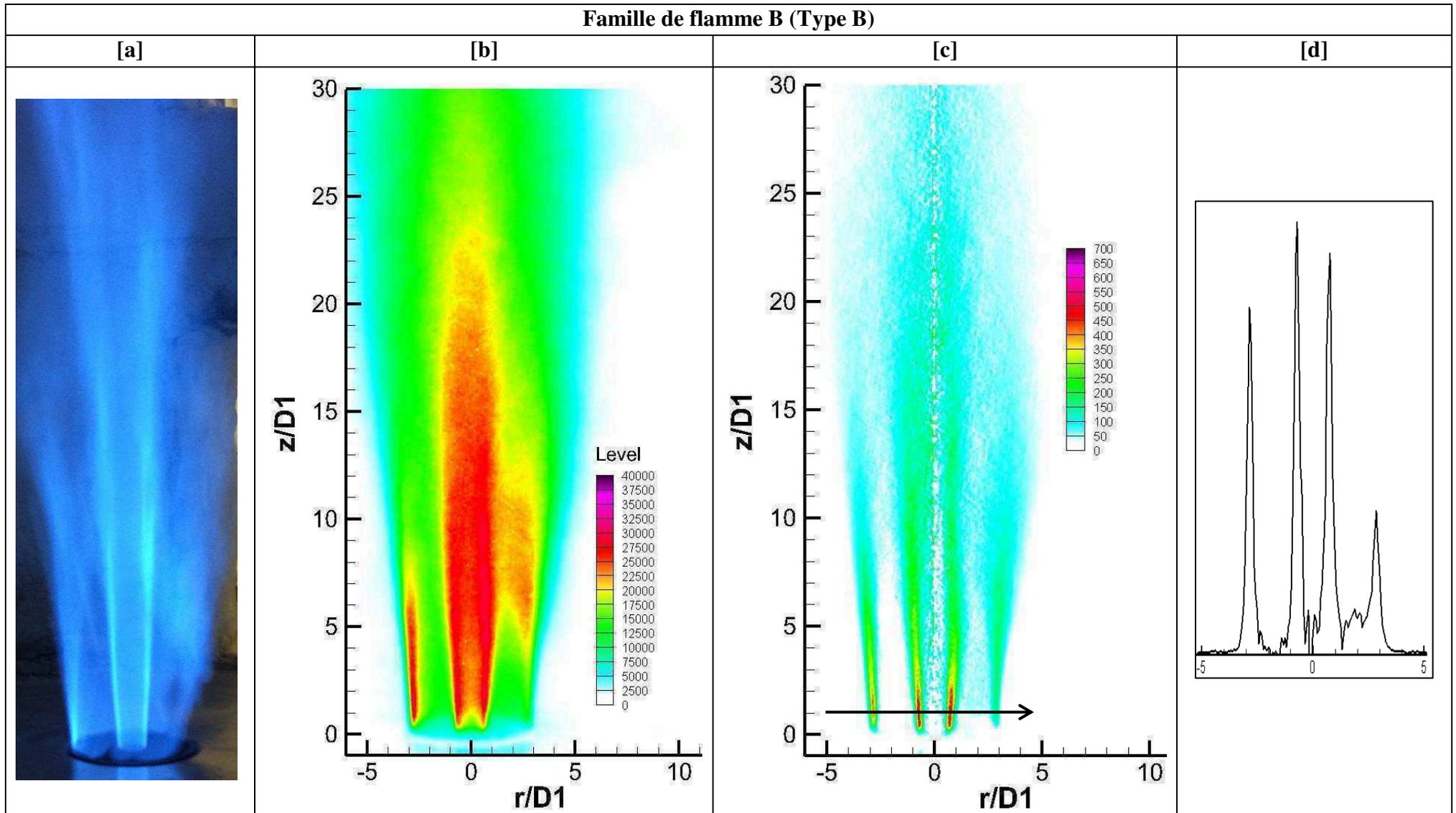


Figure 5.5 : Oxy-flamme de BFG, Famille B (Type B : $P=17,5$ kW, $Ro=50\%$). Photographie directe de flamme [a]. Image moyenne de chimiluminescence du radical OH^* [b]. Image tomographique de flamme reconstruite par *inversion d'Abel* [c]. Profil radial d'intensité à $z=D_1$ du signal OH^* [d].

Par ailleurs, il est clair que la stabilité intermittente rencontrée sur cette topologie de flamme de type B résulte d'une perturbation locale de la réaction de combustion du gaz à bas PCI sur la périphérie. Ce mode de combustion s'établit dans une zone de compétition entre la turbulence dans les couches de mélange externe et la réaction de combustion locale déséquilibrée par une dilution plus ou moins forte par des gaz brûlés. En effet, les fortes impulsions de jet de combustible (BFG) et d'oxygène interne engendrent un entraînement des produits de combustion recirculants dans le four. La flamme externe est ainsi perturbée, d'une part, par un fort étirement dans la couche de mélange BFG-O_{2e} et, d'autre part, par une dilution de l'oxygène externe par les produits de combustion, malgré leur apport énergétique avec une température maximale proches de 1000 K (Figure 5.6).

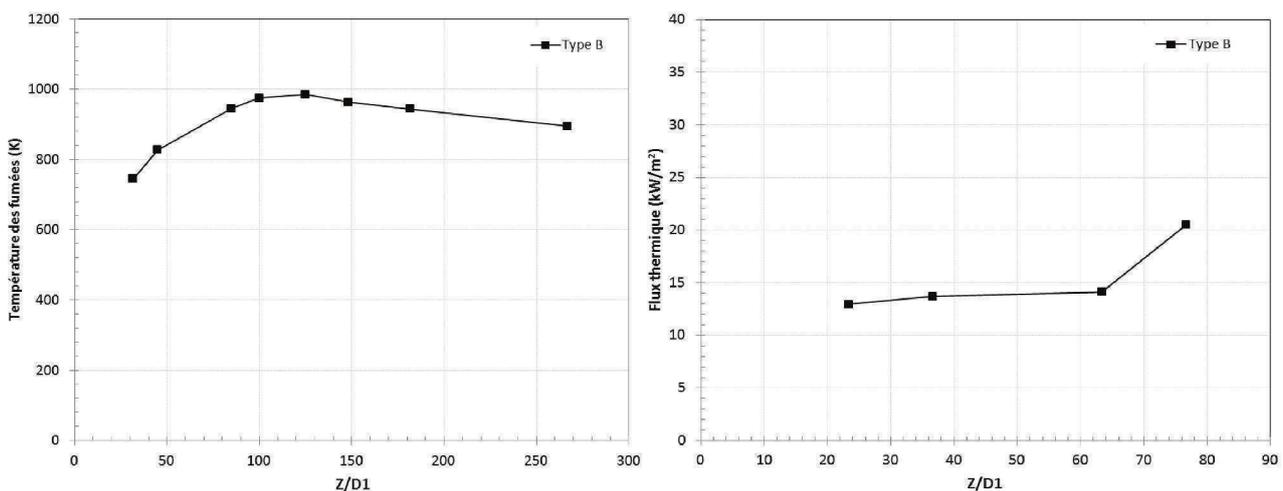


Figure 5.6 : Evolution de la température des gaz recirculants proches de la paroi (à gauche) et du flux thermique aux parois (à droite) à différentes positions au-dessus du nez du brûleur pour la flamme de Type B ($P=17,5\text{kW}$, $R_0=50\%$).

La figure 5.6 montre aussi que les flux thermiques varient entre 12 et 22 kW/m². Leur évolution semble cohérente avec les mécanismes thermiques de transfert de l'énergie de combustion. En effet, dans le cadre de la combustion sans préchauffage, les réactifs (O_{2i}, BFG et O_{2e}) entrent dans le four à température ambiante et chauffent au fur et à mesure que la réaction de combustion se produit. Ce qui peut expliquer les faibles valeurs de température et de flux thermique en bas de la chambre de combustion et leur augmentation suivant z avec le développement de la flamme. Avec l'élévation de la puissance, donc des débits, la quantité de plus en plus importante d'inertes (23% CO₂ et 49% N₂) injectée via le combustible à travers une large section (5,3D₁), absorbe une grande partie de l'énergie dans la partie basse de la flamme. Ce qui contribue à réduire le flux thermique perçu dans cette zone caractérisée par un faible volume de flamme. Le flux thermique ponctuel croît ensuite faiblement passant de 12 à 14 kW/m² entre les positions z=23D₁ et z=63D₁, avec l'élargissement des zones de réaction, donc du volume de flamme. Le transfert d'énergie de la flamme et des gaz brûlés vers le four et les fumées entraîne ensuite une augmentation rapide des flux thermiques atteignant une valeur locale de 21 kW/m² à z=77D₁ et un maximum de température d'environ 985 K à z=125D₁ avant d'atteindre 890 K dans les fumées.

Les pertes à travers les fumées sont estimées dans le Tableau 5.3 qui présente le bilan thermique de l'installation avec la répartition de la puissance thermique pour la configuration de flamme de type B à $P=17,5$ kW et $R_o=50\%$. Il aboutit à une estimation de 17.1 kW pour la puissance totale, ce qui représente une différence de l'ordre de 2,5% par rapport à la puissance apportée. La répartition de la puissance s'effectue de la manière suivante : environ 65% de la puissance thermique sont évacués par les hublots et par l'eau de refroidissement, tandis que les 32,5% restant sont perdus par les fumées (~24%) et par rayonnement du convergent (~8,5%).

Tableau 5.3 : Bilan thermique du four en fonctionnement pour le type de flamme B à $P=17,5$ kW

Point de fonctionnement	$T_{\text{moyenne GB}}$ [K]	$T_{\text{fumées}}$ [K]	$P_{\text{fumées}}$ [kW]	P_{paroi} [kW]	P_{hublots} [kW]	$P_{\text{convergent}}$ [kW]	P_{bilan} [kW]
Type B : $P=17,5$ kW- $R_o=50\%$	909	894	4.2	6.1	5.3	1.5	17,1

Pour la configuration de flamme de type B, la différence entre la puissance apportée et la puissance estimée par le bilan thermique de combustion est moins importante comparée aux configurations de flamme de la famille A. Le Tableau 5.4 rend compte de la composition des fumées en sortie de chambre, et ne met en avant aucune variation significative de la composition des fumées prouvant une amélioration de la qualité globale de la combustion de la flamme de type B comparée à la configuration de type A_2 . Les concentrations de CO et NOx sont très basses, respectivement 10 et 15 ppm, et celle de CO_2 est de l'ordre de 46%, égale à la valeur théorique. La légère augmentation de la pression dans l'enceinte de la chambre de combustion avec l'augmentation des débits d'injection, entraîne une baisse du taux d'oxygène dans le convergent où les mesures de concentrations de fumées s'effectuent. Le taux d' O_2 excédentaire, supérieur à la valeur théorique, montre qu'il existe toujours une entrée d'air, qui se limite au convergent comme le confirment les concentrations de CO et NOx. Ainsi, la perte de stabilité de la flamme externe n'influence pas l'efficacité globale de la combustion du gaz à bas PCI.

Tableau 5.4 : Composition des fumées sèches, pression relative de la chambre *et excès d'air* pour le type de flamme B.

Point de fonctionnement	NOx [ppm]	CO [ppm]	O_2 [%vol]	CO_2 [%vol]	Air [%vol]	P_{relative} [mmH ₂ O]
Type B : $P=17,5$ kW - $R_o=50\%$	15	10	1	46	3	-0,5

5.1.2.3. Topologies des flammes de type C_1 et C_2

Pour les puissances les plus élevées, la flamme de type B précédemment décrite disparaît et est succédée par la famille de flamme C (Figure 5.2). Celle-ci correspond généralement à un mode de combustion avec le décrochage complet de la flamme annulaire BFG- O_{2e} (Figure 5.7). La transition de la flamme de Type B vers la famille de flamme C est soumise à un phénomène d'hystérésis sur une plage très limitée (entre $P=21,5$ kW et $P=23$ kW). Ce phénomène dépend aussi de la température effective du corps brûleur et de la chambre de combustion pouvant entraîner un

décrochage ou non de la flamme annulaire BFG-O_{2e} à une puissance donnée. Il a été mis en évidence par de nombreuses études dans lesquelles l'interaction flamme/paroi du brûleur est montrée comme représentative des transferts thermiques au brûleur et de l'équilibre aérodynamique atteint lors de la stabilisation ([25], [56], [99]).

La topologie de flamme C est rencontrée pour des valeurs de puissance comprises entre 20 et 23kW et apparait à la limite de soufflage total de la flamme. L'augmentation de R_o au-delà de 50% pour les puissances de 20 et 21,5 kW, conduit à une suspension de la flamme externe BFG-O_{2e} avant extinction complète de l'oxy-flamme de BFG à $R_o=80\%$. En effet, à ces valeurs élevées de R_o correspondant un fort débit d'oxygène central, le gaz à bas PCI injecté brûle majoritairement dans la flamme centrale et la flamme externe reste trop courte du fait de la faible quantité d'oxygène O_{2e} apportée. Au-delà de $R_o=50\%$, la faible énergie libérée par la flamme externe BFG-O_{2e} fortement diluée par les gaz brûlés n'est pas suffisante pour la maintenir accrochée. A $P=23$ kW, le décrochage de la flamme externe a lieu dès $R_o=10\%$ et se conserve pour des forts taux de répartition d'oxygène, jusqu'à $R_o=70\%$. L'extinction totale de la flamme de BFG (croix dans la Figure 5.2) est toujours observée à $R_o=80\%$.

Pour cette configuration de flamme de la famille C, l'oxy-flamme de BFG conserve un aspect bleu intense dans la zone imagée ($z \geq 30D_1$). Elle présente une grande zone de forte intensité observable sur la Figure 5.7-a dans la région lointaine du brûleur. Cette zone correspond à la flamme annulaire décrochée autour de $z=15D_1$, avec une hauteur de décrochage qui varie significativement suivant P et R_o .

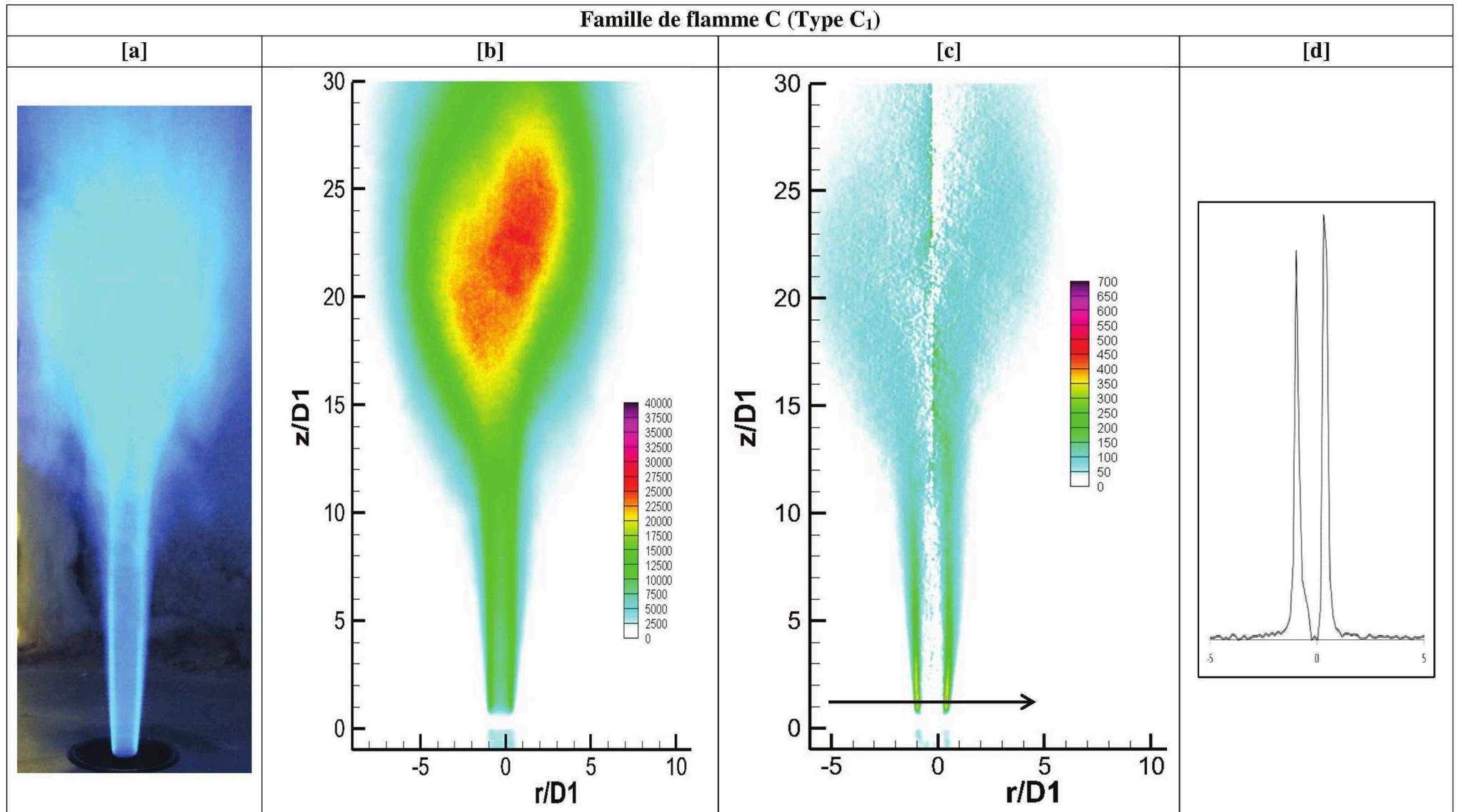


Figure 5.7 : Oxy-flamme de BFG, Famille C (Type C₁ : P=23 kW, Ro=10%). Photographie directe de flamme [a]. Image moyenne de chimiluminescence du radical OH* [b]. Image tomographique de flamme reconstruite par *inversion d'Abel* [c]. Profil radial d'intensité à $z=D_1$ du signal OH* [d].

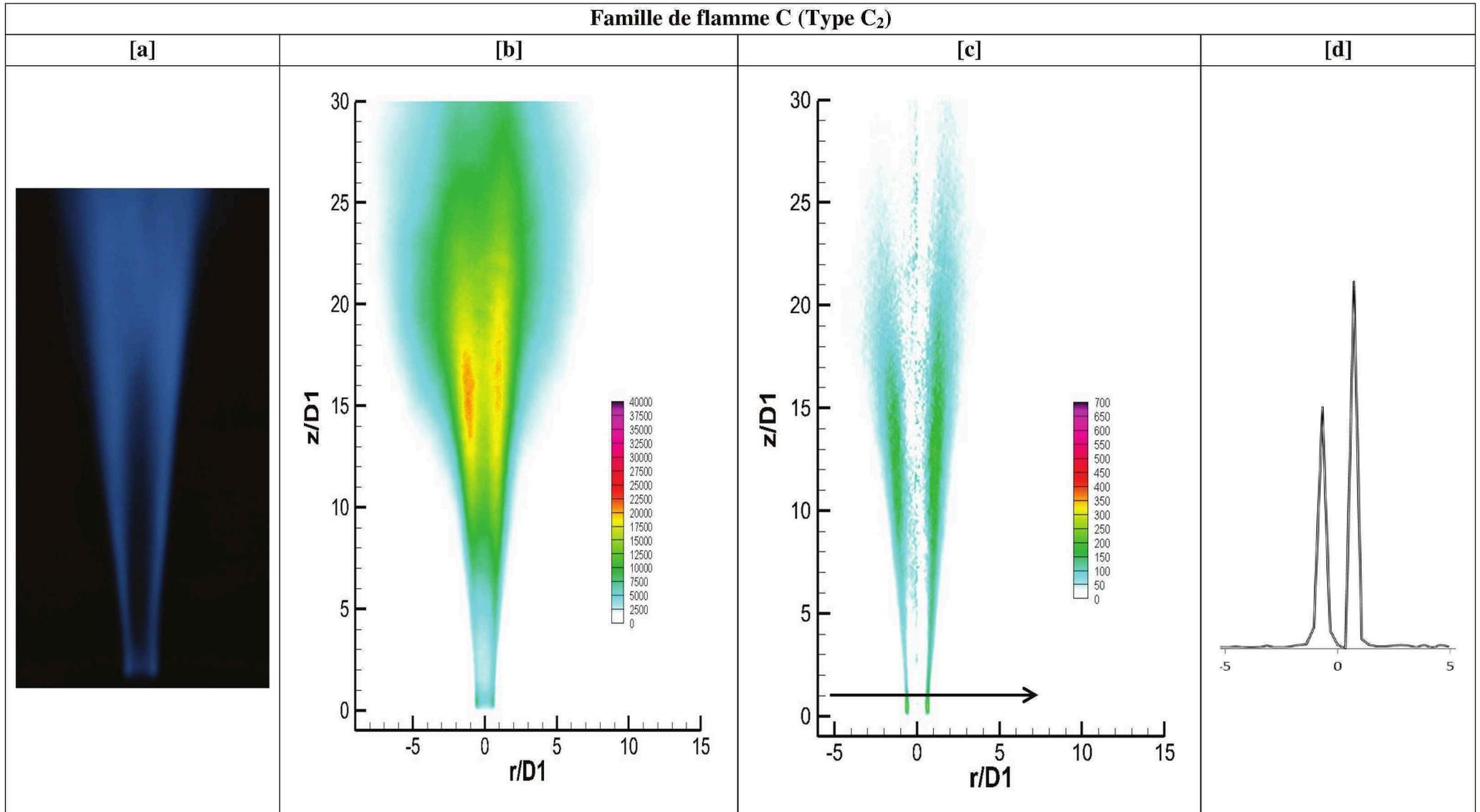


Figure 5.8 : Oxy-flamme de BFG, Famille C (Type C₂ : P=23 kW, Ro=60%). Photographie directe de flamme dans la zone proche brûleur [a]. Image moyenne de chimiluminescence du radical OH* [b]. Image tomographique de flamme reconstruite par *inversion d'Abel* [c]. Profil radial d'intensité à $z=D_1$ du signal OH* [d].

Cette géométrie particulière observée pour la configuration de flamme C influence peu la distribution de températures aux parois visibles dans la Figure 5.9, comparés aux structures de flamme A et B précédemment présentées. Les températures moyennes près de la paroi présentent un maximum à 1005 K autour de $z=125D_1$ et se maintiennent à ces ordres de grandeur de $z=100D_1$ et $180D_1$, avant de diminuer dans les fumées à une température proche de 900K à $z=270 D_1$. Malgré ces températures relativement élevées de gaz recirculants favorisant un apport d'énergie dans la partie basse de la flamme externe, la forte impulsion du BFG injecté sur une large couronne, associée à la faible épaisseur de l'écoulement d'oxygène O_{2e} ($0,45D_1$), implique un entraînement du jet périphérique d'oxygène. Ceci contribue à expliquer le décrochage rapide de la flamme externe BFG- O_{2e} dans cette configuration de flamme.

Le flux thermique est initialement relativement faible ($\phi < 10 \text{ kW/m}^2$ à $z=23D_1$), du fait de la présence d'une seule zone de combustion au niveau de la couronne interne dans la région proche injecteur. Puis, il augmente rapidement passant de 10 kW/m^2 à 24 kW/m^2 , valeurs plus élevées que pour les configurations de flamme de Type A et B et indiquant un report du transfert de chaleur à des hauteurs plus élevées. Ce résultat peut être expliqué par le grand angle d'ouverture de la flamme de BFG observée dans cette configuration, qui a tendance à amener plus rapidement les gaz brûlés chauds vers la paroi.

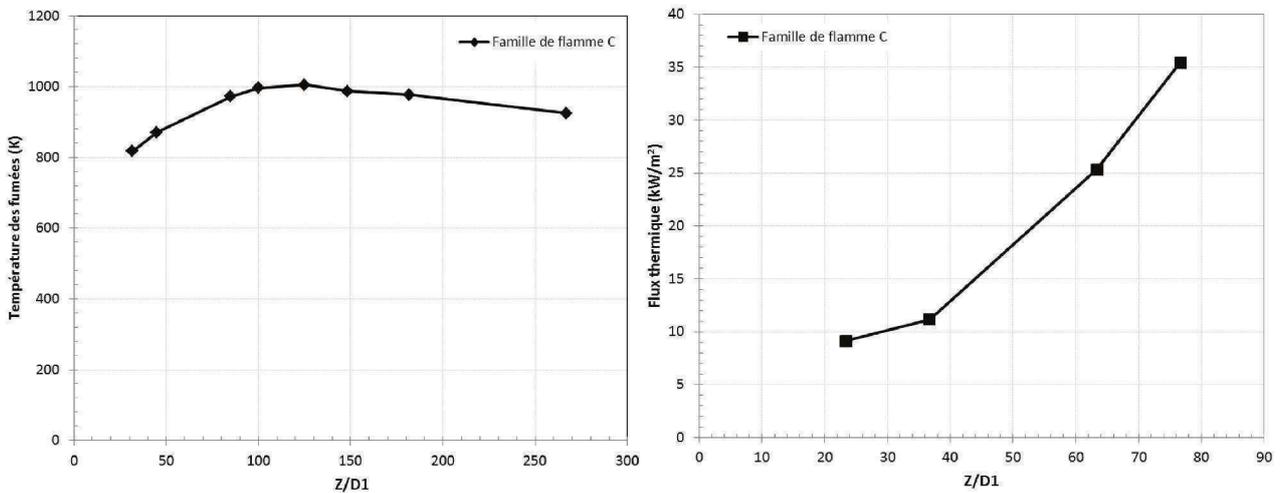


Figure 5.9 : Evolution de la température des gaz recirculants proches de la paroi (à gauche) et du flux thermique aux parois (à droite) à différentes positions au-dessus du nez du brûleur pour les flammes de Type C ($P=23\text{kW}$, $R_0=70\%$)

L'analyse locale de la région de flamme visualisée ($z \leq 30D_1$), appuyée par un examen attentif des profils radiaux proche injecteur des images de chimiluminescence du radical OH^* conduit à une subdivision naturelle en deux sous-familles (Type C_1 et C_2), comme précédemment détaillé (Figure 5.2). Les images moyennes de chimiluminescence OH^* (Figures 5.7-b et 5.8-b) permettent de préciser ces tendances instantanées décrites sur les photographies (Figures 5.7-a et 5.8-a). Elles présentent des maxima d'intensité d'émission de l'ordre de 30000 u.a et 20000 u.a respectivement pour les types de flamme C_1 et C_2 , atteints au sein de la zone principale de flamme entre $15D_1$ et

$30D_1$, considérablement réduit pour la configuration de flamme de Type C_2 avec la forte impulsion du jet d'oxygène interne à $R_o=70\%$.

L'image moyenne inversée du type C_1 (Figure 5.7-c) met en évidence une zone de réaction intense de $z=0$ à $z=5D_1$ avec une intensité de chimiluminescence maximale de l'ordre de 550 u.a à la base de la flamme interne O_{2i} -BFG. Celle-ci est caractérisée par une répartition homogène et symétrique de l'intensité lumineuse dans la couche de mélange interne comme l'illustre le profil radial d'intensité (Figure 5.7-d). Le signal moyen ne présente ainsi aucune décroissance locale dans cette zone. Il présente une région de maximum de dégagement de chaleur dans la zone de panache de flamme, de $z=15D_1$ à $z=30D_1$, accompagnée d'un élargissement de la zone d'émission avec l'expansion des gaz chauds avant une baisse continue suivant z .

L'image moyenne inversée du type C_2 (Figure 5.8-c) montre clairement un niveau de signal globalement faible comparé à la flamme de Type C_1 . Le profil radial d'intensité moyenne (Figure 5.8-[d]) permet de confirmer cette structure de flamme de Type C_2 caractérisée par une baisse notable de l'intensité lumineuse, accompagnée d'une dissymétrie sur la répartition de l'émission de chimiluminescence et un minimum de dégagement de chaleur qui correspond aux extinctions locales observées sur la base de la flamme interne O_{2i} -BFG entre $z=2D_1$ à $z=5D_1$.

Tableau 5.5 : Composition des fumées sèches et pression relative de la chambre pour les types de flamme C_1 et C_2 .

Point de fonctionnement	NOx [ppm]	CO [ppm]	O ₂ [%vol]	CO ₂ [%vol]	Air [%vol]	P _{relative} [mmH ₂ O]
Type C_1 : P=23kW, R _o =10%	11	11	0.6	50	1	-0.4
Type C_2 : P=23kW, R _o =70%	8	11	0.8	50	0	-0.4

L'analyse des fumées, mise en évidence par le tableau 5.5, révèle des niveaux très faibles d'émissions de monoxyde de carbone pour les deux topologies de famille de flamme C. Les concentrations de NOx sont du même ordre de grandeur que dans les autres configurations de flamme. L'augmentation de la pression de la chambre de combustion pour les deux configurations de flamme de type C, comparée aux topologies de Type A et B, garantit moins d'infiltration d'air dans le convergent du foyer de combustion et permet d'obtenir des concentrations de CO₂ et O₂ excédentaire cohérentes avec les valeurs théoriques attendues.

Ce résultat associé aux flux thermique montre que la combustion est reportée plus en aval mais que l'efficacité énergétique est globalement maintenue.

L'énergie libérée par les deux modes de combustion est répartie dans le Tableau 5.6 comme suit : environ 63% de la puissance thermique sont évacuées par l'eau de refroidissement et par les hublots, tandis que le reste est évacué par les fumées (30%) ainsi que par le diffuseur non refroidi et par le fond de la chambre (7%).

Tableau 5.6 : Bilan thermique du four en fonctionnement pour les types de flamme C₁ et type C₂.

Point de fonctionnement	T _{moyenne GB} [K]	T _{fumées} [K]	P _{fumées} [kW]	P _{paroi} [kW]	P _{hublots} [kW]	P _{convergent} [kW]	P _{bilan} [kW]
Type C ₁ : P=23kW, R _o =10%	908	886	6.5	6.5	7.8	1.5	22.3
Type C ₂ : P=23kW, R _o =70%	944	825	6.7	7.4	7.4	1.5	23

En définitive, les différentes structures d'oxy-flammes de BFG ont été présentées suivant leurs topologies, leurs propriétés thermiques et chimiques correspondant à diverses modes de combustion. La structure de flamme de BFG dépend ainsi fortement de la puissance de combustion et peut être modifiée par le réglage des impulsions d'oxygène (R_o) qui offre une flexibilité permettant de mieux brûler un combustible à très bas PCI et d'assurer la stabilité de flamme.

5.1.3. Influence des paramètres de fonctionnement

5.1.3.1. Influence de la puissance totale de combustion

Afin de montrer l'influence de la puissance de combustion sur la modification de la structure de flamme de BFG-O₂, le taux de répartition d'oxygène a été fixé à R_o=10% (point nominal de dimensionnement du brûleur). Les figures 5.10 et 5.11 illustrent les évolutions des températures et flux thermiques aux parois à plusieurs positions au-dessus du nez du brûleur (z/D₁) pour différentes puissances de combustion. Les profils de température sur la longueur de la flamme (Figure 5.10) montrent l'augmentation progressive initiale de la température des gaz brûlés en fonction de z mais aussi en fonction de la puissance de combustion. Celle-ci met aussi en évidence la présence d'un maximum thermique situé à z=125D₁ correspondant à la fin de la flamme interne O₂-BFG obtenue à R_o=10% pour la plupart des oxy-flammes de BFG rencontrées. Ces profils de température ne suggèrent ainsi aucune modification du mode de transfert thermique des différents types de flamme vers les parois et les gaz brûlés recirculant dans le four par la variation de la puissance. Ils permettent aussi de noter une augmentation globale des températures moyennes lorsque P augmente, avec cependant un décalage du profil de température à P=23 kW du fait du décrochage de la flamme externe BFG-O_{2e} (Figure 5.10).

Par ailleurs, les profils de flux thermiques présentés par la Figure 5.11, révèlent différentes variations du transfert thermique radiatif suivant la puissance de combustion, donc les topologies de flamme rencontrées. Les transferts radiatifs, mesurés à quatre positions dans la zone proche brûleur, évoluent d'abord faiblement suivant le sens de l'écoulement pour toutes les topologies de flammes allant jusqu'à z=40D₁, puis augmentent plus rapidement en aval jusqu'à z=80D₁, proche a priori, du maximum de flux thermique transféré aux parois (~z=125D₁).

En revanche à P=23 kW, le mode de transfert thermique est modifié et présente une évolution quasi-linéaire en fonction de la distance au nez du brûleur du fait du décrochage de la flamme annulaire BFG-O_{2e}.

La puissance de combustion modifie donc les transferts thermiques et accroît la quantité d'énergie globale transférée aux parois. Une augmentation P accroît ainsi la température des produits de combustion recirculant dans l'enceinte et le flux radiatif, suivant la loi de Stephan-Boltzmann ($\phi_{rad} \sim \epsilon \sigma T^4$).

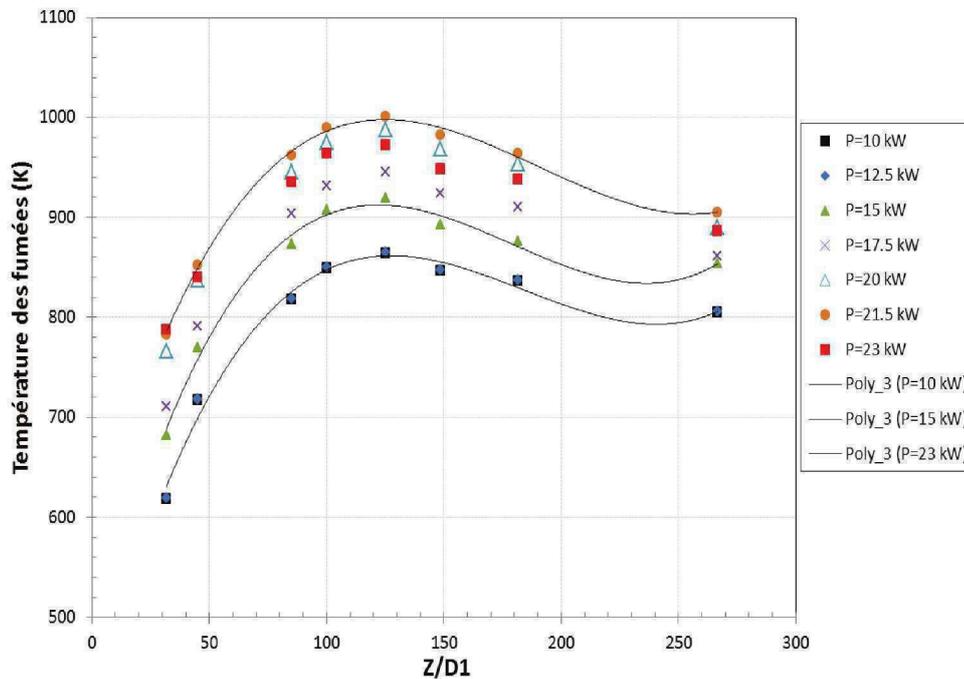


Figure 5.10 : Profils axiaux de température aux parois de la flamme BFG-O₂ à différentes valeurs de puissance pour R_o=10%

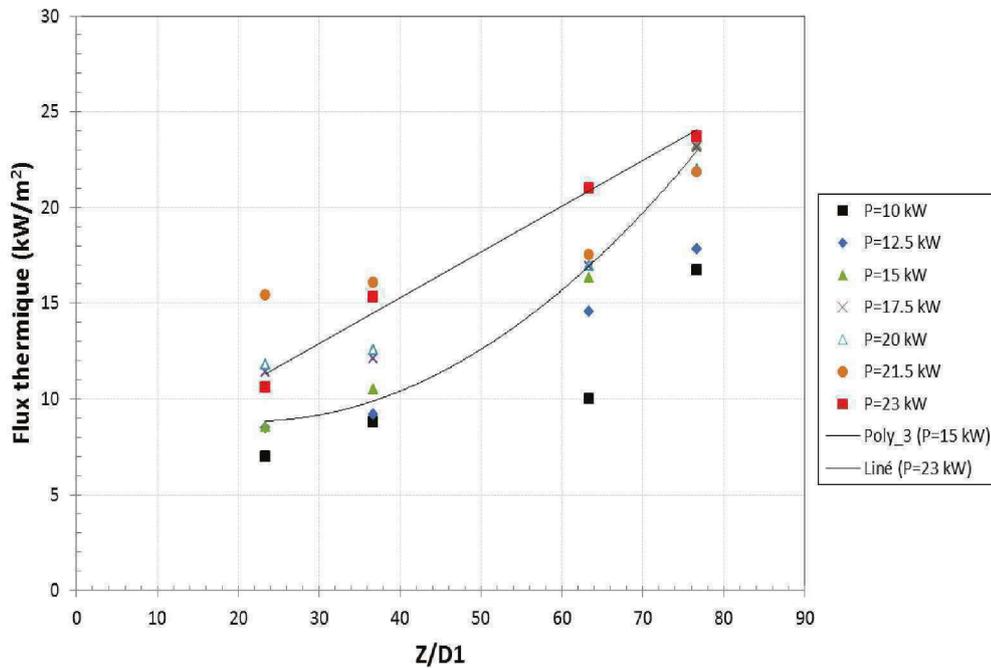


Figure 5.11 : Profils axiaux de flux thermique aux parois de la flamme BFG-O₂ à différentes valeurs de puissance pour R_o=10%

La Figure 5.12 montre la comparaison entre les taux d'oxygène excédentaire et de dioxyde de carbone (CO_2) théoriques et expérimentaux issus de l'analyse des concentrations dans les fumées sèches. Elle illustre un très bon accord entre les mesures de CO_2 de la baie d'analyse et la valeur théorique avec une réduction de l'écart quand la puissance de combustion augmente. En effet, la concentration en CO_2 mesurée diminue avec l'entrée d'air dans le convergent avec une chambre de combustion en dépression. A plus forte puissance, les émissions de CO_2 sont plus cohérentes avec la valeur théorique attendue lorsque l'on s'approche de la puissance de dimensionnement du brûleur (25 kW). Le taux d'oxygène excédentaire mesuré dans les fumées sèches présente aussi un accord satisfaisant avec la valeur théorique. Il est de l'ordre de 2% à $P=10$ kW et présentent une décroissance progressive avec la puissance, tendant à s'approcher de la valeur théorique de 0.6%, cohérent avec la baisse de la pénétration d'air dans le convergent.

La Figure 5.13 montre l'évolution du monoxyde de carbone (CO) et des oxydes d'azote (NO_x) dans les fumées pour tous les points de fonctionnement du brûleur. Elle met en évidence sur les différents cas des niveaux faibles de CO inférieurs à 50 ppm sauf pour la topologie de flamme de Type A₁. Ce qui montre une combustion complète du gaz de haut fourneau, dégageant peu d'imbrûlés malgré des quantités importantes de CO initial dans le combustible BFG. Il apparaît aussi des niveaux de NO_x très faibles ($[\text{NO}_x] < 15$ ppm) pour toutes les configurations de flamme pour lesquelles la température moyenne des fumées se situe entre 800 et 900 K. Ces basses émissions de NO_x peuvent s'expliquer par la faible température adiabatique de l'oxy-flamme de BFG d'environ 2000 K (Figure 2.8), malgré la forte présence d'azote moléculaire dans le BFG.

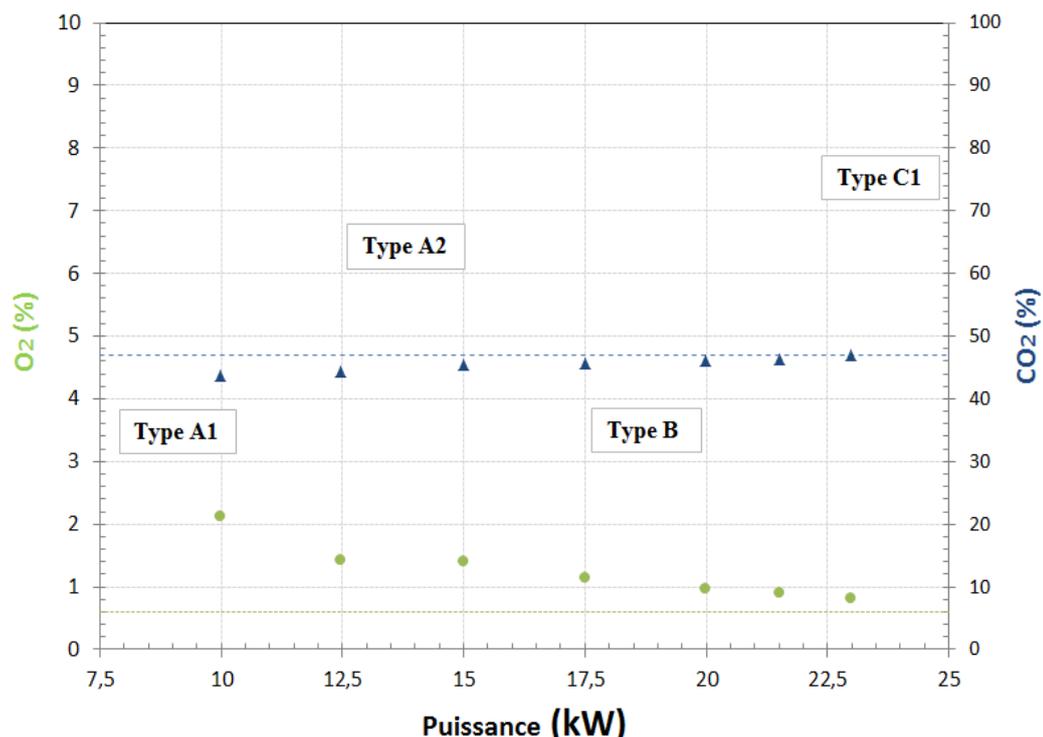


Figure 5.12 : Taux d'oxygène (en vert) et de dioxyde de carbone théoriques et expérimentaux (en bleu) dans les fumées sèches

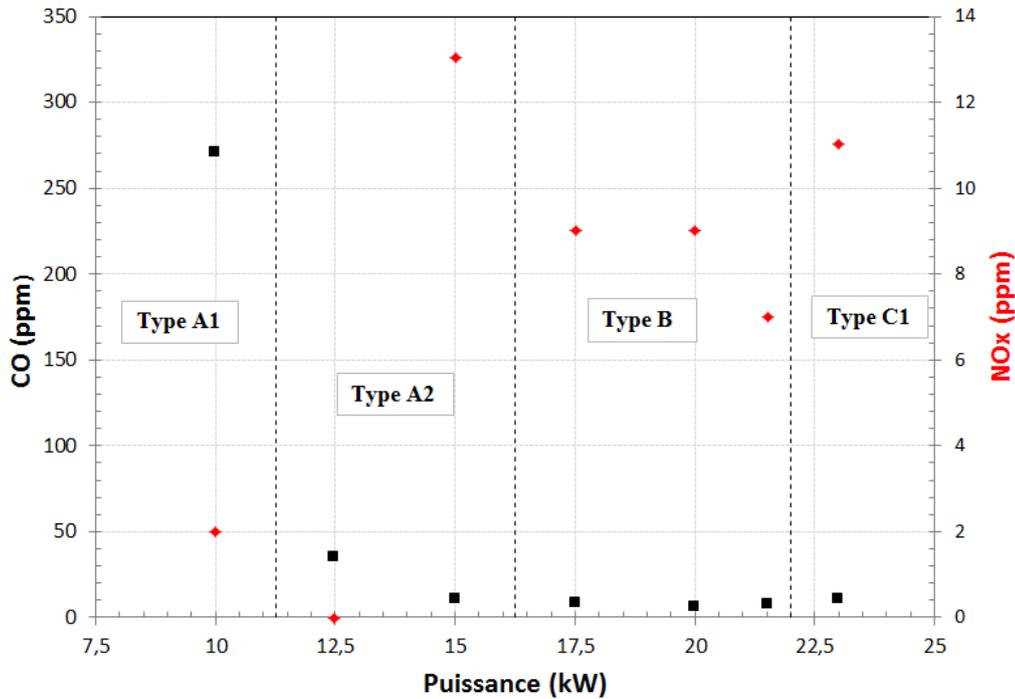


Figure 5.13 : Taux d'émissions de monoxyde de carbone (en noir) et d'oxydes d'azote expérimentaux (en rouge) dans les fumées

5.1.3.2. Influence de la répartition d'oxygène

Les figures 5.14 et 5.15 montrent les évolutions de la température des gaz brûlés mesurée à 20 mm de la paroi à différentes positions en sortie de brûleur (à $z=32D_1$, $z=85D_1$, $z=125D_1$, $z=182D_1$) et du flux aux parois associé à la température des gaz brûlés (à $z=32D_1$) pour des valeurs de taux de répartition d'oxygène variant entre 10 et 100%. Ces figures correspondent respectivement aux valeurs de puissance de combustion de 12,5 kW et 21,5 kW pour lesquelles la variation de R_o entraîne différentes transitions entre les structures d'oxy-flammes de BFG.

Le fonctionnement à la puissance de 12,5 kW met en avant une transition de mode de combustion lorsque R_o augmente : passage de la flamme de Type A₂, stable et accrochée aux lèvres du brûleur avec des faibles émissions de CO, à la flamme de Type B qui présente une stabilité intermittente avec une fluctuation locale dans la base de la flamme annulaire BFG-O_{2e}. Pour cette puissance, les températures de gaz brûlés et des fumées suivent une évolution quasiment linéaire en fonction de R_o , avec une légère baisse de température lors de la transition du mode de combustion de Type A₂ à celui Type B autour d'une valeur de $R_o=45\%$ dans la première partie de la chambre de combustion. Le changement de structures de flamme n'a cependant pas d'effet sur les flux thermiques qui diminuent globalement quand R_o augmente. Ainsi à ce point de fonctionnement, la quantité globale d'énergie transférée aux parois diminue lorsque l'impulsion de l'oxygène central (O_{2i}) croît, pouvant être expliqué par une baisse d'intensité au niveau de flamme externe BFG-O_{2e}, moins alimentée en oxygène O_{2e} et diluée par les produits de combustion.

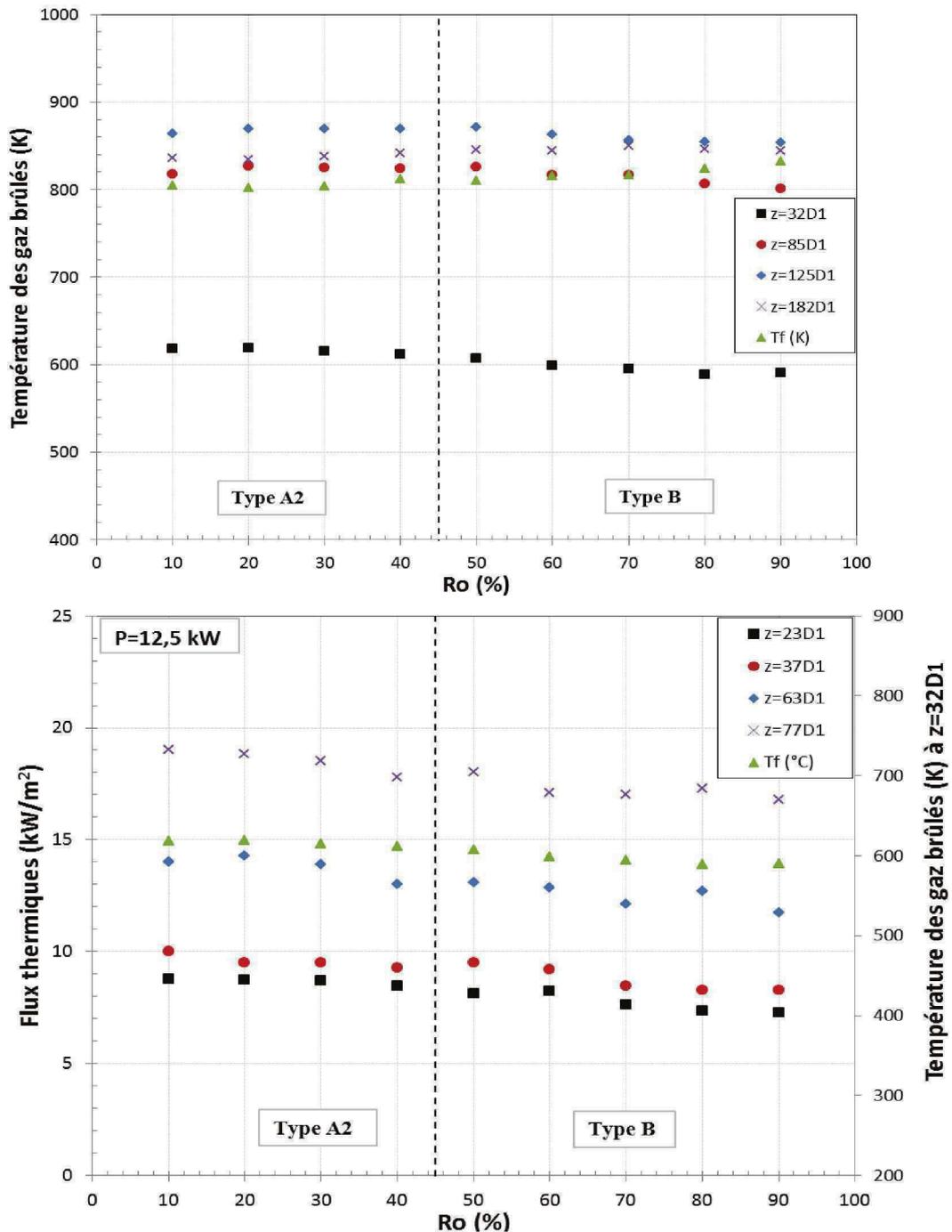


Figure 5.14 : Evolution de la température des gaz brûlés (en haut) et du flux thermique aux parois (en bas) en fonction de R_o pour $P=12,5$ kW.

Lorsque le brûleur fonctionne à $P=21,5$ kW, deux transitions entre modes de combustion sont observées lorsque R_o varie passant de la topologie de flamme Type B à celle de Type C_1 puis de Type C_2 (Figure 5.2). Dans toute la gamme de répartition d'oxygène, comprise entre 10% et 70%, les températures moyennes des produits de combustion recirculant dans le four subissent de faibles variations lorsque la flamme change de structure. Cette variation dépend aussi de la position de mesure de température. En effet, à $z=32D_1$, la température reste inchangée lorsque R_o varie entre 10 et 50%, correspondant à la flamme de Type B puis augmente légèrement lors de la transition à la

flamme de Type C₁ (Figure 5.15). Une baisse de la température est cependant observée à des hauteurs plus élevées ($z=85D_1$ et $z=125D_1$), et aucune variation significative est notée pour $z=182D_1$ et pour la température des fumées en sortie du diffuseur.

Concernant les flux thermiques, un décalage progressif de la répartition longitudinale de flux est noté avec l'augmentation de l'impulsion d'oxygène O_{2i} lorsque R_o varie.

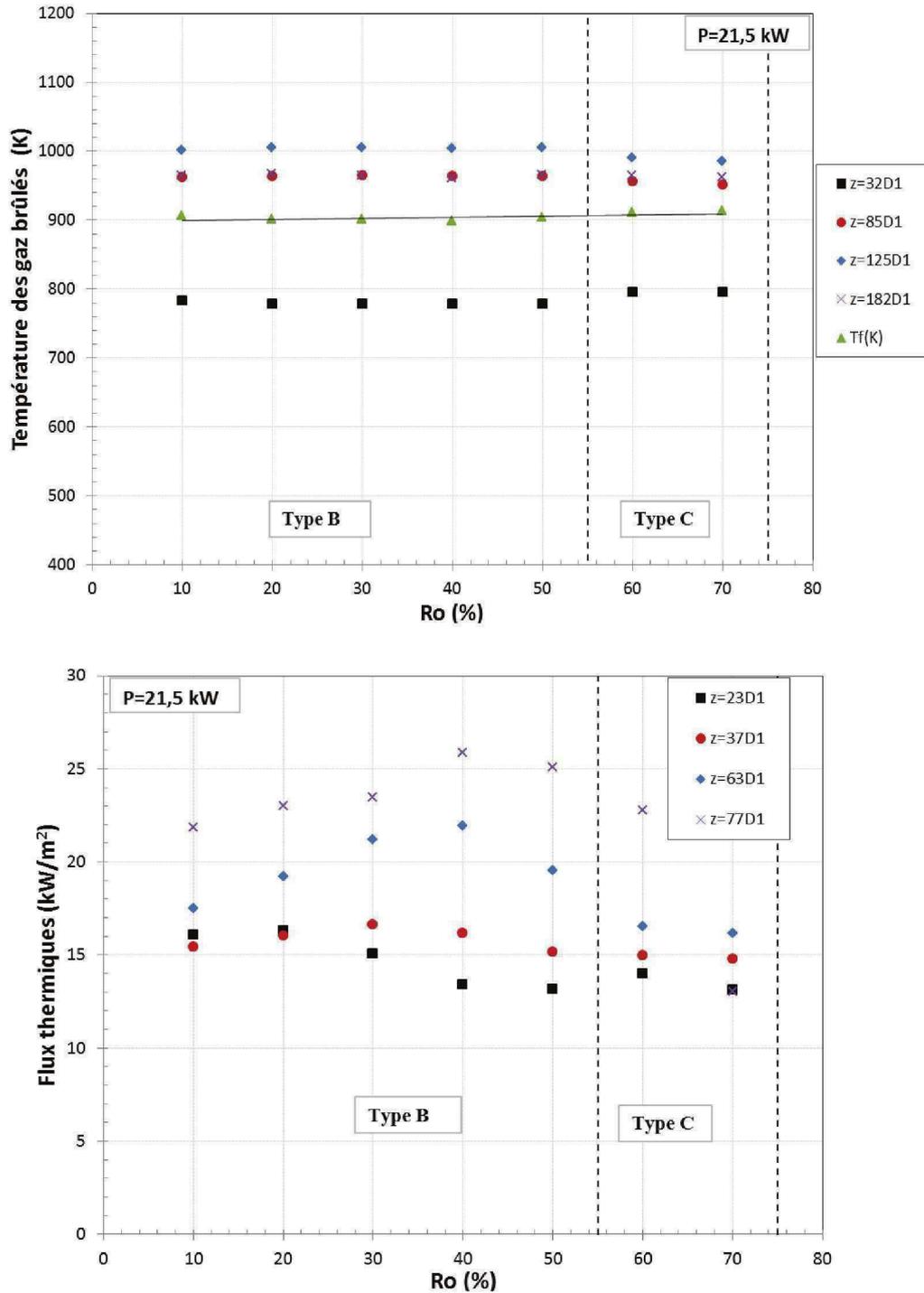


Figure 5.15 : Evolution de la température des gaz brûlés (en haut) et du flux thermique aux parois (en bas) en fonction de R_o pour $P=21,5 \text{ kW}$.

5.1.4. Stabilité de la flamme interne BFG-O_{2i} : Caractérisation de la transition entre modes de combustion Type C₁ - Type C₂

Précédemment dans ce chapitre, différentes topologies de flamme ont été classifiées selon les propriétés des zones réactives des flammes interne O_{2i}-BFG et externe BFG-O_{2e}. L'analyse des différents modes de combustion, traduite sous forme de diagramme de stabilité et définie en fonction de P et R_o, met en évidence des régimes de combustion distincts en fonction des deux oxy-flammes concentriques. Ces régimes sont pilotés par le mélange turbulent des jets coaxiaux de BFG avec les oxygènes interne O_{2i} et externe O_{2e} ainsi que leur interaction avec la zone de réaction.

Théoriquement, le critère de dimensionnement du brûleur, basé sur la variation des vitesses convectives en fonction de la puissance et du taux de répartition d'oxygène, garantit une stabilité de la flamme externe BFG-O_{2e} à 300 K avec des valeurs U_{Ce} inférieures à la vitesse limite de stabilité U_c^{*}=10 m/s, sur toute la plage de puissance P et pour tout R_o (Figure 3.5). Concernant la flamme centrale O_{2i}-BFG, il prédit une parfaite stabilité à basse puissance puis un fonctionnement en limite de stabilité lorsque l'on s'approche des conditions de dimensionnement de l'oxy-brûleur (P=25 kW, R_o=10%). Cette limite a été, en effet, volontairement recherchée pour étudier l'impact du préchauffage des réactifs.

Expérimentalement, des régimes de stabilité de flamme identiques sont observés sur les deux flammes concentriques à basse puissance (P=10 kW), tandis que des modifications de structure apparaissent rapidement avec la variation de P et R_o, notamment sur la flamme externe BFG-O_{2e}. En effet, sur celle-ci est soulignée progressivement une instabilité intermittente, puis un décrochage total de flamme. Ces perturbations, non prévues théoriquement, peuvent être expliquées par la forte impulsion de l'écoulement de BFG injecté à travers une large couronne et qui a tendance, par effet d'entraînement, à décrocher la flamme annulaire, phénomène facilité par la très faible épaisseur d'écoulement d'oxygène O_{2e}. De plus, les perturbations dans la zone réactive annulaire sont liées à des phénomènes externes à la géométrie du brûleur et à la nature du combustible, comme les importantes recirculations externes de gaz brûlés dans un foyer de combustion confinée.

Le critère de dimensionnement du brûleur de laboratoire, basé sur un modèle caractérisant la stabilisation d'une flamme dans une couche de mélange BFG-O₂, ne prend pas en compte tous ces phénomènes qui rendent plus complexes les régimes de combustion associés à la flamme BFG-O_{2e}. Ceux-ci sont caractérisés grâce aux mesures de vitesse par PIV (c.f.5.2).

Pour évaluer le critère de dimensionnement du brûleur, nous allons donc centrer l'analyse à la transition du Type C₁ vers le Type C₂ associé à une modification de morphologies liées uniquement à la flamme centrale O_{2i}-BFG.

Ainsi, pour mieux comprendre les mécanismes gouvernant la transition entre les régimes liés à la flamme interne, il est nécessaire de redéfinir à nouveau le diagramme de stabilité obtenu avec le brûleur tri-coaxial sans préchauffage des réactifs, en fonction des propriétés aérodynamiques du jet central d'oxygène et du jet de gaz de haut fourneau (Figure 5.16).

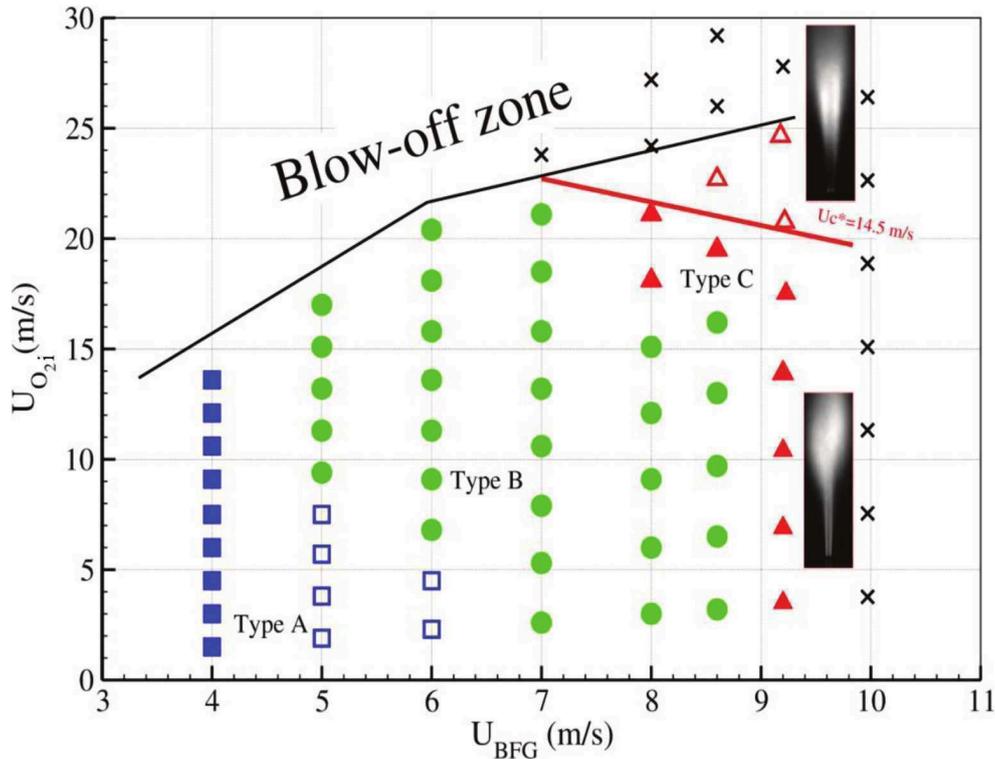


Figure 5.16 : Diagramme de stabilité du brûleur tri-coaxial de combustible à bas PCI sans préchauffage des réactifs (Type A₁ [■], Type A₂ [□], Type B [●], Type C₁ [▲], Type C₂ [△], Flamme soufflée [x])

La limite de stabilité de la flamme BFG-O_{2i} est représentée dans la Figure 5.16 par la transition de la flamme de Type C₁ à celle de Type C₂. Elle est caractérisée par une extinction de la zone de réaction près du nez du brûleur, du fait de l'augmentation de la vitesse de l'écoulement d'O_{2i} par variation de R_o. En effet, des études ont montré des limites de transition de régime de combustion caractéristique d'une extinction locale de flamme liée à une limite de vitesse ([2], [119], [120], [121]). Ces auteurs caractérisent cette transition et l'expliquent par l'apparition de fortes instabilités turbulentes de sillage dans la zone de mélange de jets coaxiaux.

Cette limite est observée expérimentalement dans le diagramme de stabilité de la Figure 5.16 illustrée par une droite (en rouge) montrant la transition et correspondant à une valeur de $U_{ci}^*(300K) = 14,5 \text{ m/s}$. Elle est liée à une valeur de Damköhler critique $D_{ac}^* = 0,003$ et décrit la compétition entre la chimie extrêmement lente du BFG et les fluctuations de vitesses et de mélange générées par les instabilités de couche de cisaillement de l'oxy-flamme de diffusion du combustible à bas PCI.

Cette valeur critique de vitesse est supérieure à la vitesse convective critique de $U_{ci}^*(300K) = (U_{BFG} + U_{O_{2i}})/2 = 10 \text{ m/s}$ utilisée lors du dimensionnement du brûleur. Cet écart entre les mesures et les calculs théoriques, peut être justifié d'une part expérimentalement, par les différentes perturbations subies par la flamme de BFG du fait de son environnement (étirement, dilution...) qui modifient les conditions aérodynamiques et chimiques au sein de la flamme interne et, d'autre part théoriquement, par l'utilisation d'approximation du taux de dissipation scalaire χ_q (Equation 1.12) pour quantifier la vitesse convective critique à travers l'expression de Peters [52].

Cependant, la bonne corrélation, entre les vitesses critiques théorique et expérimentale, confirme que la vitesse critique U_c^* , donc le nombre de Damköhler critique Da_c^* , est un paramètre clef qui caractérise correctement l'interaction entre le mélange turbulent des jets coaxiaux et la zone réactive au sein de la couche de mélange interne, gouvernant ainsi la transition entre les flammes de Type C_1 et C_2 .

Cette transition Type C_1 – Type C_2 conforte expérimentalement le critère de dimensionnement du brûleur quand l'aérodynamique est modifiée à travers la variation de P et R_o . On peut aussi analyser ce dimensionnement en modifiant la nature du combustible à PCI constant.

Pour cela, une démarche similaire d'étude de stabilité de flammes de combustibles à bas PCI stabilisées sur le même brûleur tri-coaxial a été menée, visant à trouver les limites de stabilité de nouveaux mélanges combustibles. Cette démarche consiste à modifier, à puissance constante ($P=10$ kW), la composition d'un mélange combustible constitué de méthane (CH_4) et d'hydrogène (H_2) fortement dilués aux gaz inertes (CO_2 et N_2) afin de garder le PCI constant et égal à celui du gaz de haut fourneau ($PCI \sim 0,95$ kWh/m³(n)). Le rapport CO_2/N_2 est aussi gardé constant et est égal à 0,47. Le but de cette étude est d'évaluer l'importance de la composition chimique du combustible sur la cinétique de combustion et la stabilisation de flamme indépendamment du pouvoir calorifique et du type de diluant. Les différents mélanges testés sont présentés dans le Tableau 5.7.

Cette étude a permis ainsi de mettre en évidence l'impact de l'augmentation de la proportion d'hydrogène dans le mélange sur l'amélioration de la stabilité de la flamme. Ce résultat peut être expliqué par le fait que l'hydrogène est plus réactif que le méthane [15]. Les zones de réaction se rapprochent du brûleur lorsque la proportion d'hydrogène augmente dans le mélange favorisant la stabilité de la flamme. En effet, l'addition progressive d'hydrogène au méthane entraîne une augmentation de la vitesse de propagation de flamme (20 m/s et 27,5 cm/s respectivement pour les mélanges 2 et 4 du Tableau 5.7 contre 30 cm/s pour le BFG). Cette augmentation de la vitesse laminaire de flamme est principalement due à la réduction des mécanismes primaires de dissociation en général notables dans les hydrocarbures, et une sensibilité plus robuste de la flamme turbulente à l'étirement [122].

Tableau 5.7 : Composition et principales propriétés thermodynamiques du BFG et de différents mélanges à PCI constant et comparaison de leur stabilité de flamme sans préchauffage.

Proportion volumique	Gaz BFG	Mélange1	Mélange2	Mélange3	Mélange4
X_{CH_4} (%)		10	9	8	7
X_{H_2} (%)	5		1	5	10
X_{CO} (%)	23				
X_{CO_2} (%)	23	29	29	28	26
X_{N_2} (%)	49	61	61	59	57
ρ (kg/m ³)	1.28	1.33	1.32	1.28	1.22
PCI (kWh/m ³ (n))	0.95	0.99	0.92	0.94	0.98
Stabilité	Stable (Type A)	Pas d'allumage	Pas d'allumage	Flamme stable (Type B)	Stable (Type A)

5.2. Approche aérodynamique pour la caractérisation des oxy-flammes de gaz de haut fourneau

Dans la première partie de ce chapitre, différentes topologies de flammes ainsi que leurs caractéristiques thermochimiques (bilan thermique, émissions) ont été décrites aux points nominaux de fonctionnement et les transitions entre modes de combustion ont été discutées. Pour permettre de comprendre les processus de mélange entre les différents jets réactifs, les caractéristiques aérodynamiques des écoulements vont être à présent analysées grâce aux acquisitions PIV. Une démarche axée principalement sur l'influence des paramètres de fonctionnement sur les mécanismes de mélange est utilisée. Il s'agit d'une approche visant à modifier les conditions aérodynamiques initiales des jets et en déduire leur importance relative sur la stabilisation de flamme. Dans cette partie de l'étude, elle consiste à faire varier simultanément les vitesses d'injection des écoulements gazeux, autant du combustible que des jets d'oxygène, par modification de la puissance de combustion à R_o constant.

Dans ce but, deux oxy-flammes-jets non-prémélangées de BFG sont décrites à travers deux points de fonctionnement ($P=17,5$ kW, $R_o=10\%$ et $P=23$ kW, $R_o=10\%$), correspondant à la transition de la structure de flamme de Type B à celle de Type C₁, caractérisée par un décrochage de la flamme annulaire externe BFG-O_{2e} et observable sur le diagramme de stabilité (Figure 5.2). Pour ces topologies de flamme choisies, une description générale de l'aérodynamique des jets est d'abord effectuée suivie d'une analyse locale et détaillée des processus pilotant le mélange et contrôlant la stabilisation de flamme dans les régions proche et loin du brûleur.

5.2.1. Analyse aérodynamique d'un cas de flamme accrochée Type B : étude des processus de mélange des jets turbulents

5.2.1.1. Analyse globale de la flamme

Des mesures de champ de vitesse dans la flamme de Type B, caractérisée par une stabilité intermittente sur la flamme externe BFG-O_{2e} (Figure 5.5) ont été réalisées par PIV dans un large champ de visualisation compris entre $z=0,5D_1$ à $z=31D_1$. Cette topologie de flamme représente un cas limite de flamme accrochée mais est similaire, en moyenne, à celle de la flamme de Type A (deux flammes concentriques accrochées aux lèvres du brûleur). Les Figures 5.17 et 5.18 présentent respectivement le champ moyen de la norme de vitesse superposé à des profils radiaux de vecteurs vitesses extraits de ce champ, et le champ de vecteurs vitesses superposé à l'inversion d'Abel de l'image moyenne de Type B et au contour de flamme. Ce contour de flamme est obtenu à partir d'un post-traitement de l'image moyenne, basé sur un seuil d'intensité lumineuse du signal de chimiluminescence du radical OH*.

Le champ de vitesse montre que l'aérodynamique et la forme de cette topologie de flamme sont principalement gouvernées par l'écoulement de combustible annulaire où se situe le maximum de vitesse axiale de la flamme (Figure 5.17). Cet écoulement est cerné par les deux zones réactives

de fort dégagement de chaleur (Figure 5.18), se développant d'une part, avec l'oxygène O_{2e} jusqu'à environ $z=12D_1$, et d'autre part avec l'oxygène O_{2i} sur toute la longueur de flamme jusqu'à la zone de régime établi vers $z=30D_1$.

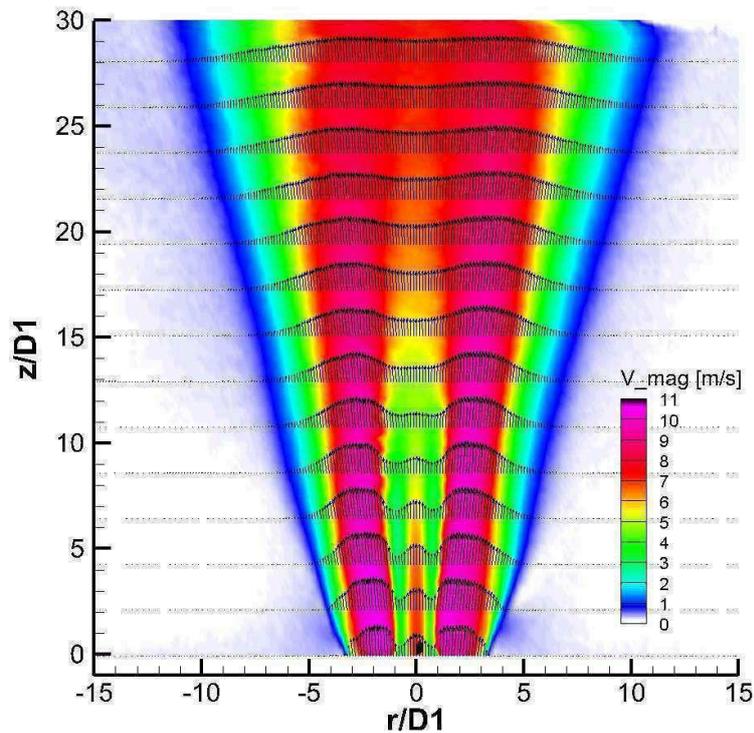


Figure 5.17 : *Champ d'amplitude de vitesses moyennes superposé à des profils radiaux de vecteurs vitesses (1/8 dans la direction axiale) pour la flamme de Type B ($P=17,5$ kW, $Ro=10\%$).*

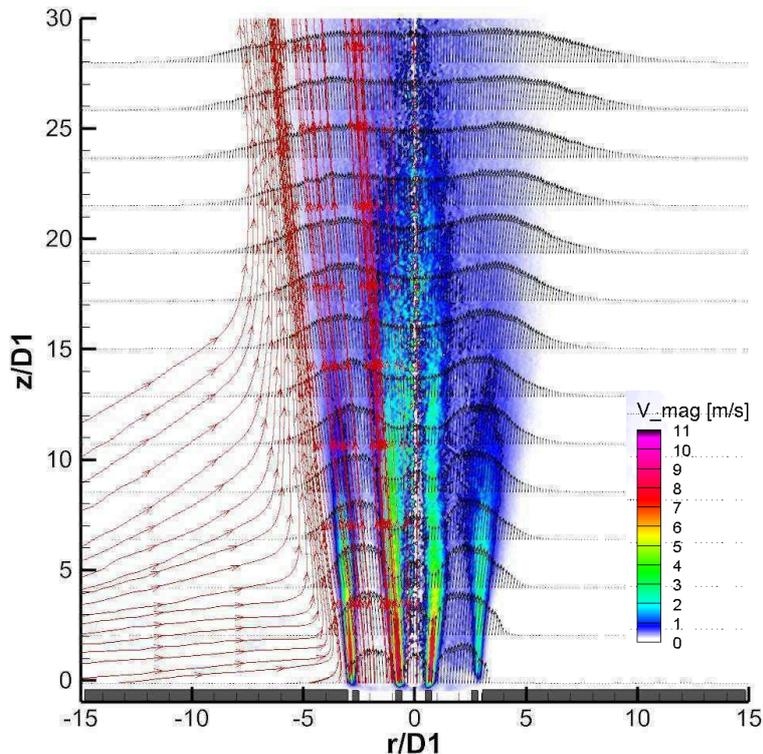


Figure 5.18 : *Champ de vecteurs vitesses moyennes (1/6 dans la direction axiale) et Inversion d'Abel superposés aux lignes de courant et contour de zone réactive obtenue par chimiluminescence OH^* pour la flamme de Type B ($P=17,5$ kW, $Ro=10\%$).*

Les écoulements issus du brûleur tri-coaxial se caractérisent par deux zones de mélanges O_{2i} -BFG et BFG- O_{2e} mises en avant par un resserrement des lignes de courant lorsque l'on s'approche de ces zones (Figure 5.18). Les deux flammes concentriques se développent ainsi dans les zones de fort gradient de vitesse entre le jet de BFG relativement rapide (~ 10 m/s à $z=D_1$) et les jets d'oxygène plus lents.

L'écoulement d'oxygène interne O_{2i} voit sa vitesse décroître relativement rapidement à partir de $z=3,7D_1$. Cette longueur du cône potentiel est cohérente avec les valeurs données par la littérature : 3 à 5 fois le diamètre d'entrée [122], [123], [124]. Elle diminue d'une vitesse moyenne 7 m/s dans le cœur potentiel pour atteindre 4,5 m/s à environ $12D_1$ avant d'augmenter progressivement suivant z , comme le présente le profil de la norme de vitesse (u_{cl}) tracé à $r=0$ (Figure 5.19). En effet, au-delà de $z=12D_1$, le jet d'oxygène interne est entièrement entraîné par le transfert de quantité de mouvement axial et radial du jet annulaire de combustible, dont l'évolution axiale de l'amplitude de vitesse (U_{max_BFG}) est représentée sur la Figure 5.19. Les lignes de courant issues du BFG se resserrent au niveau de la zone de dégagement de chaleur avec un demi-angle d'ouverture de 2° en amont de $z=13D_1$, ce qui confirme le confinement du jet de BFG sur toute la longueur de son cœur potentiel ($l_{BFG}/D_1=15$). Plus en aval, l'écoulement de BFG présente un demi-angle d'ouverture plus important, de l'ordre de $3,5^\circ$, à cause de l'expansion des gaz chauds issus de la flamme intense O_{2i} -BFG vers la périphérie. Vers $z=25D_1$, les vitesses des jets d' O_{2i} et de BFG s'homogénéisent marquant le début de la zone de régime établi (Figure 5.19).

Quant à l'écoulement d'oxygène externe O_{2e} , son profil est très peu discernable sur le champ large de vecteurs vitesses (Figures 5.17). C'est un jet qui est en effet circonscrit entre, d'un côté, l'expansion des gaz chauds entraînée par le dégagement de chaleur issue de la réaction de combustion dans la couche de mélange externe BFG- O_{2e} , et de l'autre, par un fort entrainement radial des produits de combustion dès la sortie d'injecteur mis en évidence par les lignes de courant tracées dans la Figure 5.18. Ces deux phénomènes concurrentiels confinent ainsi le jet d'oxygène externe O_{2e} qui se mélange très rapidement avec le combustible et les produits de combustion déstabilisant la flamme externe sur cette topologie de flamme de Type B [125].

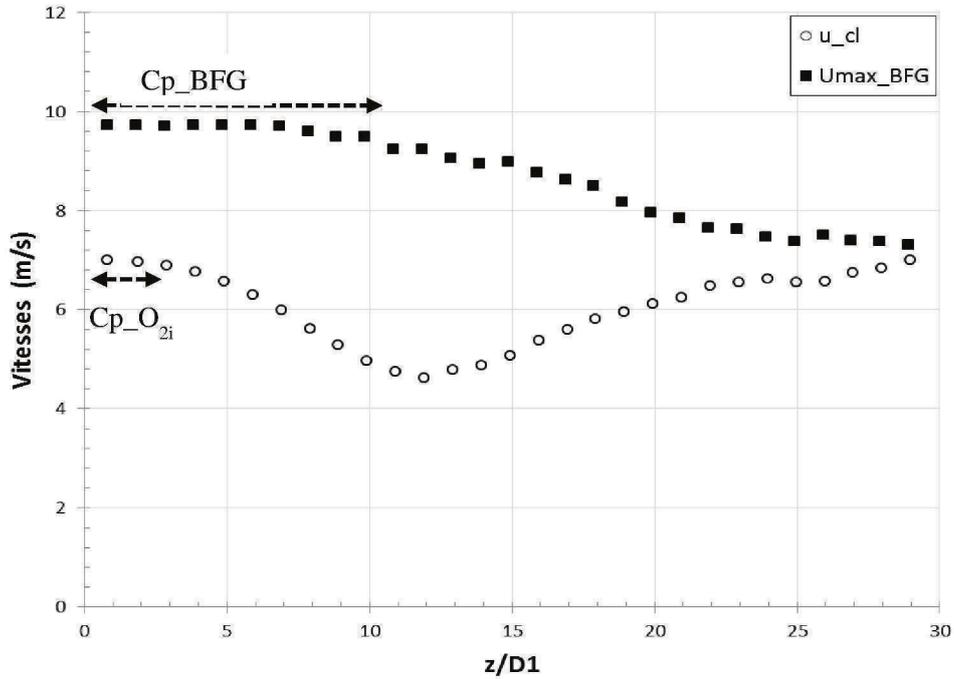


Figure 5.19 : Profils axiaux de vitesses axiales du combustible BFG (U_{max_BFG}) et de l'écoulement central (u_{cl}) des écoulements réactifs le long de l'axe central pour la flamme de type B ($P=17,5$ kW ; $Ro=10\%$).

5.2.1.2. Analyse locale des processus de mélange des jets coaxiaux

L'étude des mécanismes de mélange est d'abord effectuée dans la zone d'attachement de flamme où se déroulent les premières interactions entre les jets pilotés par le développement de couches de cisaillement (de type Kelvin-Helmholtz) ou par des instabilités de sillage permettant l'identification d'un régime aérodynamique de stabilisation. L'observation des différentes interactions s'effectuera de la périphérie vers l'axe de l'injecteur. Ensuite, une analyse locale des processus de mélange est développée dans une zone lointaine du brûleur, à partir de $z=15D_1$, au-delà des cœurs potentiels entraînant des phénomènes d'interaction radiale de quantité de mouvement des jets et l'apparition de mélanges turbulents qui brûlent plus en aval dans l'écoulement.

- **Dans la zone proche du brûleur**

La Figure 5.20 montre les profils radiaux de vitesses axiales et radiales ainsi que leurs écarts-types correspondant superposés au profil radial d'intensité moyenne du signal OH^* en sortie d'injecteur obtenu par inversion d'Abel de la flamme de Type B. A la sortie du brûleur, on reconnaît distinctement les jets d'oxygène interne (O_{2i}) et de gaz à bas PCI (BFG). Le jet d' O_{2e} est plus difficile à discerner, dû en partie à la résolution spatiale des images PIV. En effet, les calculs de vitesse sur ce champ de visualisation large ($30D_1 \times 30D_1$) découpé en fenêtres d'interrogation 16×32 pixels soit $0,27D_1 \times 0,5D_1$ pour la passe itérative ne permettent pas de mesurer avec précision le profil du jet annulaire d'oxygène O_{2e} , qui présente une épaisseur d'écoulement très fine en sortie d'injecteur de 2,7 mm soit $0,45D_1$. De ce fait le calcul de corrélation dans la fenêtre d'analyse

centrée sur le jet d' O_{2e} englobe non seulement celui-ci mais également une partie des gaz brûlés environnants ou du jet de BFG, ne permettant de résoudre radialement l'écoulement d'oxygène périphérique. La taille de la maille utilisée est suffisamment petite pour permettre de conclure que la fusion est tout de même rapide entre les écoulements de BFG et d'oxygène O_{2e} .

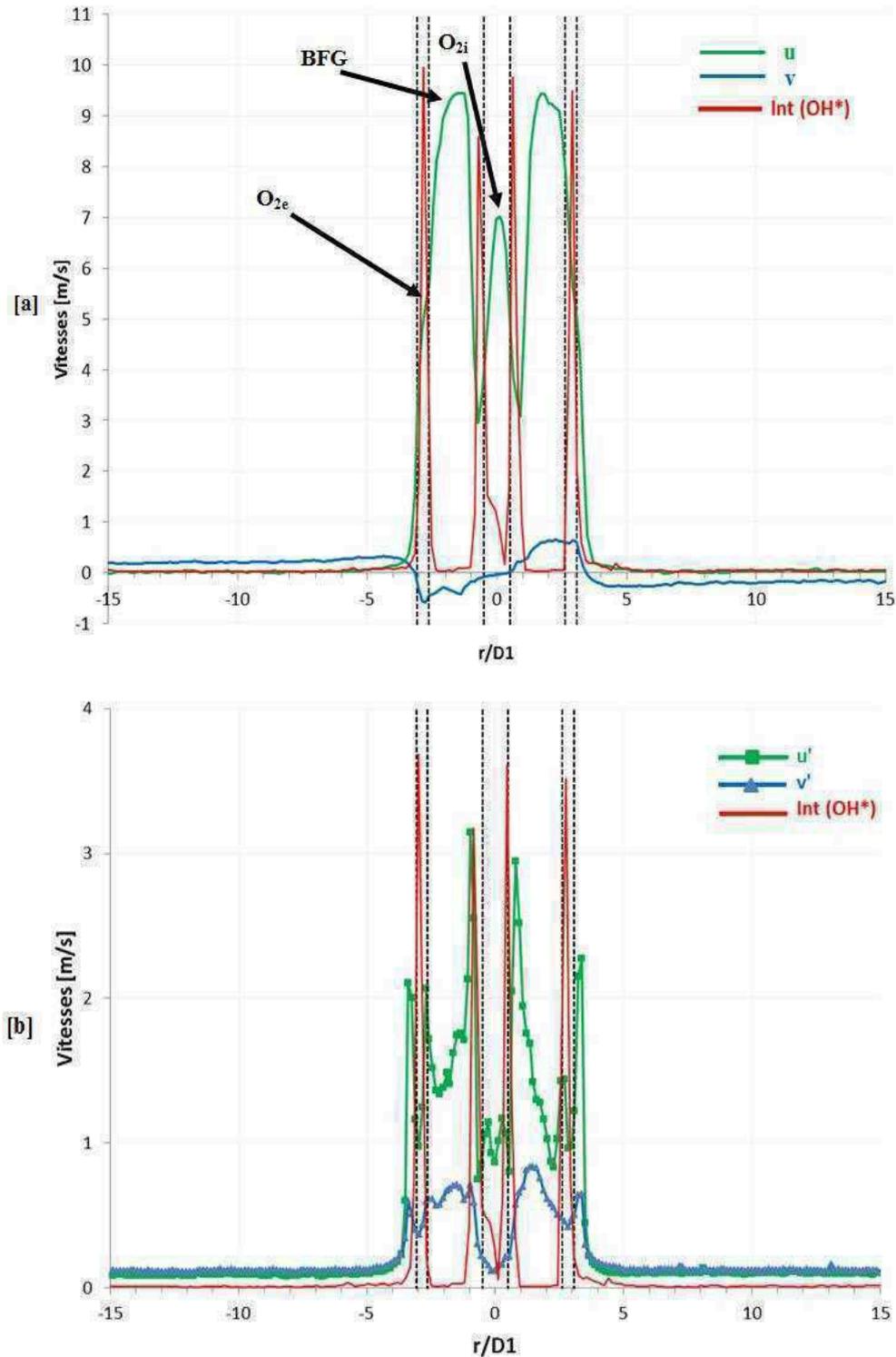


Figure 5.20 : Profils radiaux de vitesses axiales (u) et radiales (v) (a) et fluctuations de vitesses axiales (u') et radiales (v') (b), superposés au profil radial d'intensité du signal OH^* à $z=D_1$ pour la flamme de type B ($P=17,5$ kW, $Ro=10\%$). Les pointillés noirs représentent les projections des parois des tubes d'injection de même épaisseur $e=1$ mm.

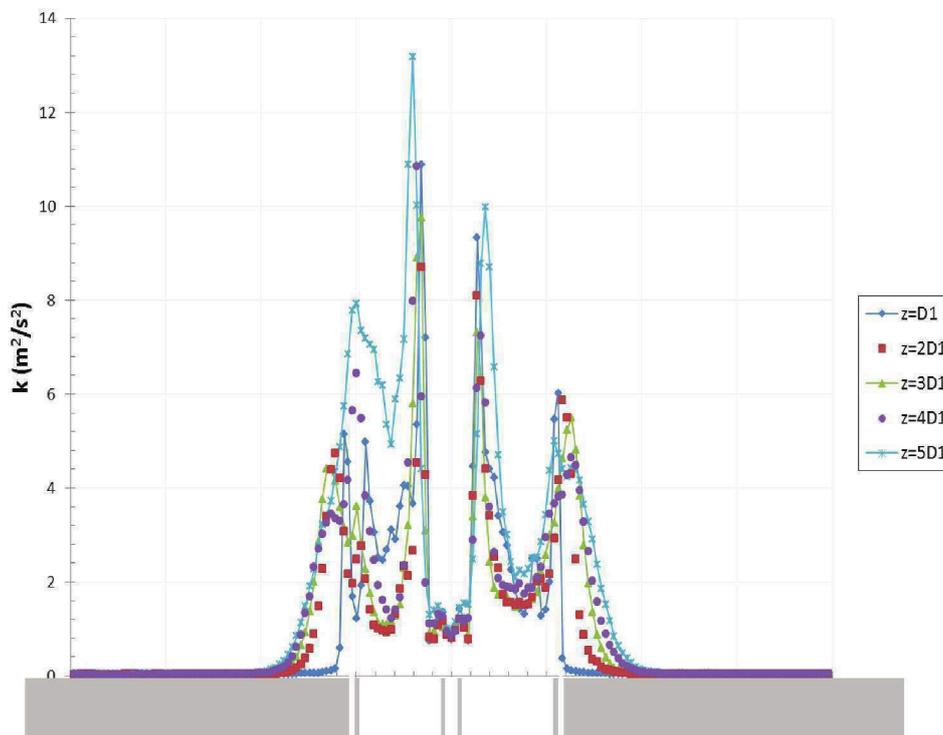
Les profils de vitesses axiales et radiales présentés dans la Figure 5.20-a mettent en avant un jet de BFG qui interagit fortement avec l'écoulement d'oxygène externe O_{2e} . Ce dernier est en effet très vite entraîné par le combustible dès la sortie d'injecteur à $z=D_1$. De plus, le profil de vitesse radiale montre une inversion de signe de vitesse au niveau de la partie extérieure de l'oxygène annulaire à la position $r=\pm 3D_1$, soulignant la présence de structures tourbillonnaires au-dessus de la lèvre du brûleur [2], [53], [120], [125]. Ces structures turbulentes sont favorables au mélange entre le jet d'oxygène externe, dilué avec des gaz brûlés, et le combustible dès la sortie d'injecteur. En effet, les valeurs de vitesses radiales positives pour $-15 < r/D_1 < -3$ et négatives pour $3 < r/D_1 < 15$ décrivent un entrainement important des gaz brûlés sur de très grands rayons (Figure 5.20-a). Ainsi, la modification du processus aérodynamique dans la couche externe agit sur le mélange des réactifs, et donc sur la richesse et la dilution locales de l'écoulement et finalement sur la fluctuation locale de dégagement de chaleur tendant à déstabiliser la flamme externe BFG- O_{2e} sur cette configuration de flamme de Type B.

Dans la couche de mélange interne, le jet d'oxygène central présente un profil axial parabolique classique en sortie d'injecteur, avec une vitesse radiale moyenne nulle sur tout le diamètre d'injection du jet. Le profil de vitesse radiale moyenne montre également le caractère centrifuge du jet de BFG en sortie d'injecteur, avec une vitesse variant entre -0,8 et 0,8 m/s sur l'ensemble de la zone couverte par la couronne d'injection (Figure 5.20-a). Malgré cette ouverture du jet de combustible l'interaction a très rapidement lieu en sortie de brûleur entre le combustible et l'oxygène interne O_{2i} . De plus, un creux de vitesse axiale de l'ordre de 3 m/s est observé sur la Figure 5.20-a et montre qu'une partie de ce jet d'oxygène interne est entraînée par la forte impulsion du combustible au niveau des couches de mélange interne à $r=\pm 0,5D_1$. Cet effet d'entrainement dès la sortie du jet peut résulter d'un fort gradient de vitesse au niveau de l'interface entre les deux jets. Or, à cette condition de fonctionnement ($P=17,5$ kW, $Ro=10\%$), les vitesses initiales d'oxygène interne et de BFG sont du même ordre de grandeur, comme le montre la Figure 5.19, relevant plutôt la présence de structures tourbillonnaires au-dessus de la faible épaisseur de la lèvre du brûleur ($e=0,17D_1$). Ce phénomène, dit de sillage, est observé dans plusieurs études qui identifient clairement des zones de vorticités dans la zone proche brûleur entre deux jets coaxiaux présentant un creux de vitesse au niveau de leur interface ([62], [126], [127]).

Les profils radiaux des écarts-types de vitesses axiales et radiales sont superposés aux zones de réaction interne et externe dans la Figure 5.20-b. Les fluctuations radiales varient entre 0 et 0,8 m/s et sont plus modérées en termes d'amplitude que les fluctuations axiales de vitesse, avec néanmoins une intensité turbulente (v'/v) supérieure à 100%. L'analyse de cette figure confirme, d'une part, le positionnement des zones de réaction au niveau des creux de vitesse axiale, présentant de faibles fluctuations axiales. D'autre part, ces écarts-types permettent de délimiter la position de bords de jet à la sortie d'injecteur et de définir les couches de mélange entre les jets coaxiaux. Cette observation est confirmée par l'apparition de pics de turbulence se développant sur chaque limite de

tubes d'injection, comme le montre la Figure 5.21. Celle-ci illustre les variations radiales d'énergie cinétique turbulente (k) et de contraintes de cisaillement ($u'v'$) à différentes positions au-dessus du brûleur, qui témoignent de l'échange de quantité de mouvement par des structures turbulentes. Des pics de turbulence sont ainsi observés sur chaque couche de mélange, principalement causés par les fluctuations de vitesse axiale au niveau de l'interface entre l'oxygène O_{2i} et le combustible à bas PCI, de l'ordre de 3 à 5 m/s entre $z=D_1$ et $z=5D_1$. A partir de $z=3D_1$, coïncidant avec la fin du cœur potentiel d' O_{2i} (Figure 5.19), une augmentation des pics de turbulence et de contraintes de cisaillement est notée avec une intensité turbulente maximale atteinte dans cette zone ($\sim 35\%$ autour de $z=5D_1$) qui illustre une interaction plus forte entre les jets.

Au niveau de la couche externe, les niveaux d'énergie cinétique et de cisaillement turbulent restent modérés dans la zone de mélange entre O_{2e} et le BFG avec des valeurs faibles de k de $3 \text{ m}^2/\text{s}^2$ et de $u'v'$ d'environ $1,5 \text{ m}^2/\text{s}^2$. Ces valeurs restent quasiment constantes entre $z=D_1$ et $z=4D_1$ comme le montre la Figure 5.21. Celle-ci met en avant un pic de k qui s'élargit et se déporte radialement suivant l'ouverture du jet de BFG provoquée par l'expansion des gaz chauds issus des flammes. L'énergie cinétique turbulente présente ainsi un maximum local de $8 \text{ m}^2/\text{s}^2$, soulignant un fort transfert de quantité de mouvement à travers des structures turbulentes. Le mélange dans cette zone est accru par une forte composante radiale de vitesse sur la couche de mélange externe BFG- O_{2e} diluée aux gaz brûlés, illustrée par le champ de vitesse radiale de la Figure 5.22. En effet, celle-ci met en avant un gradient de vitesse radiale important pour $z \leq 3D_1$ entraîné par la recirculation dans cette zone (cercle sur la Figure 5.22), suivi d'un élargissement brusque du jet accompagné d'une diminution de ce gradient suivant z .



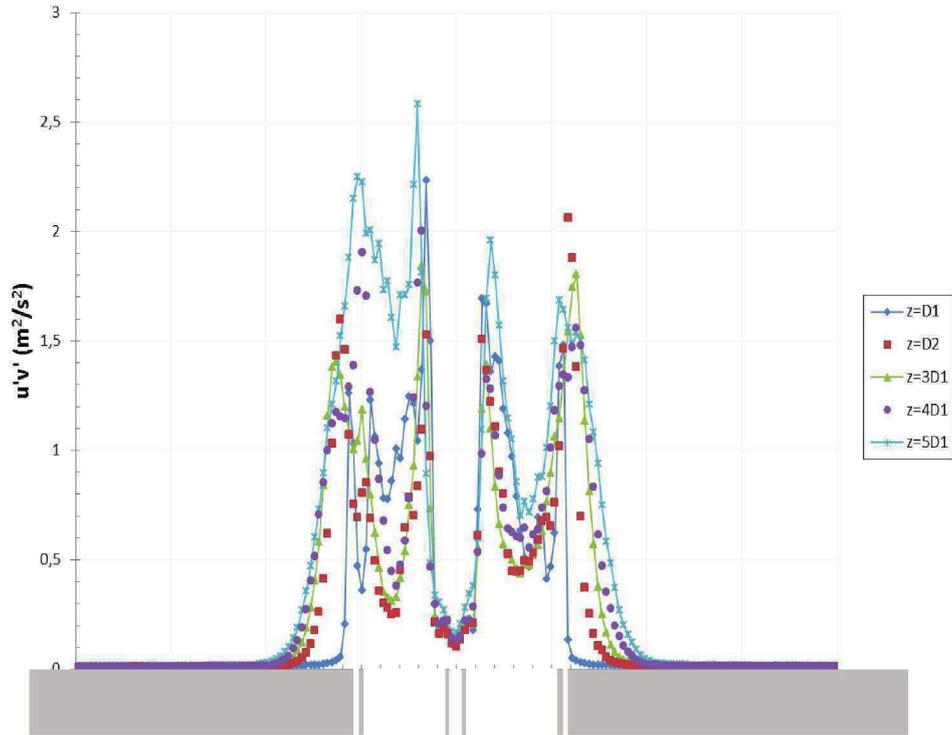


Figure 5.21 : Profils radiaux d'énergie cinétique turbulente (k) et de contraintes de cisaillement de Reynolds (corrélations croisées) ($u'v'$) à différentes positions au-dessus du brûleur pour la flamme de type B.

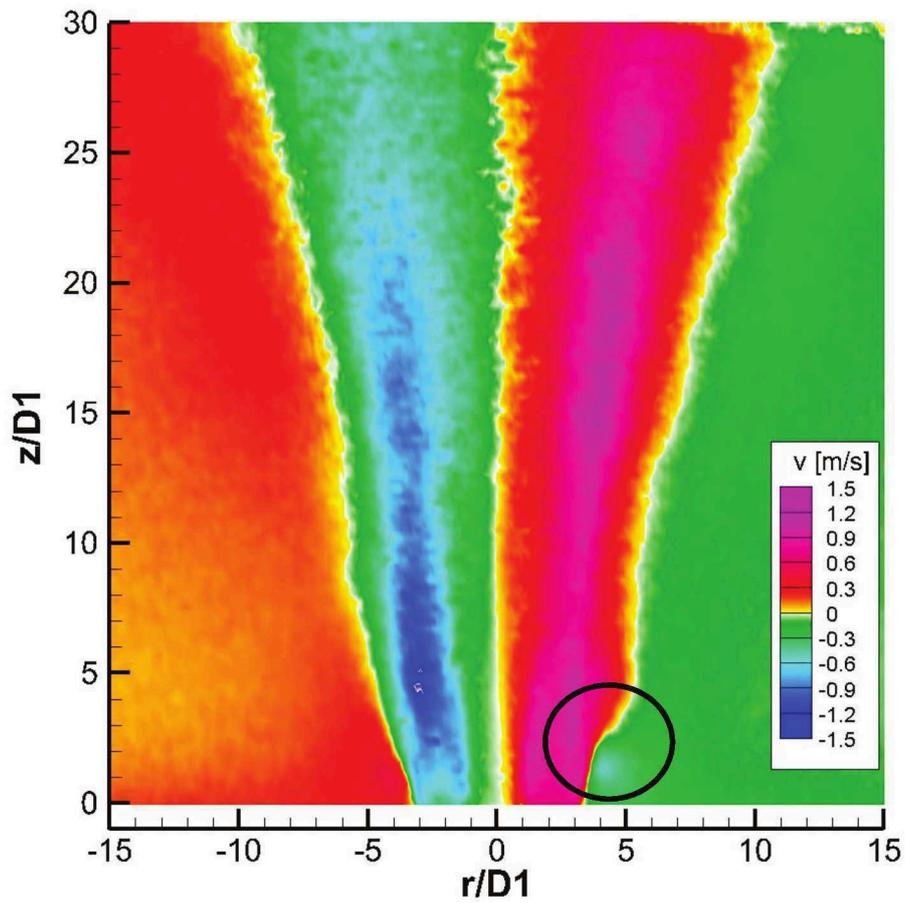


Figure 5.22 : Champ de vitesses radiales moyennes pour l'écoulement réactif de Type B.

- **Dans la région en aval de $z=10D_1$**

Dans cette partie, l'analyse locale des processus de mélange va porter sur la zone en aval de $z=10D_1$, après les cœurs potentiels des écoulements d'oxygène. C'est en effet une zone loin du brûleur dans laquelle le cœur potentiel du jet de gaz à bas PCI se termine et où l'on voit se résorber les effets de sillage et de cisaillement. Ainsi, suivant le raisonnement précédent sur l'aérodynamique de l'écoulement en sortie d'injecteur stipulant que le jet de BFG interagit rapidement avec O_{2e} mélangé aux gaz brûlés (GB), mais faiblement avec O_{2i} au niveau de la couche de mélange interne, il est donc possible de caractériser les mécanismes de mélange local en considérant deux interfaces de mélange O_{2i} /BFG et BFG/ O_{2e} -GB en aval du point repère $z=12D_1$.

La Figure 5.23 présente les profils axiaux de l'écoulement central (u_{cl}) ainsi que ses fluctuations de vitesses axiales (u'_{cl}) et radiales (v'_{cl}) le long de l'axe central du brûleur. Rehab et al. [38] identifient, pour deux jets coaxiaux, deux zones de cœur potentiel et deux couches de mélange principales. La longueur du cône potentiel de l'oxygène interne O_{2i} est identifiée sur la Figure 5.23 par le point à $z=4D_1$, où les fluctuations de vitesses axiales (u'_{cl}) et radiales (v'_{cl}) le long de l'axe commence à croître. Ce point coïncide par ailleurs avec la distance à laquelle la vitesse maximale moyenne sur l'axe u_{cl} est réduite à 95% de sa vitesse initiale, coïncidant avec les données de la littérature [38, 122, 123, 124].

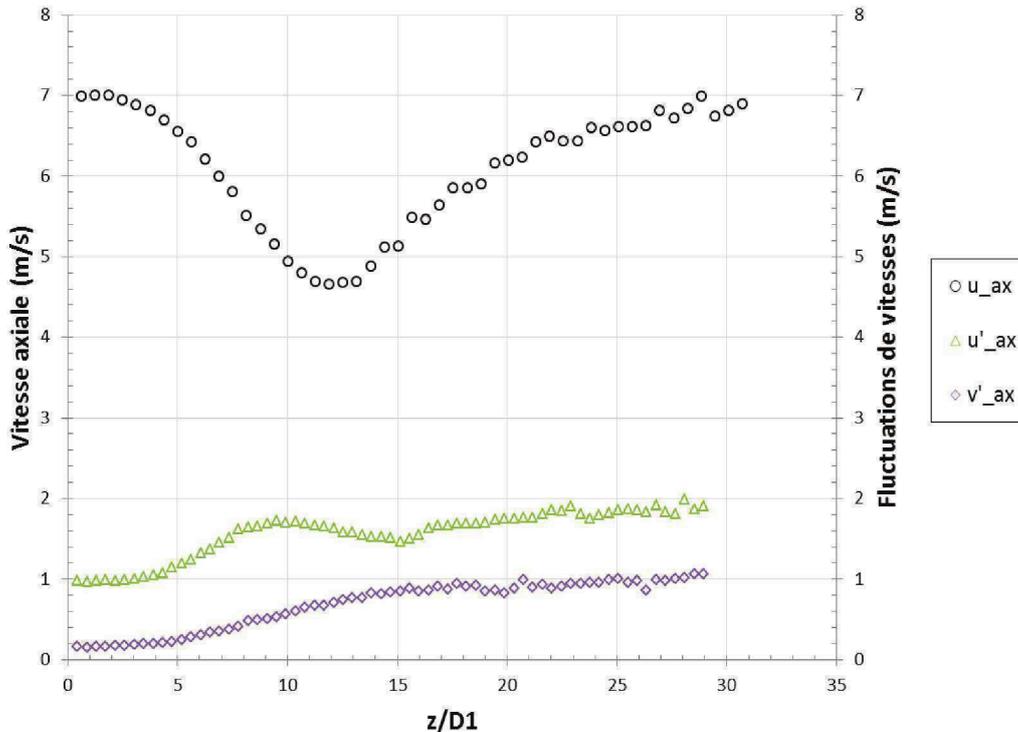


Figure 5.23 : Evolution de l'écoulement central (u_{cl}) et des fluctuations de vitesses axiale (u'_{cl}) et radiale (v'_{cl}) le long de l'axe central du brûleur pour la flamme de type B.

La Figure 5.24 présente les champs de fluctuations de vitesses axiales et radiales ainsi que les champs des grandeurs k et $u'v'$ représentant respectivement l'énergie cinétique turbulente et les contraintes de cisaillement de Reynolds dans le plan pour la configuration de flamme de Type B. Ces champs révèlent en effet une dissymétrie qui n'est pas notée sur les champs moyens de vitesses (Figure 5.17), mais qui est visible sur la composante axiale (u') de fluctuation de vitesse et un peu sur celle radiale (v'). Cette dissymétrie peut être due au centrage des écoulements millimétriques et aux effets de dilatation avec la température des tubes.

L'écart-type de la composante radiale de vitesse (v') présente des valeurs importantes dans la couche de mélange externe BFG-O_{2e}-GB, alors que les fluctuations de vitesse axiales (u') sont maximales sur les bords de jet entre le combustible et l'oxygène interne (Figure 5.24), traduisant la présence d'une couche de cisaillement relativement turbulente entre les deux jets favorisant ainsi le mélange.

Les évolutions des grandeurs k et $u'v'$ dans la Figure 5.24 ainsi que leurs profils radiaux respectivement pour les Figures 5.25 et 5.26 confirment les interactions observées. Elles mettent en évidence le développement de couches de mélange relativement intense avec des pics d'énergie cinétique turbulente maximale de l'ordre de $15 \text{ m}^2/\text{s}^2$ et de taux de cisaillement de Reynolds de $5 \text{ m}^2/\text{s}^2$ au niveau de la zone d'interaction des jets de BFG et d'O_{2i}. On note aussi que les turbulences se déplacent vers la périphérie accompagnées d'une forte ouverture de la flamme ($\sim 4^\circ$) avec des vitesses radiales de l'ordre de 2 m/s. Par la suite, les niveaux de turbulence diminuent légèrement lorsque z augmente avant de se stabiliser à partir de $z=20D_1$. L'énergie cinétique et le taux de cisaillement turbulent vont rester quasi-constants dans cette zone et sur toute la longueur de flamme de la région imagée, du fait du fort dégagement de chaleur de la flamme interne O_{2i}-BFG qui va homogénéiser les niveaux de vitesse et de turbulence pour former un écoulement turbulent pleinement établi.

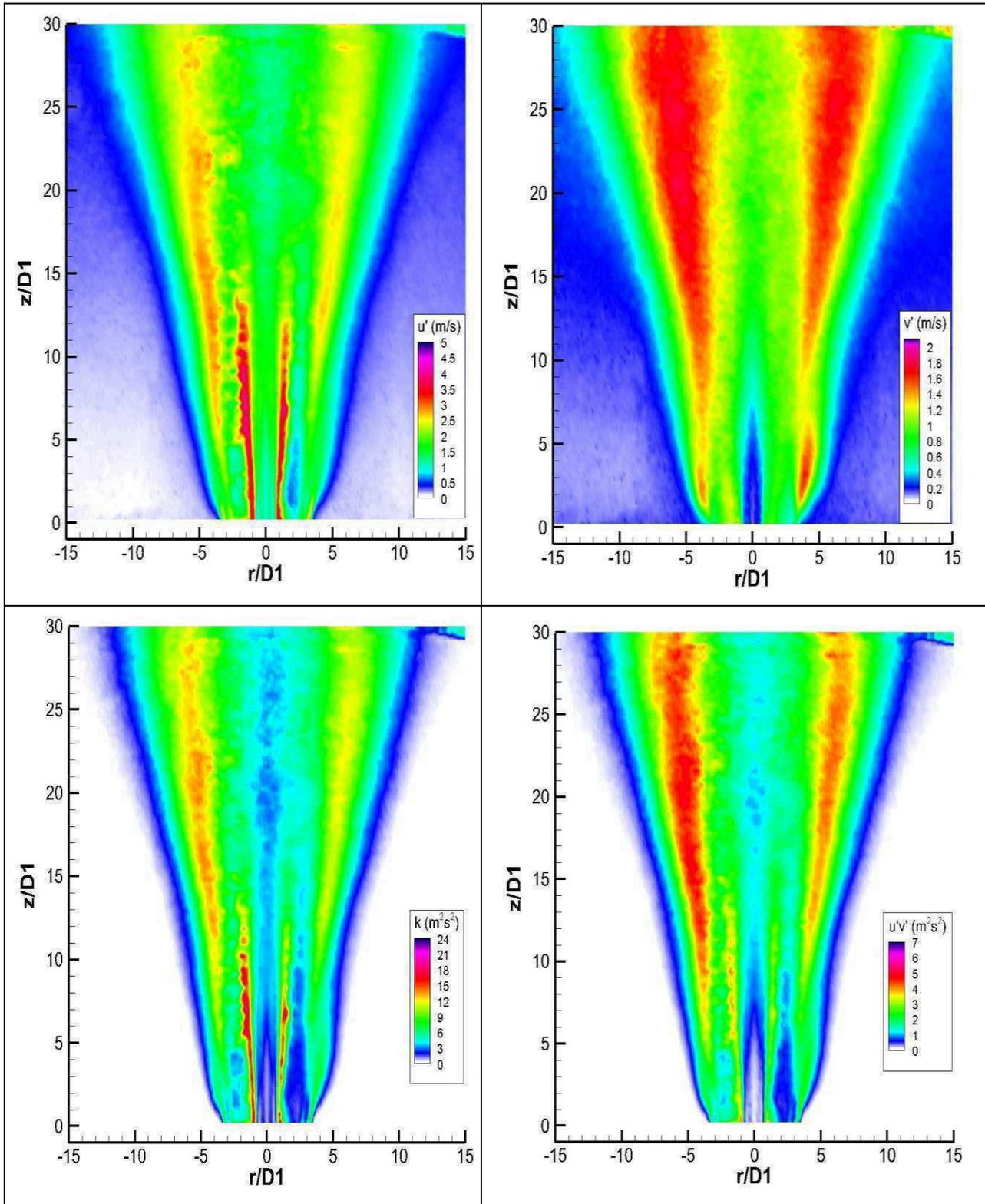


Figure 5.24 : Champs de fluctuations de vitesses axiales (u') et radiales (v'), d'énergie cinétique turbulente (k) et de contraintes de cisaillement de Reynolds ($u'v'$) pour la flamme de Type B ($P=17,5$ kW, $Ro=10\%$).

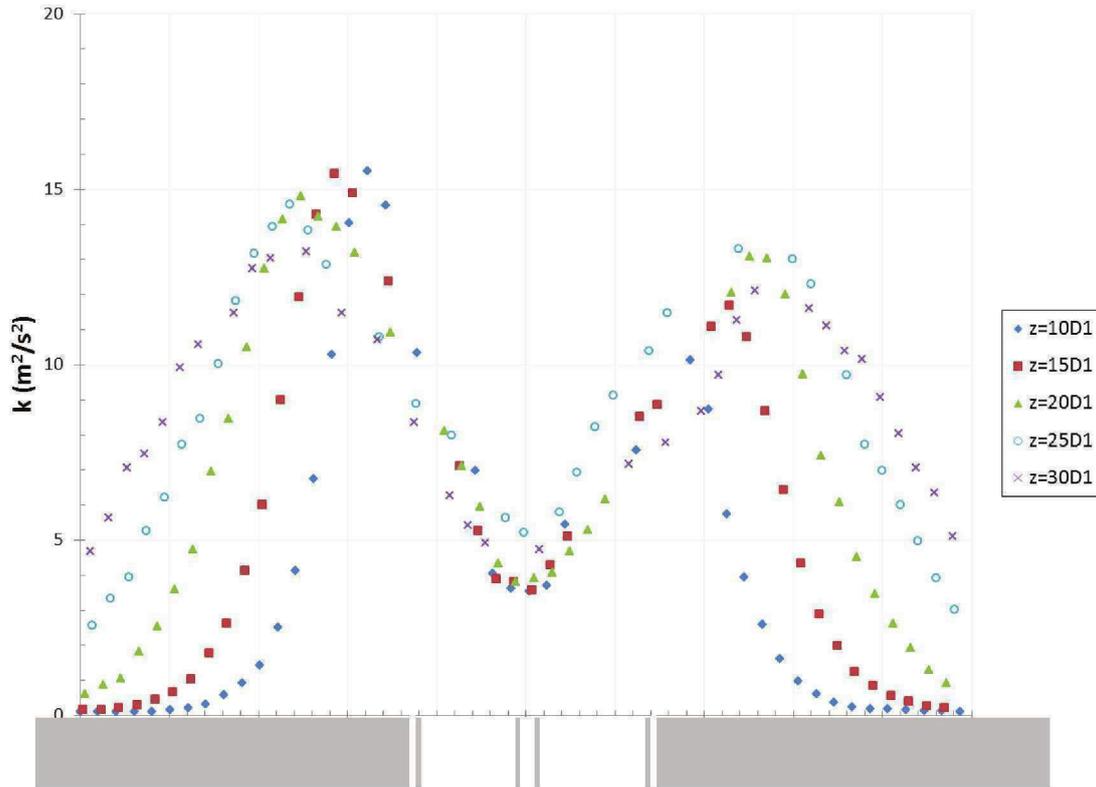


Figure 5.25 : Profils radiaux d'énergie cinétique turbulente à différentes positions dans la région lointaine du brûleur pour la flamme de Type B ($P=17,5$ kW, $Ro=10\%$).

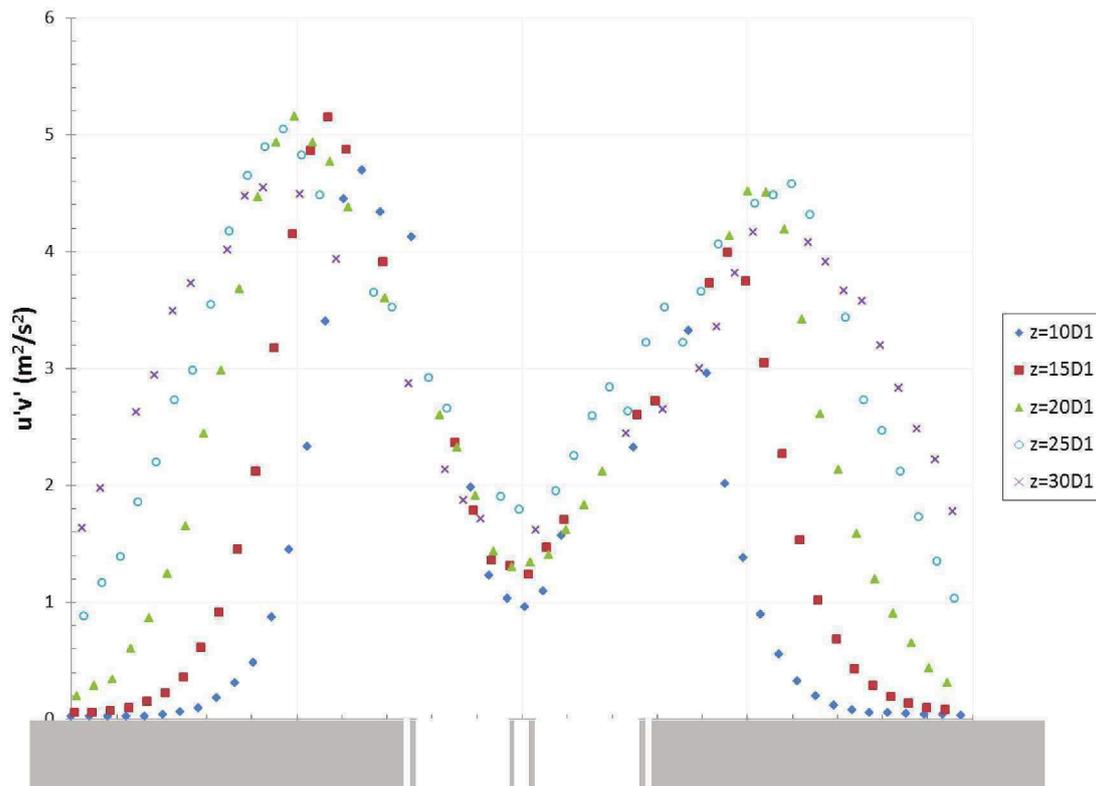


Figure 5.26 : Profils radiaux de taux de cisaillement à différentes positions dans la région lointaine du brûleur pour la flamme de Type B ($P=17,5$ kW, $Ro=10\%$).

5.2.2. Analyse aérodynamique d'un cas de flamme décrochée Type C₁

L'augmentation des vitesses d'injection des réactifs par variation de la puissance de combustion, modifie les mécanismes de stabilisation de l'oxy-flamme de gaz à bas PCI. Ces mécanismes de stabilisation qui caractérisent les topologies de flamme Type A et B, accrochées au brûleur, finissent par devenir inefficaces à maintenir la flamme annulaire BFG-O_{2e} en régime attaché. Ainsi, les équilibres aérothermochimiques sont rompus et la flamme périphérique est suspendue donnant lieu à une topologie de flamme de Type C₁ (Figure 5.2).

Dans cette dernière partie du chapitre, la description est centrée sur l'analyse de la modification aérodynamique de l'écoulement entraînant le processus de décrochage total de la flamme externe BFG-O_{2e} des lèvres du brûleur et sa nouvelle position dans l'écoulement. Cette approche, basée sur l'influence des conditions aérodynamiques initiales des écoulements gazeux, permettra d'apporter des éléments de compréhension complémentaires concernant le changement de régime de combustion et le comportement global de l'écoulement, ainsi que les mécanismes de mélange pour cette configuration de flamme en limite de soufflage.

En général, pour apporter des réponses à un décrochage de flamme par variation des conditions aérodynamiques initiales des jets, une variable, par exemple la vitesse de l'oxydant, est retenue constante, et celle du combustible est alors modifiée sur une gamme de vitesse favorable à l'obtention des effets recherchés. Ici, la variation de vitesse s'effectue par augmentation de la puissance de combustion, entraînant une variation simultanée des vitesses d'injection des trois écoulements gazeux. Le rapport de vitesse R_u et le rapport de flux de quantité de mouvement M entre les différents jets sont alors maintenus constants ($R_u=1,5$; $M=6$). Seuls les nombres de Reynolds des écoulements sont modifiés, accentuant la turbulence dans l'ensemble de l'écoulement et faisant apparaître des instabilités dues à l'amplification des perturbations. Ces perturbations se traduisent par un décrochage de la flamme externe BFG-O_{2e}. Il est aussi important de préciser que dans les deux régimes de flamme, l'impulsion du jet de BFG est au moins sept fois plus importante que celles des jets d'oxygène.

Pour la configuration de flamme de Type C₁ choisie ($P=23$ kW – $R_o=10\%$), l'écoulement de BFG a une vitesse maximale de 11 m/s et les jets d'oxygène sont de l'ordre de 6 m/s. A la sortie du brûleur, on distingue clairement le jet d'O_{2e} (Figure 5.27) et les amplitudes sont quasiment uniformisées dès $z=3D_1$ pour les écoulements de combustible et d'oxygène O_{2e}, contrairement au régime de flamme accrochée de Type B à plus basse puissance ($P=17,5$ kW - $R_o=10\%$) (Figure 5.17). Le discernement du profil du jet d'O_{2e} en sortie d'injecteur peut être expliqué, pour la même résolution spatiale dans les calculs PIV, par l'absence de flamme dans la zone proche injecteur au niveau de l'interface combustible/O_{2e}. Cette absence de zone réactive en sortie de brûleur réduit la composante radiale centrifuge dans cette zone due à l'expansion des gaz chauds vers la périphérie, et donne un caractère centripète à l'écoulement d'O_{2e} sous l'effet de l'entraînement radial des gaz brûlés par le jet de BFG à forte impulsion, comme illustré par les lignes de courant tracées sur la

Figure 5.28.

A $z=2D_1$, on note un écoulement de BFG moins ouvert vers la périphérie ($\sim 1^\circ$) en l'absence de flamme externe BFG- O_{2e} . Cette ouverture moins importante de l'écoulement a aussi été décrite dans les travaux de Paubel [2] et de Lamige [56]. Ces auteurs ont étudié, à l'aide de la mesure de vitesse par vélocimétrie laser, l'influence de la présence d'une zone de réaction sur l'écoulement local, en comparant l'aérodynamique de deux cas réactif et non-réactif. Ils montrent clairement que le transfert de quantité de mouvement d'un jet annulaire de combustible vers la périphérie est plus important en sortie d'injecteur dans le cas réactif, ce qui accompagne l'ouverture de la flamme et tend à diminuer considérablement l'effet d'entraînement local.

La Figure 5.28 montre que la flamme interne est implantée derrière les tubes d'injections de l'oxygène central à $z=\pm 0,5D_1$ à la frontière avec l'écoulement de BFG dans une zone de creux de vitesse (3 m/s) avec de forts gradients de vitesse entre les deux jets. La structure aérodynamique de cette configuration de flamme de Type C_1 modifie les zones de mélange par accroissement de l'entraînement axial du jet de combustible, visible par l'augmentation de la composante radiale de vitesse des gaz brûlés entourant les jets.

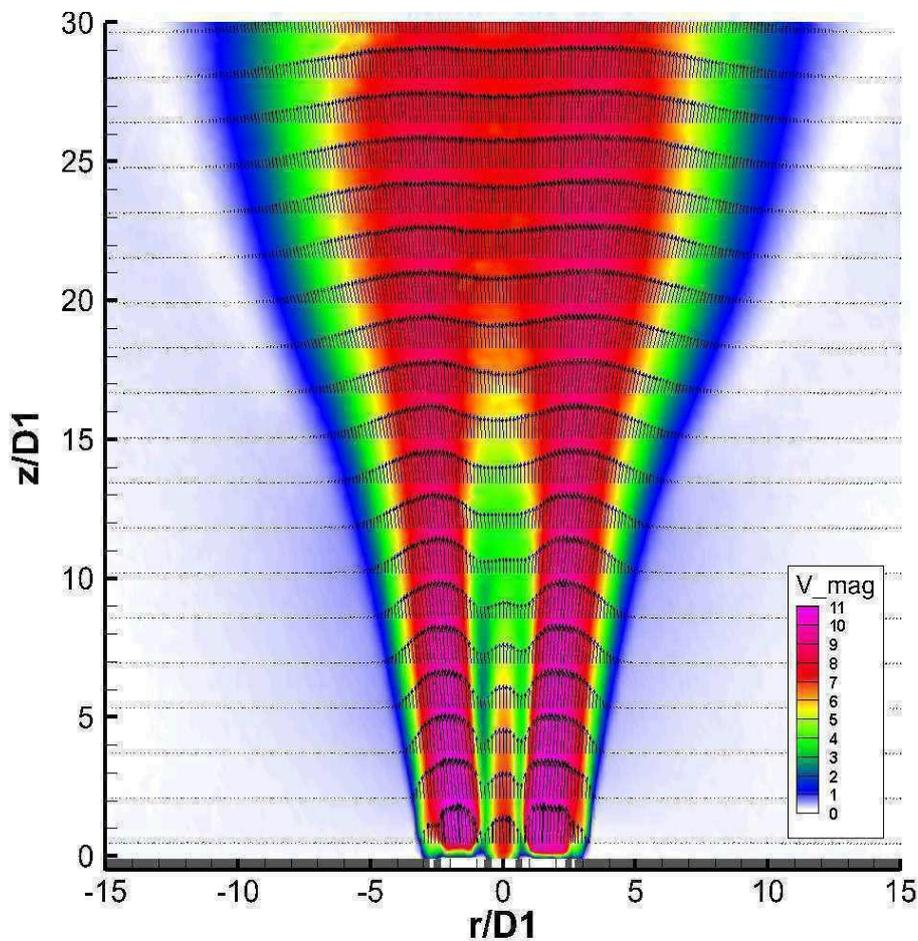


Figure 5.27 : Champ d'amplitude de vitesses moyennes superposé au champ de vecteurs vitesses moyennes (1/8 dans la direction axiale) pour la flamme de Type C_1 ($P=23$ kW, $Ro=10\%$).

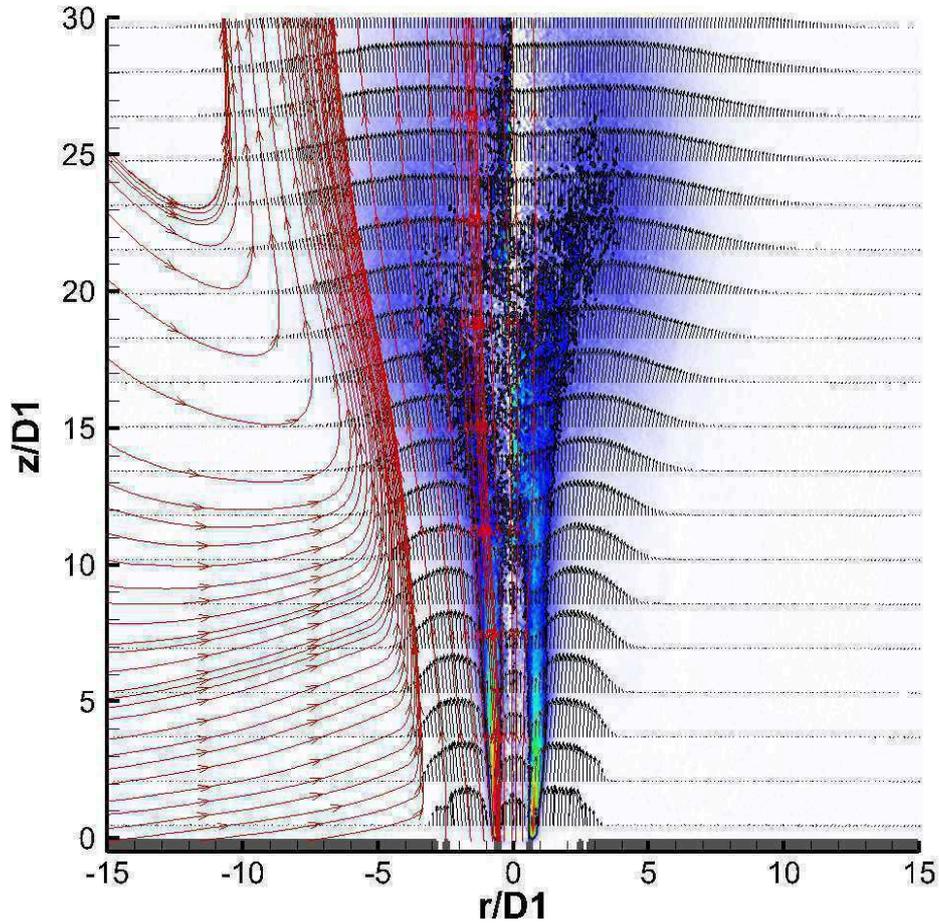


Figure 5.28 : Champ de vecteurs vitesses moyennes ($1/6$ dans la direction axiale) et *inversion d'Abel* superposés aux lignes de courant et contour de flamme obtenue par chimiluminescence OH^* pour la configuration de flamme de Type C_1 ($P=23$ kW, $Ro=10\%$).

La Figure 5.29 présente le champ moyen de vitesses radiales obtenu pour la configuration de flamme C_1 . Elle permet d'observer un entrainement très significatif des gaz brûlés environnant par le jet de BFG sur l'ensemble du champ de visualisation pour $z > 3D_1$, y compris pour des positions radiales relativement éloignées de l'axe du brûleur. Dans cette région, cette composante radiale de vitesse contribue à près de 40% à la norme du vecteur vitesse tracée sur la Figure 5.27.

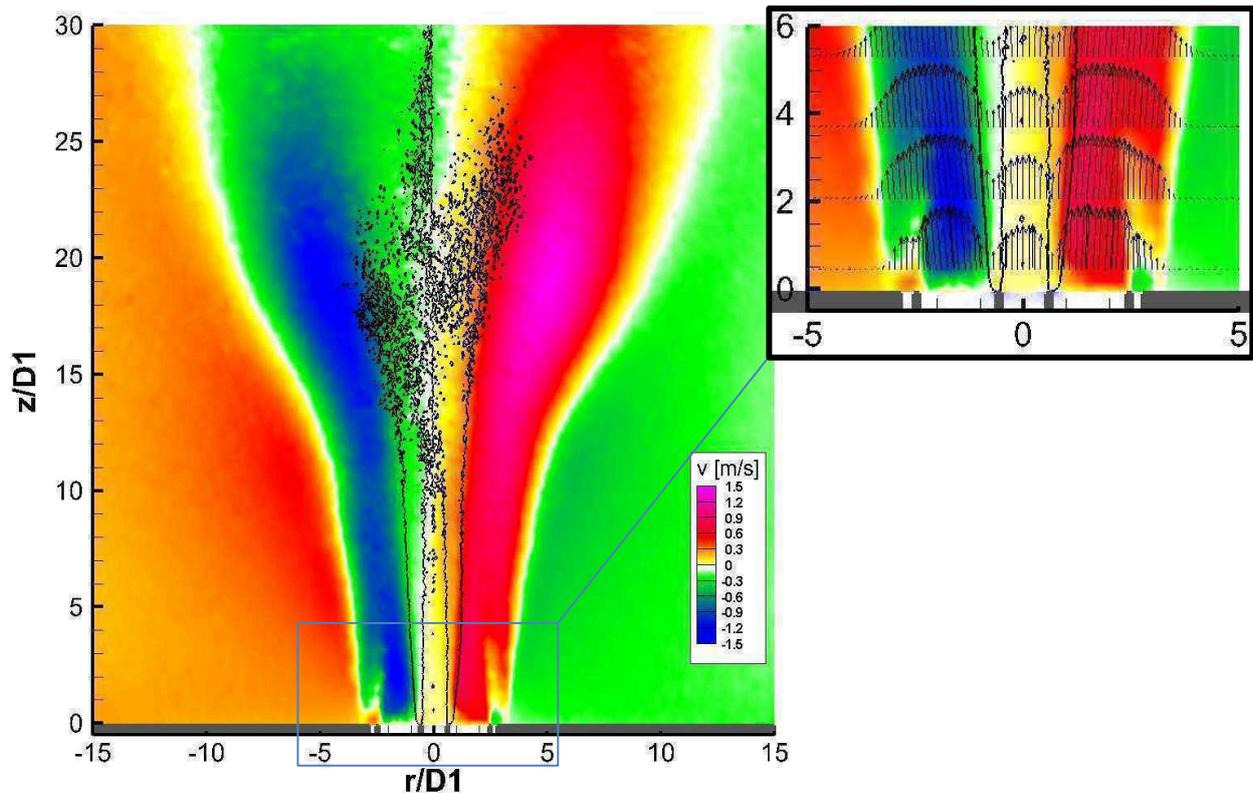


Figure 5.29 : Champ large de vitesses radiales (à gauche), champ zoomé et vecteurs vitesses (à droite) superposés au contour d'intensité lumineuse de OH^* pour la flamme de Type C_1 ($P=23$ kW, $Ro=10\%$).

Par ailleurs, l'augmentation de la puissance de combustion n'influe pas sur le comportement aérodynamique du jet d'oxygène interne, même si l'effet d'entraînement du jet de BFG reste conséquent à l'approche de la zone réactive interne O_{2i}/BFG (Figure 5.29). Les profils radiaux de vitesses axiales de la Figure 5.30 illustrent la tendance centrifuge du jet de BFG dont les faibles vitesses radiales varient entre 0 et 0,5 m/s en sortie d'injecteur et sur l'épaisseur du jet (Figure 5.31). Des vitesses radiales maximales, supérieures à 1 m/s, sont atteintes en périphérie au-delà de $r=\pm 5D_1$ lorsque le jet atteint $z=10D_1$ au-dessus du brûleur. Dans cette zone, le jet d'oxygène central interagit avec une partie du jet de combustible centrifuge, avec une variation spatiale de vitesse axiale plus importante que du côté d' O_{2e} ($u_{\text{O}_{2i}}=6$ m/s à $z=5D_1$, $u_{\text{O}_{2i}}=4$ m/s à $z=10D_1$ et $u_{\text{O}_{2i}}=5,5$ m/s à $z=15D_1$) (Figure 5.30), suggérant un mélange préférentiel du BFG avec l'oxygène interne près de l'injecteur. Cependant, aucune inversion de signe des vitesses radiales, synonyme de présence de structures tourbillonnaires de sillage au niveau de l'interface O_{2i}/BFG n'est observée dans cette zone ($5D_1 < z < 15D_1$).

Au niveau de l'interface BFG/O_{2e} , les profils de vitesses axiales montrent la formation très rapide d'un seul jet BFG/O_{2e} à partir d'environ $z=3D_1$, avec des vitesses radiales qui augmentent suivant z pour atteindre une valeur maximale de $v=1,5$ m/s à $z=15D_1$. En effet, l'absence de flamme permet aux jets de BFG centrifuge et d' O_{2e} centripète de s'interpénétrer près de l'injecteur. L'écoulement d' O_{2e} converge vers l'axe avec un angle de 3° confiné par les produits de combustion recirculants, observable sur les premiers diamètres au-dessus du brûleur du champ moyen de vitesse radiale (zoom sur la Figure 5.29).

Les gaz brûlés recirculants confinent également le jet de BFG en amont de $z=5D_1$ et les vitesses radiales des jets de combustible et d' O_{2e} s'annulent à $r=2,7D_1$ sur le prolongement vertical de la couronne d'injection du combustible (Figure 5.31), avant de s'uniformiser par la suite à environ $z=5D_1$ ($v\sim 0,5$ m/s). On note ensuite un transfert de quantité de mouvement vers la périphérie, accompagné d'un élargissement du jet le long de l'écoulement. L'inversion de signe des vitesses radiales en périphérie atteste d'un fort niveau de recirculation des gaz brûlés causé par un entrainement plus important des jets de réactifs (Figure 5.31).

Malgré un faible taux de répartition d'oxygène à cette condition de fonctionnement ($Ro=10\%$), c'est-à-dire un fort débit d'oxygène externe O_{2e} , la vitesse de ce dernier est deux fois plus faible que la vitesse du BFG. Le mélange entre les deux jets est plutôt contrôlé par les couches de cisaillement plutôt que les instabilités de sillage dans le cas du décrochage de la flamme externe BFG- O_{2e} [53], [54], [126].

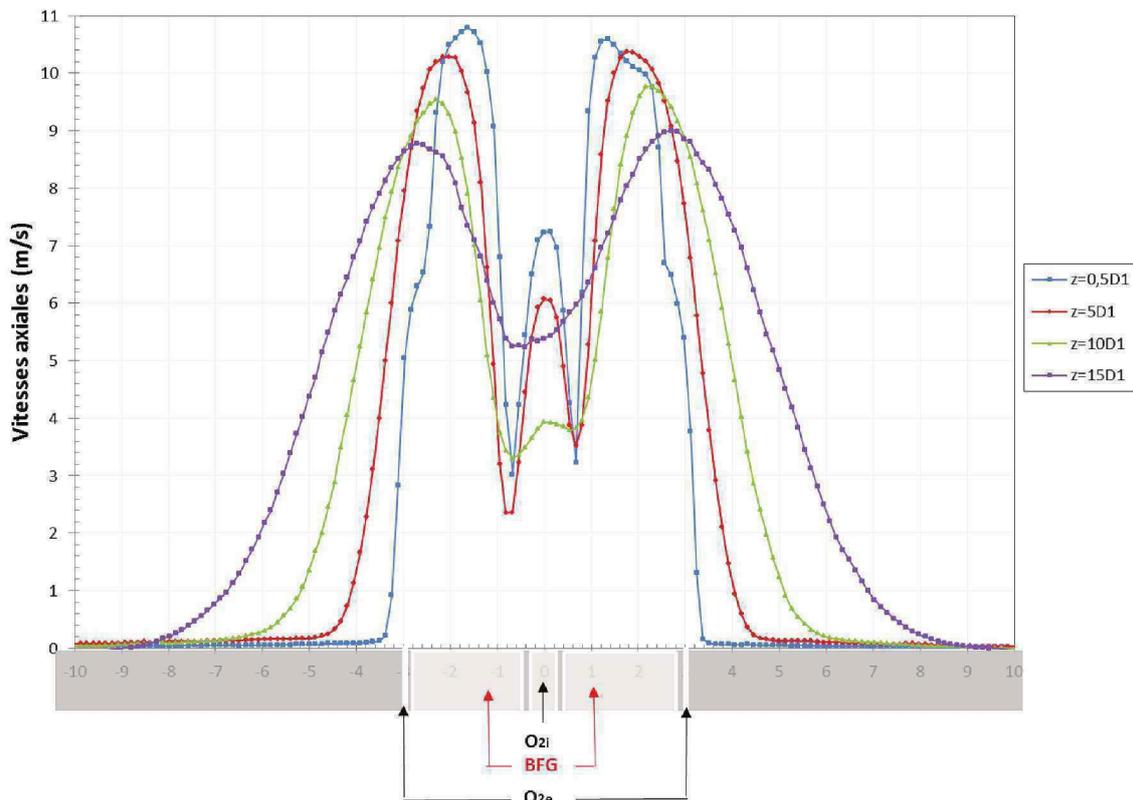


Figure 5.30 : Profils radiaux de vitesses axiales des écoulements réactifs à différentes positions au-dessus du brûleur pour la flamme de Type C_1 ($P=23$ kW, $Ro=10\%$).

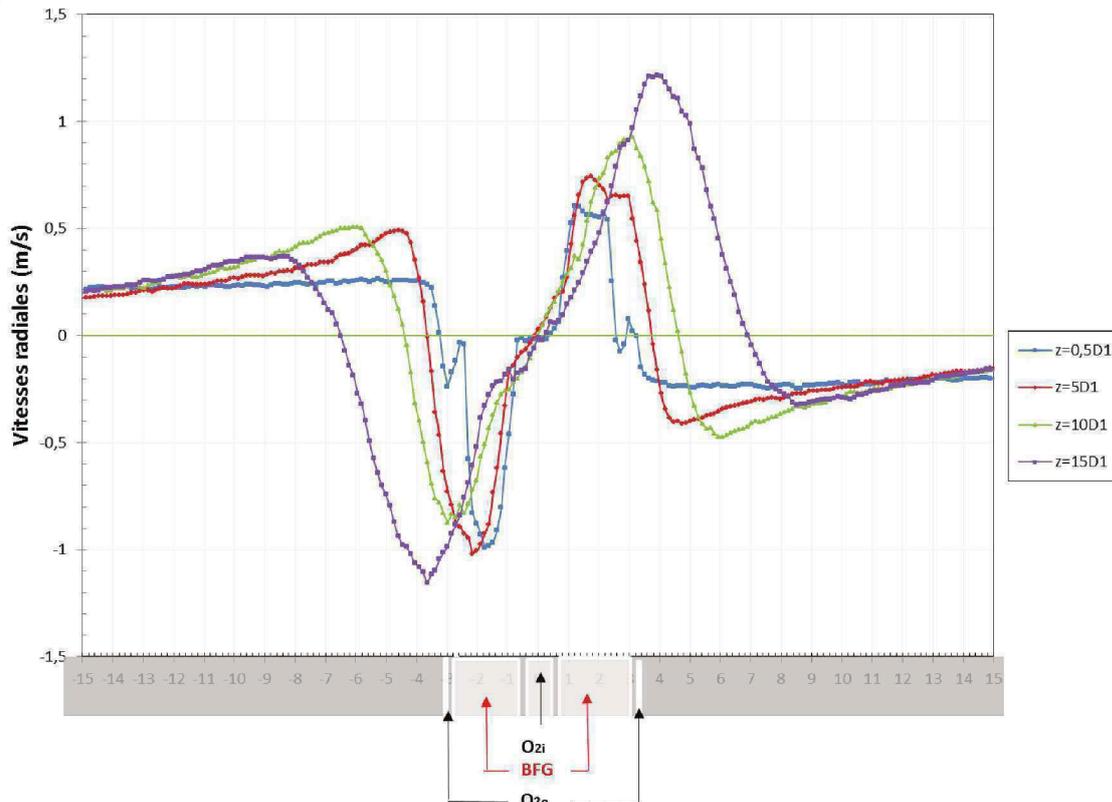


Figure 5.31 : Profils radiaux de vitesses radiales des écoulements réactifs à différentes positions au-dessus du brûleur pour la flamme de Type C₁ (P=23 kW, Ro=10%).

Ces processus de mélange turbulent au niveau des interfaces O_{2i} /BFG et BFG/ O_{2e} , rencontrés dans cette nouvelle configuration de flamme, sont confirmés par les champs de fluctuations de vitesses, d'énergie cinétique turbulente et de contraintes de cisaillement présentés sur la Figure 5.32. Celle-ci montre un comportement aérodynamique différent des deux couches de mélange entourant le jet de combustible près de l'injecteur, avec des fluctuations axiales de vitesses (u') maximales dans la couche interne et des fluctuations de vitesses radiales (v') maximales dans la couche externe du BFG. Des pics d'intensité turbulente sont ainsi observés de chaque côté des tubes d' O_{2i} et de BFG. Il apparaît un pic d'énergie cinétique (k) de $20 \text{ m}^2/\text{s}^2$ à $z=5D_1$ correspondant à la couche de mélange O_{2i} /BFG. En effet, dans cette zone de sortie du cœur potentiel d' O_{2i} , le différentiel de vitesse entre le BFG et l'oxygène interne augmente, entraînant un niveau d'intensité turbulente plus important dans cette couche de mélange, et alors la formation rapide d'un mélange O_{2i} /BFG. Cette intensité turbulente chute fortement à $k=8 \text{ m}^2/\text{s}^2$ à partir de $z=10D_1$, dû certainement à la laminarisation de l'écoulement par le dégagement de chaleur de la flamme centrale O_{2i} -BFG qui présente une hauteur moyenne d'environ $12D_1$ (Figure 5.28).

Le niveau d'intensité turbulente issue de la couche de cisaillement coté oxygène O_{2e} est moins important que du côté O_{2i} . Il présente un maximum local de $6 \text{ m}^2/\text{s}^2$, entre $z=0$ et $z=3D_1$, puis augmente à $15 \text{ m}^2/\text{s}^2$ entre $z=5D_1$ et $z=15D_1$ avec un élargissement progressif vers la périphérie lorsqu'on s'approche de la zone de panache de flamme. Ce pic d'énergie cinétique turbulente, associé à une inversion de signe des vitesses radiales sont caractéristiques d'un fort échange de

quantité de mouvement entre les gaz brûlés recirculants et un mélange BFG/O_{2e} centrifuge, comme le montre les vitesses radiales centripètes extérieures aux jets (Figure 5.29). La flamme externe, décrochée des lèvres du brûleur, se positionne ainsi plus en aval dans une zone de moindre turbulence ($k \sim 6 \text{ m}^2/\text{s}^2$ et $u'v' \sim 3 \text{ m}^2/\text{s}^2$) autour de $z=15D_1$.

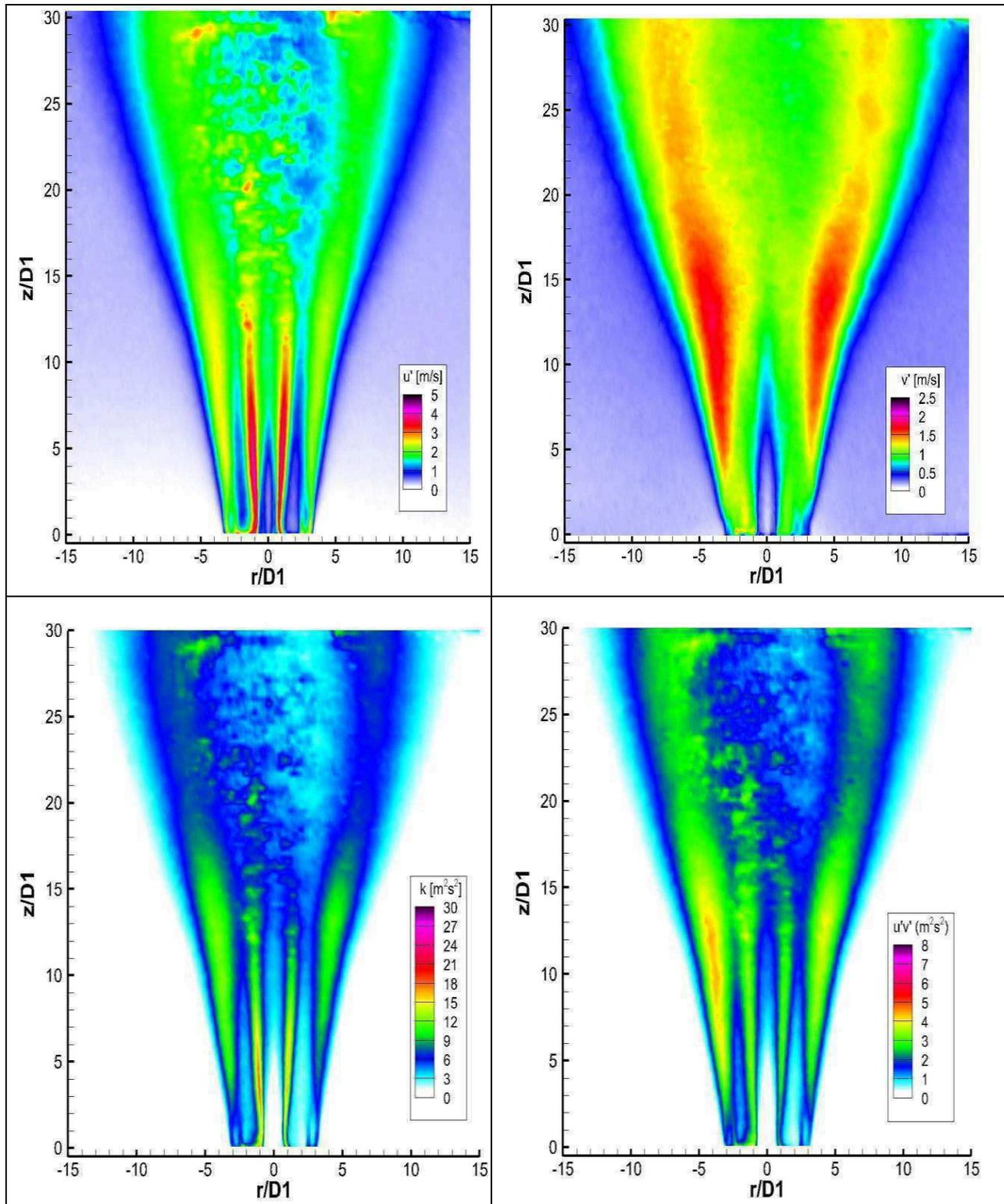


Figure 5.32 : Champs de fluctuations de vitesse axiales (u') et radiales (v'), d'énergie cinétique turbulente (k) et de contraintes de cisaillement de Reynolds ($u'v'$) pour la flamme de Type C₁ ($P=23 \text{ kW}$, $Ro=10\%$).

Les contraintes de cisaillement $u'v'$ affichent des valeurs très faibles de l'ordre de $3 \text{ m}^2/\text{s}^2$ à la sortie du brûleur dans les deux couches de mélange, de $z=0$ à $z=3D_1$. Le taux de cisaillement reste ensuite constant et la turbulence devient isotrope dans les directions axiale et radiale pour la couche interne O_{2i}/BFG (Figure 5.32). Pour la couche de mélange externe, il augmente à $6 \text{ m}^2/\text{s}^2$ à partir de $z=5D_1$ avant d'être majoritairement dissipé en aval de l'écoulement. Le pic de contrainte de cisaillement dans la zone proche brûleur, un peu avant la zone principale de flamme, est associé à une forte augmentation des fluctuations radiales de vitesse (v'). Ces fluctuations sont caractéristiques des instabilités de sillage se développant dans cette zone et qui témoignent de forts échanges de quantités de mouvement entre le mélange non-réactif BFG/O_{2e} et les gaz brûlés recirculants. En effet, la forte recirculation des produits de combustion dans cette région de l'écoulement crée des niveaux de fluctuations de vitesses axiales mais surtout radiales, et des contraintes turbulentes de cisaillement très fortes pilotant le processus de mélange entre les différents gaz.

Cependant, l'apport thermique des gaz brûlés, avec une température moyenne de 1000 K pour cette condition de fonctionnement, est insuffisant pour favoriser la combustion du prémélange local formé en l'absence de flamme dans la zone proche du brûleur par le BFG, l'oxygène externe O_{2e} et les gaz brûlés. En effet, l'importante quantité de gaz brûlés composés majoritairement de CO_2 (Tableau 5.5) décale la ligne stœchiométrie de l'oxy-flamme du gaz à bas PCI ($\text{BFG}-\text{O}_{2e}$) située théoriquement à $Z_s=0,88$. Ce mélange s'ouvre par la suite avec l'expansion des gaz chauds de la flamme interne et va brûler plus en aval dans la zone de panache de flamme à environ $z=15D_1$, avec l'apport d'oxygène du mélange central O_{2i}/BFG formé.

5.2.3. Analyse comparative des régimes de combustion : Synthèse des mécanismes conduisant à la transition

Le changement de régime de combustion de l'oxy-flamme de BFG sous l'effet de la variation de la puissance totale est le résultat d'une différence aérodynamique et d'une modification des processus de mélange entre les topologies de flamme obtenues, Type B et Type C_1 , aux points nominaux de fonctionnement respectifs ($P=17,5\text{kW}-R_010\%$) et ($P=23\text{kW}-R_010\%$). L'aérodynamique conserve donc un rôle essentiel sur la stabilisation de flamme de gaz à bas PCI.

Les schématisations des processus de mélange pilotant la stabilisation de la flamme de Type B, accrochée au brûleur et présentant une stabilité intermittente sur la flamme annulaire, et celle de Type C_1 caractérisée par un décrochage de cette dernière, sont résumées dans les Figures 5.33 et 5.34. Celles-ci mettent en avant des régimes de combustion avec une forte impulsion du jet de BFG qui domine l'écoulement à la sortie de l'injecteur et transfère rapidement sa quantité de mouvement aux autres écoulements.

La Figure 5.33 (Type B) identifie deux zones principales de réaction : une proche de l'injecteur où le mélange est principalement régi par les instabilités de sillage derrière les lèvres des tubes du brûleur et une seconde zone en aval de l'écoulement vers $z=5D_1$, où ont lieu les

interactions entre les différentes structures turbulentes provenant des couches de mélange interne et externe, mais aussi des instabilités de cisaillement issues des gradients de vitesse entre les différents jets et créés à la sortie des cœurs potentiels des oxygènes.

Le jet d'oxygène interne est entraîné par le transfert de quantité de mouvement axial du jet annulaire de combustible, qui va ensuite s'ouvrir par l'expansion des gaz chauds issus de la flamme interne O_{2i} -BFG. Plus en aval vers $z=25D_1$, les deux jets coaxiaux atteignent la même vitesse marquant le début de la zone de régime établi.

L'écoulement d'oxygène externe O_{2e} est, quant à lui, très vite mélangé avec le jet de BFG accompagné de pics d'intensité turbulente pour ne former qu'un mélange combustible faiblement dilué aux produits de combustion. La flamme annulaire essaye ainsi de s'implanter dans une zone de faible turbulence dans un espace de forte compétition entre la recirculation des GB vers l'axe du brûleur et l'expansion des gaz chauds vers la périphérie, perturbant ainsi la stabilité de la flamme annulaire BFG- O_{2e} (Figure 5.33).

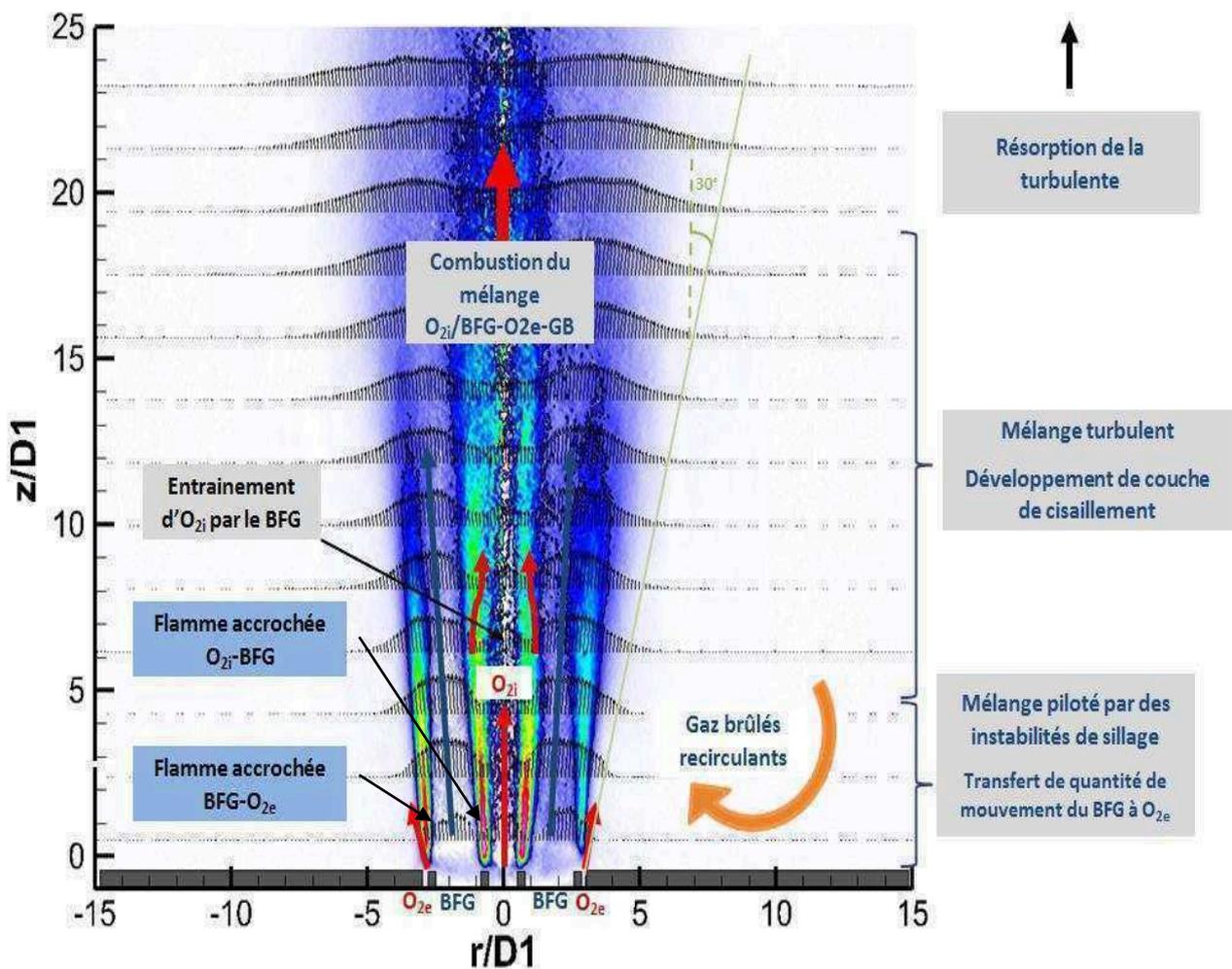


Figure 5.33 : Schéma de structure de la flamme de Type B et résumé des phénomènes contrôlant cette topologie ($P=17,5$ kW, $Ro=10\%$).

Pour la flamme de Type C_1 , constituée uniquement d'une seule flamme centrale accrochée O_{2i} -BFG, les fortes impulsions de l'oxygène interne O_{2i} et du BFG dominant l'écoulement (Figure 5.34). La description aérodynamique a permis de montrer que ces deux écoulements interagissent très rapidement avec un mélange piloté par des instabilités de sillage entre les jets. La flamme centrale O_{2i} -BFG est implantée dans cette couche de mélange en aval des lèvres d'injection de l'oxygène interne à la frontière avec le BFG (Figure 5.28), dans une région de faibles vitesses (Figure 5.30). Un maximum d'intensité turbulente est atteint dans cette zone réactive à environ $z=5D_1$, suivi d'un épaissement de la zone d'émission en aval de ce point, comme le montre le contour du signal de chimiluminescence OH^* . Le dégagement de chaleur issu de la flamme centrale entraîne une expansion radiale plus importante et une ouverture de l'écoulement suivant l'ouverture du jet de BFG.

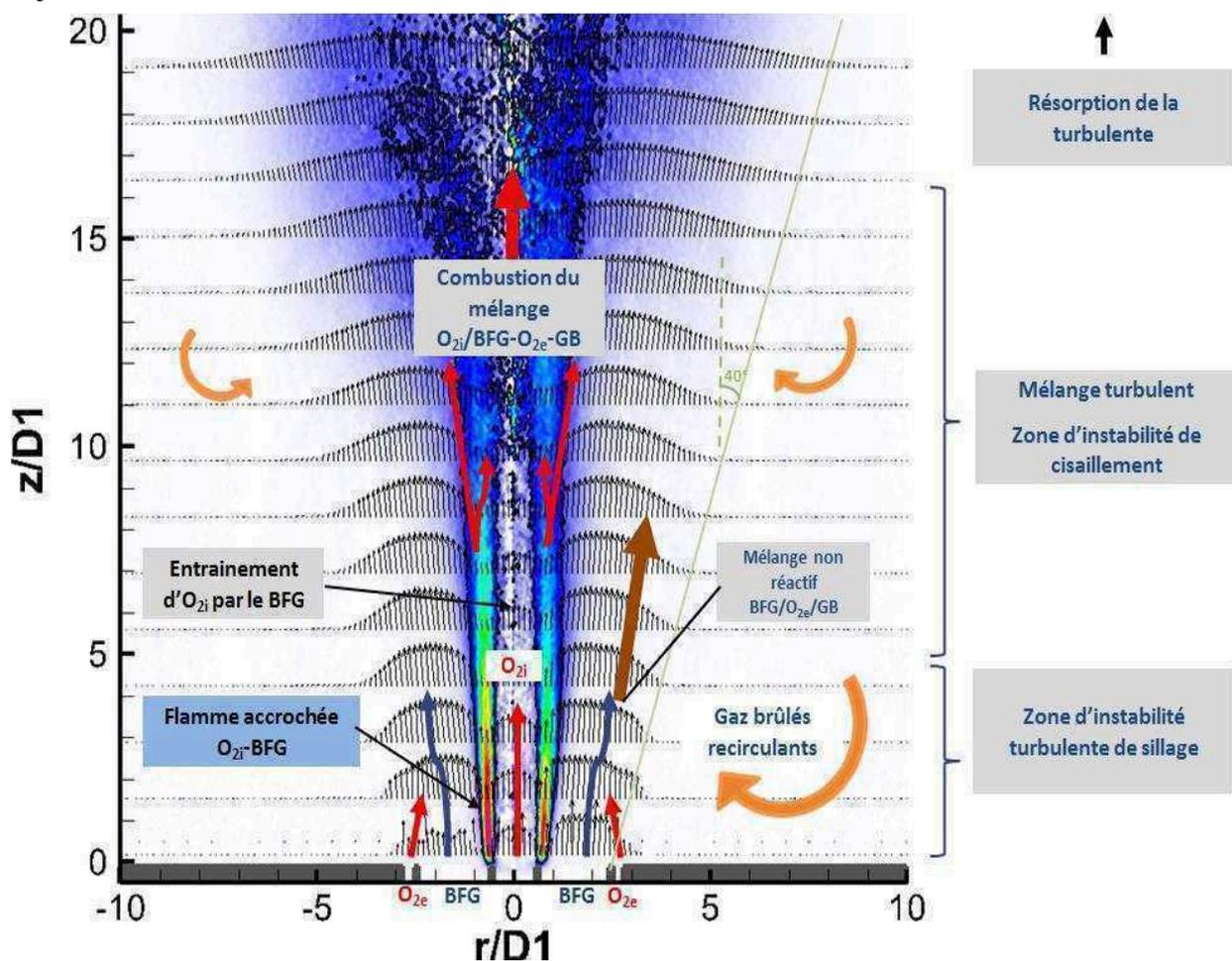


Figure 5.34 : Schéma de structure de la flamme de Type C_1 et résumé des phénomènes contrôlant cette topologie ($P=23$ kW, $Ro=10\%$).

Au niveau de la couche de mélange externe BFG/ O_{2e} , le mélange est piloté par des instabilités turbulentes de cisaillement, faibles en sortie d'injecteur, et qui augmentent avec la croissance des structures entre $x=5D_1$ et $z=15D_1$ avant de se résorber en aval. L'intensité du mélange dans cette zone de forte turbulence est relativement plus faible en l'absence de flamme annulaire dans la couche de mélange externe. L'augmentation des nombres de Reynolds des écoulements accentue

l'apparition de structures turbulentes en aval faisant apparaître des instabilités, mises en évidence par l'augmentation des amplitudes de $u'v'$ issues de la couche de cisaillement à l'interface BFG/O_{2e}. De plus, la forte impulsion du mélange central O_{2i}/BFG avec l'augmentation de la puissance crée un entrainement des gaz brûlés (GB) plus important. Cette dernière observation résultat est confortée par la quantification de la dilution par le calcul de l'entrainement latéral de gaz brûlés par les mesures de vitesse, en calculant le taux d'entrainement des jets pour chaque configuration de flamme. Les détails de ces calculs sont présentés en Annexe B.

La Figure 5.35 compare les débits massiques de gaz brûlés cumulé (\dot{m}) et les taux d'entrainement locaux ($d\dot{m}/dz$) entre écoulements en fonction de la hauteur z , en définissant un contour de jet suivant l'ouverture de l'écoulement et sous l'hypothèse que la masse volumique est constante dans la périphérie du jet. Elle souligne deux fois plus d'entrainement dans la zone $z < 10D_1$ avec la topologie de flamme de Type C₁ comparée à celle de Type B correspondant à une variation de puissance de 17,5 à 23kW. Cette augmentation de l'entrainement latéral engendre une forte recirculation de produits de combustion avec de grosses structures turbulentes qui viennent conditionner localement la position de la ligne stœchiométrique dans la couche de mélange BFG/O_{2e} et une plus grande présence d'espèces inertes, qui vont diminuer la résistance de la flamme à l'étirement.

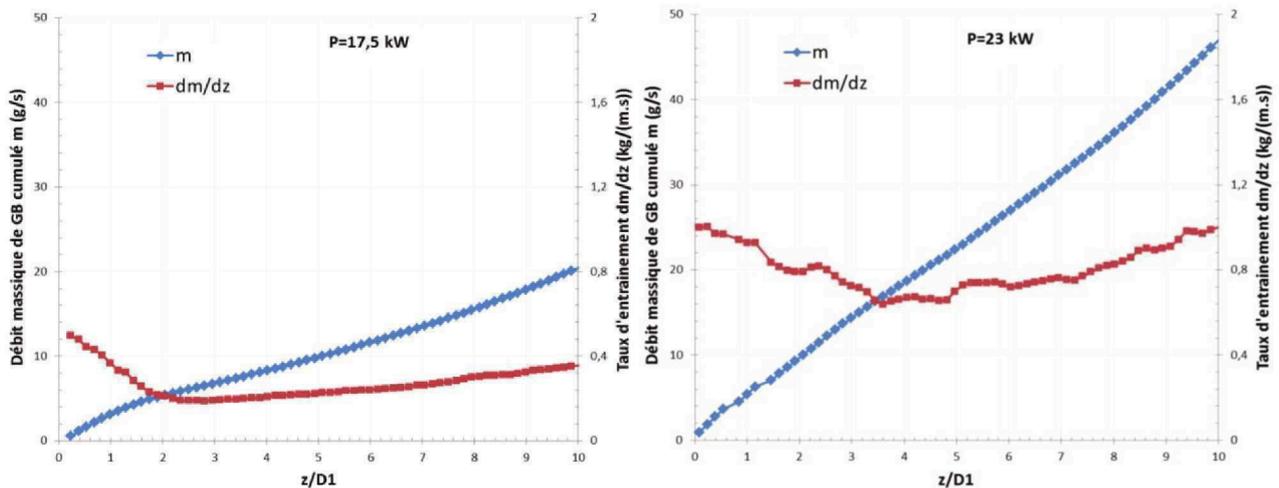


Figure 5.35 : Débit massique cumulé \dot{m} et taux d'entrainement local $d\dot{m}/dz$ pour les deux configurations de flamme de Type B (à gauche) et de Type C₁ (à droite).

La transition de la flamme de Type B à celle de Type C₁ correspond ainsi à la rupture de l'équilibre aérothermochimique entraînant le décrochage de la flamme du brûleur. En réalité, deux phénomènes physiques se cumulent pour favoriser le décrochage de la flamme avec l'élévation des vitesses d'injection : d'une part, l'augmentation de la vitesse locale de l'écoulement et, d'autre part, la modification des profils de concentration [128]. La modification de la richesse locale, induite par un entrainement radial accru des gaz brûlés environnants, provoque un décalage de la stabilisation vers le jet interne, où les vitesses locales d'écoulement sont plus élevées, conduisant alors au décrochage de la flamme externe [56, 128].

Chapitre 6 : Influence du préchauffage des réactifs sur la stabilisation des oxy-flammes de combustible à bas PCI

Dans le chapitre précédent, l'étude de l'oxycombustion du gaz de haut fourneau sans préchauffage des réactifs a permis de caractériser les différentes configurations de flammes de diffusion turbulentes stabilisées sur un brûleur tri-coaxial de laboratoire. Cette approche paramétrique a mis en évidence l'influence de la puissance de combustion et de la répartition des débits d'injection du comburant sur les modes de combustion, les transferts thermiques et émissions de la flamme ainsi que sur la physique du mélange des jets coaxiaux turbulents.

Dans le présent chapitre, l'impact de l'élévation de la température initiale des réactifs sur les propriétés physico-chimiques de la flamme de combustible à bas PCI est évalué à l'aide d'une analyse comparative avec les configurations de flamme obtenues dans les conditions à température ambiante. Dans un premier temps, le fonctionnement aux températures de préchauffage (T_{pr}) nominales permet de dresser de nouvelles cartographies de la stabilité de la combustion du BFG et de décrire les nouvelles topologies de flammes observées. Une redéfinition des diagrammes de stabilité va permettre de caractériser les limites de transition entre modes de combustion par la détermination d'une valeur expérimentale de vitesse critique (U_c^*) à l'extinction locale de flamme. La variation de cette valeur de U_c^* en fonction de la température de préchauffage sera comparée à l'évolution de sa valeur théorique utilisée pour le dimensionnement du brûleur de laboratoire. Cette comparaison servira de critère de validation de la méthodologie de dimensionnement et va aussi permettre de montrer que la vitesse critique U_c^* , à travers le nombre de Damköhler critique Da_c^* , est le paramètre adapté pour contrôler la stabilisation de la flamme dans la couche de mélange BFG- O_2 .

Dans un second temps, l'influence particulière de la température des réactifs sur l'élargissement des limites de stabilité de la combustion du gaz à bas PCI est discutée plus en détails, à travers l'analyse du comportement aérodynamique de l'écoulement par les mesures de vitesses par PIV, suite à l'augmentation des vitesses d'injection du fait du réchauffement des gaz et de la modification de l'impulsion de jet interne d'oxygène. L'effet de l'échelle (« scale-up ») sur la méthodologie de conception du brûleur de gaz à bas PCI est aussi étudié grâce à des mesures réalisées avec un brûleur dimensionné à la puissance nominale industrielle.

6.1. Diagramme de stabilité du brûleur tri-coaxial avec préchauffage des réactifs

6.1.1. Description générale des nouvelles structures de flammes

La Figure 6.1 présente le diagramme de stabilité du brûleur tri-coaxial dans le cadre de la combustion avec préchauffage simultané du BFG et des écoulements d'oxygène O_{2i} et O_{2e} . Dans cette étude paramétrique visant à caractériser l'effet de la température des réactifs sur la stabilité de flammes de gaz à bas PCI, des séries d'essais ont été réalisées à trois puissances de combustion (20, 23 et 25 kW) pour des taux de répartition d'oxygène variant entre 10 et 90%. Les conditions opératoires limitées à une puissance minimale de 20 kW sont imposées par les contraintes liées aux débits minimum pour un bon fonctionnement des différents réchauffeurs en évitant d'endommager les résistances par surchauffe. Les réactifs sont ainsi préchauffés suivant la procédure précédemment décrites dans la section 4.1.2, à des températures variant entre 400 et 650 K en sortie de brûleur. Les pertes thermiques n'étant pas équivalentes sur les différents circuits acheminant les fluides vers le brûleur, du fait notamment de la présence des mélangeurs et répartiteurs sur les écoulements de BFG et d'oxygène externe O_{2e} (Figure 4.7), un préchauffage plus ou moins important des gaz réactifs est effectué afin de garantir des températures de sortie de brûleur très proches avec des écarts relativement faibles, d'environ 15 K maximum sur les trois écoulements.

Ainsi, à richesse constante ($\phi=0.96$), la puissance P , la répartition d'oxygène R_o et la température de préchauffage (T_{pr}) sont variées et chaque point de fonctionnement est défini par ces trois paramètres (P , R_o , T_{pr}). La caractérisation des flammes se fait à l'aide du système d'imagerie de chimiluminescence du radical OH^* , accompagnée de mesures globales de température et de flux thermiques aux parois complétée par une analyse de fumées en sortie de chambre de combustion.

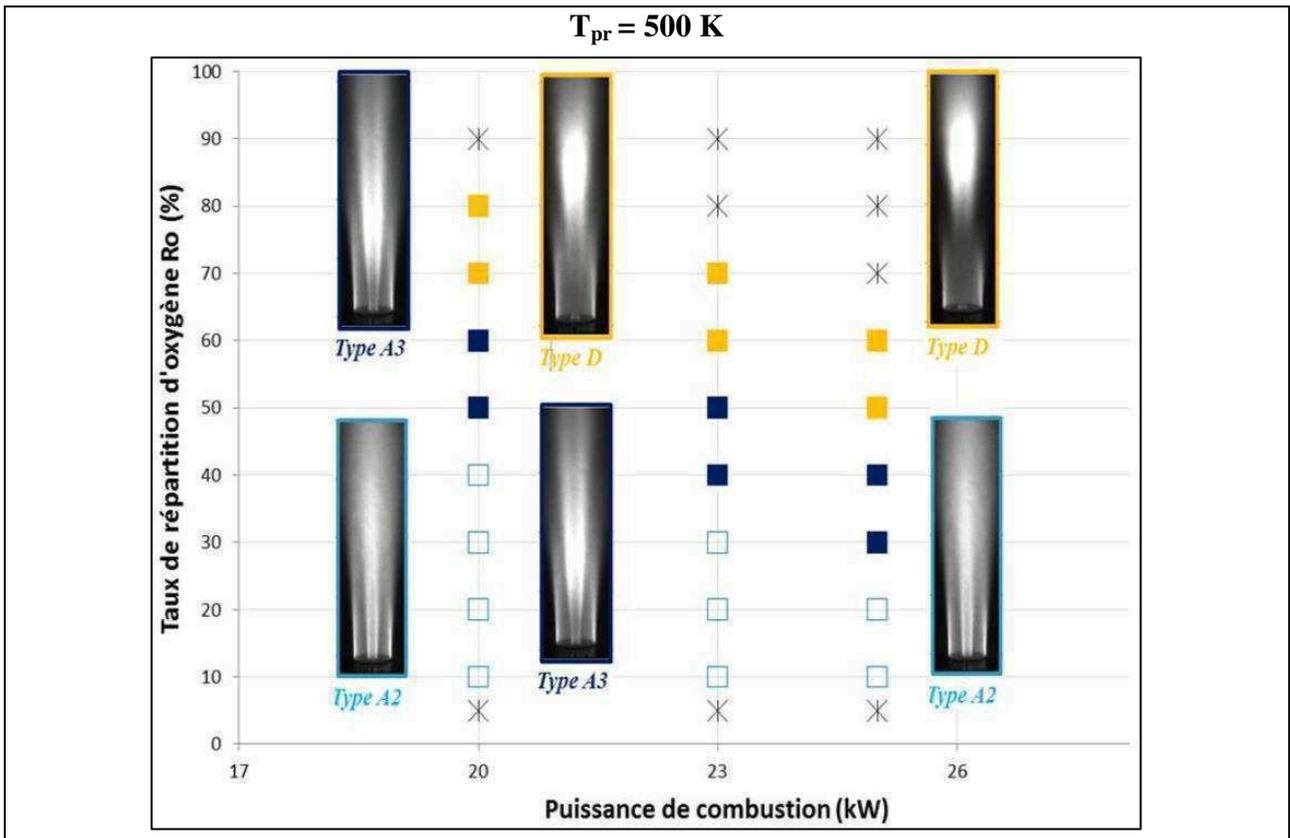
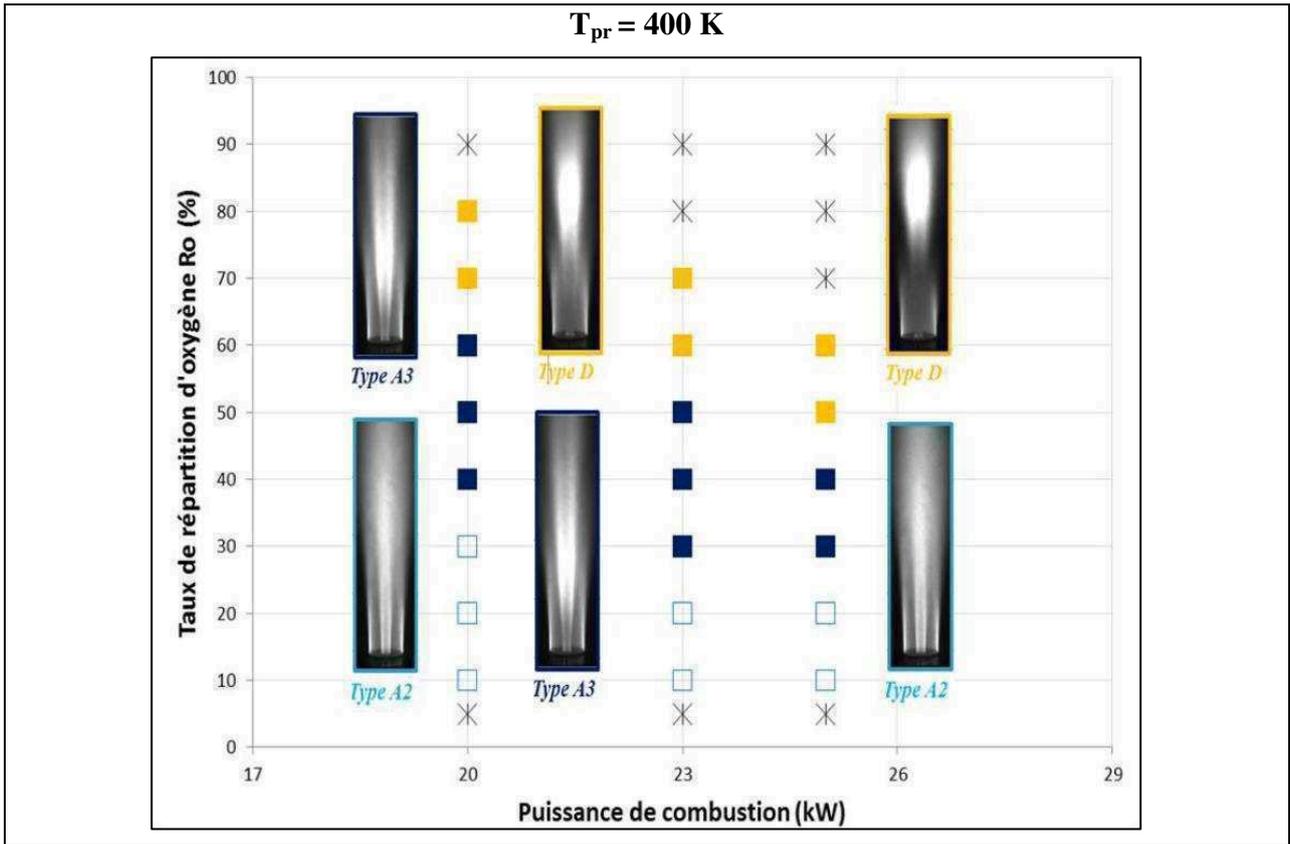
Les cartographies de stabilité de la Figure 6.1 obtenues dans la gamme de température étudiée (400, 500, 600, 650K) révèlent à chaque de fonctionnement (P , R_o , T_{pr}), deux oxy-flammes de BFG concentriques caractérisées par des mécanismes de stabilisation différents, se développant au-dessus du brûleur. L'ensemble des configurations obtenues répond à des régimes de fonctionnement stables caractérisés par de très faibles émissions de CO et NOx toujours inférieures à 15 ppm. Il s'agit, premièrement, d'une topologie de flamme déjà rencontrée lors la combustion sans préchauffage des réactifs à basse puissance, correspondant à la flamme de 'Type A₂' stable et accrochée au nez du brûleur. Le préchauffage permet de d'étendre le domaine de présence des flammes de Type A₂ dans le digramme de stabilité : ce type de flamme est maintenant observé à plus forte puissance, toujours pour des valeurs faibles et moyennes de R_o (Figure 6.1). Pour des valeurs de T_{pr} plus élevée, on note une extension de la flamme A₂ vers des débits importants d'oxygène O_{2i} , pouvant aller jusqu'à $R_o=80\%$ à $T_{pr}=650$ K.

Ensuite, quand R_o augmente, deux nouvelles topologies de flamme apparaissent. Elles sont classées suivant le changement de structure de la zone réactive interne O_{2i} -BFG, alors que la

flamme externe BFG-O_{2e} ne présente aucune forme d'instabilité temporelle ou spatiale, si ce n'est un raccourcissement de sa longueur de flamme induit par la baisse de débit d'O_{2e}. Ainsi, la première nouvelle topologie de flamme observée présente une baisse d'intensité lumineuse de la flamme centrale O_{2i}-BFG dans la région proche brûleur entre $z=D_1$ à $z\sim 5D_1$, suivie d'une zone de forte luminosité en aval accompagnée d'une ouverture de la flamme vers la périphérie. Cette topologie de flamme, correspondant à la famille A en termes de structure de flamme, est appelée 'Type A₃'.

Sur l'ensemble des diagrammes de stabilité obtenus avec préchauffage des réactifs, une nouvelle structure générique est rencontrée pour toutes les valeurs de puissance et à des forts débits d'oxygène O_{2i} ($R_o \geq 60\%$). La forte impulsion centrale entraîne en effet l'apparition d'une zone d'extinction (ZE) au sein de la flamme centrale O_{2i}-BFG qui s'étend de $z=D_1$ à $z\sim 10D_1$, et un raccourcissement significatif de la longueur de la zone réactive de la flamme annulaire. Cette nouvelle topologie de flamme, très différente de toutes celles observées jusqu'ici est appelée 'Type D' dans les diagrammes de stabilité avec préchauffage (Figure 6.1). Elle est caractérisée par une petite flamme accrochée au brûleur dans la zone de réaction interne entre le BFG et l'oxygène central. Ce bout de flamme, séparé d'une seconde partie suspendue de la flamme O_{2i}-BFG, est en partie stabilisé par le dégagement de chaleur de la flamme annulaire BFG-O_{2e}. En effet, celle-ci se raccourcit progressivement lorsque R_o augmente avant de disparaître complètement en supprimant l'oxygène O_{2e} à $R_o=100\%$, entraînant par la même occasion le soufflage total de la flamme.

Par ailleurs, les diagrammes « à chaud » mettent aussi clairement en évidence l'impact du préchauffage des réactifs sur le décalage des limites de stabilité de la flamme de BFG. Ces diagrammes ne mettent en avant aucun décrochage complet de la flamme interne ou externe des lèvres du brûleur sur tout le domaine d'étude. De plus, un fonctionnement à la puissance maximale de $P=25$ kW a été possible avec le préchauffage donnant des flammes stables, là où le diagramme de stabilité sans préchauffage mettait en avant un soufflage de flamme dès $R_o=10\%$ (Figure 5.2). Ce qui démontre clairement l'élargissement des domaines de stabilité de l'oxy-flamme de gaz à bas PCI grâce au préchauffage des réactifs.



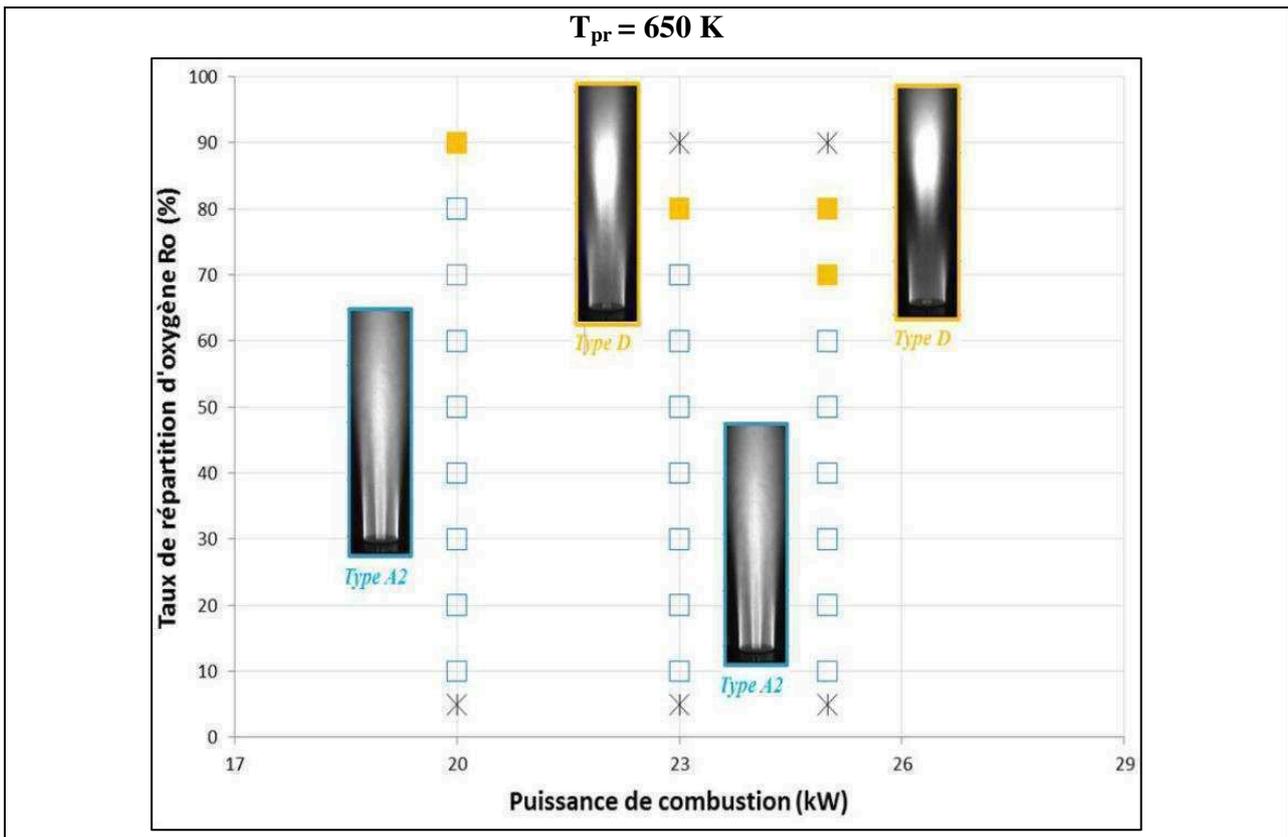
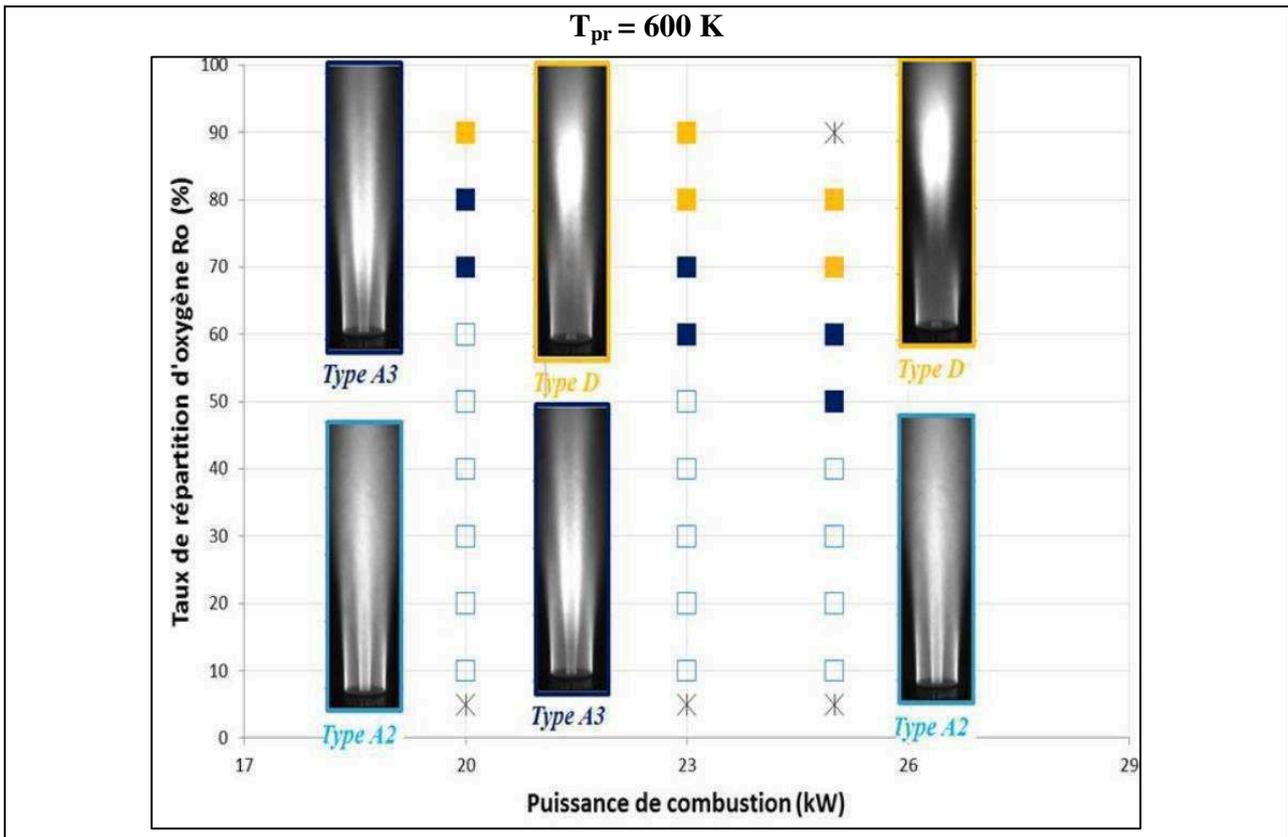


Figure 6.1 : Cartographie de stabilité du brûleur tri-coaxial de combustible à bas PCI à différentes températures de préchauffage (Type A₂ [□], Type A₃ [■], Type D [■], Flamme soufflée [X])

6.1.1.1. Régime stable de Type A₃

La nouvelle configuration de flamme classée dans la famille A, caractérisée par deux flammes stables et accrochées au brûleur, est observée dans une gamme de température de préchauffage comprise entre 400 K et 600 K. Cette flamme de Type A₃ est retrouvée pour toutes les valeurs de puissance et à des débits relativement forts d'oxygène interne ($30 \leq Ro \leq 80\%$). Cette structure de flamme, associée uniquement au préchauffage, est caractérisée par deux flammes concentriques intégralement bleues avec une intensité d'émission relativement élevée comparée aux régimes de combustion sans préchauffage (Figure 6-2-a). L'image moyenne de chimiluminescence du radical OH* (Figure 6.2-b) montre une flamme externe BFG-O_{2e} relativement courte ($\sim 15D_1$) à cause des valeurs moyennes et élevées de R_o (ici R_o=60%), donc des faibles débits faible d'oxygène O_{2e}.

L'image moyenne de chimiluminescence du radical OH* met en évidence deux flammes concentriques et attachées au brûleur où est observé un signal d'émission relativement faible du radical OH* en sortie de l'injecteur au niveau de la zone réactive interne O_{2i}-BFG (Figure 6.2-b). Des maxima d'intensité d'émission du radical OH*, de l'ordre de 600 u.a., sont atteints au sein de la flamme interne dans les zones situées à $z \leq D_1$ et $5D_1 \leq z \leq 10D_1$, et pour la flamme externe dans la région située à $z \leq 5D_1$ suivie d'une décroissance continue de l'intensité lumineuse jusqu'à environ $z=15D_1$ (Figure 6.2-c).

Au niveau de la zone réactive interne, l'intensité du signal atteint un minimum local, de l'ordre de 300 u.a., en aval de $z=D_1$ et s'étend jusqu'à environ $z=5D_1$, correspondant à une zone de dégagement de chaleur minimal et associée à une extinction partielle et locale de flamme. La flamme centrale O_{2i}-BFG peut être ainsi divisée en trois régions d'intérêt :

- Une zone de flamme bleue intense en sortie de brûleur d'une hauteur d'environ un diamètre (Figure 6.2-a).
- Une seconde zone transitionnelle de flamme caractérisée par une baisse de l'intensité lumineuse qui s'étend de $z=D_1$ à environ $z=5D_1$.
- Une troisième zone de flamme d'une intensité lumineuse maximale et homogène sur plusieurs diamètres, qui s'étend de $z=5D_1$ jusque vers la fin de la zone imagée (vers $z=30D_1$). Cette zone est aussi caractérisée par une augmentation de volume de la zone de réaction interne, passant d'une épaisseur moyenne de la flamme interne de $\delta=0.5D_1$ à $z=2D_1$ à environ $\delta=4D_1$ à $z=15D_1$.

Le profil radial d'intensité moyenne tracé à $z=D_1$ met en avant quatre pics d'intensité correspondant aux zones de combustion centrale et périphérique et confirme la baisse de l'intensité lumineuse au niveau de la flamme interne O_{2i}-BFG (Figure 6.2-d), distinguant cette topologie de flamme à celle de Type A₂.

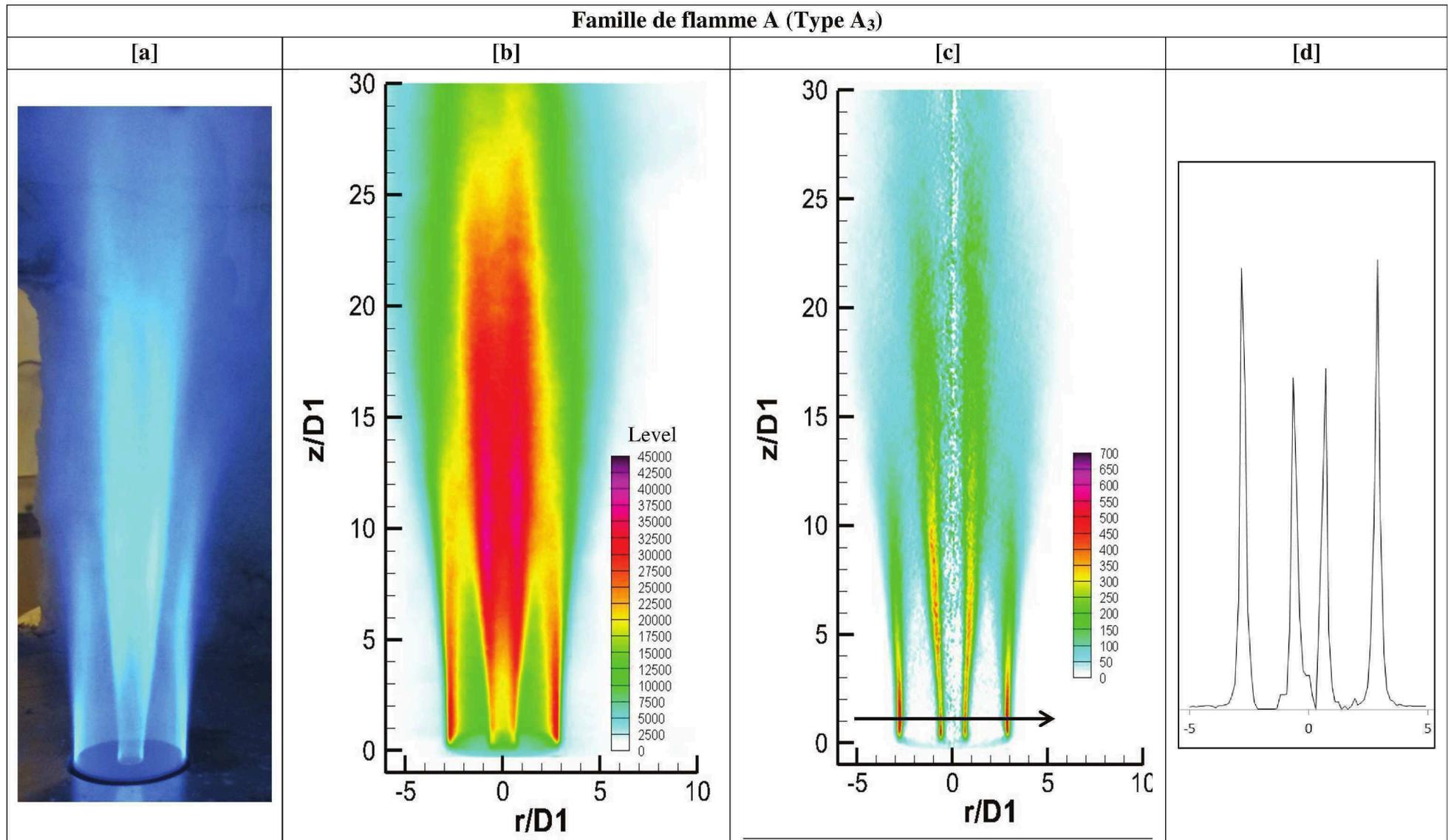


Figure 6.2 : Oxy-flamme de BFG, Famille A (Type A₃ : P=23 kW, R_o=60%, T_{pr}=600 K). Photographie directe de flamme [a]. Image moyenne de chimiluminescence du radical OH* [b]. Image tomographique de flamme reconstruite par *inversion d'Abel* [c]. Profil radial d'intensité à z=D₁ du signal OH* [d].

Cette nouvelle configuration de flamme de Type A₃, associée à une impulsion relativement forte du jet central d'oxygène ($R_o \geq 30\%$) et au préchauffage des réactifs ($T_{pr} \geq 400$ K), présente un mode de transferts thermiques aux parois semblable à celui décrit pour les autres configurations de flamme précédemment détaillées pour la combustion sans préchauffage. En effet, les températures des produits de combustion varient entre 850 K et 1100K et suivent la même évolution le long du foyer de combustion avec une pente croissante sur la première moitié du four contenant la flamme, vers $z \sim 130D_1$, puis une décroissance à partir de ce point (Figure 6.3). La température maximale atteintes par les fumées augmente tout de même légèrement avec le préchauffage, passant de 1005 K à 300 K à 1100 K pour $T_{pr}=600$ K à condition de puissance et de répartition d'oxygène égale ($P=23$ kW, $R_o=60\%$).

La variation du flux thermique avec le préchauffage est plus significative que celle des températures de gaz brûlés. Le flux suit cependant toujours une évolution cohérente avec le profil de température et varie quasi-linéairement de 10 à 45 kW/m². Cette évolution peut être expliquée par l'augmentation de la surface de flamme et la puissance totale amenée par la flamme qui favorise un transfert de chaleur accru vers la paroi de la chambre de combustion.

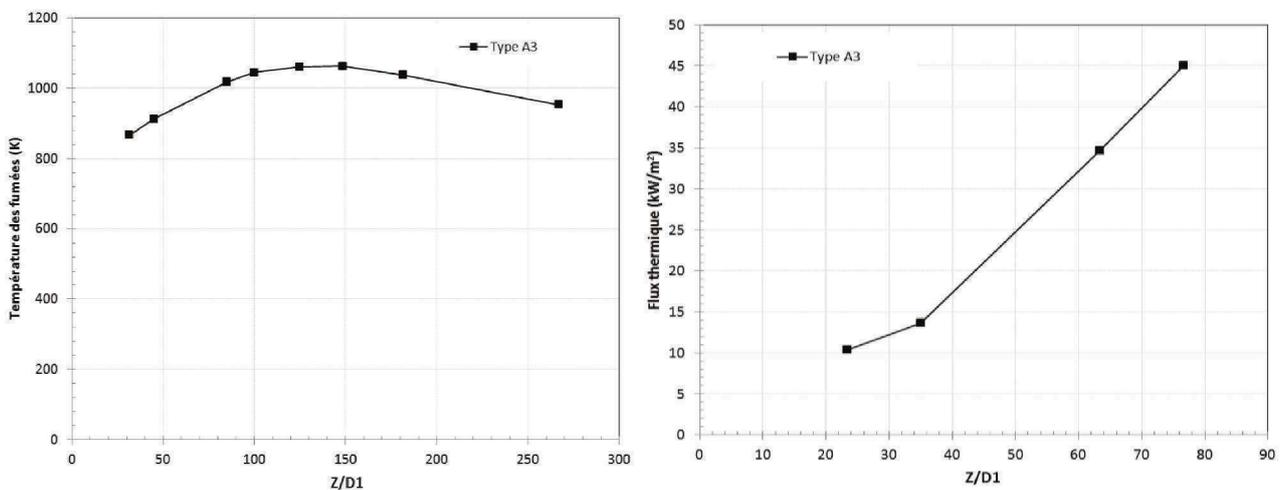


Figure 6.3 : Evolution de la température des gaz recirculants proches de la paroi (à gauche) et du flux thermique aux parois (à droite) à différentes positions au-dessus du nez du brûleur pour la flamme de Type A₃ ($P=23$ kW, $R_o=60\%$, $T_{pr}=600$ K).

Le bilan thermique de l'installation pour la configuration de flamme de type A₃ est reporté dans le Tableau 6.1. Il tient compte de la puissance thermique non négligeable apportée par le préchauffage des trois écoulements réactifs ($P_{préchauffage} \sim 9$ kW à $T_{pr}=600$ K) et porte la puissance globale entrant dans le système à 32 kW à ce point de fonctionnement. La puissance thermique reçue par la paroi et évacuée par les hublots représente environ 65% de la puissance thermique totale, tandis que 17% sont perdus par les fumées et le reste au niveau du convergent et du fond de chambre non refroidis (18%). Le bilan aboutit ainsi à une estimation de 30 kW pour la puissance totale, ce qui représente une différence de l'ordre de 7% par rapport à la puissance apportée.

Tableau 6.1 : Bilan thermique du four en fonctionnement pour le type de flamme A₃.

Point de fonctionnement	T _{moyenne GB} [K]	T _{fumées} [K]	P _{fumées} [kW]	P _{paroi} [kW]	P _{hublots} [kW]	P _{convergent} [kW]	P _{bilan} [kW]
Type A ₃ : P=23kW, R _o =60%, T _{pr} =600 K	995	953	5	8	11.3	5.4	29.7

L'important effet du préchauffage des réactifs sur la stabilité et la qualité de la combustion est souligné à travers les faibles concentrations de CO et NO_x, inférieures à 15 ppm, ainsi que sur la concentration de CO₂ cohérente avec la valeur théorique attendue. Le taux d'O₂ excédentaire est cependant légèrement surestimé par rapport à la valeur théorique. Ceci peut être expliqué par la présence d'une faible concentration d'air dans le convergent, induite par une légère dépression dans le foyer (Tableau 6.2).

Tableau 6.2 : Composition des fumées sèches et pression relative de la chambre pour le type de flamme A₃.

Point de fonctionnement	NO _x [ppm]	CO [ppm]	O ₂ [%vol]	CO ₂ [%vol]	Air [%vol]	P _{relative} [mmH ₂ O]
Type A ₃ : P=23kW, R _o =60%, T _{pr} =600 K	12	8	1	46	5	-1

6.1.1.2. Transition à la limite de stabilité de la flamme centrale (Type D)

La seconde structure générique de Type D est rencontrée pour des valeurs de R_o allant de 50 à 90% suivant la température de préchauffage. Cette nouvelle topologie de flamme, en limite de soufflage, est assez spécifique et est uniquement rencontrée dans les diagrammes de stabilité avec préchauffage des réactifs (Figure 6.1). Elle est caractérisée par une petite zone de réaction accrochée aux lèvres internes du brûleur, suivie par une large zone d'extinction au niveau de la flamme centrale de BFG comme l'illustrent l'image moyenne OH* et l'image tomographique de la Figure 6.4. En effet, dans ces conditions opératoires (P, R_o, T_{pr}), les vitesses d'injection de l'oxygène O_{2i} sont deux à trois fois plus importantes que celles du combustible BFG. Cette large zone d'extinction sur la flamme BFG-O_{2i} est donc le résultat de forts taux d'étirement existants à la sortie de l'injection entre les jets de combustible et d'oxygène O_{2i}. Alors que la flamme externe BFG-O_{2e} reste stable et ne présente aucune modification de structure si ce n'est un raccourcissement de la longueur de sa zone de réaction quand le débit d'oxygène O_{2e} décroît avec l'augmentation de R_o.

Comme dans la topologie de flamme A₃, représentant le mode de combustion transitoire entre la flamme référence de Type A₂ à celle de Type D (Figure 6.1), la flamme interne de cette dernière est subdivisée en trois zones de combustion :

- Une petite zone de flamme attachée sur toute la circonférence du brûleur d'une hauteur d'environ un diamètre.
- Une large zone d'extinction totale de flamme qui s'étend de $z=D_1$ à $z=10D_1$.

- Une troisième région de combustion semblable à une zone de panache de flamme jet décollée de très forte intensité lumineuse qui suit cette zone d'extinction et commence à environ $z=10D_1$ pour s'étendre au-delà de la fin de la zone imagée.

La flamme de type D est ainsi caractérisée en sortie de brûleur par deux pics d'intensité sur la couche de mélange externe comme l'illustre le profil radial d'intensité moyenne tracé à $z=D_1$, juste au-dessus de la zone d'attache au brûleur (Figure 6.4-d). Ces deux pics d'émission correspondent ainsi à la zone réactive externe de l'oxy-flamme de BFG et confirme l'extinction au sein de la flamme interne. L'image moyenne de chimiluminescence du radical OH^* met en évidence une augmentation globale de l'intensité lumineuse due au préchauffage, avec un maximum local du signal obtenu pour cette topologie au sein de la flamme O_{2i} -BFG de l'ordre de 50000 u.a vers $z=20D_1$, coïncidant ainsi à la zone principale de flamme (Figure 6.4-b). En effet, l'image inversée montre un niveau d'intensité du signal OH^* , de l'ordre de 600 u.a. atteint dans la flamme interne en sortie d'injection à $z \leq 0,5D_1$, avant une zone d'intensité nulle suivie par un maximum local dans la zone principale de flamme comprise entre $z=15D_1$ et $z=23D_1$ (Figure 6.4-c). Au niveau de la flamme externe, un maximum d'intensité du signal est observé dès la sortie d'injecteur et s'étend jusqu'à $z=2D_1$, avant une décroissance continue du signal suivant z .

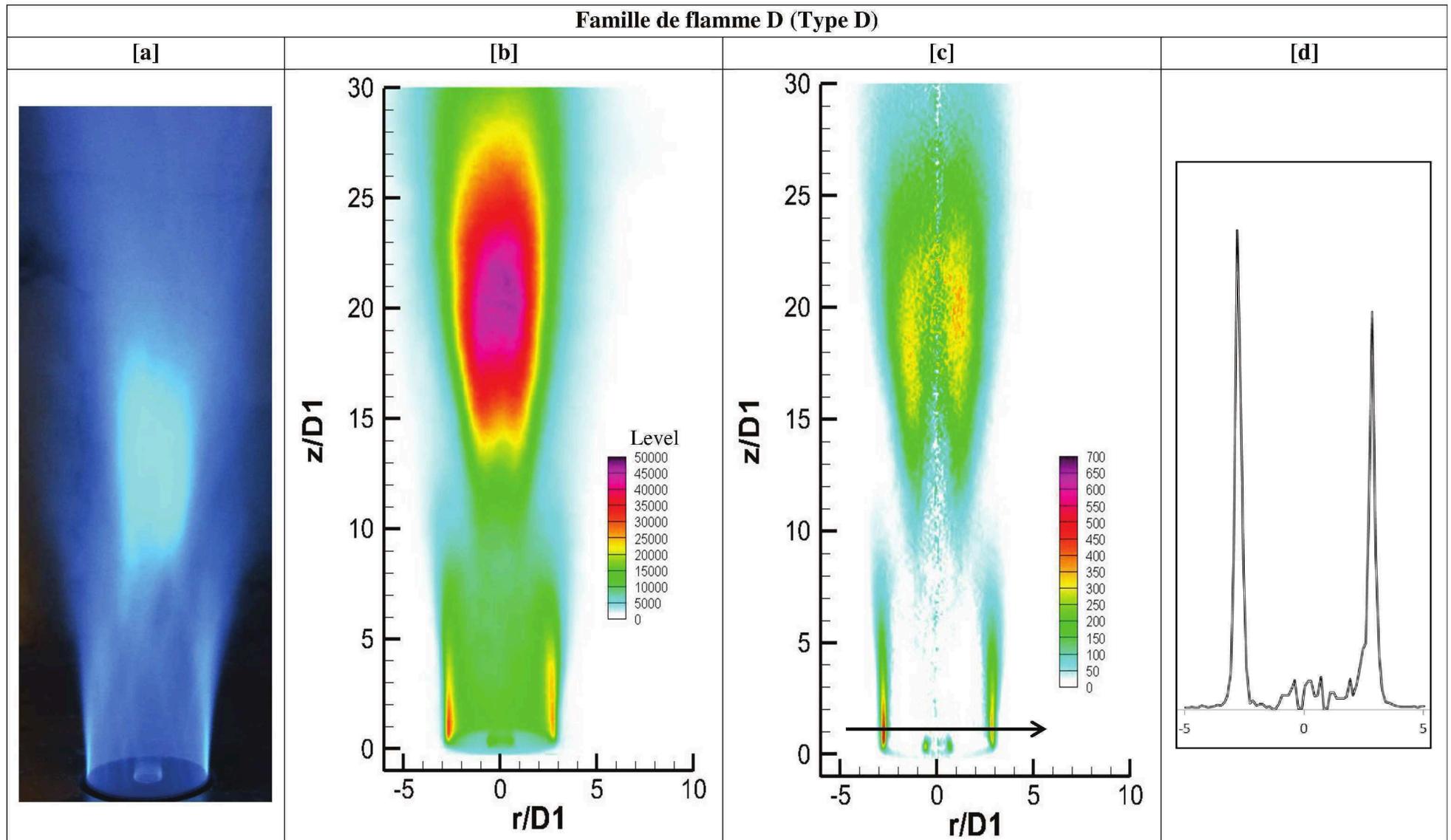


Figure 6.4 : Oxy-flamme de BFG, Famille D (Type D : $P=23$ kW, $R_o=80\%$, $T_{pr}=600$ K). Photographie directe de flamme [a]. Image moyenne de chimiluminescence du radical OH^* [b]. Image tomographique de flamme reconstruite par inversion d'Abel [c]. Profil radial d'intensité à $z=D_1$ du signal OH^* [d].

Cette géométrie particulière de flamme influence peu la distribution de températures et de flux thermiques aux parois visibles dans la Figure 6.5, comparée aux configurations de flammes de Type A₂ et de Type A₃.

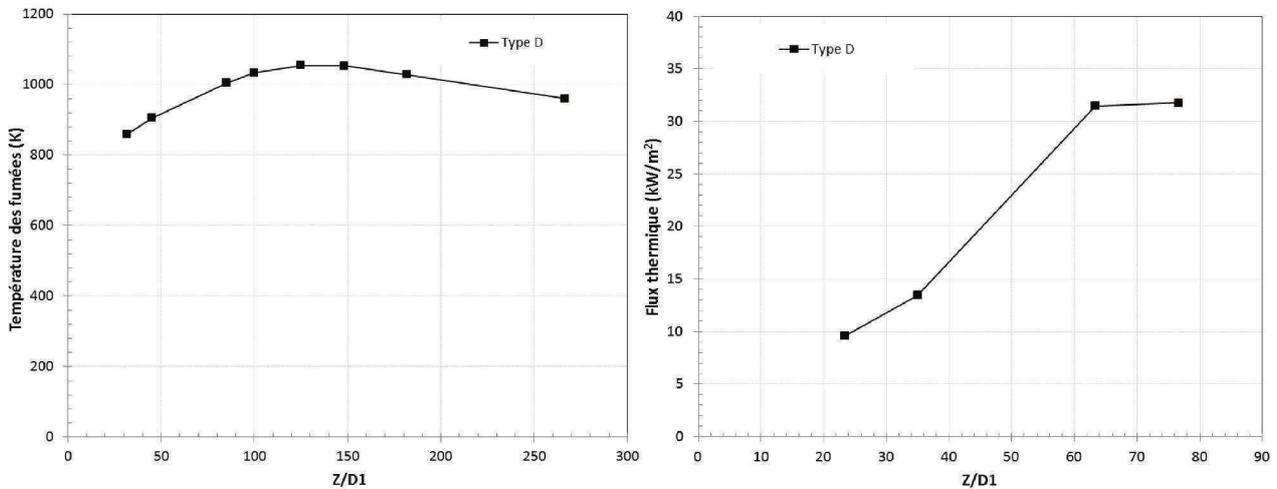


Figure 6.5 : Evolution de la température des gaz recirculants proches de la paroi (à gauche) et du flux thermique aux parois (à droite) à différentes positions au-dessus du nez du brûleur pour la flamme de Type D ($P=23\text{kW}$, $R_o=80\%$, $T_{pr}=600\text{K}$).

L'énergie libérée ce mode de combustion est répartie dans le Tableau 6.3 comme suit : la puissance thermique reçue par la paroi et évacuée par les hublots représente environ 64% de la puissance thermique totale, 17% sont perdus par les fumées et le reste par le convergent et le fond de chambre non refroidis (19%). Le bilan aboutit ainsi à une estimation de 29 kW pour la puissance totale, ce qui représente une différence d'environ 10% par rapport à la puissance totale apportée.

Tableau 6.3 : Bilan thermique du four en fonctionnement pour le type de flamme D.

Point de fonctionnement	$T_{\text{moyenne GB}}$ [K]	$T_{\text{fumées}}$ [K]	$P_{\text{fumées}}$ [kW]	P_{paroi} [kW]	P_{hublots} [kW]	$P_{\text{convergent}}$ [kW]	P_{bilan} [kW]
Type D : $P=23\text{kW}$, $R_o=80\%$, $T_{pr}=600\text{K}$	987	960	5	8.5	10	5.5	29

L'analyse des fumées, mise en évidence par le tableau 6.4, ne révèle aucune modification significative dans les concentrations des polluants comme les NO_x et le CO qui sont du même ordre de grandeur et restent très faibles. Les concentrations de CO₂ et O₂ excédentaires sont cohérentes avec les valeurs théoriques attendues.

Tableau 6.4 : Composition des fumées sèches et pression relative de la chambre pour le type de flamme D.

Point de fonctionnement	NO _x [ppm]	CO [ppm]	O ₂ [%vol]	CO ₂ [%vol]	Air [%vol]	P_{relative} [mmH ₂ O]
Type D : $P=23\text{kW}$, $R_o=80\%$, $T_{pr}=600\text{K}$	11	9	0.6	46	5	-1

6.1.2. Diagramme de stabilité avec le préchauffage du BFG seul

Dans cette partie de l'étude, l'impact du préchauffage du combustible seul préchauffé à $T_{pr}=600$ K sur l'efficacité de la combustion et sur les limites de stabilité de flamme a été également évalué. Le diagramme de stabilité illustré par la Figure 6.6 présente ainsi des topologies de flamme identiques à celles observées avec le préchauffage simultané du BFG et de l'oxygène. Cependant, un domaine de stabilité de flamme moins étendu est observé en faisant varier la puissance et le taux de répartition d'oxygène. Ce décalage des limites de transition entre modes de combustion reste faible. Par exemple, à puissance constante $P=23$ kW, la transition entre les types de flamme A_3 et D intervient pour $70\% < R_o < 80\%$ lorsque tous les réactifs sont préchauffés, contre $60\% < R_o < 70\%$ pour le préchauffage du BFG uniquement. Ce résultat peut être expliqué par l'apport en chaleur à la flamme du combustible BFG prépondérant par rapport à l'oxygène, soit $3/4$ de la puissance totale apportée par le préchauffage, dû à la composition spécifique du BFG constituée de beaucoup de gaz inertes (72%), donc de ballasts thermiques et son fort débit entrant dans le brûleur à travers une large couronne d'injection.

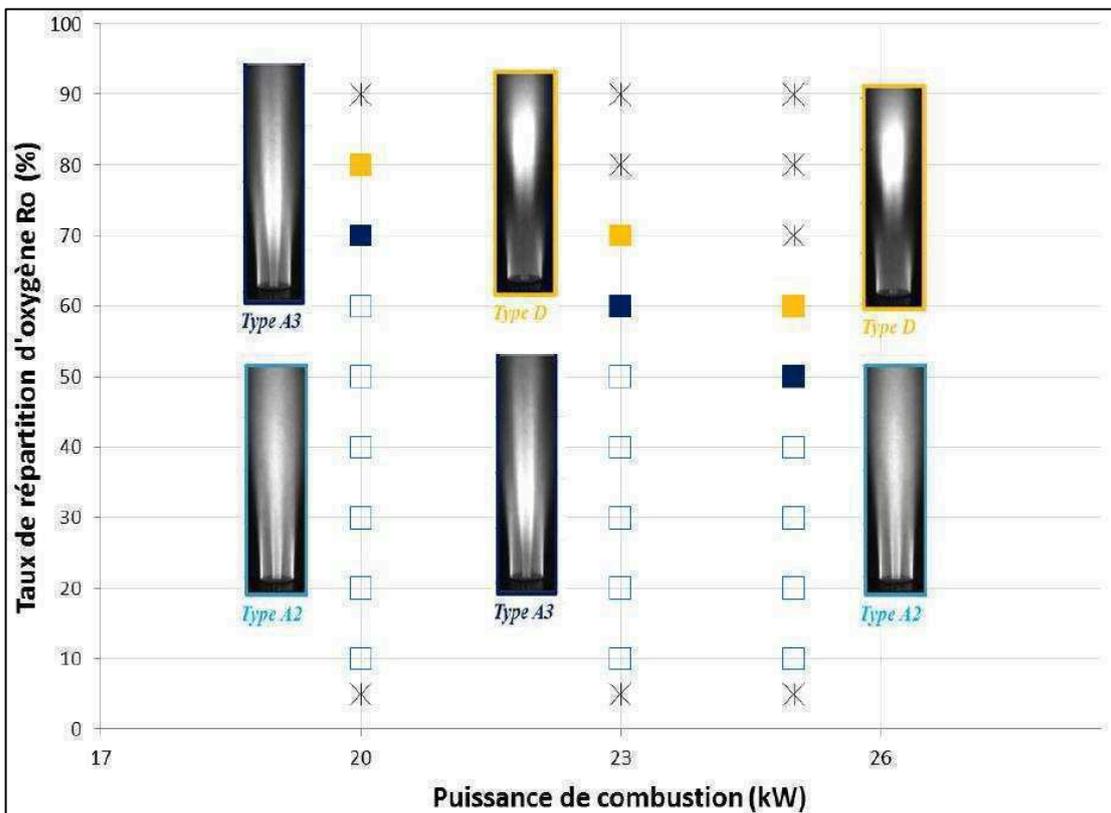


Figure 6.6 : Diagramme de stabilité du brûleur tri-coaxial de combustible à bas PCI avec préchauffage du BFG à 600 K (Type A₂ [□], Type A₃ [■], Type D [■], Flamme soufflée [X])

Des études antérieures sur le préchauffage des réactifs, de Moon et al. [98], ont abouti à la même conclusion sur l'apport énergétique du combustible à bas PCI en comparant les effets du préchauffage du BFG, de l'air et du préchauffage simultané des deux réactifs sur le comportement

thermodynamique de la flamme avec une composition similaire de gaz de haut fourneau. Le préchauffage du comburant, dans leur cas de l'air, reste moins efficace d'un point de vue thermodynamique, comparé au préchauffage du BFG ou au préchauffage simultané des deux réactifs à la même température, compte tenu de la faible teneur en chaleur de l'air préchauffé, qui est environ la moitié de celle du BFG sous la même température de préchauffage [98]. Ce résultat peut être expliqué en comparant les compositions chimiques ainsi que les proportions de ballasts thermiques contenus dans le BFG (23% CO₂ + 49% N₂) et dans l'air (79% N₂). Même si la proportion d'inertes dans l'air est de 7% supérieure, la teneur en chaleur est plus importante dans le BFG grâce notamment au CO₂ dans sa composition qui présente une capacité calorifique supérieure à l'azote à la même température (à 600K : $C_{p_{CO_2}} = 45,6 J.mol^{-1}.K^{-1}$ et $C_{p_{N_2}} = 30,4 J.mol^{-1}.K^{-1}$).

Cette observation constitue ainsi un élément de comparaison à notre cas d'étude de combustion du BFG avec de l'oxygène froid. Le préchauffage du combustible à bas PCI uniquement suffit à stabiliser la flamme de BFG mais les domaines de stabilité sont cependant plus restreints qu'avec le préchauffage simultané des réactifs. De plus il est montré dans cette étude que l'apport prépondérant de la température du combustible sur l'élévation de la température de flamme par rapport au préchauffage du comburant n'est pas seulement dû au fait qu'une quantité de chaleur relativement importante est fournie à la zone de combustion avec le préchauffage du combustible, mais aussi au fait qu'une amélioration du mélange des réactifs peut être attendue grâce à une différence de vitesse d'entrée plus importante entre l'air et le BFG [98].

Dans la suite de ce chapitre, les configurations de flamme obtenues dans ces conditions de fonctionnement avec le préchauffage du BFG seul, entraînant une modification des vitesses débitantes, sont utilisées pour analyser les mécanismes aérodynamiques gouvernant la transition entre régimes de combustion grâce aux mesures de vitesses par PIV.

Dans notre configuration d'étude, le préchauffage du BFG seul influence peu les modes de transferts thermiques au sein du foyer de combustion. De plus, les niveaux d'émissions de polluants de la flamme de gaz à bas PCI restent toujours très faibles (CO et NO_x < 15 ppm), comme en témoignent le Tableau 6.5.

Tableau 6.5 : Composition des fumées sèches, température moyenne, température des fumées et pression relative de la chambre pour le type de flamme D, avec préchauffage du BFG seul

Point de fonctionnement	NO _x [ppm]	CO [ppm]	O ₂ [%vol]	CO ₂ [%vol]	T _{moyenne GB} [K]	T _{fumées} [K]	P _{relative} [mmH ₂ O]
Type D : P=23kW, R _o =80%, T _{pr} (BFG)=600 K	12	6	0.8	46	997	955	-1

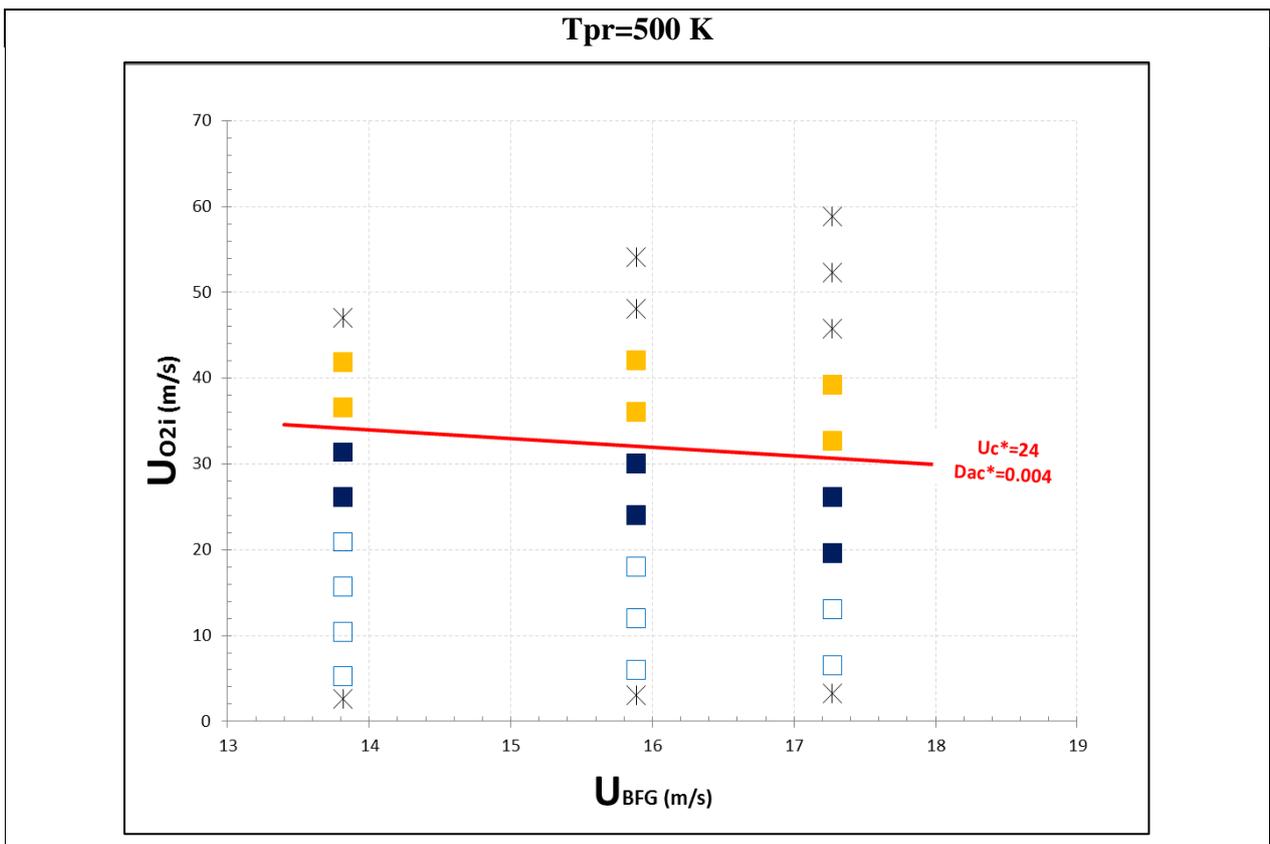
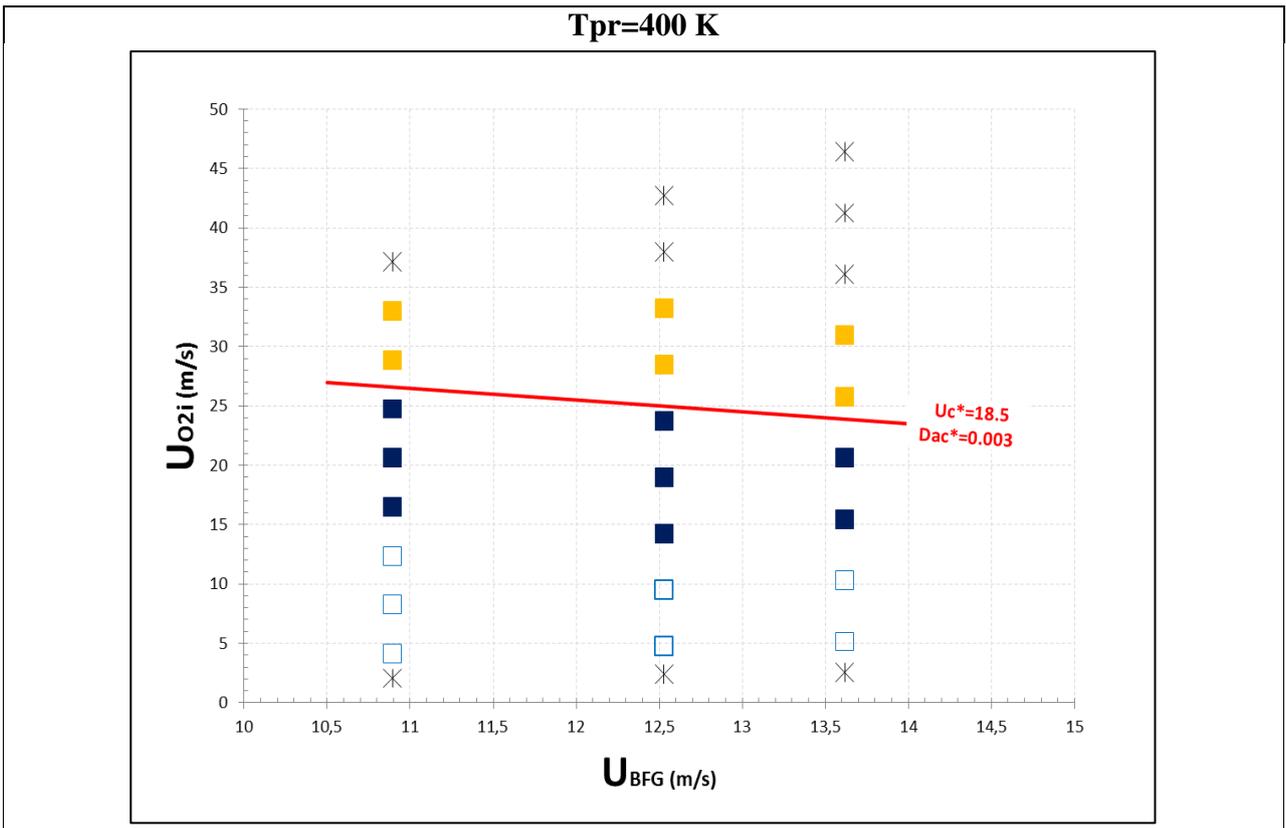
6.2. Caractérisation de la transition entre régimes de combustion Type A₃-Type D

De nouvelles topologies de flamme ont ainsi été observées dans le cadre de la combustion avec préchauffage des réactifs et ont été classifiées dans les diagrammes de stabilité selon les propriétés structurelles de la zone réactive centrale (Figure 6.1). L'observation du comportement de cette zone réactive interne formée par l'oxygène O_{2i} et le BFG, notamment dans la zone proche injecteur, conduit à caractériser les limites de transition entre la flamme de type A₃, stable et accrochée au brûleur, et celle de Type D partiellement éteinte quelques millimètres au-dessus du brûleur au niveau de la flamme interne. Cette zone d'extinction apparaît lorsque la vitesse d'oxygène O_{2i} croît du fait de l'augmentation du taux de répartition d'oxygène à puissance constante, avec une amplitude de vitesse d'O_{2i} allant de 15 m/s à 40 m/s lorsque R_o varie entre 50 et 80% pour P=25 kW.

Dans toutes les conditions opératoires où la topologie de flamme de Type D est observée, la flamme externe BFG-O_{2e} reste accrochée au nez du brûleur, contrairement au cas sans préchauffage des réactifs où elle est décrochée dans les conditions de puissance et de répartition d'oxygène. Dans le cadre du préchauffage, cette flamme annulaire BFG-O_{2e} ne présente aucune variation de structure, due principalement à l'effet de l'élévation de la température initiale sur la stabilité de flamme. Dans ce cadre, pour inclure les différences de structure liée à la flamme interne O_{2i}-BFG dans la caractérisation des transitions entre les modes de combustion, les diagrammes de stabilité ont été réorganisés en fonction des vitesses d'injection du gaz à bas pouvoir calorifique BFG et de l'oxygène interne O_{2i} à différentes températures initiales (Figure 6.7). Comme dans les cas de fonctionnement à température ambiante, ces nouvelles représentations permettent de mettre en avant les paramètres décrivant les limites entre différents types de flammes obtenues et de dégager les grandeurs adimensionnées appropriées caractérisant la stabilité des oxy-flammes de BFG.

Lorsque les températures du BFG et d'oxygène interne sont à T_{pr}=400 K, l'écoulement de BFG est fixé aux vitesses de 12,5 m/s, 14,2 m/s et 15,5 m/s suivant les puissances respectives de 20, 23 et 25 kW. La vitesse d'O_{2i} augmente suivant P et graduellement suivant R_o pouvant atteindre jusqu'à 50 m/s à R_o=90%. A cette valeur de température (T_{pr}=400 K), la zone d'extinction de la flamme centrale observée à proximité du brûleur (Type D) apparaît sur la Figure 6.7 pour une vitesse moyenne de réactifs ou vitesse convective critique U_{ci}^{*} de 18,5 m/s, supérieure à la valeur de vitesse critique théorique (U_c^{*}=10 m/s) obtenue dans les conditions ambiantes de température.

L'extinction de la flamme O_{2i}-BFG est donc directement liée à la vitesse d'injection du BFG mais aussi et surtout à une vitesse critique d'oxygène O_{2i} atteinte au sein de la couche interne O_{2i}/BFG, conduisant à l'extinction locale de flamme. De plus, l'augmentation de R_o, donc de la vitesse du jet central d'oxygène, rallonge progressivement cette zone d'extinction, repoussant la zone principale de flamme qui se stabilise plus en aval, à une position où les conditions aérodynamiques locales sont satisfaisantes pour la combustion (Figure 6.4-c).



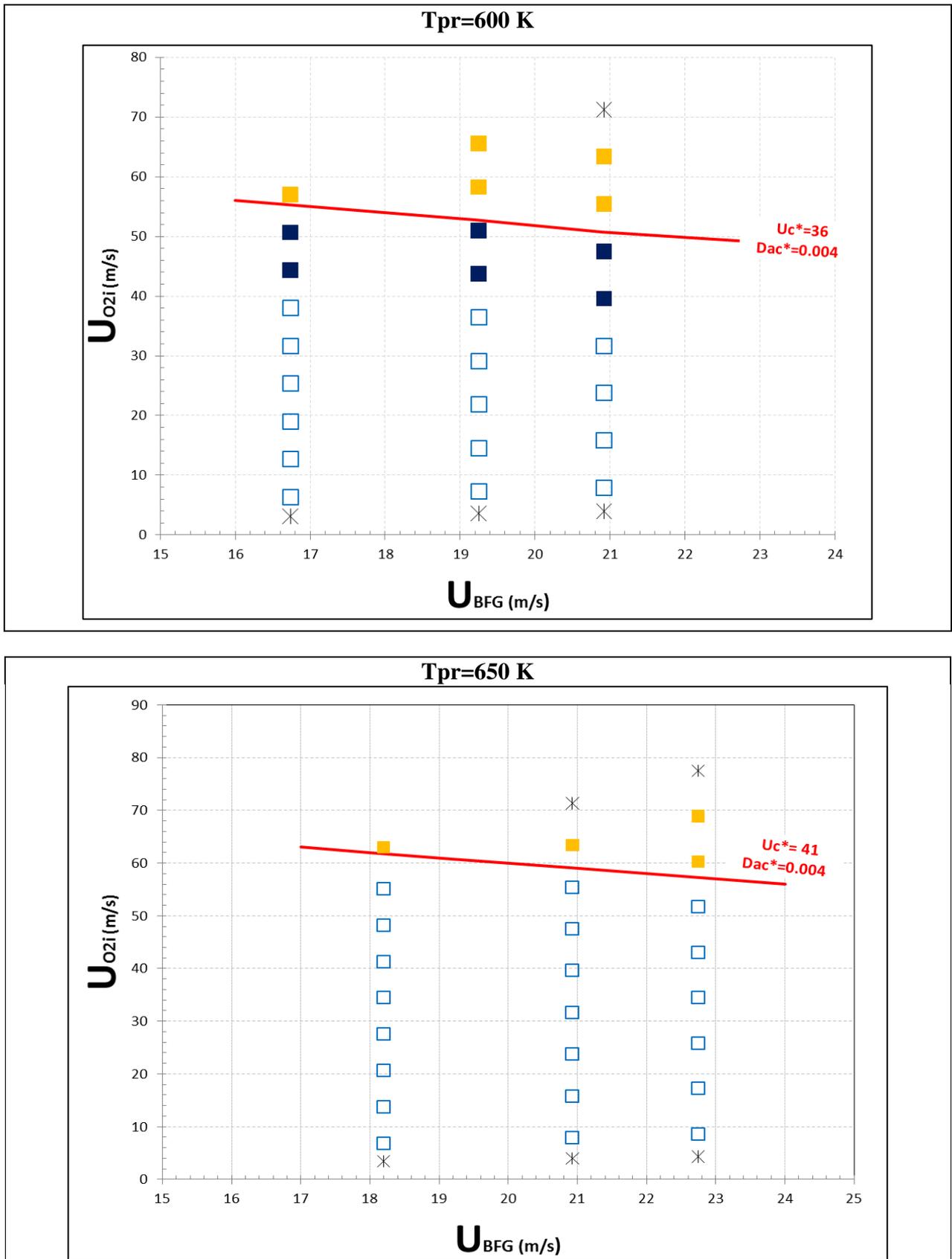


Figure 6.7 : Diagramme de stabilité du brûleur tri-coaxial de combustible à bas PCI à différentes températures de préchauffage des réactifs (Type A₂ [□], Type A₃ [■], Type D [■], Flamme soufflée [X])

Suivant ces observations, la température de préchauffage est progressivement élevée à 500 K, 600 K et 650 K, permettant d'évaluer l'effet de T_{pr} sur le processus d'extinction locale et sur la limite de transition entre mode de combustion. Nous observons que la flamme interne O_{2i} -BFG maintient la structure correspondant à la configuration de flamme de Type A_2 sur une gamme de vitesses d' O_{2i} et de BFG plus importante. En effet, même si le rapport de vitesse diminue quand R_o croît à P constant, la valeur vitesse critique U_C^* à l'extinction locale de flamme augmente avec la température initiale T_{pr} .

Pour évaluer quantitativement le processus d'extinction, et donc la limite de stabilité de flamme, la vitesse U_{Ci}^* est déterminée expérimentalement à chaque valeur de température de préchauffage. Cette valeur de U_C^* expérimentale est déterminée sur la Figure 6.7, en cherchant à placer une droite de pente -1 entre les points représentant les configurations de flamme de Type A_3 et Type D. Elle est par la suite comparée à la vitesse critique théorique précédemment utilisée pour le dimensionnement du brûleur (chapitre 3) et calculée à partir d'un nombre critique de Damköhler Da_c décrivant la compétition entre la dissipation de chaleur, pilotée par la turbulence dans la couche de mélange, et le dégagement de chaleur de la réaction de combustion de la flamme interne BFG- O_{2i} . La Figure 6.8 compare ainsi les évolutions des valeurs théoriques (U_C^* -théo) et expérimentales (U_C^* -Expé) de la vitesse critique à l'extinction de flamme en fonction de la température moyenne du prémélange BFG- O_2 définie par $T_{pr,m} = (T_{BFG} + T_{O_2})/2$.

Les valeurs de U_C^* -Expé tiennent compte des incertitudes liées, d'une part, à l'écart de température entre les deux écoulements d'oxygène et celui du BFG et leur incertitude et, d'autre part, à la position de la droite de pente -1 (droites en rouge dans les diagrammes de stabilité de la Figure 6.7), représentant la limite de transition et permettant de déterminer la valeur de vitesse critique. Celle-ci est située pour chaque puissance de fonctionnement entre deux valeurs, minimale et maximale, de vitesse d'oxygène interne O_{2i} liée à une variation du taux de répartition d'oxygène R_o de 10%.

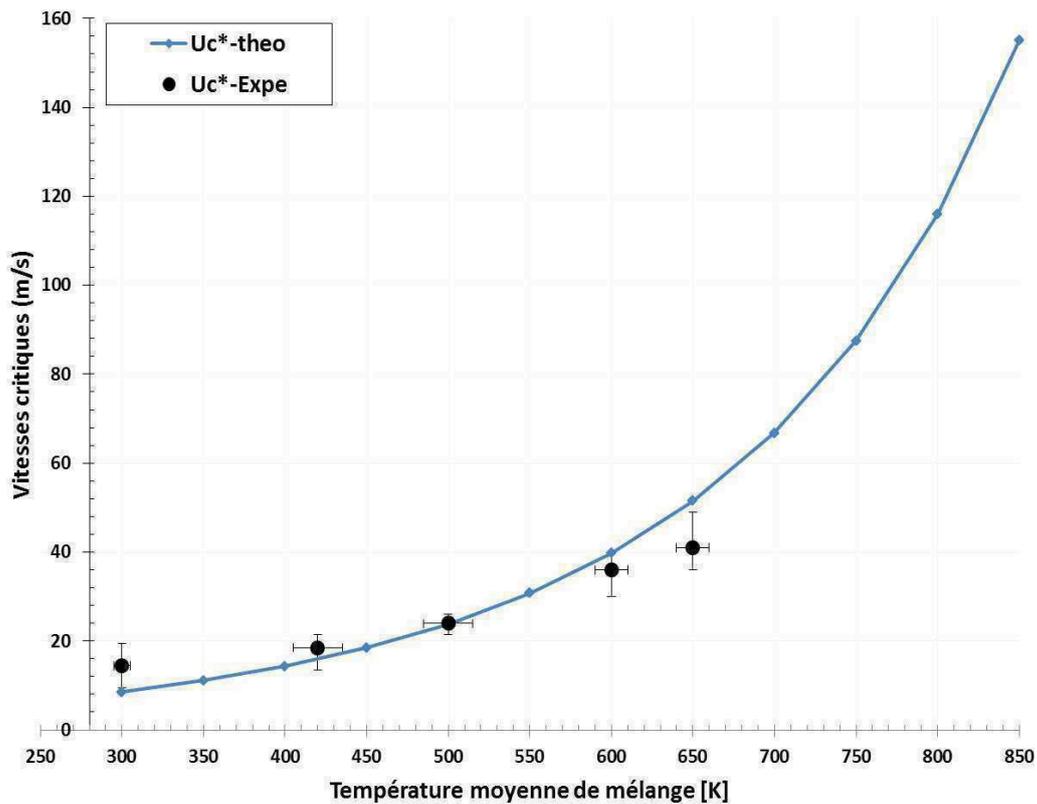


Figure 6.8 : Evolution théorique et expérimentale des valeurs de vitesse critique ($U_{C_i}^*$) dans la couche de mélange interne O_{21} -BFG en fonction de la température de préchauffage de mélange $T_{pr, m}$.

La Figure 6.8 montre ainsi un bon accord entre les données théoriques et expérimentales de vitesse critique avec une augmentation progressive de U_C^* avec la température. Ce résultat valide ainsi la méthodologie de dimensionnement du brûleur de combustible à bas PCI, détaillée dans le chapitre 3. En effet, même si les valeurs vitesses critiques théoriques sont issues d'une approche globale basée sur l'estimation d'ordres de grandeur, notamment le taux de dissipation scalaire exprimé par l'équation de Peters (Equation 1.12), elle rend bien compte de l'interaction entre la chimie et la turbulence, représentative des phénomènes gouvernant les limites de transition entre modes de combustion. D'un point de vue expérimental, l'évolution de cette limite d'extinction de flamme entre le Type A₃ et le Type D s'accompagne aussi d'une valeur de Da_c^* quasi-constante au décrochage de flamme, qui tend vers la valeur de $Da_c^* = 0,004$ avec l'élévation de la température T_{pr} . Ce résultat peut être expliqué par le fait que l'augmentation de la température affecte les temps caractéristiques chimiques et de diffusion qui deviennent plus courts avec l'accélération de la réaction de combustion, conséquence d'un apport d'énergie accru du préchauffage [129].

6.3. Analyse de la dynamique de mélange des jets réactifs turbulents préchauffés

En complément de l'observation globale de l'évolution de la vitesse critique à l'extinction, qui fournit une explication générale de l'élargissement des domaines de stabilité de la flamme de gaz à bas PCI, une analyse de l'aérodynamique de la flamme et des processus de mélange local par mesures de vitesses, va apporter, premièrement, une compréhension sur les mécanismes de stabilisation de flamme lorsque le préchauffage augmente et, dans un second temps, des éléments de réponse sur le comportement aérodynamique des flammes dans des conditions d'extinction locale à proximité du brûleur, avec la variation du taux de répartition d'oxygène dans le cadre du préchauffage des réactifs.

Dans ce sens, la présente étude aérodynamique est menée à travers une analyse comparative, aux mêmes conditions de fonctionnement de puissance et de taux de répartition d'oxygène ($P=23\text{kW}$, $R_o=10\%$), de deux configurations de flammes différentes, correspondant à des régimes de combustion distincts obtenus grâce au préchauffage des réactifs : i) à température ambiante ($T_0=300\text{ K}$), la flamme centrale O_{2i} -BFG est accrochée et la flamme externe BFG- O_{2e} est décollée du brûleur (Type C_1). ii) avec le préchauffage des réactifs ou du BFG seul, les deux flammes sont accrochées au brûleur (Type A_2). L'aérodynamique de ces deux cas sont ainsi comparés à P et R_o constants, sans et avec préchauffage du BFG.

De plus, l'étude aérodynamique s'est aussi portée sur les mécanismes gouvernant la transition à l'extinction locale de flamme mise en évidence dans la zone réactive interne O_{2i} -BFG (Type D). Cette étude est aussi effectuée par une analyse comparative, aux mêmes conditions de fonctionnement de puissance ($P=23\text{ kW}$) et de température de préchauffage ($T_{pr}=600\text{ K}$), de la configuration de flamme de Type A_2 pour $R_o=10\%$ et une flamme de Type D à plus fort R_o ($R_o=70\%$).

6.3.1. Influence de la température initiale sur les processus de mélange et la stabilisation de flamme

Une cartographie du champ de vitesse moyenne obtenu par PIV avec préchauffage du BFG est présentée sur la Figure 6.9. L'image moyenne inversée du radical OH^* et le contour de flamme viennent compléter, dans la Figure 6.10, la description de l'écoulement en apportant une précision sur la localisation des zones de dégagement de chaleur. Les mesures de vitesse dans cette nouvelle configuration de flamme (Type A_2) permettent d'évaluer l'effet aérodynamique de l'augmentation de l'impulsion du jet de combustible, préchauffé seul, sur le processus de mélange des jets coaxiaux. La vitesse d'injection du BFG est ainsi augmentée passant de 10 à presque 18 m/s par rapport à la précédente configuration de Type C_1 à paramètres égaux ($P=23\text{ kW}$, $R_o=10\%$). Cette nouvelle valeur de vitesse du BFG modifie les rapports de vitesses avec les écoulements d' O_{2i} et

d' O_{2e} obtenus et correspondant à des régimes où le mélange dans la zone proche injecteur est fortement dépendant des conditions initiales [38], [40], [42], [43].

Le rapport de vitesse est souvent retenu comme paramètre de contrôle pour décrire le taux de mélange de jets coaxiaux de densité constante comme précédemment détaillé dans la revue bibliographique. Dans notre configuration d'étude, les densités volumiques d'oxygène et de BFG sont proches dans les conditions normales de température ($\rho_{BFG} = \rho_{O_2} \approx 1,30 \text{ kg/m}^3$), donnant un rapport de densité proche de l'unité et permettant ainsi de réduire le rapport flux de quantité de mouvement M au rapport de vitesse R_u . Cependant, avec le préchauffage seul du BFG pour les mesures de vitesse, l'hypothèse d'un rapport de masse volumique S unitaire ne peut plus être prise en compte. Ainsi, le taux de mélange au niveau de l'interface entre les jets coaxiaux est décrit ici à partir des rapports de flux de quantité de mouvement $M=S.R_u^2$ [40, 41, 43], qui croît ainsi avec le préchauffage du BFG. A la condition nominale de fonctionnement ($P=23 \text{ kW}$, $R_o=10\%$), le rapport de flux de quantité de mouvement est égal à 3 dans la couche de mélange interne et 6 dans celle externe pour la configuration de Type C_1 sans préchauffage, puis passe à 13 et 24 respectivement pour les couches de mélange interne et externe lorsque le BFG est chauffé (Type A_2).

Les trois injections constituant l'écoulement sont clairement distinctes sur le profil d'amplitude de vecteurs vitesses à $z=D_1$. Ainsi, l'écoulement centrifuge du combustible, où se situe le maximum de vitesse axiale, interagit très vite avec l'oxygène périphérique du fait de la forte impulsion du BFG avec l'augmentation de sa température initiale et de la faible vitesse de l'oxygène O_{2e} . A partir de $z=3D_1$, les gradients de vitesses entre les deux jets ont fortement diminué entraînant la formation d'un seul jet réactif, malgré la réduction en sortie d'injection de l'angle d'ouverture du jet de BFG, et donc du transfert de quantité de mouvement vers l'oxygène périphérique comparé au précédent cas de Type C_1 ($P=23\text{kW}$, $R_o=10\%$, $T_0=300 \text{ K}$). La forte impulsion du jet de BFG a aussi pour conséquence un accroissement de l'entraînement de gaz brûlés, illustré par les lignes de courant tracées dans la Figure 6.9. Au même point de fonctionnement de P et R_o de la configuration de flamme de Type C_1 , cet entraînement de gaz brûlés est l'une des principales causes du décrochage de la flamme BFG- O_{2e} sans préchauffage. Il a été conclu, en effet, que la forte dilution de l'oxygène externe par les produits de combustion entraîne un déséquilibre aérothermochimique décalant la stœchiométrie vers l'extérieur de la couche de mélange annulaire. Alors que pour la configuration de flamme de Type A_2 , la flamme annulaire reste implantée derrière le tube du brûleur du BFG à $r=\pm 2,6D_1$ (Figure 6.10), au sein d'une zone de vitesse moyenne de l'ordre de 7 à 8 m/s. Cette stabilité de flamme observée pour cette nouvelle configuration est la conséquence directe de l'apport thermique important du gaz à bas PCI qui apporte de la résistance à l'étirement de la flamme. Le taux de réaction s'équilibre ainsi avec la vitesse d'arrivée des réactifs fortement dilués sur le front de flamme par convection ou par diffusion, permettant l'inflammation du mélange réactif dès la sortie du brûleur [104]. Avec le préchauffage du combustible, la vitesse d' O_{2e} est environ trois fois moins importante que celle du BFG. Ce sont donc les instabilités générées par les couches de cisaillement entre les jets plutôt que les instabilités de sillage qui devraient contrôler le mélange entre ces deux

jets coaxiaux [127].

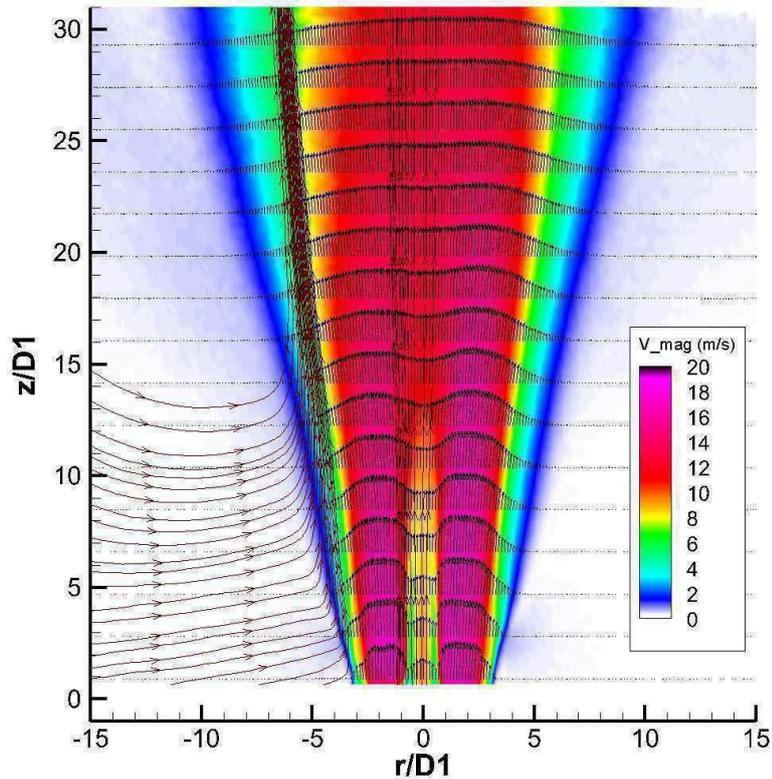


Figure 6.9 : Champ d'amplitude de vitesses et vecteurs vitesses moyennes ($1/7$ dans la direction axiale) superposés aux lignes de courant pour la flamme de Type A_2 ($P=23\text{kW}$, $R_o=10\%$, $T_{pr}(\text{BFG})=600\text{ K}$).

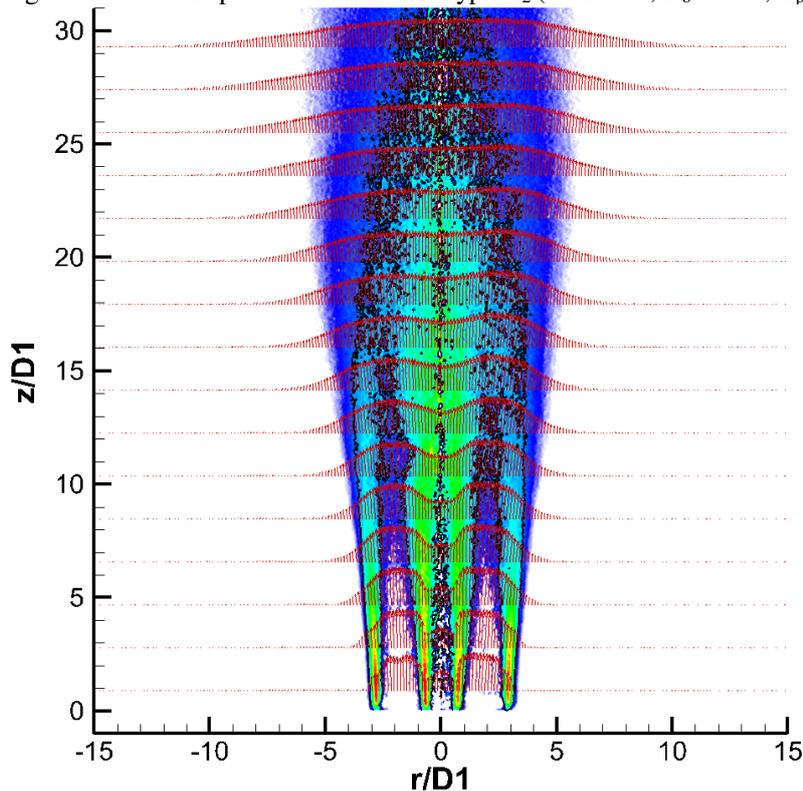


Figure 6.10 : Champ de vecteurs vitesses superposé à l'inversion d'Abel et au contour de zone de réaction obtenue par chimiluminescence OH^* pour la flamme de Type A_2 ($P=23\text{kW}$, $R_o=10\%$, $T_{pr}(\text{BFG})=600\text{ K}$).

La Figure 6.11 montre les profils radiaux de vitesses axiales moyennes à trois positions proches de la sortie du brûleur ($z=D_1$, $3D_1$ et $5D_1$), où est notée la différence de structure entre les configurations de flamme de Type C_1 et A_2 . Elle met en évidence une structure de jets coaxiaux identique au centre et à la périphérie de l'écoulement avec des gradients de vitesses moyennes axiales entourant le jet d' O_{2i} plus importants avec le préchauffage du BFG. Les profils de vitesses axiales révèlent aussi que l'absence de flamme périphérique dans cette zone proche brûleur modifie peu l'ouverture de l'écoulement.

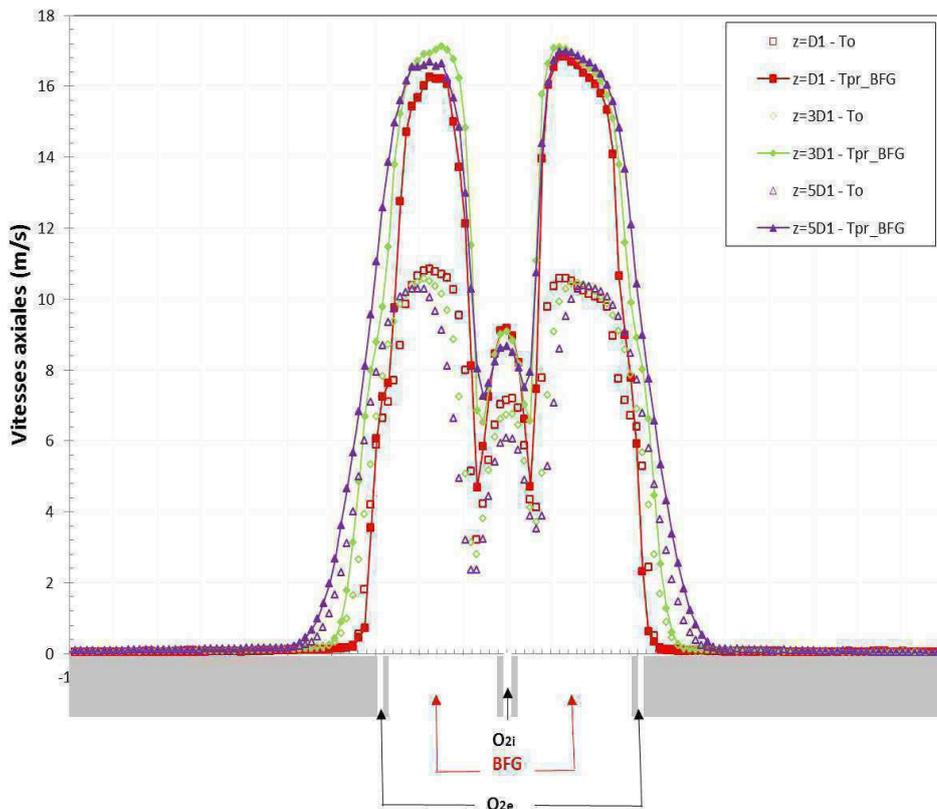


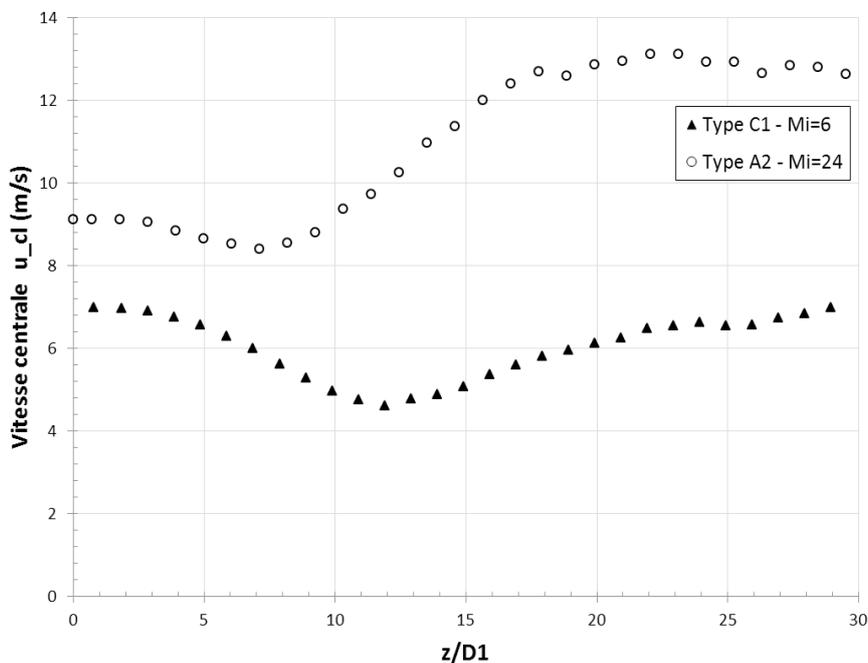
Figure 6.11 : Profils radiaux de vitesses axiales des écoulements réactifs à différentes positions au-dessus du brûleur ($z=D_1$, $3D_1$ et $5D_1$) pour les écoulements de Type C_1 (T_o) et Type A_2 (T_{pr_BFG}).

Par ailleurs, il a aussi été observé sur les pics de vitesses axiales dans la Figure 6.11, que les valeurs de vitesse d'oxygène peuvent être légèrement différentes par rapport aux valeurs de vitesses débitantes théoriques ($U_{O_{2i}}=7$ m/s ; $U_{O_{2e}}=6$ m/s). Cette différence peut être expliquée par le fait que les jets d'oxygène initialement froids, sont soumis à des transferts thermiques issus de brûleur et de l'ensemble du système mélangeur et répartiteur élevés à haute température conformément à la procédure d'allumage avec préchauffage (section 4.1.2). Le temps de résidence de l'oxygène dans ce système est suffisamment important pour que ce dernier soit légèrement préchauffé, suffisamment pour augmenter sa vitesse d'injection.

La comparaison entre les évolutions du pic de l'amplitude de vitesse du BFG et de la composante axiale de vitesse le long de l'axe central pour les deux structures de flammes est présentée sur la Figure 6.12. Celle-ci met en évidence une allure identique du pic de vitesse du combustible, caractéristique des jets circulaires simples. Ce jet de BFG domine l'écoulement pour les deux points de fonctionnement et commence à décroître faiblement à partir de la fin d'une longueur de cœur potentiel quasi-équivalente ($\sim z=15D_1$).

Cependant, l'évolution de la vitesse moyenne le long de l'axe central (u_{cl}) met clairement en avant les différences engendrées par le préchauffage du BFG à travers un entrainement accru du jet d' O_{2i} , modifiant ainsi la distribution de la vitesse moyenne le long de l'axe du brûleur.

Pour la configuration de flamme de Type C_1 ($M_i=6$), la vitesse d' O_{2i} commence à décroître à $z=3D_1$, caractéristique d'une sortie de région potentielle, passant de 7 m/s à 4,5 m/s à $z=12D_1$ avant d'augmenter progressivement pour retrouver sa valeur initiale par entrainement du jet de combustible. On retrouve également une allure similaire dans le cadre du préchauffage du BFG (Type A_2 , $M_i=24$), avec une vitesse d' O_{2i} qui reste quasiment constante jusqu'à $z=3D_1$ puis décroît légèrement pour atteindre un minimum local de 8,5 m/s à $z=7D_1$, avant d'augmenter rapidement jusqu'à 13 m/s à $z=17D_1$, synonyme d'un entrainement relativement rapide à la sortie de l'injecteur du jet d'oxygène interne par le jet coaxial de BFG. Cette observation traduit une forte interaction entre les deux jets coaxiaux entraînant la formation d'une couche de mélange O_{2i} -BFG qui se rapproche de l'axe central, avec une augmentation progressive de cette vitesse qui tend vers celle du jet combustible à environ $z=25D_1$ dans la zone de régime établi.



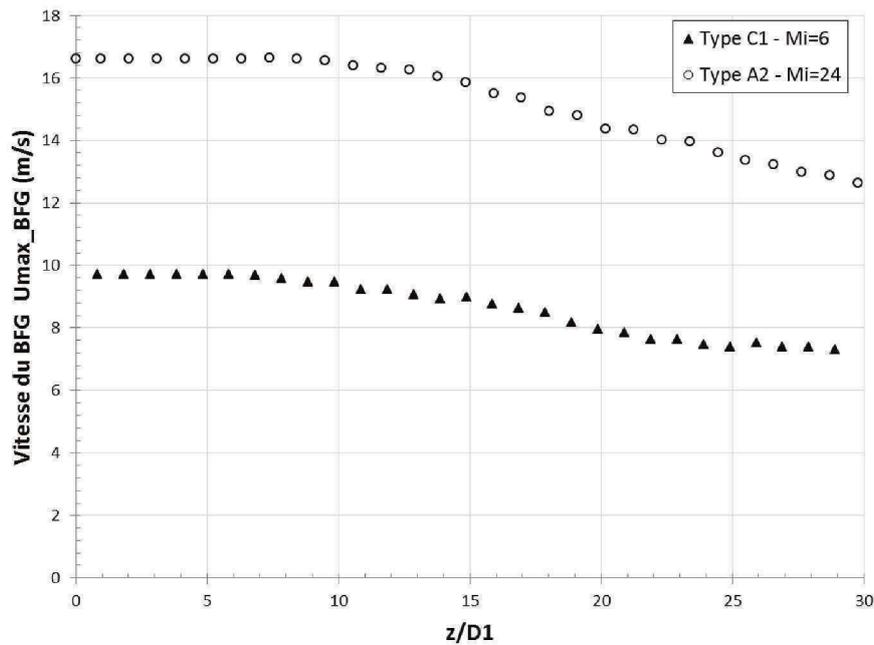


Figure 6.12 : Profils axiaux d'amplitude de vitesse axiale du combustible (U_{max_BFG} , en bas) et de la vitesse moyenne le long de l'axe central (u_{cl} , en haut) pour les configurations de type C_1 et Type A_2 .

L'évolution du jet d'oxygène central peut être expliquée par l'orientation du cône potentiel du jet annulaire de BFG vers l'axe du brûleur, conditionnant le jet interne d'oxygène dont la longueur du cœur potentiel dépend du rapport de flux de quantité de mouvement M_i [41]. Pour ce cas, avec préchauffage du BFG (Type A_2), le minimum local de vitesse central (u_{cl}) observé sur la Figure 6.12, traduit le début du mélange dans les zones de faibles vitesses à $r=\pm 0,5D_1$ (voir Figure 6.11), dont la longueur peut être estimée à $L_m=7D_1$. A partir de ce point, il se produit un mélange rapide entre les deux écoulements coaxiaux, avec l'ouverture radiale du jet de annulaire de BFG en sortie d'injecteur qui se referme ensuite rapidement sur le jet d'oxygène central.

L'augmentation du rapport M modifie ainsi les interactions au niveau de l'interface entre le jet d' O_{2i} et le jet annulaire de BFG, ce qui crée une augmentation de la longueur du cœur potentiel et donc de la vitesse d' O_{2i} sur l'axe afin de satisfaire la conservation de quantité de mouvement [28]. Le développement de la couche de mélange interne O_{2i} -BFG est ainsi fortement affecté par les variations des rapports de vitesse R_u et de densité S suite à l'augmentation de la température du BFG ([43], [44]), qui se manifestent ici par une accélération du mélange.

Les Figures 6.13 et 6.14 témoignent des tendances observées sur l'amélioration du mélange illustrée par l'apparition de pics de turbulence se développant sur chaque limite de tubes d'injection. Ces figures comparent l'évolution radiale de la turbulence à différentes positions dans la zone proche brûleur entre les deux configurations de flamme de Type C_1 et A_2 . Cette turbulence est matérialisée par l'énergie cinétique (k) et la contrainte de cisaillement turbulentes ($u'v'$) obtenues à

partir des fluctuations de vitesses axiale et radiale. On remarque dans ces figures que la dissymétrie notée sur les configurations de flamme sans préchauffage est accentuée lors du préchauffage du BFG du fait probablement des effets de dilatation du brûleur. Ce qui n'empêche toutefois pas la comparaison avec le cas sans préchauffage.

Pour les deux configurations de flamme, les pics de turbulence observés sur chaque couche de mélange sont principalement provoqués par les fluctuations axiales de vitesse, plus importantes dans la couche interne. En sortie d'injecteur, les pics de turbulence entraînés par les structures tourbillonnaires de sillage à l'interface O_{2i} -BFG, autour de $r=\pm 0.5D_1$, sont plus forts dans le cas du préchauffage du BFG témoignant d'un échange de quantité de mouvement plus intense entre les jets d'oxygène interne et le BFG.

Cet échange de quantité de mouvement a pour conséquence d'initier plus rapidement un fort mélange turbulent avec des pics d'énergie cinétique turbulente d'environ $40 \text{ m}^2/\text{s}^2$ (Figure 6.13) et de contraintes de cisaillement d'environ $10 \text{ m}^2/\text{s}^2$ (Figure 6.14) pour la flamme stable de Type A_2 en comparaison aux pics d'intensité de k proche de $17 \text{ m}^2/\text{s}^2$ et de $u'v'$ d'environ $3,5 \text{ m}^2/\text{s}^2$ pour le cas sans préchauffage (Type C_1). La diffusion turbulente reste quasiment identique dans cette zone proche brûleur, entre $z=D_1$ et $z=5D_1$ pour les deux couches de mélange, avec des positions des pics de turbulence inchangées, conformément à la longueur de la région potentielle du jet de BFG qui domine le mélange (Figure 6.12). L'amplitude des fluctuations augmentent ainsi avec l'impulsion du jet de BFG dont la partie convergente vers l'axe à la sortie du cœur potentiel d' O_{2i} domine la dynamique du mélange au niveau de l'interface O_{2i} /BFG. Dans la couche de mélange externe BFG- O_{2e} , l'intensité turbulente est relativement moins importante mais reste principalement gouvernée par les structures turbulentes générées dans le sillage de l'injecteur.

Toutes ces observations mettent en évidence la dépendance de la turbulence au rapport de flux de quantité de mouvement M initial, intrinsèquement lié à la température de préchauffage du combustible. La dynamique de ce jet coaxial de BFG préchauffé fait intervenir ainsi des phénomènes de transferts turbulents de chaleur et de quantité de mouvement qui amplifient significativement la turbulence, améliorant ainsi les propriétés physiques du mélange et promouvant une homogénéisation de la zone de chimie favorable à une combustion efficace.

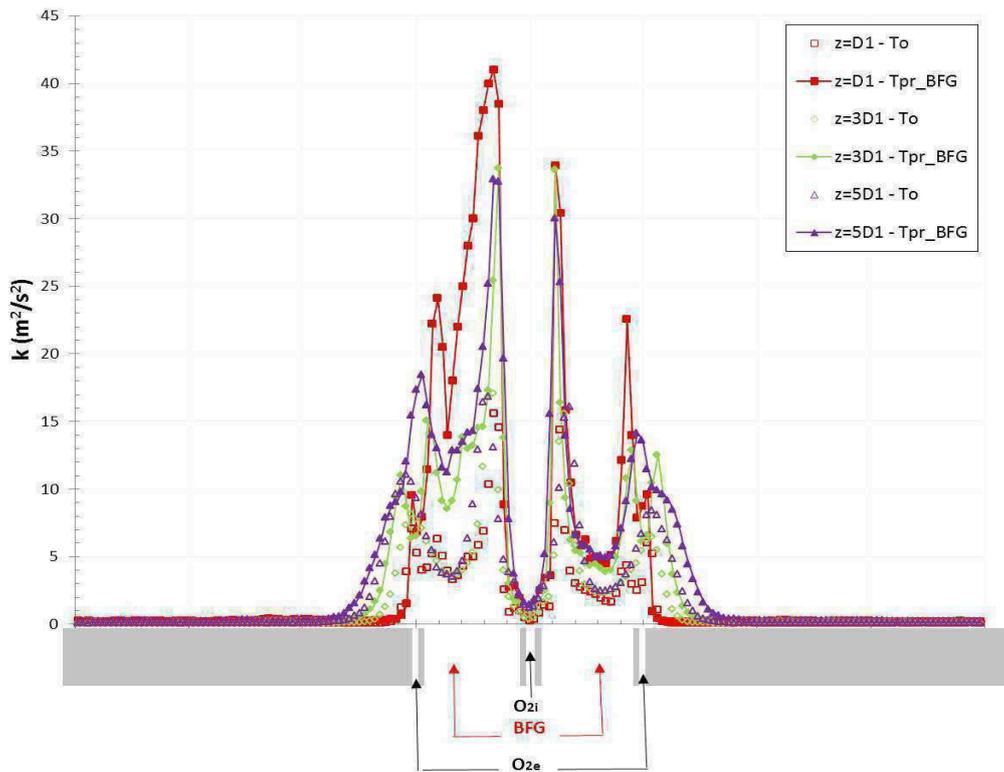


Figure 6.13 : Profils radiaux d'énergie cinétique turbulente (k) à différentes positions au-dessus du brûleur ($z=D_1, 3D_1$ et $5D_1$) pour les écoulements de Type C_1 (T_0) et Type A_2 ($T_{\text{pr_BFG}}$)

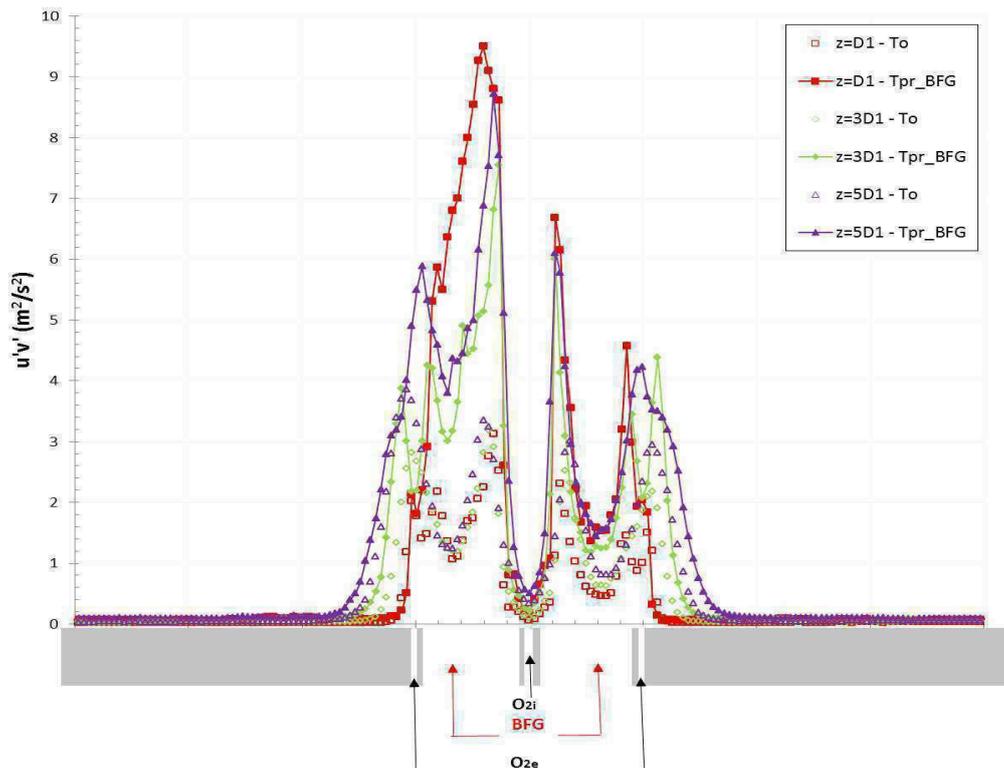


Figure 6.13 : Profils radiaux d'énergie cinétique turbulente (k) à différentes positions au-dessus du brûleur ($z=D_1, 3D_1$ et $5D_1$) pour les écoulements de Type C_1 (T_0) et Type A_2 ($T_{\text{pr_BFG}}$)

6.3.2. Influence de l'augmentation de l'impulsion du jet d'oxygène O_{2i} sur le comportement aérodynamique de la flamme

Les transitions du Type de flamme A_2 vers les autres topologies observées dans les diagrammes de stabilité avec préchauffage des réactifs et du BFG seul, sont caractérisées par une baisse d'intensité de la zone réactive (Type A_3) avant l'apparition d'une large région d'extinction locale de flamme (Type D) au sein de la zone de réaction formée par l'oxygène interne et le BFG. Cette extinction locale de la flamme centrale O_{2i} -BFG débute à environ un diamètre au-dessus du brûleur après une zone d'accrochage de la flamme interne assurée par une petite zone de réaction mise en évidence par la chimiluminescence du radical OH^* (Figure 6.4-c). Cette configuration de la flamme de Type D a ainsi été décrite à travers une vitesse critique U_{ci}^* , donc par un nombre de Damköhler critique Da_c^* pilotant la compétition entre la chimie et la turbulence, et intervient pour les fortes vitesses d'injection d' O_{2i} du fait de l'augmentation de R_o . Dans cette section, une caractérisation de ce mode spécifique de combustion est effectuée à travers une étude comparative avec le cas de fonctionnement de Type A_2 obtenu à la même valeur de température de préchauffage du BFG en faisant varier R_o de 10 à 70%. Cette analyse est basée principalement sur le comportement aérodynamique des jets au sein de la couche de mélange interne O_{2i} /BFG. Ainsi, à T_{pr} (BFG) constante, le rapport de masse volumique S est conservé entre les deux points de fonctionnement, permettant de caractériser les régimes d'écoulement à travers la valeur de vitesse critique U_{ci} et le rapport de vitesse R_u [38, 41, 130].

La Figure 6.14 présente le champ de vecteurs vitesses et l'image de l'inversion d'Abel obtenus dans le cadre de la combustion avec préchauffage du BFG seul, superposés aux lignes de courant et au contour des zones de dégagement de chaleur de la flamme de Type D. Dans ces conditions, la vitesse du combustible BFG n'a pas changé par rapport au cas précédent de Type A_2 , alors que la vitesse de l'oxygène O_{2i} est quadruplée atteignant 31 m/s et celle d' O_{2e} est divisée par 3, relativement à l'augmentation de R_o de 10 à 70%. Cette forte vitesse d'oxygène centrale caractérise ce mode de combustion particulier, car, contrairement aux autres cas de fonctionnement décrits jusqu'ici, l'écoulement n'est plus dominé par le jet coaxial du combustible, notamment dans la couche de mélange interne O_{2i} /BFG. Cette dernière se distingue, dans la configuration de Type D, par un resserrement moins marqué des lignes de courant, conséquence d'une absence de creux de vitesse axiale à l'interface entre ces deux jets (Figure 6.14). Les vitesses des deux réactifs étant grandes, il se forme rapidement un mélange coaxial O_{2i} /BFG permettant à la flamme interne, par sa petite zone de réaction, de s'implanter derrière le tube d'injection de l'oxygène central à $z=\pm 0,5D_1$ à la frontière entre les deux jets où elle trouve son point de stabilisation dans une zone de vitesse minimale.

Au niveau de la périphérie de la flamme de BFG, une augmentation de l'entraînement axial est notée par rapport à la précédente configuration de flamme, due à la forte impulsion centrale. Cet effet se traduit par un entraînement radial de gaz brûlés plus important mais insuffisante pour perturber l'équilibre thermochimique et provoquer le décrochage de la flamme externe BFG-O_{2e}.

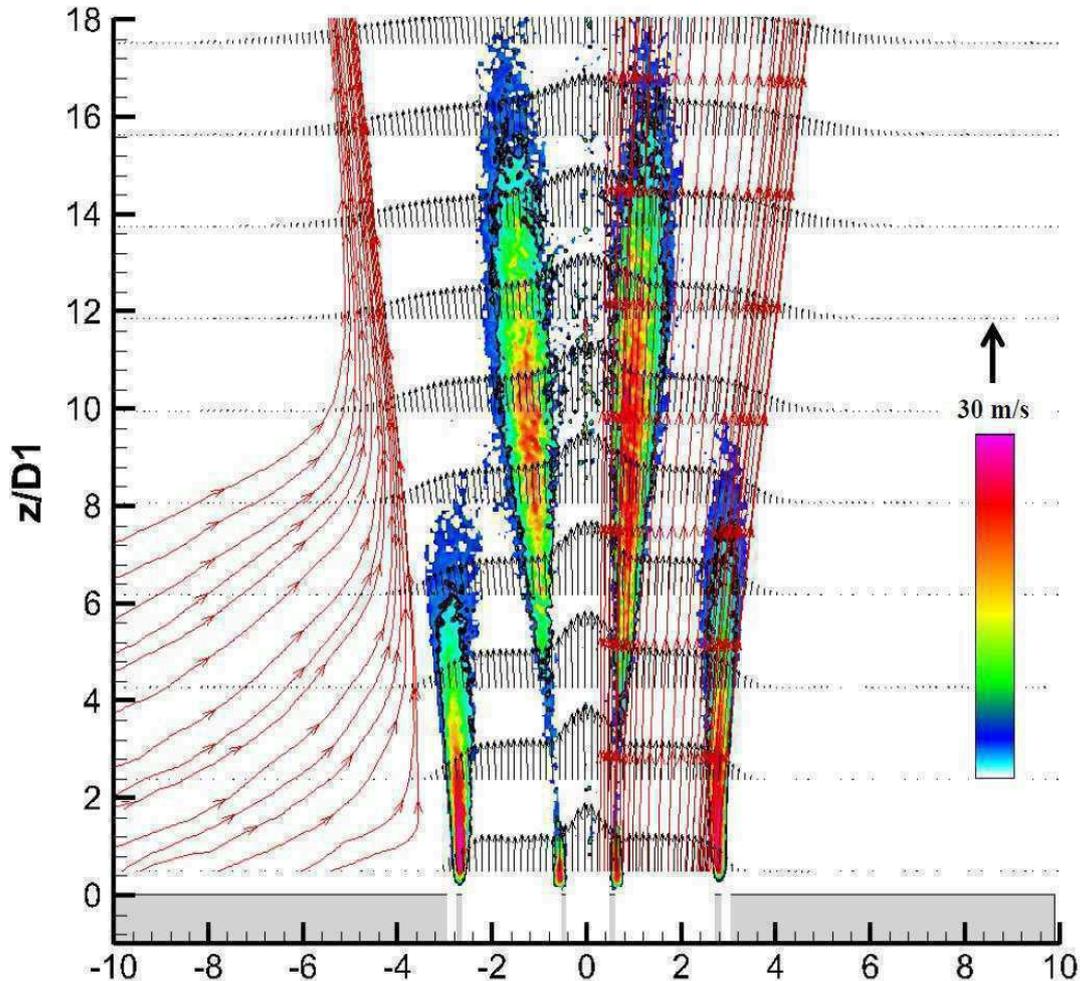


Figure 6.14 : *Champ de vecteurs vitesses (1/7 dans la direction axiale et inversion d'Abel) superposés aux lignes de courant et au contour des zones de dégagement de chaleur de la flamme de Type D (P=23 kW, Ro=70%, Tpr(BFG)).*

La vitesse moyenne d'O_{2i} est deux fois plus grande que celle du gaz à bas PCI en sortie d'injecteur dans les nouvelles conditions de fonctionnement, inversant le rapport de vitesses entre les deux jets coaxiaux qui passe de Ru_i=2 (Type A₂) à Ru_i=0,5 (Type D). La nouvelle évolution de la vitesse moyenne le long de l'axe central (u_{cl}) met clairement en avant l'impact de cette inversion de rapport de vitesse, illustrée par un effet d'entraînement nul de l'écoulement du jet d'O_{2i} par celui du gaz à bas PCI de la sortie du brûleur jusqu'à la fin de la zone imagée (Figure 6.15). En effet, la vitesse centrale reste constante (u_{cl}=31 m/s) jusqu'à environ z=6D₁ avant de chuter de manière linéaire pour atteindre une vitesse de 17m/s. Alors que le jet de combustible, axial à la sortie du brûleur, voit son pic de vitesse décroître à environ z=6D₁, caractéristique d'une perte du

caractère potentiel (Figure 6.15). L'écoulement de gaz à bas PCI devient centrifuge suivant z avec des vitesses radiales de l'ordre de 2 m/s.

Ces premières observations montrent que les deux écoulements se développent de manière assez indépendante jusqu'à $z=6D_1$, correspondant au point de stabilisation de la seconde zone de combustion de la flamme O_{2i} -BFG. L'inversion du rapport de vitesse R_u entre l'oxygène O_{2i} et le jet coaxial de BFG crée ainsi une nouvelle distribution de la vitesse moyenne le long de l'axe central affectant le développement des couches de mélange interne. L'augmentation de l'impulsion d' O_{2i} , dans les mêmes conditions d'entrée du jet de combustible, écourte la région potentielle du BFG qui passe de $12D_1$ pour $R_u=2$ à $7D_1$ pour $R_u=0,5$, respectivement pour les configurations de flamme de Type A_2 et D.

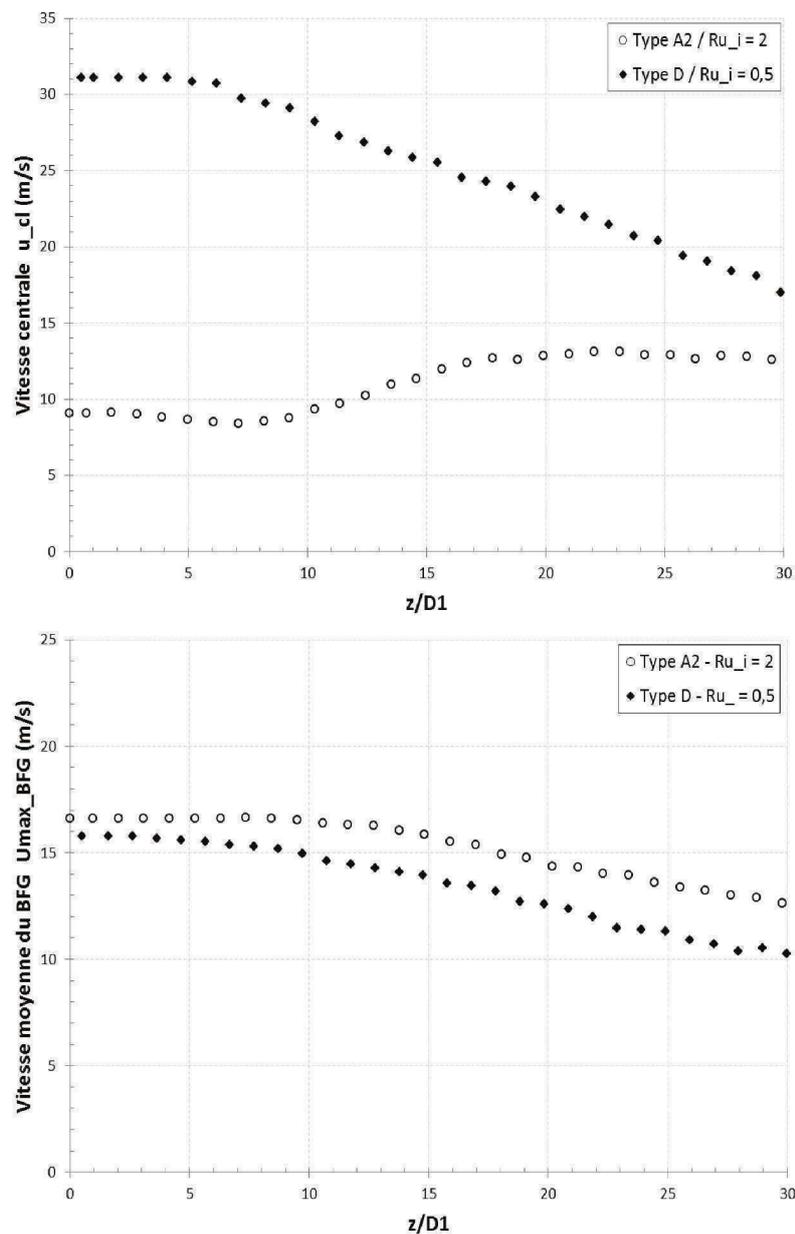


Figure 6.15 : Profils axiaux d'amplitude de vitesse axiale du combustible (U_{max_BFG} , à gauche) et de la vitesse moyenne le long de l'axe central (u_{cl} , à droite) pour les configurations de Type A_2 et Type D.

La Figure 6.16 compare les profils radiaux des vitesses axiales des configurations de flamme de Type A₂ et Type D à la sortie du brûleur ($z=0,5D_1$) et dans la zone d'extinction de flamme de la structure de flamme de Type D à $z=4D_1$. Elle met en avant des gradients de vitesses moyennes axiales entourant le jet d'O_{2i}, entre $z=\pm 0,5D_1$, complètement différents pour les deux écoulements du fait de l'augmentation de l'impulsion du jet central de BFG. En effet, les profils de vitesse présentent, à la même condition opératoire pour le gaz à bas PCI, des vitesses moyennes axiales identiques pour le combustible et un profil d'oxygène externe O_{2e} indiscernable à $z=0,5D_1$ dans la configuration de Type D, à cause de sa faible vitesse qui perd environ 60% de sa valeur lorsque R_o passe à 70%. En revanche, l'oxygène interne O_{2i} domine l'écoulement de la nouvelle configuration de flamme avec une vitesse maximale de 31 m/s qui double celle du BFG. Dans ce cas de fonctionnement, le profil d'O_{2i} met clairement en évidence l'absence de creux de vitesse axiale à l'interface entre les jets d'O_{2i} et de combustible, contrairement au cas précédent de Type A₂. La comparaison des profils de vitesses axiales révèle ainsi des structures de jets coaxiaux différents au centre de l'écoulement et dans la couche de mélange interne O_{2i}/BFG.

La Figure 6.17 montre les profils radiaux de vitesses moyennes radiales des configurations de flamme de Type A₂ et Type D à la sortie du brûleur ($z=0,5D_1$) et à $z=4D_1$. A $z=0,5D_1$, le jet d'oxygène central présente un profil classique de jet circulaire avec une inversion de signe des vitesses au centre du jet, représentatif de l'ouverture de l'écoulement. Ce jet d'O_{2i} centrifuge rencontre un écoulement de BFG qui présente un caractère centripète au niveau de l'interface entre les deux jets. Dans cette interface les profils de vitesses transversales sont totalement modifiés. Cela est illustré par l'apparition d'un pic de vitesse radiale d'environ 2 m/s à $z=0,5D_1$ pour la configuration de flamme de Type D. En effet, l'augmentation de l'impulsion du jet d'oxygène central a modifié la structure du jet de BFG et accentué l'effet de sillage existant à l'interface entre ces deux jets mis en évidence par un changement de signe de la vitesse radiale à cet endroit qui passe de +1,5 à -0,5 m/s.

A $z=4D_1$, les profils de vitesses radiales sont quasiment identiques pour les deux configurations de flamme avec une inversion de vitesse au centre de l'écoulement d'O_{2i} et une composante centrifuge plus importante qu'en sortie de brûleur, synonyme d'une ouverture plus grande de l'écoulement vers la périphérie.

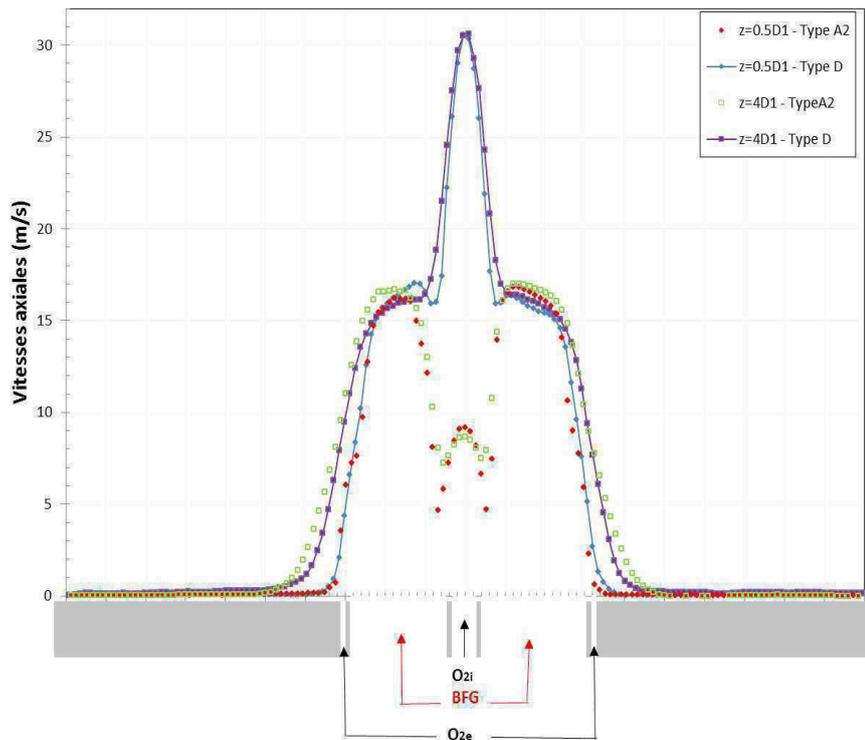


Figure 6.16 : Profils radiaux des vitesses axiales pour les configurations de flammes de Type A₂ et de Type D à différentes positions au-dessus du brûleur.

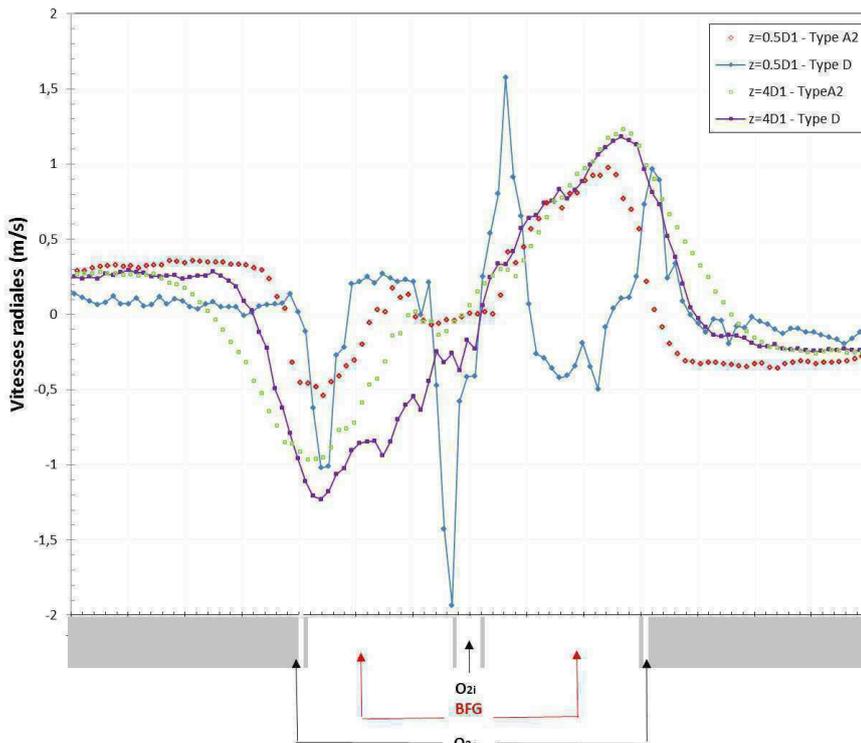


Figure 6.17 : Profils radiaux des vitesses radiales pour les configurations de flammes de Type A₂ et Type D à différentes positions au-dessus du brûleur.

L'extinction locale au sein de la flamme interne dans la zone proche injecteur qui intervient au passage de la flamme de Type A₂ et celle de Type D est liée à l'augmentation de l'impulsion du jet central d'oxygène. Cette impulsion modifie ainsi la structure des jets et accentue les niveaux d'intensité turbulente de la couche de mélange O_{2i}-BFG comme en témoignent les figures 6.18 et 6.19 qui montrent les évolutions radiales de l'énergie cinétique turbulente et du taux de cisaillement à $z=0,5D_1$ et $z=4D_1$ pour les deux écoulements de Type A₂ et Type D. Elles montrent que la forte vitesse centrale d'oxygène provoque une forte interaction des deux couches limites des jets de BFG et d'O_{2i} dans la région proche brûleur mise en avant par la formation de forts pics d'énergie cinétique turbulente (k) et de contraintes de cisaillement ($u'v'$) au niveau de la couche de mélange interne située autour de $z=\pm 0,5D_1$. Les niveaux de turbulence atteints dans cette zone de fort cisaillement pour le Type D sont environ deux fois plus élevés ($k\sim 80\text{ m}^2/\text{s}^2$) que pour le Type A₂ ($k\sim 40\text{ m}^2/\text{s}^2$). Ainsi, le changement de caractéristique de la couche de mélange interne de la flamme de Type D résulte principalement de l'effet de sillage au-dessus de la lèvre du brûleur qui sépare le jet d'oxygène et celui du gaz à bas PCI. Ce sillage, maximal dans la zone proche injecteur, est causé par une forte augmentation du gradient de vitesse radiale (Figure 6.17), qui induit un très fort accroissement des fluctuations de vitesses radiales (v') au-dessus de la lèvre ($z=\pm 0,5D_1$), créant ainsi une zone de turbulence avec un fort pic de k autour de la circonférence de la couche de mélange O_{2i}/BFG pour l'écoulement de Type D. Ce qui entraîne l'extinction locale de flamme puis une extinction totale quand l'oxygène intérieur atteint une vitesse critique. Cette zone de sillage en sortie d'injecteur accueille la petite zone d'accrochage de la flamme centrale du Type D mise en évidence dans la Figure 6.14.

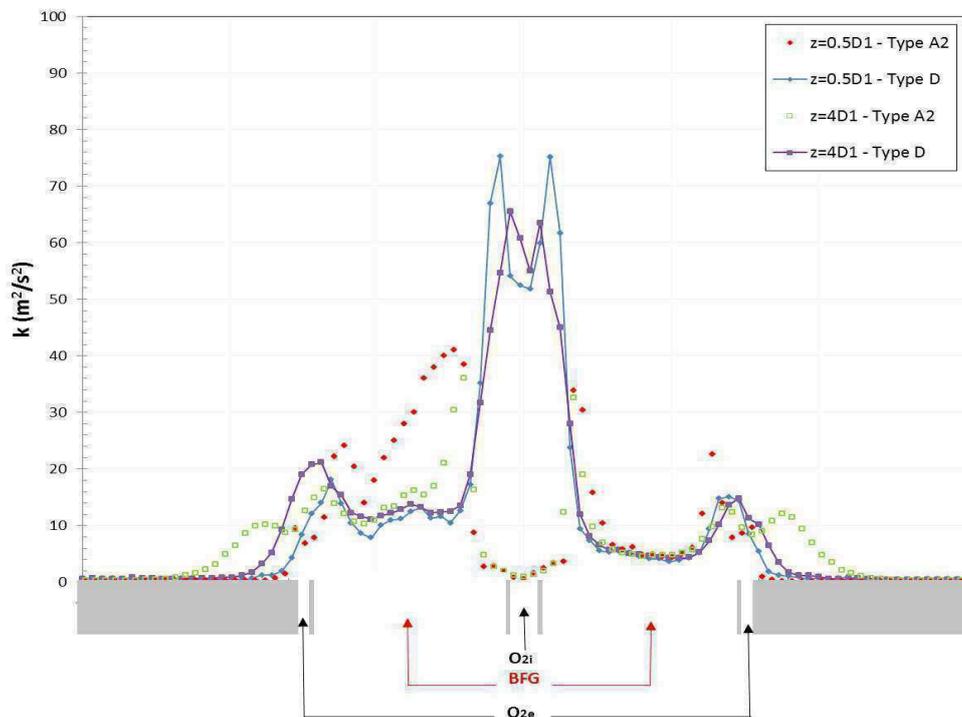


Figure 6.18 : Profils radiaux d'énergie cinétique turbulente des configurations de flammes de Type A₂ et Type D à différentes positions au-dessus du brûleur

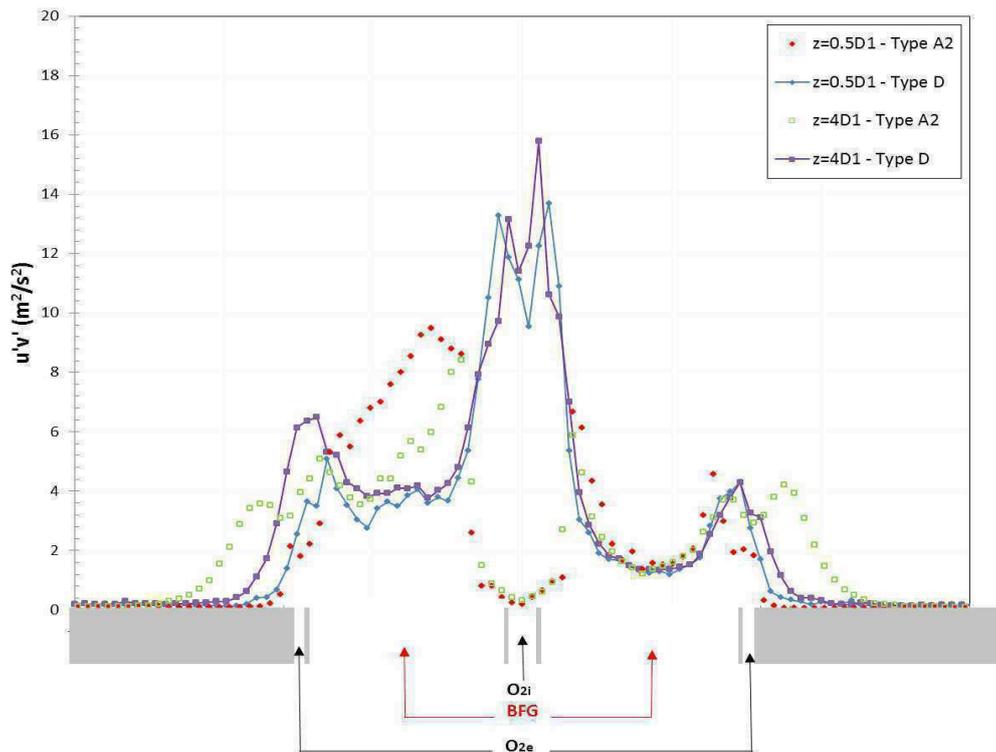


Figure 6.19 : Profils radiaux de contraintes de cisaillement de Reynolds des configurations de flammes de Type A₂ et Type D à différentes positions au-dessus du brûleur

Par ailleurs, il apparaît important de noter que la configuration de flamme de Type D, décrite ici, n'existe que dans le cas du préchauffage des réactifs ou du BFG. Contrairement aux cas de flamme sans préchauffage, l'apport de chaleur du BFG préchauffé réduit la sensibilité de la flamme de gaz à bas PCI au fort étirement induit par l'augmentation de la vitesse d'oxygène central à $R_0=70\%$. En effet, cette augmentation de la résistance de flamme avec le préchauffage se manifeste, d'une part, par un accrochage permanent de la flamme externe BFG- O_{2e} aux lèvres du brûleur et l'apparition d'une zone de sillage caractérisée par l'extinction locale au sein de la flamme interne O_{2i} -BFG pour la structure de flamme de Type D. Ces observations confortent les résultats de simulations numériques obtenus dans le chapitre 2 avec l'augmentation, d'une part, de la vitesse de propagation laminaire S_L (Figure 2.10) et, d'autre part, de la valeur limite de l'étirement à l'extinction de flamme de BFG (Figure 2.16) avec le préchauffage.

6.4. Effet du changement d'échelle par des expériences à l'échelle semi-industrielle

L'étude expérimentale de flammes de gaz à bas PCI préchauffées et stabilisées sur un brûleur tri-coaxial de laboratoire a permis de mieux comprendre les effets de la stratégie d'injection de l'oxygène et du préchauffage des réactifs afin de valoriser la combustion d'un affluent gazeux et d'optimiser les brûleurs industriels. La variation des paramètres tels que la puissance de combustion P , le taux de répartition d'oxygène R_o et l'impact de la température de préchauffage T_{pr} sur les différents régimes de combustion, donne un panorama complet sur les régimes de stabilisation d'oxy-flammes à bas PCI. Les résultats obtenus sur cette étude de laboratoire permettent de mettre en évidence des paramètres clés, tels que la vitesse critique U_c^* et le rapport de vitesse R_u , utilisés lors du dimensionnement du brûleur et lors de l'analyse du comportement dynamique et scalaire de la flamme. Dans ce cadre, pour évaluer la pertinence de notre stratégie originale de dimensionnement dans la conception d'un brûleur de puissance industrielle (180 kW), une deuxième étude expérimentale a été menée à la puissance nominale visée pour l'application industrielle. Un oxy-brûleur a été dimensionné à partir des résultats de l'analyse de stabilité du brûleur de laboratoire de 25 kW et testé sur un four pilote du Centre de Recherche Paris Saclay (CRPS) d'Air Liquide avec une composition de BFG identique ($PCI=0,95 \text{ kWh/m}^3$). Les différentes configurations de flammes observées lors de ces essais à l'échelle semi-industrielle sont ici comparées avec les structures de flammes identifiées à l'échelle de laboratoire.

L'installation semi-industrielle du centre de Recherche Paris Saclay d'Air Liquide se compose d'une chambre de combustion cylindrique horizontale de 5 m de long et d'un diamètre intérieur de 1,1 m. L'installation est isolée avec de la fibre céramique pouvant résister jusqu'à une température maximale de 1700K et équipée d'accès optiques latéraux pour la visualisation de la flamme et l'échantillonnage des fumées (Figure 6.20). Le brûleur à l'échelle industrielle a la même configuration tri-coaxiale $O_{2i} / BFG / O_{2e}$ que celle étudiée au laboratoire (Figure 3.3). Pour le passage à la puissance supérieure, les dimensions du brûleur sont déterminées à partir d'une méthodologie de « scale-up » basée sur la conservation de la vitesse d'injection des différents gaz à la puissance nominale de fonctionnement. Le même paramètre R_o est utilisé pour la répartition des écoulements d'oxygène entourant le combustible à l'aide d'une perte de charge, changée pour chaque valeur de R_o . Le BFG est synthétisé à partir d'un mélange de gaz purs suivant la même procédure que lors des expériences de laboratoire (Figure 4.1 et 4.2). Deux préchauffeurs électriques sont utilisés pour permettre le préchauffage continu du BFG jusqu'à un maximum de 700 K et pour l'oxygène jusqu'à un maximum de 823K.

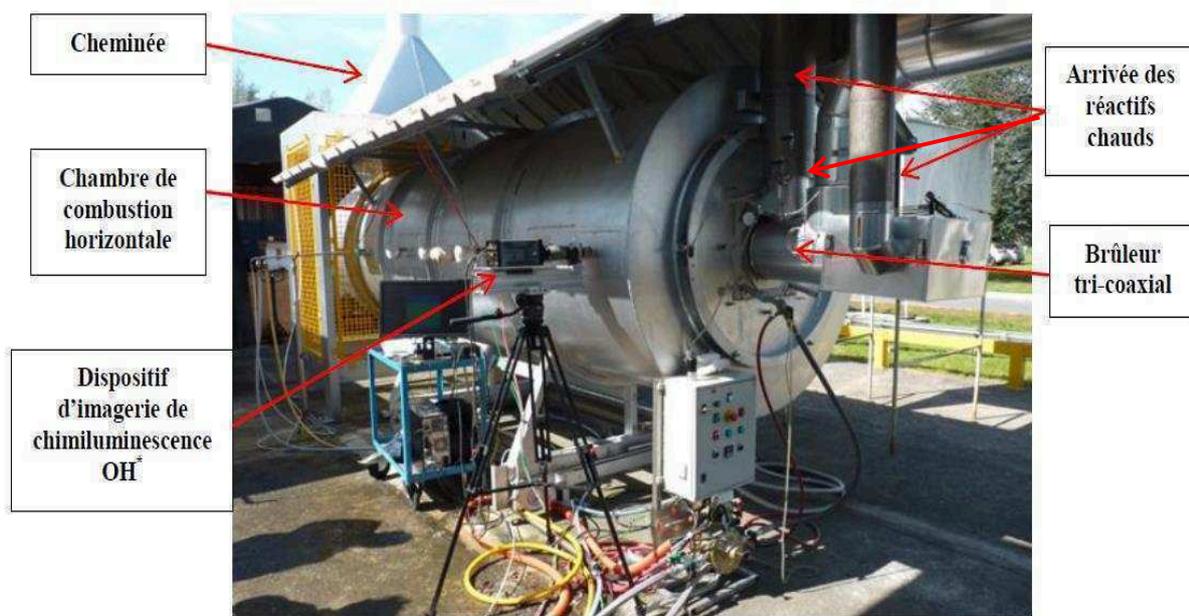


Figure 6.20 : *Vue d'ensemble de la plate-forme pilote extérieure du Centre de Recherche Paris Saclay d'Air Liquide*

Le but de ces essais semi-industriels est, avant tout, d'observer les structures de flammes générées par le brûleur tri-coaxial sur toute la plage de fonctionnement de puissance, de taux de répartition d'oxygène et de température initiale des réactifs. Les tests ont ainsi été effectués pour trois valeurs de R_o (15, 30, 50% et 80%) permettant de couvrir une gamme de conditions opératoires suffisamment grande pour explorer les principaux régimes de combustion observés au laboratoire et les éventuelles transitions. Dans ces conditions, deux oxy-flammes concentriques de BFG attachées aux lèvres du brûleur ont été obtenues. Ces flammes sont de couleur bleue intense et ne présentent aucune zone de suies, et sont identiques à celles observées au laboratoire.

L'identification des structures des zones réactives de flammes a été aussi réalisée par imagerie de chimiluminescence OH^* à l'aide du même système de visualisation de flamme utilisé au laboratoire CORIA. Cependant, la détermination des configurations de flammes est plus complexe sur cette installation semi-industrielle du fait du faible signal d'émission spontanée des flammes de gaz à bas PCI par rapport, d'une part, au rayonnement thermique induit par les températures élevées des parois (1300 K), et d'autre part, à la difficulté d'observer la base de la flamme dans un axe perpendiculaire à l'axe du brûleur.

Les mesures ont ainsi été réalisées via le premier accès optique latéral proche de la sortie du brûleur (~0,5 m) (Figure 6.20). L'image moyenne du signal OH^* et son inversion d'Abel sont présentées sur la Figure 6.22 pour les conditions de fonctionnement ($R_o=15\%$ - $T_{pr}(BFG)=700K$ - $T_{pr}(O_2)=550K$). Le régime de combustion observé sur le brûleur à grande échelle est semblable à celui clairement identifié au laboratoire. En effet, le préchauffage des deux réactifs permet la stabilisation des deux flammes concentriques, correspondant à un type de flamme A pour le cas

présent avec un faible R_o ($R_o=15\%$). Ce taux de répartition d'oxygène correspond à la même topologie de flamme (Type A_2) dans les diagrammes de stabilité obtenues au laboratoire avec préchauffage des réactifs.

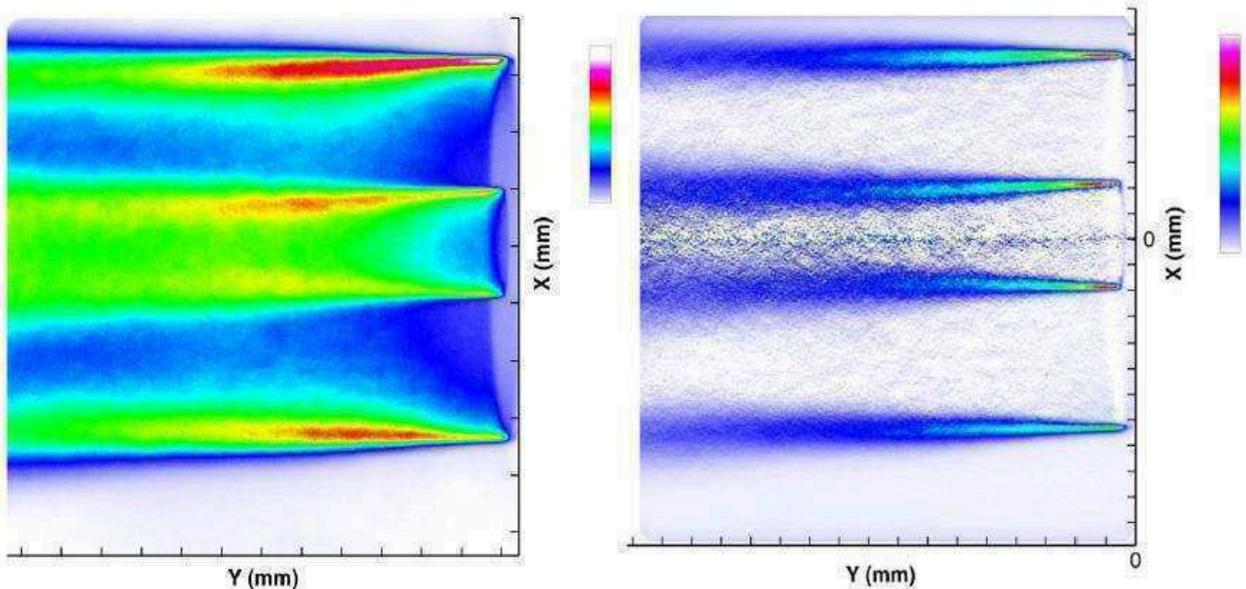


Figure 6.22 : Image moyenne de chimiluminescence du radical OH^* (gauche), Image tomographique de flamme reconstruite par inversion d'Abel (droite) de l'oxy-flamme de BFG obtenue sur le banc d'essais semi-industriel

Ce mode de combustion à grande échelle, associé à de fortes impulsions du jet central d'oxygène et à des températures de préchauffage élevées, présente un mode de transfert thermique aux parois identique à celui de la topologie de flamme A obtenue au laboratoire. Le profil de températures de parois, obtenu à l'aide de mesures par thermocouples (Type K) uniformément répartis le long du four, est quasiment plat le long du foyer de combustion. Ces températures varient autour d'une valeur moyenne de 1400 K sur toutes les conditions de fonctionnement de R_o étudiées pendant ces essais (Figure 6.23). Ce mode de transfert thermique ne révèle aucun pic de température, mettant en avant un mode combustion homogène et progressif du gaz de haut fourneau pour toutes les valeurs du taux R_o , comme l'avaient montrés les profils de température et flux thermiques mesurés à l'échelle de laboratoire.

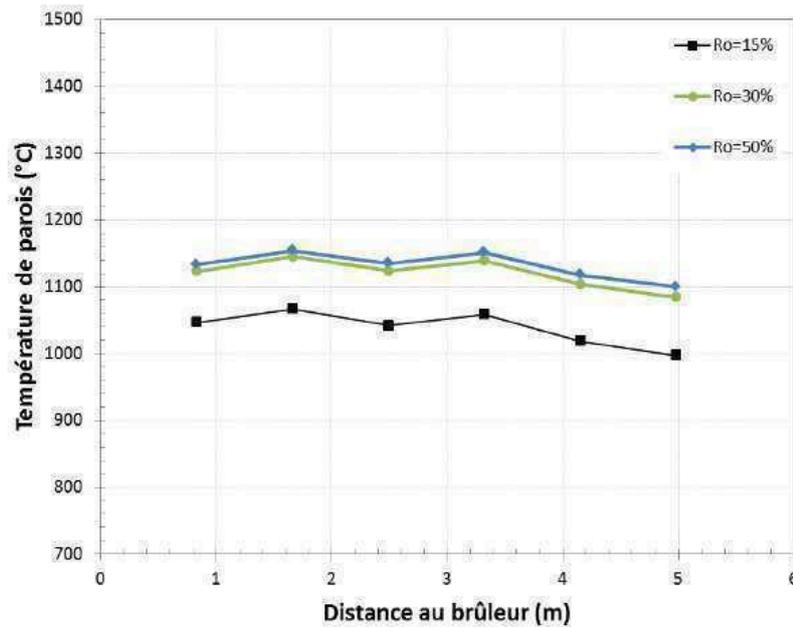


Figure 6.23 : Evolution de la température de parois le long du foyer de combustion à différentes positions du nez du brûleur, obtenue sur le four du CRPS d'Air Liquide

Les expériences semi-industrielles ont permis également d'obtenir des mesures de concentrations de produits de combustion sur les points de fonctionnement étudiés permettant, à l'aide d'un analyseur de fumées sèches, de vérifier les taux d'oxygène excédentaire et de dioxyde de carbone théoriques et de relever les niveaux d'émissions notamment d'oxyde d'azote problématiques dans les applications sidérurgiques.

Les niveaux d'émissions de monoxyde de carbone (CO) sont compris entre 100 et 500 ppm. Sur l'ensemble des points de fonctionnement, il apparaît des niveaux de NOx très homogènes variant seulement entre 60 et 80 ppm lorsque R_o augmente. Ces valeurs sont très faibles comparées aux concentrations de NOx obtenues dans le cadre de la combustion CH_4 /air, surtout avec préchauffage. Ce résultat peut être expliqué, d'une part, par une proportion d'azote moins importante dans le mélange BFG/ O_2 et d'autre part, par les faibles températures adiabatiques de la zone de réaction du gaz de haut fourneau [131, 132].

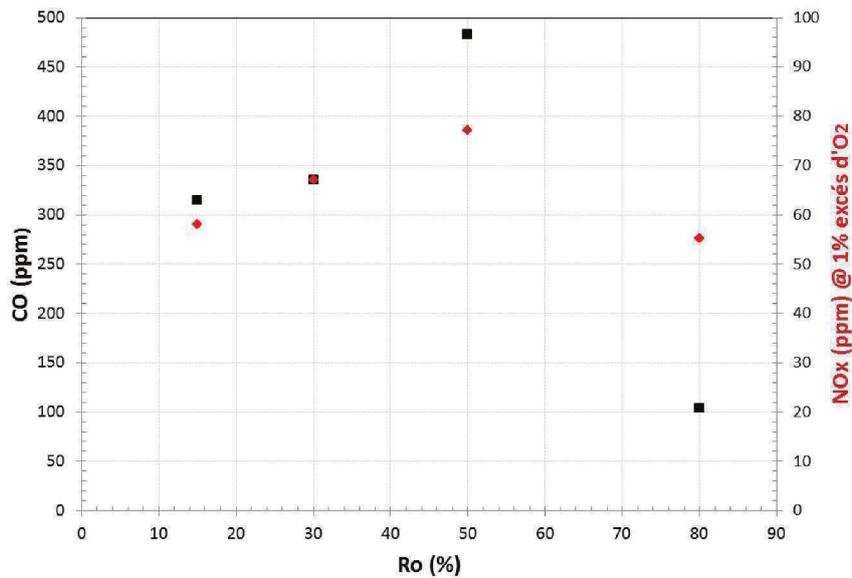


Figure 6.24 : Taux d'émission de monoxyde de carbone (CO) et d'oxydes d'azote (NOx) calculés à 1% d'excès d'oxygène dans les fumées sèches mesurés sur l'installation semi-industrielle du CRPS.

L'ensemble des résultats obtenus lors de ces essais semi-industriels montre que l'analyse de la combustion du gaz de haut fourneau réalisée au laboratoire à une puissance de 25 kW est parfaitement transposable à des échelles de puissance largement supérieure, avec l'identification d'un même mode de combustion caractérisé par une flamme stable.

Cependant, il n'est pas possible à l'échelle industrielle d'aller rechercher les limites de stabilité. Ainsi, même si les expériences n'ont pas permis de déterminer des transitions entre régimes de combustion sur la gamme de taux de répartition d'oxygène R_o étudiée, on peut toutefois noter les conditions de fonctionnement où la flamme BFG-O₂ est parfaitement stable comme une flamme de Type A. En effet, comme le montre la Figure 6.25, les valeurs de vitesse convective interne ainsi obtenues, $U_{ci} = 16.2, 20.4, 27.6$ et 33.8 m/s respectivement pour les taux de répartition d'oxygène de 15%, 30%, 50% et 80% (points verts sur la Figure 6.25) à différentes températures moyennes de mélange, sont en dessous de la limite de vitesse critique théorique. Ce résultat est une preuve de validité de la méthodologie de dimensionnement de l'oxy-brûleur et montre l'intérêt de l'utilisation de l'oxycombustion combiné avec le préchauffage pour atteindre des conditions de stabilité maîtrisées lors de la combustion à l'échelle industrielle de gaz à bas PCI comme le gaz de haut fourneau sans nécessité d'apport de combustible à plus fort PCI.

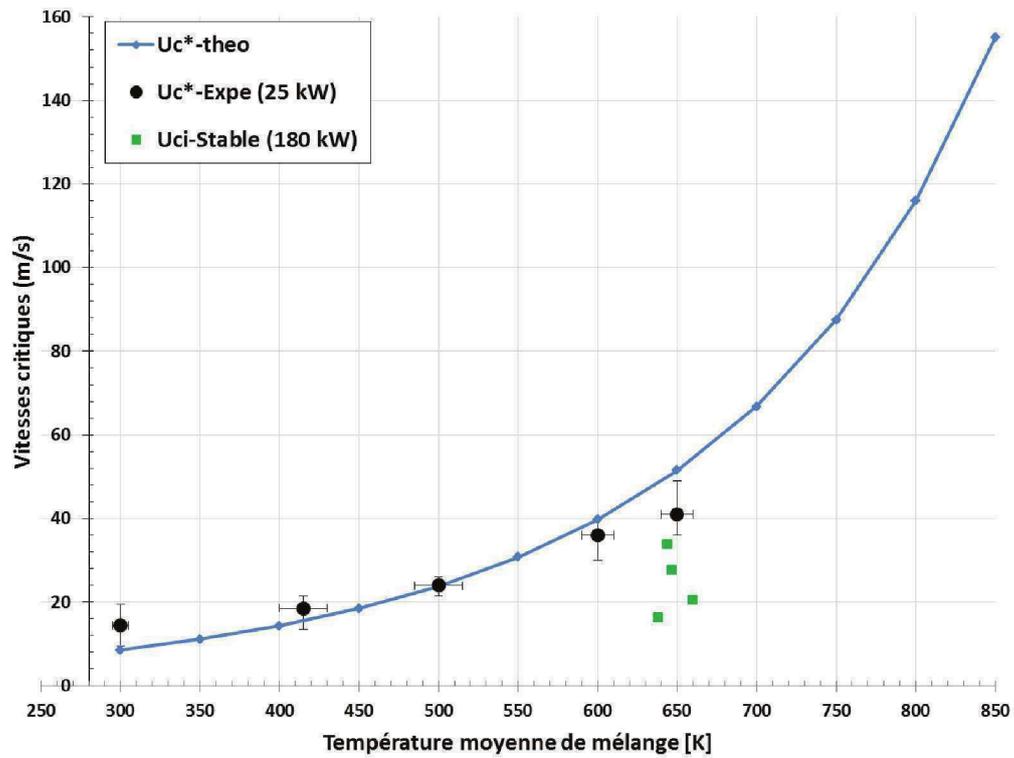


Figure 6.25 : Evolution théorique (courbe bleue) et expérimentale de laboratoire (points noirs) des valeurs de vitesse critique (U_{ci}^*) et vitesse convective interne U_{ci} stable (180 kW) pour quatre points de fonctionnement à l'échelle industrielle (carrés verts) en fonction de la température de préchauffage de mélange $T_{pr, m}$.

Conclusion générale & perspectives

Les combustibles alternatifs sont des gaz issus de la fermentation de biomasse végétale, de la gazéification de charbon, des rejets de cokeries ou de hauts-fourneaux, de résidus gazeux de raffinerie ou de chimie lourde. Malgré leur faible pouvoir calorifique, leur valorisation pour la production d'énergie apparaît aujourd'hui comme une solution très attractive pour l'industrie au regard de l'épuisement des ressources énergétiques d'hydrocarbures fossiles, et leur utilisation dans les unités thermiques constitue une solution alternative fiable pour l'optimisation des performances énergétiques et environnementales.

Le remplacement des combustibles fossiles primaires par des combustibles alternatifs à bas pouvoir calorifique, avec des caractéristiques énergétiques différentes, nécessite cependant d'importantes modifications liées aux installations de combustion. Les options de changement de combustible sont limitées par certains aspects d'adaptabilité dans les foyers industriels, liés généralement à une baisse notable de l'efficacité énergétique et dépendants fortement des types de brûleurs installés. Ainsi, le développement de nouveaux brûleurs assurant la stabilité de flamme de combustibles à bas PCI, comme le gaz de haut fourneau (BFG), est une préoccupation cruciale. De plus, le choix de l'utilisation de l'oxygène préchauffé pour brûler un quelconque effluent gazeux est un enjeu majeur pour les acteurs de la combustion industrielle. Ceci nécessite toutefois de mieux connaître les spécificités des oxy-flammes produites avec ces gaz à bas PCI, qui sont encore peu étudiées jusqu'à présent.

Afin d'étudier l'oxycombustion de gaz à faible pouvoir calorifique, différentes configurations de flammes canoniques (équilibres thermodynamiques, libre propagation de flamme laminaire prémélangée et flamme de diffusion) ont été utilisées dans un code de simulation de la combustion, avec plusieurs schémas cinétiques, dans le but d'évaluer les propriétés thermocinétiques d'oxy-flammes du gaz de haut fourneau et de les comparer avec les caractéristiques fondamentales de flammes de différents combustibles alternatifs (biogaz, syngaz, gaz de cokerie). Les résultats de ces simulations ont apporté une meilleure compréhension des processus de combustion de gaz à bas PCI. Ils ont aussi permis de montrer l'impact de la combustion à l'oxygène et du préchauffage des réactifs sur la réaction chimique à travers une amélioration des propriétés fondamentales de flammes de BFG (vitesse laminaire de propagation, température de flamme, taux d'étirement...) accompagnée d'un élargissement des limites de stabilité.

Ces résultats de calculs thermocinétiques ont été essentiels pour la conception du brûleur pilote de laboratoire, permettant d'étudier expérimentalement l'oxycombustion de mélange gazeux dans un contexte de récupération d'énergie dans les procédés de combustion industrielle. En effet, une méthodologie de dimensionnement a été développée. Elle utilise une stratégie originale basée sur la détermination d'une vitesse critique U_c^* à l'extinction de flamme, dérivée d'une valeur de Damköhler critique Da_c obtenue expérimentalement. L'oxy-brûleur tri-coaxial de 25 kW est constitué d'un jet annulaire de combustible (BFG) entouré de deux jets d'oxygène, au centre (oxygène intérieur 'O_{2i}') et en périphérie (oxygène extérieur 'O_{2e}'). Le but de cette configuration simplifiée étant de générer deux oxy-flammes concentriques de BFG et de contrôler leurs structures à travers la stratégie d'injection de l'oxygène, entre les écoulements central et périphérique, dont la répartition de volume est quantifiée par le paramètre R_o .

Afin de valider expérimentalement cette approche, un dispositif expérimental de combustion a été adapté à la problématique d'étude de l'oxycombustion d'un gaz de synthèse à bas PCI (H₂/CO/CO₂/N₂) avec préchauffage des réactifs. La mise en place de ce dispositif a été réalisée en suivant une démarche préliminaire d'analyse de risques « HAZOP » des partenaires industriels du projet Air Liquide et CMI Industry.

Les structures de flammes générées par la combustion du gaz de haut fourneau ont été étudiées par imagerie de chimiluminescence du radical OH* et les propriétés thermiques et chimiques ont été évaluées par analyse des flux thermiques et des fumées en sortie de chambre de combustion. L'analyse de ces structures de flammes aux points nominaux de fonctionnement, définis par les paramètres P (puissance), R_o (taux de répartition d'oxygène) et T_{pr} (température de préchauffage), a permis de définir différents diagrammes de stabilité et de conclure sur les mécanismes de stabilisation selon la structure des zones réactives. Les champs aérodynamiques 2D des écoulements réactifs ont été déterminés par des mesures de vitesses par PIV sur les 30 premiers diamètres en sortie d'injecteur. Le traitement des images PIV par un algorithme original a permis de caractériser les couches de mélange en sortie de brûleur, ce qui a été essentiel dans la compréhension des mécanismes de stabilisation de flamme de BFG.

Dans le cadre de la combustion sans préchauffage des réactifs, des configurations de flammes très variées ont été observées, en fonction des conditions opératoires de puissance et de répartition d'oxygène, avec des faibles niveaux d'émissions polluantes. Elles correspondent à trois topologies de flammes suivant le régime de combustion de la flamme externe :

- Le Type A, où deux flammes concentriques sont stables et attachées aux lèvres du brûleur, est rencontré pour des puissances faibles (10 kW et 12,5 kW) par rapport à la puissance nominale de dimensionnement du brûleur (25 kW).
- Le Type B, où la flamme interne est attachée au brûleur et la flamme externe présente une stabilité intermittente avec une fluctuation locale à la base de la flamme, est rencontré pour des valeurs moyennes et fortes de puissance (12,5 kW et 21,1 kW).

- Le Type C, où la flamme externe BFG-O_{2e} est détachée du brûleur, est rencontré à partir de 20 kW et lorsque l'on tend vers la puissance nominale du brûleur.

Pour la famille de flamme de Type C, l'examen attentif de la structure de la flamme interne O_{2i}-BFG conduit à une subdivision en deux sous-familles de flamme : une où la flamme interne est stable et accrochée au brûleur (Type C₁) et une seconde où elle présente une zone d'extinction locale proche du brûleur (Type C₂) à la limite du soufflage.

Afin de valider le critère de dimensionnement, un nouveau diagramme de stabilité a été défini en fonction des vitesses d'injection de BFG et d'oxygène O_{2i} et associé à la modification de structure liée uniquement à la flamme interne. Ce diagramme a permis de trouver un bon accord entre les valeurs de vitesse critique Uc^* théorique, utilisée pour le dimensionnement du brûleur, et expérimentale obtenue. Cette corrélation montre que la vitesse convective critique Uc_1^* , associée au nombre de Damköhler critique Dac^* , est le bon paramètre pour caractériser les instabilités turbulentes de la couche de cisaillement O_{2i}-BFG engendrées par l'augmentation de R_o et responsables de l'extinction locale au sein de la flamme interne du régime de Type C₂. La validation du critère de dimensionnement a aussi été vérifiée avec d'autres types de combustibles à bas pouvoir calorifique avec des compositions différentes et à PCI constant.

Des mesures de champs aérodynamiques par PIV ont été réalisées sur deux topologies de flammes précédemment identifiées, à un cas limite de flamme accrochée (Type B) et un cas de flamme décrochée (Type C₁), afin d'étudier plus en détails les mécanismes pilotant les différents régimes de combustion et les processus de mélange des différents jets réactifs gouvernant les transitions entre modes de combustion. Une analyse comparative de ces deux régimes de combustion a montré que la stabilité de la flamme annulaire BFG-O_{2e} du Type B est contrôlée par la compétition entre la recirculation des gaz brûlés vers l'axe et l'expansion des gaz chauds issus de la zone réactive vers la périphérie. Alors que le régime de combustion du Type C₁ est piloté par la forte impulsion du jet de BFG, à puissance élevée, qui domine l'écoulement à la sortie de l'injecteur, transférant rapidement sa quantité de mouvement aux autres écoulements et augmentant l'entraînement radial des gaz brûlés environnants. Ainsi, la modification de la richesse locale, induite par un entraînement radial accru, provoque un décalage de la ligne stœchiométrique de la flamme, conduisant au décrochage de flamme externe.

L'impact de l'élévation de la température initiale des réactifs ou du BFG seul sur les propriétés physico-chimiques de la flamme de combustible à bas PCI est ensuite évalué par une étude de la stabilité de l'oxy-flamme de BFG et l'établissement de cartographies de stabilité en fonction de la puissance, de la répartition d'oxygène et de la température de préchauffage T_{pr} . Il a été constaté une augmentation considérable des domaines d'existence de flammes stables de gaz de haut fourneau par l'accroissement de T_{pr} , avec toujours des niveaux d'émissions polluantes très faibles (CO, NOx). On note aussi l'apparition de nouvelles topologies de flammes, dont une spécifique au préchauffage :

- Le Type D, où deux flammes concentriques sont stables et attachées aux lèvres du brûleur, avec une large zone d'extinction au niveau de la flamme interne O_{2i} -BFG à quelques millimètres au-dessus du brûleur.

Il a été démontré que cette extinction est le résultat de forts taux d'étirement existants à la sortie de l'injection entre les jets de combustible et d'oxygène O_{2i} . L'étude du processus d'extinction a été prolongée par une analyse de l'évolution de la valeur de vitesse critique U_{Ci}^* , déterminée expérimentalement à plusieurs températures de préchauffage. Un bon accord entre les données théoriques et expérimentales de vitesse critique a été trouvé avec une augmentation progressive de U_C^* avec la température de préchauffage, validant ainsi la méthodologie de dimensionnement de l'oxy-brûleur de combustible à bas PCI.

L'influence particulière de la température des réactifs sur l'élargissement des limites de stabilité a été discutée plus en détails, à travers l'analyse du comportement aérodynamique de deux topologies de flammes identifiées dans le cadre du préchauffage, suite à l'augmentation des vitesses d'injection du fait du réchauffement des gaz injectés et de la modification de l'impulsion de jet interne d'oxygène à travers R_o .

La validité de la méthodologie de dimensionnement du brûleur est aussi étudiée à travers un changement d'échelle grâce à des mesures réalisées sur une installation industrielle d'une puissance de 180 kW avec la même composition de gaz de haut fourneau. Ces essais ont confirmé les régimes de combustion observés à l'échelle du laboratoire avec des structures de flammes identiques dans une configuration de jets coaxiaux.

Parmi les points évoqués dans cette thèse, plusieurs méritent d'être approfondis. Il pourrait être intéressant de mener une étude liée aux mesures de gradients de concentration des espèces dans la zone proche injecteur, grâce des techniques de mesure comme la Fluorescence Induite par Laser (LIF) ou par Diffusion Raman Spontanée (DRS). Ces mesures complémentaires apporteraient des informations essentielles relatives à la formation d'espèces comme les NOx ou de CO, ou sur la richesse locale de la zone de stabilisation de l'oxy-flamme de BFG en fonction de la dilution par les produits de combustion dans une chambre de combustion confinée.

Des mesures complémentaires de vitesses par PIV permettraient dans notre configuration d'obtenir une meilleure résolution spatiale, d'abord, en améliorant le système d'ensemencement en particules solides dans le cadre du préchauffage, mais aussi en faisant des mesures dans un champ de visualisation réduit à la sortie de l'injecteur afin d'effectuer une analyse plus fine des processus de mélange des jets en sortie de brûleur et des mécanismes de stabilisation de la flamme.

Cette étude expérimentale peut maintenant être considérée comme une configuration de référence pour la valorisation de gaz à bas PCI par l'oxycombustion, dont l'application directe sur site industriel pour une campagne de démonstration est d'ores et déjà en cours de réflexion.

De manière générale, les études expérimentales menées lors de cette thèse permettent d'apporter une contribution à l'analyse de structures d'oxy-flammes turbulentes de diffusion de combustibles à bas PCI. Elles ouvrent ainsi des perspectives d'étude de valorisation d'une grande variété de combustibles alternatifs comme les biocombustibles. De plus, la composition des combustibles alternatifs étant variable, il apparaît nécessaire d'étudier l'influence de la composition de ces combustibles à bas PCI (CH_4 , CO , H_2 ,...), comme par exemple la différence entre l'effet de la dissociation du méthane et l'oxydation directe du CO , mais aussi des taux de diluants (CO_2 , N_2 ...) ou de l'ajout d'hydrogène sur des mécanismes de stabilisation de flamme. Les résultats obtenus avec ces nouveaux types de combustibles ouvrent aussi de nouvelles voies d'utilisation de l'oxycombustion.

Annexe A : Mode opératoire pour la détermination de la température effective de combustible en sortie d'injecteur

Théoriquement on peut calculer la température finale du mélange combustible avant l'acheminement vers le brûleur. Le modèle d'homogénéité parfait en température et en mélange n'est pas physiquement réaliste. Ce pendant les conditions expérimentales nous permettent d'avoir un temps de séjour suffisant au niveau du mélangeur afin d'homogénéiser et d'obtenir la température de sortie souhaitée.

L'entropie, l'enthalpie de formation et la capacité calorifique standard sont des données thermodynamiques, associées à chaque espèce du mécanisme, requises pour le calcul de l'effet thermique d'une réaction. L'enthalpie du mélange est donnée par la somme des enthalpies des gaz à froid H_f ($\text{CO} + \text{H}_2$) et des gaz chauds H_c ($\text{N}_2 + \text{CO}_2$) :

$$H_m = H_f + H_c$$

Les enthalpies avant mélange sont calculées par :

Pour les gaz froids :

$$H_f = C_{p_{\text{H}_2}}(T_i) \cdot Q_{m_{\text{H}_2}} \cdot T_i + C_{p_{\text{CO}}}(T_i) \cdot Q_{m_{\text{CO}}} \cdot T_i$$

Pour les gaz chauds :

$$H_c = C_{p_{\text{CO}_2}}(T_{pr}) \cdot Q_{m_{\text{CO}_2}} \cdot T_{pr} + C_{p_{\text{N}_2}}(T_{pr}) \cdot Q_{m_{\text{N}_2}} \cdot T_{pr}$$

Les températures T_i et T_{pr} sont respectivement les températures initiales des gaz à froid et de préchauffage des gaz inertes. Les capacités calorifiques massiques dépendent de ces dernières par des fonctions polynomiales d'ordre 4 corrélés aux coefficients de type NASA [73].

Pour mélange à température souhaitée T_f , l'enthalpie globale se calcule par :

$$H_m = C_{p_m}(T_f) \cdot Q_{m_m} \cdot T_f$$

Ici la difficulté réside sur le fait d'isoler la donnée T_f qui est la température final du mélange car la capacité calorifique massique de ce dernier présente une dépendance à cette même donnée par le même polynôme d'ordre 4. L'idée est de définir et de tracer sur le même graphe que l'enthalpie du mélange global dite enthalpie de sortie, une enthalpie dite d'entrée H_e correspondant à la somme des enthalpies H_f et H_c . Si le bilan d'enthalpie stipule une parfaite égalité entre ces dernières, le choix de la température finale du mélange correspondant à la température nominale de fonctionnement permet de déduire la température de chauffe des gaz inertes par une projection d'abord sur la courbe de H_e puis sur l'abscisse de cette dernière comme le montre clairement la figure suivante :

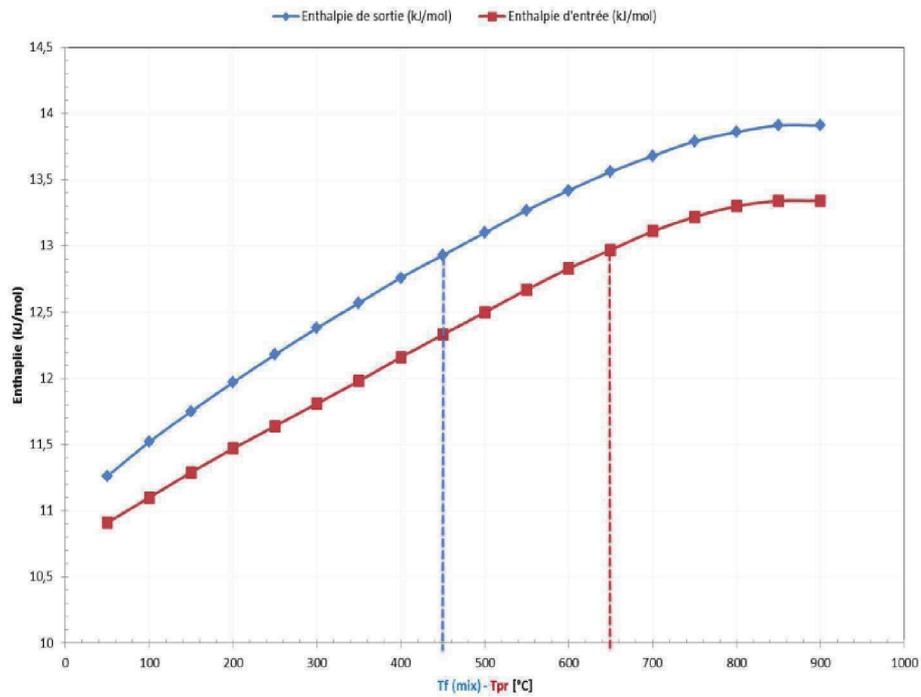


Figure : Variation des enthalpies d'entrée et de sortie pour les gaz inertes et le mélange BFG en fonction de la température.

Comme le montre ce graphe, si on veut avoir un mélange de BFG à une température nominale de 750 K par exemple, il faudra préchauffer les gaz inertes à 950 K avant le mélange avec l'hydrogène et le monoxyde de carbone.

Annexe B : Quantification de la dilution par le calcul d'entraînement latéral de gaz brûlés

La dilution est un paramètre important dans notre configuration de foyer de combustion confiné car elle influence fortement le régime de combustion de la flamme BFG-O₂ comme détaillé dans le chapitre 5. Cette dilution est réalisée aérodynamiquement dans la chambre de combustion par entraînement latéral des gaz brûlés recirculants engendré par l'impulsion des jets de réactifs.

La dilution est ainsi évaluée en calculant le taux d'entraînement massique des jets par l'utilisation des mesures de vitesse par la PIV dans une configuration de brûleur axisymétrique. En effet, une surface de contrôle telle que celle présentée dans la figure ci-dessous est délimitée à partir du contour de flamme et découpée en plusieurs sections dS sur sa hauteur. Le débit massique de gaz brûlés (GB) entraîné est alors donné sous l'hypothèse que la masse volumique est constante, par :

$$\dot{m} = \int_{z_1}^{z_2} \rho_{GB} \cdot u_n(r, z) dS$$

ρ_{GB} est la masse volumique des gaz brûlés calculée à partir de la composition théorique des fumées humides, avec l'hypothèse d'une température constante sur la hauteur de la surface de contrôle.

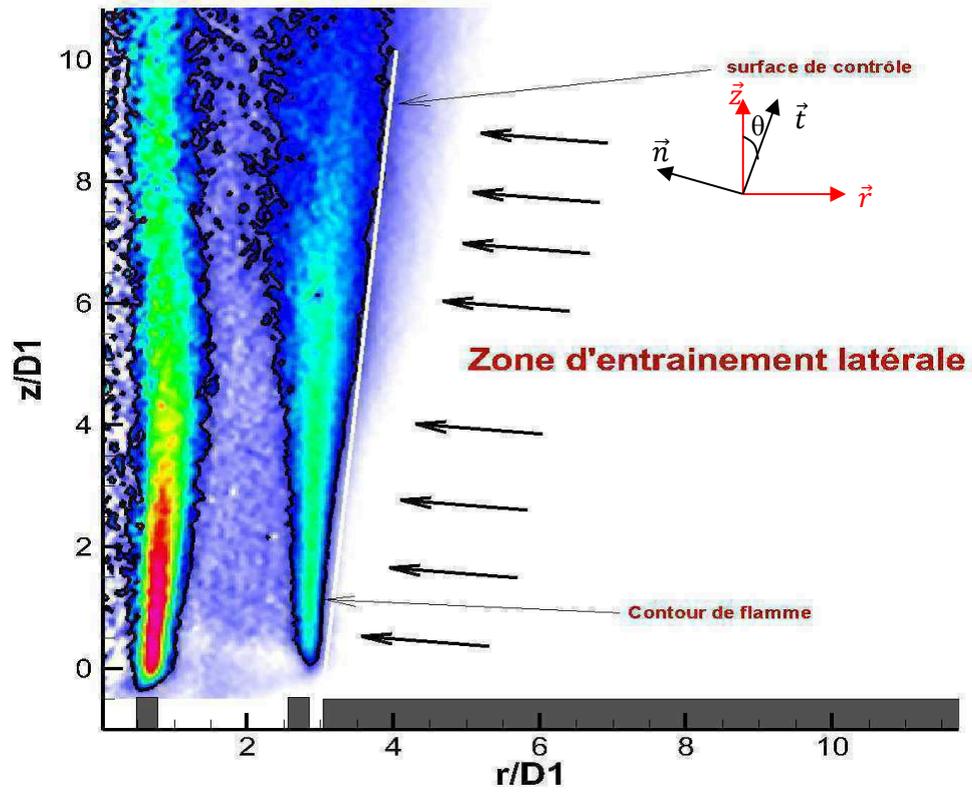
u_n est la vitesse normale à la surface de contrôle et fonction des vitesses axiale (u) et radiale (v) de l'écoulement. Elle est définie par :

$$u_n = -u \cos\theta + v \sin\theta$$

θ représente l'angle d'ouverture de l'écoulement.

La section d'intégration varie en fonction de la position axiale z et vaut : $dS = 2\pi r(z)dz$

Le calcul du débit massique cumulé \dot{m} permet de déterminer le taux d'entraînement local de gaz brûlés $d\dot{m}/dz$. Ces deux grandeurs utilisées pour caractériser l'entraînement latéral des produits de combustion afin de quantifier la dilution entraînant la modification de structure de l'oxy-flamme de gaz à bas PCI.



Détermination de la section de l'écoulement et méthode de calcul d'entrainement latéral de gaz brûlés sur la configuration de flamme de Type B ($P=23$ kW, $Ro=10\%$)

Bibliographie

- [1] Ferrand L. Modélisation et expérimentation des fours de réchauffage sidérurgiques équipés de brûleurs régénératifs à Oxydation sans Flamme. Thèse de l'Ecole des Mines de Paris (2003).
- [2] Paubel X. Analyse expérimentale des oxy-flammes turbulentes non-prémélangées de gaz bas PCI. Thèse de l'INSA de Rouen (2007).
- [3] Jarry. L. Principe de l'oxycombustion. Air Liquide (2005).
- [4] Yakovenko. A.T. High temperature heating of the blast-furnace-gas and combustion-air preheating. Donetsk Metallurgical Plant. No.12, pp.10-13 (1980).
- [5] Nozahic F. Production de gaz de synthèse par interactions à haute température du gaz, des goudrons et du résidu carboné issus de la pyrolyse de biomasses. Inst. Nat. Polytech. Toulouse (2008).
- [6] Lieuwen T., Yang V., Yetter R. Synthesis gas combustion : Fundamentals and Applications.
- [7] Rabou L.P.L.M & Jansen D. De-centralised power production using low calorific value gas from renewable energy resources in gas turbine, Technical Report ECNC-01-056 (2001).
- [8] Clarke Energy report (2009). www.clarke-energy.fr.
- [9] Sung C.J. and Law. C.K. Fundamental combustion properties of H₂/CO mixtures: Ignition and flame propagation at elevated pressures. Combust. Sci. Tech. 180:1097 (2008).
- [10] McLean I.C., Smith D.B. and Taylor S.C. The use of carbon monoxide/hydrogen burning velocities to examine the rate of the CO + OH reaction. Proc. of the Comb. Inst., vol. 25, pp. 749-757 (1994).
- [11] Natarajan J. Experimental and numerical investigation of laminar flame speeds of H₂/CO/CO₂/N₂ mixtures. Thesis in School of Aerospace Engineering (2008).
- [12] Brokaw R.S. Ignition kinetics of the carbon monoxide-oxygen reaction, Symp. (Int.) Combust. Vol.11, pp. 1063–1073 (1967).
- [13] Yetter R.A., Dryer F.L. and Rabitz H. A comprehensive reaction mechanism for carbon monoxide/hydrogen/oxygen kinetics. Combust. Sci. Tech. 79:97 (1991a).
- [14] Natarajan J., Nandula S., Lieuwen T. and J. Seitzman. Laminar flame speeds of synthetic gas fuel mixtures. Proceeding of GT2005, ASME Turbo Expo (2005).
- [15] Natarajan J., Lieuwen T. and Seitzman J. Laminar flame Speeds and Strain Sensibilities of Mixtures of H₂ with CO, CO₂ and N₂ at Elevated Temperatures. Proceeding of GT2007, ASME Turbo Expo.

- [16] De Persis S., Lafay Y. Etude expérimentale de la combustion de biogaz dans une chambre de turbine à gaz. 18^{em} Congrès français de la mécanique, Grenoble (2007).
- [17] Wall T.F. Combustion processes for carbon capture. Proceedings of the Combustion Institute 31 (2007).
- [18] 16] Han J.W., Lee C.E., Kum S.M., Hwang Y.S. Study on the improvement of chemical reaction mechanism of methane based on the laminar burning velocities in OEC. Energy & Fuels, vol.21 p.3202-3207 (2007).
- [19] Von Elbe G., Lewis B., Free-radical reactions in glow and explosion of carbon monoxide-oxygen mixtures, Combustion & Flame, Vol. 63, P 135-150 (1986).
- [20] Paubel X., Cessou A., Honore D., Vervisch L., Tsiava R. Oxycombustion of low energetic gas mixtures. Proc. Combust. Inst. 31, 3385-3392 (2007).
- [21] Gicquel O, Vervisch L, Joncquet G, Labegorre B, Darabiha N, Combustion of residual steel gases : laminar flame analysis and turbulent flamelet modeling, Fuel, Vol. 82, P 983-991 (2003).
- [22] Mazas A. Etude des flammes prémélangées enrichies en oxygène : analyse des effets de dilution par la vapeur d'eau et le dioxyde de carbone. Thèse EM2C (2010).
- [23] Rottier C. Etude expérimentale de l'influence des mélanges gazeux sur la combustion sans flamme. Thèse INSA de Rouen (2010).
- [24] Airprotech Technology report. Oxidateur thermique récupérative (2013).
- [25] Flamme M., Boß M., Brune M., Lynen A., Heym J., Wüning J.A., Wüning J.G., Dittman H.J. Improvement of energy saving with new ceramic self-recuperative burners. International gas research conference (1998).
- [26] Milani A., Salamov G.V., Wüning J.G. Abatement of fuel consumption with compact regenerative burners in energy-intensive furnaces", EC TGERMIE Program (1998).
- [27] Flamme, M.; Brune, M., Konold, U., Al-Halbouni, A., Scherello A., Giese, R. 4th International Symposium on HTACG - High Air Temperature Combustion and Gasification – Rome (2001).
- [28] D. Andahazy, G. Löffler, F. Winter, C. Feilmayr, T. Bürgler, IFRF Combust. J 200502 (2005).
- [29] Masson E. Etude expérimentale des champs dynamiques et scalaires de la combustion sans flamme. Thèse de l'INSA de Rouen (2005).
- [30] Vinckier J., Van Tiggelen A. Structure and burning velocity of turbulent premixed flames. Combustion and Flame, Vol. 12, pp 561-568 (1968).
- [31] Von Elbe G, Lewis B, Free-radical reactions in glow and explosion of carbon monoxide-oxygen mixtures. Combustion & Flame, Vol. 63, P 135-150 (1986).
- [32] Ishiguro T. Homogenization and stabilization during combustion of hydrocarbons with preheated air. The combustion Institute, pp 3205-3213 (1998).
- [33] Gupta. A.K. Flame characteristics and challenges with high temperature air combustion. University of Maryland, Department of Mechanical Engineering, College Park, MD 20742, USA.
- [34] D.P. Mishra. Effects of initial temperature on the structure of laminar CH₄-air premixed flame. Fuel 82 1471-1475 (2003).

- [35] Min J. Comportement transitionnel et stabilisation de flammes-jets non-prémélangés de méthane dans un coflow d'air dilué en CO₂. Thèse de L'INSA de Rouen (2011).
- [36] Takeno T. and Kotani Y. An experimental study on the stability of jet diffusion flame. *Acta astronautica*. Vol.2, pp. 99-1008 (1975).
- [37] Balarac G. Etude numérique de la dynamique tourbillonnaire et du mélange dans les jets coaxiaux turbulents. Thèse de l'LEGI (2006).
- [38] Rehab H., Villermaux E., Hopfinger E.J. Flow regimes of large-velocity-ratio coaxial jets. *J. Fluid Mech* 345 357-381 (1997).
- [39] Villermaux, E. & Durox, D. On the physics of jet diffusion flames. *Combust. Sci. Tech.* 84, 279-294 (1992).
- [40] Pitts W. M. Reynolds number effects on the mixing behavior of axisymmetric turbulent jets. *Experiments in Fluids* 11, 135 141 (1991).
- [41] Ko N.W.M., Au H. Coaxial jets of different mean velocity ratios. *Journal of Sound and Vibration*, vol.100, pp. 211-232 (1985).
- [42] Pitts W. M., Richards C. D., Levenson M.S. Large and Small scale structures and their interactions in an axisymétric jet. NISTIR 6393.
- [43] M. Favre-Marinet and E.B. Camano Schettini. The density field of coaxial jets with large velocity ratio and large density differences. *International Journal of Heat and Mass Transfer* 44 1913-1924 (2001).
- [44] E. B. Camano-Schettini. Etude expérimentale des jets coaxiaux avec différences de densité. Thèse de l'Institut National Polytechnique de Grenoble (1996).
- [45] P.A. Monkewitz, D.W. Bechert, Barsikow and B. Lehmann. Self-excited oscillations and mixing in heating round jet. *J. Fluid Mech* 213. 611-639 (1990).
- [46] Takagi T., Shin H-D, Ishio A. Properties of turbulence in turbulent diffusion flames, *Combustion and Flame*, Vol. 40, P 121-140 (1981).
- [47] Glass M, Bilger R. The turbulent jet diffusion flame in a co-flowing stream-some velocity measurements, *Combustion Science & Technology*, Vol. 18 (1978).
- [48] J. Boulanger. Caractérisation de l'extrémité d'une flamme de diffusion. Analyse asymptotique et simulation directe de la combustion partiellement prémélangée. Thèse de l'INSA de Rouen (2002).
- [49] Liñan A. The asymptotic structure of counterflow diffusion flames for large activation energies. *Acta Astronautica*. Vol.1, pp 1007-1039 (1974).
- [50] Cuenot B., Poinot T. Effects of curvature and unsteadiness in diffusion flames. Implications for turbulent diffusion combustion. *Symposium on Combustion* (1994).
- [51] Veynante D., Vervisch L. Turbulent combustion modeling. *Prog energy Combust. Sci.*, Vol. 28, pp. 193-266 (2002).
- [52] N. Peters. *Turbulent Combustion*. Cambridge University Press (2000).
- [53] Juma S. Oxycombustion diluée au dioxyde de carbone : Etude de la stratégie d'injection du CO₂. Thèse de l'Université de Rouen (2014).

- [54] Dahm W.J.A, Mayman A.G. Blowout limits of turbulent jet diffusion flames for arbitrary source conditions, *AIAA Journal*, Vol. 28 , P 1157-1162 (1990).
- [55] Peters N. Length scales in laminar and turbulent flames, *Progress in Astronautics and Aeronautics*, Vol. 135, P 155 (1991).
- [56] Lamige S. Analyse de l'Influence des Conditions aux Limites Thermiques sur la Stabilisation des Flamme Non-Prémélangées. Thèse de l'INSA de Lyon (2014).
- [57] Beduneau J-L. Caractérisation expérimentale des flammes non-prémélangées H₂/O₂ : application aux cas des injecteurs coaxiaux de moteurs fusées. Thèse de l'INSA de Rouen (2001).
- [58] Villiermaux E., Rehab H. Mixing in coaxial jets. *J. Fluid Mech.* Vol. 425, pp. 161-185. (2000)
- [59] Esquiva-Dano I. Etude expérimentale de la stabilisation d'une flamme non-prémélangée. Thèse de l'Ecole Centrale de Lyon (2001).
- [60] Juniper M. and Candel S. Edge diffusion flame stabilization behind a step over a liquid reactant. *Journal of propulsion and power*. Vol. 19, No. 3 (2003).
- [61] Pinguet G. and Escudié D. Experimental study of the stabilization process of a non-premixed flame via the destabilization analysis of the blue ring flame. *Experimental Thermal and Fluid Science*, Vol, 31, pp 453-460 (2007)
- [62] Takahashi F., Schmoll W.J. and V.R. Katta. Attachment mechanism of diffusion flames. *Proc. Combust. Inst.* 27, 675 (1998).
- [63] Y. Otakeyama, T. Yokomori, and M. Mizomoto. Stability of CH₄-N₂/air jet diffusion flame for various burner rim thicknesses. *Proceedings of the Combustion Institute*, 32:1091-1097 (2009).
- [64] Buresti G., Patagna P., Talamelli A. Experimental investigation on the turbulent near-field of coaxial jet configuration. *Experimental Thermal and Fluid Science*, vol.17, pp. 18-26 (1998).
- [65] Freymuth, J. H. Ferziger and M. Perich. *Computational Methods for Fluid Dynamics*. Springer, (1996).
- [66] Kee R.J., Dixon-Lewis G., Warnatz J., Coltrin M.E., Miller J.A. A Fortran computer code package for the evaluation of gas-phase multicomponent transport properties. Sandia National Laboratories, New Mexico, Sandia report SAND86-8246 (1986).
- [67] Lutz A.E., Kee R.J., Grcar J.F. and FRupley .M. OPPDIF: A Fortran Program for Computing Opposed-Flow Diffusion Flames, Technical Reports SAND96-8243, SANDIA national laboratories (1996).
- [68] COSILAB. The combustion simulation laboratory, www.softpredict.com, rotexo gmbh & co. kg, haan (germany).
- [69] Dhue Y. Etude numérique et expérimentale de l'influence de l'humidité de l'air sur la combustion. Thèse de l'université de Toulouse (2009).
- [70] Leplat N. Etude expérimentale et numérique des flammes d'éthanol, d'acétaldéhyde et d'acide acétique. Effets de leur addition à des flammes riches d'éthylène. Thèse de l'Univ. Catholique de Louvain (2011).
- [71] Goodwin D.G. CANTERA. An open-source, extensible software suite for CVD process simulation. www.cantera.org. (2003).

- [72] Borghi R. and Champion M. Modélisation et théorie des flammes.
- [73] NASA. NASA thermodynamic files. http://combustion.berkeley.edu/gri_mech/data/.
- [74] Cheng Tung Chong, Simone Hochgreb, "Measurements of laminar flame speeds of acetone/methane/air mixtures". *Combustion and Flame*, volume 158, Issue 2 (2011).
- [75] Gu X.J., Haq M.Z., Lawes M., Wooley R. Laminar burning velocity and Markstein length of methane-air mixture. *Combustion and Flame*, Volume 121, Issues 1-2 (2000).
- [76] bouvet N., Chauveau C., Gokalp I., Lee S.-Y, Santoro R.J. Characterization of syngas laminar flames using the Bunsen burner configuration. *Hydrogen Energy*, 992-1005 (2011).
- [77] Jayachandran J., Lefebvre A., Zhao R., Halter F., Varea E., Renou B., Egolfopoulos F. N. A study of propagation of spherically expanding and counterflow laminar flames using direct measurements and numerical simulations. *Proceedings of the Combustion Institute* 35 695–702 (2015).
- [78] Williams F. A. Theory of combustion in laminar flows, *Ann. Rev. Fluid Mech.* 3, 171 (1971).
- [79] Sung C. J., Liu J. B. and Law C. K. Structural Response of Counterflow Diffusion Flames to Strain Rate Variations. *Combustion and flame* Vol 102, Issues 481-492 (1995).
- [80] Fernandez E., Kurdyumov V. and A. Liñan. Diffusion flame attachment and lift-off in the near wake of a fuel injector. *Proceedings of the Combustion Institute*, Volume 28, pp. 2125–2131 (2000).
- [81] Ribert G., Zong N., Yang V., Pons L., Darabiha N., Candel S. Counterflow diffusion flames of general fluids :Oxygen/hydrogen mixtures. *Combustion and flame* 154 319-330 (2008).
- [82] Mueller M.A., Kim T.J., Yetter R.A. and Dryer F.L. Flow Reactor Studies and Kinetic Modeling of the H₂/O₂ Reaction. *International Journal of Chemical kinetics*, Vol. 31, pp 113-125(1999).
- [83] Smith G.P., Golden D.M., Frenklach M., Moriarty N.W., Eiteneer B., Goldenberg M., Bowman C.T., Hanson R.K., Song S., Gardiner W.C., Lissianski V., Qin Z. GRI-Mech3.0, in: http://www.me.berkeley.edu/fri_mech/.
- [84] Nikolaou Z. M., Chen J., Swaminathan N. 5-step reduced mechanism for combustion of CO/H₂/H₂O/CH₄/CO₂ mixtures with low hydrogen/methane and high H₂O content. *Combustion and Flame* 160 56–75 (2013).
- [85] Singh D., Takayuki N., Saad T., Qiao L. An experimental and kinetic study of syngas/air combustion at elevated temperatures and the effect of water addition. *Fuel* 94, 448–456 (2012).
- [86] Das A.K., Kumar K., Sung C. Laminar Flame Speeds of Moist Syngas Mixtures. *Combust. Flame* 158 345–353 (2011).
- [87] Sun H., Yang S.I, Jamaas G., Law C.K. High-pressure laminar flame speeds and kinetic modeling of carbon monoxide/hydrogen combustion. *Proc. Combust. Inst.* 31 439-446 (2007).
- [88] Davis S.G., Joshi A.V., Wang H., Egolfopoulos F.N. An optimized kinetic model of H₂/CO combustion. *Proc. Combust Inst.* 30 1283-1292 (2005).
- [89] S.G. Davis, A.V. Joshi, H. Wang, F.N. Egolfopoulos, A comprehensive and optimized kinetic model of H₂/CO combustion, in : *Proceedings of the 3rd Joint Meeting of the U.S. Sections of the Combustion Institute*. Chicago (2003).

- [90] Wang J., Huang Z., Kobayashi H., Ogami Y. Laminar burning velocities and flame characteristics of CO-H₂-CO₂-O₂ mixtures. *International journal of hydrogen energy* 37 (2012).
- [91] Frassoldati A., Faravelli T. and Ranzi E. Kinetic modeling of the interactions between NO and hydrocarbons at high temperature, *Combustion and Flame* 135, pp. 97-112 (2003).
- [92] Frassoldati A., Faravelli T. and Ranzi E. A wide range modeling study of NO_x formation and nitrogen chemistry in hydrogen combustion. *International Journal of Hydrogen Energy* 31 2310 – 2328 (2006).
- [93] Frassoldati A., Faravelli T. and Ranzi E. The ignition, combustion and flame structure of carbon monoxide/hydrogen mixtures. Note1: Detailed kinetic modeling of syngas combustion also in presence of nitrogen compounds. *International Journal of Hydrogen Energy* 32 3471 – 3485 (2007).
- [94] Cuoci A., Frassoldati A., Buzzi Ferraris G., Faravelli T., Ranzi E. The ignition, combustion and flame structure of carbon monoxide/hydrogen mixtures. Note2: Fluid dynamics and kinetic aspects of syngas combustion. *International Journal of Hydrogen Energy* 32 (2007) 3486 – 3500.
- [95] Li J., Zhao Z., Kazakov A., Dryer F.L. An Updated Comprehensive Kinetic Model of Hydrogen Combustion. *Int J Chem Kinet* Vol. 36 p 566-575 (2004).
- [96] Konnov A.A. Detailed reaction mechanism for small hydrocarbons combustion. Release 0.5 (<http://homepages.vub.ac.be/akonnov/>) (2000).
- [97] Del Alamo G., Williams F.A., Sanchez L. Hydrogen-oxygen induction times above crossover temperatures. *Combust Sci Technol* 176:1599–626 (2004).
- [98] Moon J-W., Kim S-J. and Sasaki Y. Effect of Preheated Top Gas and Air on Blast Furnace Top Gas Combustion. *ISIJ International*, Vol. 54 No. 1, pp. 63–71 (2014).
- [99] Lamige S., Min J., Galizzi C., André F., Baillot F., Escudié D., Lyons K.M. On preheating and dilution effects in non-premixed jet flame stabilization. *Combustion and Flame* 160: 1102–1111 (2013).
- [100] Sharma S.P., Agrawal D.D., Gupta C.P. The Pressure and Temperature dependence of burning velocity in spherical combustion bomb. *18th Symp (Int) Combust* 493-501 (1981).
- [101] C. Morely, 2010, GASEQ version 0.79. <http://www.arcl02.dsl.pipex.com> (2014).
- [102] Chelliah H.K., Law C.K., Ueda T., Smooke, M.D., and Williams, F.A., *Twenty-Third Symposium (International) on Combustion*, The Combustion Institute, pp. 503–511 (1990).
- [103] Du J. and Axelbaum R.L. The effects of flame structure on extinction of CH₄-O₂-N₂ diffusion flames. *Twenty-Sixth Symposium (International) on Combustion/The Combustion Institute*, pp. 1137–1142 (1996).
- [104] Bauer P. Etude expérimentale d'un régime de combustion diluée dans la configuration à contre-courant. Thèse de l'université de Poitiers (2006).
- [105] J.A. Wüning, J.G. Wüning, « Flameless oxidation to reduce thermal NO formation », *Prog. Energy Combust. Sci.*, vol. 23, pp 81-94, (1997).
- [106] Pertthuis E. La combustion industrielle. Edit. Technip. (1983).
- [107] Joumani Y., Leroux B., Contino A., Douxchamps O., Behen J., *Glass Int* 33 32-38 (2010).

- [108] Wasik S. P. and McCulloh K. E. Measurements of Gaseous Diffusion Coefficients by a Gas Chromatographic Technique. *Journal of research of the National Bureau of Standards - A. Physics and Chemistry*. Vol. 73A, No.2 (1969).
- [109] Morel T. Comprehensive design of axisymmetric wind tunnel contractions. *Journal of Fluids Engineering*, 97:225–233, (1975).
- [110] Huilier D. *Ecoulement visqueux dans les conduits* (2010).
- [111] Uwe Riedel and Hans-Robert Volpp. Reaction Kinetics Modeling of OH*, CH*, and C₂* Chemiluminescence. Inaugural dissertation (2011).
- [112] Smith G.P., Luque J., Park C., Jeffries J.B., Grosley D.R.-Low pressure flame determination of rate constants for OH(A) and CH(A) chemiluminescence. *Combustion and Flame*, vol.131, pp.59-69 (2002).
- [113] Honoré D. *Présentation sur la chaîne énergétique du carbone*. CORIA (2007).
- [114] Susset A.. Développement de traitements d'images pour l'étude de la stabilisation de flammes turbulentes non-premelangées générées par des brûleurs industriels modèles. Thèse de l'université de Poitiers (2002).
- [115] Braud C. Etudes de la dynamique d'un écoulement à cisaillements croisés. Thèse de l'université de Poitiers (2003).
- [116] Boutier A. *Vélocimétrie laser pour la mécanique des fluides*. Hermes & Lavoisier (2012).
- [117] Scarano F. Iterative image deformation methods in PIV. *Meas. Sci Technol.*, vol. 13 R1, 10.1088/0957-0233/13/1/201 (2002).
- [118] Hainsworth D., Pourkashanian M., Richardson A.P., Rupp J.L., Williams A. The influence of carbon dioxide on smoke formation and stability in methane-oxygen-carbon dioxide flames *Fuel*, Vol.75, pp. 393-396 (1996).
- [119] Samaniego J.M., Labégorre B., Egolfopulos F.N., DiTaranto M., Sautet J.C., Cheron O. Mechanisms of Nitric Oxide Formation in Oxygen-Natural Gas Combustion. *Proceedings of Combustion Institute*, Vol. 27, P1385-1392 (1998).
- [120] Ho C.M, Huerre P. Perturbed free shear layers, *Ann Rev Fluid Mech*, Vol. 16, P 365-424 (1984).
- [121] Lamige S., Lyons K.M., Galizzi C., Kühni M., Mathieu E., Escudié D. Lifting and splitting of nonpremixed methane/air flames due to reactant preheating. *Combust. Sci. Technol.*, 187 : 1937-1958 (2015).
- [122] Ayoub M. Etude de l'Extension du Régime de Combustion Sans Flamme aux Mélanges Méthane/Hydrogène et aux Environnements à Basse Température. Thèse de l'INSA de Rouen. (2013).
- [123] Salentey L. Etude expérimentale du comportement de brûleurs à jets séparés. Application à la combustion gaz naturel-oxygène pur. Thèse de l'université de Rouen (2002).
- [124] Beer J.M, Chigier N.A. *Combustion aerodynamics*, Applied Science Publisher (1972).
- [125] Takagi T., Shin H.D., Ishio A. Properties of Turbulence in turbulent Diffusion Flame. *Combustion and Flame*, vol.40, pp.121-140 (1981).

- [126] Warda H.A., Kassab S.Z., K.A. Elshorbagy, A.E. Elsaadawy (1999). An experimental investigation of the near-field region of free turbulent round central and annular jets. *Flow Measurement and Instrumentation*, Vol.10, P 1-14.
- [127] Dahm W.J.A., Frieler C.E., Tryggvason G. Vortex structure and dynamics in the near field of a coaxial jet. *Journal of fluid Mechanics*, vol. 241, 1992, pp. 371-402.
- [128] Robson K. and Wilson M.J.C. The stability of laminar diffusion flames of methane. *Combust Flame* Vol13, pp626-634.
- [129] Westbrook C. K., Dryer F. L. Simplified Reaction Mechanisms for the Oxidation of Hydrocarbon Fuels in Flames. *Combust Sci Tech* Vol. 27P31–43 (1981).
- [130] Sapède J. Etude expérimentale et numérique d'un jet coaxial rectangulaire. Thèse de l'université de Valenciennes et du Hainaut Cambrésis (2002).
- [131] Turns, S. R., and Myhr, F. H. Oxides of Nitrogen Emissions from Turbulent Jet Flames: Part I— Fuel Effects and Flame Radiation. *Combust. Flame* Vol. 87, pp. 319-335 (1991).
- [132] Santos A., Costa M. Reexamination of the scaling laws for NO_x emissions from hydrocarbon turbulent jet diffusion flames *Combust Sci Tech*, Vol.142, P 160-169 (2005).