



HAL
open science

Etudes numériques et expérimentales sur le risque d'inflammation des gaz imbrûlés au cours d'un incendie en milieu sous-ventilé

Brady Axel Magnognou Sambouni

► **To cite this version:**

Brady Axel Magnognou Sambouni. Etudes numériques et expérimentales sur le risque d'inflammation des gaz imbrûlés au cours d'un incendie en milieu sous-ventilé. Autre. ISAE-ENSMA Ecole Nationale Supérieure de Mécanique et d'Aérotechnique - Poitiers, 2016. Français. NNT : 2016ESMA0022 . tel-01456877

HAL Id: tel-01456877

<https://theses.hal.science/tel-01456877>

Submitted on 6 Feb 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.

THESE

Pour l'obtention du Grade de
DOCTEUR DE L'ECOLE NATIONALE SUPERIEURE DE MECANIQUE ET
D'AEROTECHNIQUE

(Diplôme National – Arrêté du 25 mai 2016)

Ecole Doctorale :
Sciences et Ingénierie en Matériaux, Mécanique, Energétique et Aéronautique

Secteur de Recherche : Energétique, Thermique, Combustion

Présentée par :

Brady Axel MAGNOGNOU-SAMBOUNI

Etudes numériques et expérimentales sur le risque d'inflammation de gaz imbrûlés au
cours d'un incendie en milieu sous-ventilé

Directeur de thèse : Hui-Ying WANG

Co-directeur : Jean Pierre Garo

Soutenu publiquement le 24 novembre 2016

devant la Commission d'Examen

JURY

Mme. Laurence PIRAULT ROY	Professeur, Université de Poitiers	Présidente
M. Khaled CHETEHOUNA	Maître de Conférences (HDR), PRISME, Bourges	Rapporteur
M. Hugues PRETREL	Ingénieur de Recherche (HDR), IRSN	Rapporteur
M. Philippe AINE	Ingénieur, AREVA, Paris	Examineur
M. Olivier VAUQUELIN	Professeur, Université d'Aix- Marseille	Examineur
M. Jean-Pierre GARO	Professeur, Université de Poitiers	Examineur
M. Hui Ying WANG	Directeur de Recherche au CNRS, Institut P'	Examineur

A ma famille,

A ma mère, A mon père,
A mes sœurs, A mes frères,
A ma fiancée, A mes enfants,
A mes grands-parents.

Remerciements

Je tiens tout d'abord à remercier tous les membres du jury d'avoir fait le déplacement et d'accepter de juger mes travaux en présidant ma soutenance. Ils ont pu apporter leurs analyses scientifiques respectives dans la problématique du phénomène complexe d'inflammation des fumées riches en gaz imbrûlés suite à un incendie en milieu confiné sous-ventilé.

Je tiens également à remercier mon directeur de thèse, Monsieur Hui Yin WANG, pour son encadrement, sa disponibilité et sa gentillesse. Au cours des trois années de thèse, dans l'ensemble de nos discussions, il a agrandi mes connaissances scientifiques sur les écoulements réactifs liés aux feux. Il m'a également apporté une compréhension plus approfondie de divers aspects du sujet, ce qui a amélioré mes connaissances sur la modélisation numérique d'un feu et de la dynamique d'une flamme. Je le remercie également pour la confiance qu'il a mise en moi afin de mener à bien ce travail de recherche.

Je souhaite pour la même occasion remercier mon second directeur de thèse, Monsieur Jean-Pierre Garo. Il m'a permis tout au long de ces trois années de thèse d'améliorer mes connaissances scientifiques dans le domaine expérimental lors de nos différentes discussions et durant les essais expérimentaux. Il m'a également aidé sur l'amélioration de la rédaction de mon manuscrit de thèse avec les nombreuses relectures.

Cette thèse s'est déroulée au sein de l'institut PPRIME dans le département FTC (Fluide Thermique et Combustion). Pour cela, je remercie l'institut PPRIME de m'avoir accueilli dans ses locaux pour me permettre d'effectuer mes travaux de thèse. Cette dernière a été réalisée en collaboration avec AREVA. Je tiens donc à remercier Monsieur Philippe AINE, Ingénieur de la direction Santé, Sûreté, Sécurité, Environnement, Inspection Générale de la Sûreté Nucléaire, du Groupe AREVA d'avoir permis la mise en place de ce projet. Je le remercie également pour son expertise dans le domaine de la sûreté nucléaire et d'avoir fait le déplacement pour faire partie du membre du jury.

Je tiens aussi à exprimer mes profonds remerciements à Monsieur Khaled CHETEHOUNA et à Monsieur Hugues PRETREL pour l'attention qu'ils ont portée sur mon travail en acceptant d'être rapporteurs de mon manuscrit de thèse. Je remercie également Monsieur Olivier VAUQUELIN de m'avoir permis de suivre la formation Ingénierie de la Sécurité Incendie à Marseille, cela m'a permis d'avoir des connaissances dans le domaine de l'incendie et d'avoir une grande passion pour la combustion. Je le remercie également d'avoir accepté d'être examinateur au cours de ma soutenance de thèse. Enfin je tiens à remercier Madame Laurence PIRAULT ROY pour avoir présidé ma soutenance de thèse et avoir apporté son point de vue extérieur au sujet de thèse.

Bien sûr, je tiens à remercier toutes les personnes que j'ai rencontrées au cours de mes trois années de thèses, notamment mes amis et mes collègues de bureau. Un grand merci à Bruno COUDOUR, qui m'a assisté au cours de mes manip expérimentales et qui m'a également aidé dans la rédaction de mon manuscrit de thèse. Il est également un très grand ami, je te remercie Bruno pour ta disponibilité malgré ta charge de recherche et d'enseignements. Je remercie également Léo COURTY pour son aide dans la recherche de certains articles et pour ses conseils pour améliorer mon contact scientifique. Il est également un grand ami et je te remercie Monsieur Léo pour ton temps et ta disponibilité malgré ton planning chargé. Merci aussi à Vincent MONTASSIER, Alain CLAVERIE et au reste de l'équipe de l'atelier pour votre aide sur l'instrumentation du caisson et de la disponibilité que vous aviez lorsque je rencontrais des problèmes techniques. Merci aussi à Jocelyne BARDEAU et Marie Cannelle COSSIN pour m'avoir accueilli chaleureusement au sein de PPRIME et pour votre aide dans la préparation des documents administratifs. Je tiens également à remercier les autres membres du personnel administratif pour leur compréhension et pour leur aide. Je souhaite également à souligner la bonne ambiance et les bons moments passés avec l'ensemble des collègues de PPRIME.

Tableau de matières

Remerciements	iii
Tableau de matières	v
Nomenclature	xi
Introduction générale.	- 1 -
Chapitre 1 : Etat de l'art sur les feux et la réinflammation des gaz réactifs	- 8 -
1.1 Fondamentaux sur les feux	- 10 -
1.1.1 Généralité	- 10 -
1.1.2 Triangle du feu.....	- 10 -
1.1.3 Catégories des flammes.....	- 11 -
1.1.3.1 Flammes de pré-mélange.....	- 11 -
1.1.3.2 Flammes de diffusion.....	- 12 -
1.1.3.3 Définition de la température de flamme visible.....	- 15 -
1.1.4 Feux de nappe.....	- 16 -
1.1.4.1 Mécanisme d'un feu de nappe	- 16 -
1.1.4.2 Chaleur de combustion et débit calorifique	- 18 -
1.1.4.3 Débit massique de pyrolyse.....	- 20 -
1.1.4.4 Régime de combustion.....	- 20 -
1.2 Inflammation	- 22 -
1.2.1 Domaine d'inflammabilité	- 23 -
1.2.1.1 Terminologie et principe	- 23 -
1.2.1.2 Influence de la température, de la pression et de la concentration d'oxygène sur l'évolution du domaine d'inflammabilité d'un gaz.	- 25 -
1.2.1.3 Limites d'inflammabilité d'un mélange	- 28 -
1.2.1.4 Impact de la présence d'autres gaz.....	- 29 -
1.2.2 Auto-Inflammation	- 29 -
1.2.2.1 Facteurs influençant la température d'auto-inflammation	- 30 -
1.2.2.2 Influence de la concentration en dioxygène et de la pression sur le délai d'inflammation.....	- 32 -

1.2.3	Inflammation pilotée.....	- 32 -
1.3	Feu en milieu confiné ventilé.....	- 33 -
1.3.1	Feu en milieu ouvert	- 33 -
1.3.2	Feu en milieu confiné.....	- 34 -
1.3.3	Notion de Richesse soit Rapport Equivalence Globale (REG).....	- 35 -
1.3.3.1	Définition :	- 35 -
a)	Détermination de la richesse par débit massique du mélange	- 36 -
b)	Production des imbrûlés en fonction de la richesse	- 37 -
1.3.4	Effet de confinement.....	- 41 -
1.3.4.1	Influence de l'échelle	- 41 -
1.3.4.2	Influence du rayonnement extérieur sur le débit de combustion	- 41 -
1.3.4.3	Feu en milieu confiné suffisamment ventilé.....	- 42 -
1.3.4.4	Feu en milieu confiné sous ventilé.....	- 42 -
1.3.4.5	Influence de la dynamique d'un feu sur la pression d'un local.....	- 43 -
1.4	Phénomènes de combustion rapide.....	- 47 -
1.4.1	Flash-over.....	- 47 -
1.4.2	Explosion de fumées	- 48 -
1.4.3	Backdraft.....	- 49 -
1.5	Conclusions.....	- 53 -
Chapitre 2 : Modèles numériques sur des écoulements réactifs représentatifs aux feux		- 56 -
2.1	Fire Dynamics Simulator (FDS).....	- 57 -
2.1.1	Présentation générale	- 57 -
2.1.2	Equations de conservation.....	- 57 -
2.2	Modélisation de la turbulence	- 61 -
2.2.1	Modèles de Smagorinsky	- 63 -
2.2.1.1	Modèle de la constante de Smagorinsky	- 63 -
2.2.1.2	Modèle dynamique de Smagorinsky	- 63 -
2.2.2	Modèle de Deardorff.....	- 63 -
2.2.3	Modèle de Vreman.....	- 65 -

2.2.4	Modèle de Normalisation de Groupe noté (RNG)	- 65 -
2.3	Modélisation de la combustion turbulente	- 66 -
2.3.1	Principe de la chimie cinétique de la combustion.....	- 66 -
2.3.2	Interaction entre la flamme et la turbulence	- 68 -
2.3.3	Modélisation de la combustion.....	- 69 -
2.3.3.1	Combustion infiniment rapide	- 69 -
2.3.3.2	Combustion à cinétique chimie finie.....	- 73 -
2.4	Modélisation de l'extinction de la flamme.....	- 74 -
2.4.1	Modèle d'extinction basé sur la température critique de la flamme	- 75 -
2.4.2	Modèle d'extinction basé sur la concentration minimale d'oxygène.....	- 76 -
2.5	Modélisation du rayonnement	- 77 -
2.6	Modélisation de l'évaporation du liquide	- 79 -
2.7	Système de ventilation : HVAC	- 80 -
2.7.1	Equations basées sur le solveur HVAC.....	- 80 -
2.7.2	Couplage du système de ventilation HVAC à FDS	- 81 -
2.7.3	Généralité	- 82 -
2.7.4	Pertes de charges régulières ou linéiques	- 84 -
2.7.5	Pertes de charges singulières	- 90 -
2.8	Conclusions.....	- 91 -
Chapitre 3 : Description du dispositif expérimental		- 93 -
3.1	Dimensionnement du dispositif expérimental.....	- 94 -
3.1.1	Principe de similitude.....	- 94 -
3.1.2	Equations de conservation.....	- 94 -
3.1.3	Nombres adimensionnels	- 100 -
3.1.4	Echelles de similitudes entre l'installation réelle et la maquette.	- 101 -
3.1.5	Limites de la réduction d'échelle.....	- 103 -
3.2	Description du dispositif expérimental	- 104 -
3.2.1	Propriétés physiques du caisson	- 104 -
3.2.2	Système de ventilation	- 105 -

3.2.3	Composition chimique des combustibles étudiés	- 106 -
3.2.4	Caractéristiques des cuves utilisées et conditions du remplissage des combustibles.....	- 108 -
3.2.5	Instrumentation du dispositif expérimental	- 109 -
3.3	Conclusion	- 116 -
Chapitre 4 : Etude préliminaire sur le choix des conditions initiales et des modèles numériques des écoulements réactifs.....		
4.1	Conditions aux limites, conditions initiales	- 118 -
4.1.1	Choix du maillage.....	- 119 -
4.1.2	Modélisation numérique du réseau de ventilation	- 121 -
4.1.3	Modélisation numérique des fuites	- 123 -
4.1.4	Estimation de la répartition des fuites à l'aide de la concentration de l'oxygène durant le feu	- 127 -
4.1.5	Estimation de la répartition des fuites à l'aide des mesures de débits	- 132 -
4.2	Choix du modèle de turbulence.....	- 134 -
4.3	Choix du modèle d'extinction.....	- 137 -
4.4	Choix du nombre d'étapes de réaction chimique	- 142 -
4.5	Evaluation numérique de la température	- 145 -
4.6	Conclusions.....	- 150 -
Chapitre 5 : Evaluation du risque d'inflammation et du confinement dynamique des gaz imbrûlés.....		
5.1	Détermination de la richesse	- 153 -
5.2	Etude des feux à 3 Rh avec une admission ouverte et fermée.....	- 155 -
5.2.1	Feux bien ventilés et légèrement sous-ventilés.....	- 155 -
5.2.2	Feux sous-ventilés.....	- 160 -
5.3	Etude des feux à 5 Rh avec admission ouverte, fermée et cible.....	- 170 -
5.3.1	Feux bien ventilés et légèrement sous-ventilés.....	- 170 -
5.3.2	Feux sous-ventilés.....	- 176 -
5.3.2.1	Etude d'un foyer seul avec admission ouverte et fermée	- 176 -
5.3.2.2	Etude d'un foyer avec cible	- 183 -
5.4	Etude du risque d'inflammation des fumées pour les feux à 3 Rh	- 186 -

5.4.1	Feux bien et légèrement sous-ventilés	- 186 -
5.4.2	Feux sous-ventilés.....	- 187 -
5.5	Etude du risque pour les feux à 5 Rh.....	- 188 -
5.5.1	Feux bien et légèrement sous-ventilés	- 188 -
5.5.2	Feux sous-ventilés.....	- 188 -
5.6	Etude du confinement dynamique pour les feux à 3 Rh et 5 Rh	- 190 -
5.7	Conclusions.....	- 197 -
Chapitre 6 : Etude expérimentale et évaluation du code numérique à l'aide des résultats complémentaires		- 199 -
6.1	Comparaisons entre les résultats expérimentaux et les résultats numériques	- 200 -
6.1.1	Reproductibilité des essais	- 200 -
6.1.2	Feux à 3 renouvellements horaires	- 202 -
6.1.2.1	Feux bien ventilés	- 202 -
6.1.2.2	Feux légèrement sous-ventilés.....	- 205 -
6.1.2.3	Feux sous-ventilés.....	- 212 -
6.1.3	Feux à 5 renouvellements horaires	- 219 -
6.1.3.1	Feux bien ventilés	- 219 -
6.1.3.2	Feux sous ventilés	- 221 -
6.1.3.3	Feux très sous ventilés.....	- 229 -
6.2	Estimation du risque pour les feux bien ventilés	- 236 -
6.3	Estimation du risque pour un feu légèrement sous-ventilé	- 236 -
6.4	Estimation du risque pour les feux sous-ventilés et très sous-ventilés	- 237 -
6.5	Effets du confinement sur le risque d'inflammation de fumées riche en gaz imbrûlés ..	- 240 -
6.6	Conclusions.....	- 252 -
Conclusions et Perspectives		- 254 -
Annexes.....		- 261 -
Annexe A : Evaluation du taux de renouvellement horaire réel dans le caisson		- 261 -
Annexe B : Exemple de combustion en six et huit étapes.....		- 262 -
Annexe C : Pic d'augmentation de l'oxygène suite à l'extinction de la flamme.....		- 265 -

Bibliographie.....	- 266 -
Résumé/Abstract.....	- 272 -

Nomenclature

A_{fuites}	Surface totale des fuites	m^2
cp	Capacité calorifique massique	$\text{J.kg}^{-1}.\text{K}^{-1}$
C_s	Concentration stœchiométrique d'un combustible	% volumique
CMO	Concentration Minimale d'Oxygène	% volumique
$[\text{CO}_2]$	Concentration volumique du dioxyde de carbone	% volumique
$[\text{CO}]$	Concentration volumique du monxyde de carbone	% volumique
CVC	Chauffage, Ventilation et Climatisation	
D	Diamètre de la surface du feu	m
Da	Nombre de Damkohler	
E_a	Energie d'Activation	J.mol^{-1}
EO_2	Chaleur de combustion dégagée par kilogramme d'O ₂ consommé	J.kg^{-1}
EMI	Energie Minimale d'Inflammation	J
f	Fraction de puissance convectée	
f_i	Rendement massique normalisé de l'espèce i	
Fr	Nombre de Froude	
f_v	Fraction volumique des particules de suie	
g	Accélération gravitationnelle	9.81m.s^{-2}
h	Enthalpie massique	J.kg^{-1}
h_{conv}	Coefficient de transfert thermique par convection	$\text{J.m}^{-2}.\text{K}^{-1}.\text{s}^{-1}$
H	Hauteur de la cuve du combustible sur le plateau	m
$HVAC$	Heating, Ventilation and Air-Conditioning	
H_{vap}	Chaleur latente de vaporisation du combustible	J.kg^{-1}
K	Coefficient de pertes de charges singulières	
k_i	Rendement massique maximal de l'espèce i	
LII	Limite Inférieure d'Inflammabilité	% volumique
LSI	Limite Supérieure d'Inflammabilité	% volumique
\dot{m}_{air}	Débit massique d'air	kg.s^{-1}
\dot{m}_{comb}	Débit massique du combustible	kg.s^{-1}
\dot{m}_O	Débit massique d'oxygène consommé	kg.s^{-1}

\dot{m}_F	Débit massique de pyrolyse de combustible	kg.s^{-1}
\dot{m}_b	Débit massique de combustible brûlé	kg.s^{-1}
\dot{m}_u	Débit massique de combustible imbrûlé	kg.s^{-1}
\dot{m}''	Débit massique surfacique du combustible	$\text{kg.m}^{-2}.\text{s}^{-1}$
\bar{M}	Masse molaire	kg.mol^{-1}
M_i	Masse molaire de l'espèce i	kg.mol^{-1}
n	Nombre de mole	mol
$[\text{O}_2]$	Concentration volumique de l'oxygène	% volumique
P	Pression	Pa
Pr	Nombre de Prandtl	
P_{sta}	Pression statique	Pa
ΔP	Différence de pression entre les nœuds	Pa
\dot{q}	Flux de chaleur	$\text{J.m}^{-2}.\text{s}^{-1}$
\dot{q}''	Flux de chaleur surfacique	J.m^{-2}
\dot{Q} ou HRR	Débit calorifique du combustible	J.s^{-1} ou W
q_v	Débit volumique	$\text{m}^3.\text{s}^{-1}$
S_f	Surface de la nappe de combustible	m^2
r	Rapport stœchiométrique entre les masses d'oxygène et de combustible	
R	Constante universelle des gaz parfaits	$\text{J.mol}^{-1}.\text{K}^{-1}$
Re	Nombre de Reynolds	
Ri	Nombre de Richardson	
Rh	Renouvellement horaire d'air	$\text{m}^3.\text{h}^{-1}$
t	Temps	s
t_{infl}	Temps d'inflammation	s
T	Température	K ou °C
TAI	Température d'Auto-Inflammation	K ou °C
T_f	Température de la flamme	K
u	Vitesse des gaz	m.s^{-1}
X_i	Fraction volumique de l'espèce i	% volumique
X_{HCT}	Fraction volumique des hydrocarbures équivalents CH_4	% volumique

Y_i	Fraction massique de l'espèce i	
ΔH_c	Chaleur de combustion	$J.kg^{-1}$
ΔH_{ox}	Chaleur de combustion par unité de masse d'oxygène	$J.kg^{-1}$
η	Rendement de la combustion	
λ	Conductivité thermique	$J.m^{-1}.K^{-1}.s^{-1}$
ν	Viscosité cinématique	$m^2.s^{-1}$
μ	Viscosité dynamique	$N.s.m^{-2}$
ϕ	Rapport Equivalent Global (REG) ou encore Richesse Globale	
ρ	Masse volumique	$kg.m^{-3}$
σ	Constante de Stefan-Boltzman	$5,67.10^{-8} J.m^{-2}.K^{-4}.s^{-1}$

Introduction générale.

Une des règles fondamentales de la sécurité incendie consiste à préserver les vies humaines en favorisant l'évacuation des personnes et l'intervention des services de secours lors d'un incendie. Le feu, bien qu'utile dans de nombreux domaines, constitue un ensemble de risques en termes de dommages humains et matériels, risques accrus lors d'incendies en milieu confiné. Ils s'identifient par le risque d'apparition de dangereux phénomènes comme le « backdraft » ou le « flashover ». En effet, au cours d'un incendie en milieu clos, les gaz imbrûlés issus de la combustion peuvent s'accumuler et se déplacer au-delà des limites du foyer. Ils peuvent alors être transportés par la fumée dans d'autres locaux, voire d'autres bâtiments à travers les conduits de ventilations. Ces fumées constituent un mélange gazeux susceptible de s'enflammer en présence d'une source d'ignition ou par auto-inflammation ce qui constitue un caractère aggravant. Les incendies en milieu confiné ont régulièrement des conséquences désastreuses aux niveaux humain et matériel. Il apparaît donc important d'avoir des connaissances sur le comportement d'un feu en milieu confiné sous ventilé pour mettre en évidence les conditions qui contribuent à l'apparition d'un accident thermique (« backdraft » ou « flashover »).

La plupart des feux auxquels sont confrontés les sapeurs-pompiers et les citoyens, se produisent dans des bâtiments ou, de façon plus générale, en milieux confinés. On notera ainsi l'incendie à Neuilly, en France, en septembre 2002. Cet accident survenu dans une chambre sous les toits d'un immeuble de sept étages a engendré deux explosions après l'arrivée des pompiers entraînant la mort de cinq d'entre eux. D'autres accidents sont survenus en milieu confiné équipé de ventilations forcées comme l'incendie du métro londonien en 1987 ou, celui du métro de Daegu, en Corée du Sud, en 2003. En 2004, suite à deux explosions au premier étage du supermarché Ycua Bolanos (Paraguay), un tragique incendie se propagea par les conduites d'air conditionné et entraîna la mort d'environ 420 personnes et fit plus de 500 blessés.

Ainsi, la lutte contre les incendies et leurs conséquences dramatiques constitue une priorité dans le domaine de la sécurité incendie. Pour cela, des solutions sont adoptées avec notamment l'utilisation des codes de calcul de type CFD (Computational Fluid Dynamics) qui permet de faire des réflexions sur la mise en place de préventions afin de limiter le développement et la propagation d'un incendie affectant un bâtiment ou une installation industrielle.

Ce manuscrit de thèse présente les travaux de recherche réalisés durant trois ans au sein de l'institut PPRIME, dont l'objectif porte sur l'évaluation numérique et expérimentale du risque d'inflammation de fumées riches en gaz imbrûlés au niveau du réseau de ventilation. Cette inflammation est représentative du phénomène de « backdraft » ou encore d'« explosion de fumées ».

Cette étude contribue à la compréhension du comportement d'un feu en milieu confiné sous ventilé, et du risque de propagation d'incendie à travers l'inflammation des fumées au niveau du système de ventilation. Il contribue ainsi indirectement à la lutte contre les incendies dans les structures, aussi bien dans la sécurité incendie que dans la protection de l'environnement.

i. Contexte de l'étude

La plupart des bâtiments de type ERP (Etablissement Recevant du Public), habitat ou industriel sont constitués de réseaux de ventilation. Cette ventilation peut être naturelle ou mécanique et permet un renouvellement horaire de l'air du bâtiment afin de purifier continuellement l'air ambiant en air sain. Dans un bâtiment, on retrouve généralement un ensemble de pièces reliées entre elles par le biais des conduits de ventilation à l'exemple d'une maison classique où l'on peut retrouver une cuisine, une douche et des toilettes possédant chacun un conduit d'évacuation. Ces derniers sont tous reliés à un conduit menant vers l'extérieur. Dans le cas un peu plus complexe d'un immeuble, on retrouve un ensemble de compartiments renfermant chacun un réseau de ventilation similaire à celui d'une maison. Ces compartiments sont également reliés entre eux par des conduits de ventilation. Ainsi, plus le bâtiment renferme un nombre important de pièces, plus le nombre de conduits de ventilation est important et donc plus le réseau de ventilation est complexe.

On déduit de la description précédente qu'un bâtiment, quel qu'il soit, constitue un milieu où un ensemble de compartiments communiquent entre eux à travers un réseau de ventilation. Ainsi, au cours d'un incendie dans l'un des compartiments du bâtiment, il peut donc y avoir propagation de l'incendie d'un compartiment à un autre à travers le conduit reliant ces derniers, notamment via l'inflammation des fumées extraites. En effet, l'inflammation de fumées à travers un système de ventilation reliant deux compartiments peut contribuer à la propagation d'un incendie entre ces deux derniers. Elle constitue donc une préoccupation de sûreté cruciale et nécessite donc d'être étudié afin de mettre en place des solutions limitant les effets dommageables sur les individus et l'environnement.

L'inflammation des fumées, encore appelée « accident thermique », « backdraft », ou encore « explosion de fumées », résulte de la présence d'un mélange de gaz imbrûlés qui vient s'enflammer sous l'effet d'un apport d'oxygène extérieur. En effet, lors d'un incendie en milieu clos, la quantité d'oxygène présent dans le local peut devenir insuffisante, engendrant une combustion incomplète. Des gaz chauds résiduels, appelés gaz imbrûlés, peuvent alors s'accumuler dans le local et être évacués dans le système de ventilation de celui-ci. Lorsque ces gaz atteignent une concentration et une température critiques, ils peuvent alors s'enflammer spontanément en présence d'air apporté par un autre conduit de ventilation ou par l'ouverture d'une porte : c'est le phénomène de « backdraft ».

En prenant le cas d'installations industrielles telles que les usines chimiques et les centrales nucléaires, les flammes peuvent se propager à travers les réseaux de ventilation. Elles peuvent ainsi atteindre et

détériorer les filtres utilisés au niveau de ces systèmes d'extraction qui permettent de piéger les particules éventuellement présentes. La détérioration de ces filtres peut alors rompre le confinement des matières dangereuses dans cette zone, situation inacceptable pour la protection de l'environnement et la santé des personnes. Pour cela, un confinement dynamique est mis en place afin de minimiser le rejet de matières dangereuses dans l'atmosphère. Le confinement dynamique se définit par la mise en place d'une dépression au sein de l'ensemble de l'installation. Les particules dangereuses se retrouveront piégées au sein de l'installation par l'effet de la dépression.

Dans un souci de prévention et de sécurité incendie, il apparaît donc opportun d'améliorer la compréhension des phénomènes physico-chimiques favorisant la production de gaz imbrûlés lors d'un incendie dans un compartiment doté d'un système de ventilation. Cela permettra d'évaluer de façon plus précise le risque d'inflammation des fumées pour prévenir l'apparition soudaine de ce phénomène dans les locaux en feu.

Ainsi, comme mentionné précédemment, les installations industrielles sont généralement maintenues en dépression par un système de ventilation et des filtres sont placés sur le système d'extraction pour piéger les particules éventuelles en vue de minimiser le rejet de matières dangereuses dans l'atmosphère. Il apparaît donc également opportun d'étudier l'influence d'un incendie sur le confinement dynamique pour permettre d'évaluer l'état de confinement des particules dangereuses qui serait compromis en cas de surpression causée par l'incendie.

ii. Idée de l'état de l'art

L'utilisation des codes de calcul (CFD) dans l'évaluation de risques dépendant du comportement d'un feu est en forte augmentation au sein des bureaux d'études d'ingénierie, il est donc nécessaire d'améliorer la crédibilité de l'utilisation de la modélisation CFD dans différents domaines de sécurité incendie, comme le domaine de la sécurité nucléaire. Les incendies dans les enceintes confinées ventilées ou semi-ventilées demeurent un des points clés pour l'évaluation de la sécurité incendie dans l'industrie nucléaire. Le scénario d'un incendie dans une enceinte confinée et ventilée est un danger typique au cours duquel la pression peut varier à tel point qu'il modifie les niveaux de confinement et donc la sécurité de l'installation. La compréhension des mécanismes conduisant à des variations de pression lors d'un scénario d'incendie est donc d'un intérêt primordial.

L'étude numérique nécessitera une caractérisation précise des gaz imbrûlés produits lors de l'incendie ainsi que de la variation de la pression dans le local due au comportement du feu. Cela permettra d'évaluer le confinement des particules dangereuses.

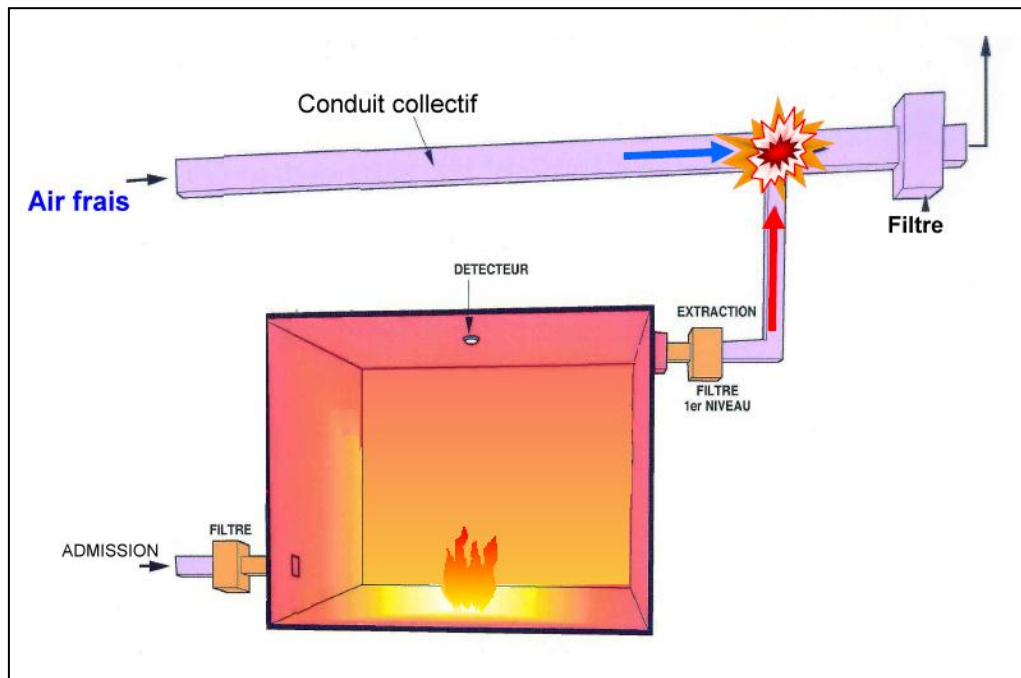


Figure 1 : Schéma d'un incendie dans un local confiné ventilé

Lors d'un incendie dans un local confiné-ventilé, le pilotage de la ventilation est un moyen efficace pour maîtriser le feu. Pour cela, plusieurs stratégies peuvent être envisageables en jouant sur le maintien ou l'arrêt de l'admission et/ou de l'extraction de l'air. Compte tenu de la résistance des filtres aux températures et aux pressions, trois stratégies peuvent être utilisées :

- ✓ La première consiste à laisser fonctionner l'admission et l'extraction de l'air, le feu s'arrêtant par manque de combustible. Cette méthode a pour inconvénient un encrassement des matières dangereuses susceptibles d'agresser l'environnement au niveau des filtres, et donc un risque de détérioration de ces derniers.
- ✓ La seconde consiste à fermer l'admission de l'air afin de diminuer l'apport de cette dernière. L'incendie peut alors s'éteindre par manque de comburant. Avec ce procédé, la réaction de combustion est de plus en plus incomplète. Les gaz chauds résiduels de pyrolyse (gaz imbrûlés) peuvent être présents en quantité plus importante, augmentant leur risque d'inflammation dans le réseau d'extraction ou lors d'une intervention extérieure.
- ✓ La troisième consiste à fermer l'admission et l'extraction rendant ainsi le milieu pratiquement étanche à tout transfert de matière. Dans cette configuration, la réaction de combustion est rapidement incomplète. Les gaz imbrûlés augmentent rapidement jusqu'au niveau stationnaire correspondant à un équilibre entre l'énergie libérée par le feu et celle dissipée par les parois. Ces gaz peuvent atteindre des proportions importantes augmentant leur risque de s'enflammer dans le réseau d'extraction par rupture du confinement dynamique lié à un pic de pression induit par l'extinction du feu ou lors d'une intervention extérieure.

Les conditions de ventilation vont donc être un paramètre intervenant directement sur le risque d'inflammation. Il est donc primordial de bien établir le réseau de ventilation dans la configuration numérique afin de pouvoir reproduire les différents phénomènes physico-chimiques.

iii. Objectifs de l'étude

Dans la problématique du risque d'inflammation de fumées riches en gaz imbrûlés survenant au cours d'un incendie en milieu confiné sous-ventilé (cf. figure 1), des observations expérimentales ont été réalisées durant les travaux de Lassus (2009). Ses travaux ont ainsi permis de quantifier les gaz imbrûlés et d'effectuer des mesures de pression au sein du local. Cela a alors suscité le besoin de mettre en place une étude numérique permettant de simuler des scénarios supplémentaires pour être capable d'évaluer de façon plus précise à la fois le risque d'inflammation des fumées et l'état de confinement de l'installation. Pour cela, il faut tout d'abord valider un modèle numérique et donc essayer de retrouver les mêmes observations décrites par Lassus (2009) en reproduisant les mêmes conditions.

Une première approche numérique a été effectuée lors du travail de Dong (2013) sur l'évaluation du risque. Celle-ci a permis dans quelques cas de le prédire de manière qualitative. Les hypothèses utilisées basées sur des conditions aux limites imposées, vitesses imposées, ne permettaient pas de prédire les pressions dans le local et les écoulements dans l'ensemble de la configuration.

De l'analyse de la première approche, la prédiction de la pression et des écoulements dans la globalité de l'installation repose sur les conditions aux limites. Comme le dispositif expérimental est muni d'un réseau de ventilation, les conditions aux limites seront données par la mise en place du système de ventilation. La ventilation qui est également un paramètre qui intervient directement sur le risque.

En se basant sur les travaux expérimentaux de Lassus (2009) et les travaux numériques de Dong (2013), plusieurs objectifs ont été fixés en vue de prédire convenablement les écoulements et donc l'évaluation du risque et ont structuré les travaux présentés dans cette thèse :

- ✓ Trouver numériquement les conditions initiales, afin de connaître les écoulements dans le caisson et de déterminer les conditions aux limites:
 - Admission en partie basse;
- ✓ Résoudre les problèmes qui ont été rencontrés durant les travaux de Dong (2013):
 - Une meilleure évaluation de la pression dans le caisson;
 - La simulation de la puissance du feu en régime très sous-ventilé;
- ✓ Arriver à prédire le risque d'inflammation des fumées riches en gaz imbrûlés de manière aussi bien qualitative que quantitative avec l'estimation de la production des imbrûlés.

Cette thèse propose donc une nouvelle approche pour contribuer à une meilleure évaluation du risque d'inflammation des fumées riches en gaz imbrûlés et permettra d'améliorer la compréhension des écoulements à froid, i.e. en l'absence d'incendie.

iv. Approches expérimentale et numérique

Comme mentionné précédemment, le travail de Lassus (2009) a permis de caractériser un ensemble de paramètres physiques contribuant à l'inflammation de gaz provenant d'un incendie en milieu confiné sous-ventilé. Des résultats et des observations en ont été déduits et ont conduit par la suite au choix de poursuivre par une approche numérique appliquée à cette même étude.

L'utilisation des codes de calcul CFD pour évaluer le risque d'inflammation des fumées riches en gaz imbrûlés dans les milieux confinés ventilés ou semi-ventilés est loin d'être évidente. Elle nécessite une étude préalable du réseau de ventilation dans le cas d'une installation dotée d'une ventilation mécanique. Cette étude conduira à la définition des conditions aux limites qu'il faudra assigner au modèle numérique afin de modéliser les écoulements dans l'ensemble de la configuration.

L'objectif de la présente étude numérique porte sur l'évaluation du risque d'explosion de fumées dans une installation constituée d'un système de ventilation. Cette évaluation se fera à l'aide du code de calcul CFD FDS6 en comparant les résultats numériques aux résultats expérimentaux issus des travaux menés par Lassus (2009) au sein de l'Institut PPRIME.

Dans le cadre de cette thèse, une étude numérique à froid a été effectuée dans un premier temps afin de définir les conditions aux limites. Dans un second temps, une étude expérimentale à froid a permis de mieux comprendre les caractéristiques du dispositif expérimental, ce qui a conforté par la suite les hypothèses des conditions aux limites utilisées lors de la modélisation numérique.

Afin de pallier le manque de données expérimentales résultant des essais de Lassus (2009), d'autres essais expérimentaux ont été effectués dans la présente étude de recherche. Ces résultats serviront de données supplémentaires pour la modélisation numérique et contribueront à dégager les problèmes rencontrés lors des simulations numériques.

En réussissant à prédire le risque d'inflammation des fumées riches en gaz imbrûlés par le biais d'un code de calcul de type CFD pour différentes configurations en milieu confiné, plusieurs manipulations expérimentales pourront être directement simulées numériquement. Cela permettra de s'affranchir d'une installation expérimentale très coûteuse et également d'obtenir des résultats dans des configurations compliquées à mettre en place expérimentalement. Les avantages sont donc multiples et nous permettront par ailleurs de vérifier certains phénomènes liés à l'inflammation d'un combustible dans un environnement confiné : flammes fantômes, inflammations de fumées riches en mélange gazeux inflammables, etc.

v. Description du mémoire

Ce document se décompose en six parties. Le Chapitre 1 fait un état de l'art des connaissances fondamentales sur les feux. Il explicite le comportement d'un feu en milieu confiné ventilé, et les conditions d'inflammabilité d'un mélange gazeux, ainsi que les caractéristiques d'un système de ventilation.

Le chapitre 2 présente l'ensemble des modèles numériques présents dans FDS. Ces derniers sont couplés entre eux et permettent de modéliser les phénomènes physico-chimiques que l'on retrouve dans la dynamique d'un feu notamment la combustion d'un gaz, le transfert de chaleur, la pyrolyse d'un combustible, la production de gaz imbrûlés, l'extinction d'une flamme, etc. Dans ce chapitre y est également présentée la résolution des équations de mécanique des fluides par la méthode de différences finies au travers d'une discrétisation spatiale et temporelle.

Le Chapitre 3 présente la description du dispositif expérimental, en présentant les lois de similitude qui ont servi à la réalisation de la configuration. Il décrit également les caractéristiques du réseau de ventilation mis en place ainsi que les différents dispositifs qui ont contribué à l'ensemble des mesures faites durant les essais expérimentaux.

Le chapitre 4 permet de définir la démarche adoptée en présentant une étude préliminaire des écoulements dans l'ensemble de la configuration permettant ainsi de déterminer les conditions aux limites et de faire le choix des modèles numériques utilisés. Il présente également quelques comparaisons afin de conforter les hypothèses prises dans l'étude préliminaire.

Le chapitre 5 est consacré à l'étude du risque d'inflammation pour un foyer simple, un foyer avec cible et un foyer avec admission fermée avec des régimes de ventilation différents tout en présentant l'ensemble des résultats numériques comparés aux résultats expérimentaux de Lassus (2009).

Enfin, le chapitre 6 présente les essais expérimentaux qui ont été effectués dans le cadre de cette thèse. Ces essais fournissent des données supplémentaires pour améliorer la modélisation numérique du dispositif expérimental, et contribuent à l'identification des problèmes rencontrés dans le code numérique. Ce chapitre a également mis en évidence les effets du confinement sur le risque d'inflammation en comparant les résultats expérimentaux de cette étude aux résultats expérimentaux de Lassus (2009).

Un bilan sur l'évaluation du risque à l'aide de cette nouvelle approche et des informations qu'elle a permis d'apporter par rapport à la première approche est présenté en conclusion. Une présentation des limites de cette approche et des perspectives envisageables est également donnée.

Chapitre 1 : Etat de l'art sur les feux et la réinflammation des gaz réactifs

Dans ce chapitre un état de l'art sur les feux en milieu confiné est présenté en abordant les bases fondamentales sur les feux et les conditions d'inflammabilité d'un mélange gazeux. L'objectif de ce chapitre est de permettre au lecteur d'avoir des connaissances sur les incendies en milieu confiné sous ventilé et de comprendre pourquoi dans certains cas cela peut conduire à des accidents thermiques.

Dans un premier temps, ce chapitre évoque les connaissances fondamentales sur les feux en général. Il traite la notion du triangle du feu englobant les trois critères nécessaires pour que la combustion puisse se faire. En effet, la réaction de combustion nécessite la présence du combustible à l'état gazeux, du comburant et d'une source d'énergie. Elle s'identifie par un dégagement calorifique (chaleur). Cette chaleur se caractérise par la présence de flammes au niveau du foyer. Cette partie présente également les différents types de flamme que l'on retrouve dans la communauté feu à savoir les flammes de pré-mélanges et les flammes de diffusion. Nous verrons que les flammes de diffusion sont celles qui sont le plus rencontrées dans les incendies et qui seront prises en compte dans la présente étude. Dans la plupart des études de recherche, le combustible utilisé est à l'état liquide. Les feux de combustibles liquides sont appelés feux de nappes. Afin de comprendre les mécanismes d'un feu de nappe, cette partie traite aussi l'ensemble des processus propres à un feu de nappe.

Afin de mieux comprendre l'impact du confinement sur le comportement d'un feu, ce chapitre traite dans un second temps des conditions d'inflammabilité d'un mélange gazeux combustible. Sachant que la combustion d'un combustible liquide ou solide se fait à l'état gazeux. Pour que le processus de combustion s'effectue normalement, il faut que le mélange gazeux combustible/comburant se fasse dans des proportions appartenant au domaine d'inflammabilité du mélange gazeux délimité par une limite inférieure et une limite supérieure. Au niveau de la surface du foyer, le combustible (liquide ou solide), par un effet thermique, passe d'un état liquide ou solide à un état gazeux. Ce gaz se mélange à l'air frais apporté par un effet de convection. Lorsque ce mélange gazeux atteint une proportion comprise dans le domaine d'inflammabilité, il peut s'enflammer, soit par inflammation pilotée par une source d'énergie (une flamme par exemple) soit par auto-inflammation provoquée par la température importante et suffisante présente au niveau du foyer.

La troisième partie présentera les effets du confinement sur le comportement d'un feu. En effet, des phénomènes absents en milieu ouvert prennent place en milieu confiné. Dans un milieu ouvert, le critère du triangle du feu est souvent rompu par manque de combustible, alors que dans un milieu confiné il peut être rompu soit par manque de combustible soit par manque de comburant. La notion de richesse du milieu permet de mieux apprécier le risque d'inflammation. Un milieu peut être riche ou pauvre. On dit qu'un milieu est pauvre lorsque la quantité en comburant est plus importante que la

quantité en combustible, et inversement lorsqu'il est riche. Ainsi, selon le régime de ventilation, nous pouvons être confronté soit à un feu bien oxygéné dans le cas d'un milieu pauvre, soit à un feu sous oxygéné dans le cas d'un milieu riche. La combustion est dite contrôlée par la richesse du milieu dans lequel elle se déroule. En plus des effets du régime de ventilation sur le comportement du feu caractérisés par la richesse, nous traiterons l'influence des effets thermiques des parois sur le débit de pyrolyse. Nous présenterons ensuite la notion du confinement dynamique et l'influence du comportement du feu sur ce dernier afin de mettre en évidence l'état de confinement de particules dangereuses. Par ailleurs, dans le cadre d'un environnement riche caractérisé par un feu sous-ventilé, on peut observer l'apparition d'accidents thermiques comme le backdraft, l'explosion de fumées ou le flashover. En effet, l'apparition de ces trois accidents thermiques dépend de la richesse du milieu. Il est donc nécessaire d'avoir des connaissances sur ces trois phénomènes de combustion rapides. Ces derniers seront donc également présentés dans ce chapitre, ce qui nous permettra par la suite de déduire lequel de ces trois phénomènes représente au mieux le phénomène étudié dans la présente étude.

1.1 Fondamentaux sur les feux

1.1.1 Généralité

La combustion est une réaction chimique d'oxydation exothermique d'un combustible par un comburant. Les acteurs intervenant dans cette réaction sont le combustible aussi appelé fuel (papier, bois, liquide, gaz...), le comburant aussi appelé oxydant (air ou oxygène pur) et une énergie d'activation (allumette, court-circuit, flamme...). Elle se caractérise par la présence d'une lumière (flamme, feu), d'une libération d'énergie (énergie calorifique), et par les produits de combustion (fumées, CO_2 , H_2O).

On appelle combustible, toute matière qui dégage de la chaleur lorsqu'elle brûle. La plupart des matériaux d'origine organique sont des combustibles. On distingue deux grandes catégories : les combustibles fossiles (charbon, pétrole, gaz naturel) et la biomasse (végétaux...). Les combustibles sont souvent classés suivant la phase dans laquelle ils se trouvent : combustible solide (bois...), combustible liquide (huile...), et combustible gazeux (butane...). La combustion a lieu lorsque le combustible est sous forme gazeuse (étapes de vaporisation, de pyrolyse nécessaires).

On définit le comburant, encore appelé oxydant, comme la substance chimique qui, associée au combustible, permet sa combustion dans certaines conditions. Il peut se mélanger naturellement au combustible lors d'un feu par exemple, ou peut être fourni au combustible (chalumeau). Les comburants les plus fréquents sont l'air et l'oxygène pur O_2 , l'air contenant de l'oxygène, mais aussi de l'azote, de l'argon, de la vapeur d'eau et du dioxyde de carbone principalement.

On trouve aussi d'autres types de comburants, mais ce sont en général des composés chimiques de l'oxygène.

La combustion est un phénomène très complexe qui fait intervenir plusieurs sciences fondamentales : la chimie (thermochimie et la cinétique chimie), les transferts thermiques (rayonnement), la mécanique des fluides (transport), et la thermodynamique.

1.1.2 Triangle du feu

Le triangle du feu présente les trois acteurs du processus de combustion (figure 1.1). La combustion a lieu seulement lorsque ces trois éléments sont réunis, et elle cesse lorsque l'un des trois constituants vient à manquer.

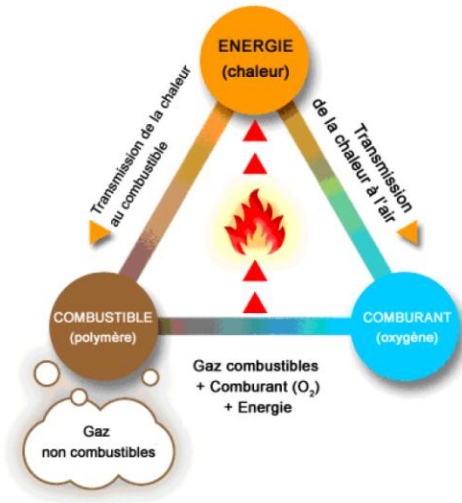


Figure 1.1 : Triangle du feu, tiré de H. Prétrel (2013)

1.1.3 Catégories des flammes

Une flamme est une réaction de combustion vive se produisant dans une zone d'épaisseur faible : elle produit de la chaleur et émet en général de la lumière qui est à l'origine de la production du feu.

1.1.3.1 Flammes de pré-mélange

La flamme de pré-mélange est appelée ainsi car, le combustible, toujours sous forme gazeuse, est parfaitement mélangé au comburant. Elle se caractérise donc par un mélange homogène des réactifs. Elle peut également être définie comme une flamme aérée.

La structure de la flamme de pré-mélange est constituée de trois zones principales illustrées par la figure 1.2 :

- Une zone de préchauffage dans laquelle les gaz frais (imbrûlés) sont chauffés à la température d'allumage, d'épaisseur δ_1 avoisinant les 3 mm.
- Une zone de réaction, épaisseur δ_r d'environ 1 mm, où se déroule l'essentiel de la combustion. C'est la partie visible de la flamme.
- Une zone de post flamme, caractérisée par de hautes températures et la recombinaison des radicaux.

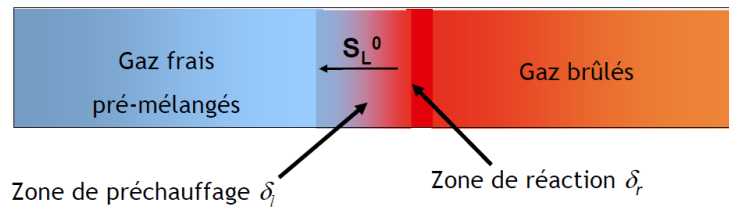


Figure 1.2 : Structure d'une flamme de pré-mélange

Le bec Bunsen (figure 1.3) est un exemple de dispositif mettant en évidence les caractéristiques d'une flamme de pré-mélange. En effet, ce dispositif présente une entrée d'air permettant aux gaz de se mélanger avant de sortir.

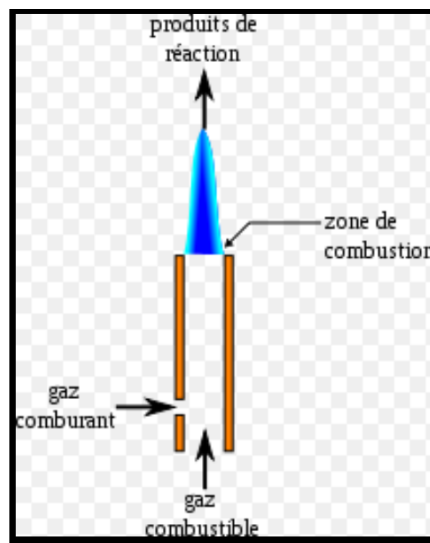


Figure 1.3 : Flamme d'un bec Bunsen

1.1.3.2 Flammes de diffusion

Dans le cas d'une flamme de diffusion, les combustible/comburant (réactifs) sont initialement séparés. Ils doivent venir au contact l'un de l'autre par des phénomènes de convection et de diffusion qui détermineront la zone de réaction. La combustion se situe à l'interface entre le combustible et le comburant. Les cas typiques sont la combustion des solides (bois, bougie, papier,...), et des liquides (essence, heptane, dodécane,...). En prenant le cas d'un feu de solides ou de liquides, la combustion produit de la chaleur ; cette chaleur provoque un phénomène de distillation, de pyrolyse qui produit un gaz inflammable, qui vient alimenter la flamme. Que ce soit donc pour un feu de solide, de liquide ou de gaz, on observe :

- au centre de la flamme : un gaz combustible ;
- la flamme elle-même est une mince couche de gaz au sein de laquelle se déroule la réaction de combustion ;

- à l'extérieur de la flamme : le comburant, en général le dioxygène de l'air, et les produits de réaction (gaz et particules).

Ce phénomène peut être très complexe ; par exemple, la combustion du kérosène peut être décrite par 3 500 réactions faisant intervenir 225 espèces chimiques. Cette réaction est souvent incomplète puisque sur le lieu de la réaction, au niveau de la mince couche de la flamme, le rapport entre combustible et comburant n'est pas idéal (non-stœchiométrique). On a donc des produits de réaction très divers comme le dioxyde de carbone (CO_2) et la vapeur d'eau (H_2O), et souvent du monoxyde de carbone (CO), avec d'autres gaz de réaction et de gaz imbrûlés, ainsi que des particules de suie.

La structure de la flamme de diffusion est illustrée par la figure 1.4. En effet, la combustion se produit à l'interface entre le combustible et le comburant. Elle dépend plus de la diffusion des réactifs impliqués dans le processus que de la vitesse de la réaction de combustion. La zone de réaction est définie comme la région où le mélange combustible/air est dans le domaine d'inflammabilité.

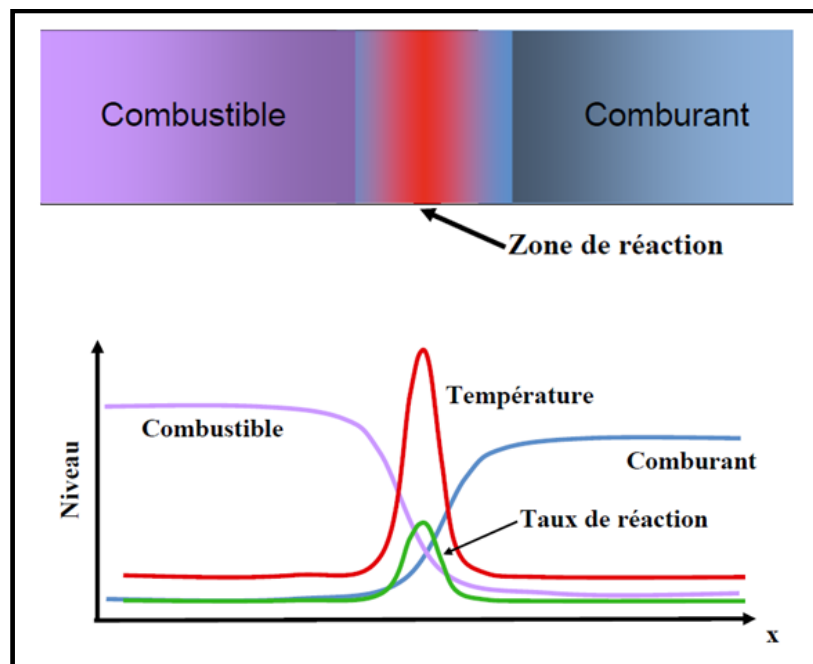


Figure 1.4 : Structure de flamme de diffusion

De l'analyse de la figure 1.4, l'évolution de la température de la flamme de diffusion est liée à celle du taux de réaction. La température atteint sa valeur maximale pour un taux de réaction maximale représentatif de la stœchiométrie. On remarque également que le taux de réaction dépend de la proportion combustible/comburant. En effet, pour des zones où on a uniquement du combustible pur et où on a uniquement du comburant pur, le taux de réaction est nul. Ainsi, durant la combustion, le combustible pur se transforme en gaz par dégradation thermique. Ces gaz vont ensuite se mélanger au comburant pour ensuite brûler ce qui est observé dans la figure 1.4.

En prenant l'exemple d'une bougie, la flamme de diffusion (Figure 1.5) est composée de trois parties :

- Une partie bleue : c'est là que se déroule principalement la combustion. On observe le combustible d'un côté (la cire qui s'évapore en vapeur de cire) et le comburant (l'oxygène) et les produits de réaction de l'autre ; la température de luminescence (émission de lumière bleue par le CO_2 principalement) est d'environ 1 200 °C.
- Une partie opaque, brillante, plutôt jaune-blanc mais tirant vers le jaune orangé à son sommet : les produits de combustion de la zone bleue chassent l'air, la zone est donc plus pauvre en dioxygène, on atteint une température d'incandescence de 1 500 °C par combustion incomplète et il y a une production de suie par excès de combustible. À 1 500 °C, les particules de suie émettent une lumière blanche. Puis, en s'élevant, leur température s'abaisse, et elles émettent une lumière jaune orangé.
- Une zone autour de la mèche quasi transparente et sombre : cette région est également pauvre en dioxygène, si bien que la cire y brûle peu et à une température assez faible pour qu'elle ne forme pas de suie.

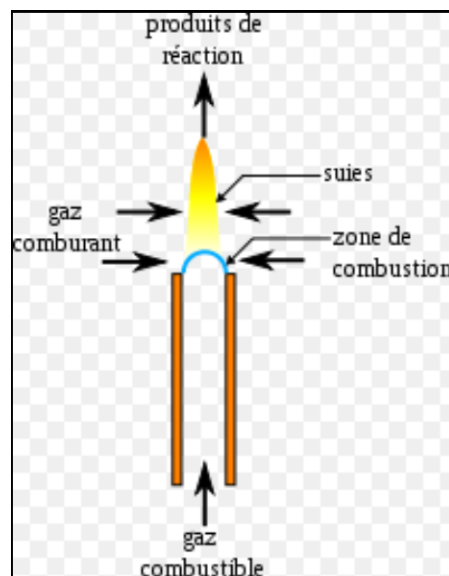


Figure 1.5 : Flamme de diffusion

La plupart des incendies sont entretenus par des flammes de diffusion. Il est donc important d'avoir des connaissances sur le comportement de ce type de flamme.

La flamme de diffusion d'un foyer correspond à la zone où s'effectue la combustion en phase gazeuse. Elle se compose de gaz (combustible, comburant et produits de la réaction) ainsi que de suies qui lui donnent son caractère lumineux en rayonnant. Elle est constituée de trois régions représentées dans la figure 1.6 :

- Une zone persistante située à la base de la flamme, au-dessus de la surface de combustible. Celle-ci a une forme et une température constantes. La flamme est lumineuse et possède des températures élevées de l'ordre de 1300 K qui lui donnent un fort pouvoir émissif. La partie centrale de cette zone est riche en vapeur de combustible.
- Une zone intermittente qui présente un caractère fluctuant. Les réactions chimiques et les températures y sont moins importantes.
- Une zone de panache qui est turbulente et non réactive. Les vitesses et la température y décroissent avec la hauteur. Cette zone est principalement constituée des fumées et la flamme n'est plus visible car la température n'est plus suffisante pour que les particules de suies rayonnent dans le spectre visible.

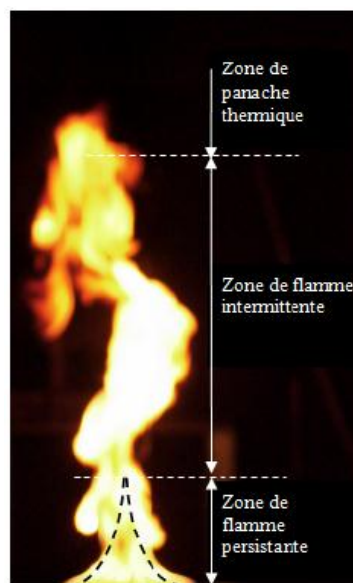


Figure 1.6 : Représentation d'une flamme de diffusion

1.1.3.3 Définition de la température de flamme visible

Des études précédentes, théoriques et expérimentales, concernant un feu de nappe de liquide dans un milieu confiné ou en atmosphère libre, ont porté sur la détermination de la température de flamme. L'estimation de cette dernière s'avère difficile et les définitions peuvent être multiples.

a) Température en milieu ouvert

Un premier travail a été réalisé par Mc Caffrey (1979) sur la détermination de la température d'une flamme en milieu ouvert. Il a utilisé un brûleur à gaz et réalisé des mesures expérimentales de températures à l'intérieur d'une flamme turbulente. Ce dernier a décrit trois régimes différents dans la flamme :

- Au-dessus de la phase liquide, la température augmente pour atteindre un maximum
- Dans la partie intermittente de la flamme, la température décroît rapidement. Une température de 320 °C a été mesurée dans la partie visible.
- Dans le panache thermique, la température continue de baisser avec l'altitude.

L. Audoin (1995) a également fait les mêmes mesures de températures dans la flamme que celles effectuées par Mc Caffrey. D'autres auteurs comme Chity (1980) ont également observé des résultats similaires. Dans le cadre d'incendies réalisés en entrepôt, Ingason (1994) a mesuré une valeur de la température de la flamme de 870 °C.

b) Température en milieu confiné

Les mesures expérimentales issues des travaux de Babrauskas (1978) durant des essais en milieu confiné, révèlent une température maximale de la flamme d'environ 1200 °C. Il a également mesuré des températures de 900 °C et 1000 °C. Cela s'explique par le fait que la température d'une flamme dépend du réchauffement de l'environnement au voisinage de la flamme. C'est pourquoi la température maximale d'une flamme positionnée en atmosphère libre est légèrement inférieure à celle dans un local confiné. En effet, dans un milieu confiné, les parois du local sont chauffées au cours du temps par le foyer et la température des gaz chauds est élevée tandis que dans un environnement libre cette température est moins élevée. Ainsi, la perte thermique radiative issue de la flamme vers le local est moins importante et par conséquent une température de flamme plus élevée est mesurée. Ce n'est pas le cas pour un milieu ouvert.

1.1.4 Feux de nappe

La plupart des incendies résultent soit des flammes de feux de combustibles liquides soit de feux de combustibles solides. Dans les deux cas, il s'agit de flammes de diffusion. Les feux de combustibles liquides sont appelés « feux de nappes ».

Le terme « feu de nappe », « feu de flaque », ou « pool fire », décrit un incendie résultant de la combustion d'une nappe de combustible liquide. Ce phénomène implique principalement la surface de la nappe en contact avec l'air. En effet, il est caractérisé par des flammes de diffusion qui présentent un écoulement dominé par les forces de flottabilité. Le mélange s'effectue par diffusion et convection, et brûle pour des concentrations comprises entre les limites d'inflammabilité.

1.1.4.1 Mécanisme d'un feu de nappe

La combustion des liquides a une propension à se dérouler sous forme de nappe avec une surface horizontale uniforme. Cette combustion se déroule en deux étapes (cf. figure 1.7):

- La première étape consiste en la vaporisation du combustible en gaz inflammables par la chaleur générée par la flamme déjà développée à la surface de la nappe liquide.
- La deuxième étape, quant à elle, s'identifie par le mélange des gaz inflammables avec l'oxygène de l'air à l'intérieur des flammes de diffusion. Lorsque les conditions d'inflammabilité sont atteintes, une inflammation se produit pour donner naissance à une flamme stabilisée au-dessus de la surface du combustible. Cette stabilisation se traduit par un échange énergétique entre la flamme et la nappe du combustible.

Une part de l'énergie produite par la flamme est donc transmise à la nappe de combustible par convection et rayonnement et est utilisée pour la vaporisation de celle-ci. Les vapeurs de combustibles sont alors entraînées verticalement par un mouvement de convection et peuvent réagir avec l'air frais.

Par la suite un gradient de température et donc de masse volumique s'établit au niveau de la zone réactive et crée un écoulement ascendant dû aux forces de flottabilité. Un mouvement de convection entraîne alors latéralement l'air frais vers la flamme (appel d'air) et celui-ci se mélange avec les gaz inflammables en s'élevant verticalement. L'effet des forces de flottabilité sur l'écoulement est caractérisé par le nombre de Grashof G_r , qui compare les forces de flottabilité aux forces de viscosité.

$$G_r = \frac{gL^3\beta\Delta T}{\nu^2} \quad (1.1)$$

Avec g l'accélération gravitationnelle, L la longueur sur laquelle est obtenue la différence de température ou masse volumique, β le coefficient d'expansion thermique, ν la viscosité du fluide.

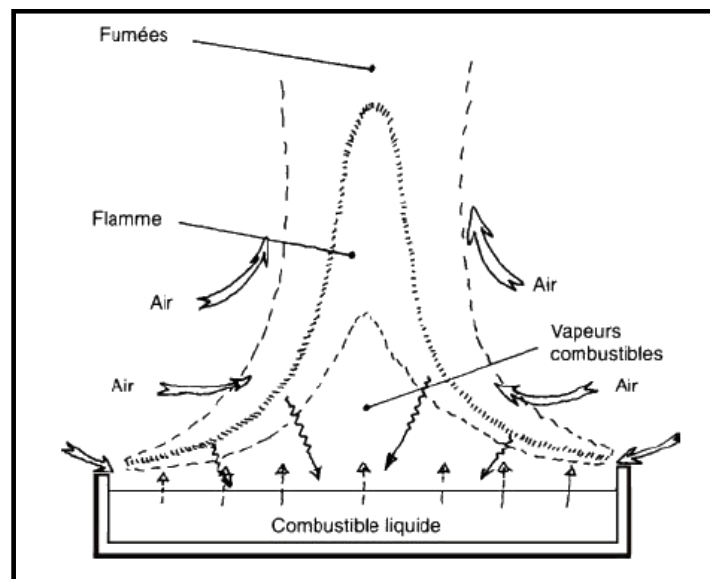


Figure 1.7 : Schéma de principe d'un feu de nappe, tiré de Lassus (2009)

Lorsque les conditions extérieures (température, entraînement d'air...) restent constantes, un état quasi stationnaire, caractérisé par un débit massique de combustion \dot{m} , peut s'établir. Ce débit, exprimé par unité de surface, résulte d'un bilan entre les flux de chaleur fournis, consommés et perdus :

$$\dot{m}'' = \frac{\dot{q}''_{fourni} - \dot{q}''_{perdu}}{H_{vap}} \quad (1.2)$$

\dot{q}''_{fourni} représente le flux de chaleur fourni par la flamme, \dot{q}''_{perdu} représente les pertes de chaleur exprimées comme un flux absorbé par la surface de combustible, H_{vap} est la chaleur de vaporisation du combustible, $H_{vap}.\dot{m}''$ représente le flux de chaleur nécessaire à la vaporisation du combustible. Dans cette relation, le flux de chaleur \dot{q}''_{fourni} doit être déterminé par la connaissance de l'énergie dégagée par la flamme et des différents mécanismes de transfert de chaleur. La détermination du débit massique de combustible, qui est une donnée intrinsèque du processus de combustion, nécessite donc un couplage entre la phase solide ou liquide et la phase gazeuse.

1.1.4.2 Chaleur de combustion et débit calorifique

La chaleur de combustion, généralement notée ΔH_c , représente la chaleur totale dégagée par l'oxydation complète par unité de masse de combustible. Celle-ci s'exprime à partir de la différence des chaleurs de formation des produits de la combustion et des réactifs.

Le débit calorifique représente l'énergie dégagée par unité de temps durant la combustion. En effet le flux de chaleur fourni par la flamme \dot{q}''_{fourni} est lié au débit calorifique dégagé par le foyer, noté \dot{Q} , et aux mécanismes de transferts de chaleur impliqués. Ce débit peut s'exprimer à partir de la relation :

$$\dot{Q}(t) = \eta.S_f.\dot{m}''(t).\Delta H_c \quad (1.3)$$

Avec : η le rendement de la combustion, défini comme le rapport des énergies effective et totale dégagées lors d'une combustion réelle et d'une combustion complète (η est proche de 1 en milieu ouvert), S_f la surface de la nappe de combustible (m^2), \dot{m}'' le débit massique surfacique de combustible, ΔH_c la chaleur de combustion ($J.kg^{-1}$).

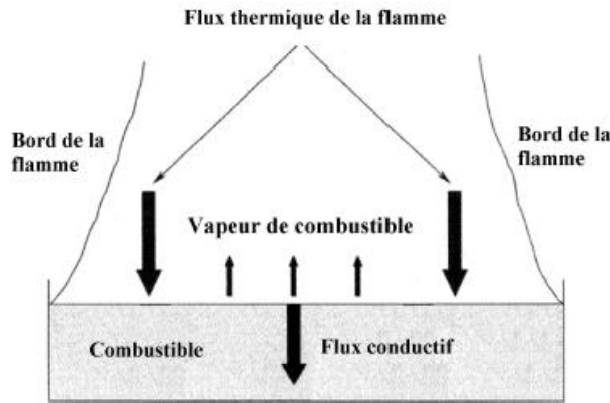


Figure 1.8 : Illustration des processus de transfert de masse et de la chaleur à la surface d'une nappe de combustible V. Novozhilov et al. (2004)

La détermination de \dot{Q} à l'aide de la chaleur de combustion de combustible suivant le taux de combustible dégagé est généralement utilisée pour un feu bien ventilé, en d'autres termes, lorsque le régime de combustion est limité par la quantité de combustible présente. Dans le cas où la ventilation est insuffisante, la quantité d'oxygène présente au niveau de la surface du combustible limite le débit calorifique. Toute la quantité d'oxygène disponible est alors consommée par la réaction chimique. La combustion est alors qualifiée d'incomplète entraînant la formation d'imbrûlés et de suies. En prenant exemple d'une configuration comme celle utilisée durant les travaux de Lassus (2009), une partie de combustible gazeux ne participe pas à la réaction chimique et peut ainsi former des imbrûlés susceptibles de s'enflammer soit dans le local, soit dans le système de ventilation. Ainsi, en se basant sur la consommation d'oxygène, le débit calorifique peut être déterminé par la relation suivante :

$$\dot{Q} = \dot{m}_o \cdot \Delta H_{ox} \quad (1.4)$$

Où \dot{m}_o représente le débit d'oxygène consommé et ΔH_{ox} la chaleur de combustion par unité de masse d'oxygène consommée.

En somme, la détermination du débit calorifique peut se faire soit par mesure du débit de pyrolyse de combustible, soit par le débit d'oxygène consommé. Il est souhaitable d'utiliser la méthode de la détermination de la puissance du feu grâce à la mesure de la consommation en oxygène dans un milieu riche. Cette méthode n'étant pas toujours évidente à réaliser par rapport à l'estimation précise du débit d'oxygène, la méthode de la détermination du débit calorifique par la mesure de la perte de masse est la plus utilisée.

1.1.4.3 Débit massique de pyrolyse

Le débit de pyrolyse ou le débit de combustible dégagé, \dot{m}_F , est le taux de production de combustible gazeux au cours du temps en fonction des échanges thermiques avec le milieu ambiant (flamme, gaz chaud et confinement) :

$$\dot{m}_F = \dot{m}_b + \dot{m}_u \quad (1.5)$$

Où, \dot{m}_b représente le débit massique de combustible servant à la combustion et \dot{m}_u le débit massique de combustible non brûlé.

1.1.4.4 Régime de combustion

Blinov et Khudyakov (1959) ont montré durant leurs travaux que le débit massique surfacique de combustion d'un liquide tend vers une valeur constante pour des diamètres importants de nappe. Ils ont étudié l'évolution de la vitesse de combustion en fonction du diamètre de nappe de liquide en utilisant plusieurs combustibles. Cela leur a permis de distinguer trois régimes de combustion en fonction du diamètre D du foyer. On peut les observer sur la figure 1.9 avec :

- Un régime permanent pour des diamètres inférieurs ou égaux à 10 cm. Dans cette gamme de valeurs, lorsque la taille du diamètre du foyer augmente jusqu'à 10 cm où la vitesse de régression décroît ;
- Un régime transitoire, au-dessus des 10 cm de diamètre où la vitesse de régression croît avec le diamètre du foyer jusqu'à un diamètre de 1 m ;
- Et un régime turbulent pour des diamètres supérieurs à 1 m où la vitesse de régression atteint une valeur constante et devient indépendante du diamètre du foyer.

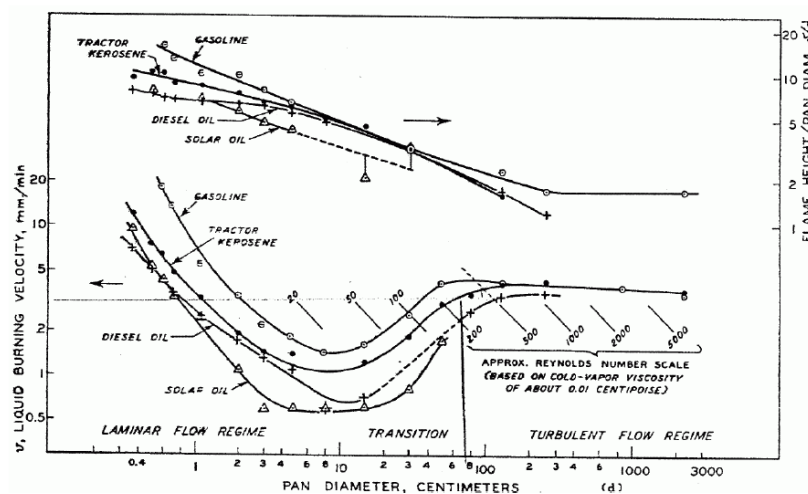


Figure 1.9 : Evolution de la vitesse de combustion en fonction du diamètre du foyer de différents combustibles tiré de V. I. Blinov et al (1959)

L'influence de la dimension de la nappe sur la vitesse de combustion \dot{m}'' peut être expliquée par les mécanismes de transfert de chaleur de la flamme vers le foyer, cela est illustré dans D. Drysdale (1985). On peut ainsi déterminer le flux de chaleur fourni au combustible comme la somme d'un flux convectif et d'un flux radiatif provenant de la flamme, ainsi que d'un flux conductif échauffant les parois de la cuve :

$$\dot{q}''_{fourni} = \dot{q}''_{cond} + \dot{q}''_{conv} + \dot{q}''_r \quad (1.6)$$

Avec la puissance fournie par conduction déterminée par la relation suivante :

$$\dot{q}''_{cond} = K_{cond} \cdot \pi \cdot D \cdot (T_f - T_s) \quad (1.7)$$

Où : D représente le diamètre de la cuve contenant le combustible liquide, K_{cond} est une constante regroupant les différents termes liés au transfert conductif, T_f est la température de flamme, T_s est la température à la surface de la nappe.

La puissance fournie par convection est donnée par :

$$\dot{q}''_{conv} = h_{conv} \cdot \frac{\pi \cdot D^2}{4} \cdot (T_f - T_s) \quad (1.8)$$

Où h_{conv} est le coefficient de transfert thermique par convection.

Et la puissance fournie par rayonnement est calculée par :

$$\dot{q}''_r = K_r \cdot (T_f^4 - T_s^4) \cdot (1 - e^{-k_2 \cdot D}) \quad (1.9)$$

Où K_r est un facteur comprenant la constante de Stefan-Boltzmann σ et où le facteur de forme lié à la configuration flamme-surface, k_2 , assimilable à un coefficient d'atténuation de la lumière, est une constante comprenant un facteur de proportionnalité reliant le libre parcours moyen de la taille du foyer et également des concentrations et des coefficients d'émission des espèces radiatives dans la flamme.

En utilisant les relations (1.2), (1.6), (1.7), (1.8) et (1.9) on obtient l'équation (1.10) :

$$\dot{m}'' = \frac{h_{conv} (T_f - T_s) + \frac{4 \cdot K_r}{\pi D^2} (T_f^4 - T_s^4) (1 - e^{-k_2 \cdot D}) + \frac{4 \cdot K_{cond}}{D} (T_f - T_s) - \dot{q}''_{perdu}}{H_{vap}} \quad (1.10)$$

Dans l'équation (1.10), le débit massique surfacique de combustion dépend du diamètre de la cuve contenant le combustible liquide et donc de la surface de combustion.

Par conséquent, les nappes de petit diamètre ont une vitesse de combustion pilotée par le transfert de chaleur conductif. De plus, lorsque la taille de la nappe augmente, les transferts convectifs et rayonnés deviennent plus importants avec le transfert radiatif qui devient prédominant pour des nappes de grands diamètres et impose ainsi une vitesse de combustion par unité de surface constante.

Burgess (1961) a étudié l'évolution du débit massique surfacique de combustion en fonction du diamètre du foyer pour des nappes de dimensions supérieures à 0,1 m. Cette évolution est représentée pour la majorité des hydrocarbures selon la loi exponentielle suivante :

$$\dot{m}''(D) = \dot{m}''_{\infty} \cdot (1 - e^{-K \cdot D}) \quad (1.11)$$

Où \dot{m}''_{∞} est le débit massique surfacique du combustible et K est équivalent au terme k_2 de l'équation (1.9). Il montre que le rayonnement devient prédominant quand le diamètre du foyer augmente.

Des valeurs de coefficients K et \dot{m}''_{∞} tirées de Curtat (2002) sont proposées dans le tableau 1.1 pour différents combustibles.

Combustible	\dot{m}''_{∞} $g \cdot s^{-1} \cdot m^{-2}$	K m^{-1}
Benzène	85	2.7
Hexane	74	1.9
Heptane	101	1.1
Acétone	41	1.9
Essence	55	2.1
PMMA	20	3.3

Tableau 1.1 : Coefficient K et débit massique surfacique limite de combustion pour différents combustibles, tiré de Curtat (2002).

1.2 Inflammation

Durant un incendie en milieu clos ou confiné sous-ventilé, la combustion est incomplète. On observe la production de gaz imbrûlés durant la dégradation thermique et la pyrolyse du combustible, ceci étant dû à la quantité limitée d'oxygène dans le local. Ces gaz imbrûlés s'accumulent et créent des mélanges gazeux susceptibles de s'enflammer en présence d'une source d'allumage externe ou d'une auto-inflammation.

Cette partie porte sur l'existence d'un domaine d'inflammabilité pour tous les gaz ou mélanges gazeux et sur les conditions qui gouvernent l'inflammation et l'auto-inflammation des mélanges gazeux.

1.2.1 Domaine d'inflammabilité

1.2.1.1 Terminologie et principe

La combustion est une réaction exothermique qui se traduit par la décomposition d'un combustible par l'oxygène en produits de combustion. Dans les produits de combustion on retrouve des gaz qui ont brûlé, notamment du dioxyde de carbone et de la vapeur d'eau, ainsi que des gaz imbrûlés constitués des produits de combustion n'ayant pas subi une oxydation complète, de même que des gaz inertes qui n'interviennent pas dans la réaction globale de la combustion. Ces gaz imbrûlés aussi appelés gaz de pyrolyse, constituent un mélange gazeux susceptible de s'enflammer.

Deux cas se présentent alors :

- Si le mélange ainsi constitué est mis en présence d'une quantité suffisante d'oxygène et d'une source d'énergie (étincelle, flamme), il peut réagir et s'enflammer. Il y a alors une inflammation pilotée.
- Si le mélange atteint une température critique appelée Température d'Auto-Inflammation (TAI) ou une pression d'auto-inflammation, il peut s'enflammer sans source locale d'énergie. Il s'agit alors d'une auto-inflammation.

Le mélange sera inflammable si, après allumage, la flamme peut se propager dans celui-ci. Ceci n'est possible que si les proportions d'oxygène et de combustibles sont comprises dans un domaine précis, appelé domaine d'inflammabilité.

Le domaine d'inflammabilité est délimité par une Limite Supérieure d'Inflammabilité, notée LSI, et une Limite Inférieure d'Inflammabilité, notée LII, qui représentent respectivement les concentrations maximale et minimale de combustible (cf. Figure 1.10). En-dessous de la LII, le mélange est trop pauvre en combustible pour brûler et au-dessus de la LSI, le mélange est trop pauvre en comburant pour s'enflammer.

Ainsi, un mélange gazeux est considéré comme inflammable si sa concentration est comprise dans le domaine d'inflammabilité. Il peut ainsi s'enflammer en présence d'une étincelle ou d'une flamme. Et également s'enflammer si sa température est supérieure ou égale à sa TAI : il s'agit alors d'une auto-inflammation.

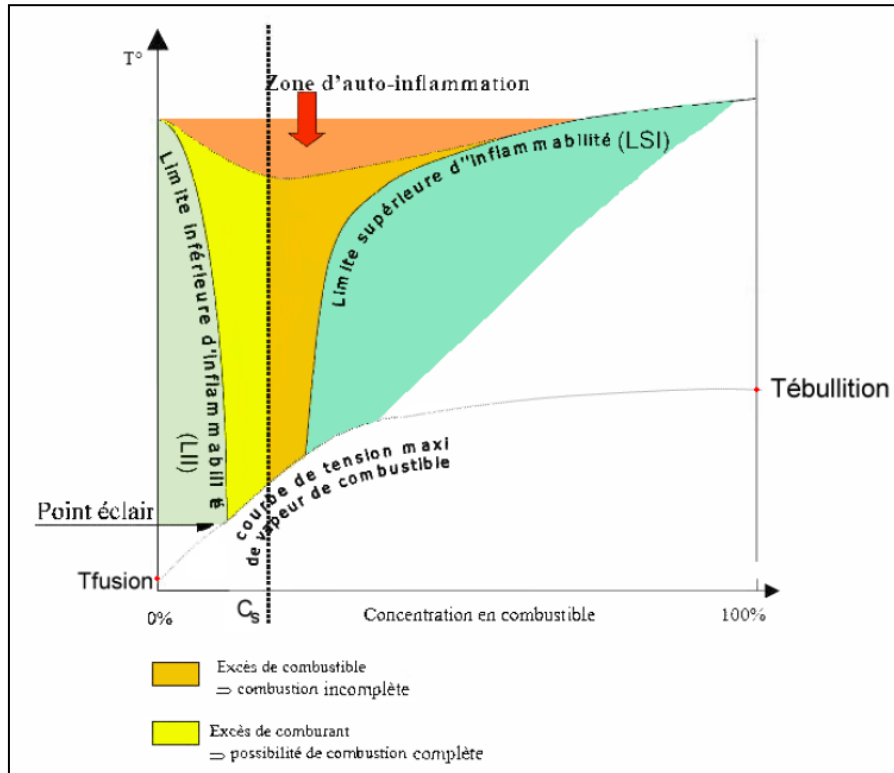


Figure 1.10 : Domaine d'inflammabilité d'un combustible Babrauskas (2003)

Le domaine d'inflammabilité dépend donc de la quantité de gaz imbrûlés du mélange résultant de la décomposition thermique d'un combustible. La plupart de ces gaz imbrûlés sont des hydrocarbures. Les LII et les LSI dans l'air de ces différents gaz sont regroupées dans le tableau 1.2.

En analysant le tableau 1.2, on remarque que plus la chaîne de carbone est importante plus la LII diminue. On peut donc dire que la LII de la plupart des hydrocarbures dépend de la longueur de leur chaîne carbonée. Cela est mis en évidence dans la figure 1.11 où on observe que pour les alcanes, la LII sera d'autant plus faible que leurs chaînes carbonées seront longues Babrauskas (2003). Ceci s'applique également à l'ensemble des hydrocarbures en plus de ceux figurant dans le tableau 1.2, de même qu'aux alcools et aux cétones.

Gaz ou vapeur	Formule	LII (% vol)	LSI (% vol)	M ($g.mol^{-1}$)	TAI ($^{\circ}C$)
Méthane	CH_4	5	15	16.04	640
Ethylène	C_2H_4	2,7	36	28.05	449
Acétylène	C_2H_2	2,5	100	26.04	305
Ethane	C_2H_6	3	12,4	30.07	515
Propane	C_3H_8	2,1	9,5	44.10	500
Propène	C_3H_6	2,4	11	42.08	458
Butane	C_4H_{10}	1,8	8,4	58	408
1-Butène	C_4H_8	1,6	10	56.11	325
2-Butène	C_4H_8	1,7	9,7	56.11	384
Benzène	C_6H_6	1,3	7,9	78.11	580
Heptane	C_7H_{16}	1,05	6,7	100.20	223
Dodécane	$C_{12}H_{26}$	0,6	4,7	170.34	204
Hydrogène	H_2	4	75	2.02	520
Monoxyde de carbone	CO	12,5	74	28.01	588

Tableau 1.2 : Limites d'inflammabilité, masses molaires et températures d'auto-inflammation de différents combustibles dans les conditions ambiantes, tirées de Babrauskas (2003).

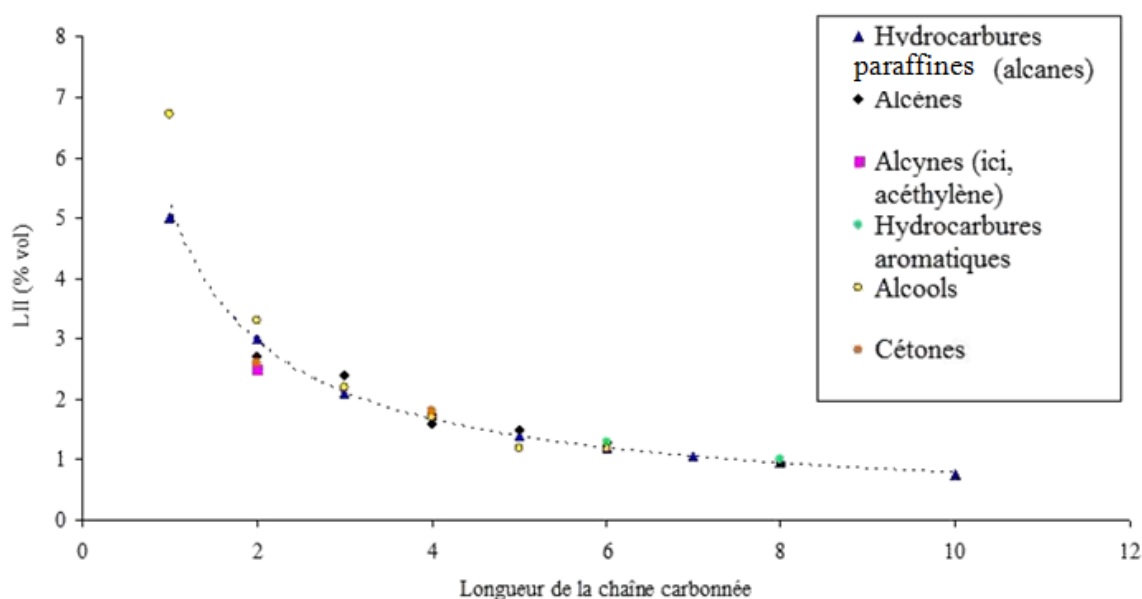


Figure 1.11 : Evolution de la LII de différents combustibles en fonction de la longueur de leur chaîne carbonnée, valeurs des LII tirées de Babrauskas (2003).

1.2.1.2 Influence de la température, de la pression et de la concentration d'oxygène sur l'évolution du domaine d'inflammabilité d'un gaz.

Les travaux de Zabetakis (1965), de Burgess-Wheeler (1911), de Babrauskas (2003), de Lewis et de Von Elbe (1965), ont montré que le domaine d'inflammabilité d'un seul gaz dépendait fortement de la température, de la pression et de la concentration d'oxygène du milieu dans lequel se trouve ce gaz.

- Influence de la température

Au cours d'un incendie, les limites inférieure et supérieure du domaine d'inflammabilité d'un gaz varient avec la température du milieu. Les travaux de recherches de Zabetakis (1965) ont montré que, pour la plupart des hydrocarbures, la LII décroît d'environ 8 % pour chaque augmentation de 100 °C. Ceci est dû au fait que moins d'énergie est nécessaire pour atteindre cette limite. Une concentration plus basse de combustible suffit donc à propager la flamme.

Burgess-Wheeler (1911) a ainsi établi la loi suivante qui décrit l'évolution de la LII des hydrocarbures en fonction de la température :

$$LII(T_2) = LII(T_1) \cdot \left(1 - \frac{T_2 - T_1}{1300 - T_1}\right) \quad (1.12)$$

Où T_1 représente une température, en °C, pour laquelle la LII est connue et T_2 la température du mélange.

Par similarité à la loi de Burgess-Wheeler (1911), Babrauskas (2003) a étudié l'influence de la température sur la LSI, et établi une loi la décrivant comme suit :

$$LSI(T_2) = LSI(T_1) \cdot \left(1 + \frac{T_2 - T_1}{1412 - T_2}\right) \quad (1.13)$$

Où T_1 représente une température, en °C, pour laquelle la LSI est connue et T_2 la température du mélange.

Les équations (1.12) et (1.13) permettent de dire qu'une élévation de température augmentera la LSI et diminuera la LII, ce qui élargira donc le domaine d'inflammabilité. Ces lois permettent d'obtenir une délimitation du domaine d'inflammabilité en fonction de la température du mélange (cf. figure 1.9).

Elles ne donnent cependant qu'une approximation des limites d'inflammabilité car elles négligent le fait que la température est liée à la chaleur de combustion et à la capacité calorifique du combustible.

Si nous revenons à la figure 1.9, à gauche et à droite, le domaine est délimité respectivement par la LII et par la LSI. En partie basse, le domaine est délimité par la courbe de vapeur saturante, déterminée par la loi de Clapeyron. Cette courbe coupe celle de la LII en un point particulier, le point éclair. Ce dernier correspond à la température minimale à laquelle un combustible doit être porté pour que les vapeurs soient émises en quantité suffisante pour produire une inflammation au contact d'une flamme pilote sans qu'il n'y ait entretien de cette inflammation. En partie haute, le domaine d'inflammation est délimité par la courbe d'auto-inflammation. Au-delà de cette courbe on assiste à l'inflammation spontanée de l'ensemble d'un mélange combustible-comburant, en l'absence de toute source

d'inflammation. La température d'auto-inflammation est la température minimale pour laquelle l'auto-inflammation se produit.

- Influence de la pression

Babrauskas (2003) a également montré que la LII et la LSI d'un combustible dépendent de la pression du milieu dans lequel se trouve celui-ci. Cette dépendance est régie par les équations suivantes :

$$LII(P) = LII_a - 0.31 \ln(P) \quad (1.14)$$

$$LSI(P) = LSI_a + 8.9 \ln(P) \quad (1.15)$$

Où LII_a et LSI_a sont la LII et la LSI à pression atmosphérique du combustible considéré, et P la pression en MPa.

À l'aide des équations (1.14) et (1.15), Babrauskas (2003) montre que la pression a peu d'influence sur la LII mais que la LSI augmente fortement avec celle-ci.

Au cours des travaux de Lassus (2009), le dispositif expérimental était maintenu en dépression de l'ordre d'une centaine de pascals avec des variations de pression qui ne dépassaient pas les 200 Pa. Dans ce domaine de variation, en utilisant l'équation 1.14, la LII est peu influencée par la pression. Cela a permis à Lassus (2009) de négliger l'influence de la pression sur la LII durant les essais qu'elle a effectués.

- Influence de la concentration en oxygène

Lewis et Von Elbe (1965) ont mené des travaux visant à mettre en évidence l'influence de l'augmentation de la concentration en oxygène sur le domaine d'inflammabilité. Ils ont montré que la LII ne variait pas avec cette concentration, mais que la LSI augmente avec celle-ci (Figure 1.11).

L'influence de la concentration en oxygène sur le domaine d'inflammabilité d'un combustible est représentée sous la forme d'un diagramme ternaire, illustré dans la figure 1.11. Ce dernier prend également en compte la présence de gaz jouant un rôle inertant comme l'azote, le dioxyde de carbone, l'eau ou l'argon. Ces gaz étant, soit des gaz ne participant pas à la réaction chimique globale, soit des gaz totalement oxydés lors de la réaction, tendent à diminuer le domaine d'inflammabilité d'un combustible. Sur la figure 1.12, l'inerte pris en compte est l'azote.

De son côté, Bodurtha (1980) a déterminé une loi permettant d'estimer la concentration minimale d'un combustible donné. La concentration minimale d'oxygène (CMO) est définie comme étant la concentration au-dessous de laquelle le combustible n'est plus inflammable. Cette dernière est déterminée par la loi:

$$CMO = LII.n_{(O_2)} \quad (1.16)$$

Où $n_{(O_2)}$ représente le nombre de moles d'oxygène réagissant avec une mole du combustible.

Lassus et al. (2016), en utilisant l'équation (1.16), ont pu déduire la CMO de l'heptane estimée à 11,55 % et celle du dodécane à 11,1 % en prenant le cas d'une flamme de pré-mélange. Les LII ont été prises dans le tableau 1.2 et le nombre de moles de dioxygène a été calculé dans le cas d'une réaction complète caractéristique d'une flamme de pré-mélange. À titre de comparaison, ils ont également donné les valeurs de CMO pour des flammes de diffusion estimée à 14,5% pour l'heptane et 13,2% pour le dodécane. Ainsi Lassus et al. (2016) ont pris les valeurs de CMO correspondant à celles de flammes de pré-mélange afin d'effectuer un bilan en oxygène au sein du local. Cela leur a permis d'établir une relation empirique permettant de déterminer la concentration du monoxyde de carbone en fonction de la consommation d'oxygène. Par ailleurs, d'autres auteurs comme Utiskul et al. (2005) ont montré qu'à l'extinction, la concentration en oxygène diminue pendant que la température dans le local augmente. Pitts (1995) a également montré que les couches supérieures appauvries en oxygène ne réagissent que lorsque des températures supérieures à 1350 K sont atteintes.

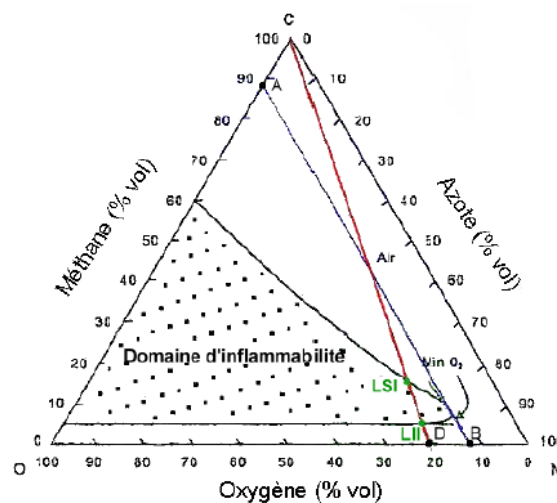


Figure 1.12 : Domaine d'inflammabilité pour un mélange méthane-azote-oxygène.

1.2.1.3 Limites d'inflammabilité d'un mélange

Dans le cas d'un mélange de combustibles, la loi de Le Châtelier généralisée (1898) permet de déterminer la LII du mélange :

$$LII = \frac{100}{\sum_i \frac{X_i}{LII_i}} \quad (1.17)$$

Où X_i représente la fraction volumique du gaz combustible i présent dans le mélange, telle que

$$\sum_i X_i = 1.$$

Cette loi donne une bonne approximation des LII (Kondo(1997,2006)) pour les mélanges d'hydrogène, de monoxyde de carbone et de méthane ainsi que pour ceux constitués d'hydrocarbures de formule C_nH_{2n+2} . En revanche, de grandes différences ont été observées lorsque le mélange contenait de l'oxyde de diéthyle, de l'acétone, du disulfure de carbone ou un halogène. Durant les différentes séries de tests, aucune de ces espèces ne sont présentes dans la composition des combustibles étudiés : la loi de Le Châtelier peut donc être utilisée. Cette loi s'applique également pour la LSI.

Di Piazza (1951) a effectué des mesures sur les limites d'inflammabilité de mélanges hydrocarbures/air. Il a montré que la LII est relativement peu affectée par le poids moléculaire des combustibles.

1.2.1.4 Impact de la présence d'autres gaz.

Les gaz présents dans un mélange mais n'intervenant pas dans la réaction globale de la combustion (azote, dioxyde de carbone, gaz rares, etc.) peuvent avoir trois types d'effets sur la réaction :

- ✓ un effet chimique : l'espèce joue alors un rôle de catalyseur (mélange chaud de gaz inertes),
- ✓ un effet thermique : l'espèce modifie la capacité calorifique du mélange,
- ✓ un effet de dilution : l'espèce modifie la composition du mélange.

L'ajout d'un mélange chaud de gaz inertes comme l'azote, le dioxyde de carbone ou l'argon dans un mélange de gaz combustibles et d'air augmente la vitesse de réaction par un effet chimique. Cela peut favoriser la réaction de combustion.

Cependant, l'ajout de gaz inertes comme l'azote, le dioxyde de carbone ou l'argon dans un mélange de gaz combustibles et d'air implique une diminution des fractions en oxygène et en gaz inflammables par un effet de dilution. Ceci peut, dans certains cas, rendre le mélange ininflammable. Les limites d'inflammabilité dépendent donc de la concentration de gaz inerte ajouté.

1.2.2 Auto-Inflammation

L'auto-inflammation est un phénomène qui correspond à l'inflammation spontanée de l'ensemble d'un mélange combustible-comburant, en l'absence de toute source d'inflammation telle qu'une étincelle ou

une flamme. C'est un phénomène très important car, en l'absence de source locale d'énergie, il peut engendrer une inflammation des gaz imbrûlés au niveau du réseau d'extraction d'un local en feu (cf. figure 1).

Cette température est difficile à déterminer car elle est sensible aux conditions expérimentales et est contrôlée par des réactions complexes de cinétique. Pour qu'il y ait une auto-inflammation, la température du volume est supposée uniforme dans le temps et l'espace. Le délai entre le moment où le mélange atteint les conditions d'inflammation (température, pression) et celui où une flamme visible apparaît est appelé délai d'inflammation et est noté t_{infl} .

1.2.2.1 Facteurs influençant la température d'auto-inflammation

- Influence des conditions d'essais sur la TAI

Plusieurs facteurs peuvent entrer en jeu dans l'influence de la température d'auto-inflammation. On peut noter comme Lassus (2009) l'influence du matériau d'un récipient sur la TAI qui varie fortement suivant les combustibles. En remarquant par exemple, que les TAI les plus élevées pour un même combustible sont généralement obtenues lorsque le récipient utilisé est en verre. Dans le cadre de cette étude, le matériau utilisé est de l'acier, ce qui favorisera donc une TAI plus basse qu'avec le verre. On note également l'influence du volume du récipient. En effet, il a été constaté que, plus le volume du récipient est important, plus la TAI diminue et plus le délai d'inflammation est grand. Le tableau 1.3, extrait du guide de Martel (1997), présente les TAI et les délais d'inflammation de l'éthanol déterminés à l'aide d'appareils présentant différentes tailles de récipients. Des résultats similaires ont été obtenus pour d'autres combustibles tels que le toluène et l'acétone.

Volume du récipient (cm^3)	TAI ($^{\circ}C$)	t_{infl} (s)
8	495	5
35	445	-
125	426	-
150	421	-
200	402	-
1000	391	-
12000	363	160

Tableau 1.3 : TAI et délai d'inflammation de l'éthanol pour différents volumes de récipients

Dans le cadre des travaux de Lassus (2009), l'objectif était d'évaluer le risque d'inflammation de gaz imbrûlés par auto-inflammation. Le volume de l'installation où une auto-inflammation pouvait se produire était de l'ordre de 8 m^3 . Le tableau 1.3 montre que plus le volume est important plus la TAI est petite. Ainsi pour un volume de 8 m^3 les TAI des différents combustibles présents seront donc inférieures à celles présentées dans le tableau 1.3.

- Influence de la nature du combustible

Babrauskas (2003) a également établi que la température d'auto-inflammation dépend du type de combustible. Il montre que la TAI est influencée par le nombre d'atomes de carbone que possède le combustible. La figure 1.13 présente l'influence de la longueur de la chaîne carbonée de différents combustibles sur la TAI. On remarque ainsi que, quelle que soit la famille des hydrocarbures considérée, la TAI diminue avec la longueur de la chaîne carbonée et devient quasi-constante pour les longues chaînes. Un comportement similaire a été constaté pour les alcools et les cétones mais avec des valeurs différentes en fonction de la famille de combustibles.

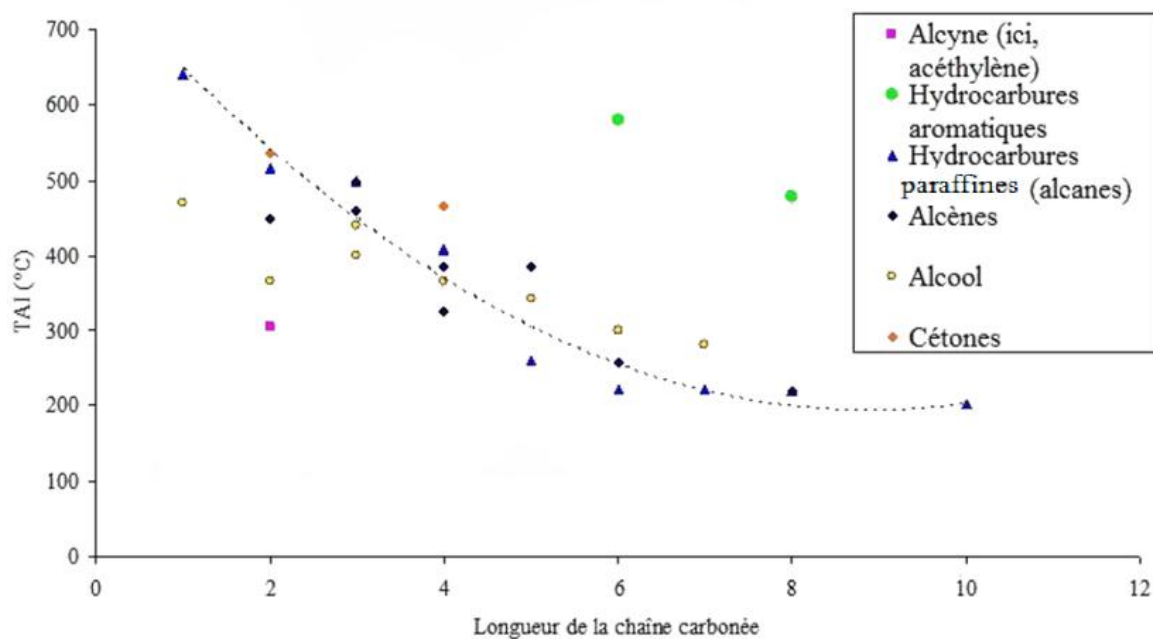


Figure 1.13 : Evolution de la TAI de différents combustibles en fonction de la longueur de leur chaîne carbonée, données tirées de Babrauskas (2003)

- Influence des catalyseurs

La présence de catalyseurs a une grande influence sur la TAI. Ainsi, la présence d'atomes de soufre ou d'une famille d'alcyne abaisse fortement cette dernière. Ceci peut s'observer sur la figure 1.12 où les alcynes tels que l'acétylène présentent des TAI plus basses que les autres hydrocarbures. On remarque également que la présence d'hydrocarbures aromatiques (présence de cycles benzéniques) accroît significativement la TAI. Guibet (1997) montre ainsi qu'il existe des catalyseurs ayant des effets inhibiteurs comme la famille des alkyles, dont notamment l'alkyle de plomb. Ce dernier a des effets inhibiteurs sur la réaction d'oxydation des composés organiques et allonge également le délai d'inflammation. Guibet (1997) montre également, qu'il existe des catalyseurs favorisant l'augmentation de la TAI, notamment les composés antidétonants qu'on retrouve dans l'essence automobile et le kérosène.

- Influence du combustible et de sa masse molaire

Le tableau 1.2 et la figure 1.13 présentent les TAI de différents hydrocarbures. On constate que celle-ci augmente avec la diminution de la masse moléculaire puisqu'elle diminue avec l'augmentation du nombre de carbone. Il faut noter que les valeurs des TAI obtenues dépendent de l'environnement dans lequel elles ont été mesurées.

Il n'existe actuellement pas de loi pour déterminer la TAI d'un mélange. Dans le cadre de ce travail, la TAI d'un mélange est donc prise égale à la TAI la plus basse parmi celles des différents combustibles présents dans le mélange. Compte tenu du fait que la TAI décroît avec la longueur de la chaîne carbonée des combustibles, la TAI considérée est donc celle du gaz ayant la plus longue chaîne carbonée parmi les combustibles présents

1.2.2.2 Influence de la concentration en dioxygène et de la pression sur le délai d'inflammation

Le délai d'inflammation décroît avec l'augmentation de la concentration en dioxygène (Jackson et al (1954)). Des essais expérimentaux ont montré que le délai d'inflammation est égal à :

$$t_{\text{inf}} = \frac{Cste}{[O_2]^m} \cdot \exp\left(\frac{E_a}{RT}\right) \quad (1.18)$$

Où R est la constante des gaz et $[O_2]$ est la concentration de dioxygène en % volumique, E_a l'énergie d'activation et m est une constante obtenue expérimentalement.

Cette équation peut également s'exprimer en terme de température et de pression comme établi par Guibet (1997) :

$$t_{\text{inf}} = \frac{Cste}{P^n} \cdot \exp\left(\frac{E_a}{RT}\right) \quad (1.19)$$

Où P est la pression et les coefficients n et E_a sont des constantes positives qui dépendent de la nature et de la concentration en combustible. Cette équation a été validée par plusieurs analyses numériques pour un certain nombre d'hydrocarbures par De Soete (1976).

1.2.3 Inflammation pilotée

L'inflammation pilotée est également un phénomène important puisqu'elle est le deuxième phénomène pouvant engendrer une inflammation des gaz imbrûlés au niveau du réseau de ventilation d'un local confiné-ventilé, compte tenu des sources d'inflammation potentielle telles que des flammèches. Celles-ci représentent des parcelles de flamme qui se détache d'une partie en flamme du combustible. En effet lorsqu'un mélange gazeux est compris dans certaines proportions et qu'on introduit une source

d'énergie, telle qu'une étincelle ou une flamme pilote, il peut y avoir inflammation. Ainsi, un mélange combustible ne nécessite pas d'être chauffé à une température élevée pour s'enflammer mais doit être au-delà du point éclair. Il suffit que le mélange atteigne une concentration minimale susceptible de s'enflammer en présence d'une source d'énergie. La concentration minimale de combustible nécessaire correspond à la limite inférieure d'inflammabilité du mélange.

1.3 Feu en milieu confiné ventilé

Dans le but de comprendre l'effet du confinement et de la ventilation sur un feu, il paraît d'abord nécessaire de prendre connaissance du comportement d'un feu en milieu ouvert. Ce qui permettra d'introduire la notion de richesse, et par la suite de présenter les principaux accidents thermiques qu'il est possible de retrouver lors d'un incendie en milieu confiné sous-ventilé.

1.3.1 Feu en milieu ouvert

Un feu en milieu ouvert est défini comme une réaction de combustion aérée. Le feu étant le résultat d'une réaction chimique exothermique d'oxydation mettant en jeu la présence d'un comburant et d'un combustible. Un feu en milieu ouvert est assimilé à un feu où la réaction de combustion oxyde intégralement le combustible en produits de combustion. Lors d'un tel feu, celui-ci produit un taux de gaz imbrûlés quasi-nul. On dit alors que la réaction de combustion est quasi-complète et que les produits de combustion sont le dioxyde de carbone, l'eau et un reste du comburant (air). La figure 1.14 présente une évolution schématique du débit calorifique de feux en milieu ouvert pour des combustibles liquides et solides. On remarque que le débit calorifique engendré par un feu de solide présente une croissance progressive suivie d'un maximum et d'une période de décroissance. Dans le cas d'un feu liquide, l'évolution du débit calorifique présente une pente plus forte que dans le cas d'un solide et est suivie d'un palier.

La réaction de combustion d'un combustible C_xH_y en milieu ouvert peut être écrite comme suivant :



Avec a_1 le nombre de mole d'air de départ, a_2 et a_3 le nombre de moles de dioxyde de carbone et d'eau produites et a_4 le nombre de moles d'air restant après la réaction de combustion.

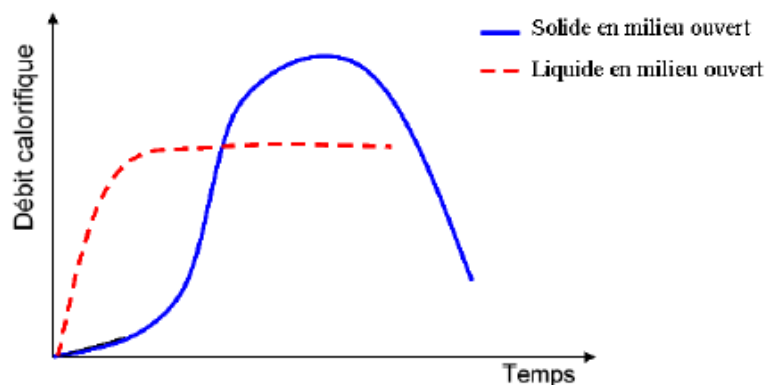


Figure 1.14 : Evolution d'un feu en milieu ouvert

1.3.2 Feu en milieu confiné

En milieu fermé, la quantité d'air disponible peut être limitée et va influencer le comportement et le développement du feu. En effet, plus l'environnement est approvisionné en oxygène plus le feu se comporte normalement. Inversement l'incendie peut évoluer vers un accident thermique qui peut être de deux types : explosion de fumée (backdraft) ou embrasement généralisé éclair (E.G.E, dit flash-over). On parle alors de régime de combustion piloté par la ventilation. De plus, lors d'un feu en milieu clos, certains phénomènes absents dans un environnement aéré prennent place. En effet, en milieu confiné, les transferts de chaleur avec l'environnement et la géométrie du compartiment vont influencer le comportement du feu.

L'évolution d'un feu en milieu confiné-ventilé est généralement constitué de deux phases (figure 1.15) :

- Une phase de croissance, qui correspond à l'allumage et à la croissance du feu, durant laquelle le feu se comporte comme en milieu ouvert. La durée de cette phase dépend du type de combustible et du diamètre du foyer, en d'autres termes de la puissance du foyer.
- Une phase d'affaiblissement du feu, qui comprend une période où le feu est pleinement développé et une période de décroissance qui se termine par l'extinction du feu.

Au début de la phase de croissance, les gaz chauds issus de la combustion montent au plafond sous l'effet des forces d'Archimède. La température moyenne au sein du local est basse et le feu reste localisé à son point d'origine. De plus, le débit calorifique du feu est identique à celui obtenu en milieu ouvert avec un foyer équivalent (figure 1.15). À la fin de cette phase, on observe une quantité importante de fumée qui commence à descendre et occupe peu à peu le compartiment. Cette production de fumée résulte d'une limitation en oxygène. Ce manque d'oxygène rend ainsi la combustion incomplète et la quantité de gaz imbrûlés importante. On a donc une combustion moins importante qui entraîne la décroissance du débit calorifique.

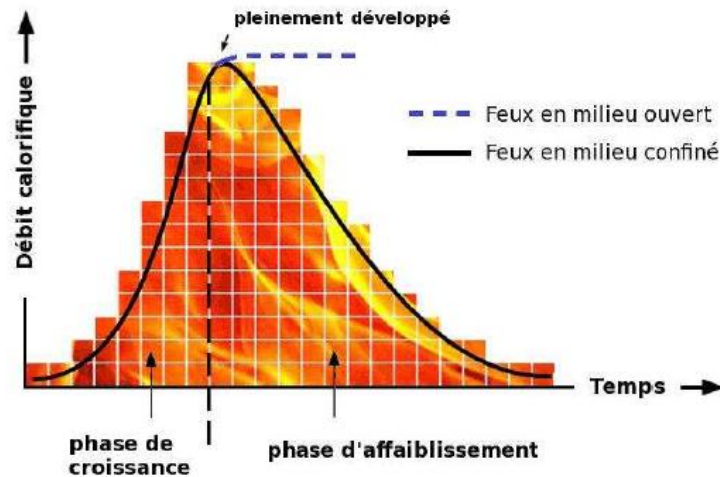


Figure 1.15 : Evolution d'un feu en milieu confiné

Dans un milieu clos, la réaction de combustion d'un combustible C_xH_y dépend de la ventilation. On dit donc que la ventilation pilote le régime de combustion et qu'elle a une influence sur cette dernière.

1.3.3 Notion de Richesse soit Rapport Equivalence Globale (REG)

1.3.3.1 Définition :

La richesse peut être définie comme le quotient suivant:

$$\frac{\left(\frac{\text{Quantité de comburant}}{\text{Quantité de combustible}} \right) \text{mélange stoechiométrique}}{\left(\frac{\text{Quantité de comburant}}{\text{Quantité de combustible}} \right) \text{mélange étudié}}$$

Le comburant est le plus souvent de l'oxygène O_2 ou de l'air ambiant. La richesse est également appelée rapport équivalence global (REG) ou degré de ventilation noté ϕ_g . On trouve bien sûr la même richesse que la quantité du mélange étudié soit mesurée par la masse ou par le nombre de moles. Dans la présente étude, elle est obtenue par le rapport entre le débit massique du combustible et le débit massique d'air consommé par le feu, normalisé par le rapport stœchiométrique r :

$$\phi = \frac{r}{\frac{\dot{m}_{O_2}}{\dot{m}_{comb}}} \quad (1.21)$$

$$\text{Où } r = \left(\frac{\dot{m}_{O_2}}{\dot{m}_{comb}} \right)_{stoe}$$

En effet, la richesse ϕ_g est un nombre adimensionnel qui vaut 1 lorsque le mélange étudié est à la stœchiométrie.

Lorsque ϕ_g est supérieure à 1, le régime de combustion est considéré comme sous-ventilé et le mélange comme riche en combustible. Le régime de combustion est limité par le comburant. La combustion d'un tel mélange est incomplète et conduit fatalement à la production de gaz imbrûlés.

Inversement lorsque ϕ_g est inférieur à 1, le régime de combustion est considéré comme sur-ventilé et le mélange est considéré comme pauvre. Le régime de combustion est limité par le combustible. Dans un tel mélange, la combustion est considérée comme complète. Les produits de combustion sont alors le dioxyde de carbone et l'eau avec une quantité d'imbrûlés quasi-nulle.

a) Détermination de la richesse par débit massique du mélange

En utilisant l'équation (19) et en choisissant l'oxygène comme comburant, on aura $\phi = \frac{r}{\frac{\dot{m}_{O_2}}{\dot{m}_{comb}}}$

Avec $\dot{m}_{O_2} = 0,23.\dot{m}_{air}$ où $\dot{m}_{air} = \rho_{air}.q_v$ avec ρ_{air} la masse volumique de l'air, q_v le débit volumique de l'air et $r = \left(\frac{\dot{m}_{O_2}}{\dot{m}_{comb}} \right)_{stoe}$

La détermination de r nécessite la connaissance de la réaction de combustion à la stœchiométrie. En considérant un combustible C_xH_y , on aura comme équation de combustion dans l'oxygène :



$$\text{On aura donc } r = \left(\frac{\dot{m}_{O_2}}{\dot{m}_{comb}} \right) = \left(\frac{m_{O_2}}{m_{C_xH_y}} \right) = \left(\frac{n_{O_2}.M_{O_2}}{n_{C_xH_y}.M_{C_xH_y}} \right) = \left(\frac{\left(x + \frac{y}{4}\right).M_{O_2}}{M_{C_xH_y}} \right) = \left(\frac{\left(x + \frac{y}{4}\right).32}{(12.x + y)} \right) \quad (1.23)$$

Par conséquent l'équation (1.21) deviendra :

$$\phi = \frac{\left(\frac{\left(x + \frac{y}{4}\right).32}{(12.x + y)} \right)}{\frac{0,23.\rho_{air}.q_v}{\dot{m}_{comb}}} \quad (1.24)$$

Pendant la combustion le débit massique du combustible \dot{m}_{comb} varie au cours du temps et également le débit volumique de l'air, donc la richesse va également varier au cours du temps.

b) Production des imbrûlés en fonction de la richesse

Plusieurs travaux d'auteurs différents ont permis d'avoir une vue d'ensemble sur les évolutions des concentrations et des rendements massiques de plusieurs espèces comme le dioxygène, le dioxyde de carbone et le monoxyde de carbone. La plupart de ces travaux ont été inventorié par Pitts (1995).

Dans les travaux de Beyler (1986) et de Cetegen (1982), ils montrent que le monoxyde de carbone apparaît respectivement à partir de $\phi = 0,5$ et $\phi = 0,6$. Par contre les autres espèces générées lors de la combustion incomplète notamment l'hydrogène et les hydrocarbures totaux n'apparaissent qu'à partir de $\phi = 1$. Ils ont mis également en évidence une croissance rapide de la concentration du monoxyde de carbone à partir de $\phi > 0,5$ pour atteindre une concentration plus importante et quasi-constante en régime sous-ventilé. Pour obtenir ces résultats, ces auteurs ont utilisé comme combustibles : le propane, le propène, le toluène, le méthanol, l'éthanol, l'isopropanol et l'acétone. Ils ont réalisé leurs essais de feux sous hotte en utilisant un brûleur.

D'autres auteurs comme Toner et al. (1987), ont effectué des essais avec un brûleur et du gaz naturel en utilisant un système de chromatographie pour mesurer les espèces chimiques suivantes : méthane, l'oxygène, dioxyde de carbone, monoxyde de carbone et hydrogène. De l'analyse de ces informations, ils ont montré que :

- Pour $\phi < 1$, un seul gaz imbrûlé est présent, il s'agit du monoxyde de carbone. Sa concentration est négligeable pour $\phi < 0,5$, mais augmente significativement à partir de $\phi > 0,5$.
- Pour $\phi > 1$, il y a apparition d'hydrogène et de méthane et la concentration en oxygène est quasi-nulle.

Ces résultats sont en accord avec les conclusions de Beyler (1986) et celles faites durant les travaux de Lassus (2014-2016) (Figures 1.16). Les mêmes conclusions et observations ont été faites dans le cadre des feux au sein d'un local. En effet, plusieurs auteurs comme Gottuk (1992), ont étudié l'influence du degré de ventilation sur la production des gaz imbrûlés. Ses essais étaient effectués dans un compartiment confiné-ventilé où l'air était directement injecté au niveau de la surface du foyer, ce qui leur permettait de calculer avec précision la richesse du milieu. Durant ses travaux, Gottuk (1992) a montré que la production de monoxyde de carbone dépend fortement du degré de ventilation. Lassus (2014-2016) a également établi une relation empirique permettant de déterminer la concentration de monoxyde de carbone en fonction de la consommation en oxygène illustré sur le figure 1.17 pour les feux d'heptane et sur la figure 1.18 pour les feux de dodécane.

De l'analyse des travaux sous hotte de Beyler (1982) et ceux de Gottuk (1992), on observe une évolution semblable du rendement normalisé du monoxyde de carbone f_{CO} (cf. figure 1.19). On retrouve également ces mêmes conclusions dans les travaux de Bryner (1994) et Wieczorek (2003). Malgré le fait que peu d'auteurs présentent le rendement normalisé en monoxyde de carbone dans les ouvrages scientifiques, le rendement en monoxyde de carbone de carbone Y_{CO} le plus utilisé dans la communauté scientifique, possède une évolution similaire (cf. figure 1.20). Donc l'évolution du rendement normalisé ou non est influencée par le degré de ventilation.

En somme, l'évolution de la concentration du monoxyde de carbone en fonction du degré de ventilation est la même pour l'ensemble des résultats dans la littérature. Elle est quasi-nulle pour un degré de ventilation inférieur à 0,5, et croît au-delà. Cela est observé dans les résultats de feux sous hotte de Beyler (1986), de Cetegen (1982) et des travaux de feux au sein d'un local de Gottuk (1992).

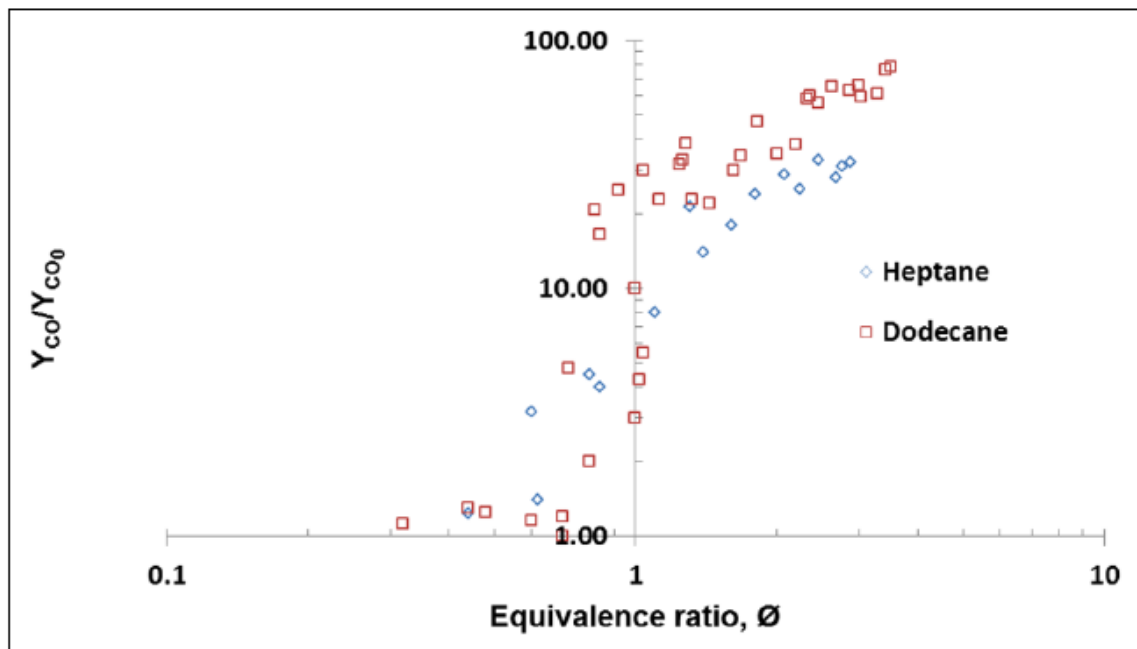


Figure 1.16 : Évolution du rendement en monoxyde de carbone en fonction de la richesse, Lassus (2016).

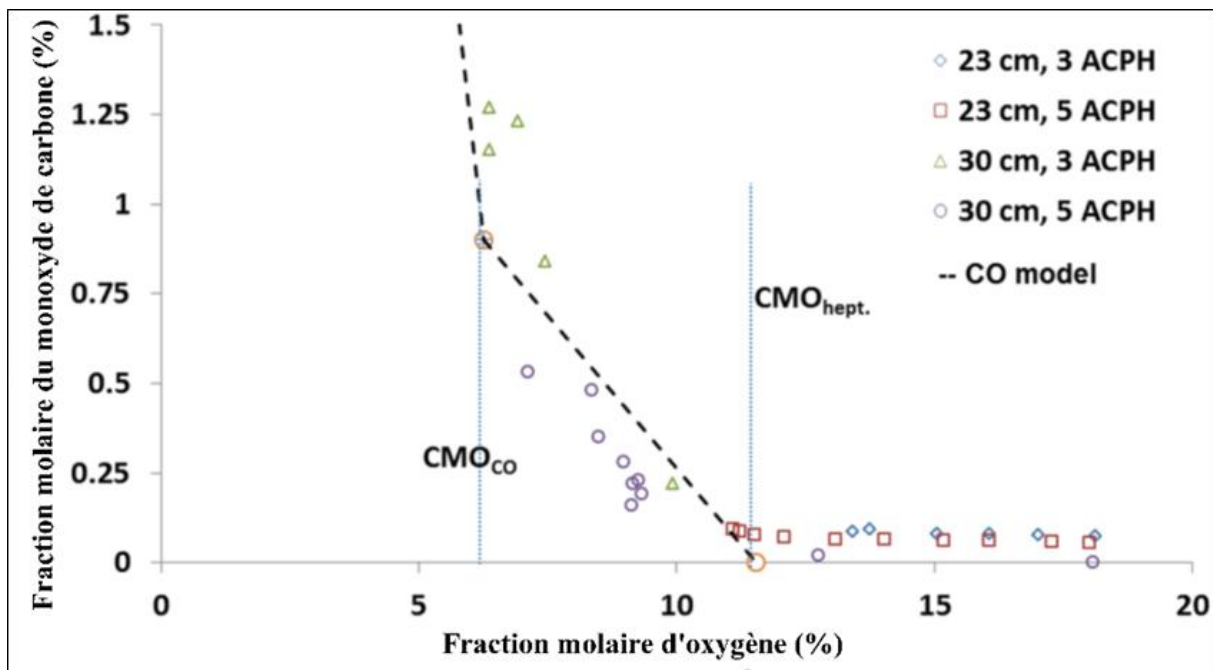


Figure 1.17 : Evolution du monoxyde de carbone en fonction de l'oxygène pour des feux d'heptane tiré de Lassus (2016).

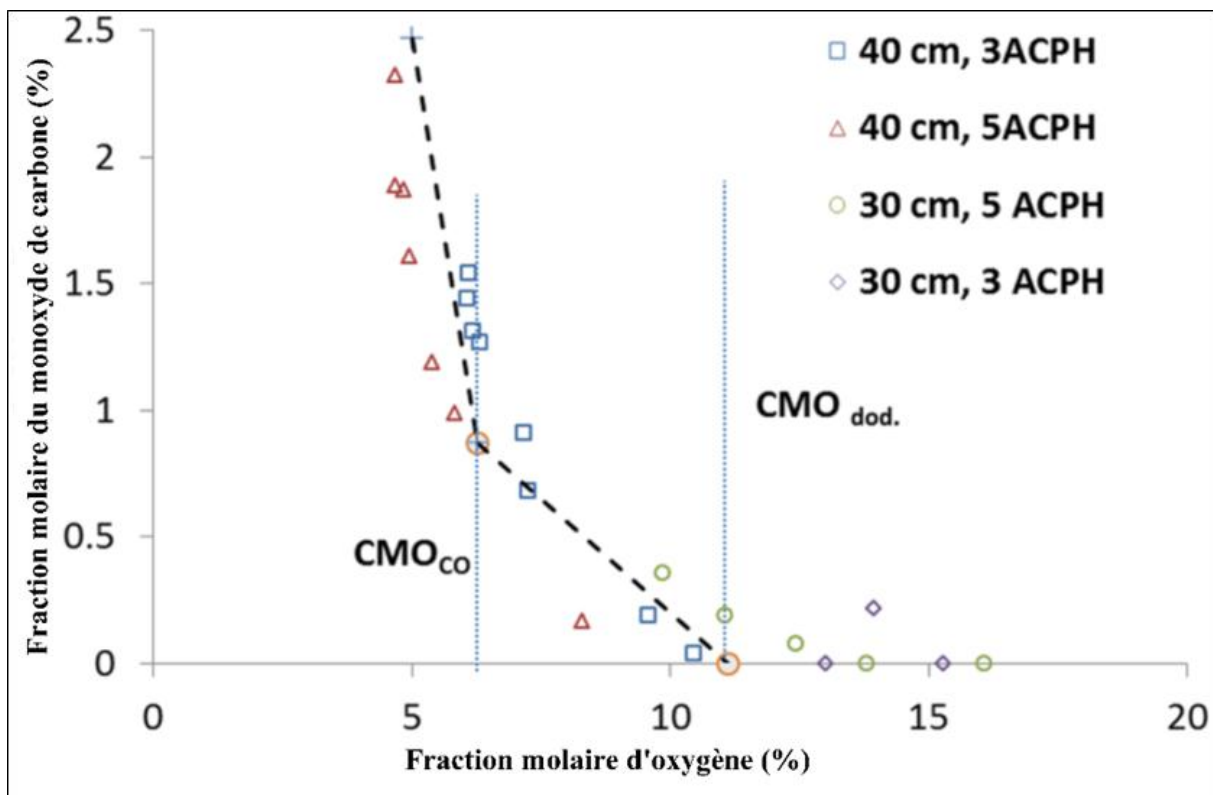


Figure 1.18 : Evolution du monoxyde de carbone en fonction de l'oxygène pour des feux de dodécane tiré de Lassus (2016).

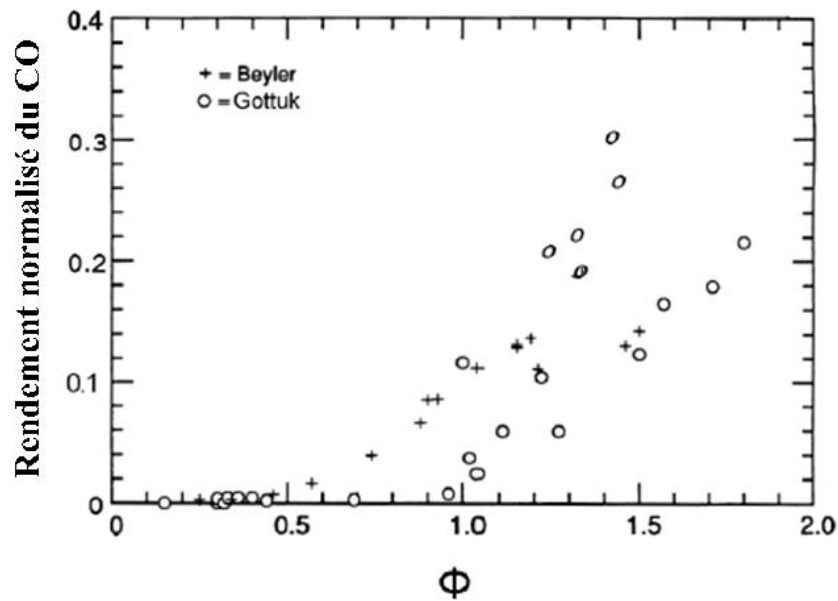


Figure 1.19 : Rendement normalisé du monoxyde de carbone en fonction du degré de ventilation pour un feu d'hexane, Gottuk (1992)

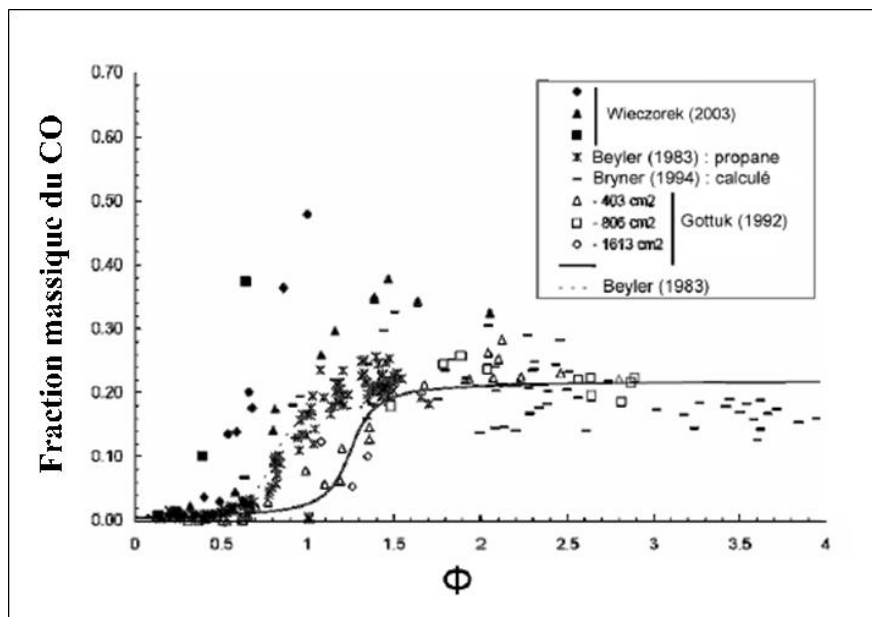


Figure 1.20 : Fraction massique du monoxyde de carbone en fonction du degré de ventilation pour un feu d'hexane, Wieczorek (2003).

En conclusion, le régime de ventilation caractérisé par le rapport d'équivalence global d'un local a une influence directe sur le régime de combustion d'un feu. En effet, pour un même approvisionnement en oxygène, on peut avoir la présence, soit d'un feu bien ventilé soit d'un feu sous ventilé. Un feu est dit sous ventilé lorsque le débit calorifique de ce dernier atteint une amplitude pour lequel la quantité d'oxygène ne peut subvenir. Au cours d'un tel feu, durant les premiers instants, le feu consomme

l'oxygène présent dans le local. Lorsque cet oxygène est complètement consommé, le comportement du feu dépend de l'oxygène provenant de la ventilation. Si le débit de ventilation n'est pas suffisant pour approvisionner correctement le foyer, la puissance du feu décroît pour se caler au régime de ventilation. Lorsque le manque d'oxygène devient de plus en plus important, apparaît, en plus des gaz de combustion, la présence des gaz imbrûlés. Ces gaz représentent le paramètre jouant directement sur le risque de propagation de flamme en milieu confiné.

1.3.4 Effet de confinement

1.3.4.1 Influence de l'échelle

En comparaison avec un milieu libre, un milieu confiné présente des frontières, ces dernières vont influencer le débit calorifique. En effet, plus le volume est petit, plus le rayonnement des parois sur la surface du combustible est considérable. Ce phénomène dépendrait donc de l'effet du rayonnement thermique externe qui pourrait avoir un effet significatif sur le débit massique de pyrolyse dans certaines configurations. Dans le cas contraire, plus le volume du local est important, plus les effets du rayonnement peuvent être négligés. Et donc, dans une atmosphère libre ou dans un local de grand volume, le flux radiatif externe peut être négligé. Afin de pallier ce genre de problème entre grande échelle et petite échelle, des lois de similitudes ont été établies assurant ainsi une similarité au niveau des résultats sur l'ensemble des tests expérimentaux.

1.3.4.2 Influence du rayonnement extérieur sur le débit de combustion

L'une des caractéristiques d'un milieu clos est la délimitation de ses frontières par un volume fini. Au cours d'un incendie dans un local, le feu émet des rayonnements thermiques qui sont rayonnés par les parois, et produit également des gaz chauds qui en font de même. L'effet du rayonnement résultant des gaz chauds et par les parois du local, a été reconnu comme un mécanisme important conduisant à un flux thermique supplémentaire contribuant à la dégradation du combustible en gaz de pyrolyse. En effet, le dimensionnement d'un local a une influence sur le débit de pyrolyse d'un combustible et donc de la vitesse de combustion de celui-ci. Les résultats des travaux de Takeda et al. (1981) ont mis en évidence l'influence du confinement du local sur l'évolution du débit massique du méthanol. Ils ont remarqué que ce-dernier est 7,2 fois plus important que celui d'un feu en atmosphère libre. La même observation a été faite au cours des travaux de Fleischman et al. (1997) en effectuant des essais de feux d'heptane. Ils ont remarqué que le rayonnement thermique externe a un effet significatif sur le débit massique de pyrolyse dans certaines configurations, mais que celui-ci peut être négligé dans un environnement libre ou dans un compartiment de grand volume.

1.3.4.3 Feu en milieu confiné suffisamment ventilé

On appelle milieu confiné bien ventilé, un environnement présentant une ou plusieurs ouvertures permettant un approvisionnement permanent d'air frais. Au cours d'un incendie dans un tel local, si le feu est bien alimenté en oxygène, le comportement du débit calorifique sera semblable à celui observé en milieu ouvert pour un feu de liquide ou de solide (figure 1.21). La différence entre un milieu ouvert et un milieu confiné bien ventilé se trouve au niveau du volume. En effet, un milieu confiné est délimité par des frontières lui conférant ainsi un volume fini, alors qu'un milieu ouvert n'a aucune frontière (volume infini). En début d'incendie en milieu clos, les flux radiatifs émis par les gaz chauds et les parois du local sont le plus souvent négligeables devant celui du feu. Dans ces conditions, le débit calorifique surfacique est sensiblement égal à celui du feu en milieu ouvert. Ainsi, pour un volume confiné suffisamment oxygéné l'évolution du débit calorifique du feu est similaire à celle d'un feu en milieu ouvert. Mais, lorsque l'incendie s'est pleinement développé, les flux de chaleurs radiatifs émis par les gaz chauds et les parois ne sont plus négligeables. On observe une modification des valeurs du débit calorifique entre un feu en milieu ouvert et un feu en milieu confiné (figure 1.21). En effet, on remarque que le débit calorifique est légèrement plus important lorsque le feu est en milieu confiné. Cela justifie l'effet du confinement sur le débit calorifique et donc le comportement du feu.

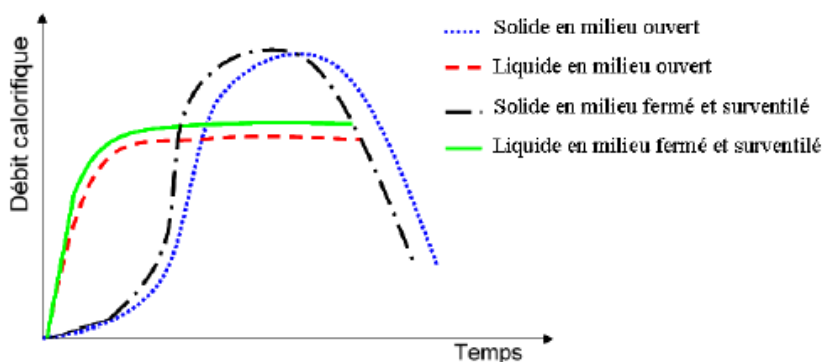


Figure 1.21 : Comportement d'un feu en milieu fermé et surventilé

1.3.4.4 Feu en milieu confiné sous ventilé

Pour un même milieu confiné ventilé, on peut avoir soit un feu bien ventilé soit un feu sous ventilé. En effet, si le débit calorifique est trop important, malgré le régime de ventilation présent dans le local, le feu peut manquer d'oxygène. On dit alors qu'il est sous ventilé. Pour des feux sous ventilés de liquide et de solide, les évolutions des débits calorifiques sont similaires (cf. Figure 1.22), on remarque néanmoins une pente initiale plus importante pour un feu de liquide. Cela est dû au fait que le combustible liquide brûle plus vite que le combustible solide.

Lors d'un feu sous ventilé, le débit calorifique passe par une période de croissance pour atteindre un pic maximal. Lorsqu'il y a un défaut d'oxygène, le débit décroît jusqu'à un palier, plus faible, et se stabilise en fonction de l'amenée d'oxygène de la ventilation. Le feu peut ainsi continuer à brûler jusqu'à son extinction par manque de combustible. Dans un tel feu, il y a production d'imbrûlés en quantité souvent importante.

De plus Nasr et al. (2013) a également mis en évidence les effets du confinement sur le débit de combustion et des flux de chaleur reçus par la surface du foyer. Ce dernier, grâce à un procédé laborieux a séparé les effets du flux de chaleur rayonnante de la flamme et ceux de la rétroaction de la chaleur externe à la surface du combustible. Il a pu déterminer le bilan énergétique à la surface du feu à l'aide de mesures de flux de chaleur situé en dessous du combustible. Pour cela, il a pu établir une corrélation qui permet de déterminer l'élévation de la température du panache en fonction de la puissance. Cela lui a permis de mettre en évidence une diminution du débit de pyrolyse du combustible, de la température de la flamme et des flux de chaleur reçus à la surface du foyer lorsque la concentration d'oxygène mesurée à proximité du foyer diminuait. Il a également observé que la fraction rayonnante de la flamme présente un comportement similaire, tandis que la fraction convective des flux de chaleur augmente lorsque la concentration d'oxygène diminue.

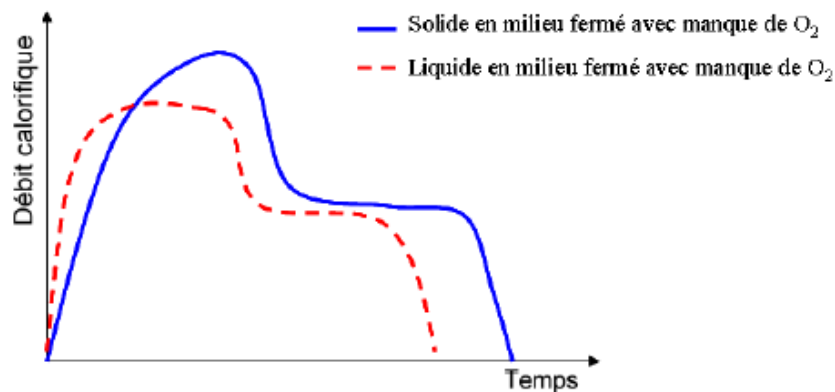


Figure 1.22 : Comportement d'un feu en milieu fermé avec manque d'oxygène

1.3.4.5 Influence de la dynamique d'un feu sur la pression d'un local

La plupart des installations comme celles rencontrées dans le monde du nucléaire et de l'industrie se composent généralement d'un système de ventilation équipé d'un ensemble d'équipements permettant la purification de l'air. Parmi les différents équipements, on peut trouver un système de barrières coupe-feu (portes coupe-feu, clapets coupe-feu, etc.) qui visent à limiter la propagation du feu de la zone où il y a l'incendie vers une zone adjacente. Le réseau de ventilation, lui, assure un confinement dynamique afin d'empêcher la libération potentielle de matières dangereuses vers l'extérieur. Le confinement dynamique consiste à appliquer une différence de pression négative entre une zone en

amont et une zone en aval à travers l'ensemble de compartiments présents dans l'installation, puis des conduits et des filtres, jusqu'aux ventilateurs du réseau de ventilation. Feng Jiang et al. (2002) a montré que la mise en place de ce confinement dynamique empêche les matières dangereuses susceptibles d'agresser l'environnement de fuir hors de l'installation. On peut également trouver ce type de configuration dans le Nuclear Air Cleaning Handbook (2003), d'où son intérêt pour les installations nucléaires et autres.

Les travaux de H. Prétrel et al. (2001,2012) ont montré que durant un feu, l'état de confinement peut s'avérer être perturbé par la variation de pression induite par l'incendie. En effet, lors d'un feu en milieu confiné sous ventilé, la phase de croissance du feu, ainsi que la phase d'extinction peut induire une augmentation importante de la pression dans l'enceinte (Figure 1.23). L'ampleur de ces pics de pression dépend de la vitesse de libération de la chaleur du feu, du système de ventilation et des caractéristiques thermiques et géométriques du compartiment en feu. Zukovski (1994) a montré quant à lui que, pour des configurations avec des ouvertures assez grandes, la variation de pression reste faible et n'est donc pas considérée comme un danger majeur sur l'état de confinement. Concernant les installations étanches avec présences de fuites et munies d'un réseau de ventilation, les incendies dans ces dernières peuvent induire des variations de pression importantes. Cela est mis en évidence par les travaux de H. Prétrel et al. (2001,2012). Ces effets de pression peuvent impliquer une perte du confinement dynamique de deux manières possibles :

- La perte du confinement dynamique se produit lorsque la pression interne au compartiment en aval est supérieure à la pression de celui en amont (les gaz présents dans le local en feu peuvent s'échapper à travers les fuites dans les pièces adjacentes ou à l'extérieur). Cela peut se produire au cours de la phase de croissance du feu.
- L'autre cas spécifie la perte du confinement dynamique lorsque la pression interne au compartiment en aval est inférieure à la pression de celui en amont (l'air frais dans l'autre compartiment alimente le compartiment en feu). Ce cas de figure est observé dans la phase d'extinction du feu. Il peut y avoir également la possibilité d'un endommagement mécanique des dispositifs de sécurité installés dans le réseau de ventilation (filtres, clapets coupe-feu, etc.) ou dans le compartiment lui-même (portes coupe-feu, par exemple) entraînant également un approvisionnement en air frais dans le compartiment en feu.

La problématique d'un feu en milieu confiné reste un enjeu important dans la communauté de la sécurité incendie en raison de l'interaction entre le feu et les propriétés physiques du local. En effet, un incendie en milieu confiné se caractérise par des mouvements spécifiques de fumée (jet de fumée au plafond, remplissage du local par la fumée, stratification de la fumée et faible débit de la ventilation), par un régime de combustion spécifique (combustion contrôlée par la ventilation et par l'effet du

rayonnement des parois) et par des risques d'accidents thermiques dus à la dynamique du feu notamment le flashover et le backdraft. La variation de pression dans le local est reliée au couplage entre la dynamique du feu et le fonctionnement des équipements de l'installation de l'enceinte confinée.

Des premiers travaux sur l'étude de variations de pression lors d'un incendie dans un compartiment confiné ont été réalisés par Rehm et Baum (1978), Rehm et Forney (1992) et Quintiere (1989), ce dernier ayant mené une étude théorique approfondie. Dans leurs études, ils ont considéré un ensemble de scénarios mettant en contact une ou deux compartiments avec le milieu extérieur à travers une ouverture assurant une ventilation naturelle, à savoir un orifice horizontal au plafond ou deux orifices (un en haut et un en bas). D'autres travaux ont été menés par Hagglung et al. (1996) pour étudier la configuration où le compartiment en feu est complètement fermé. Ils voulaient déterminer les conditions dans lesquelles une fenêtre pourrait être rompue par l'effet de la pression ce qui s'assimile au système de contrôle des fumées dans une enceinte confinée et en feu étudié par Heskestad (1992). Ces travaux présentent les cas de figure d'un compartiment avec ventilation naturelle et sans ventilation. Il existe également une autre configuration qui suscite un grand intérêt dans le domaine de la sécurité incendie. Il s'agit d'un incendie dans un compartiment équipé d'un réseau de ventilation forcée. Durant les dix dernières années, un grand nombre d'essais d'incendie à grande échelle ont été menés par H. Prétrel et al. (2001,2012) à l'Institut de Radioprotection et de Sûreté Nucléaire (IRSN) pour étudier les différents types de scénarios d'incendie envisageables. Ces tests ont mis en évidence d'importantes variations de pression qui pourraient endommager des dispositifs de sécurité de type barrières de feu et par la même occasion impliquer des inversions de flux dans le réseau de ventilation. Les résultats de ces différents essais ont montré que la variation temporelle de la pression suit un modèle de comportement typique caractérisé par un pic de surpression à l'allumage du feu et un pic de dépression à l'extinction de la flamme (Figure 1.23). Lassus (2009) a également observé la même allure de la pression au cours de ses tests durant ses travaux expérimentaux. L'ampleur de ces pics de pression dépend principalement de la vitesse de libération de la chaleur du feu, des caractéristiques du réseau de ventilation (pertes de charges des différents tronçons du circuit de ventilation), des caractéristiques thermiques des conduites et de l'enceinte (pertes thermiques) et de la géométrie du compartiment en feu.

La variation de la pression, représentative du confinement dynamique d'un local, est un enjeu primordial pour l'évaluation de l'état de confinement d'une installation. Il existe malgré tout très peu de publications dans la littérature relatives à la variation en pression dans un milieu confiné sous ventilé. Récemment, Jonathan Wahlqvist et Patrick van Hees (2013) ont proposé des simulations numériques pour évaluer la variation de pression obtenue lors des tests expérimentaux du projet PRISME effectués dans l'installation DIVA qui se trouve à l'IRSN. On peut également trouver des simulations numériques de Chow et Zou (2009) qui ont évalué la variation de pression obtenue lors de

l'expérience de Hagglung (1996) dans une enceinte fermée sans ventilation. La présente étude propose des simulations numériques des variations de pression déduites des essais des travaux expérimentaux de Lassus (2009).

H. Prétrel et al. (2001,2012) ont montré à travers une description théorique que la variation de pression résulte d'une combinaison de trois paramètres : la taille du feu, les caractéristiques de ventilation et les caractéristiques géométriques du local. En effet, a remarqué Lassus (2009), les principaux paramètres qui modifient la pression sont la variation du débit calorifique en fonction du temps (en particulier lors de l'allumage et de l'extinction), les caractéristiques géométriques du compartiment et l'ensemble des résistances à l'écoulement d'air des différentes branches du système de ventilation (pertes de charges). H. Prétrel et al. (2001,2012) ont montré à travers plusieurs tests qu'il ne faut pas nécessairement une importante puissance du feu pour conduire à un niveau important d'augmentation de la pression. En effet, une faible puissance du feu dans une enceinte isolée thermiquement reliée à un réseau de ventilation avec des valeurs élevées de pertes de charges peut donner une augmentation de la pression élevée. D'autre part, une forte puissance du feu dans une enceinte métallique (taux élevé de pertes thermiques) équipée d'une ventilation avec pertes de charges peut ne donner aucune augmentation significative de la pression. Ainsi, au cours d'un feu dans un local confiné ventilé mécaniquement, les pics de pressions peuvent avoir différentes amplitudes pour une même allure du comportement de la pression (figure 1.23).

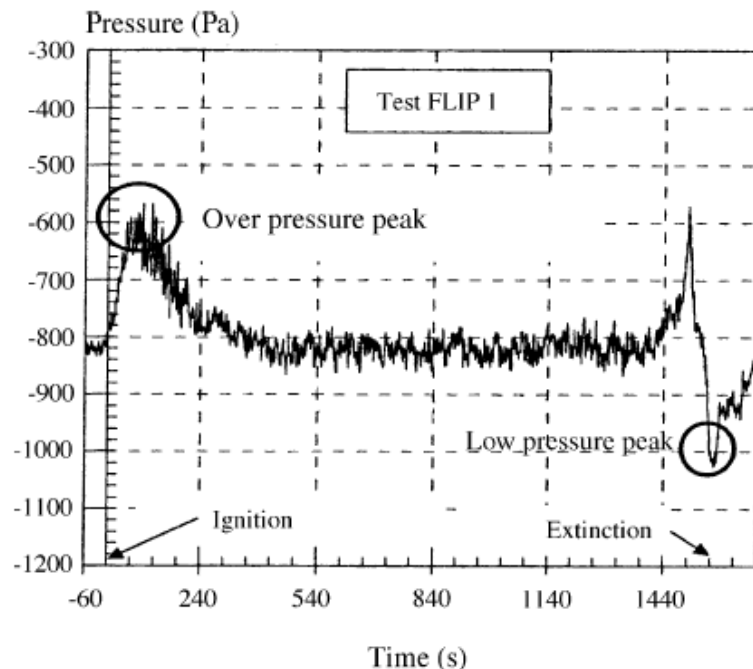


Figure 1.23 : Evolution temporelle de la pression d'un feu dans un local confiné, tiré de H. Prétrel et al. (2005)

1.4 Phénomènes de combustion rapide

Lors d'un incendie dans un environnement clos et pauvre en oxygène, la combustion est incomplète. Lors de la dégradation thermique du combustible, ces conditions favorisent ainsi une production de gaz imbrûlés qui se répartissent dans le milieu, engendrant des mélanges gazeux susceptibles de s'enflammer. En effet, durant la dispersion de ces gaz imbrûlés dans l'ensemble du milieu, il y a des zones dont la concentration atteint la concentration minimale pour laquelle le mélange gazeux est susceptible de s'enflammer en présence d'une source d'énergie. Cette concentration minimale s'identifie à la LII. Pour des milieux clos sous-ventilés, ces mélanges gazeux se retrouvent la plupart du temps dans les fumées. L'inflammation de ces résidus gazeux peut donc entraîner une inflammation de fumée.

Ce phénomène d'inflammation rapide des mélanges gazeux ou phénomène de combustion rapide peut survenir de deux manières :

- Par l'inflammation soudaine d'une atmosphère confinée, saturée de gaz imbrûlés et de particules de graphite (suie), sous l'effet d'un apport d'oxygène extérieur ; ce phénomène s'appelle en anglais backdraught (Grande Bretagne) ou backdraft (États Unis) ;
- Par l'inflammation soudaine d'une fumée mélangée à de l'air sous l'effet d'une énergie d'activation (chaleur, étincelle) ; ce phénomène s'appelle smoke explosion en anglais, et il peut survenir plusieurs heures après l'extinction proprement dite, par exemple pendant le déblai.

Dans la littérature, le phénomène de backdraft est encore confondu avec d'autres processus de flamme de propagation rapide tels que les explosions de fumée ou le flashover. En raison de cette confusion, cette partie tentera de clarifier ce qu'est un backdraft afin d'établir une différence entre celui-ci, le flashover et l'explosion de fumées. Ce qui nous permettra par la suite d'identifier le phénomène présent dans notre configuration.

1.4.1 Flash-over

L'Embrasement Généralisé Eclair (EGE), ou flash-Over en anglais, est un phénomène thermique qui s'identifie par une phase du développement d'un feu dans un local semi-ouvert. En effet, un tel local permet, d'une part une accumulation de chaleur et d'autre part une alimentation convenable de l'incendie en oxygène (contrairement à l'explosion de fumées et/ou au backdraft, le flash-Over ne se produit pas du fait d'un afflux soudain d'air). La Figure 1.24 présente un essai où le flash-Over est observé avec un embrasement généralisé dans une chambre d'essais.



Figure 1.24 : Embrassement généralisé éclair d'une chambre d'essais : Flash-Over

En effet, lors d'un incendie dans un local semi-ouvert, la chaleur décompose les matériaux (bois, plastiques, tissus...) en gaz inflammables : c'est la pyrolyse. Ces gaz peuvent soit brûler tout de suite et alimenter le feu (feu classique), soit s'accumuler dans le local. Si l'air rentre régulièrement dans la pièce à travers une ouverture, on peut avoir, à partir d'un certain taux gaz/air (combustible/comburant), une inflammation de tout le nuage de gaz ; et brutalement, alors que l'incendie était localisé dans la pièce, celle-ci se met à brûler dans son intégralité. Ce n'est pas le feu qui progresse de proche en proche, mais tous les objets, et même l'atmosphère du local chargée en imbrûlés, qui s'embrasent brusquement. Le feu occupe alors littéralement tout l'espace, c'est l'embrassement généralisé éclair. C'est un phénomène très redouté des sapeurs-pompiers.

1.4.2 Explosion de fumées

Contrairement au backdraft, l'explosion de fumées n'affecte pas directement le local où se trouve le feu. Ce phénomène se caractérise par la propagation de fumée riche en gaz chauds imbrûlés de la pièce en feu vers une pièce qui ne présentait aucune présence d'incendie. En effet, lorsque la fumée chargée en gaz chauds imbrûlés sort du volume en feu et arrive dans un autre compartiment, elle se mélange avec l'air présent dans ce local. Si les conditions d'inflammabilité sont atteintes, ce mélange air-fumée s'allume, une augmentation brutale de la pression se produit et entraîne alors une explosion. Le backdraft et l'explosion de fumée sont provoqués dans des conditions différentes. Le backdraft se produit dans un compartiment où la condition de ventilation change tandis que l'explosion de fumées se produit dans une zone adjacente au compartiment qui brûle.

Dans le cadre du travail de Lassus (2009,2016), le risque d'inflammation des gaz imbrûlés au niveau du réseau de ventilation d'un local confiné a été étudié. En effet, au cours d'un incendie en milieu confiné sous ventilé, il y a production de gaz imbrûlés dans le local. Ces gaz imbrûlés s'accumulent et se propagent à travers les fumées dans le système de ventilation. L'inflammation des gaz imbrûlés est alors assimilée à l'inflammation des fumées. Lassus (2009,2016), a étudié deux cas de figure envisageables d'inflammation de ces fumées :

- Le cas de fumées mélangées à l'air s'enflammant sous l'effet d'une énergie d'activation (étincelle) : il s'agit d'une inflammation pilotée. Ce phénomène est appelé explosion de fumées
- Le cas de fumées saturées en mélange gazeux chauds combustibles s'enflammant sous l'effet de la température (auto-inflammation). Ce phénomène est assimilé au backdraft.

Elle a mis en évidence le fait qu'en milieu clos sous ventilé, les gaz imbrûlés présents dans les fumées pouvaient constituer un mélange gazeux inflammable avec l'oxygène. En effet, par un effet de cloisonnement, le mélange gazeux se réchauffe assez facilement, ce qui lui permet de réunir les deux critères d'une auto-inflammation. Elle a donc montré, qu'il était plus facile d'avoir une inflammation des fumées par auto-inflammation que par inflammation pilotée. Cela nous permet de dire que, l'évaluation du risque d'inflammation de fumées riches en gaz imbrûlés en milieu confiné sous-ventilé peut être assimilée à l'évaluation du risque d'un backdraft.

La présente étude est basée sur la même thématique que celle des travaux de Lassus (2009,2016). La différence se situe sur les moyens d'études. En effet, Lassus (2009, 2016) travaillait expérimentalement sur l'étude du risque, alors que le cas présent y fait suite en se reposant sur un travail numérique porté sur l'évaluation du risque d'inflammation de fumées par auto-inflammation. Ce cas ayant de nombreuses similitudes avec un backdraft, il paraît important d'avoir des connaissances sur ce phénomène.

1.4.3 **Backdraft**

Depuis les années 1995, comme le pensaient Bukowski (1995) et Fleischmann (1994), le risque d'apparition du backdraft reste et continue d'être un danger menaçant la sécurité des personnes, en particulier celle des pompiers. Un backdraft peut résulter de l'inflammation des gaz imbrûlés produits en grandes proportions et issus d'une combustion incomplète dans un local confiné sous ventilé. En effet, lorsque ces gaz imbrûlés présents dans les fumées se mélangent à l'air provenant de l'admission et des fuites de la pièce, ils forment un mélange gazeux inflammable. Le mélange peut alors s'enflammer dès qu'il atteint une température critique. Cette inflammation est appelée backdraft.

Avant 1991, le mot backdraft était connu uniquement des pompiers et de quelques chercheurs. Cependant, en 1991, à la suite de la sortie du film appelé «backdraft» produit par Universal Studios, l'expression backdraft est devenue un mot familier. Avant 1991, il y avait déjà beaucoup d'ambiguïtés sur cette notion ; mais depuis la situation est devenue encore plus confuse.

Le backdraft est un phénomène particulier d'incendie qui se déroule souvent à la suite des opérations anti-incendie dans des bâtiments clos et/ou sous-ventilés. La conséquence de ce phénomène est une croissance de la déflagration de l'intensité de l'incendie sous la forme d'une boule de feu. Lorsque cela

se produit, il provoque généralement le décès des pompiers et peut provoquer l'effondrement de la structure.

Le backdraft, parfois appelés à tort « explosions de fumée », a fait sa première apparition dans la littérature en 1914. Ce premier article décrit le backdraft comme une explosion de poussière causée par les particules de carbone dans la fumée.

Depuis 1993, le phénomène backdraft a commencé à être étudié plus en détails. La plupart des travaux ont été réalisés par Fleischmann : "Backdraft Phenomena" en 1993. Il a mené des expériences sur le phénomène de backdraft dans une partie d'un compartiment (1,2 mx 2,4 mx 1,2 m) avec des fenêtres aux extrémités. Deux types de gaz ont été utilisés dans ses expériences: le méthane et le propane. Toutes les expériences menées avec du propane ont entraîné un backdraft. Ce qui met en évidence l'influence du nombre d'atomes de carbone de la molécule d'un combustible sur l'apparition d'un backdraft.

De la multitude des travaux menés sur la compréhension du phénomène « backdraft », aucune définition propre à ce phénomène n'a encore été établie par l'Organisation Internationale de Normalisation (IOS). C'est la raison pour laquelle chaque organisation en rapport avec des incendies a sa propre définition et tente de l'inclure dans le monde de la sécurité incendie. On peut avoir par exemple les définitions suivantes (Gregory E (2007)):

- Selon le FRS (Fire Research Station) : une sous-ventilation dans un compartiment peut provoquer un incendie produisant des proportions significatives de gaz imbrûlés. Si ces gaz non brûlés s'accumulent, l'ouverture de l'admission d'air dans le compartiment peut conduire à une déflagration soudaine, se déplaçant à travers le compartiment et hors de l'ouverture. Cette déflagration est connue sous le nom de backdraft.
- Selon La National Fire Protection Association(NFPA) : le backdraft est une déflagration résultant de l'introduction brusque d'air dans un espace confiné contenant des produits pauvres en oxygène issus d'une combustion incomplète.
- Selon l'IFE (Institution of Fire Engineers) : le backdraft est une explosion qui est provoquée par la pénétration de l'air frais provenant de n'importe quelle ouverture dans un immeuble en feu où la combustion a lieu avec un manque d'air.
- Selon les auteurs Fleischmann et Pagni (1992), si un local est fermé, les gaz de pyrolyse sont en excès et s'accumulent, prêts à brûler si une ouverture est soudainement créée. Ce qui peut se produire par exemple, si une fenêtre se brise seule ou par des pompiers lors de leur intervention. Ainsi à travers l'ouverture créée, un écoulement d'air frais pénètre dans le local et se mélange avec les gaz de pyrolyse en formant un mélange inflammable qui peut être enflammé de nombreuses façons.

- Selon Quintiere et Karlsson (1999) : l'effet de sous-ventilation au cours d'un feu en milieu confiné peut conduire à la production d'une importante quantité de gaz imbrûlés. Par la présence d'une ouverture, l'air entrant peut se mélanger avec ces gaz imbrûlés, formant un mélange gazeux combustible dans le milieu. En présence d'une source d'inflammation, comme une braise, ce mélange gazeux peut s'enflammer. La combustion entraîne rapidement les gaz à travers l'ouverture et provoque une boule de feu vers l'extérieur du local.

Il existe en effet beaucoup de définitions sur l'apparition soudaine de ce phénomène, mais il n'empêche qu'il est plus important de comprendre le processus et/ou les paramètres qui conduisent à un backdraft, ainsi que de pouvoir identifier toutes les fonctionnalités incluses dans celui-ci. Une liste des phases caractéristiques permettant d'identifier ce phénomène est présentée ci-dessous par :

- ✓ Le développement d'un incendie en situation de ventilation contrôlée ;
- ✓ Une accumulation importante de gaz imbrûlés dans le compartiment en feu ;
- ✓ Un mélange entre les gaz chauds combustibles accumulés dans le compartiment avec un apport extérieur d'air frais ;
- ✓ Une inflammation du mélange gazeux inflammable en présence d'une source d'énergie ;
- ✓ Une déflagration à l'intérieur du compartiment ;
- ✓ Une boule de feu éjectée à l'extérieur du compartiment.

On retrouve plusieurs définitions de ce phénomène dans la littérature. Dans notre étude, on considèrera le backdraft comme l'inflammation par auto-inflammation de gaz chauds imbrûlés mélangés à de l'oxygène au niveau du système de ventilation. Ces gaz étant les produits d'une dégradation thermique du combustible due à une combustion incomplète, ils vont s'accumuler dans le compartiment en grande quantité atteignant une concentration critique minimale (LII) dans l'air. Dans le cas d'un mélange trop riche et en présence d'une ouverture dans un local, par exemple la gaine de dilution ou la gaine d'admission dans notre cas, un apport en air frais vient se mélanger avec les gaz imbrûlés et pourra générer un mélange gazeux inflammable. Ce mélange s'enflammera spontanément si sa température et sa concentration sont plus élevées que la température d'auto-inflammation et la limite inférieure d'inflammabilité. La combustion de ce mélange s'identifie à une auto-inflammation, et conduit à une déflagration. La Figure 25 présente un essai où le backdraft est observé avec la formation d'une boule de feu.



Figure 25 : Déflagration d'un backdraft dans un conteneur d'expédition: boule de feu.

Peu de recherches ont été faites sur le backdraft. Fleischmann (1994,1999) a mené des expériences dans un compartiment à échelle un demi qui était constitué de deux entrées d'air en utilisant le méthane comme combustible. Il y a eu également des expériences à pleine échelle, menées par Bolliger (1995) afin de mettre en évidence l'effet de l'échelle du compartiment; les résultats ont été comparés avec les travaux de Fleischmann (1994) et des similarités en ont été déduites. Il y a eu également Gojkovic (2001) qui a utilisé quant à lui du gaz naturel comme combustible pour étudier un backdraft dans un compartiment.

Gottuk et al. (1995,1999) ont également mené des travaux sur le backdraft à pleine échelle dans deux compartiments différents pour améliorer les techniques de lutte contre l'incendie dans la marine. Ces compartiments ont permis de modéliser un navire naval avec les équipements qu'on pourrait y retrouver. Ainsi, au cours de ces différents essais, il a utilisé un des deux compartiments comme un local en feu. Il y a mené plusieurs scénarios afin d'inventorier un ensemble de cas pouvant permettre l'apparition d'un backdraft. Il a équipé l'autre compartiment d'un ensemble d'installation lui permettant de mettre en place différentes conditions de ventilation. Ce dernier était adjacent au compartiment en feu où était étudiée l'apparition d'un backdraft. Cette jonction entre les deux compartiments mettait en évidence l'impact d'un backdraft dans la propagation d'un incendie d'un compartiment à un autre dans un navire. Gottuk et al. (1995,1999) ont également étudié la méthode pour empêcher l'apparition du phénomène du backdraft en utilisant un jet d'eau. En résumé, l'ensemble des essais mentionnés ci-dessus, portent plus sur l'étude du backdraft et des méthodes de lutte contre l'apparition de ce dernier et aucun de ces essais ne prend en compte l'influence du débit d'admission de l'air sur l'apparition de ce phénomène. W.G. Weg et al. (2003,2004) ont étudié l'influence des différentes sections d'entrée d'air sur l'apparition d'un backdraft dans un compartiment à pleine échelle. Durant leurs expérimentations, ils prenaient en compte le débit d'entrée de l'air, la quantité de combustible disponible dans la pièce, et la taille de la section de l'admission de l'air (débit

d'entrée de l'air). Pour chaque test, ils mesuraient la température et les concentrations de $[O_2]$, $[CO_2]$ et $[CO]$ avant l'apparition de backdraft. Ce qui leur a permis d'observer à partir de quelles valeurs critiques de température et de concentrations en gaz, ils observaient l'apparition d'un backdraft. Ils en ont également dégagé l'influence d'un tel phénomène sur le niveau de pression dans le compartiment en feu. Ainsi au travers de ces mesures, ils ont pu observer et identifier les conditions avant l'apparition du backdraft dans le compartiment. Ils ont également identifié les différentes valeurs critiques de températures et de concentrations pour différents débits d'entrée d'air sur l'apparition d'un backdraft et ainsi mesurer l'ampleur de la déflagration. En similitude avec les travaux de Weg et al. (2003,2004), Lassus (2009) a également mené des travaux sur l'apparition d'un backdraft. Durant ses travaux, elle a également étudié l'influence du débit d'entrée d'air sur l'apparition du backdraft. Cela lui a permis de dégager les conditions critiques qui pouvaient conduire à l'apparition de ce phénomène de déflagration. En effet, au cours de ces travaux elle a mis en place un ensemble de scénarios reposant sur différents renouvellements horaires dans l'installation étudiée. Elle a remarqué que le risque était d'autant plus important que le renouvellement horaire présent était petit. Pour les différents renouvellements horaires, elle en a dégagé deux (3 et 5 Renouvellements Horaires) qui étaient susceptible de contribuer à un accident thermique du type backdraft. La notion de Renouvellement Horaire sera explicitée dans le chapitre 4 afin d'avoir une meilleure compréhension. Dans les cas où il y a eu inflammation de fumée, elle a également observé l'influence qu'avait cette inflammation sur l'évolution de la pression. Elle a également mis en place un scénario où, à l'entrée, l'admission d'air était fermée, ce qui a créé la présence d'une dépression plus importante. Cette dépression a une influence sur la quantification de fuites dans un local. On verra par la suite que plus la dépression est importante moins il y a de fuites, et ainsi plus le risque d'inflammation de fumée est grand. L'objectif de la présente étude vise à retrouver, à l'aide de la simulation numérique, les différentes observations faites au cours des travaux de Lassus (2009) pour l'ensemble des scénarios.

1.5 Conclusions

L'étude bibliographique a permis d'avoir des connaissances sur les feux et les conditions d'inflammation de gaz. Elle a également présenté l'influence du confinement sur le comportement d'un feu, tout en définissant l'importance de la ventilation sur la production des gaz imbrûlés et les critères qui permettent de dimensionner un réseau de ventilation.

En effet, l'étude sur les conditions d'inflammation d'un mélange gazeux a montré que cette inflammation n'est possible que de deux manières, notamment par auto-inflammation ou par inflammation pilotée. Dans le but d'évaluer le risque d'inflammation de ces gaz, il apparaît opportun d'avoir connaissance dans un premier temps de la composition du mélange gazeux et dans un second temps de la température de celui-ci dans l'environnement où il se trouve. Ainsi, pour qu'il y ait risque, il faudra avoir dans la quantification du mélange gazeux, une proportion en gaz combustible qui soit

supérieure à la LII du mélange gazeux. Nous avons vu que l'estimation de la LII d'un mélange peut être déterminée en utilisant la loi de Le Chatelier. Pour la plupart des combustibles, la LII est présentée dans le tableau tiré des travaux de V. Babrauskas (2003). Concernant la température du mélange, il faudra qu'elle soit supérieure à la TAI du mélange pour qu'il y ait inflammation. Nous avons vu que la TAI d'un combustible est d'autant plus petite que la longueur de la chaîne carbonée du combustible est grande. Cependant la TAI d'un mélange gazeux n'est pas facile à déterminer, dû au fait qu'elle est sensible à un ensemble de phénomènes présents durant les expérimentations. Par ailleurs, dans notre étude, l'évaluation du risque d'inflammation de fumées riches en gaz imbrûlés à l'aide de la simulation numérique repose sur la mise en évidence de deux possibilités :

- Une possibilité basée sur la connaissance de la composition du mélange en gaz combustible dans le cas d'une inflammation pilotée
- Une possibilité basée sur la connaissance de la composition du mélange en gaz combustible et de la température de celui-ci dans le cas d'une auto-inflammation

En considérant la première possibilité, il faudra déterminer la LII du mélange au niveau du système de ventilation. Pour cela, il faudra premièrement calculer la LII de chacun des combustibles présents dans le mélange en utilisant les lois de Burgess-Wheeler et de Le Châtelier en ne considérant pas la présence des gaz inertes. La LII du mélange déterminé, il ne reste plus qu'à la comparer avec la concentration du mélange gazeux pour évaluer le risque basé sur la première possibilité. Dans le cas de la deuxième possibilité, la température du mélange gazeux dans le réseau de ventilation doit être supérieure à la TAI du mélange. Cependant il n'existe pas de loi permettant de calculer cette TAI. En se mettant dans le cadre de sécurité incendie, la TAI du mélange sera la TAI du gaz combustible ayant la chaîne carbonée la plus longue, c'est-à-dire le combustible ayant la TAI la plus basse. Dans le cadre d'un essai expérimental, il s'agira donc de la TAI du combustible liquide.

Pour qu'il y ait inflammation, il faut la présence de trois éléments essentiels, le gaz combustible, le comburant et l'énergie (triangle du feu). L'absence d'un de ces trois paramètres interrompt directement le processus de combustion. Dans le cadre d'un feu en milieu confiné, lorsque le milieu est riche, l'élément manquant est le comburant. Pour qu'il y ait risque d'inflammation, il faudrait donc, entre autres, que la composition du mélange gazeux ait une concentration en gaz combustible supérieure à la LII du mélange. L'étude sur les feux en milieu confiné ventilé a permis de mettre en évidence les principaux paramètres ayant une influence sur la production des gaz imbrûlés dit gaz de pyrolyse. En effet, des paramètres comme les effets du rayonnement des parois sur le débit de combustion et des conditions de ventilation absents en milieu ouvert, prennent place en milieu confiné. Elle a également permis de connaître les dangereux phénomènes qui découlent de ces risques d'inflammation de gaz imbrûlés en milieu confiné notamment le backdraft et le flashover. La présente étude est basée sur l'évaluation du risque d'inflammation dans un milieu confiné ventilé. Ainsi, pour

évaluer correctement ce risque, il apparaît nécessaire de quantifier correctement la température et la concentration des gaz générés par la combustion. Il s'agit ici d'arriver à simuler la température et la concentration des gaz imbrûlés tels que l'hydrogène, le monoxyde de carbone et les hydrocarbures totaux.

On en déduit des travaux de H. Prétrel et al. (2001,2012) et de Lassus (2009) que le réseau de ventilation assure un confinement dynamique afin d'empêcher la libération potentielle de matières dangereuses vers l'extérieur. Dépendant fortement du niveau de pression dans le compartiment, l'état de confinement peut être perturbé par les variations de pression dans le local. Comme vu précédemment, le niveau de pression peut être modifié lors de l'allumage et de l'extinction du feu. Au cours d'un incendie en milieu confiné sous ventilé, il peut y avoir apparition d'un backdraft par inflammation du mélange gazeux combustible présent dans les fumées. L'apparition de ce dernier peut avoir une influence sur les amplitudes des pics de pression et donc influencer l'état de confinement du local. Comme la variation de pression résulte d'une combinaison de trois paramètres [58], la taille du feu, les caractéristiques de ventilation et les caractéristiques géométriques du local, et que la taille du feu et les caractéristiques géométriques du local représentent des données d'entrées propres à la configuration d'étude, il apparaît important de bien modéliser les caractéristiques de ventilation. En effet, la ventilation est un paramètre clé dans l'effet du confinement sur le comportement d'un feu en milieu clos. L'étude des caractéristiques d'un réseau de ventilation permet de connaître l'ensemble des propriétés d'un réseau hydraulique. Dans un circuit hydraulique, le déplacement d'un fluide se fait avec des pertes d'énergies dues aux frottements des parois et aux accidents géométriques. Ces pertes d'énergies sont assimilées à des pertes de charges : les pertes de charges régulières et singulières. Dans notre étude, la configuration expérimentale comporte un réseau de ventilation. Afin d'être en mesure de reproduire numériquement les écoulements dans l'ensemble de l'installation expérimentale, il faudra déterminer pour chaque tronçon du système de ventilation les différentes pertes de charges qui ralentissent l'écoulement du fluide. Le calcul des coefficients de pertes de charges régulières et singulières se feront en régime permanent. Il s'agira ici de trouver les conditions d'écoulement à froid afin de mettre en place les conditions aux limites dans notre modélisation numérique.

Chapitre 2 : Modèles numériques sur des écoulements réactifs représentatifs aux feux

Depuis plusieurs années, les études menées sur les feux de grandes ou petites échelles reposent sur la résolution des équations de Navier-Stokes. En effet, la plupart des phénomènes présents dans la combustion peuvent être décrits par des équations mathématiques déduites d'approches physiques. Les équations de Navier-Stokes sont obtenues à l'aide des principes physiques de conservation de la masse, de l'énergie et de la quantité de mouvement. En s'appuyant sur ces équations, la résolution mathématique devrait conduire à une solution numérique conforme au phénomène du feu. Cependant, ces équations complexes ne peuvent pas encore être résolues de manière analytique. La seule approche disponible pour le moment est l'approximation numérique de la solution. Pour cela, des hypothèses et des choix doivent alors être considérés afin de calculer la solution avec un temps raisonnable, ce qui nécessairement induit des erreurs sur la solution finale.

Pour ce fait, les outils de modélisation numérique de la dynamique des fluides présentent des caractéristiques adéquates pour la résolution des équations de Navier-Stokes. Par le biais de la résolution de ces équations, ces codes utilisent des approches gourmandes en temps de calcul, ce qui a nécessité l'utilisation de calculateurs comme les clusters. Donc l'utilisation de tels codes pour un ensemble considérable d'études ne pouvaient pas être réalisable dans le passé.

Le code Fire Dynamics Simulator (FDS) utilisé au sein de l'équipe et plus particulièrement dans la communauté incendie, est un logiciel de modélisation de type CFD reposant sur la résolution d'un ensemble de phénomènes représentatifs des écoulements réactifs.

Ce chapitre présente l'ensemble des modèles numériques utilisés dans cette étude afin de modéliser les phénomènes représentatifs des écoulements réactifs et les conditions limites et initiales de notre dispositif expérimental. Parmi les modèles permettant la modélisation des phénomènes représentatifs des écoulements réactifs, nous présenterons les différents modèles de turbulence, d'extinction de la flamme et de combustion. Nous présenterons également le modèle de rayonnement et de l'évaporation d'un combustible liquide. Par la suite, nous présenterons le solveur hydraulique HVAC qui sera utilisé pour modéliser les conditions limites et initiales de notre configuration numérique. Nous présenterons également le fonctionnement général du solveur HVAC et les équations qu'il résout.

Ce chapitre permettra au lecteur d'avoir une appréciation globale sur l'ensemble des modèles numériques utilisés dans cette étude et de comprendre l'intérêt d'avoir un solveur hydraulique couplé à un solveur feu.

2.1 Fire Dynamics Simulator (FDS)

L'étude numérique sur la dynamique d'un feu date depuis l'ère de l'informatique. En effet, les équations fondamentales de conservation qui gouvernent la dynamique du fluide, le transfert thermique et la combustion ont été écrites il y a plus d'un siècle. La résolution de ces équations reposait sur des conditions de combustion de gaz de pré-mélange. Ce qui permettait de se reposer sur un régime d'écoulement laminaire et faciliter ainsi la résolution des équations. Cependant la plupart des incendies sont le résultat de flammes turbulentes. Ainsi, des modèles mathématiques reposant sur la complexité du phénomène de combustion en régime turbulent ont pris place récemment dans la science du feu comme le code de calcul présenté dans ce chapitre.

2.1.1 Présentation générale

Cette section présente les équations de FDS et un aperçu de la discrétisation de ces équations dans FDS. Le but de cette partie est de mettre en évidence les aspects de la méthodologie de la solution qui les rendent pratique pour les simulations de flux thermiques issus d'incendie. Certaines des principales caractéristiques des modèles, dans leur fonctionnement par défaut, sont:

- une simulation des grandes échelles (LES) basée sur un faible nombre de Mach ;
- un modèle de calcul explicite de second ordre pour les termes temporels ;
- un maillage qui peut être structuré et uniforme ou non ;
- une méthode de frontière immergée simple pour le traitement des écoulements à l'interface;
- le modèle de turbulence Deardorff ;
- les constantes turbulentes de Schmidt et Prandtl ;
- la méthode EDC basée sur une chimie infiniment rapide pour une réaction en une seule étape ou plusieurs étapes;
- la résolution de l'équation du transport du rayonnement de gaz dans un milieu gris en utilisant la méthode de volume fini;

Le code de calcul n'est toutefois pas limité à ces modèles simples. En effet, l'utilisateur peut spécifier plusieurs réactions chimiques avec une cinétique finie, un modèle de rayonnement à large bande, et une variété d'autres fonctions spéciales. Une description de ces modèles est plus détaillée dans le Fire Dynamics Simulator Technical Reference (2013).

2.1.2 Equations de conservation

La plupart des codes CFD, comme FDS repose sur la résolution numérique des équations de Navier-Stokes. Le système des équations de Navier-Stokes ne pouvant pas être résolu globalement, une approximation de ces équations est utilisée dans des applications de l'incendie où le nombre de Mach est faible. L'approximation implique le filtrage des ondes acoustiques en permettant une large variation de la température et de la densité (R.G. Rehm et al. (1978)). Cela donne un caractère

elliptique aux équations, conformément aux processus de convection thermique à basse vitesse. Les équations adoptées sont décrites ci-dessous:

✓ Equations de conservation de la masse :

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \text{div}(\rho \vec{u}) = 0 \quad (2.1)$$

Avec ρ , densité du gaz, \vec{u} vecteur vitesse.

✓ Equation de conservation des espèces :

$$\frac{\partial \rho Y_i}{\partial t} + \vec{\nabla} \cdot \rho \vec{u} = \vec{\nabla} \cdot (\rho D)_i \vec{\nabla} Y_i + \dot{w}_i''' \quad (2.2)$$

Avec Y_i la fraction massique de l'espèce chimique i , D_i le coefficient de diffusion de l'espèce chimique i , et w_i la vitesse de production par unité de volume de l'espèce chimique i .

✓ Equation de conservation de la quantité de mouvement :

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \vec{u}) + \text{div}(\partial \vec{u} \otimes \vec{u}) = -\nabla p + \text{div}(\vec{\tau}) + \rho \vec{g} \quad (2.3)$$

Où : $\vec{\tau}$ est le tenseur des contraintes visqueuses :

$$\text{Avec } \tau_{ij} = \mu \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} - \frac{2}{3} \delta_{ij} \frac{\partial u_k}{\partial x_k} \right) \quad (2.4)$$

$$\mu \text{ est la viscosité dynamique et } \delta_{ij} = \begin{cases} 1 & i=j \\ 0 & i \neq j \end{cases}$$

✓ Equation de conservation de l'énergie :

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho h) + \text{div}(\rho \vec{u} h) = \frac{dp}{dt} + \dot{q}''' - \text{div} \dot{q}'' \quad (2.5)$$

Avec h est l'enthalpie sensible, \dot{q}''' est la chaleur dégagée par la combustion par unité de volume et \dot{q}'' représente les flux de chaleur conductifs et radiatifs surfacique :

$$\dot{q}'' = -k \nabla T - \sum_i \rho h_i D_i \nabla Y_i + \dot{q}_r'' \quad (2.6)$$

\dot{q}_r'' est le flux radiatif, k la conductivité thermique, T la température et h_i est l'enthalpie massique de l'espèce i .

$$h_i = \int_{T_0}^T c_{p,i} dT + h_{f,i}^0 \quad (2.7)$$

$c_{p,i}$ est la capacité calorifique de l'espèce i . $h_{f,i}^0$ l'enthalpie de formation de l'espèce i à pression constante et à température de référence T_0 . On a alors :

$$h = \sum_i h_i Y_i = \int_{T_0}^T c_{p,m} dT + \sum_i h_{f,i}^0 Y_i \quad (2.8)$$

avec $c_{p,m}$ est la capacité calorifique du mélange : $c_{p,m} = \sum_i c_{p,i} Y_i$

✓ L'équation d'état d'un gaz parfait est décrit par :

$$p = \frac{\rho RT}{\bar{M}} \quad (2.9)$$

où R est la constante universelle des gaz parfaits avec une valeur de $R = 8.314(J.mol^{-1}.K^{-1})$

\bar{M} est la masse Molaire du mélange : $\bar{M} = \frac{1}{N} \sum_{i=1}^N x_i M_i$ avec N le nombre de moles du mélange

($N = \sum_{i=1}^N x_i$), x_i le nombre de moles de l'espèce i , et M_i la masse molaire de l'espèce i

Afin de simplifier l'équation d'état, la pression est décomposée par la somme d'une pression fondamentale et d'une perturbation de pression induite par l'écoulement. Cette équation est décrite par :

$$p(\vec{x}, t) = \bar{p}_m(z, t) + \tilde{p}(\vec{x}, t) \quad (2.10)$$

La pression \bar{p}_m dépend de la position verticale z et du temps. L'hypothèse du faible nombre de Mach suppose que la température et la densité sont inversement proportionnelles. L'équation d'état dans la zone de pression est alors approximée par la relation suivante :

$$\bar{p}_m = \frac{\rho RT}{\bar{M}} \quad (2.11)$$

On remarque que la pression p dans l'équation d'état (2.5) est remplacée par sa pression fondamentale \bar{p}_m afin de filtrer les ondes acoustiques qui se propagent à des vitesses qui sont beaucoup plus rapides que celles des écoulements typiques dans les incendies. L'équation d'état modifiée conduit à une réduction du nombre de variables dépendantes du système des équations. Parmi les équations

générales, l'équation 2.2 n'est pas résolue explicitement mais son terme source est pris en compte dans une équation pour la divergence de vitesse.

En prenant l'hypothèse du faible nombre de Mach, la divergence de l'écoulement $\nabla \cdot \vec{u}$ joue un rôle très important dans le schéma global de la solution. En effet, de la combinaison entre l'équation de continuité, l'équation de conservation d'espèces et l'équation de conservation d'énergie, l'équation $\nabla \cdot \vec{u}$ s'écrit sous la forme suivante :

$$\nabla \cdot \vec{u} = D_1 + D_2 + P_1 \frac{\partial \bar{p}}{\partial t} \quad (2.12)$$

$$\text{Où } D_1 = \frac{R}{\bar{M}c_p\bar{p}} (\dot{q}''' - \nabla \cdot \dot{q}''') - P_1 w \rho g + \frac{\bar{M}}{\rho} \sum_i \nabla \cdot \rho D_i \nabla \left(\frac{Y_i}{M_i} \right)$$

$$D_2 = -\frac{R}{\bar{M}c_p\bar{p}} \sum_i h_i \nabla \cdot \rho D_i \nabla Y_i + \frac{1}{\rho} \sum_i \left(\frac{\bar{M}}{M_i} - \frac{h_i}{c_p T} \right) \dot{w}_i'''$$

$$P_1 = \frac{1}{\bar{p}} \left(\frac{R}{\bar{M}c_p} - 1 \right)$$

L'équation 2.8 montre que la contribution à la divergence de flux se compose de la chaleur dégagée du feu, du flux net de chaleur par la conduction thermique et le rayonnement, de la variation de la pression en fonction de l'altitude, du flux de diffusion massique des espèces et de la variation de la pression totale.

Par la suite, l'équation de quantité de mouvement est simplifiée pour faciliter la résolution numérique par :

$$\frac{\partial \vec{u}}{\partial t} - \vec{u} \cdot \vec{w} + \nabla H_1 + \left(\frac{1}{\rho} - \frac{1}{\rho_\infty} \right) \nabla \tilde{p} = \frac{1}{\rho} \nabla \cdot \vec{\tau} \quad (2.13)$$

Avec $H_1 = \frac{|\vec{u}|^2}{2} + \frac{\tilde{p}}{\rho_\infty}$ en considérant ici ρ_∞ comme la densité en milieu ambiant et \vec{w} le vecteur vitesse de tourbillon.

L'équation 2.9 peut être écrite sous forme d'une équation de poisson pour la pression par :

$$\nabla^2 H_1 = -\frac{\partial \nabla \cdot \vec{u}}{\partial t} - \nabla \cdot F \quad (2.14)$$

$$\text{Où } F = -\vec{u} \cdot \vec{w} + \left(\frac{1}{\rho} - \frac{1}{\rho_\infty} \right) \nabla \tilde{p} - \frac{1}{\rho} \nabla \cdot \vec{\tau}$$

L'équation 2.10 peut être résolue précisément par un procédé rapide, direct (non itératif) qui utilise la transformée de Fourier rapide. Les conditions aux limites non-flux ou flux forcé sont spécifiées en affirmant que :

$\frac{\partial H}{\partial n} = -F_n - \frac{\partial u_n}{\partial t}$ avec F_n représentant la composante normale de F et $\frac{\partial u_n}{\partial t}$ prescrit le taux de changement de la composante normale de la vitesse à un flux forcé. Initialement, la vitesse est nulle partout. Aux limites externes ouvertes, le terme en forme de pression H est prescrit selon que le flux soit sortant ou entrant. Le flux est dit entrant lorsque $H=0$ et sortant lorsque $H = \frac{|\vec{u}|^2}{2}$.

Ainsi la condition limite sortante suppose que la perturbation de pression \tilde{p} soit nulle à une frontière sortante et H est une constante le long de lignes de courant. Et la condition limite entrante suppose que H soit nulle à l'infiniment loin.

2.2 Modélisation de la turbulence

La plupart des codes de calcul CFD se différencient entre eux sur la méthode utilisée pour traiter la turbulence. Ils existent en général deux méthodes pour simuler la turbulence. Parmi ces deux méthodes, on trouve la méthode RANS (Reynolds-Averaged Navier Stokes) et la méthode LES (Large Eddy Simulation).

- ✓ RANS est une approche statique où l'écoulement est moyenné sur une période de temps considérablement plus élevée que son temps caractéristique de fluctuation. Sur la période où on fait la moyenne, l'approche RANS donne seulement une vitesse constante et ne peut pas suivre ses variations en fonction du temps.
- ✓ L'approche LES est basée sur le filtrage des échelles de tourbillon. La taille de filtre est choisie au départ, les fluctuations plus grandes que la taille déterminée sont résolues directement et les restes sont modélisés.

En dehors des modèles de turbulence cités ci-dessus, il existe un autre moyen de simuler l'écoulement. Il s'agit de la méthode appelée DNS. Ce dernier est basé sur le principe d'une simulation numérique directe de l'écoulement. C'est une approche exacte où tous les mouvements instantanés locaux de l'écoulement sont bien représentés. Pour effectuer l'approche DNS, le pas de temps doit être

suffisamment petit et le maillage doit être très raffiné pour s'assurer que les fluctuations à toutes les échelles sont bien capturées. La DNS est souvent utilisée pour les configurations génériques simples.

La Figure 2.1 compare les vitesses obtenues par les trois approches présentées ci-dessus. On remarque que la solution la plus proche de l'expérience est celle issue de l'approche DNS. On constate également que la solution issue de l'approche LES a pratiquement la même tendance que l'expérience. Cependant la solution provenant de l'approche RANS correspond à la moyenne de la vitesse expérimentale. L'approche DNS permet d'avoir une solution plus précise par rapport à l'approche LES et RANS. Dans le cas de figure où il faudrait simuler des écoulements mettant en évidence la présence d'écoulement turbulent les approches DNS et RANS seraient les plus adaptées.

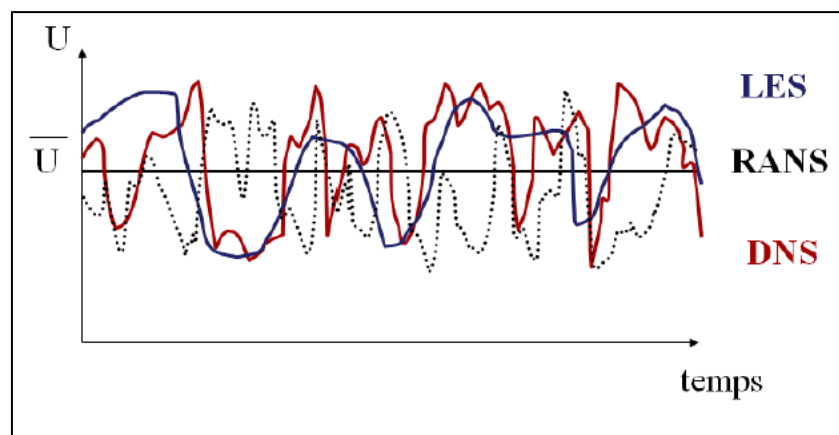


Figure 2.1 : Comparaison du modèle de turbulence RANS, LES et DNS

Dans le cadre d'une étude d'un incendie, l'approche RANS ne permettrait pas de simuler l'ensemble des écoulements liés à la dynamique du feu. Etant un code de calcul basé sur des problèmes d'incendie, on retrouve l'approche DNS et LES dans FDS. L'approche DNS est très précise mais nécessite des temps de calcul conséquents. Dans notre cas de figure, cette dernière ne peut pas être appliquée car les dimensions du domaine d'étude sont de l'ordre du mètre. En effet, notre étude porte sur un incendie dans une enceinte de 8 m³. Les écoulements rencontrés dans une telle configuration sont à faible nombre de Mach et la turbulence n'est pas pleinement développée. Ainsi, une approche de la turbulence permettant de capturer l'essentielle des fluctuations de vitesse (à l'exception des plus hautes fréquences) semble suffisante. L'approche qui correspond à cette description concerne l'approche LES. Il s'agira donc de l'approche retenue pour la modélisation de la turbulence dans cette étude.

Ces modèles sont présentés dans les parties suivantes parmi lesquels le modèle Deardorff utilisé comme modèle de turbulence par défaut dans FDS.

2.2.1 Modèles de Smagorinsky

Dans FDS on retrouve deux types de modèles de Smagorinsky : l'un appelé le modèle de la constante de Smagorinsky et l'autre le modèle de la dynamique de Smagorinsky. Dans le modèle de turbulence de Smagorinsky, l'approche LES est utilisée pour modéliser les processus dissipatifs comme la viscosité, la conductivité thermique et la diffusivité de masse qui se produisent à des échelles de longueurs plus petites que celles qui sont explicitement résolues sur le maillage numérique. Cela signifie que les termes comme μ (la viscosité dynamique), λ (la conductivité thermique) et D (la diffusivité) pour un écoulement laminaire ne peuvent pas être utilisés directement. Ces termes sont remplacés par des expressions de substitution qui modélisent leurs impacts sur les équations gouvernées.

2.2.1.1 Modèle de la constante de Smagorinsky

Suite aux analyses faites par Smagorinsky (1963), la viscosité turbulente peut être modélisée comme suit:

$$\mu_t = \rho (C_s \Delta)^2 |S| ; \text{ avec } |S| = \left(2S_{ij}S_{ij} - \frac{2}{3}(\nabla \cdot \mathbf{u})^2 \right)^{\frac{1}{2}} \quad (2.15)$$

Où $C_s = 0,2$ est une constante empirique et $\Delta = (\delta_x \delta_y \delta_z)^{\frac{1}{3}}$ est une longueur caractéristique.

La conductivité thermique et la diffusivité pour un écoulement turbulent sont calculées comme suite :

$$\lambda_t = \frac{\mu_t \cdot c_p}{Pr_t} \text{ et } (\rho D)_t = \frac{\mu_t}{Sc_t} \quad (2.16)$$

où Pr_t est le nombre de Prandtl et Sc_t le nombre de Schmidt turbulent.

2.2.1.2 Modèle dynamique de Smagorinsky

Pour le modèle dynamique de Smagorinsky (M. Germano et al. (1993) et P. Moin et al. (1991)), le coefficient C_s dans l'équation. (2.15) n'est plus pris comme une constante, mais plutôt calculé en fonction des conditions locales d'écoulement.

2.2.2 Modèle de Deardorff

De l'analyse faite par Guillaume Brillant (2004), les premières idées sur la séparation des échelles dans un écoulement ont été développées par Smagorinsky (1963) dans le cadre d'une étude sur les

mouvements atmosphériques. Il préconise la résolution des grandes structures et la modélisation des plus petites. Il effectue alors des simulations bidimensionnelles d'écoulements atmosphériques et obtient de bonnes estimations.

Ce principe a été repris par Deardorff (1970) dans le cadre d'un écoulement turbulent de référence, le canal plan turbulent, qui compare ses résultats aux mesures expérimentales de Laufer (1954). Il effectue une simulation tridimensionnelle sur un domaine de 6720 mailles et remarque, pour un surcoût raisonnable de temps de calcul par rapport aux méthodes RANS, il obtient des résultats intéressants. Du fait de l'hypothèse de grand nombre de Reynolds, il néglige dans les équations de Navier-Stokes le terme visqueux et ne résout donc pas la sous-couche visqueuse. D'autre part, il modélise le terme de viscosité turbulente par un terme proportionnel au tenseur de déformation et utilise la constante C_s de Smagorinsky. Il étudie alors l'influence de la valeur de cette constante sur les résultats de ses simulations. Il observe que la valeur $C_s \approx 0,18$ (obtenue théoriquement par Lilly (1967) pour le cas de la turbulence homogène isotrope) induit une trop forte dissipation et que l'intensité turbulente semble indépendante de la valeur de C_s pour $C_s \in [0,08; 0,12]$. Ces remarques l'amène à prendre une valeur de C_s égale à 0,1 pour ses simulations. La différence de valeur de la constante C_s est attribuée par Deardorff (1971) à la présence d'un cisaillement dans l'écoulement principal pour la configuration du canal plan qui n'est pas pris en compte dans l'analyse de Lilly. Cette idée est confirmée par Mc Millan et al. (1980) qui ont montré la décroissance de la constante C_s avec le cisaillement dans l'écoulement. D'autre part, Deardorff remarque que la valeur de C_s n'est pas adaptée à tous les points de son domaine et ouvre ainsi la porte à de nouveaux modèles sous-maille.

Ainsi, de l'ensemble des comparaisons présentées ci-dessus, le modèle de Deardorff montre le grand potentiel de la simulation des grandes échelles. Pour cela, il est utilisé par défaut dans FDS et la variante du modèle de Deardorff (Deardorff, 1980) définie par :

$$\mu_t = \rho C_v \Delta \sqrt{k_{sgs}} \text{ avec } k_{sgs} = \frac{1}{2} \left((\bar{u} - \tilde{u})^2 + (\bar{v} - \tilde{v})^2 + (\bar{w} - \tilde{w})^2 \right) \quad (2.17)$$

Où \bar{u} est la valeur moyenne de u au centre d'une cellule (représentant la vitesse filtrée LES pour une taille de maille Δ) et \tilde{u} est une moyenne pondérée de u des cellules.

Les termes \tilde{v} et \tilde{w} sont définis de la même façon. La constante de modèle $C_v = 0,1$ est issue de la littérature (Stephen B. Pope, (2000); Guillaume Brilliant, (2004)). La forme algébrique de l'énergie cinétique de sous-maille est basée sur les idées présentées dans les travaux de Bardina et al. (1980).

2.2.3 Modèle de Vreman

Le modèle de viscosité turbulente de Vreman (2004) est donné par :

$$\mu_t = \rho c \sqrt{\frac{B_\beta}{\alpha_{ij}\alpha_{ij}}} \quad (2.10)$$

$$\text{Où } B_\beta = \beta_{11}\beta_{22} - \beta_{12}^2 - \beta_{11}\beta_{33} - \beta_{13}^2 + \beta_{22}\beta_{33} - \beta_{23}^2 \text{ avec } \beta_{ij} = \Delta_m^2 \alpha_{mi} \alpha_{mj} \quad (2.11)$$

$$\text{Et } \alpha_{ij} = \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \quad (2.12)$$

Le principe du modèle de Vreman est d'élargir le champ de vitesse dans une série de Taylor et de faire une analyse de ce domaine analytiquement, de manière à éviter des opérations de filtrage de test explicites coûteux dans le modèle dynamique. Pour cela, ce modèle est plus coûteux en temps de calcul contrairement au modèle de Smagorinsky basé sur une constante. Néanmoins, ce modèle de Vreman est convergent, ce qui lui rend applicable aux calculs LES.

La constante du modèle de Vreman est définie par rapport à la constante du modèle de Smagorinsky avec $c \approx 2,5C_s^2$. La valeur du coefficient de Smagorinsky est prise égale à $C_s = 0,17$ pour avoir des résultats précis (K. McGrattan et al, 2013). Ainsi, la valeur utilisée par défaut pour la constante de Vreman est égale à $c = 0,07$.

2.2.4 Modèle de Normalisation de Groupe noté (RNG)

La théorie de la normalisation de groupe a été énoncée au cours des travaux de Yakhot et al. (1989). Cette dernière peut être utilisée pour obtenir une viscosité turbulente effective décrite par la relation $\mu_{eff} = \mu + \mu_t$, où elle est donnée par l'expression cubique suivante :

$$\mu_{eff} = \mu \left[1 + H \left(\frac{\mu_s^2 \mu_{eff}}{\mu^3} - C \right) \right]^{\frac{1}{3}} \quad (2.13)$$

Où μ_s est le viscosité turbulente de Smagorinsky avec $C_s = 0,2$ et $H(x)$ la fonction de Heaviside ($H(x) = x$ si $x > 0$, $H(x) = 0$ si $x \leq 0$) et μ la viscosité dynamique laminaire.

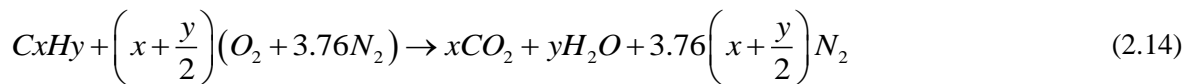
Dans des régions de haute intensité turbulente ($\mu_t \ll \mu$), RNG utilise le modèle de Smagorinsky avec un coefficient constant et utilise son principe dans des régions de faibles turbulence.

2.3 Modélisation de la combustion turbulente

Comme vue dans le chapitre précédent, le type de flamme rencontrée lors des incendies est une flamme de diffusion. Il est donc important de s'intéresser aux modèles numériques de flamme de diffusion. La première difficulté rencontrée dans les écoulements réactifs est l'estimation du taux de production ou de consommation d'espèces \dot{w}''' (cf. équation 2.4). La combustion est un problème de structure complexe, très raide et non linéaire. L'étude de la flamme devient encore plus complexe lorsqu'elle est couplée avec un tel processus aléatoire et non linéaire comme la turbulence.

2.3.1 Principe de la chimie cinétique de la combustion

La combustion est une réaction d'oxydoréduction entre un combustible et l'oxygène. La réaction globale d'un hydrocarbure dans l'air est généralement décrite par l'équation suivante :



La combustion est une réaction exothermique, l'énergie libérée par la réaction est appelée enthalpie de réaction $\Delta_r h^0$, exprimé en $J \cdot mol^{-1}$. Cette dernière peut être calculée à partir de la thermodynamique à l'aide des enthalpies de formations $h_{f,i}^0$ et des coefficients stœchiométriques ν_i (H. C. Hottel, 2002).

$$\Delta_r h^0 = \sum_i \nu_i h_{f,i}^0 \quad (2.16)$$

L'enthalpie de réaction est négative pour un processus exothermique et $\Delta_r h^0$ peut s'exprimer en $J \cdot kg_{combustible}^{-1}$. La chaleur de combustion du combustible ΔH_c est la valeur absolue de $\Delta_r h^0$. Le taux de réaction \dot{W}_i''' présente la vitesse pour laquelle l'espèce i est produite ou consommée. En prenant par exemple une équation de combustion entre deux espèces A et B on aura :



Où a, b, c et d sont respectivement des coefficients stœchiométriques des espèces A, B, C et D dans la réaction. La théorie cinétique permet d'exprimer la vitesse de réaction en fonction de la concentration des espèces en utilisant la relation suivante :

$$\dot{w}_r''' = k[A]^a[B]^b \text{ où } k \text{ est la constante de réaction.}$$

La constante k peut être estimée à l'aide de la loi d'Arrhenius par la relation :

$k = A_{pré} e^{-E/RT}$ avec E l'énergie d'activation et $A_{pré}$ est le facteur pré-exponentiel. Le bilan de la concentration des espèces A, B, C et D sera exprimé de la manière suivante :

$$\dot{w}_A''' = \frac{d[A]}{dt} = -a\dot{w}_r''' = -ak[A]^a[B]^b$$

$$\dot{w}_B''' = \frac{d[B]}{dt} = -b\dot{w}_r''' = -bk[A]^a[B]^b$$

$$\dot{w}_C''' = \frac{d[C]}{dt} = c\dot{w}_r''' = ck[A]^a[B]^b$$

$$\dot{w}_D''' = \frac{d[D]}{dt} = d\dot{w}_r''' = dk[A]^a[B]^b$$

En supposant que le processus de combustion peut se dérouler en plusieurs réactions. Le bilan de réactions d'un combustible peut se composer de plusieurs réactions en plus des réactions présentées ci-dessus. Il peut faire intervenir de nombreuses espèces intermédiaires et une espèce i peut se présenter dans plusieurs réactions dans lesquelles elle est soit le produit soit le réactif. La prise en compte de toutes les équations et toutes les espèces rend le schéma numérique extrêmement compliqué. Pour simplifier le problème, on utilise généralement des schémas réactifs réduits Bertrand Sapa (2011). Toutefois, dans la plupart des cas et en particulier dans le cadre des incendies, considérer une équation globale est suffisant pour une première approche.

En utilisant l'équation (2.14) pour décrire la réaction globale, on identifie au minimum cinq espèces notamment : C_xH_y , O_2 , CO_2 , H_2O et N_2 qui correspondent à la réaction complète. Pour une réaction incomplète, des espèces intermédiaires peuvent prendre place (exemple la présence du monoxyde de carbone et de l'hydrogène). Pour cela des hypothèses de simplification sont adoptées pour traiter le bilan de masse des espèces plus facilement notamment :

- Une diffusivité identique des espèces i prise à la même vitesse en considérant $D_i = D$ pour $i = 1, \dots, N$ avec N le nombre d'espèces tout en prenant le nombre de Lewis=1 pour l'ensemble des espèces. Les équations de la conservation de masse des espèces s'écriront sous la forme :

$$\frac{\partial(\rho Y_i)}{\partial t} + \text{div}(\rho \bar{u} Y_i) = \text{div}(\rho D \nabla Y_i) + \dot{w}_i'''$$

- En considérant le nombre de Lewis égale à l'unité, autrement dit on pourra considérer que la diffusivité thermique est égale à la diffusivité massique. En effet $Le = \frac{\alpha}{D}$ où α représente la diffusivité thermique.
- La réaction de combustion est supposée infiniment rapide et irréversible. Le combustible et l'oxydant ne coexistent pas en dehors de la stœchiométrie dû au fait qu'ils sont instantanément consommés.

2.3.2 Interaction entre la flamme et la turbulence

Dans une flamme laminaire de diffusion, c'est la diffusion des espèces réactives les unes vers les autres et la diffusivité de la chaleur de la zone de flamme vers les réactifs qui contrôlent la réaction. Lorsque l'écoulement est turbulent, la physique de la flamme change en fonction des caractéristiques de l'écoulement et de la cinétique chimique. La turbulence est caractérisée par le nombre de Reynolds turbulent Re_t qui représente le rapport entre les forces d'inertie des tourbillons et les forces visqueuses. Elle est également caractérisée par le nombre de Damköhler Da qui compare le temps caractéristique de la turbulence τ_t et le temps caractéristique de la chimie τ_c .

$$Re_t = \frac{u' l_t}{\nu} \quad \text{et} \quad Da = \frac{\tau_t}{\tau_c} \quad (2.18)$$

Où u' et l_t sont la vitesse et l'échelle intégrale caractéristique de la turbulence. L'épaisseur de la flamme de diffusion dépend des caractéristiques de l'écoulement. On peut distinguer quatre régimes de combustion d'une flamme de diffusion, cela est explicité sur la figure 2.1.

- Lorsque le nombre de Reynolds est suffisamment faible, la turbulence n'affecte pas la zone de flamme, le régime est dit laminaire,
- Lorsque le temps de diffusion des espèces devient très faible devant le temps de transport par l'écoulement (la chimie est infiniment rapide et $Da > Da_{LFA}$), la flamme est déformée par la turbulence mais sa structure interne n'est pas affectée et reste similaire à celle d'une flamme laminaire. La flamme turbulente est alors dans un régime de flammelette,
- Lorsque l'épaisseur de la flamme devient de l'ordre de l'échelle de Kolmogorov (la chimie est dite lente et $Da < Da_{ext}$), la turbulence affecte le front de flamme jusqu'à l'extinction. Entre ces deux régimes, la turbulence affecte le front de flamme sans toutefois l'éteindre, rendant la flamme instationnaire.

Les deux nombres de Damköhler Da_{LFA} pour Laminar Flamelet Assumption et Da_{ext} pour extinction, caractérisent les limites de ces régimes (Burgess(1961)).

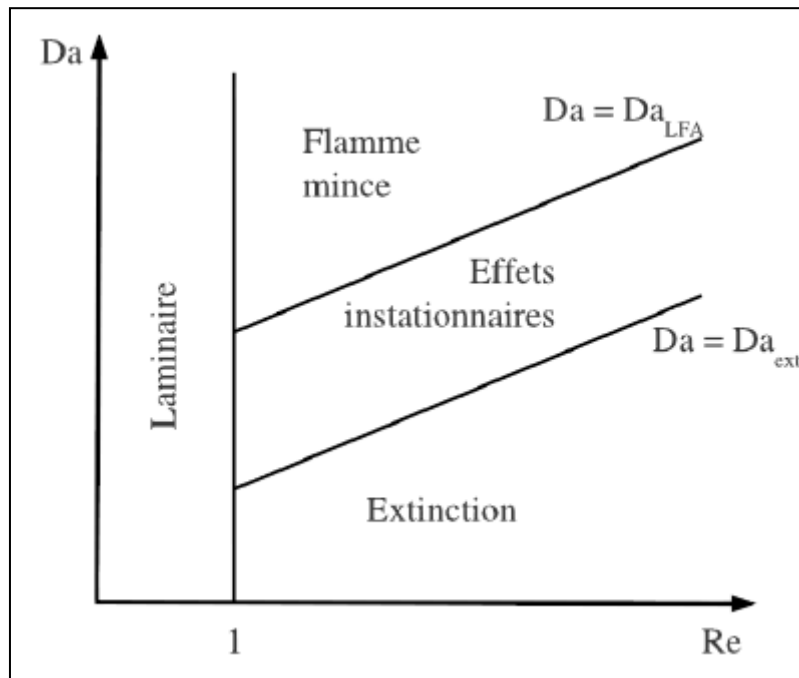


Figure 2.1 : Régime de combustion d'une flamme de diffusion

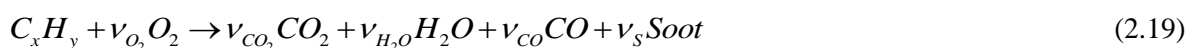
En considérant l'hypothèse d'une chimie infiniment rapide pour une réaction de combustion, la flamme de pré-mélange se situera dans un régime de flammelles.

2.3.3 Modélisation de la combustion

Dans FDS, il existe deux types de modèles de combustion, un est basé sur l'hypothèse d'une chimie infiniment rapide et l'autre sur une chimie à cinétique finie. En effet, dans FDS, la combustion peut être modélisée de deux façons. Par défaut, la réaction du combustible et de l'oxygène est infiniment rapide et contrôlée uniquement par le mélange. L'alternative est que la réaction soit à cinétique finie. Cette dernière approche exige habituellement une résolution de maillage très fine qui n'est pas pratique pour les applications d'incendie à grande échelle. Ces deux modèles sont décrits dans les sections suivantes.

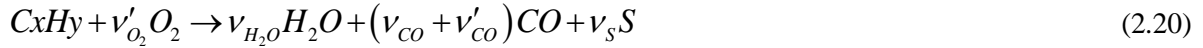
2.3.3.1 Combustion infiniment rapide

Le modèle de combustion infiniment rapide est basé sur l'hypothèse EDC (Eddy Dissipation Concept). Ce modèle repose sur une approche de la combustion à mélange contrôlé. Il peut estimer par exemple que la combustion d'un combustible composé principalement de C, H qui réagit avec l'oxygène dans un mélange contrôlé forme en une étape les produits de combustion H_2O , CO_2 , suie, et le CO. On aura la réaction sous la forme:



La modélisation de cette dernière nécessite la connaissance du rendement en suie et en monoxyde de carbone afin de pouvoir équilibrer l'équation de combustion 2.19 pour un cas de figure étudié.

Dans la description du modèle de combustion infiniment rapide, ce dernier peut également utiliser l'hypothèse que la réaction globale se compose de deux équations. La première équation introduit l'oxydation de combustible dont les produits sont la vapeur d'eau, le monoxyde de carbone et la suie (cf. eq 2.20). Dans la deuxième équation, le monoxyde de carbone est oxydé en dioxyde de carbone (cf. eq 2.21).



Les deux coefficients stœchiométriques pour CO sont définis par v_{CO} et v'_{CO}

$$\text{Avec } v'_{CO} = x - (1 - X_H)v_S - v_{CO} \quad (2.22)$$

v'_{CO} représente le CO produit par la réaction de première étape qui est potentiellement converti en CO_2 et v_{CO} représente le CO imbrûlé. Dans cette hypothèse, v_S représente le nombre d'atomes de carbone dans la molécule combustible qui est converti en suie et X_H est la fraction volumique de l'hydrogène dans la suie. Les variables de Schvab-Zeldovich sont introduites :

$$Z_1 = Y_F \quad (2.23)$$

$$Z_2 = \frac{M_F}{(x - v_S)M_{CO}} Y_{CO} \quad (2.24)$$

$$Z_3 = \frac{M_F}{(x - v_S)M_{CO_2}} Y_{CO_2} \quad (2.25)$$

La fraction massique des espèces peut être exprimée en fonction de Z_1 , Z_2 et Z_3 . Trois variables sont donc suffisantes pour évaluer la composition du mélange.

$$Y_F = Z_1 \quad \text{et} \quad Y_{O_2} = (1 - Z_1 - Z_2 - Z_3) Y_{O_2}^\infty - \frac{M_{O_2}}{M_F} (v'_{O_2} Z_{O_2} + v_{O_2} Z_3) \quad (2.25)$$

$$Y_{H_2O} = \frac{v_{H_2O} M_{H_2O}}{M_F} (Z_2 + Z_3) \quad \text{et} \quad Y_{CO} = \frac{(v_{CO} + v'_{CO}) M_{CO}}{M_F} Z_2 \quad (2.26)$$

$$Y_{CO_2} = \frac{v_{CO_2} M_{CO_2}}{M_F} Z_3 \quad \text{et} \quad Y_S = \frac{v_S M_S}{M_F} (Z_2 + Z_3) \quad (2.27)$$

En utilisant les coefficients stœchiométriques des réactions, on obtient :

$$v_{H_2O} = \frac{y}{2} - X_H v_S \quad v'_{CO} = x - v_{CO} - (1 - X_H) v_S \quad v_{CO} = \frac{M_F}{M_{CO}} y_{CO} \quad (2.28)$$

$$v'_{O_2} = \frac{v'_{CO} + v_{H_2O} + v_{CO}}{2} \quad v_{O_2} = v_{CO_2} + \frac{v_{CO} + v_{H_2O}}{2} \quad v_S = \frac{M_F}{M_S} y_S \quad (2.29)$$

Avec y_{CO} et y_S les rendements en production en monoxyde de carbone et en suie.

Au lieu de résoudre les équations de conservation de masse pour toutes les espèces, on ne traite que les trois équations de transport pour Z_1 , Z_2 et Z_3 . Le bilan pour Z_i peut s'écrire sous la forme suivante :

$$\frac{\partial(\rho Z_i)}{\partial t} + \text{div}(\rho \bar{u} Z_i) = \text{div}(\rho D \nabla Z_i) + \dot{\omega}_{Z_i}'' \quad (2.30)$$

Le combustible et l'oxygène réagissent dans les cellules du maillage et l'énergie libérée de la réaction est estimée en fonction du taux de consommation du combustible. L'oxydation du combustible dans la première étape est supposée rapide, ce qui suppose que la combustion consomme toute la quantité de combustible ou d'oxygène locale. La chaleur dégagée par la première étape est estimée de la façon suivante :

$$\dot{q}''' = \min \left(\frac{\min(\rho Y_F, s \rho Y_{O_2})}{\tau} \Delta H_c, \dot{q}_{\max}''' \right) \quad (2.31)$$

Avec s la fraction stœchiométrique massique de combustible et d'oxygène. Ce dernier est défini par

$$s = \frac{M_F}{v'_{O_2} M_{O_2}} .$$

$$\dot{q}_{\max}'' = \frac{\dot{q}_{\max}'''}{(\delta_x \delta_y \delta_z)^{1/3}} \quad \text{avec} \quad \dot{q}_{\max}''' = 200 \text{ kW/m}^3$$

\dot{q}_{\max}''' est un paramètre pouvant être défini par l'utilisateur, la valeur par défaut est $\dot{q}_{\max}''' = 200 \text{ kW/m}^3$ dans FDS.

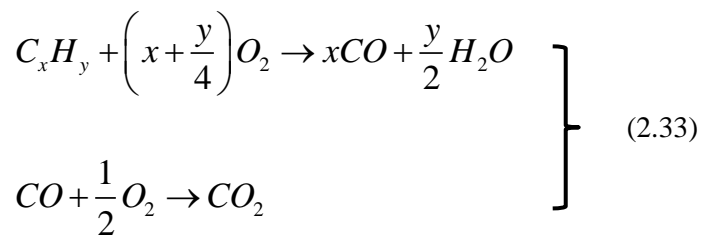
La deuxième étape est effectuée pour toutes les cellules qui contiennent le monoxyde de carbone et l'oxygène. Si après la première étape, $\dot{q}''' \neq 0$ dans une cellule, la quantité supplémentaire de la chaleur dégagée provoquée par l'oxydation du monoxyde de carbone est également estimée par l'hypothèse d'une chimie infiniment rapide. Cette dernière est déterminée par la relation suivante :

$$\dot{q}_{CO}''' = \min \left(\frac{\min(\rho Y_{CO}, \rho s_{CO} Y_{O_2})}{\tau} \Delta H_{CO}, \dot{q}_{\max}''' - \dot{q}''' \right) \quad (2.32)$$

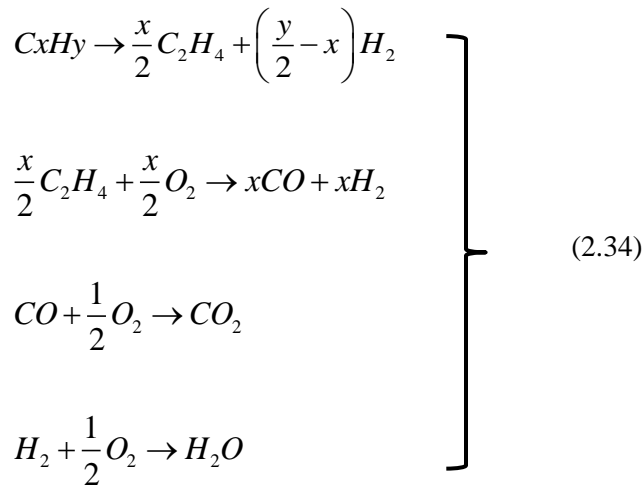
Dans l'équation (2.32) s_{CO} représente la fraction stœchiométrique massique de carbone et d'oxygène.

Ce dernier est déterminé par $s_{CO} = \frac{M_{CO}}{0,5M_{O_2}}$ et ΔH_{CO} est la chaleur de combustion du monoxyde de carbone.

Dans le principe d'une combustion en une étape ou deux étapes, il peut exister une infinité de possibilités du nombre de réactions intermédiaires au processus de la combustion. Le principe reste uniquement sur la conservation des coefficients stœchiométriques, donc du principe de conservation de masse. Dans la littérature, le modèle de combustions en 2 étapes est souvent utilisé. L'équation (2.20) peut être simplifiée en supposant qu'il n'y a pas de formation de suie et serait défini comme :



En utilisant ce modèle, on suppose qu'il n'y a pas la présence d'hydrogène dans le mélange de gaz produits. En considérant maintenant une combustion infiniment rapide en quatre étapes, on peut avoir une étape intermédiaire utilisant l'éthylène et l'hydrogène comme espèces contribuant au processus de combustion (Babrauskas, (2003)). Cette combustion en quatre étapes est défini de la manière suivante :



2.3.3.2 Combustion à cinétique chimie finie

FDS peut également employer des réactions à des cinétiques chimiques finies en s'appuyant sur l'expression d'Arrhenius.

En prenant le cas de la combustion en une étape d'un combustible, on aura comme équation :



On définira l'expression de la vitesse du combustible comme :

$$\frac{dC_{C_xH_y}}{dt} = -k \prod C_\alpha^{N_{S,\alpha}} \quad (2.36)$$

Où la constante de vitesse k est définie par :

$$k = AT^{N_T} e^{-E_a/RT} \quad (2.37)$$

A est le facteur pré-exponentiel [$((mol \cdot cm^{-3})^{1-n}) \cdot s^{-1}$] où $n = \sum N_{S,\alpha}$ est l'ordre de réaction

E_a est l'énergie d'activation [$J \cdot mol^{-1}$]

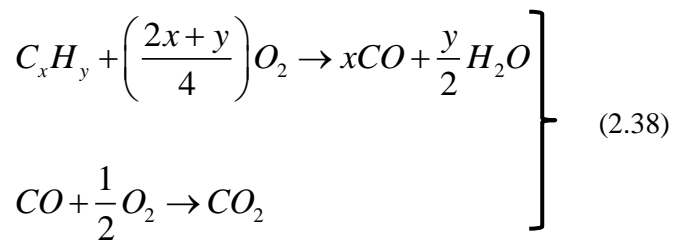
$N_{S,\alpha}$ est l'ensemble des exposants des concentrations

N_T est le degré de la combustion.

Si nous utilisons les paramètres d'Arrhenius trouvés à partir d'expériences menées par Westbrook et Dryer (1981), l'expression de vitesse de la réaction du propane en une seule étape définie par l'équation (2.36) devient:

$$\frac{dC_{C_3H_8}}{dt} = -8.6 \times 10^{11} T^0 e^{-125520/RT} \times C_{C_3H_8}^{0.1} C_{O_2}^{1.65} \quad (2.37)$$

La combustion en une étape utilisant le modèle de cinétique finie peut être assimilée au principe du modèle de combustion en une étape infiniment rapide. La différence se situe sur le fait que l'un est infiniment rapide et que l'autre a une vitesse de réaction définie. Il existe donc une combustion en deux étapes avec cinétique chimie finie. La contrainte se trouve sur les paramètres d'Arrhenius qu'il faut connaître pour chaque équation. Ainsi, on peut également avoir une combustion en quatre étapes avec cinétique chimie finie. En prenant encore le cas d'un combustible C_xH_y , nous allons considérer que la réaction d'oxydation de celui-ci est infiniment rapide alors que la réaction de monoxyde de carbone est à cinétique chimie finie. Les paramètres d'Arrhenius ont été modifiés par Andersen et al. (2009). L'équation (2.35) devient :



Des paramètres modifiés par Andersen et al. (2009), on obtient les expressions des vitesses de réaction du monoxyde de carbone:

$$\frac{dC_{CO}}{dt} = -1.5 \times 10^9 T^0 e^{-41840/RT} \times C_{CO}^{1.0} C_{H_2O}^{0.5} C_{O_2}^{0.25} \quad (2.39)$$

Ce sont ces valeurs qui sont utilisées par défaut dans FDS.

Pour conclure sur la partie de la modélisation de la combustion dans FDS. On peut définir une réaction de combustion en une ou plusieurs étapes en la considérant à cinétique chimie finie ou infiniment rapide.

2.4 Modélisation de l'extinction de la flamme

La modélisation à échelle sous maille de la suppression de la phase gazeuse et l'extinction est encore un domaine de recherche actif dans la communauté de combustion. Les mécanismes physiques sous-

jacents de ces phénomènes sont complexes, et les modèles, même simplifiés comptent toujours sur une prévision précise de la température de la flamme, du débit de combustion et des espèces chimiques.

Une limitation du modèle de mélange de réaction contrôlée décrite ci-dessus est qu'il suppose que le combustible et l'oxygène réagissent toujours quelles que soient les conditions locales concernant la température et la dilution du mélange. Concernant les feux bien ventilés dans un grand volume, cette approximation est généralement suffisante. Toutefois, si un feu est dans un compartiment sous-ventilé cette approximation ne serait plus suffisante ou si un agent extincteur comme un brouillard d'eau ou du CO2 est introduit la combustion ne pourra pas se produire.

FDS utilise des lois empiriques simples qui prédisent l'extinction locale en fonction de la concentration des espèces et de la température moyenne. Ils existent actuellement deux modèles d'extinction dans FDS. Ces derniers sont présentés dans les parties qui suivent.

2.4.1 Modèle d'extinction basé sur la température critique de la flamme

Le premier modèle d'extinction est basé sur la température critique de flamme (C. Beyler (2008)). Ce dernier repose sur deux critères. Si l'un des deux critères n'est pas vérifié au cours d'un pas de temps, alors il n'y a pas de réaction chimique et $\dot{m}_\alpha''' = 0$ et donc $\dot{q}''' = 0$. Ces deux critères sont définis comme suit :

1. La combustion est interrompue si la température de la cellule est inférieure à la température d'auto-inflammation (AIT) des combustibles présents dans la cellule.
2. La combustion est interrompue si la libération potentielle de chaleur de combustion à partir d'une poche locale de mélange stœchiométrique combustible-air-produit (ici après la réaction) ne peut pas augmenter la température de ce mélange au-dessus d'une température critique de flamme déterminée empiriquement notée T_{TCF} . En considérant la réaction $Combustible + Air \rightarrow Produits$. Les fractions massiques du combustible, de l'air et des produits dans une cellule au début de la combustion sont $[Z_C, Z_A, Z_P]$ et s est le coefficient stœchiométrique de masse de l'air (i.e la masse d'air par masse de combustible consommé). En prenant 1 kg comme exemple et en partant sur la base du réactif limitant, les masses dans le mélange réactionnel local sont définies comme suit :

$$\hat{Z}_C = \min(Z_C, Z_A/s) \quad (2.40)$$

$$\hat{Z}_A = s\hat{Z}_C \quad (2.41)$$

Ici le $\hat{\ }^{\wedge}$ indique la valeur du mélange réactionnel.

La valeur d'un mélange stœchiométrique pour les produits diluants est définie par la relation suivante:

$$\frac{\hat{Z}_P}{\hat{Z}_A} = \frac{\overbrace{Z_C - \hat{Z}_C}^{\text{Gaz imbrûlés}} + Z_P}{Z_A} \quad (2.42)$$

En d'autres termes, dans le mélange réactionnel, le ratio entre les combustibles imbrûlés avec les produits ou des diluants et l'air est maintenu constant.

Une autre façon de le dire est que l'excès de combustible agit comme un diluant au contraire de l'excès en air. Par conséquent, une grande cellule de calcul qui a la plupart du temps une quantité d'air plus importante que celle en combustible (pas des diluants supplémentaires) est susceptible de brûler, alors qu'une cellule qui a une quantité de combustible pour très peu d'air ne brûle pas.

Une fois que le mélange réactionnel local est déterminé, le critère d'extinction est donnée par:

$$\hat{Z}_C (h_C(T) + \Delta h_{c,C}) + \hat{Z}_A h_A(T) + \hat{Z}_P h_P(T) < \hat{Z}_C h_C(T_{TCF}) + \hat{Z}_A h_A(T_{TCF}) + \hat{Z}_P h_P(T_{TCF}) \quad (2.43)$$

Où T est la température moyenne de la cellule et T_{TCF} est la température critique de flamme. La combustion est interrompue si l'inégalité de l'équation (2.43) est vraie. La chaleur de combustion n'est pas suffisante pour augmenter la température du mélange des produits au-dessus de la température critique de flamme.

2.4.2 Modèle d'extinction basé sur la concentration minimale d'oxygène

Une flamme de diffusion immergée dans un environnement vicié s'éteint avant de consommer tout l'oxygène disponible dans ce dernier. L'exemple classique de ce comportement est une bougie allumée à l'intérieur d'un verre retourné. Ce même concept a été appliqué dans FDS pour déterminer les conditions dans lesquelles la concentration locale en oxygène ambiant ne sera plus suffisante pour maintenir une flamme de diffusion. Le deuxième modèle d'extinction est basé sur le concept de température adiabatique de flamme critique qui permet d'estimer la concentration locale en oxygène ambiante à laquelle l'extinction sera produite.

En considérant un mélange combustible caractérisé par une température T_m , avec une masse m et une chaleur spécifique moyenne \bar{c}_p et une fraction massique d'oxygène Y_{O_2} . La combustion complète de l'oxygène avec le mélange combustible libérerait une quantité d'énergie déterminée par la relation :

$$Q = m \hat{Y}_{O_2} \left(\frac{\Delta H}{r_{O_2}} \right) \quad (2.44)$$

Où $(\Delta H/r_{O_2})$ est une valeur constante approximativement égale à 13100 kJ/kg pour la plupart des combustibles (C. Huggett, 1980). Dans des conditions adiabatiques, l'énergie libérée par la combustion de l'oxygène avec un mélange gazeux combustible, entraîne une augmentation de la température des gaz à une valeur donnée par :

$$Q = m\bar{c}_p (T_f - T_m) \quad (2.45)$$

Où \bar{c}_p est la chaleur spécifique moyenne de gaz calculée en fonction de la composition des produits de combustion par la relation suivante :

$$\bar{c}_p = \frac{1}{(T_f - T_m)} \sum_{\alpha} \int_{T_m}^{T_f} c_{p,\alpha}(T) dT \quad (2.46)$$

De l'équation 2.19 et en supposant que les produits de combustion ont une chaleur spécifique moyenne calculée pour une température de 1000°C. La concentration critique d'oxygène sera déterminée par la relation suivante :

$$\hat{Y}_{O_2,cr} = \frac{\bar{c}_p (T_f - T_m)}{\Delta H/r_{O_2}} \quad (2.47)$$

La combustion est interrompue si $\hat{Y}_{O_2} < \hat{Y}_{O_2,cr}$ et la valeur \hat{Y}_C est mis à 0.

Lorsque la concentration critique d'oxygène est nulle, on dit qu'il n'y a plus de critère d'extinction. Dans ces conditions le processus de combustion se poursuit tant qu'il y a la présence d'oxygène dans le milieu. Il s'agit d'un cas particulier qui ne reflète pas le phénomène physique mais permet d'effectuer des simulations de certaines grandeurs comme les niveaux de pression lorsqu'il s'agit d'incendies très sous-ventilés.

2.5 Modélisation du rayonnement

La flamme tout comme les fumées et les parois rayonnent dans différents spectres d'émission selon le matériau considéré. Le rayonnement est un élément primordial dans l'incendie car environ un tiers de la chaleur du feu est transférée par rayonnement. Il est le principal vecteur d'énergie, responsable de la propagation du feu. La prise en compte du rayonnement dans la simulation est donc indispensable.

Les transferts radiatifs dans un milieu sont caractérisés par l'évolution de l'intensité lumineuse I_{λ} traversant ce milieu le long d'un rayon lumineux. Cette intensité lumineuse est définie comme étant l'énergie rayonnée par unité de temps et par longueur d'onde λ passant à travers la surface normale à

la direction \vec{s} du rayon dans un angle solide $d\Omega$ centré autour de \vec{n} . C'est donc une puissance par unité de surface et par stéradian ($W \cdot m^{-2} \cdot sr^{-1}$). Ce rayon peut être diffusé, absorbé et/ou émis par le milieu. Le bilan pour les transferts radiatifs dans un milieu absorbant, émettant et diffusant est décrit comme suit:

$$\frac{1}{c} \cdot \frac{\partial I_\lambda}{\partial t} + \vec{s} \cdot \nabla I_\lambda = S_{\text{émission}} + S_{\text{absorption}} + S_{\text{diffusion}} \quad (2.48)$$

Avec c la vitesse de propagation des ondes électromagnétiques dans le vide où $c = 3.10^8 \text{ m/s}$.

$S_{\text{émission}}$ est l'intensité lumineuse émise par le milieu où $S_{\text{émission}} = \varepsilon_\lambda I_{\lambda b}$ avec ε_λ étant le coefficient d'émission et $I_{\lambda b}$ est l'intensité lumineuse du corps noir, estimée par la loi de Planck tel que :

$$I_{\lambda b} = \frac{2hc^2}{\lambda^5 (e^{hc/k_b \lambda T} - 1)} \quad \text{avec } h \text{ la constante de Planck et } k_b \text{ la constante de Boltzmann}$$

$S_{\text{absorption}}$ caractérise l'absorption du milieu : $S_{\text{absorption}} = -k_\lambda I_\lambda$ avec k_λ le coefficient d'absorption.

$S_{\text{diffusion}}$ caractérise la diffusion du milieu

La résolution de l'équation (2.48) est assez complexe à réaliser dans la pratique, des hypothèses de simplification sont adoptées :

- Le temps de propagation d'un rayon lumineux est infiniment court devant tous les temps caractéristiques généralement rencontrés dans les applications d'incendie. Le terme temporel peut donc être négligé.
- Le milieu est non diffusant et le coefficient d'absorption est égal au coefficient d'émission et une forme simplifiée est définie par :

$$\vec{s} \cdot \nabla I = k(I_b - I) \quad (2.49)$$

I_b est l'intensité du corps noir avec $I_b = \frac{\sigma}{\pi} T^4$ et σ est la constante de Stephan-Boltzmann.

Le flux radiatif \dot{q}'' défini dans l'équation de l'énergie est calculé à partir de l'intensité I , on aura alors :

$$-\nabla \cdot \dot{q}'' = k(U - 4\pi I_b) \quad \text{avec } U = \int_0^{4\pi} I d\Omega \quad (2.50)$$

2.6 Modélisation de l'évaporation du liquide

L'évaporation d'un liquide s'identifie par la perte de masse de ce dernier. Cette perte de masse est définie comme le débit massique surfacique \dot{m}'' caractéristique d'un feu. Cette grandeur est égale au taux d'évaporation du combustible liquide.

Le principe de vaporisation d'un liquide dans FDS est basé sur le fait que la vitesse à laquelle le combustible liquide se vaporise au cours de la combustion dépend de la température du liquide et de la concentration de vapeur de combustible au-dessus de la surface du foyer. Selon la relation de Clapeyron, la fraction volumique de la vapeur de combustible au-dessus de la surface dépend de la température d'ébullition T_b et celle du liquide T_s :

$$X_{F,l} = \exp \left[-\frac{h_v W_F}{R} \left(\frac{1}{T_s} - \frac{1}{T_b} \right) \right] \quad (2.51)$$

Avec h_v est la chaleur de vaporisation, W_F est la masse molaire du gaz combustible, T_s est la température de surface et T_b la température d'ébullition du combustible (K. Prasad et al, 1999). La vitesse de vaporisation du combustible liquide est gouvernée par la loi de diffusion de Stefan (R. Taylor, 1993) en tenant en compte des effets convectifs, est définie par :

$$\dot{m}'' = h_m \frac{\bar{p}_m W_F}{RT_g} \ln \left(\frac{X_{F,g} - 1}{X_{F,l} - 1} \right) \quad \text{avec} \quad h_m = \frac{Sh D_{l,g}}{L} \quad (2.52)$$

Où \bar{p}_m est la pression, T_g la température et $X_{F,g}$ est la fraction volumique de la vapeur du combustible dans une cellule adjacente à la surface liquide. Le nombre de Sherwood est donné par :

$$Sh = 0,037 Sc^{\frac{1}{3}} Re^{\frac{4}{5}} \quad ; \quad Sc = 0,6 \quad ; \quad Re = \frac{\rho \|u\| L}{\mu}$$

Le nombre de Reynolds est calculé en fonction des cellules adjacentes à la surface du foyer. La longueur de l'échelle L utilisée dans le calcul du nombre de Reynolds est pris égale à 1 m. Cette dernière est la même longueur d'échelle utilisée pour le calcul de transfert de chaleur par convection.

Dans un souci de complexité sur la modélisation du processus de vaporisation d'un liquide au cours de la combustion, une approche simplificatrice a été utilisée dans cette étude. Cette approche repose sur la connaissance du profil du débit massique expérimental. Ce débit expérimental est imposé au niveau de la surface du liquide, ce qui permet de négliger l'évaporation du liquide et le foyer devient comparable

à un brûleur. Cette approche est couramment utilisée dans la communauté d'incendie permettant de simplifier le processus de vaporisation.

2.7 Système de ventilation : HVAC

Un réseau ou encore système de ventilation est un ensemble de conduits étanches où circule de l'air insufflé ou extrait par une ventilation mécanique. Il assure le chauffage et/ou la climatisation d'une installation. Pour cela, il est assimilé à trois mots : le chauffage, ventilation et climatisation (en abrégé CVC), équivalent en France de l'anglais « heating, ventilation and air-conditioning » (en abrégé HVAC, diffusé mondialement). Pour la suite, on utilisera HVAC pour désigner un système de ventilation. Donc HVAC représente un ensemble de domaines techniques regroupant les corps d'état traitant du confort aérodynamique. Ce qualificatif s'applique à tous types de bâtiments (habitat, tertiaire, industriel), et regroupe les spécialités et spécialistes du chauffage, de la ventilation et de la climatisation.

2.7.1 Equations basées sur le solveur HVAC

L'ensemble du solveur HVAC est basé sur le solveur hydraulique thermique MELCOR (2000). Ce dernier est un programme informatique basé sur la simulation des accidents des bâtiments confinés de centrales nucléaires. Floyd et al (2004) ont montré dans le Fire and Smoke Simulator (FSSIM), l'intérêt d'utiliser le solveur MELCOR pour modéliser la propagation du feu et le mouvement de la fumée à travers des systèmes complexes de ventilation. Le solveur MELCOR utilise un solveur explicite pour les équations de conservation de masse et d'énergie combiné à un solveur implicite pour l'équation de la conservation de la quantité de mouvement. Le couplage du solveur HVAC au domaine de calcul de FDS est en partie basé sur les approches adoptées dans GOTHIC (2006). Le réseau de ventilation HVAC comme dit précédemment est représenté comme un réseau de nœuds et de conduits, où un nœud peut représenter la jonction d'un conduit au domaine de calcul de FDS ou la jonction de plusieurs conduits par exemple une jointure de trois conduits en T. Un segment de conduit dans le réseau représente un chemin d'un flux dont le sens dépend de la disposition des nœuds (nœud 1 à nœud 2 par exemple). Il peut également y avoir des surfaces variant sur leur longueur modifiant ainsi la vitesse du flux. Les équations de conservation de masse, de l'énergie, et de la quantité de mouvement résolues par le solveur de HVAC sont les suivantes:

- La conservation de masse : $\sum_j \rho_j u_j A_j = 0$ (2.53)

- La conservation d'énergie: $\sum_j \rho_j u_j A_j h_j = 0$ (2.54)

- La conservation de la quantité de mouvement:

$$\rho_j L_j \frac{du_j}{dt} = (p_i - p_k) + (\rho g \Delta z)_j + \Delta p_j - \frac{1}{2} K_j \rho_j |u_j| u_j \quad (2.55)$$

Où u est la vitesse dans le conduit, A est la section du conduit, et h est l'enthalpie du fluide dans le conduit. L'indice j indique un segment de conduit, les indices i et k indiquent les nœuds (où un ou plusieurs conduits se joignent et où un conduit se joint à un compartiment). ΔP est une source fixe de quantité de mouvement (un ventilateur ou un souffleur), L est la longueur du segment du conduit, et K est le coefficient de perte de charge du segment de conduit.

2.7.2 Couplage du système de ventilation HVAC à FDS

Les conditions d'entrée au niveau de chaque nœud d'un conduit sont déterminées en additionnant la masse et l'énergie des cellules de gaz avec ceux de nœud suivant en considérant également la pression moyenne. La masse totale et de l'énergie ainsi que la pression moyenne sont ensuite utilisées pour déterminer la température moyenne.

$$\bar{\rho}_i = \frac{\sum_j \rho_j A_j}{\sum_j A_j} ; \bar{Y}_{\alpha,i} = \frac{\sum_j Y_{\alpha,j} \rho_j A_j}{\sum_j \rho_j A_j} ; \bar{P}_i = \frac{\sum_j P_j A_j}{\sum_j A_j} \quad (2.56)$$

$$h_i = \frac{\sum_j \rho_j A_j c_p (T_j, Y_j)}{\sum_j \rho_j A_j} ; \bar{T}_i = \frac{\bar{h}_i}{c_p(\bar{T}_i, \bar{Y}_i)} \quad (2.57)$$

Où i est un nœud de conduit et j indique un segment de conduit.

Ainsi HVAC détermine les paramètres aux frontières du domaine de FDS. La figure 2.2 présente une représentation du couplage entre HVAC et le domaine de calcul de FDS.

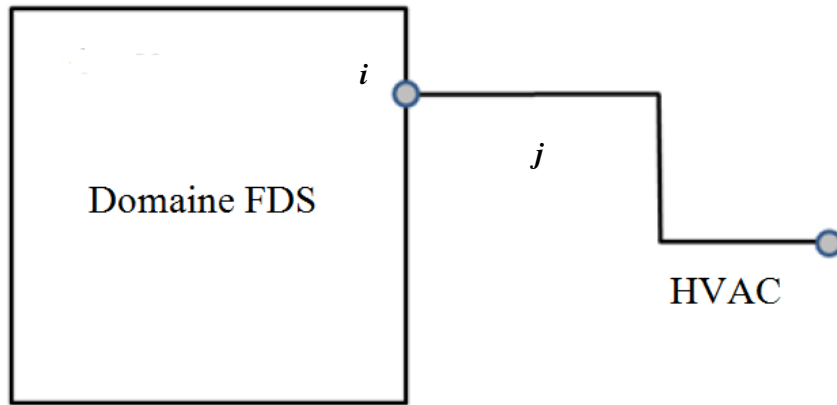


Figure 2.2 : Couplage de HVAC au domaine de FDS.

2.7.3 Généralité

Dans toutes les situations où les forces de frottement jouent un rôle significatif, la viscosité du fluide ne pourra plus être négligée. On passe alors de la notation de fluide parfait à celle de fluide réel. Les conséquences sont multiples, la première d'entre elles étant la difficulté de résolution de l'équation fondamentale de la dynamique (équation de Navier-Stokes) :

$$\rho \frac{d\vec{v}}{dt} = -\vec{\nabla}p + \mu\vec{\nabla}^2\vec{v} + \rho\vec{g} \quad (2.58)$$

Durant l'expérience d'O. Reynolds (1883), il a relativement distingué deux régimes d'écoulement : le régime laminaire et celui turbulent. Son expérience a permis en effet d'observer ces deux régimes à l'aide d'un dispositif comportant une conduite cylindrique transparente dans laquelle s'écoule un liquide avec un débit contrôlé par une vanne située en aval. En amont de cette conduite, un colorant est introduit à l'aide d'une pipette et permet la visualisation d'un filet de fluide coloré. Le dispositif est schématisé sur la figure 2.3.

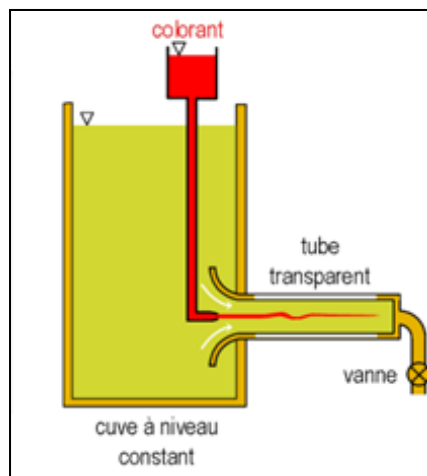


Figure 2.3 : Dispositif de l'expérience d'O. Reynolds (1883)

O.Reynolds (1883) a observé qu'avec une augmentation du débit, le filet coloré passe d'un état régulier et rectiligne (régime laminaire (a)) à une forme chaotique et instable (régime turbulent (c)), en passant par un état intermédiaire présentant des oscillations (régime transitoire (b)). La figure 2.4 met en évidence les régimes d'écoulement tiré de l'expérience d'O.Reynolds (1883).

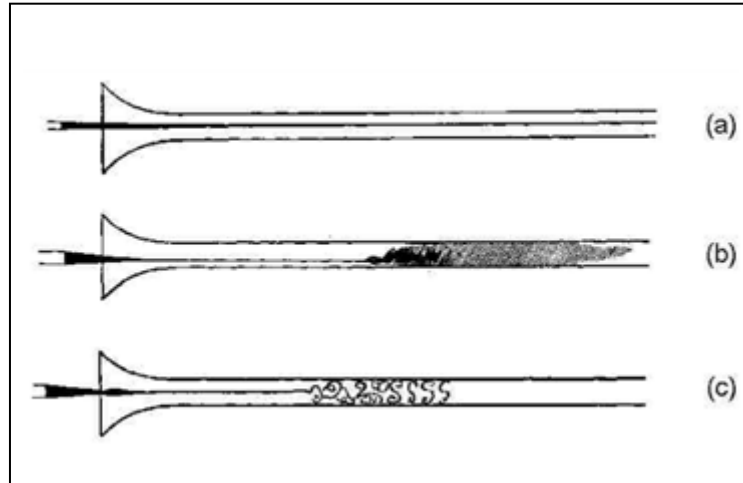


Figure 2.4 : Différents régimes d'écoulement [52]

A partir de ces observations, les travaux d'O.Reynolds (1883-1893) ont montré que la transition du régime laminaire au régime turbulent n'est pas seulement conditionnée par le débit mais dépend d'un ensemble de paramètres qu'il convient de regrouper pour former une quantité adimensionnelle appelée nombre de Reynolds. Ce nombre prend en compte la vitesse moyenne de l'écoulement v , le diamètre du conduit D , ainsi que les propriétés intrinsèques du fluide (masse volumique ρ et viscosité μ). Il est défini comme suite :

$$Re = \frac{\rho v D}{\mu} \quad (2.59)$$

Cette quantité sans dimension présente une valeur limite, il s'agit du nombre de Reynolds critique $Re_c \approx 2000$. La figure 2.5 présente le régime de turbulence en fonction du nombre de Reynolds.



Figure 2.5 : Régime de turbulence en fonction du nombre de Reynolds

On remarque qu'en dessous du nombre de Reynolds critique l'écoulement est laminaire. Au-delà de cette valeur seuil, le régime d'écoulement devient turbulent (cf. figure 2.5).

Que l'écoulement soit laminaire ou turbulent, la résolution de l'équation de *Navier-Stokes* passe par l'introduction de la notion de pertes de charge. Ainsi, pour rendre compte de la dissipation d'énergie due aux frottements visqueux, ces pertes de charges prendront place dans la formulation d'une **équation de Bernoulli généralisée**. C'est alors qu'il devient fondamental de faire la distinction entre écoulement laminaire et turbulent puisque les hypothèses liées à l'aspect laminaire vont permettre de formuler de manière analytique les pertes de charges, alors que le caractère turbulent d'un écoulement n'autorisera la formulation de ces mêmes pertes de charge qu'au travers de critères essentiellement empiriques. Dans le cadre de cette étude, les calculs des pertes de charges qui serviront à la mise en place des conditions aux limites seront effectués en régime laminaire.

Les pertes de charges sont des chutes de pression dues à la résistance que rencontrent les fluides en écoulement : les actions de cisaillement occasionnent en effet des pertes énergétiques. On considère généralement deux types de pertes de charge :

- Les pertes de charges linéiques ou régulières qui correspondent aux pertes liées à l'écoulement le long des conduites.
- Les pertes de charge singulières qui se manifestent devant un obstacle qui modifie la direction ou la section de passage du fluide (raccord, T, vannes, soupapes, etc.).

Le calcul de ces pertes de charges permet de dimensionner les conduites d'écoulement et de calculer les caractéristiques des pompes et ventilateurs qui provoquent et/ou maintiennent l'écoulement des fluides. La schématisation de ces pertes de charges est présentée sur la figure 2.6

2.7.4 Pertes de charges régulières ou linéiques

Les pertes de charge régulières dépendent du type d'écoulement, donc du nombre de Reynolds. Comme on l'a vu précédemment (figure 2.5), en dessous du nombre de Reynolds critique $Re_c=2000$ le régime est laminaire, et au-delà il est turbulent. Ces pertes dépendent également de la rugosité interne de la conduite (cf. figure 2.6). La rugosité absolue représente l'épaisseur moyenne des aspérités de surface du matériau composant la conduite. On la note ε , et elle est exprimée le plus souvent en millimètres. Par ailleurs, de la connaissance du diamètre D et de la rugosité absolue ε d'un conduit, on appelle rugosité relative le rapport ε/D .

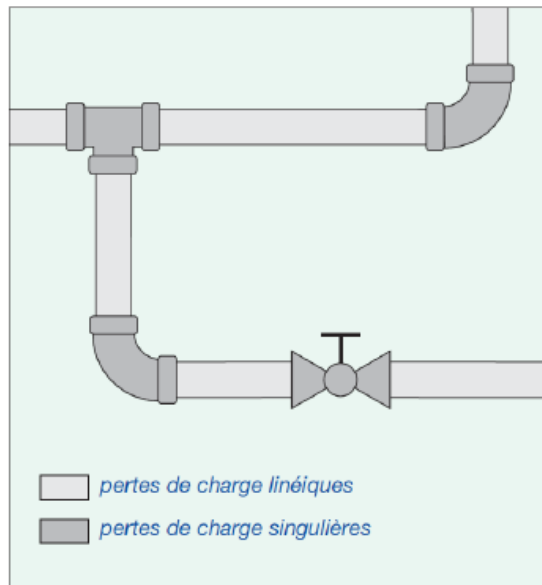


Figure 2.6 : Schématisation des deux types de pertes de charges



Figure 2.7 : Rugosité interne de la conduite

Afin de prendre en considération la perte énergétique de l'écoulement du fluide dans la conduite, on introduit la notion de perte de pression. En effet, la perte de charge s'assimile à la perte de pression dans le conduit, cette perte de pression se détermine comme suit :

$$\Delta P = f \frac{L}{D} \cdot \frac{1}{2} \rho V^2 \quad (2.60)$$

Avec L la longueur du conduit ; D le diamètre interne du conduit ; $\frac{1}{2} \rho V^2$ la pression dynamique du fluide et f le coefficient de frottement ou coefficient de friction du conduit.

Le plus souvent la perte de pression donc la perte de charge s'exprime en équivalence de hauteur de fluide, avec :

$$\Delta P = \rho gh \quad (2.61)$$

De l'équation (26) et (27) on obtient par substitution :

$$h = f \frac{L}{D} \cdot \frac{1}{2g} \rho V^2 \quad (2.62)$$

Pour un écoulement laminaire dans une conduite cylindrique horizontale, le coefficient de friction s'écrit :

$$f = \frac{64}{\text{Re}} \quad (2.63)$$

Les travaux de Poiseuille (1884) ont permis de justifier cette valeur de coefficient de friction en régime laminaire. L'objectif était de caractériser les pertes de charges régulières en considérant un écoulement laminaire d'un fluide de viscosité μ et de masse volumique ρ , dans une conduite cylindrique de rayon R posée horizontalement. Poiseuille (1884) [56] a pu établir une relation liant la vitesse u au rayon r de la conduite par :

$$u(r) = -\frac{Cste}{4\mu} (R^2 - r^2) \quad \text{où} \quad 0 \leq r \leq R \quad (2.64)$$

Cette équation a permis de fournir un profil hyperbolique du champ de vitesse d'un fluide en régime laminaire (figure 2.8).

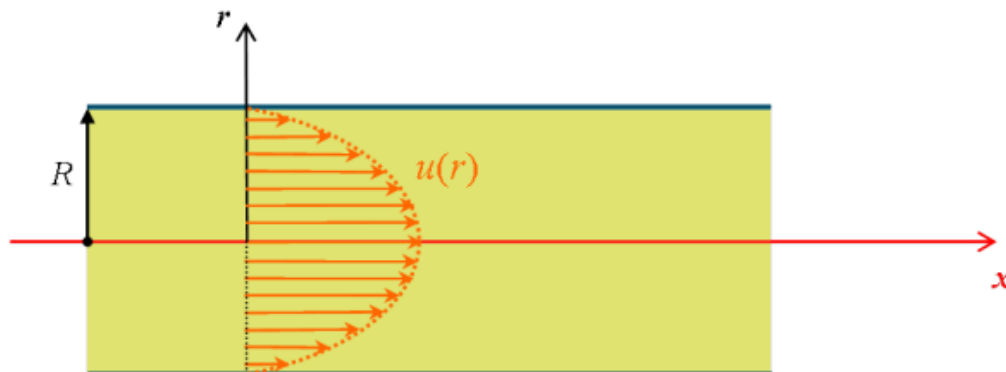


Figure 2.8 : Profil de vitesse en régime laminaire

Par la suite, Poiseuille (1844) arrive à établir la loi qui permet de déterminer les pertes de charge en fonction du débit volumique q_v et de la viscosité μ du fluide en considérant la longueur L de la conduite par :

$$\Delta P = \frac{8\mu}{\pi R^4} q_v \cdot L \quad (2.65)$$

Il est plus d'usage d'exprimer une perte de charge en fonction de la pression dynamique de l'écoulement dans la conduite. Cette pression dynamique est générée par le mouvement et s'exprime par $\frac{1}{2}\rho v^2$. La vitesse v est considérée comme la vitesse moyenne u dans le conduit où la pression dynamique est également exprimée en une valeur moyenne. Dans ces conditions, la perte de charge d'un conduit de longueur L et de rayon $R=D/2$ peut s'exprimer comme :

$$\Delta P = 8\mu \frac{v}{\left(\frac{D}{2}\right)^2} L = \left(\frac{1}{2}\rho v^2\right) \left(\frac{1}{\frac{1}{2}\rho v^2} 32\mu \frac{v}{D^2} L\right) = \left(\frac{1}{2}\rho v^2\right) \left(\frac{64\mu}{\rho v D}\right) \frac{L}{D} \quad (2.66)$$

En utilisant l'équation (2.65), on aura :

$$\Delta P = \frac{1}{2}\rho v^2 \frac{64}{\text{Re}} \frac{L}{D} \quad (2.67)$$

Et en utilisant l'équation (2.60) on justifie bien que le coefficient de friction en régime permanent vaut :

$$f = \frac{64}{\text{Re}}$$

Ainsi, les pertes de charge régulières sont proportionnelles à la pression dynamique, à une grandeur sans dimension L/D caractérisant la conduite, et au coefficient de perte de charge régulière f caractérisant l'écoulement et qui, lorsqu'il est laminaire ($\text{Re} < 2000$), se formule comme $f = 64/\text{Re}$

En considérant un écoulement turbulent ($\text{Re} > 2000$), le profil de vitesse n'est plus parabolique comme c'est le cas en régime laminaire. Cela est mis en évidence sur la figure 2.9 où l'on peut faire une comparaison de profil entre les deux régimes de turbulence. En effet, en régime turbulent le profil de vitesse s'uniformise sur un large domaine autour de l'axe et présente en conséquence une brusque variation au voisinage des parois comme on peut le voir sur la figure 2.9. Les pertes de charge régulières sont donc essentiellement dues aux frottements visqueux entre les particules fluides situées près des parois de la conduite. Ainsi, les caractéristiques de la paroi jouent un rôle important et la rugosité devient un paramètre non négligeable.

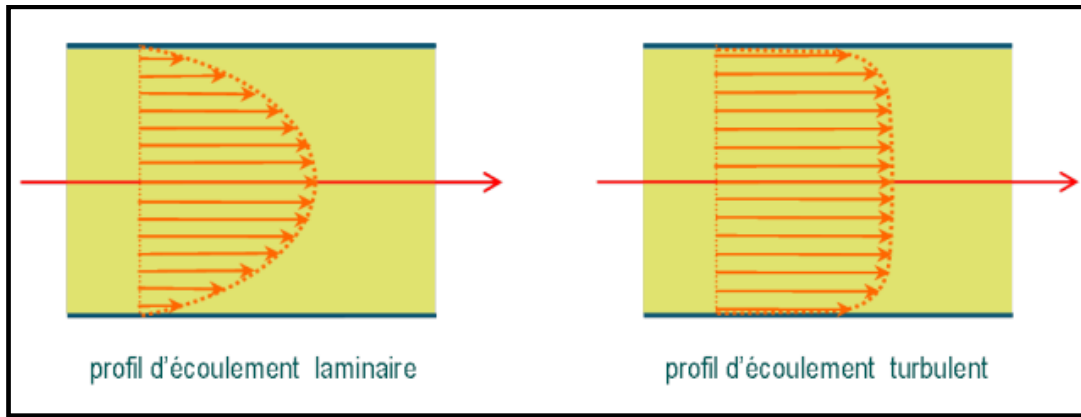


Figure 2.9 : Profil de vitesse en régime laminaire et en régime turbulent

Pour un écoulement turbulent Colebrook (1939) a pu établir une loi permettant de déterminer le coefficient de perte de charge régulière de manière empirique par :

$$\frac{1}{\sqrt{f}} = -2 \log_{10} \left[\frac{\varepsilon/D}{3,7} + \frac{2,51}{\text{Re} \sqrt{f}} \right] \quad (2.68)$$

Cette équation bien qu'intéressante, est une équation implicite peut facile à manipuler. La détermination de pertes de charges régulières nécessite l'utilisation des abaques construits sur la base de mesures expérimentales en utilisant l'équation empirique de Colebrook (1939). Donc, en considérant un écoulement turbulent dans une conduite cylindrique, la détermination des pertes de charges requiert l'utilisation des diagrammes de Moody (figure 2 .10).

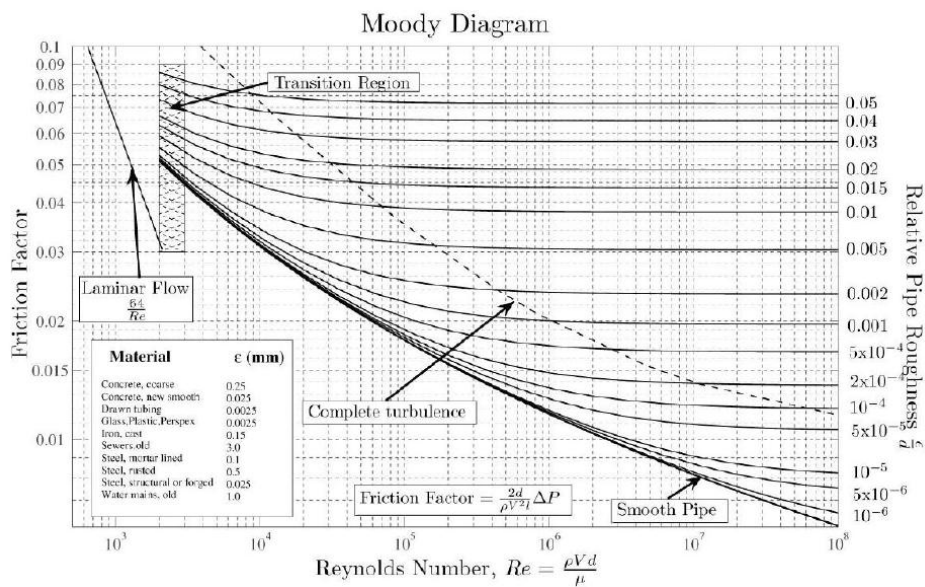


Figure 2.10 : Présentation du diagramme de Moody

En prenant en compte la large gamme de nombres de Reynolds envisageables, le diagramme de Moody utilise une échelle logarithmique ; lorsqu'un écoulement est laminaire ($Re < 2000$), la rugosité ne joue plus aucun rôle et $f(Re, \epsilon) = f(Re) = 64/Re$, ce qui conduit au tracé de la droite de pente négative et met en évidence le régime laminaire dans le diagramme de Moody.

Comme dit précédemment, dans le cadre de la présente étude, la détermination des pertes de charges se fera pour le cas d'un écoulement laminaire, ce qui ne nécessitera donc pas l'utilisation du diagramme de Moody.

D'un point de vue pratique, pour évaluer l'ensemble des pertes de charges occasionnées par un circuit hydraulique comportant une succession de différents tronçons de conduite, il faut tenir compte des pertes de charges liées aux singularités que sont les changements de direction et les changements de diamètres (rétrécissements et élargissements). En effet, dans un circuit hydraulique, les conduites ne sont pas toujours rectilignes, et n'ont pas toujours les mêmes diamètres, comme l'illustre le schéma de la figure 2.11.

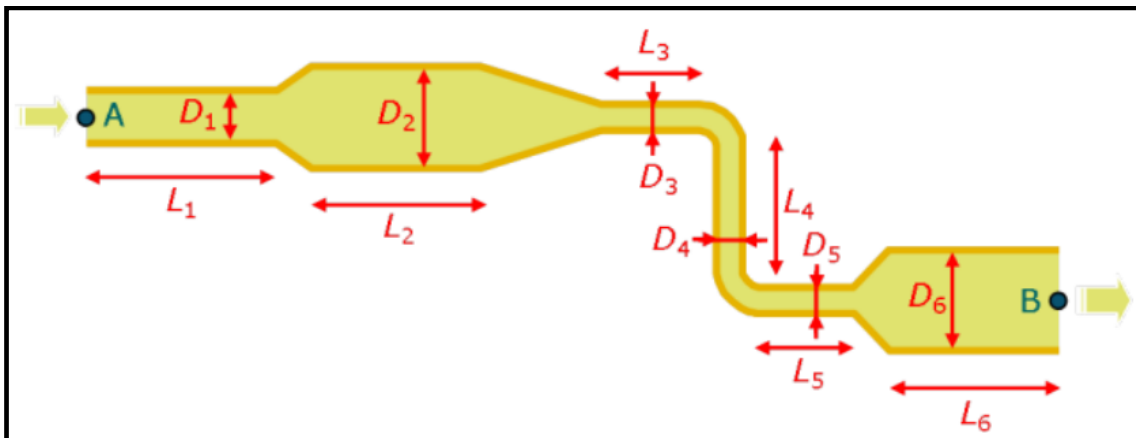


Figure 2.11 : Exemple de circuit hydraulique

Ainsi, la détermination des pertes de charges d'un écoulement d'un fluide dans un circuit hydraulique se formule par la somme des pertes de charges régulières et des pertes de charges dues aux changements de direction et de section. Ces pertes de charges sont appelées pertes de charges singulières. On peut ainsi déduire la formule qui permet de calculer les pertes de charges totales occasionnées par chaque tronçon par :

$$\Delta P_t = \frac{1}{2} \rho v^2 f \frac{L}{D} + \text{pertes de charges singulières} \quad (2.69)$$

2.7.5 Pertes de charges singulières

Le long d'un réseau hydraulique, les singularités se caractérisent par des changements de géométrie se produisant localement. Il s'agit par exemple de modifications du diamètre de la conduite (rétrécissement ou élargissement), de changements de direction (coudes), de vannes, clapets etc. Bien évidemment, ces singularités sont à l'origine de dissipations d'énergie qui se traduisent par des pertes de charge, dites pertes de charge singulières, venant s'ajouter aux pertes de charges régulières. En effet, les pertes de charges singulières correspondent aux accidents de parcours dans les réseaux hydraulique. Du théorème de transport de Reynolds et du théorème d'Euler, elles sont exprimées par la relation suivante :

$$\Delta P_s = K \cdot \frac{\rho v^2}{2} \quad (2.70)$$

Avec ΔP_s les pertes de charges singulières ; K le coefficient de pertes de charges singulières et $\frac{1}{2} \rho v^2$ la pression dynamique.

Contrairement au coefficient de pertes de charges régulières qui dépend du régime de turbulence, le coefficient de pertes de charges singulières dépend principalement du changement de section. On peut retrouver plusieurs approches analytiques simples pouvant permettre de calculer des coefficients de pertes de charges singulières pour la plupart des singularités. La figure 2.12 liste à titre d'exemple, de façon non exhaustive quelques singularités typiques avec les coefficients de pertes de charge associés. Mais pour des cas un peu plus complexe, ces coefficients de perte de charge sont le plus souvent déduits de mesures expérimentales. Dans le cas de notre travail, les coefficients de pertes de charge singulières sont calculés en fonction des mesures expérimentales.

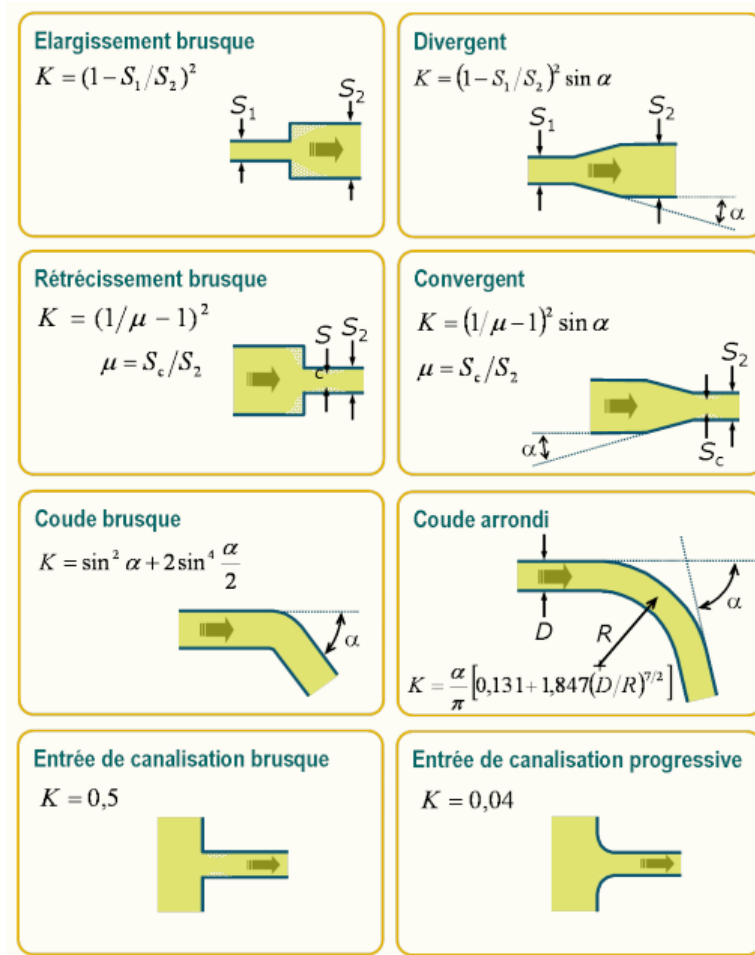


Figure 2.12 : Exemple de coefficients de pertes de charges singulières pour différentes singularités.

2.8 Conclusions

Ce chapitre présente les modèles numériques dans le code FDS qui seront utilisés dans cette étude pour prédire les phénomènes présents lors du processus de combustion. En effet, au cours d'un incendie il y a la présence d'un ensemble de phénomènes complexes. Tenter de traiter numériquement chaque phénomène amènerait à effectuer un calcul qui nécessiterait beaucoup de ressources informatiques. Pour éviter cela, il faut choisir les modèles adéquats. Dans les différents modèles pouvant définir le comportement d'écoulement réactifs, nous avons cité les modèles de combustion, d'extinction, de turbulence, de rayonnement et le solveur HVAC pour le système de ventilation.

Les équations qui gouvernent le comportement de ces différents mécanismes physiques sont simplifiées en se basant sur l'hypothèse d'un faible nombre de Mach. La turbulence est modélisée par l'approche de la simulation des grandes échelles où l'effet des petites échelles est représenté par différents modèles reposant sur le principe de Smagorinsky qui se repose sur la détermination de la viscosité dynamique. Parmi ces différents modèles, le plus avantageux est le modèle de Deardorff car

il concilie précision et gain de temps de calcul. La modélisation du rayonnement est traitée par l'hypothèse du milieu gris. L'évaporation du liquide est simplifiée comme un brûleur en imposant le débit massique de pyrolyse comme donnée de départ. L'extinction de la flamme peut être réalisée de deux manières soit par le critère d'une température critique de flamme soit par une concentration d'oxygène critique. Il existe également un cas particulier où on peut supprimer le critère d'extinction afin de permettre au processus de combustion de se dérouler normalement tant qu'il y'a de l'oxygène. La combustion dans la phase gazeuse peut être modélisée en appliquant l'hypothèse d'une combustion infiniment rapide ou à cinétique chimie finie. Dans le cas d'une combustion infiniment rapide, le taux de réaction est calculé par le modèle de la dissipation des tourbillons (EDC). La combustion peut être effectuée en une ou plusieurs étapes. Afin de mettre en évidence à la fois la présence du monoxyde de carbone et de l'hydrogène, une combustion en quatre étapes peut être utilisée. Au niveau de la modélisation des conditions aux limites, il est important de bien définir les caractéristiques du systèmes de ventilation afin de pouvoir dimensionner la configuration et de pouvoir calculer l'ensemble des pertes de charges qui participent à l'ensemble des écoulements.

Chapitre 3 : Description du dispositif expérimental

Ce chapitre est consacré à la présentation du dispositif expérimental étudié dans le présent travail de recherche. Il s'agit d'une installation à échelle réduite représentant une configuration réelle présente à l'IRSN. Ce dispositif a été mis en place lors des travaux de Lassus (2009). L'objectif était d'évaluer le risque d'inflammation des fumées riches en gaz imbrûlés à l'aide des mesures réalisées au niveau de la gaine d'extraction. Ces mesures ont été effectuées afin d'évaluer :

- La quantification des gaz imbrûlés,
- L'évolution des espèces et des températures dans la gaine d'extraction,
- L'influence de la nature du combustible sur le risque d'inflammation,

Ainsi, concernant les risques incendie, et plus particulièrement le risque d'inflammabilité des fumées riches en gaz imbrûlés, il apparaît important de pouvoir quantifier les températures et les espèces chimiques qui se forment. Nous tenterons de quantifier ces paramètres à l'aide de la simulation numérique et d'essais expérimentaux.

La modélisation numérique d'une installation expérimentale à échelle réduite est une aide précieuse pour la prédiction des incendies en milieu confiné sous-ventilé. L'objectif de ce chapitre est de présenter dans un premier temps les points de mesures qui ont permis d'obtenir les informations nécessaires à la modélisation numérique des conditions initiales de l'installation expérimentale. Ces conditions initiales sont ensuite utilisées afin de simuler le comportement du feu en milieu confiné ventilé. La détermination des conditions initiales du dispositif expérimental muni d'un système de ventilation a nécessité une étude expérimentale à froid (absence du feu). Cette dernière a été réalisée afin d'étudier le comportement des écoulements à froid dans l'ensemble de l'installation et de pouvoir dimensionner numériquement le réseau de ventilation de celle-ci. Pour cela, un ensemble de mesures supplémentaires de débits et de pressions a été effectué par rapport aux mesures réalisées dans le cadre des travaux de Lassus (2009). L'ensemble des points de mesures qui ont permis la détermination des conditions initiales sera présenté dans les parties qui suivent. Dans un second temps, nous présenterons les points de mesures qui ont contribué à l'évaluation des limites de prédiction du code de calcul FDS. L'évaluation des limites de prédiction du code de calcul FDS a nécessité une étude expérimentale à chaud (présence de feu). Celle-ci a nécessité des points de mesures d'espèces supplémentaires par rapport à ceux réalisés dans le cadre des travaux de Lassus (2009). Ces points de mesures sont également présentés dans les parties qui suivent.

En somme, l'objectif de ce chapitre repose sur la présentation de l'ensemble des points de mesures qui ont servi d'une part à déterminer les conditions initiales et d'autre part à évaluer les limites de prédiction du code de calcul FDS. Comme mentionné précédemment, en plus des mesures réalisées dans le cadre des travaux de Lassus (2009), des mesures supplémentaires ont été effectués dans le

cadre de cette étude. L'installation expérimentale utilisée dans le cadre de cette étude est la même que celle utilisée lors des travaux de Lassus (2009). Il apparaît donc important de rappeler dans un premier temps les caractéristiques qui ont permis la mise en place de ce dispositif. En effet, comme mentionné ci-dessus, le dispositif expérimental étudié dans le cadre de cette thèse est une installation à échelle réduite représentant une configuration réelle présente à l'IRSN. Le dimensionnement de cette maquette a nécessité l'utilisation de lois de similitude. Un rappel sur ces dernières sera fait dans la partie suivante et sur les réflexions qui ont permis la mise en place du dispositif expérimental.

Par la suite, une description des moyens techniques qui ont permis les mesures de débits, de pression et des espèces chimiques sera également présentée dans les parties suivantes. Les différents combustibles utilisés dans le cadre des essais expérimentaux en présence d'un feu seront également présentés.

3.1 Dimensionnement du dispositif expérimental

3.1.1 Principe de similitude

La réalisation d'expérimentation à échelle réelle des phénomènes liés à l'incendie est très coûteuse, ce qui entraîne une limitation sur la réalisation des essais. Cette limitation peut laisser des doutes sur la validité de certains résultats et donc rendre difficile les interprétations de certains phénomènes complexes comme l'inflammation des fumées riches en gaz imbrûlés. En prenant également en compte le volume important d'une configuration à échelle réelle, la maîtrise de l'ensemble des phénomènes devient encore plus complexe. Ainsi, le fait de réaliser des essais à échelle réduite permet d'éviter les problèmes de répétabilité des essais qui coûtent cher sur une installation à échelle réelle et surtout permet une meilleure maîtrise sur le feu et les moyens de mesures mis en place.

En prenant en compte le coût des essais à échelle réelle et le problème de répétabilité de ces essais, il apparaît judicieux d'étudier ces phénomènes sur une configuration à échelle réduite. Il va donc falloir justifier l'adéquation de la modélisation en similitude au problème d'inflammation de fumées. Cela pourra par la suite de permettre à l'ensemble des résultats d'être validés à échelle réelle.

Le dimensionnement du dispositif expérimental étudié dans cette thèse résulte d'une étude en similitude effectuée par Lassus (2009,2014). La modélisation en similitude est l'étude des phénomènes du feu sur une maquette à échelle réduite. Elle repose sur des équations de conservation permettant le respect des similitudes entre l'échelle réelle et la maquette.

3.1.2 Equations de conservation

Les équations représentatives des lois de similitudes seront présentées sous la forme monodimensionnelle afin d'éviter un nombre important d'équations. Ces lois sont établies à travers

des équations qui ne prennent pas en compte certains phénomènes à l'exemple des effets thermo-diffusifs et de la dissipation visqueuse dont la contribution peut être négligée. Les équations de conservation permettant le respect des similitudes entre l'échelle réelle et la maquette sont présentées ci-dessus :

L'équation de la conservation de la masse s'écrit :

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial \rho \cdot u}{\partial x} = 0 \quad (3.1)$$

La conservation de la quantité de mouvement donne :

$$\rho \cdot \frac{\partial u}{\partial t} + \rho \cdot u \cdot \frac{\partial u}{\partial x} = -\frac{\partial \hat{P}}{\partial x} + (\rho_a - \rho) \cdot g + \mu \cdot \frac{\partial^2 u}{\partial x^2} \quad (3.2)$$

Où $\hat{P} = p - p_a$ avec p_a la pression ambiante et $\frac{\partial p_a}{\partial x} = -\rho_0 \cdot g$

L'équation de conservation de l'énergie vaut :

$$\rho \cdot c_p \cdot \left[\frac{\partial T}{\partial t} + u \cdot \frac{\partial T}{\partial x} \right] = \lambda \cdot \frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \dot{Q}''' + \frac{\partial P}{\partial t} \quad (3.3)$$

Où \dot{Q}''' représente le terme source volumique d'énergie.

En vue d'optimiser l'utilisation des équations de conservation, ces dernières peuvent être adimensionnées en introduisant les paramètres caractéristiques suivants Lassus (2009):

- T_0, P_a et ρ_0 , valeurs initiales ou ambiantes pour la température, la pression et la masse volumique,
- l_r , longueur caractéristique,
- u_r , vitesse caractéristique,
- τ , temps caractéristique,

Les variables adimensionnées sont notées $\tilde{u}, \tilde{\rho}, \tilde{t}, \tilde{T}$ et \tilde{x} . Ils s'exprimeront sous la forme :

$$\tilde{u} = \frac{u}{u_r}, \tilde{\rho} = \frac{\rho}{\rho_r}, \tilde{t} = \frac{t}{\tau}, \tilde{T} = \frac{T}{T_r} \text{ et } \tilde{x} = \frac{x}{l_r}$$

Dans un souci de clarté et de compréhension, nous noterons l'ensemble des variables sans dimension comme étant différents groupements *II*.

- Equation de la conservation de la masse adimensionnée

En utilisant l'équation (3.1) et les variables adimensionnées, l'équation de conservation de masse adimensionnée est déterminée par :

$$\frac{l_r}{\tau \cdot u_r} \cdot \frac{\partial \tilde{\rho}}{\partial \tilde{t}} + \frac{\partial \tilde{\rho} \cdot \tilde{u}}{\partial \tilde{x}} = 0 \quad (3.4)$$

Ainsi, de l'équation (3.4), un premier groupement adimensionnel $II_1 = \frac{l_r}{\tau \cdot u_r}$ apparaît.

- Equation de la conservation de la quantité de mouvement adimensionnée

Après quelques simplifications et regroupements, l'équation de la conservation de la quantité de mouvement décrite dans l'équation (3.2) devient :

$$\tilde{\rho} \cdot \left[II_1 \cdot \frac{\partial \tilde{u}}{\partial \tilde{t}} + \tilde{u} \cdot \frac{\partial \tilde{u}}{\partial \tilde{x}} \right] = -II_2 \cdot \frac{\partial \tilde{P}}{\partial \tilde{x}} + II_3 \cdot \frac{\partial^2 \tilde{u}}{\partial \tilde{x}^2} + II_4 \cdot (1 - \tilde{\rho}) \quad (3.5)$$

On voit ainsi dans l'équation (3.5) la présence de trois autres groupes adimensionnels :

Le terme $II_2 = \frac{\hat{P}}{\rho_0 \cdot u_r^2}$ peut être éliminé en $II_2 = 1$ en faisant apparaître $\hat{P} = \rho_0 \cdot u_r^2$ qui représente le défaut de pression caractéristique.

$II_3 = \frac{\mu}{\rho_0 \cdot u_r \cdot l_r}$ est l'inverse du nombre de Reynolds Re qui représente le rapport des forces d'inertie aux forces de viscosité.

$II_4 = \frac{g \cdot l_r}{u_r^2}$ est l'inverse du nombre de Froude. Ce nombre est multiplié par :

$$1 - \tilde{\rho} = 1 - \frac{\rho}{\rho_0} = \frac{\Delta \rho}{\rho_0}$$

Le terme $\frac{g \cdot l_r}{u_r^2} \cdot \frac{\Delta \rho}{\rho_0}$ doit être conservé : celui-ci est le nombre de Richardson qui représente le rapport entre la pression dynamique et la pression due à la gravité. Etant donné que, pour tous les feux, on peut considérer que l'écart relatif de masse volumique $\frac{\Delta \rho}{\rho_0}$ est sensiblement le même, il conviendra de s'assurer de la préservation du nombre de Froude, ce qui revient à conserver l'échelle cinématique $u_r = l_r^{1/2}$.

- Equation de la conservation de l'énergie

En négligeant le terme source de variation de pression (avec l'hypothèse d'un faible nombre de Mach), l'équation de conservation devient :

$$\tilde{\rho} \cdot \left[II_1 \cdot \frac{\partial \tilde{T}}{\partial \tilde{t}} + u \cdot \frac{\partial \tilde{T}}{\partial \tilde{x}} \right] = \frac{\mu}{\rho_0 \cdot u_r \cdot l_r} \cdot \frac{\lambda}{\mu \cdot c_p} \cdot \frac{\partial^2 \tilde{T}}{\partial \tilde{x}^2} + \frac{\dot{Q}''' \cdot l_r}{\rho_0 \cdot u_r \cdot c_p \cdot T_0} \quad (3.6)$$

L'équation (3.6) met en évidence la présence de deux groupes adimensionnés, le terme II_3 présenté précédemment et un nouveau terme $II_5 = \frac{\lambda}{\mu \cdot c_p}$ qui représente l'inverse du nombre de Prandtl. Celui-

ci met en évidence les propriétés de l'écoulement avec les coefficients λ, μ , et c_p . Pour cela, ils doivent être conservés entre la configuration à échelle réduite et le dispositif à pleine échelle afin que le modèle réduit soit en similitude avec le modèle à échelle réelle.

En prenant en compte le terme source, on aura :

$$\frac{\dot{Q}''' \cdot l_r}{\rho_0 \cdot u_r \cdot c_p \cdot T_0} = \frac{\frac{\dot{Q}}{l_r^3} \cdot l_r}{\rho_0 \cdot u_r \cdot c_p \cdot T_0} = \frac{\dot{Q}}{l_r^2 \rho_0 \cdot u_r \cdot c_p \cdot T_0} \quad (3.7)$$

Par ailleurs, le nombre de Froude vaut $Fr = \frac{u_r^2}{g \cdot l_r}$, on peut donc écrire le terme source comme :

$$\frac{\dot{Q}}{l_r^2 \rho_0 \cdot u_r \cdot c_p \cdot T_0} = \frac{\dot{Q}}{l_r^2 \rho_0 \cdot Fr^{1/2} \cdot l_r^{1/2} \cdot g^{1/2} \cdot c_p \cdot T_0} = \frac{\dot{Q}}{\rho_0 \cdot Fr^{1/2} \cdot l_r^{5/2} \cdot g^{1/2} \cdot c_p \cdot T_0} \quad (3.8)$$

Par la suite, l'équation (4.6) fait apparaître un nouveau nombre adimensionnel II_6 . Ce nombre est connu sous le nom du nombre de Zukoski. Il s'exprime sous la forme suivante :

$$II_6 = \frac{\dot{Q}}{\rho_0 \cdot Fr^{1/2} \cdot l_r^{5/2} \cdot g^{1/2} \cdot c_p \cdot T} \quad (3.9)$$

Dépendant du terme source \dot{Q} , le terme II_6 représente un paramètre de dimensionnement associé au développement des feux.

De l'équation (3.9) on peut déduire l'expression suivante :

$$\frac{\dot{Q}}{Fr^{1/2} \cdot II_6} = \frac{\dot{Q}}{\frac{II_6}{II_4}} = \rho_0 \cdot l_r^{5/2} \cdot g^{1/2} \cdot c_p \cdot T \quad \text{car } II_4 = \frac{1}{Fr}$$

II_4 est l'inverse du nombre de Froude, et II_6 est le nombre de Zukoski, et que le nombre de Froude est conservé entre l'échelle réduite et l'échelle réelle. Il y a donc similitude entre la maquette et l'installation à pleine échelle au niveau du débit calorifique si et seulement si le terme $\frac{\dot{Q}}{l_r^{5/2}}$ est conservé.

- Conduction

En utilisant l'équation de Fourier, la perte de chaleur par conduction \dot{q}_{cond} s'écrit de la manière suivante :

$$\dot{q}_{cond} = \frac{\lambda_{mur} \cdot S \cdot (T_{mur} - T_0)}{\delta} \quad (3.10)$$

Avec $\delta \approx \sqrt{\frac{\lambda_{mur} \cdot \tau}{\rho_{mur} \cdot c_{p,mur}}}$ l'épaisseur du mur, représentant la distance de pénétration thermique à partir de la surface du mur.

Et T_{mur} la température au niveau de la surface du mur.

En utilisant le nombre de Zukoski II_6 on peut déduire le terme :

$$II_7 \equiv \tilde{Q}_{cond} = \frac{\dot{q}_{cond}}{\rho_0 \cdot Fr^{1/2} \cdot l_r^{5/2} \cdot g^{1/2} \cdot c_p \cdot T} = \frac{\lambda_{mur} \cdot l_r^2 \cdot T_0}{\sqrt{\frac{\lambda_{mur} \cdot \tau}{\rho_{mur} \cdot c_{p,mur}} \cdot \rho_0 \cdot c_p \cdot T_0 \cdot l_r^{5/2} \cdot g^{1/2}}}$$

Comme $\tau \approx \sqrt{\frac{l_r}{g}}$, le terme II_7 devient alors :

$$II_7 \equiv \tilde{Q}_{cond} = \frac{\sqrt{\lambda_{mur} \cdot \rho_{mur} \cdot c_{p,mur}}}{\rho_0 \cdot c_p \cdot g^{1/4} \cdot l_r^{3/4}} \quad (3.11)$$

La conservation du flux conductif résulte donc de la conservation du terme $II_7 \equiv \tilde{Q}_{cond}$. Ce qui revient à avoir $(\lambda \cdot \rho \cdot c_p)_{mur} \approx l_r^{3/2}$. Par ailleurs, durant un incendie, la capacité calorifique massique varie

peu en fonction de la température en dehors de celle de l'acier. Il peut donc être considéré comme un paramètre constant et il peut être défini comme $c_{p,mur} \approx l_r^0$. Comme la conductivité thermique et la masse volumique d'un matériau ont des évolutions similaires, ils peuvent être définis comme $\lambda_{mur} \approx \rho_{mur} \approx l_r^{3/4}$.

La conservation du flux conductif dépend également de l'épaisseur des murs δ_{mur} . Pour cela, il faut conserver le terme adimensionnel $II_8 = \frac{\delta_{mur}}{\delta}$. Ce terme s'exprime sous la forme suivante :

$$II_8 = \left(\frac{\lambda_{mur}}{\rho_{mur} \cdot c_{p,mur}} \right)^{-1/2} \cdot \left(\frac{g}{l_r} \right)^{1/4} \cdot \delta_{mur} \quad (3.12)$$

La conservation de ce terme implique que $\delta_{mur} \approx \frac{\lambda_{mur}^{1/2} \cdot l_r^{1/4}}{(\rho_{mur} \cdot c_{p,mur})^{1/2}}$ et donc que $\delta_{mur} \approx l_r^{1/4}$.

Ainsi, pour que le flux de chaleur par conduction soit conservé en similitude, il faudra qu'il obéisse à :

$$\dot{q}_{cond} = \frac{\lambda_{mur} \cdot S}{\delta_{mur}} \cdot (T_{mur} - T_0) \approx \frac{l_r^{3/4} \cdot l_r^2}{l_r^{1/4}} \approx l_r^{5/2} \quad (3.13)$$

Comme dit précédemment, le débit calorifique est en similitude si et seulement si le terme $\frac{\dot{Q}}{l_r^{5/2}}$ est conservé. Ainsi, le flux conductif est en similitude entre la maquette et la configuration réelle si et seulement si le débit calorifique l'est également.

- Convection

L'expression du flux convectif \dot{q}_{conv} est défini par :

$$\dot{q}_{conv} = h_{conv} \cdot S \cdot (T - T_{mur}) \quad (3.14)$$

De l'équation (4.14) et en utilisant le nombre de Zukoski, et en prenant aussi en compte la conservation du nombre de Froude on obtient le terme adimensionnel suivant :

$$\tilde{Q}_{conv} \equiv II_9 = \frac{\dot{q}_{conv}}{\rho_0 \cdot l_r^{5/2} \cdot g^{1/2} \cdot c_p \cdot T_0} = \frac{h_{conv}}{\rho_0 \cdot c_p \cdot g^{1/2} \cdot l_r^{1/2}} \quad (3.15)$$

Ainsi, la conservation en similitude du terme adimensionnel II_9 nécessite donc que $h_{conv} \approx \sqrt{g \cdot l_r}$.

Comme le terme $II_4 = \frac{g \cdot l_r}{u_r^2}$ est conservé en similitude par le biais de la conservation du nombre de

Froude, on peut donc en déduire que la vitesse caractéristique peut s'écrire sous la forme

$$u_r = \sqrt{g \cdot l_r} = l_r^{1/2} \text{ et donc que } h_{conv} \approx l_r^{1/2}.$$

Par conséquent le flux convectif est conservé en similitude si et seulement s'il respecte :

$$q_{conv} = h_{conv} \cdot S \cdot (T - T_{mur}) \approx l_r^{1/2} \cdot l_r^2 \approx l_r^{5/2} \quad (3.16)$$

Par analogie au flux conductif, le flux convectif est en similitude entre le modèle réduit et le modèle à échelle réelle si et seulement si le débit calorifique l'est également.

- Rayonnement

Le flux radiatif pour des murs assimilés à des corps noirs est défini par l'équation :

$$\dot{q}_r = \varepsilon \cdot \sigma \cdot S \cdot (T^4 - T_0^4) \quad (3.17)$$

Comme précédemment pour le flux conductif et convectif, à partir de l'équation (3.17) en utilisant le nombre de Zukoski II_6 et en prenant compte la conservation du nombre de Froude, on déduit le terme adimensionnel suivant :

$$II_{10} \equiv \tilde{Q}_r = \frac{\dot{q}_r}{\rho_0 \cdot l_r^{5/2} \cdot g^{1/2} \cdot c_p \cdot T_0} = \frac{\varepsilon \cdot \sigma \cdot T_0^3}{\rho_0 \cdot c_p \cdot g^{1/2} \cdot l_r^{1/2}} \quad (3.18)$$

Comme le terme adimensionnel doit également être conservé. Il va donc falloir que $T_0^3 \approx \sqrt{g \cdot l_r} \approx l_r^{1/2}$, ce qui signifie que $T_0 \approx l_r^{1/6}$. Cela permet de dire que ce terme n'est pas conservé en similitude, et donc que le transfert de chaleur par rayonnement n'est pas en similitude entre le modèle réduit et l'installation à échelle réelle.

3.1.3 Nombres adimensionnels

A l'aide des équations adimensionnées présentées ci-dessus, Lassus (2009) a déterminé les nombres adimensionnels permettant la conservation des phénomènes physiques entre l'échelle réelle et la maquette. Le tableau 3.1 présente ces nombres adimensionnels qui permettent de comparer différents phénomènes physiques pour chacune des deux échelles.

Nombre adimensionnel de	Phénomènes comparés	Expression du rapport
Richardson	Pression dynamique et pression due à la gravité	$R_i = \Delta\rho gL / \rho_0 / u^2$
Froude	Energie cinétique et énergie potentielle due à la gravité	$Fr = u^2 / g / L$
Reynolds	Inertie et viscosité	$Re = uL / \gamma$
Grashof	En convection naturelle, force d'Archimède et force de viscosité	$Gr = g \beta \Delta T L^3 / \gamma^2$

Tableau 3.1 : Nombres adimensionnels

3.1.4 Echelles de similitudes entre l'installation réelle et la maquette.

L'installation expérimentale utilisée dans cette étude est la représentation à échelle réduite d'un local confiné-ventilé d'un volume de 100 m³ dont la forme, dans un but de simplification, a été assimilée à un cube. Les caractéristiques de l'enceinte à échelle réelle sont présentées dans le tableau 4.2. Le dimensionnement de l'installation à échelle réduite exige de respecter les lois de similitudes décrites dans la partie précédente.

Volume	100 m ³
Forme	Cubique
Débit calorifique maximal potentiel	≈ 1MW
Renouvellement horaire d'air	3 à 5
Forme des gaines de ventilation	Section carré
Largeur des gaines	0,45 m

Tableau 3.2- Propriétés de l'installation de référence

En effet, la maquette expérimentale possède un volume de 8 m³, ce qui correspond à une échelle géométrique $k_g = \frac{2}{4,64} = 0,43$. Comme la largeur des gaines de ventilation des installations existantes est comprise entre 0,4 et 1 m, en utilisant l'échelle géométrique, la largeur des gaines de la maquette réduite doit être comprise entre 0,17 et 0,43 m. Une largeur de 0,2 m a été choisie.

Afin d'avoir une bonne similitude entre l'échelle réduite et l'échelle réelle, il est nécessaire de connaître l'équivalence des vitesses des gaz au sein du caisson et des gaines de ventilation. En effet, l'installation à échelle réduite est constituée d'un caisson de 8 m³ et d'un ensemble de gaines de ventilations de 0,2 m de largeur. Comme dit précédemment, la différence de masses volumiques entre la maquette et l'installation réelle est considérée comme négligeable, et donc la conservation du nombre de Froude est suffisante pour déterminer l'échelle cinématique. Ainsi, en utilisant la

conservation du nombre de Froude, on obtient : $\bar{Fr} = 1$, ce qui équivaut à $\frac{u^2}{L} = 1$. Cela permet par la suite d'avoir une échelle cinématique qui vaut $k_c = \sqrt{k_g} = 0,66$.

L'étude à échelle réduite nécessite également de respecter les lois de similitude pour différents débits calorifiques afin de garder des valeurs réalistes. Dans l'étude des lois de similitude détaillée dans la partie précédente, l'échelle des débits calorifiques est définie par : $\bar{Q} = k_g^{5/2} \approx 0,12$. On peut retrouver l'équivalence des débits calorifiques entre le dispositif réduit et celui à échelle réelle dans le tableau 3.3.

Débit calorifique de la maquette (kW)	5	10	20	30	60	90	100	130
Débit calorifique de l'installation réelle (kW)	41	82	164	246	492	738	821	1067

Tableau 3.3-Equivalence des débits calorifiques entre la maquette et l'installation de référence.

Dans la suite du respect des lois de similitude entre la maquette et l'installation de référence, il reste à démontrer l'équivalence du régime de ventilation entre les deux dispositifs. Pour cela, le réglage du débit de ventilation au niveau du système de ventilation requiert la connaissance du rapport de proportion entre la maquette et l'installation réelle sur les renouvellements horaires d'air (noté Rh en français et ACPH en anglais). Dans les installations industrielles, ces renouvellements horaires sont généralement inférieurs à 5. Afin de trouver l'équivalence de ces renouvellements dans notre dispositif expérimental, il va falloir tenir compte de l'échelle temporelle $k_t = \sqrt{k_g} \approx 0,66$. Etant donné que le renouvellement horaire s'exprime en h^{-1} , l'échelle des renouvellements horaires vaudra alors $k_{Rh} = \frac{1}{k_t} \approx 1,52$. On retrouve ainsi les équivalences de renouvellements entre la maquette et le dispositif à échelle réelle présentées dans le tableau 3.4.

Rh de la maquette	1,5	2,3	3	3,8	4,6	5,3	6,1	6,9	7,6
Rh de l'installation de référence	1	1,5	2	2,5	3	3,5	4	4,5	5

Tableau 3.4- Equivalences des renouvellements horaires d'air entre la maquette et la référence.

De l'analyse de ces résultats, on remarque que le nombre de Reynolds de l'installation de référence est supérieur à celui de la maquette ($Re_{maquette} = 0,284.Re_{installation}$). Cependant, étant donné que les phénomènes de diffusion sont secondaires dans la présente étude, l'écart entre le nombre de Reynolds ne desservira que très peu la similitude. Nous remarquons également que les nombres de Reynolds

mettent en évidence la même gamme d'écoulements entre les deux configurations appartenant au régime turbulent.

3.1.5 Limites de la réduction d'échelle

Notre étude porte sur la réalisation d'un feu en milieu confiné à échelle réduite. Mentionnée dans la partie précédente, la mise en place d'une installation à échelle réduite en vue d'y réaliser des tests d'incendie nécessite le respect des lois de similitudes.

La similitude est envisageable à condition de vérifier que les grandeurs suivantes ne dépendent pas des dimensions du local choisies :

- Les températures,
- La pression
- La composition des gaz,
- Les distances en tenant compte de l'échelle géométrique (rapport entre les longueurs caractéristiques entre l'échelle réelle et celle réduite),
- Les vitesses par la relation $u_r = l_r^{1/2}$,
- Le débit calorifique du feu en préservant le nombre $\frac{\dot{Q}}{l_r^{5/2}}$,
- Les flux conductifs et convectifs si le débit calorifique du feu est en similitude.

Nous avons vu que l'avantage de la réduction d'échelle repose sur la réalisation d'un nombre d'essais plus importants que lorsque les essais sont effectués à pleine échelle. On a également une meilleure maîtrise du feu, et surtout un plus faible coût au niveau des dépenses. Malgré ces avantages, ce type de réduction d'échelle présente également des limites. Parmi celles-ci, nous pouvons noter le non-respect de la conservation du nombre de Reynolds. Cela intervient surtout au niveau des parois intérieures du caisson avec la ventilation mécanique. Dans notre installation expérimentale, cela interviendrait au niveau des conduits d'extraction et de dilution. Afin de pallier cette difficulté, la ventilation doit être portée à une vitesse suffisante pour générer un écoulement turbulent au niveau de l'échelle réduite et de l'installation ($Re \geq 10000$). On a également le flux de chaleur rayonné au niveau des parois qui n'est pas conservé en similitude (Lassus, 2009 et 2014) ce qui pourrait influencer sur le débit massique de pyrolyse.

3.2 Description du dispositif expérimental

3.2.1 Propriétés physiques du caisson

Le dispositif expérimental comporte un caisson cubique d'un volume intérieur de 8 m^3 (cf. Figure 3.1). Les murs sont construits en Siporex, un béton cellulaire incombustible de 200 mm d'épaisseur qui fournit une isolation naturelle de conductivité thermique $\lambda = 0,12 \text{ W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$, de capacité calorifique massique $c_p = 1 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$ et de masse volumique $\rho = 400 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3}$. Une couche isolante est fixée sur les murs, constituée de Promatech H, un silicate de calcium de 35 mm d'épaisseur ayant une conductivité thermique de $\lambda = 0,175 \text{ W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$ à 20°C , une capacité calorifique massique de $c_p = 0,92 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$ et une masse volumique de $\rho = 870 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3}$. Le plafond est constitué de deux épaisseurs superposées de Promatech H. Le caisson est équipé d'une porte isolée thermiquement, de dimensions $1,9 \times 1,9 \text{ m}^2$, située en paroi Est au niveau du sous-sol (en direction y) pour l'accès du personnel. Une partie vitrée (de dimension $0,16 \text{ m} \times 0,16 \text{ m}$), caractérisée par une faible dilatation thermique et une bonne résistance aux chocs thermiques, est localisée du côté Nord du caisson, permettant la visualisation de l'évolution du feu en utilisant une caméra numérique placée à l'extérieur.

Le caisson utilisé dans cette étude est le même que celui utilisé lors des travaux de Lassus (2009). Cependant, le confinement du caisson a changé. En effet, dans le cadre des travaux de Lassus (2009), les murs étaient uniquement construits en Siporex et n'étaient pas recouverts par une couche de Promatech. Ainsi, les configurations d'isolation entre le dispositif expérimental de Lassus (2009) et de cette étude ne sont pas identiques. On pourra par la suite, à l'aide d'une comparaison des résultats expérimentaux issus des deux études, dégager l'influence du confinement du local sur les paramètres physiques liés à la combustion dans le chapitre 6.



Figure 3.1- Vue de face de l'installation expérimentale

3.2.2 Système de ventilation

L'installation expérimentale, dont le caisson est présenté ci-dessus, est munie d'un système de ventilation. Ce dernier est constitué d'une gaine d'admission, d'une gaine d'extraction adjacente au caisson, d'une gaine de dilution et d'un ventilateur qui pilote l'extraction. L'ensemble des conduits sont en acier galvanisé et ont une section carrée de 0,2 m de côté. Au niveau des gaines d'extraction et de dilution, les faces latérales sont vitrées afin de pouvoir visualiser une inflammation potentielle. Au niveau du caisson et des conduits, le verre utilisé est un verre vitrocéramique transparent NEOCERAM, d'une épaisseur de 4 mm. Le type de verre utilisé possède une conductivité thermique de $\lambda = 1,7W \cdot m^{-1} \cdot K^{-1}$ et une capacité calorifique massique de $c_p = 0,80kJ \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}$.

La gaine d'admission se situe en partie basse du caisson et le réseau d'extraction de fumées adjacent au caisson se trouve en partie haute du caisson. Le réseau d'extraction de fumée est composé de la gaine d'extraction, de la gaine de dilution et de la gaine menant au ventilateur. La gaine d'extraction mesure 1,1 m, se trouve à 1,7 m du sol et est reliée perpendiculairement à la gaine de dilution. La gaine de dilution, quant à elle, mesure 2,5 m et se situe également à 1,7 m du sol. L'extraction mécanique est faite à l'aide d'un ventilateur centrifuge SYSTEMAIR EURO S7440 placé à la sortie d'un conduit orthogonal à la gaine de dilution. Il est situé à une hauteur de 2,6 m et permet d'obtenir un débit d'air variant de 0 à 1400 m³.h⁻¹. Il s'agit d'un ventilateur à variateur de vitesse monophasé permettant de choisir le débit d'air voulu. La figure 4.2 présente quatre courbes caractéristiques de ventilateurs centrifuges dont celle utilisée dans la présente étude. Ces courbes présentent la gamme des différents débits utilisables en fonction de la pression statique qui lui est assignée

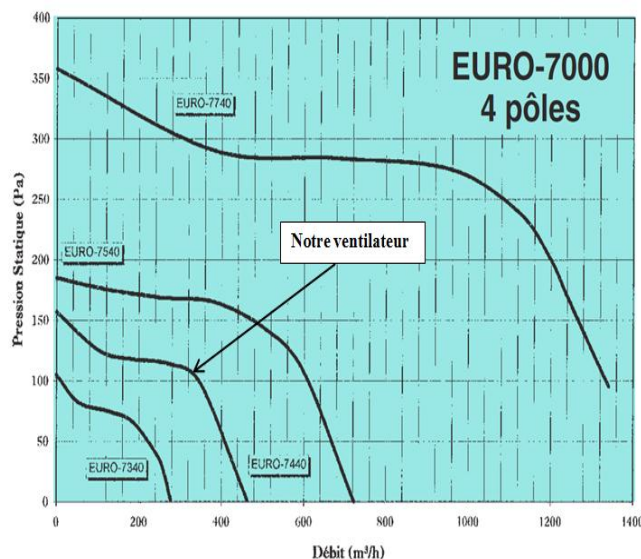


Figure 3.2- Courbes caractéristiques du ventilateur centrifuge 7440.

Durant les essais expérimentaux, après la mise en marche du ventilateur centrifuge, le réglage des débits d'air au niveau des gaines d'admission et de dilution se fait par le biais d'un réglage de clapets

rectangulaires LDT-T-200 situés en amont de ces gaines. Ces clapets peuvent être fermés entièrement avec une étanchéité que l'on peut considérer comme totale. Les renouvellements horaires d'air (Rh) dans le local varient entre 3 et 5. Ce sont les mêmes que ceux étudiés par Lassus (2009, 2010). En utilisant ces renouvellements horaires et en considérant le volume de 8 m³ du caisson, les débits d'entrées d'air varient entre 0,00667 m³.s⁻¹ et 0,01111 m³.s⁻¹. Les gaines ayant une section carrée de 0,2 m côté, les vitesses d'entrée d'air varient entre 0,1667 m.s⁻¹ et 0,2778 m.s⁻¹. Les capteurs de mesures de vitesses utilisés dans cette étude sont fiables lorsque la vitesse est de l'ordre de 1 m.s⁻¹. Ainsi ces derniers ne peuvent pas effectuer des mesures de vitesses variant entre 0,1667 m.s⁻¹ et 0,2778 m.s⁻¹. Afin de pallier ce problème, un rétrécissement de la section (0,08 m de diamètre) en amont des gaines d'admission et de dilution a été réalisé afin d'avoir des vitesses qui varient entre 1,33 m.s⁻¹ et 2,22 m.s⁻¹.

3.2.3 Composition chimique des combustibles étudiés

Durant un essai d'incendie mettant en présence un combustible solide, le foyer de celui-ci atteint sa pleine puissance plus lentement que celui d'un combustible liquide. Cela peut engendrer des problèmes de caractérisation et de reproductibilité des tests. Ainsi, pour être plus reproductible dans nos essais, nous avons choisi différents combustibles liquides présentant des atouts plus intéressants que ceux d'un combustible solide. Les combustibles utilisés et étudiés sont l'heptane, le dodécane pur et le dodécane technique. Le dodécane pur et l'heptane avaient déjà été étudiés au cours de la thèse de Lassus (2009), la réalisation d'essais avec du dodécane technique (encore appelé TPH tétra propylène hydrogéné) permet donc de fournir des données intéressantes, ce liquide n'ayant jamais été testé en milieu confiné sous-ventilé. Le dodécane technique est utilisé comme diluant dans les usines de traitement de combustibles usés et est beaucoup utilisé dans les locaux de l'IRSN comme combustible dans des essais d'incendie en milieu confiné ventilé.

L'heptane a été sélectionné pour les bonnes connaissances de ses propriétés physico-chimiques. C'est un liquide incolore, très volatil et quasiment inodore. Il est insoluble dans l'eau mais miscible avec de nombreux solvants organiques. Sa plus grande particularité, en plus d'être très volatil, est sa très grande inflammabilité. Au cours des travaux de Lassus (2009), l'IANESCO (Institut d'Analyses et d'Essais en Chimie de l'Ouest) a fait une analyse chimique de la composition chimique de l'heptane utilisé dans cette étude. Cette analyse est présentée dans le tableau 3.5. Cette analyse a pu mettre en évidence une densité de 800 kg.m⁻³. Ainsi l'heptane utilisé dans cette étude est certifié à 26 % pur, dans son état pur, il est appelé n-heptane. Par ailleurs, de l'analyse des données de NIST, le n-heptane possède une masse volumique de 684 kg.m⁻³, un point éclair de -4 °C et un point d'ébullition de 371,5 K.

Espèce chimique	Formule	Masse molaire ($g.mol^{-1}$)	Fraction massique (%)
2-méthylhexane	C_7H_{16}	100,2	9,56
2,3-diméthylpentane	C_7H_{16}	100,2	4,58
3-méthylhexane	C_7H_{16}	100,2	15,74
1,2 et 1,3-diméthyl cyclopentanes	C_7H_{16}	100,2	21,01
n-heptane	C_7H_{16}	100,2	26,22
Méthylcyclohexane	C_7H_{14}	98,19	20,9
Ethylcyclopentane	C_7H_{14}	98,19	1,99

Tableau 3.5-Composition chimique en masse de l'heptane utilisé (Lassus, 2009).

De l'analyse faite par l'IANESCO, l'heptane utilisé ne contient que 26,22 % de n-heptane, les autres constituants étant des isomères de l'heptane.

D'un autre côté, le dodécane pur est aussi un liquide incolore mais contrairement à l'heptane, il est peu volatil et possède une forte odeur. Sa plus grande particularité se situe au niveau de son point éclair élevé, ce qui lui confère le statut de combustible liquide qui ne s'enflamme pas facilement. Il s'agit du dodécane RECTAPUR certifié à 99% et fourni par VWR-PROLABO. Au cours des travaux de Lassus (2009), l'IANESCO (Institut d'Analyses et d'Essais en Chimie de l'Ouest) a également fait une analyse chimique de la composition chimique du dodécane pur utilisé dans cette étude. Cette analyse est présentée dans le tableau 3.6. Ce dernier a une masse volumique de $749 kg.m^{-3}$, un point éclair de 74 °C et un point d'ébullition de 216 °C.

Espèce chimique	Formule	Masse molaire ($g.mol^{-1}$)	Fraction massique (%)
Octane	C_8H_{18}	114	0.036
Cyclopentane, butyl	C_9H_{18}	126	0.022
Undecane	$C_{11}H_{24}$	156	0.226
2,3-Diméthyldecane	$C_{12}H_{26}$	170	0.017
Undecane, 2-méthyl	$C_{12}H_{26}$	170	0.037
Undecane, 3-méthyl	$C_{12}H_{26}$	170	0.051
Naphtalene, decahydro-2,6-diméthyl	$C_{12}H_{22}$	166	0.048
Cyclohexane, 1-méthyl, 2-penthyl	$C_{12}H_{24}$	168	0.093
n-Dodécane	$C_{12}H_{26}$	170	98.971
Cyclohexane, hexyl	$C_{12}H_{24}$	168	0.012
Undecane, 2,6-diméthyl	$C_{13}H_{28}$	184	0.195
Cyclohexane, 2-butyl-1,1,3-triméthyl	$C_{13}H_{26}$	182	0.044
Tridecane	$C_{13}H_{28}$	184	0.148
Cyclotetradecane	$C_{14}H_{28}$	196	0.048
Hexadecane	$C_{16}H_{34}$	226	0.004

Tableau 3.6-Composition chimique en masse du dodécane pur, (Lassus, 2009).

De l'analyse faite par l'IANESCO, on remarque que le dodécane utilisé est composé de 99 % de n-dodécane avec la présence d'autres espèces. Ces espèces peuvent intervenir lors de la mesure des gaz imbrûlés notamment les hydrocarbures résultant de la dégradation thermique du dodécane. En effet, ces espèces peuvent influencer la pyrolyse, il est ainsi difficile de savoir si les concentrations mesurées

des hydrocarbures totaux sont dues à la décomposition thermique du dodecane ou à la volatilisation du 1 % d'autres espèces avant allumage. Comme le dodecane utilisé est composé en majorité de n-dodecane, nous supposons les concentrations des hydrocarbures mesurées comme des gaz imbrûlés résultant de la dégradation thermique du n-dodecane.

Au niveau du dodécane technique encore appelé tétra propylène hydrogéné (TPH), c'est un mélange d'hydrocarbures dont la condensation moyenne en carbone est voisine de 12 : il est souvent décrit comme un dodécane ramifié, même si certaines de ses propriétés physico-chimiques sont sensiblement différentes de celle du n-dodécane. C'est un liquide incolore et contrairement au dodécane pur, il est volatil et s'enflamme facilement. Dans le cadre de cette étude, l'IANESCO (Institut d'Analyses et d'Essais en Chimie de l'Ouest) a fait une analyse chimique de la composition chimique du dodécane technique. Cette analyse est présentée dans le tableau 3.7. Ce dernier a une masse volumique de 744 kg.m^{-3} et un point éclair de $55 \text{ }^\circ\text{C}$.

Espèce chimique	Formule	Masse molaire (g.mol^{-1})	Fraction massique (%)
Tétra Propylène Hydrogéné	$\text{C}_{12}\text{H}_{26}$	170	83
heptane, 2, 2, 4, 6,6-pentamethyl-	$\text{C}_{11}\text{H}_{24}$	156	5,13
Décane, 2, 6, 7,-trimethyl-	$\text{C}_{11}\text{H}_{24}$	156	2,89
Décane, 2, 5, 9,-trimethyl-	$\text{C}_{11}\text{H}_{24}$	156	1,9
Décane, 3, 3, 8,-trimethyl-	$\text{C}_{11}\text{H}_{24}$	156	0,58
Autres hydrocarbures ramifiés	$\text{C}_{11}\text{H}_{24}$	156	6,49

Tableau 3.7- Composition chimique en masse du dodecane technique

De l'analyse faite par l'IANESCO, on remarque que le dodécane technique utilisé dans cette étude est un mélange d'hydrocarbures composé de 83 % de Tétra Propylène Hydrogéné [TPH ($\text{C}_{12}\text{H}_{26}$)] et de 30 % d'alcane ramifiés en masse.

Dans un souci de simplification, nous considèrerons que les propriétés physiques du dodécane technique sont les mêmes que celles du dodécane pur lors de la modélisation numérique de celui-ci. Les propriétés physiques utilisées lors de la modélisation numérique de l'heptane, du dodécane pur et technique sont présentées sur le tableau 3.8.

Combustible	Formule	$M(\text{g.mol}^{-1})$	$\rho(\text{kg.m}^{-3})$	LII(% vol)	Point éclair($^\circ\text{C}$)	$T_{\text{ebullition}}(^\circ\text{C})$
Heptane	C_7H_{16}	100,2	684	1,05	-4	98
Dodécane	$\text{C}_{12}\text{H}_{26}$	170,35	750	0,6	74	216

Tableau 3.8-Propriétés physiques de l'heptane et le dodecane (pur ou technique).

3.2.4 Caractéristiques des cuves utilisées et conditions du remplissage des combustibles

Des cuves circulaires en acier inoxydable, de différents diamètres, sont disposées sur un peson permettant de mesurer la perte de masse en combustible au cours des essais. Celui-ci est protégé de

l'effet des flammes par un boîtier isolant. L'ensemble, cuve et peson, est placé sur un châssis métallique de 25 cm de haut.

Afin d'éviter des effets de bord de la cuve lors des essais (accessibilité de l'air dans la zone de combustion), la quantité de combustible utilisée est déterminée en fonction de la taille de la cuve selon le rapport $\frac{h}{D} = 11,5\%$ où h représente la hauteur de combustible dans la cuve et D le diamètre de cette dernière. Le niveau du combustible est ajusté au niveau du bord de la cuve dans le cas des feux d'heptane par un complément aqueux, l'eau et l'heptane n'étant pas miscible.

Dans le cas du dodécane, l'eau ne peut pas être utilisée pour ajuster la hauteur du combustible avec le niveau du bord de la cuve. En effet, compte tenu de la température élevée de vaporisation du dodécane, l'eau sous-jacente pourrait être portée à ébullition, cela fait référence au boilover observé par Garo (1994,1996). Ainsi, afin de pallier à ce problème, des cuves moins hautes sont utilisées, ayant une hauteur respectant le rapport $\frac{h}{D}$.

3.2.5 Instrumentation du dispositif expérimental

L'installation expérimentale comporte plusieurs capteurs et sondes de prélèvement qui sont répartis dans le domaine considéré pour mesurer certaines grandeurs physiques (cf. figure 3.3). Le choix des positions des points de mesures est défini en fonction des phénomènes à étudier.

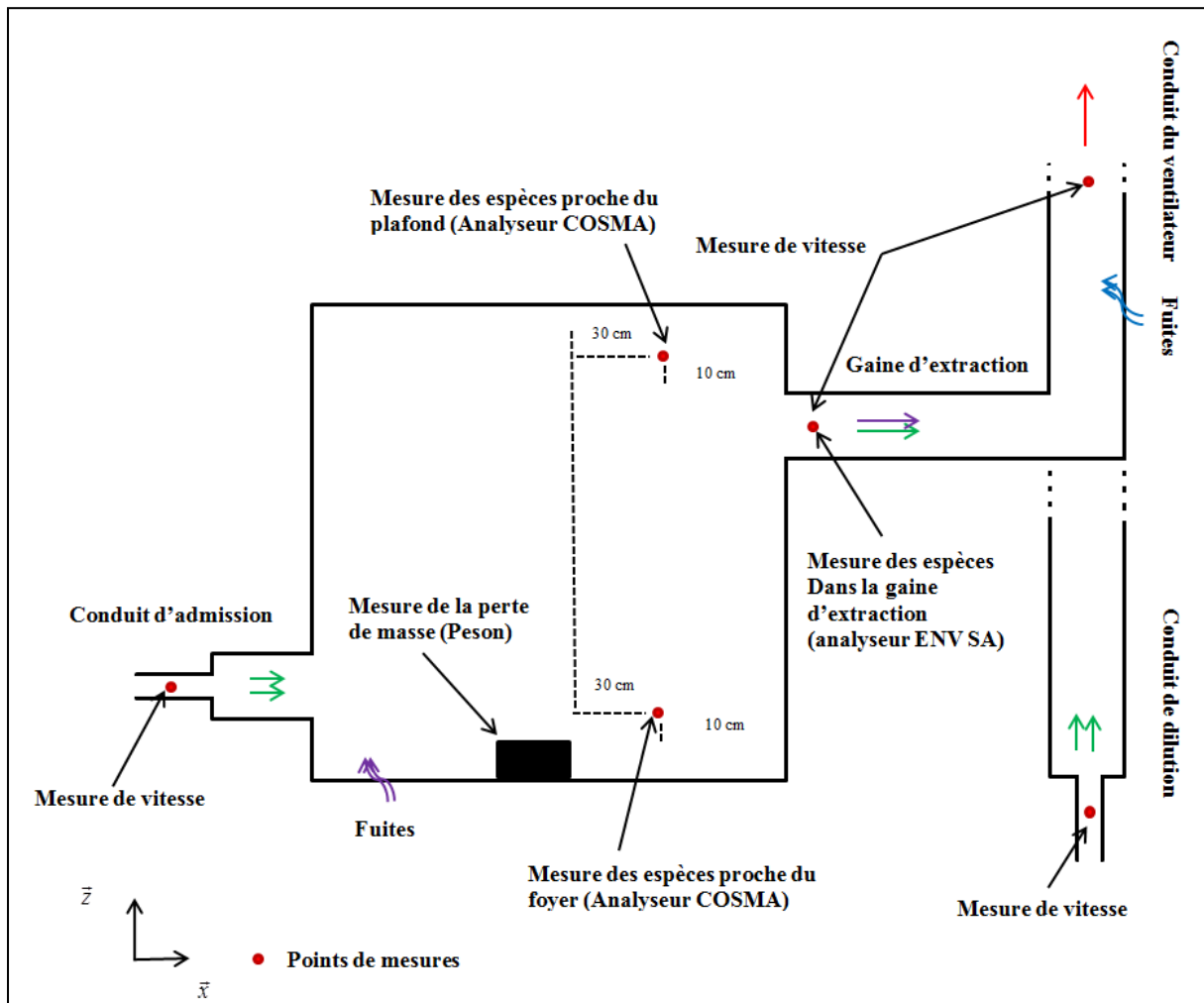


Figure 3.4- Schéma du dispositif expérimental avec les points de mesure (vue de face).

L'ensemble des points de mesure présentés sur la figure 3.4 permet de mesurer le débit massique du combustible, la concentration des gaz, la vitesse d'écoulement, la température des gaz et la pression.

- Mesure du débit massique du combustible :

La consommation du combustible au cours du temps est mesurée par un peson de marque SCAIME placé sous la cuve et possédant une protection thermique. Ce peson permet de déterminer le débit massique du combustible et de donner une valeur théorique de la puissance calorifique du foyer. Le temps de réponse du peson est de 60 ms et l'incertitude des mesures est de 5 %.

- Mesure des concentrations des gaz :

Dans le dispositif expérimental, les mesures de concentration de gaz se font d'une part dans le caisson et d'autre part dans la gaine d'extraction à la sortie du caisson (cf. figure 3.4). Au niveau du caisson, les mesures de concentration de gaz sont faites proche du foyer et proche du plafond. La mesure proche du foyer est réalisée à l'aide d'une sonde de prélèvement qui est

positionnée à une distance de 30 cm par rapport au bord de la cuve et à 10 cm au-dessus du peson (cf. figure 3.4). Pour la mesure proche du plafond, la sonde de prélèvement est également positionnée à une distance de 30 cm par rapport au bord de la cuve mais est située à 10 cm au-dessus de l'axe de la gaine d'extraction (cf. figure 3.4). Les mesures sont réalisées à l'aide de l'armoire d'analyse COSMA. Dans la gaine d'extraction, les mesures sont réalisées à l'aide de l'armoire d'analyse ENVIRONNEMENT SA (ENV SA) et la sonde de prélèvement est située à 1,7 m du sol.

L'armoire d'analyse en continu COSMA (figure 3.5) a permis de mesurer les concentrations d'oxygène, de dioxyde de carbone et de monoxyde de carbone. Elle comprend un boîtier permettant de chauffer la ligne à 115 °C afin d'éviter des phénomènes de condensation. Cette armoire possède un système de purification des particules de suies. Dans un premier temps, les particules de suies sont filtrées en amont du boîtier par un filtre. Dans un second temps, deux autres filtrages sont effectués au niveau du boîtier et de l'armoire d'analyse. Les mesures des concentrations en oxygène et en monoxyde de carbone sont effectuées par mesure infrarouge et celles en dioxyde de carbone sont déduites des concentrations en oxygène pour des gammes de mesures de 0 à 3 % pour le monoxyde de carbone, 0 à 10 % pour le dioxyde de carbone et 0 à 21% pour l'oxygène.



Figure 3.5- Photographie de l'armoire d'analyse de gaz en continu COSMA.

L'armoire d'analyse de gaz Environnement SA (cd. figure 3.6) a été utilisée afin de mesurer les concentrations d'hydrocarbures totaux en plus des concentrations d'oxygène, de dioxyde de carbone et de monoxyde de carbone. Comme mentionné ci-dessus, il a été possible de placer les sondes des

deux armoires dans des zones différentes de l'installation pour observer l'évolution des composés entre le caisson et la sortie de l'extraction.



Figure 3.6- Photographie de l'armoire d'analyse de gaz en continu, ENVIRONNEMENT SA.

L'armoire d'analyse est constituée principalement d'une pompe permettant d'acheminer les gaz à étudier vers l'armoire (pompe d'échantillonnage), d'une ligne chauffée pour conserver les gaz jusqu'à l'armoire et éviter la condensation de ces derniers, et de différents analyseurs permettant de mesurer les concentrations de différents composés présents dans l'échantillon gazeux, le tout étant contrôlé par informatique.

La pompe d'échantillonnage est une pompe à tête chauffée. Elle permet à la fois d'acheminer les gaz à analyser vers l'armoire et à effectuer des purges entre les essais pour éliminer tout résidu parasite des anciens essais.

La ligne chauffée achemine les gaz vers l'analyseur constitué d'une enceinte thermostatée destinée à maintenir l'échantillon à une température à 191 °C, température supérieure à son point de condensation.

L'échantillon passe alors dans différents analyseurs : l'analyseur GRAPHITE 52M pour les hydrocarbures totaux et le MIR2M pour le CO/CO₂ et l'O₂.

L'analyseur GRAPHITE-52M permet de mesurer en continu des concentrations d'hydrocarbures totaux contenus dans un échantillon de gaz. L'analyse se fait grâce au principe nommé FID (détecteur

à ionisation de flamme de l'anglais Flame Ionization Detector). Ainsi, pour pouvoir fonctionner, l'analyseur doit être raccordé à :

- ✓ Une source externe d'un mélange H₂/He dans la proportion 40/60 permettant d'alimenter la flamme d'analyse des gaz
- ✓ Une source d'air ne présentant aucune trace d'hydrocarbure ou d'humidité également appelé « air zéro » permettant de faire le zéro.

Les résultats sont fournis en ppm (particules par million) avec une bonne précision. La répétabilité est estimée à 1 % de la valeur par le fabricant et sur la gamme de 0 à 10 ppm il est possible de détecter des sources inférieures à 0,05 ppm.

L'analyseur MIR-2M permet de mesurer en continu des concentrations d'oxygène, de monoxyde de carbone et de dioxyde de carbone. Il utilise le principe de la détection par absorption dans l'infrarouge. Les résultats sont fournis en ppm, % ou mg/m³.

Winscan est l'outil informatique permettant le contrôle des différents composants de l'armoire. Ci-dessous, voici un exemple de ce qui peut être lu au cours d'une analyse (cf. figure 3.7) :



Figure 3.7 : Interface graphique de Winscan permettant la lecture des concentrations des gaz analysés

Cette interface permet aussi de gérer les incidents avec le contrôle des températures et des pressions nécessaires au bon fonctionnement de l'analyseur (cf. figure 3.8) :



Figure 3.8 : Interface graphique de Winscan pour le contrôle des températures et pressions

Lors de l'acquisition, il est possible de jouer sur différents réglages de l'acquisition : la durée d'acquisition, le nombre d'acquisition par seconde (jusqu'à 10). Lors de l'acquisition, les données sont automatiquement enregistrées au format .csv (fichier Excel).

- **Mesure des vitesses :**

Il est important de pouvoir mesurer avec précision la vitesse d'entrée et de sortie d'air du dispositif expérimental. Ces vitesses permettent de régler le renouvellement horaire d'air dans le local et de quantifier les fuites dans l'ensemble de l'installation expérimentale avant le départ du feu. De plus, elles permettent la détermination de la puissance du feu à l'aide de la consommation d'oxygène par le feu au cours des essais. Dans notre configuration, les mesures de vitesse sont situées au niveau de l'entrée de la gaine d'admission, de l'entrée de la gaine d'extraction, de l'entrée de la gaine de dilution et de part et d'autre du ventilateur (la sortie de la gaine du ventilateur) (cf. figure 3.4).

Les mesures des vitesses d'air au niveau de la gaine d'admission et de la gaine de dilution sont effectuées à l'aide de fils chauds de marque KIMO. Ces capteurs KIMO ont une plage d'utilisation de 0 à 100 °C et ils sont considérés comme fiables pour des mesures de vitesses supérieures à 1 m.s⁻¹, d'où la nécessité d'un rétrécissement des sections des gaines en amont. Les mesures sont donc effectuées au centre d'un tube cylindrique de 0,08 m de diamètre, ce qui permet d'accélérer la vitesse de mesure au point de mesure.

Au cours d'un incendie, les gaz qui circulent au niveau de la gaine d'extraction et de la gaine du ventilateur peuvent être corrosifs et sont à une température élevée. Ainsi, la mesure des vitesses au niveau de ces gaines se fera à l'aide des tubes de Pitot car l'utilisation d'un capteur de vitesse de marque KIMO pourrait l'endommager et n'est donc pas envisageable.

- Mesure des températures des gaz :

La mesure de la température dans le caisson (figure 3.9) est effectuée à l'aide de thermocouples de type K (chromel-alumel) de 0,5 mm de diamètre avec une précision de $\pm 1,5^{\circ}\text{C}$. Au centre du caisson (TL1), 13 thermocouples sont répartis sur un axe vertical où le premier thermocouple est positionné à 55 cm au-dessus du sol (espacement de 5 cm au niveau de la flamme ce qui permet de déterminer la température dans la flamme). Deux axes verticaux sont choisis à 45 cm des parois gauche (TL2) (côté ouest) et droite (TL3) (côté est) respectivement, sur lesquelles 10 thermocouples espacés de 20 cm sont répartis ; le premier thermocouple est positionné à 10 cm au-dessus du sol (cf. figure 3.9).

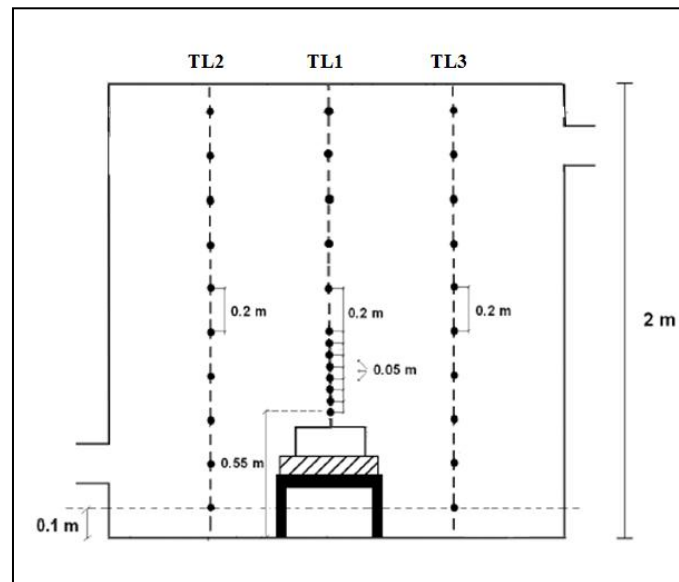


Figure 3.9 : Cartographie des thermocouples dans l'installation expérimentale (vue de face).

- Mesure de pression :

Dans la problématique du risque d'inflammation des fumées riches en gaz imbrûlés, la pression peut influencer la TAI et la LII d'un mélange. De plus, l'évolution des niveaux de pression permet d'observer les retours d'air éventuels au niveau de la gaine d'extraction. Il est donc important de pouvoir mesurer la pression dans notre dispositif expérimental. Dans notre étude, la pression est mesurée dans le caisson, à 10 cm du sol, à l'aide d'un capteur transmetteur de pression différentiel de type CRP201-HO, fourni par KIMO. C'est un appareil qui a une incertitude de mesure de $\pm 2\text{Pa}$.

- Autre moyen de mesure :

Mentionné précédemment, le caisson possède un hublot de visualisation et les faces latérales de la gaine d'extraction sont vitrées afin de pouvoir visualiser une inflammation potentielle. Des films de l'évolution du feu au sein du caisson sont réalisés à l'aide d'une caméra numérique JVC F1.2. La caméra, située à un mètre du foyer, est placée de manière à observer le comportement des flammes et les effets de la ventilation sur sa structure.

- Acquisition des données :

Afin d'enregistrer les différentes mesures effectuées au cours d'un essai, une station d'acquisition des données Keithley 2700/E, équipée de deux multiplexeurs différentiels de quarante voies, est utilisée. La fréquence d'acquisition dépend du nombre de capteurs utilisés. L'enregistrement de la pression, de la perte de masse, des vitesses et des températures accroît donc ce temps. Lorsque toute l'instrumentation utilisée est enregistrée, un pas de temps de 10 s est nécessaire.

- Protocole d'essai :

Avant la mise en route d'un essai, un protocole doit être mis en place et respecté afin d'éviter d'éventuels accidents ou dysfonctionnements liés à un oubli. Dans un premier temps, le ventilateur et les différents appareils de mesure sont mis en route. Ensuite, les vitesses d'arrivée d'air au niveau des gaines d'admission et de dilution sont réglées selon le renouvellement horaire souhaité, étape réalisée à l'aide des clapets de dosage rectangulaires situés en amont de ces gaines. Le combustible est ensuite versé dans la cuve utilisée qui est placée au centre du caisson, sur la protection thermique du peson. Après avoir lancé le système d'acquisition, l'inflammation du combustible est amorcée par l'intermédiaire d'un brûleur et la porte est aussitôt refermée. Les données sont ensuite collectées et stockées toutes les 10 secondes.

3.3 Conclusion

Ce chapitre a présenté les lois de similitudes qui ont permis l'instrumentation du dispositif expérimental utilisé dans cette étude. Pour cela, à l'aide des dimensions de l'installation à échelle réelle, des échelles de similitudes ont été établies afin de permettre le passage de l'échelle réelle à la maquette et vice versa.

Les caractéristiques de l'installation expérimentale ont ensuite été présentées en faisant ressortir les propriétés physiques du caisson, les caractéristiques du système de ventilation, les propriétés physiques des combustibles utilisés et l'instrumentation du dispositif étudié.

Au niveau de l'instrumentation du dispositif expérimental, l'ensemble des points de mesures ont été détaillés ainsi que les outils permettant les mesures des phénomènes que l'on souhaite étudier.

En conclusion, ce chapitre réalise une description globale du dispositif expérimental en illustrant les paramètres qui seront utiles dans la suite de notre étude.

Chapitre 4 : Etude préliminaire sur le choix des conditions initiales et des modèles numériques des écoulements réactifs

Ce chapitre présente les réflexions qui ont permis de choisir les conditions initiales et les modèles numériques à intégrer dans la modélisation.

Le choix des conditions initiales nécessite une caractérisation détaillée des écoulements du dispositif qu'on souhaite modéliser numériquement. L'installation étudiée est munie d'un réseau de ventilation dont la caractérisation a été présentée dans le chapitre 2 afin d'avoir des connaissances sur les propriétés d'un réseau hydraulique. La notion de fuites et leurs répartitions est également importante et sera présentée dans ce chapitre. Dans le cadre de cette étude, nous utiliserons le solveur HVAC pour définir le réseau de ventilation de l'installation expérimentale. Cela permettra de retrouver les conditions initiales et de modéliser les écoulements à froid retrouvés lors des essais expérimentaux.

Après avoir déterminé les conditions initiales, le choix des modèles numériques se fera à l'aide d'une étude de sensibilité des modèles de combustion, de turbulence et d'extinction.

4.1 Conditions aux limites, conditions initiales

Dans la modélisation numérique, il existe des cas où il est nécessaire de définir d'autres paramètres que le débit et la pression dynamique comme conditions aux limites pour modéliser le comportement d'un réseau de ventilation.

Par exemple, dans le code de calcul FDS, l'utilisateur peut définir des conditions aux limites de débit, de vitesse, de flux de masse fixes ou encore une pression initiale. Ces conditions peuvent représenter les caractéristiques d'un système de ventilation simple, mais ils ne peuvent pas modéliser un système de ventilation mettant en évidence la présence de plusieurs locaux. En effet, en imposant des conditions limites comme des débits fixes, il n'y aura pas de couplage de la masse, de la quantité de mouvement et de l'énergie entre les entrées et les sorties du réseau de ventilation. Cela a été observé dans le cadre des travaux de Dong (2013).

Le transport de la chaleur et des produits de combustion à travers un réseau de conduits, ainsi que la pressurisation d'un compartiment en raison d'un feu est important dans le cadre d'une étude. Le solveur du réseau de ventilation HVAC (Heating, Ventilation, and Air Conditioning) couplé à FDS peut être utilisé. En effet, ce solveur calcule les flux à travers un réseau de conduits décrit comme une cartographie des segments de conduits et de nœuds où un nœud est soit la jonction de deux ou plusieurs conduits (un type-T par exemple) soit un segment de conduits qui se connecte au domaine de calcul FDS.

4.1.1 Choix du maillage

Une étude numérique nécessite une étude de sensibilité au maillage afin de déterminer la taille de maille optimale qui permettra d'avoir des résultats comparables à l'expérience avec des simulations moins coûteuses en temps de calcul. Comme pour l'ensemble des codes CFD, la modélisation d'une configuration dans le code de calcul FDS nécessite une discrétisation du domaine physique. Ce maillage est rectangulaire et adéquat pour le calcul. Chaque maille est divisée en cellules rectangulaires, dont le nombre dépend de la résolution souhaitée de la dynamique d'écoulement. Comme une bonne partie du calcul utilise un solveur de Poisson basé sur la Transformée de Fourier Rapide en anglais Fast Fourier Transforms (FFT), les dimensions du domaine devront être sous la forme de $2^l \times 3^m \times 5^n$ suivant les directions x, y et z, où l, m et n sont des entiers.

Dans la résolution du maillage, l'équation (4.1) nous permettra d'avoir un ordre de grandeur sur la taille optimale du maillage. Cette équation détermine le diamètre caractéristique du feu en fonction de sa puissance. Ainsi, pour les simulations impliquant la présence d'un feu, un moyen de définir le maillage du domaine est donné par l'expression non-dimensionnelle D^*/δ_x . Dans notre cas, il s'agit bien de simulation d'incendie en milieu confiné-sous ventilé. Afin d'optimiser le choix du maillage, la puissance du feu qui sera utilisée pour optimiser la taille du maillage sera celle du plus petit feu. Dans notre cas, il s'agit du feu d'heptane réalisé avec une cuve de 23 cm à 3 Rh.

$$\text{Avec } D^* = \left(\frac{\dot{Q}}{\rho_\infty c_p T_\infty \sqrt{g}} \right)^{2/5} \quad (4.1)$$

Où D^* est le diamètre caractéristique du feu

δ_x est la taille nominale d'une cellule de maille

\dot{Q} est la puissance maximale du foyer

Par ailleurs, une étude menée par le U.S. Nuclear Regulatory Commission (2013), a montré que la valeur de D^*/δ_x doit être comprise entre 4 et 16. On aura donc l'encadrement suivant :

$$4 \leq \frac{D^*}{\delta_x} \leq 16 \text{ Soit } \frac{D^*}{16} \leq \delta_x \leq \frac{D^*}{4}$$

Ainsi, en utilisant la puissance du feu du feu d'heptane 23 cm 3 Rh qui vaut 40 kW et en faisant une application numérique, on obtient :

$$D^* = \left(\frac{40}{1,115 \times 10^3} \right)^{2/5} = 0,264 \text{ m}$$

Soit un encadrement de : $1,65 \text{ cm} \leq \delta_x \leq 6,6 \text{ cm}$

Le choix de la taille optimale du maillage se fera entre les valeurs 2,5 cm et 5 cm.

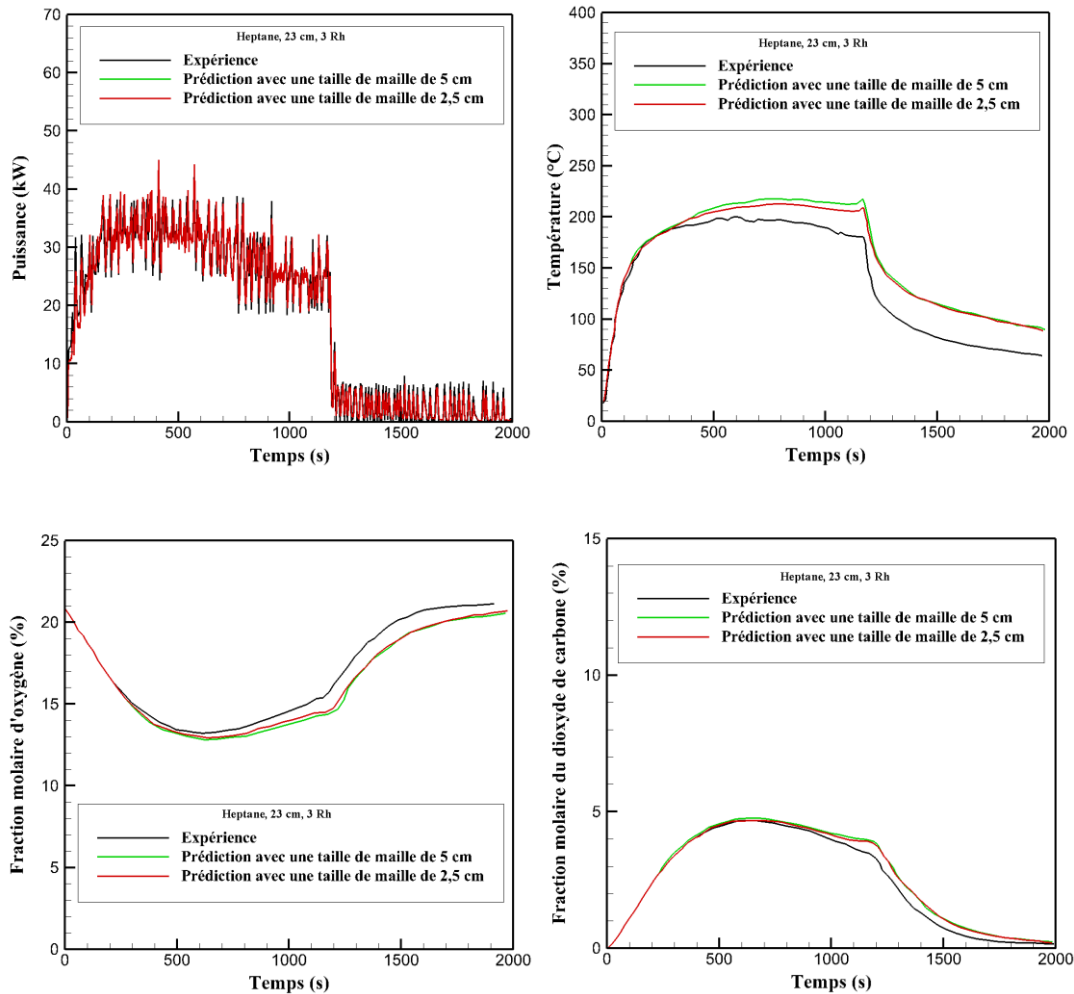


Figure 4.1: Résolution du maillage pour le feu d'heptane réalisé avec une cuve de 23 cm à 3 Rh avec deux tailles de maille de 2,5 cm et 5 cm.

L'étude de sensibilité du maillage a été effectuée afin de déterminer la taille de maille optimale qui permettrait de reproduire les phénomènes physiques présents au cours de la combustion avec une simulation non gourmande en temps de calcul. Pour cela une comparaison a été menée sur les prédictions de la puissance du feu dans le local, de la température et des espèces majoritaires comme l'oxygène et le dioxyde de carbone à l'entrée de la gaine d'extraction. Une comparaison sur le temps de calcul a également été réalisée. Sur la figure 4.1, on remarque une équivalence entre les évolutions issues de la prédiction utilisant une taille de maille de 2,5 cm et celle utilisant une taille de maille de 5

cm. On constate également une concordance entre l'expérience et la prédiction sur les évolutions des grandeurs physiques citées ci-dessus. Ainsi, on peut dire que les deux tailles de mailles peuvent être utilisées pour effectuer les simulations numériques. En analysant le tableau 4.1, on remarque que le temps de calcul avec une taille de maille de 5 cm (14 heures) est dix fois moins important que celui avec une taille de maille de 2,5 cm (144 heures) moyennant une plus grande précision (cf. figure 4.1). Même si la précision est plus grande avec un maillage de 2,5 cm, le maillage de 5 cm nous permet tout de même de reproduire correctement les phénomènes physiques de combustion tels que la réaction d'oxydation entre le combustible et le comburant et le phénomène de battements de flammes. On peut donc en conclure que le choix d'un maillage uniforme de 5 cm offre un bon compromis entre la précision et la durée de simulation

Taille de la maille (cm)	Temps de calcul (heures)
2,5	144
5	14

Tableau 4.1 : Comparaison du temps de calcul pour deux tailles de mailles.

4.1.2 Modélisation numérique du réseau de ventilation

Dans le cadre de la modélisation numérique du réseau de ventilation, la jonction entre conduits ainsi qu'entre un conduit et le local sera représentée comme un nœud de liaison (cf. chapitre 2). Les conduits de ventilation seront considérés comme non rugueux permettant de négliger les pertes de charges régulières. Cela permettra de considérer uniquement les pertes de charges singulières. Par la suite, le calcul de ces pertes de charges permettra de définir les propriétés des conduites du système de ventilation. Le calcul de ces pertes de charges est déduit de la connaissance du débit de ventilation et de la pression mesurés au niveau des jonctions des conduits. Ainsi, de la connaissance de la vitesse et de la pression mesurées initialement à différents nœuds du réseau de ventilation, on peut déduire K le coefficient de pertes de charges en utilisant l'équation de la quantité de mouvement simplifiée tirée de l'ASHRAE Handbook (2009) :

$$K = \frac{2\Delta P_{noeuds}}{\rho_{air} \cdot u_{conduit}^2} \quad (4.2)$$

Où u est la vitesse du fluide dans le conduit, ρ est la masse volumique du fluide, ΔP est la différence de pression entre les nœuds.

Une représentation simplifiée de la modélisation numérique du réseau de ventilation est présentée sur la figure 4.2. Sur cette figure, on peut bien voir les différents nœuds affectés aux différents conduits constituant le réseau de ventilation. En rappel, le réseau de ventilation est constitué des conduits d'admission, d'extraction, de dilution et du ventilateur. Ces différents conduits sont définis comme des segments munis de nœuds de liaisons comme l'indique la figure 4.2. La caractérisation de ces conduits nécessite de définir la longueur du segment de chacun avec la perte de charges qui leur est propre.

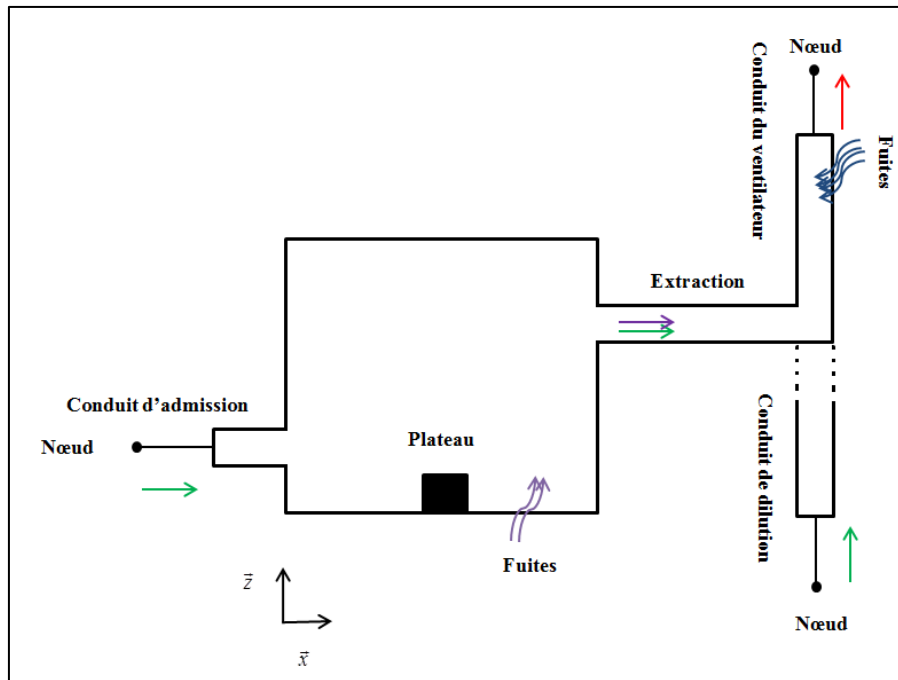


Figure 4.2 : Modélisation du réseau de ventilation

Dans le chapitre 2, on a vu que la définition des paramètres d'un conduit de ventilation dépend des éléments qui le constituent. En effet, le calcul des pertes de charges varie en fonction du type de conduit, si le conduit ne renferme aucun élément susceptible de modifier l'écoulement du fluide, alors le calcul des pertes de charges se fait à l'aide de l'équation 4.2. Cependant, si dans le conduit il y a la présence d'un élément tel qu'un ventilateur, le calcul des pertes de charges prend en compte la présence du ventilateur et se fait à l'aide de l'équation 2.55. En revenant sur la figure 4.2, on remarque la présence d'un conduit muni d'un ventilateur centrifuge (cf. chapitre 3). S'agissant d'un ventilateur centrifuge, la modélisation numérique des caractéristiques de celui-ci nécessite la connaissance de la courbe caractéristique représentative du ventilateur. Cela permettra de connaître le débit maximal et la pression maximale que peut supporter le ventilateur afin de définir le comportement de celui-ci dans la modélisation numérique. Ainsi, de la connaissance de ces valeurs, le comportement du ventilateur suit l'évolution de la courbe déduite de l'équation 4.3. Cette équation représente le modèle quadratique dans FDS. Des auteurs comme Tarek Beji (2013) et Jonathan Wahlqvist (2013) ont également utilisé

ce modèle afin de définir le comportement du ventilateur présent dans le réseau de ventilation. La figure 4.3 présente la courbe caractéristique du ventilateur utilisée dans le cadre de cette étude.

$$\dot{V}_{fan} = \dot{V}_{max} \cdot \text{sign}(\Delta P_{max} - \Delta P) \sqrt{\frac{\text{abs}(\Delta P - \Delta P_{max})}{\Delta P_{max}}} \quad (4.3)$$

Par exemple en utilisant la figure 4.3, le ventilateur EURO-7440 utilisé dans cette étude possède un débit max $\dot{V}_{max} = 460 \text{ m}^3 \text{ h}^{-1}$ et une différence de pression maximale $\Delta P_{max} = 155 \text{ Pa}$.

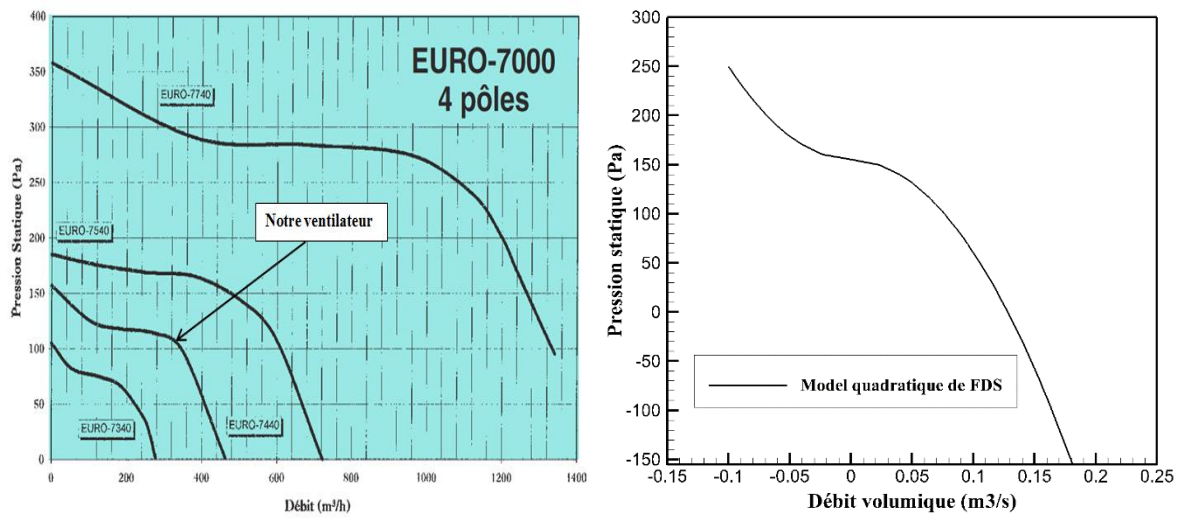


Figure 4.3 : Courbe caractéristique du ventilateur utilisée dans cette étude et courbe utilisant le modèle quadratique dans FDS.

4.1.3 Modélisation numérique des fuites

Il existe peu ou pas d'installations dont l'étanchéité est parfaite, la plupart des configurations sont toujours en présence de fuites malgré les dispositions mises en place. Dans notre configuration, la présence de fuites proviendrait à la fois des jonctions au niveau des conduits de ventilation, des défauts d'étanchéité au niveau des parois du local et de l'orifice permettant le passage des capteurs dans le local (recouvert avec du sable). Les fuites représentent un phénomène à très petite échelle parce que la zone de fuite est généralement très faible. En d'autres termes, il n'est pas possible de définir une fuite directement sur le maillage numérique. Tout d'abord, la surface de fuite correspond rarement à la zone d'un orifice pouvant être défini dans la taille d'une cellule de maille. Deuxièmement, les vitesses d'écoulement à travers cet orifice peuvent être importantes et provoquer des instabilités numériques nécessitant une précision de maille plus importante sur ces zones qui ralentirait les calculs. La représentation de la zone des fuites nécessite donc une estimation de l'aire de la zone permettant de retrouver un ordre de grandeur de vitesse d'écoulement comparable à l'expérience.

La détermination des fuites dans un dispositif expérimental comme le nôtre nécessite la connaissance des débits d'entrée et de sortie d'air de l'ensemble de l'installation. On dit qu'il n'y a pas de fuites si le débit de sortie est égal à la somme des débits d'entrée, sinon, on conclura que la configuration étudiée présente des fuites. Ainsi, si l'installation présente des fuites, le débit de ces dernières est déterminé en utilisant l'équation 4.4.

$$\dot{V}_{sortie} = \sum_i \dot{V}_{entrée} + \dot{V}_{fuites} \quad (4.4)$$

L'équation (4.5) décrit la relation qui permet de calculer le débit de fuites en fonction de l'aire totale des fuites et de la pression mesurée.

$$\dot{V}_{Fuites} = A_F \cdot sign(\Delta P) \sqrt{\frac{2 \cdot abs(\Delta P)}{\rho_\infty}} \quad (4.5)$$

Ainsi après avoir déterminé le débit de fuites à l'aide de l'équation 4.4, on déduit l'équation 4.6 à partir de l'équation 4.5. Celle-ci permet de calculer l'aire totale des fuites.

$$A_F = \frac{\dot{V}_{Fuites}}{sign(\Delta P) \cdot \sqrt{2(abs(\Delta P) / \rho_\infty)}} \quad (4.6)$$

Dans notre étude, le débit mesuré au niveau du ventilateur est assimilé au débit de sortie. S'agissant d'un ventilateur centrifuge, la détermination du débit au niveau du ventilateur peut être déduite à partir de la pression mesurée dans le local. En effet, en utilisant la courbe caractéristique du ventilateur présenté sur la figure 4.3 on peut déduire le débit du ventilateur à partir de la pression mesurée. De la connaissance du débit de sortie, on peut alors déduire le débit des fuites permettant le calcul de l'aire de celles-ci.

Au cours des essais expérimentaux de Lassus (2009), des mesures de pressions ont été effectuées. Comme mentionné précédemment, le débit de sortie (débit du ventilateur) est déterminé en fonction de la pression mesurée dans le local. Ainsi, de la connaissance du débit de sortie, on calcule le débit de fuites. Cela permet de déterminer l'aire des fuites pour les différents essais effectués par Lassus (2009). On constate ainsi que la mesure de pression a permis, à l'aide du modèle quadratique de FDS, de déduire le débit de sortie de chacun des essais et de parvenir à calculer le débit total des fuites dans l'ensemble de l'installation. Le tableau 4.2 présente quelques résultats issus des travaux de Lassus (2009).

Essais	Débit du ventilateur (m ³ /s)	Pression du local (Pa)	Débit total des fuites (m ³ /s)	Aire totale des fuites (m ²)
Heptane, 23 cm, 3 Rh	0,074	-103,66	0,06	0,0046
Heptane, 30cm, 3 Rh	0,074	-103,66	0,06	0,0046
Heptane, 23 cm, 5 Rh	0,091	-75,87	0,069	0,0061
Heptane, 30 cm, 5 Rh	0,091	-75,87	0,069	0,0061
Dodécane, 30 cm, 3 Rh	0,078	-97,82	0,065	0,005
Dodécane, 40 cm, 3 Rh	0,087	-82,97	0,074	0,0063
Dodécane, 30 cm, 5 Rh	0,086	-84,21	0,064	0,0054
Dodécane, 40 cm, 5 Rh	0,096	-64,12	0,073	0,007

Tableau 4.2 : Aires totales des fuites dans l'installation pour quelques essais effectués par Lassus (2009).

Après avoir calculé les différentes pertes de charges à assigner aux différents conduits de ventilation, et après avoir calculé les différentes aires des fuites présentées sur le tableau 4.2 on peut alors modéliser numériquement le réseau de ventilation dans notre configuration numérique. En effet, ces valeurs représentent les conditions initiales dans la modélisation numérique. En supposant que l'ensemble des fuites provient du local, nous avons mis au point le tableau 4.3 qui présente une comparaison entre la prédiction et l'expérience sur les valeurs de pressions mesurées dans le local. On remarque une équivalence entre la prédiction et l'expérience avec un écart inférieure à 5 %. Cela permet de confirmer que la modélisation de la configuration numérique est représentative du dispositif expérimental. En similarité des travaux de Tarek Beji (2013) et Jonathan Wahlqvist (2013), la

modélisation numérique des conditions initiales a nécessité une étude en l'absence du feu. Ainsi, la méthode de détermination des conditions initiales sera la même pour l'ensemble des simulations au cours de cette étude numérique. En rappelant que le renouvellement horaire est obtenu à partir des débits mesurés au niveau de la gaine d'admission et que les fuites ne sont pas pris en compte. Une évaluation du taux de renouvellement horaire réel dans le caisson est proposée dans l'annexe A.

Essais	Pression du local expérimentale (Pa)	Pression du local numérique (Pa)	Erreur (%)
Heptane, 23 cm, 3 Rh	-103,66	-100,93	2,63
Heptane, 30cm, 3 Rh	-103,66	-100,93	2,63
Heptane, 23 cm, 5 Rh	-75,87	-72,89	3,9
Heptane, 30 cm, 5 Rh	-75,87	-72,89	3,9
Dodécane, 30 cm, 3 Rh	-97,82	-94,64	3,2
Dodécane, 40 cm, 3 Rh	-82,97	-79,6	4
Dodécane, 30 cm, 5 Rh	-84,21	-81,63	3,06
Dodécane, 40 cm, 5 Rh	-64,12	-65,97	2,9

Tableau 4.3 : Quelques résultats à froid des essais effectués par Lassus (2009).

En revenant sur le tableau 4.3, on remarque pour les huit essais que l'aire totale des fuites est de l'ordre de 50 à 70 cm². Cette valeur parait trop importante pour provenir uniquement du caisson. En effet, le calcul de l'aire totale des fuites à l'aide de la connaissance du débit de sortie ne permet pas de justifier le fait que les fuites proviennent du local en feu. Ainsi, on peut envisager une répartition des fuites entre le local et les conduits des ventilations. Durant les essais de Lassus (2009), les mesures de

débit ont été effectuées au niveau des conduits d'admission et de dilution. Des mesures de débit au niveau de la gaine d'extraction et du conduit du ventilateur aurait permis de connaître la quantité de fuites provenant du local et celles réparties dans l'ensemble des conduits du système de ventilation.

En connaissant uniquement la quantité totale des fuites dans l'ensemble de l'installation, on peut donc procéder à une répartition des fuites entre le local et le reste de l'installation (conduits de ventilation). Pour cela, la partie suivante présente la méthode, permettant la répartition des fuites dans la configuration numérique.

4.1.4 Estimation de la répartition des fuites à l'aide de la concentration de l'oxygène durant le feu

Afin d'estimer au mieux la répartition des fuites dans notre configuration numérique, deux zones de fuites vont être mises en place. La zone 1 représente les fuites provenant du caisson, et la zone 2 représente les fuites provenant des conduits d'extraction et de dilution (cf. figure 4.4). La zone 1 a été assimilée à l'orifice permettant le passage des capteurs. En effet, en partant du principe que les fuites sont réparties à travers les parois du local et à travers l'orifice qui a servi de passage aux capteurs, nous avons fait l'hypothèse que la grande partie des fuites provenait de cet orifice. Ainsi, dans un souci de simplification, nous considérons que les fuites du local proviennent de l'orifice servant de passage des capteurs. Et comme l'indique la figure 4.4, cet orifice est placé en partie basse face au foyer. Concernant la zone 2, nous l'avons mise proche du ventilateur par souci également de simplification (cf. figure 4.4).

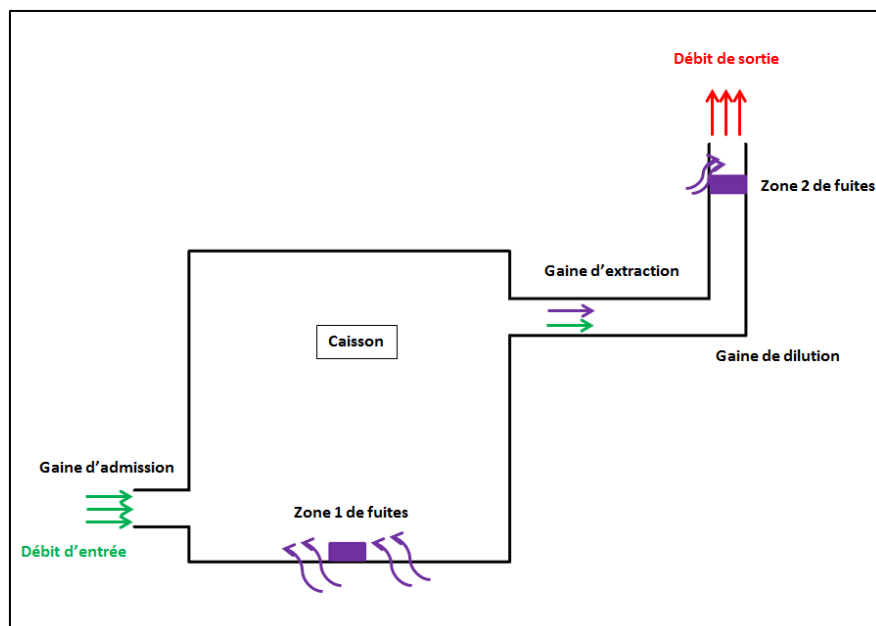


Figure 4.4 : Vue de face de la configuration numérique avec la présence des zones de fuites

Les zones 1 et 2 présentées sur la figure 4.4 résultent de la répartition d'une zone totale des fuites. La zone totale est considérée comme la zone où la totalité des fuites est assignée. Cette méthode est similaire à celle utilisée par Tarek Beji (2013) et Jonathan Wahlqvist (2013).

Après avoir déterminée l'aire de zone totale où vont être assignées les fuites, la répartition de celles-ci dans la configuration numérique reposera sur la décomposition de cette aire totale de zone en plusieurs zones. Dans notre cas nous la divisons en deux zones 1 et 2. La détermination de l'aire totale de la zone de fuites résulte de la connaissance du débit d'écoulement de celles-ci. Connaissant uniquement le débit des fuites sans connaître la vitesse d'écoulement de celles-ci, l'aire totale de la zone ne peut être déterminée directement. De retour d'expérience, les vitesses d'écoulement des fuites à travers les parois sont inférieures à 1 m/s en comparaison par exemple aux vitesses d'écoulements des fuites étudiées dans le cadre des études numériques de Tarek Beji (2013) et Jonathan Wahlqvist (2013). Ainsi pour un débit total de fuites, on peut avoir différentes aires totales de zone. Cela permet de dire que plus l'aire de la zone est petite plus la vitesse de l'écoulement des fuites est grande, et inversement. Afin d'optimiser le choix de l'aire totale de la zone, nous utiliserons le débit total de fuites le plus grand présenté dans le tableau 4.2 ($0,073 \text{ m}^3/\text{s}$). On constate en effet sur la figure 4.5, une variation de la vitesse de l'écoulement des fuites comprise entre 0,8 m/s et 4 m/s pour une aire totale de zone comprise entre $0,01 \text{ m}^2$ et $0,08 \text{ m}^2$. Pour une vitesse de 4 m/s, les fuites auront un effet de soufflage sur la flamme, et surtout, cette vitesse ne serait pas représentative de la réalité. En effet, malgré le manque d'informations sur la vitesse des fuites, il est impossible que la vitesse de ces dernières atteigne une valeur de 4 m/s. Afin de se rapprocher du dispositif expérimental en concevant les dimensions au niveau de l'orifice, nous supposons que la vitesse des fuites est inférieure à 1 m/s. Nous choisirons donc une surface totale de la zone égale à $0,08 \text{ m}^2$ car c'est la surface de zone qui nous permet d'avoir une vitesse d'écoulement des fuites inférieure à 1 m/s (cf. figure 4.5).

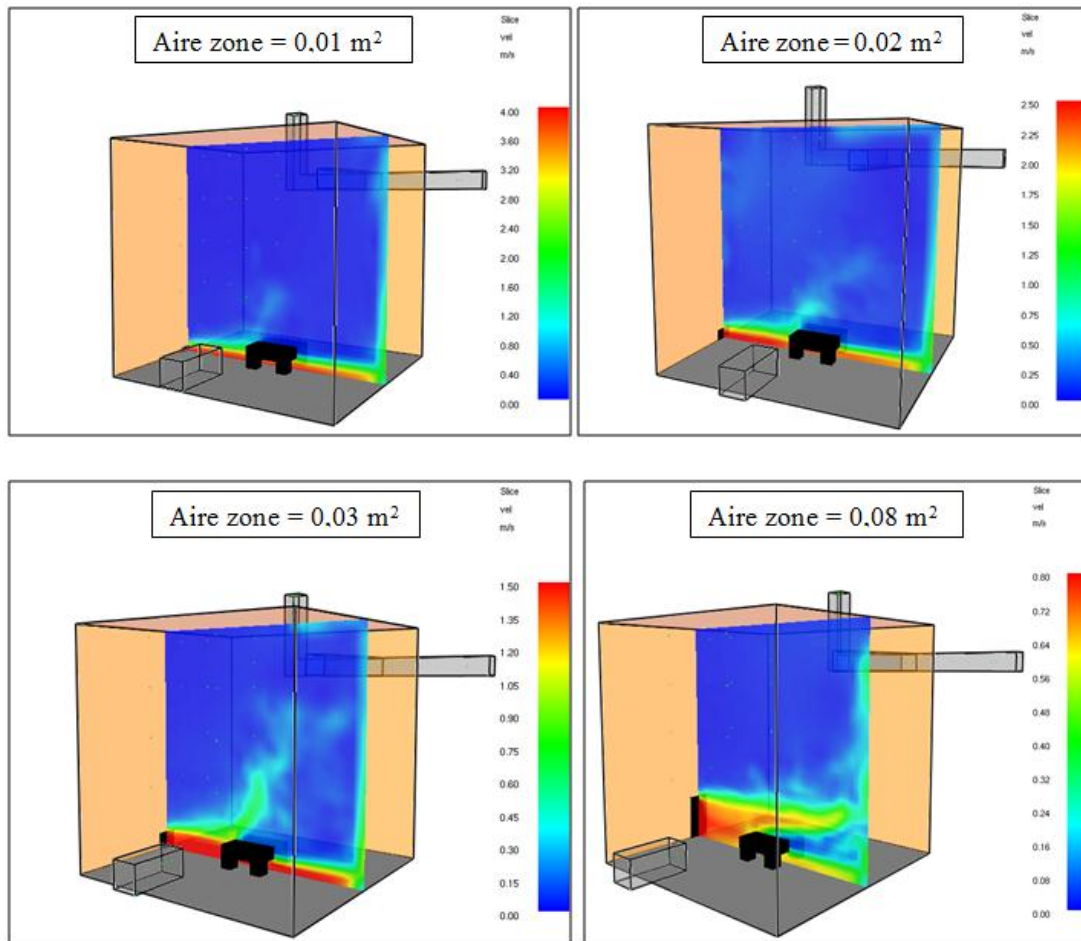


Figure 4.5 : Vitesse d'écoulement de fuites en fonction de l'aire totale de zone.

Par la suite, la répartition des fuites se fera suivant plusieurs configurations représentées sur la figure 4.6 et le tableau 4.4. La première configuration consiste à considérer que toutes les fuites proviennent du local, la deuxième configuration consiste à considérer que toutes les fuites proviennent du système de ventilation. La troisième configuration consiste à considérer qu'il y a de fuites provenant du local qu'il y en a au niveau de système de ventilation. La quatrième configuration consiste à considérer qu'il y a le quart des fuites qui provient du local et le reste provient du système de ventilation. La dernière configuration considère qu'il y a 31% de fuites qui proviennent du local et 69% au niveau du système de ventilation. Le choix des 31 % vient du raffinement de la réparation des fuites entre 25% et 50%.

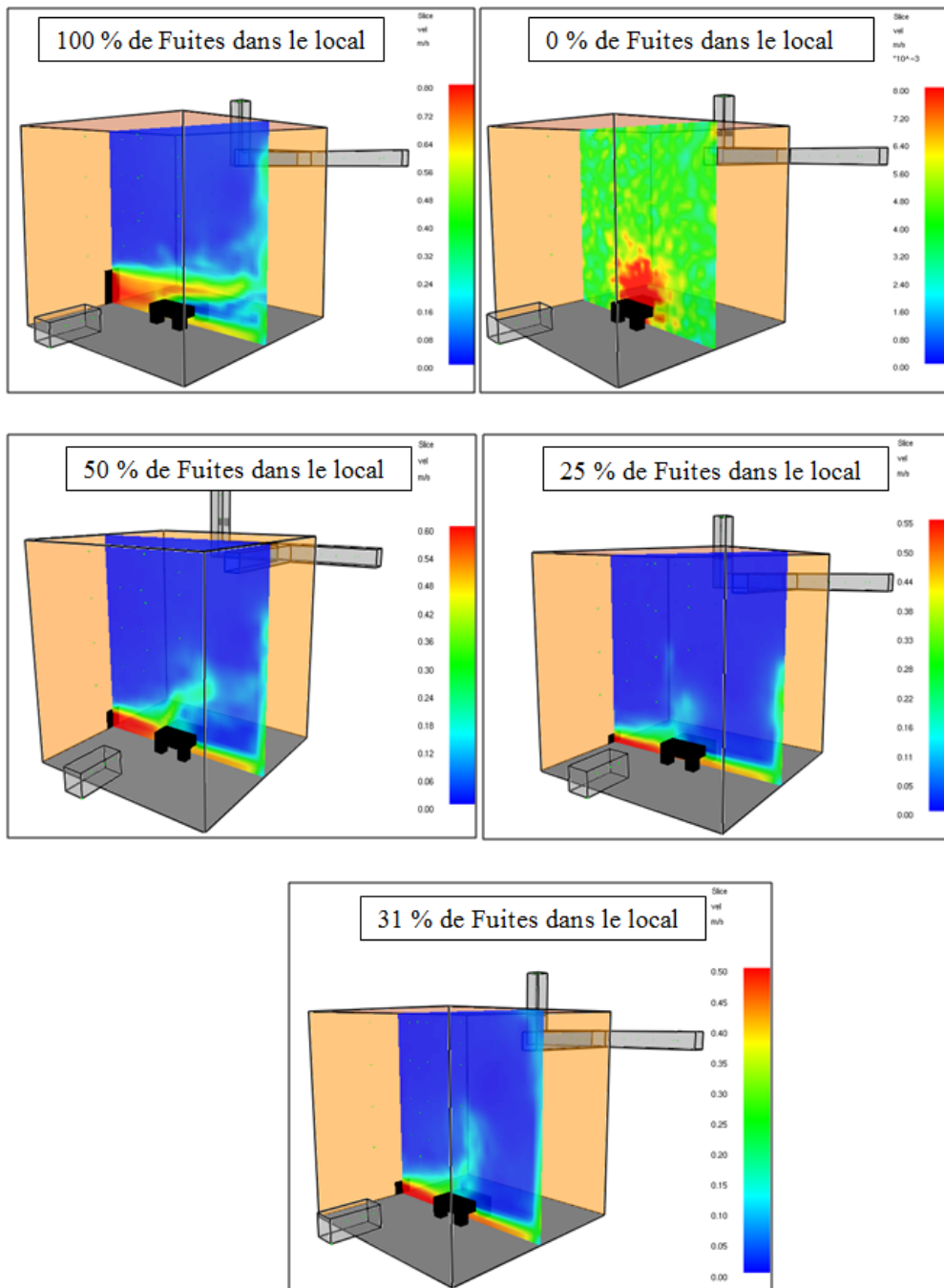


Figure 4.6 : Différentes configurations de répartitions des fuites provenant du local.

Configurations	1	2	3	4	5
Fuites dans le caisson (%)	100	0	50	25	31
Fuites dans le système de ventilation (%)	0	100	50	75	69

Tableau 4.4 : Différentes configurations sur la répartition des fuites dans le dispositif expérimental.

On constate également sur la figure 4.6 que la vitesse d'écoulement des fuites en fonction de la configuration est inférieure à 1. Cela permet de dire que la répartition numérique des fuites est proche du dispositif expérimental.

En l'absence de mesures au niveau de la gaine d'extraction, la quantification des fuites provenant du local peut se faire à l'aide de la concentration d'oxygène. L'inconvénient de cette méthode repose sur le fait qu'il faut effectuer un essai en présence d'un feu. Ce feu doit être bien ventilé afin de considérer une combustion complète. Dans notre cas, le feu d'heptane 23 cm à 3 Rh est considéré comme un feu bien ventilé. La mesure de la concentration d'oxygène de ce feu au niveau de la gaine d'extraction sera prise comme référence afin de déduire la quantité de fuites provenant du local. Le principe consiste à effectuer plusieurs simulations utilisant les différentes configurations présentées sur la figure 4.6 en utilisant comme paramètre commun la perte de masse mesurée expérimentalement. Si la quantité des fuites estimée au niveau du local est trop grande, la concentration d'oxygène prédite au niveau de la gaine d'extraction sera plus grande que l'expérience et vice-versa.

Les calculs se feront en utilisant le modèle d'extinction par défaut et le modèle de combustion basé sur la combustion en une étape utilisant le principe de mélange contrôlé. Mentionné ci-dessus, le choix de la répartition des fuites sera basé sur la comparaison entre la concentration d'oxygène prédite et la concentration d'oxygène mesurée expérimentalement au niveau de la gaine d'extraction.

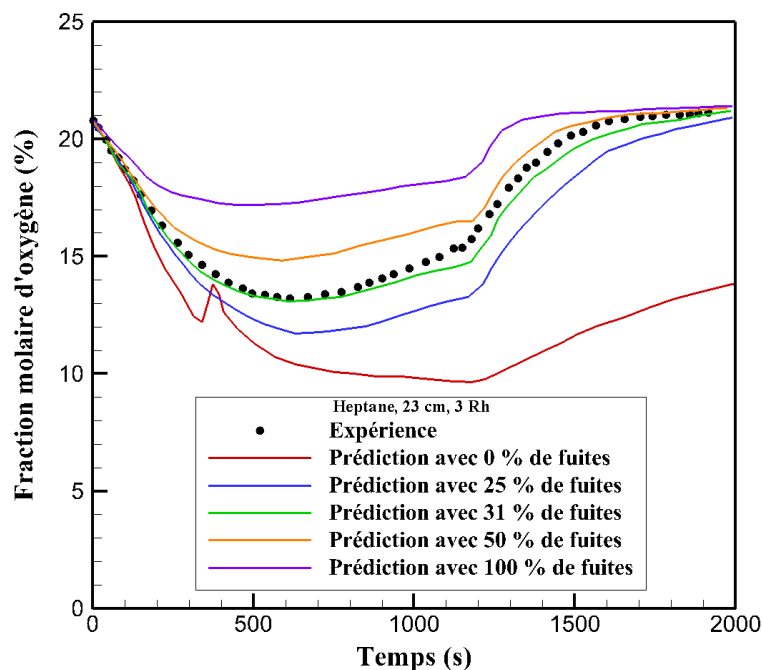


Figure 4.7: Comparaison entre l'expérience et la prédiction pour différentes répartitions de fuites sur l'évolution de la fraction molaire d'oxygène pour le feu d'heptane 23 cm 3 Rh.

La figure 4.7 montre l'évolution de la concentration d'oxygène pour les différentes configurations présentées figure 4.6. On observe que pour une répartition de fuites de 31% de fuites provenant du local, la concentration d'oxygène prédite est équivalente à la prédiction. Par la suite, on considère donc par approximation qu'il y a 31 % de fuites qui proviennent du local et 69 % qui sont réparties au niveau du système de ventilation. La concentration d'oxygène étant celle mesurée à l'entrée de la gaine d'extraction.

Afin de vérifier l'exactitude de cette répartition, on a fait également la même observation pour les autres feux bien ventilés. Ainsi, pour la suite de notre étude numérique, nous utiliserons cette répartition pour la totalité des calculs numériques.

Pour résumer, la méthode de l'estimation de la répartition des fuites à l'aide de la concentration d'oxygène durant un feu dans notre étude se fait en cinq étapes :

1. On détermine à l'aide de la mesure de la pression et de la conservation des débits, le débit total des fuites ;
2. On fait le choix d'une aire de zone totale qui permet d'avoir une vitesse d'écoulement inférieure à 1 m/s.
3. On décompose l'aire de zone totale en deux afin d'établir la répartition des fuites entre local et le système de ventilation ;
4. On choisit plusieurs répartitions des fuites qui feront l'objet de plusieurs simulations numériques ;
5. La simulation qui prédira la concentration d'oxygène similaire à l'expérience permettra de faire le choix sur la répartition des fuites à utiliser.

La méthode de répartition de fuites provenant d'un local s'aidant de la concentration d'oxygène est pratique lorsqu'on est en possession de mesures issues d'un feu. Dans le cas où il n'y aurait pas de mesures de concentrations d'oxygène, la répartition des fuites peut être déduite à l'aide des mesures des débits. En effet, la mesure de débit peut se faire en présence et en absence d'un feu. La partie qui suit présente la méthode de répartition de fuites à l'aide de mesures de débits au niveau de la gaine d'admission de la gaine d'extraction et de la gaine du ventilateur.

4.1.5 Estimation de la répartition des fuites à l'aide des mesures de débits

La figure 4.8 présente les différents points de mesures de débit nécessaires à la répartition de fuites dans notre installation expérimentale. En effet, on remarque qu'il y a en tout cinq points de mesures. Le point de mesure au niveau de l'admission permet de mesurer le débit d'entrée d'air. Celui au niveau de la gaine d'extraction permet de mesurer le débit provenant de l'admission et des fuites. En utilisant uniquement les débits d'admission et d'extraction, on peut ensuite déduire le débit des fuites.

Notre objectif dans cette partie est de démontrer à l'aide des mesures expérimentales de débit, que l'approximation de 31 % de fuites totales provenant du local est justifiée. Par la suite, le point de mesure au niveau de la gaine de dilution permet de mesurer le deuxième débit d'entrée d'air. Les points de mesure en amont et en aval du ventilateur permettent de mesurer le débit de sortie d'air. En effet, si le débit en aval est différent de celui en amont, on considère qu'il y a également des fuites au niveau du ventilateur.

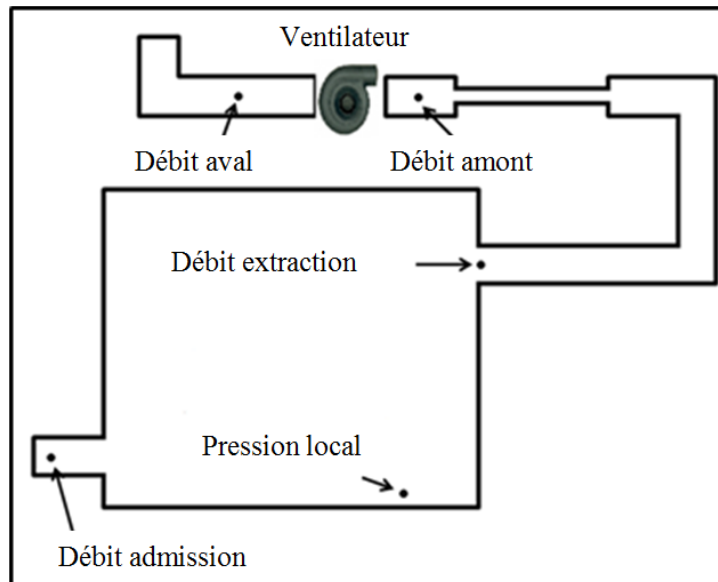


Figure 4.8: Points de mesures permettant la quantification des fuites

Dans notre cas, les débits mesurés en amont et en aval sont équivalents (cf. figure 4.8), le débit du ventilateur est donc considéré comme le débit de sortie de l'air.

Ainsi, à l'aide de la mesure du débit de sortie et des débits d'entrées d'air (admission et dilution), on en déduit le débit total des fuites de l'ensemble de l'installation. Ensuite, de la connaissance du débit d'extraction et du débit d'admission on déduit le débit de fuite provenant du local. Enfin, en faisant le rapport du débit de fuites provenant du local sur le débit total de fuites, on peut estimer la répartition des fuites entre le local et le reste de l'installation.

Le tableau 4.4 présente les résultats de mesures de débits qui ont servi au calcul des fuites provenant du local et des fuites pour l'ensemble de l'installation. On remarque sur ce tableau que le rapport débit de fuites provenant du local par rapport au débit total de fuites avoisine les 32 %. En comparaison, lors de la répartition des fuites à l'aide de la concentration de l'oxygène, le rapport était de 31 %. On constate ainsi qu'en utilisant deux méthodes différentes, on retrouve la même répartition. On peut donc dire que la répartition numérique des fuites utilisant 31 % provenant du local et 69 % se trouvant au niveau des conduits de ventilation est justifiée par mesures expérimentales.

TEST	Pression local (Pa)	Débit de sortie (m³/s)	Débit total de fuite (m³/s)	Débit extraction (m³/s)	Débit fuite local (m³/s)	Rapport Débit fuite local/Débit fuite total (%)
3Rh	-107	0.135	0,1217	0.0517	0.045	33,33
5Rh	-62	0.173	0,1508	0.06	0.0489	32,43

Table 4.4: Quantification des fuites à l'aide de mesures expérimentales.

Pour conclure cette partie, la méthode de la répartition des fuites à l'aide des mesures de débit permet de retrouver les mêmes résultats que la méthode utilisant la mesure de la concentration d'oxygène. En terme d'avantage la méthode utilisant les mesures de débit est plus avantageuse car elle ne nécessite pas la présence d'un feu. Ainsi, pour quantifier les fuites au niveau d'une installation, il est préférable d'utiliser la méthode de mesures des débits.

Après avoir défini les conditions initiales dans notre configuration numérique, il apparaît opportun de faire une étude de sensibilité sur le choix des modèles de turbulence, d'extinction et de combustion. Cela permettra de choisir les modèles les plus adaptés afin de répondre à la problématique de cette étude.

4.2 Choix du modèle de turbulence

Cette partie présente l'étude de sensibilité du choix du modèle de turbulence. En effet, mentionné dans le chapitre 2, le code FDS développe plusieurs modèles de turbulence utilisant l'approche LES. On peut citer les modèles de Deardorff, de Vreman, et de Smagorinsky, détaillés dans le chapitre 2. Dans le modèle de Smagorinsky on retrouve deux modèles de turbulences : le modèle basé sur la constante de Smagorinsky et le modèle dynamique de Smagorinsky. Il existe également le *modèle de Normalisation de Groupe*. L'ensemble de ces cinq modèles de turbulence vont faire l'objet d'une comparaison afin de déduire le plus avantageux pour la prédiction des paramètres nécessaires à l'évaluation du risque. Dans un souci de présentation, nous appellerons :

- « model_turb_1 » le modèle de Deardorff
- « model_turb_2 » le modèle de Vreman
- « model_turb_3 » le modèle de la constante de Smagorinsky
- « model_turb_4 » le modèle de la dynamique de Smagorinsky
- « model_turb_5 » le modèle de *Normalisation de Groupe*

La figure 4.9 présente la comparaison entre l'expérience et la prédiction avec les cinq différents modèles de turbulence sur l'évolution de la puissance et de l'oxygène pour un feu bien ventilé (heptane 23 cm 3 Rh) et un feu sous-ventilé (dodécane 40 cm 5 Rh). On remarque une évolution équivalente entre les différents modèles de turbulence. On constate en effet, pour le feu d'heptane 23 cm 3 Rh, que la prédiction de la puissance et de l'oxygène est similaire à l'expérience. On observe également les mêmes divergences entre la prédiction et l'expérience sur les évolutions de la puissance et de l'oxygène pour le feu de dodécane 40 cm 5 Rh. De l'analyse de ces comparaisons, on peut déduire que, dans notre cas de figure, l'ensemble des modèles de turbulence présents dans le code de calcul FDS présente un comportement identique sur la prédiction des grandeurs intéressées tels que la puissance et la concentration d'oxygène. Cette similarité entre les modèles de turbulence résulte d'une grande diffusion numérique due à la taille de maille utilisée dans cette étude (5 cm). Ainsi, le choix du modèle de turbulence se fera sur la base d'un compromis entre celui qui modélise mieux les phénomènes physiques liés à la turbulence et celui qui procure le temps de calcul le plus court. Pour cela, le tableau 4.5 présente les différents temps de calcul en fonction du modèle de turbulence utilisé. On remarque sur ce tableau que le `model_turb_1` permet d'avoir le temps de calcul le plus court par rapport aux autres modèles de turbulence. Le `model_turb_1` concilie précision avec un temps court de calcul, il s'agit du modèle utilisé par défaut par FDS (modèle de turbulence de Deardorff).

Par la suite de l'étude, nous utiliserons le modèle de turbulence de Deardorff pour l'ensemble des simulations.

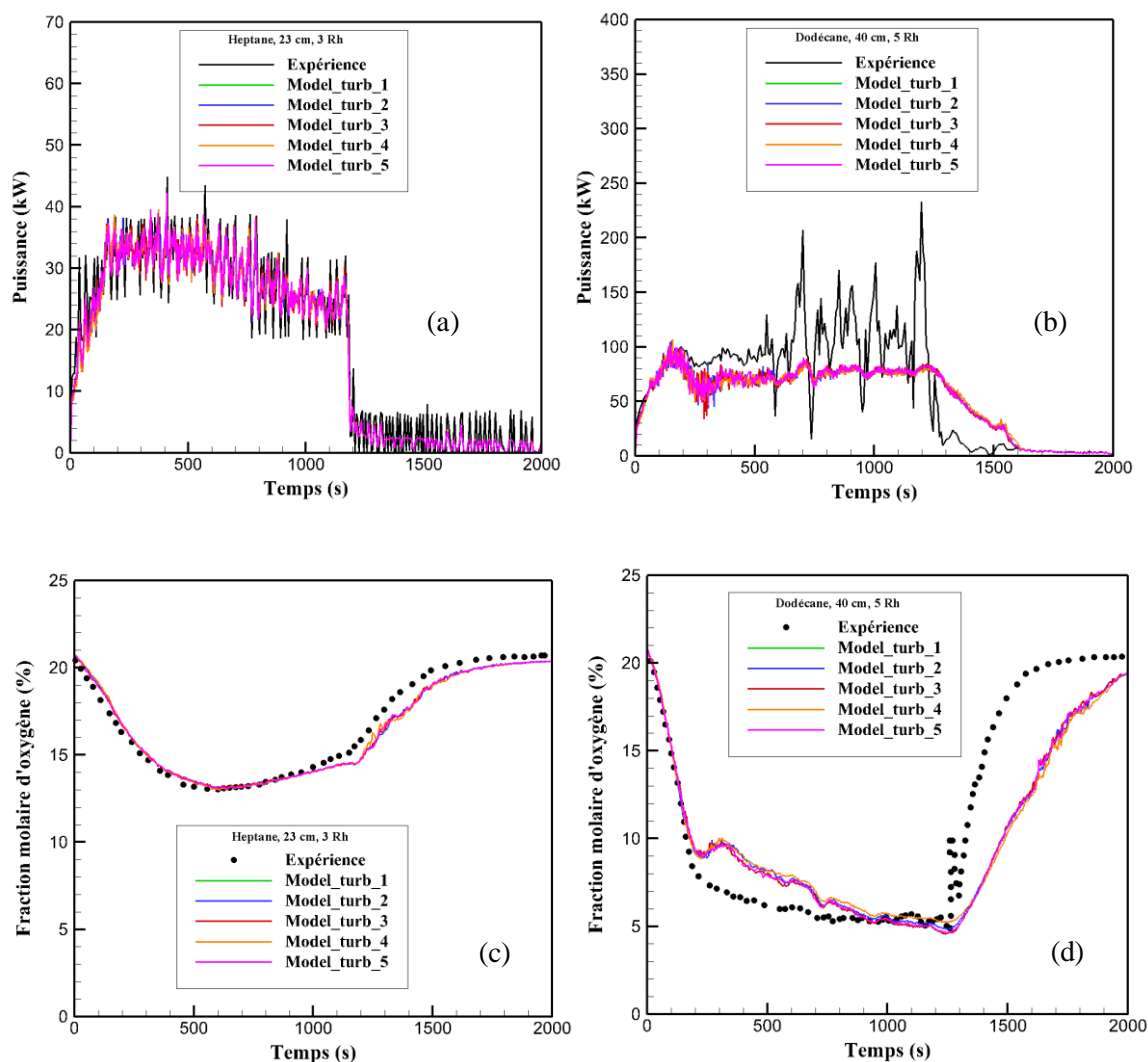


Figure 4.9: Comparaison entre les différents modèles de turbulence sur l'évolution de la puissance et de l'oxygène pour un feu bien-ventilé (a,c) et un feu sous ventilé (b,d).

Modèle de turbulence	Model_turb_1	Model_turb_2	Model_turb_3	Model_turb_4	Model_turb_5
Temps de calcul (h)	14	20	18	19	24

Table 4.5 : Comparaison de temps de calcul en fonction des modèles de turbulence.

4.3 Choix du modèle d'extinction

Après avoir fait le choix du modèle de turbulence, cette partie présente la comparaison entre les modèles d'extinction. Comme pour le choix du modèle de turbulence, cette étude repose sur la comparaison entre l'expérience et la prédiction utilisant cette fois-ci des modèles d'extinction différents. Dans la présente version du code FDS, il existe deux modèles d'extinction. Le premier modèle d'extinction est basé sur le critère de température critique de flamme et le second est basé sur le critère d'une concentration d'oxygène critique. Afin d'évaluer les performances de prédiction de ces modèles d'extinction, nous utiliserons les mêmes feux lors du choix du modèle de turbulence. Le modèle de combustion basé sur une concentration d'oxygène critique sera noté `model_ext_1` et celui reposant sur une température critique de flamme sera noté `model_ext_2`. La figure 4.10 présente la comparaison entre l'expérience et la prédiction donnée par les deux modèles d'extinction proposés. Dans le cas du feu d'heptane 23 cm 3 Rh, on remarque que les évolutions issues de la prédiction sont identiques en utilisant les deux modèles d'extinctions. Ainsi, pour un feu bien ventilé, la prédiction utilisant soit le `model_ext_1` ou le `model_ext_2` est identique (cf. figures 4.10(a) et 4.10(c)). Cependant, pour le feu de dodécane 40 cm 5 Rh, malgré le fait que les évolutions des puissances et des fractions molaires d'oxygène sont équivalentes entre les deux modèles d'extinction, on remarque une différence sur la durée du feu (figures 4.10(b) et 4.10(d)). En effet, en utilisant le `model_ext_2`, le feu prédit s'éteint au même moment que l'expérience ($t = 1300$ s). Cependant, le feu prédit à l'aide du `model_ext_1` s'éteint un peu plus tard que l'expérience ($t = 1500$ s). On fait également cette observation sur l'évolution de la fraction molaire de l'oxygène (cf. figure 4.10(d)).

Ainsi, la comparaison entre l'expérience et les deux modèles d'extinction montre une similarité au niveau des évolutions de la puissance et de l'oxygène pour un feu bien ventilé et pour un feu sous-ventilé. Cependant, pour un feu sous-ventilé où l'extinction de la flamme est complexe à simuler, le `model_ext_2` présente un avantage sur la prédiction de l'extinction d'une flamme. Au vu de ces observations, le `model_ext_2` serait le plus intéressant dans notre étude numérique. En plus, au niveau du temps de calcul, le `model_ext_2` prend moins de temps que celle avec le `model_ext_1`.

On revient dans le cadre de l'évaluation du risque d'inflammation de fumée riche en gaz imbrûlés. L'objectif est d'arriver à prédire numériquement la quantité des gaz imbrûlés au cours d'un incendie en milieu confiné sous-ventilé. Ainsi, le choix du modèle d'extinction reposera sur celui qui fournit une meilleure prédiction des gaz imbrûlés. Dans la comparaison entre ces modèles, nous utiliserons comme gaz imbrûlé le monoxyde de carbone.

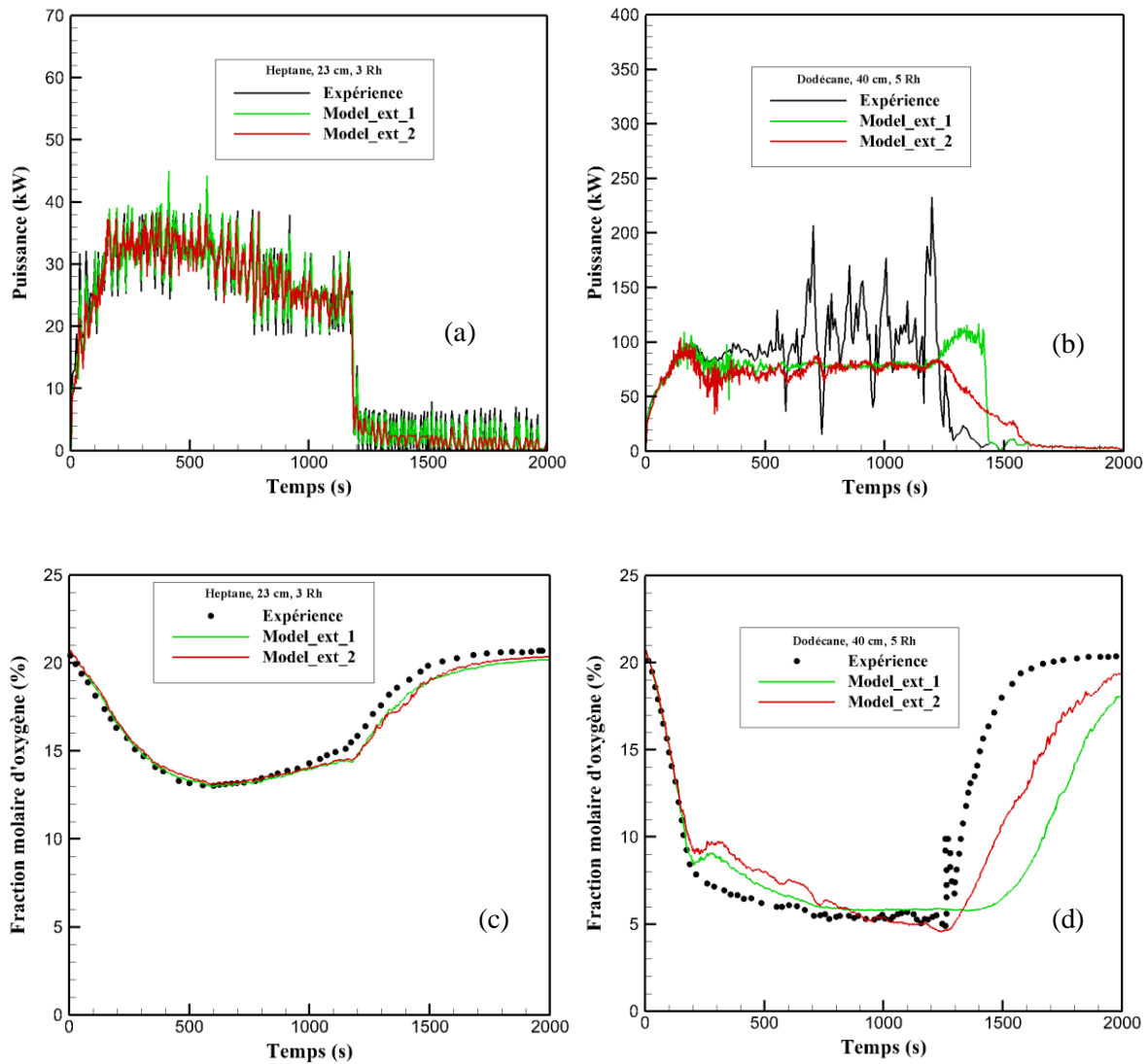


Figure 4.10 : Comparaison entre les différents modèles d'extinction sur l'évolution de la puissance et de l'oxygène pour un feu bien-ventilé (a,c) et un feu sous ventilé (b,d).

Dans la continuité du choix du modèle d'extinction, nous effectuerons également la comparaison pour un feu bien ventilé et un feu sous ventilé. Dans le cas d'un feu bien ventilé, la quantité de gaz imbrûlés est négligeable voire nulle et dans le cas d'un feu sous-ventilé, la production des gaz imbrûlés augmente avec le régime de sous-ventilation du feu. Nous utiliserons ainsi le feu d'heptane 23 cm 3 Rh et le feu de dodécane 40 cm 5 Rh comme précédemment. Afin de mettre en évidence les performances sur la prédiction du monoxyde de carbone, nous utiliserons l'hypothèse d'une combustion en deux étapes. Cette hypothèse est largement utilisée dans la communauté feu. La définition de la combustion en deux étapes peut se faire soit en utilisant le principe d'une cinétique chimie finie (modèle d'Arrhenius) ou le principe d'une combustion infiniment rapide. La figure 4.11 présente la comparaison entre l'expérience et les deux modèles d'extinction pour l'évolution du monoxyde de carbone. Les figures 4.11(a) et 4.11(c) présentent les comparaisons entre l'expérience et

la prédiction utilisant la combustion à cinétique chimie finie et les figure 4.11(b) et 4.11(d) présentent les comparaisons utilisant la combustion infiniment rapide. .

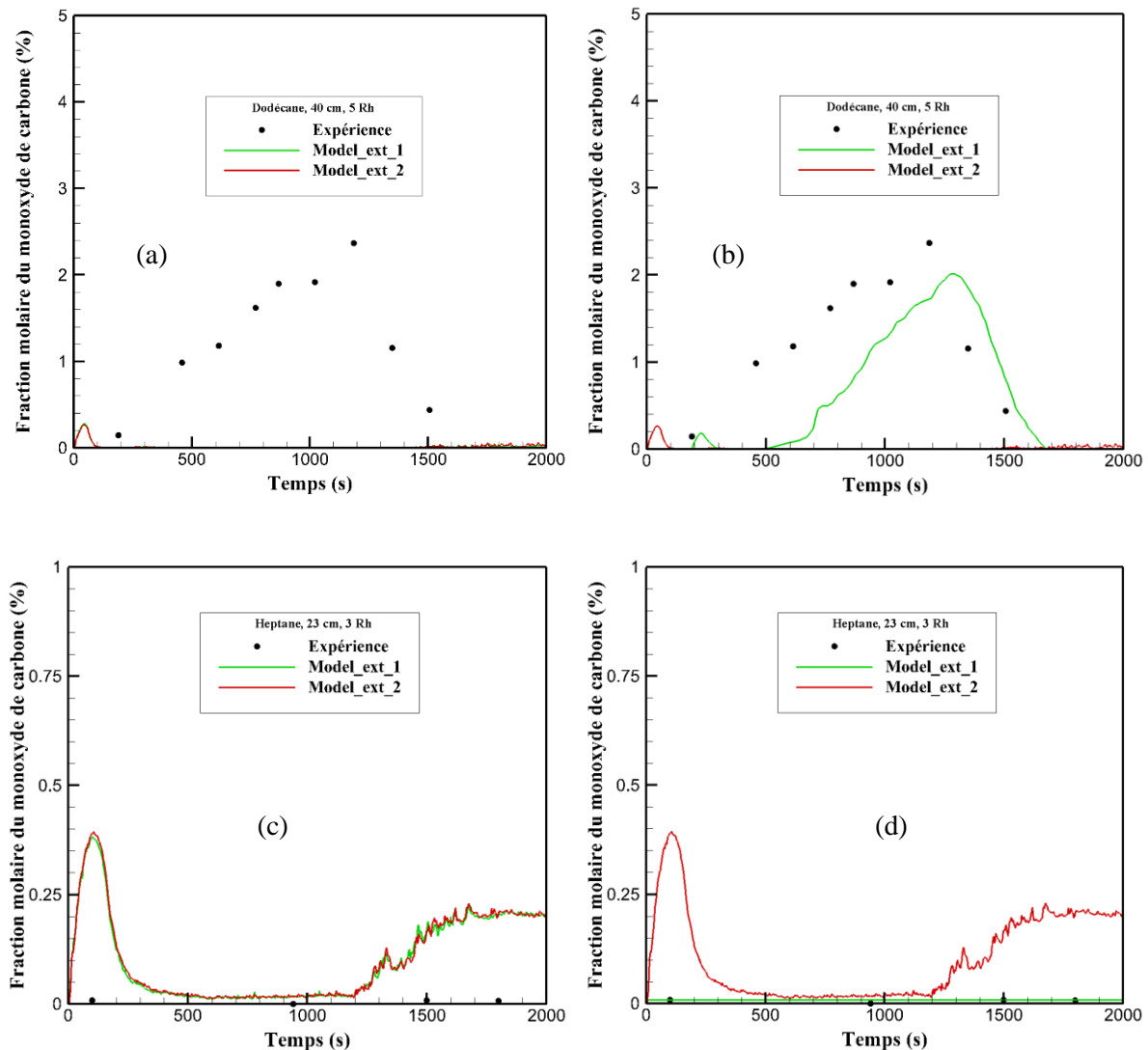


Figure 4.11 : Comparaison entre la prédiction et l'expérience sur l'évolution du monoxyde de carbone en fonction du modèle d'extinction [(a) et (c) combustion à cinétique chimie ; (b) et (d) combustion infiniment rapide].

Au niveau du feu sous-ventilé (dodécane 40 cm 5 Rh), on remarque sur les figures 4.11 (a), que les évolutions du monoxyde de carbone sont équivalentes pour les deux modèles d'extinction et que la prédiction est sous-estimée par rapport à l'expérience. Par ailleurs, on note un pic de production du monoxyde de carbone dans les premiers instants du feu. Ce pic correspond au fait que la quantité d'énergie libérée par la combustion n'est pas suffisante pour permettre l'oxydation du monoxyde de carbone en dioxyde de carbone. Toutefois, on remarque sur la figure 4.11 (b) une équivalence entre l'expérience et le model_ext_1 avec une sous-estimation du model_ext_2 par rapport à l'évolution de la concentration de monoxyde de carbone.

Au niveau du feu bien ventilé (heptane 23 cm 3 Rh), la quantité d'imbrûlés mesurée expérimentalement est négligeable voire nulle. Ainsi, en termes de prédiction numérique, il ne devrait avoir aucun gaz de monoxyde de carbone. Cependant sur la figure 4.11(c), en utilisant le modèle de combustion à cinétique finie, on remarque que peu importe le modèle d'extinction utilisé, on observe un pic de monoxyde de carbone de 0,35 % dès les premiers instants. Ce pic est similaire à celui observé dans le cas du feu de dodécane 40 cm 5 Rh. On remarque également une prédiction du niveau de monoxyde de carbone de l'ordre de 0,25 % à $t = 1500$ s. Cependant à partir de cet instant le feu est éteint (cf. figure 4.10(a)). On constate ainsi que ce modèle de combustion présente des limites sur la prédiction du monoxyde de carbone tant pour un feu bien ventilé que sous-ventilé. Par contre, lorsqu'on utilise une combustion infiniment rapide, on constate que la prédiction utilisant le `model_ext_1` est équivalente à l'expérience (figure 4.11(d)). On remarque cependant que le `model_ext_2` prédit toujours un pic de monoxyde de carbone, même lorsque la température libérée par la combustion n'est pas suffisante pour favoriser l'oxydation du monoxyde de carbone en dioxyde de carbone.

Ainsi, de l'analyse de la figure 4.11, on remarque que la prédiction du monoxyde de carbone est meilleure lorsqu'on utilise le `model_ext_1` avec une combustion infiniment rapide. Mais si on s'intéresse à la prédiction de l'extinction de flamme, le `model_ext_2` est meilleur par rapport au `model_ext_1` (cf. figure 4.10(b)). En restant dans le cadre d'évaluation du risque d'inflammation de fumée riche en gaz imbrûlés, le `model_ext_1` est le plus adapté car il permet de prédire quantitativement les gaz imbrûlés à l'aide d'une combustion infiniment rapide (figure 4.11(b)). Par conséquent, le modèle d'extinction utilisé dans cette étude sera le `model_ext_1`.

En revenant sur les caractéristiques du `model_ext_1`, on peut faire varier la valeur du paramètre critique d'extinction de ce modèle. En effet, on peut faire varier la concentration minimale en oxygène de 12% à 0%. Dans notre cas de figure nous utilisons pour le modèle `model_ext_1` une concentration d'oxygène critique de 12% pour arriver à l'extinction. En assignant une valeur critique nulle, cela signifie que la combustion se déroule tant que la concentration d'oxygène n'est pas nulle, ce qui n'est pas représentatif de la réalité. Cette condition permet de prédire les niveaux de pression d'une enceinte quel que soit le régime de ventilation d'un feu. Cependant, lorsqu'on utilise le critère d'extinction, la prédiction de la pression se fait correctement uniquement pour les feux bien ventilés. On peut le constater sur la figure 4.12. On remarque sur la figures 4.12(a) que dans le cas du feu d'heptane 23 cm 3 Rh considéré comme un feu bien ventilé, la prédiction de la pression est équivalente à celle de l'expérience avec ou sans critère d'extinction. Cependant au niveau du feu de dodécane 40 cm à 5 Rh, considéré comme un feu sous-ventilé, la figure 4.12(b) met en évidence une équivalence entre la prédiction et l'expérience sur les niveaux de pression lorsque le critère d'extinction est supprimé. Ainsi, lorsqu'il n'y a pas de critère d'extinction, la prédiction des niveaux de pression est faite correctement pour l'ensemble des feux (bien ventilés et sous-ventilés). Cependant, en supprimant le

critère d'extinction, la prédiction des imbrûlés est sous-estimée par rapport au cas où il y a un critère d'extinction (cf. figure 4.13). En effet, il est actuellement impossible de prédire à la fois le risque et les niveaux de pressions résultant du comportement du feu.

En somme, le critère d'extinction sera utilisé dans le cadre de l'évaluation du risque d'inflammation des fumées, et sera supprimé dans le cadre de l'évaluation des niveaux de pression qui serviraient à évaluer le confinement dynamique d'une installation expérimentale par exemple.

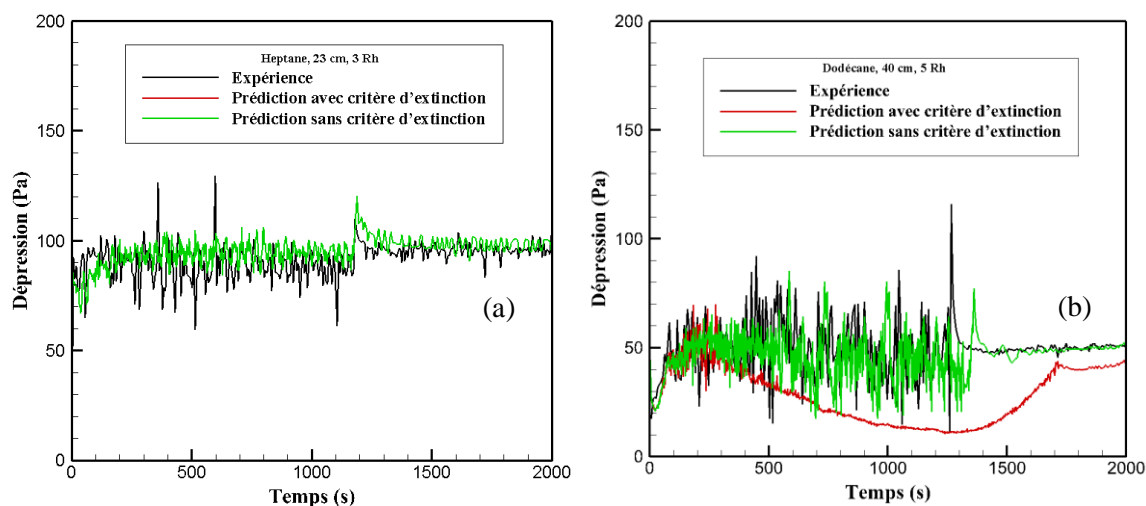


Figure 4.12 : Comparaison entre la prédiction et l'expérience sur l'évolution du niveau de pression en fonction du critère d'extinction pour le feu d'heptane 23 cm (a) et le feu de dodécane 40 cm (b).

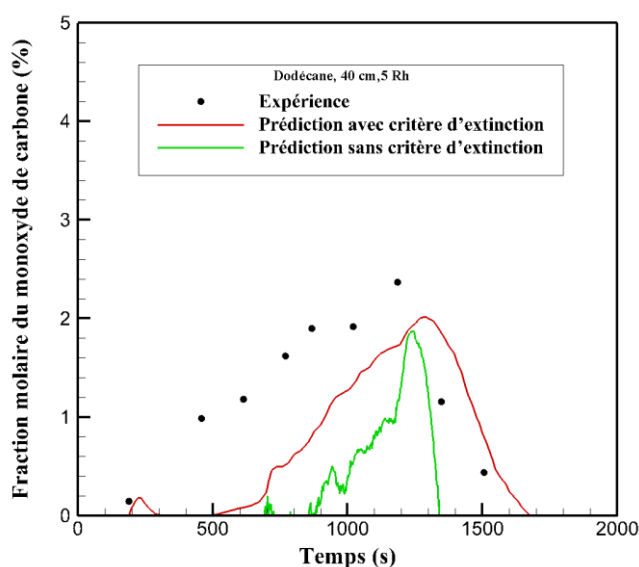


Figure 4.13 : Comparaison entre la prédiction et l'expérience sur l'évolution du monoxyde de carbone en fonction de l'existence du critère d'extinction.

Sur le choix du modèle d'extinction, deux modèles de combustions ont été utilisés. Le modèle de combustion met en contribution un ensemble d'espèces qui participent au processus de combustion. Ainsi, la prédiction des espèces constituant la fumée résulte de la définition des espèces qui réagissent dans le schéma cinétique. La partie qui suit présente la comparaison entre le nombre d'étapes de réaction chimique qui permettra de mieux prédire la nature et la quantité des gaz présents dans les fumées afin d'évaluer le risque d'inflammation de celles-ci.

4.4 Choix du nombre d'étapes de réaction chimique

Dans FDS, la combustion peut être modélisée de deux façons. Par défaut, la réaction entre le combustible et l'oxygène est infiniment rapide. Elle est uniquement contrôlée par le mélange, d'où l'appellation « mélange contrôlé ». L'autre alternative est que la réaction soit à cinétique finie. Cependant, cette dernière approche exige habituellement une résolution de maillage très fine qui n'est pas pratique pour les applications d'incendie à grande échelle dû à l'importance du temps de calcul.

En revenant sur la partie précédente portée sur le choix du modèle d'extinction, nous avons constaté les limites du modèle de combustion basé sur une réaction à cinétique finie. En effet, sur la figure 4.11, en utilisant le principe d'Arrhenius, le modèle de combustion en deux étapes ne permet pas de prédire correctement l'évolution du monoxyde de carbone. Par contre, on parvient à prédire cette évolution lorsque la combustion en deux étapes est infiniment rapide. En utilisant le modèle de combustion infiniment rapide, l'objectif de cette partie est de faire une étude de sensibilité sur le nombre d'étapes de réaction chimique à définir afin d'être en mesure de prédire les espèces présentes dans la fumée parmi lesquels les gaz imbrûlés inflammables. Il existe actuellement peu de modèles de combustion qui permettent de caractériser au mieux l'ensemble des espèces produites lors d'une réaction de combustion. En effet, en plus des espèces majoritaires telles que l'oxygène et le dioxyde de carbone, il y a la présence des espèces minoritaires telles que les gaz imbrûlés. Ces gaz imbrûlés sont négligeables lorsque la combustion est considérée comme complète mais ne le sont plus lorsque la combustion est incomplète. Parmi ces gaz imbrûlés, on trouve le monoxyde de carbone, l'hydrogène et les hydrocarbures issus de la dégradation thermique du combustible. Par le nombre d'espèces présents dans la fumée, on peut envisager plusieurs possibilités sur le nombre de réaction du processus de combustion. Dans notre cas, nous cherchons à mettre en évidence le nombre de réactions qui permettra de prédire les différentes espèces présentes dans la fumée avec un bon compromis entre temps de calcul et précision.

Les comparaisons entre les étapes de réaction chimique vont être effectuées pour un feu sous-ventilé, dans notre cas nous utiliserons le feu de dodécane 40 cm 5 Rh. Ainsi, en se basant sur le principe que le processus de combustion peut être décomposé en plusieurs réactions chimiques et en utilisant l'hypothèse d'une combustion infiniment rapide, la figure 4.14 présente les comparaisons sur

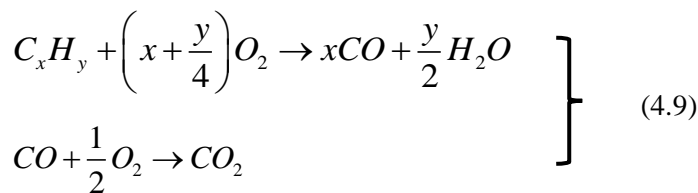
l'évolution des imbrûlés entre l'expérience et la prédiction utilisant plusieurs modèles d'étapes de réaction chimique. Parmi lesquels, on a :

- la combustion en une étape notée **model_comb_1** encore appelée modèle de « chimie simple », considère une seule espèce de combustible qui se compose principalement de C et H qui réagit avec l'oxygène dans un mélange contrôlé pour former en une étape les produits de combustion H₂O, CO₂, suie, et le CO. Pour le modèle de chimie simple, chaque réaction est supposée être de la forme:

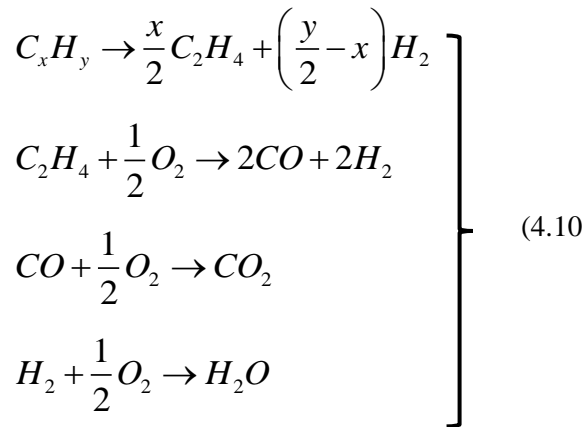


L'inconvénient du **model_comb_1** repose sur la nécessité de connaître le rendement de production en suie et en monoxyde de carbone afin de pouvoir équilibrer l'équation de combustion 4.7. Dans le cadre de cette étude, nous utiliserons les valeurs de rendements utilisés par défaut dans FDS.

- la combustion en deux étapes notée **model_comb_2**. A partir de deux étapes, la combustion est considérée comme un modèle de « chimie complexe ». Cette dernière est utilisée pour décomposer la combustion en une étape définie précédemment en une combustion en plusieurs étapes. Dans notre cas de figure, ces étapes intermédiaires sont considérées comme infiniment rapides. On peut ainsi avoir une décomposition allant de deux étapes à un nombre important de réactions que l'on souhaite représenter. Le principe reste uniquement basé sur la conservation des coefficients stœchiométriques, donc sur le principe de conservation de masse. Dans la littérature, le modèle de combustions en deux étapes est le plus utilisé. Cependant, en utilisant ce modèle, on suppose qu'il n'y pas la présence d'hydrogène dans le mélange de gaz produits. La combustion en deux étapes est décrite par les équations suivantes :



- la combustion en quatre étapes notée **model_comb_3** permet de mettre en place la réaction d'oxydation de l'hydrogène en eau en plus de la réaction d'oxydation du monoxyde de carbone en dioxyde de carbone. La combustion en quatre étapes est décrite par les équations suivantes :



Au regard des différentes étapes de réaction chimique présentées ci-dessus, le processus de combustion peut être décomposé en une ou plusieurs étapes de réaction. Des exemples de combustions en six et huit étapes sont présentés dans l'annexe B. Dans notre étude, nous nous intéresserons uniquement aux trois modèles de combustion cités-ci-dessus.

On remarque donc sur la figure 4.14(a) que les évolutions du monoxyde de carbone entre le `model_comb_2` et le `model_comb_3` sont équivalentes et que celles-ci suivent le même profil que celui de l'expérience. On remarque néanmoins une meilleure prédiction de la valeur maximale du monoxyde de carbone lorsqu'on utilise le `model_comb_3`. De plus, on constate que la prédiction utilisant ces deux modèles est légèrement sous-estimée par rapport à l'expérience. Quant au `model_comb_1`, on remarque que l'évolution du monoxyde de carbone est quasiment nulle. Cela est dû au fait que les valeurs de rendement en productions de suie et monoxyde de carbone utilisées sont les valeurs utilisées par défaut et que malgré une variation de ces valeurs la prédiction utilisant le `model_comb_1` reste sous-estimée par rapport à l'expérience. De l'analyse de la figure 4.14(a), le `model_comb_3` prédit mieux l'évolution du monoxyde de carbone.

Par la suite, au niveau de l'évolution des hydrocarbures, on remarque sur la figure 4.14(b) que les trois modèles fournissent des évolutions équivalentes sur la prédiction des gaz de pyrolyse. A noter que dans la simulation numérique les hydrocarbures sont assimilés au reste du combustible qui n'a pas brûlé et que pour les résultats expérimentaux, les hydrocarbures sont en équivalence CH_4 . Ainsi, en comparaison avec l'expérience, les trois modèles permettent de bien prédire l'évolution des hydrocarbures présents dans la fumée. On note également une meilleure prédiction de la valeur maximale des hydrocarbures lorsqu'on utilise le `model_comb_1` et le `model_comb_3`.

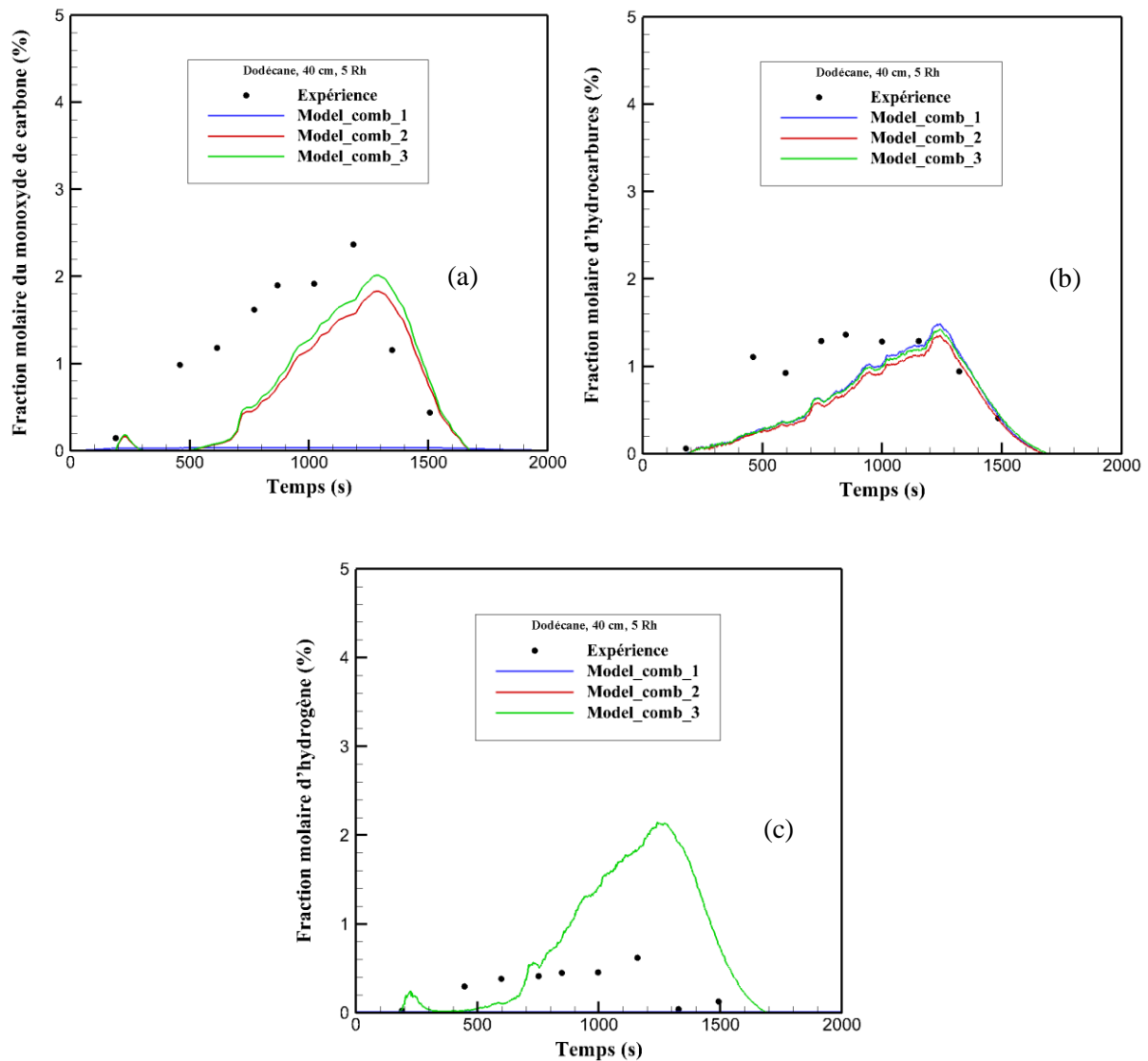


Figure 4.14 : Comparaison sur l'évolution des imbrûlés entre l'expérience et la prédiction utilisant trois modèles de combustion différents pour le monoxyde de carbone (a), les hydrocarbures (b) et l'hydrogène (c).

Au niveau de l'hydrogène, on remarque sur la figure 4.14(c) que seul le model_comb_3 est capable de prédire l'évolution de l'hydrogène, mais avec une prédiction deux fois plus importante par rapport à l'expérience. En conclusion, de l'analyse faite sur la figure 4.14, le modèle de combustion permettant de prédire au mieux l'ensemble des gaz imbrûlés est le model_comb_3. Par conséquent, il sera utilisé dans la cadre de cette étude afin d'évaluer le risque d'inflammation des fumées riches en gaz imbrûlés.

4.5 Evaluation numérique de la température

Après avoir fait le choix des modèles numériques de turbulence, d'extinction et de combustion, et avoir choisi les conditions initiales, cette partie présente les comparaisons entre l'expérience et la prédiction au niveau des températures mesurées lors des travaux de Lassus. La figure 4.16 présente les

positions des thermocouples qui ont permis la mesure des températures dans l'ensemble de l'installation expérimentale. Dans le chapitre 1, on a vu que la température de flamme en milieu confiné était de l'ordre de 900 à 1000 °C. On remarque sur les figures 4.17 et 4.18 que la température maximale au niveau du feu est comprise entre 900°C et 1000 °C. S'agissant d'un feu en milieu confiné (dodécane 40 cm à 5 Rh), on peut donc dire que le choix des conditions initiales et des modèles numériques relatifs aux écoulements réactifs permettent de prédire les niveaux de températures de flammes observés dans la littérature.

Concernant les comparaisons entre l'expérience et la prédiction, celles-ci se feront au niveau des axes TL1, TL2 et TL3 dans le local et au niveau des axes TE et TD dans le réseau de ventilation (cf. figure 4.16). Nous utiliserons les points 1 et 3 pour les températures dans le local et les points 1 et 6 pour les températures dans le système de ventilation.

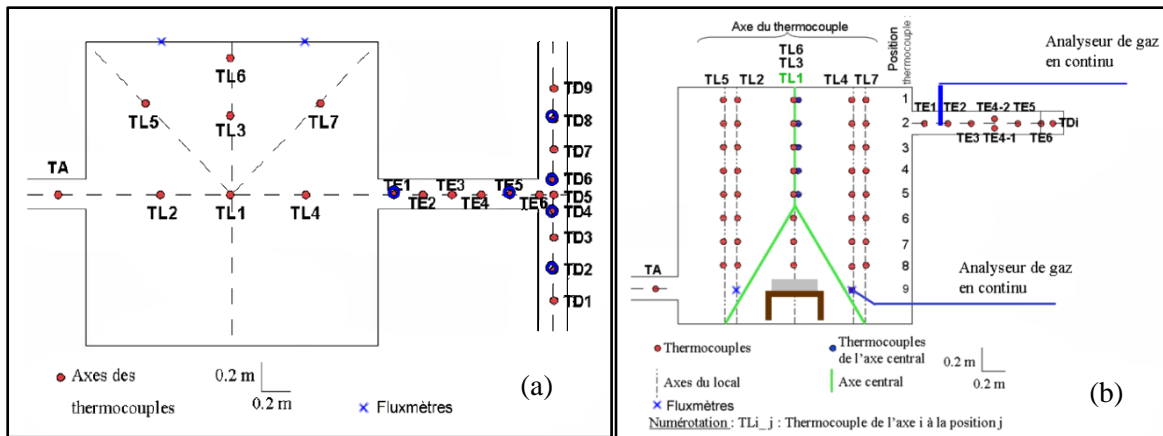


Figure 4.16 : Position des thermocouples au sein du dispositif expérimental (a) vue de dessus (b) vue de face.

On remarque sur la figure 4.19 que les évolutions de la température prise à différents points du local entre la prédiction et l'expérience ont la même tendance. En effet, sur les figures 4.19 (a,b), on constate que les niveaux de température entre l'expérience et la prédiction sont similaires. Ces températures correspondent aux températures mesurées sur l'axe central dans le local. Les comparaisons sont faites pour les positions 1 et 3 comme indiqué précédemment. Les positions sont détaillées de 1 à 9 sur la figure 4.16(b), le thermocouple 1 étant le plus proche du plafond et le 9 le plus proche du sol. Ainsi, en comparaison entre le thermocouple 1 et 3, celui à la position 3 est plus proche du feu. Les mesures de température sont cohérentes car, sur les figures 4.19 (a,b), on remarque que la température mesurée à la position 3 est plus importante que celle mesurée à la position 1. Cette observation est la même entre la prédiction et l'expérience, ce qui permet de dire que les paramètres choisis lors des études de sensibilités sont adéquats pour la modélisation des écoulements réactifs liés au feu. Au niveau des axes TL2 et TL3, ces derniers n'étant pas sur l'axe central, l'évolution de la température mesurée au niveau des points 1 et 3 est différente de celle observée au niveau de l'axe

central. Ainsi, pour les axes TL2 et TL3, plus on se rapproche du sol, plus le niveau de la température diminue. Cela est observé sur les figures 4.19 (c,d) et 4.19 (e,f) pour la prédiction et l'expérience.

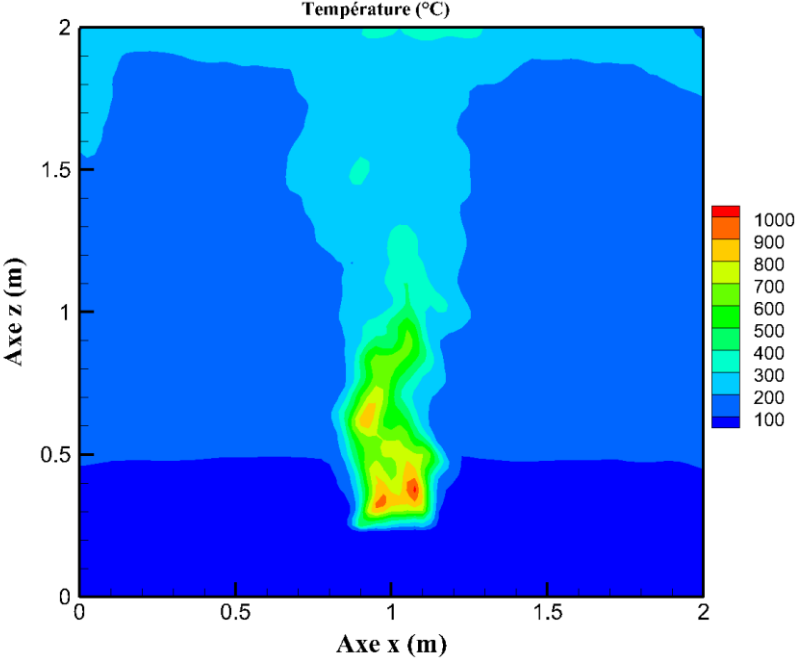


Figure 4.17 : Contour de la température du feu de dodécane 40 cm 5 Rh dans le caisson.

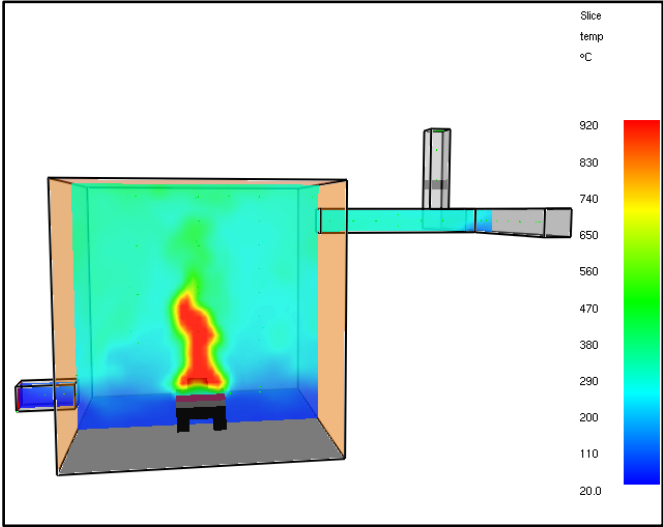


Figure 4.18 : Evolution de la température du feu de dodécane 40 cm 5 Rh dans la configuration numérique.

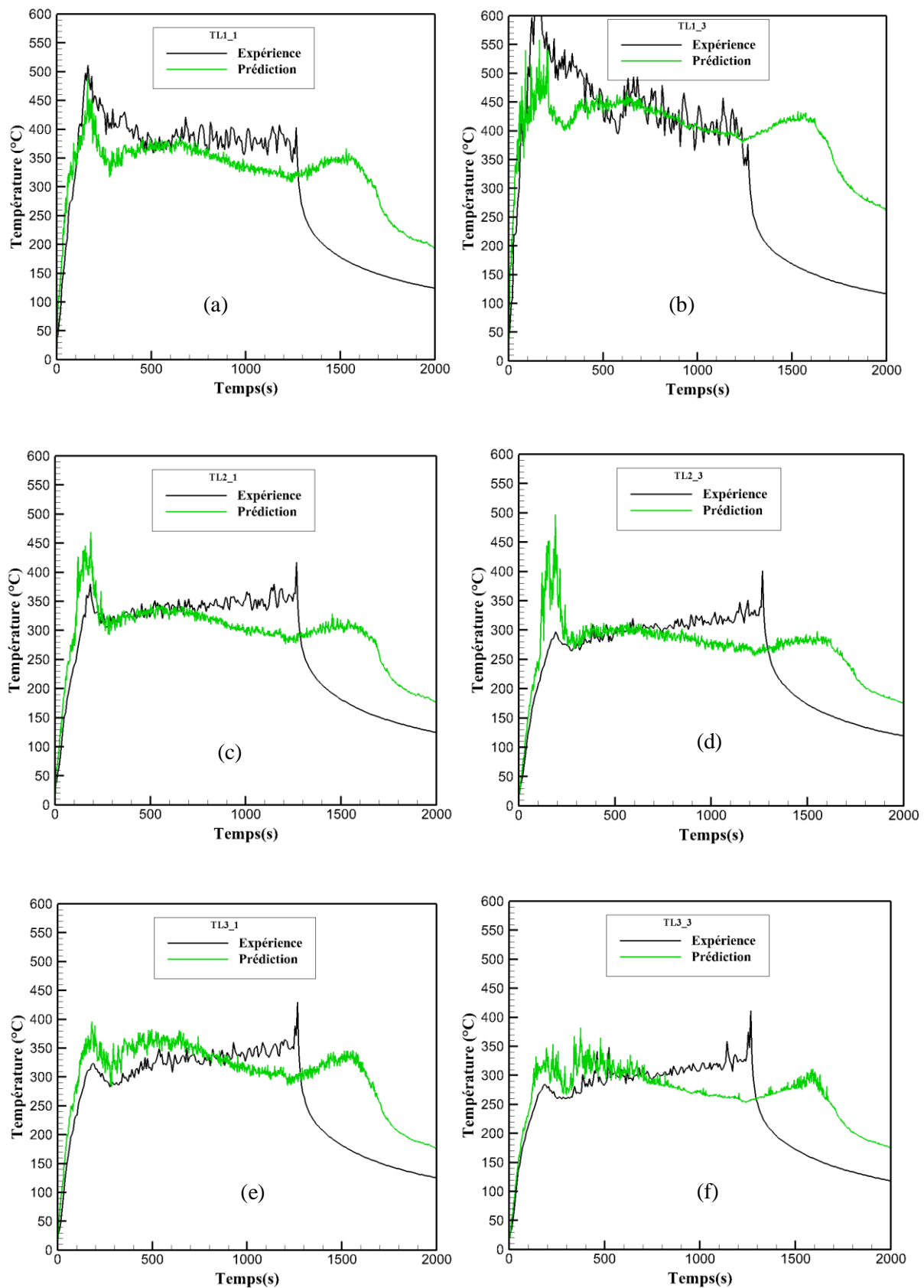


Figure 4.19 : Comparaison entre l'expérience et la prédiction de l'évolution de la température dans le caisson pour le feu de dodécane 40 cm 5 Rh pour les thermocouples TL1 (a,b), TL2(c,d) et TL3(e,f).

Au niveau du réseau de ventilation, on constate également sur la figure 4.20 que les évolutions de la température entre la prédiction et l'expérience ont la même tendance. On remarque néanmoins une légère surestimation de la prédiction par rapport à l'expérience au niveau des thermocouples TE6, TD1 et TD6. Cela peut s'expliquer par la mauvaise extraction des fumées par le réseau de ventilation dans FDS et par des effets de diffusivité numérique trop importants dû à la taille du maillage de 5 cm. On remarque par exemple sur le thermocouple TD1 (cf. figure 4.20 (c)) que l'évolution de la température entre la prédiction et l'expérience est identique pendant les 500 premières secondes. Au-delà, la prédiction est surestimée par rapport à l'expérience. Cet instant correspond au moment où l'extraction de la fumée ne se fait plus correctement, cela entraîne une accumulation de la fumée au niveau du conduit de dilution et engendre une augmentation de la température. En restant dans le cadre de prédiction du risque d'inflammation, la température étant un paramètre très important, il est préférable de surestimer la température que de la sous-estimer.

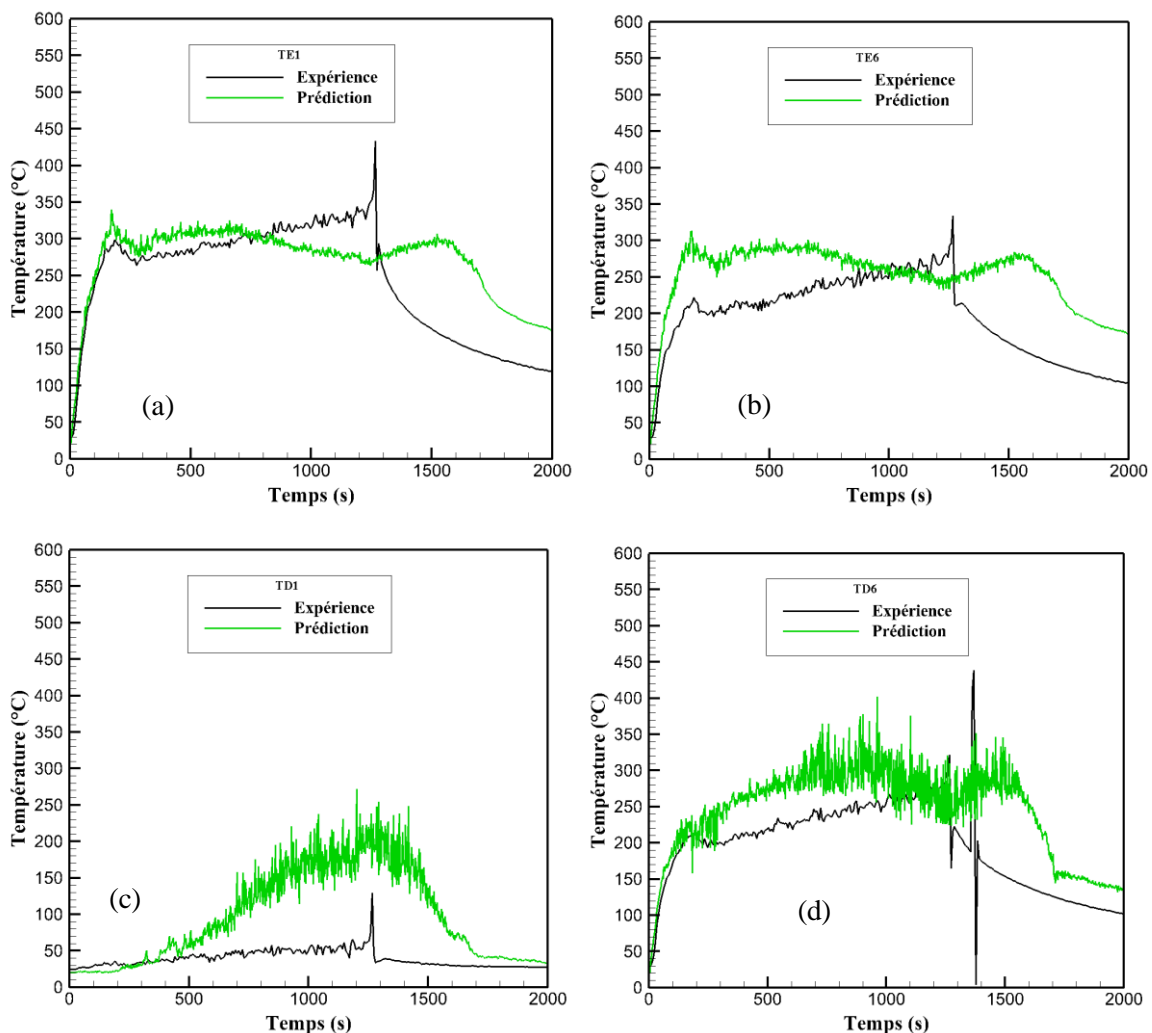


Figure 4.20 : Comparaison entre l'expérience et la prédiction de l'évolution de la température dans le réseau de ventilation pour le feu de dodécane 40 cm 5 Rh pour les thermocouples TE(a,b) et TD (c,d).

Par ailleurs, la figure 4.21 présente les écoulements des gaz à travers le réseau de ventilation. On peut voir que les gaz chauds provenant du local se refroidissent au fur et à mesure qu'ils circulent à travers le système de ventilation. Les mesures présentées sur la figure 4.20 sont donc cohérentes car nous retrouvons les températures les plus importantes à l'entrée de la gaine d'extraction représentées par TE1. TE6, TD1 et TD6, plus en aval du conduit d'extraction, présentent des températures plus faibles. Ainsi, par souci de sécurité, la température TE1 sera considérée comme la température des gaz imbrûlés afin d'évaluer le risque d'inflammation des fumées riches en gaz imbrûlés dans la suite de l'étude.

En somme, l'ensemble des analyses faites en comparant l'expérience et la prédiction sur l'évolution de la température dans l'ensemble de l'installation expérimental, a permis de justifier le choix des paramètres présentés dans ce chapitre. Cependant, on note quelques limites concernant le réseau de ventilation face à l'extraction des fumées au cours d'incendie.

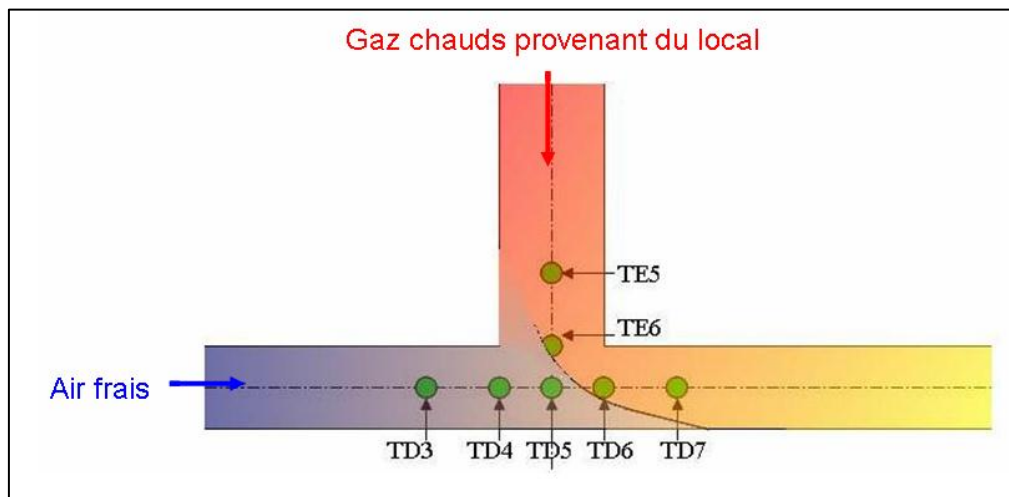


Figure 4.21 : Schéma des écoulements des gaz à travers le réseau de ventilation.

4.6 Conclusions

En conclusion, ce chapitre a fait l'objet d'une étude de sensibilité sur le choix des paramètres permettant de réaliser une modélisation numérique qui se rapproche le plus possible de l'expérience. Pour cela, une étude de sensibilité au maillage a été effectuée afin de trouver la taille de maille qui permettrait de concilier précision et gain de temps de calcul. On a présenté la méthode de modélisation du réseau de ventilation présent dans notre installation en présentant également la méthode de modélisation des fuites. Par la suite, on a présenté les réflexions qui ont contribué au choix des modèles de turbulence, d'extinction et de combustion. On a pu faire ressortir, pour chaque modèle numérique, les caractéristiques physiques qui permettent au mieux de répondre à la problématique de l'évaluation du risque.

La modélisation des conditions limites et initiales, notamment la modélisation des caractéristiques du système de ventilation a, quant à elle, nécessité une étude expérimentale du dispositif à froid c'est-à-dire en absence du feu. Dans une configuration à froid, des grandeurs comme le coefficient de perte de charges ont été déterminées. La répartition des fuites a été effectuée à l'aide des mesures de débits d'écoulement d'air prises au niveau des jonctions des conduits du réseau de ventilation. Ce qui a conduit à la définition numérique du système de ventilation.

Après avoir fait le choix des conditions initiales et des modèles numériques, une évaluation de la prédiction de la température de la flamme au niveau du local et de la température des gaz dans le reste de la configuration numérique a été effectuée. Cette évaluation a permis de valider le choix de ces paramètres qui ont correctement reproduit le niveau de température dans la flamme. La comparaison entre l'expérience et la prédiction sur l'évolution de la température des gaz dans le local et dans le réseau de ventilation a aussi montré une tendance similaire entre les deux.

Afin d'évaluer avec plus de sécurité le risque d'inflammation des fumées au niveau du réseau de ventilation, la température des gaz imbrûlés sera prise à l'entrée de la gaine d'extraction, il en est de même pour la température mesurée. Il s'agit de la température TE1 car celle-ci représente la température la plus importante au niveau du réseau de ventilation.

Pour conclure, le réseau de ventilation présent dans notre installation a été modélisé en utilisant la méthode HVAC combinée avec FDS6 pour une taille de maille de 5 cm. La modélisation du comportement du feu a été adoptée en utilisant le modèle d'extinction basé sur une concentration critique d'oxygène et le modèle de combustion à réactions chimiques infiniment rapides à plusieurs étapes. Les simulations vont être effectuées en utilisant le modèle de turbulence Deardorff. Pour l'étude de l'état du confinement dynamique, le modèle d'extinction est supprimé.

Chapitre 5 : Evaluation du risque d'inflammation et du confinement dynamique des gaz imbrûlés

L'objectif de ce chapitre est, dans un premier temps, d'évaluer le risque d'inflammation de gaz imbrûlés dans un conduit d'extraction d'un système de ventilation à l'aide de la simulation numérique. Pour cela, il est nécessaire de quantifier les gaz imbrûlés et de prédire les bons niveaux de température de ces derniers. Nous présenterons donc des résultats issus de la simulation numérique en comparaison avec des données expérimentales. Dans un second temps, nous étudierons le confinement dynamique de l'installation en nous basant sur la prédiction de l'évolution de la pression en fonction du type de feu. Nous présenterons également l'influence de la richesse du milieu sur la production des imbrûlés avec les conséquences sur le risque d'inflammation des fumées.

L'ensemble de ces études seront axées sur trois types de foyers : un foyer avec ou sans cible avec l'admission ouverte et un foyer avec admission fermée. Comme mentionné dans le chapitre 4, le modèle de combustion utilisé est basé sur une combustion en quatre étapes utilisant le critère d'extinction basé sur la limitation d'oxygène. Les calculs numériques sont exécutés en utilisant un maillage uniforme de 5 cm x 5 cm et une modélisation non prédictive du feu. Cette dernière repose sur une perte de masse imposée représentant l'évaporation du combustible liquide. En effet, la pyrolyse d'un combustible liquide est assez complexe à mettre en place car elle nécessite de coupler d'une part les transferts de chaleur entre la flamme et la surface du liquide (rayonnement, convection et conduction), et d'autre part les transferts de chaleur à l'intérieur du liquide. La modélisation de la pyrolyse demande de traiter un grand nombre de paramètres empiriques, qui la rend difficile à vérifier et valider. Ainsi la pyrolyse n'est pas prise en compte dans les calculs numériques et les pertes de masse seront celles résultant des essais expérimentaux.

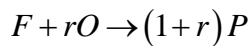
Nous évaluerons donc le risque d'inflammation et le confinement dynamique pour des feux bien ventilés, légèrement sous-ventilés, sous-ventilés et très sous-ventilés. Il s'agira des feux d'heptane à 23 cm et à 30 cm et des feux de dodécane à 30 et 40 cm réalisés à 3 Rh et 5 Rh.

5.1 Détermination de la richesse

L'ensemble des feux considérés dans cette étude sont soit bien ventilés, légèrement sous-ventilés, sous-ventilé ou très sous-ventilés. La détermination du régime de ventilation de ces différents feux a été effectuée à l'aide de la richesse globale (ϕ) encore appelée Rapport Equivalent Global (REG). La richesse est calculée en utilisant l'équation 1.21 présentée dans le chapitre 1 par :

$$\phi = \frac{r}{\frac{\dot{m}_{O_2}}{\dot{m}_{comb}}}$$

$r = \left(\frac{\dot{m}_{comb}}{\dot{m}_{O_2}} \right)_{stoe}$ est le rapport stœchiométrique. Il est également considéré comme la fraction massique stœchiométrique d'oxydant dans une réaction chimique globale de type :



Ici, F, P, O représentent respectivement le combustible, l'oxydant et les produits de combustion.

Par la suite, dans notre étude, le calcul de la richesse globale nécessite la connaissance des débits massiques de l'oxydant et celui du combustible.

Le débit massique de l'oxydant est noté \dot{m}_O et celui du combustible est noté \dot{m}_F . L'équation (1.21) devient :

$$\phi = \frac{\dot{m}_F}{\dot{m}_O} \cdot r \quad (5.1)$$

Le débit massique de l'oxydant \dot{m}_O est considéré comme celui de l'oxygène. Il est obtenu à partir du débit massique de l'air \dot{m}_{Air} provenant du caisson. Celui-ci est obtenu à l'aide de la mesure dans la gaine d'extraction, ou de la somme du débit de fuite provenant du local avec celui de la gaine d'admission.

$$\dot{m}_{Air} = \dot{m}_{adm} + \dot{m}_{fuites}$$

$$\dot{m}_{Air} = (\dot{V}_{adm} + \dot{V}_{fuites}) \cdot \rho_{Air} \text{ avec } \dot{V}_{fuites} = 0,31 \times \dot{V}_{total_fuites}$$

Avec \dot{V}_{adm} qui est calculé à l'aide du renouvellement horaire étudié et \dot{V}_{total_fuites} est obtenu par conservation du débit et de la pression du local mesurée.

En considérant par exemple le feu d'heptane 23 cm à 3 Rh, le débit massique d'air provenant du caisson vaut :

$$\dot{m}_{Air} = \left[\left(\frac{3 \times 8 \cdot m^3}{3600 \cdot s} \right) + (0,31 \times 0,0603 \cdot m^3) \right] \times 1,2 \cdot kg \cdot m^3$$

$$\dot{m}_{Air} = 0,03 kg \cdot s^{-1}$$

Le tableau (A) présente quelques résultats des débits massiques calculés pour quatre cas de feux tirés de cette étude (H représente l'heptane et D le dodécane):

Combustible	H_30cm_3Rh	H_30cm_5Rh	D_40cm_3Rh	D_40cm_5Rh
Débit massique d'air ($kg \cdot s^{-1}$)	0,031	0,039	0,036	0,04

Tableau (5.1) : Exemples de débits massiques.

Ainsi, de la connaissance du débit massique d'air provenant du caisson, et comme l'oxygène représente 23% du mélange de l'air, le débit massique de l'oxydant est obtenu par la relation suivante :

$$\dot{m}_O = 0,23 \times \dot{m}_{Air}$$

Le débit massique de combustible \dot{m}_F est obtenu à partir de la perte de masse mesurée à l'aide de l'expérience et la fraction massique stœchiométrique r est obtenue à partir de l'équation 1.23 présenté dans le chapitre 1. Par conséquence, à l'aide de l'équation 1.24 (cf. chapitre 1), la richesse est calculée en utilisant la relation suivante :

$$\phi = \frac{\frac{\dot{m}_{comb}}{0,23 \cdot \rho_{air} \cdot \dot{m}_{Air}}}{\left(\frac{(12 \cdot x + y)}{\left(x + \frac{y}{4} \right) \cdot 32} \right)}$$

Où x et y représentent respectivement le nombre d'atome de carbone et le nombre d'atome d'hydrogène du combustible F .

5.2 Etude des feux à 3 Rh avec une admission ouverte et fermée

Cette partie constitue la comparaison entre les résultats expérimentaux issus des travaux de Lassus (2009) et les résultats numériques pour des feux d'heptane et des feux de dodécane réalisés avec 3 renouvellements horaires pour deux configurations différentes (admission ouverte et admission fermée). Dans cette partie et l'ensemble des résultats de cette étude, la chaleur dégagée obtenue à partir de la perte de masse mesurée sera notée Q_{mF} et celle obtenue à partir de la consommation d'oxygène sera notée Q_{mO_2} .

5.2.1 Feux bien ventilés et légèrement sous-ventilés

Un feu bien ventilé est défini comme un feu dont la richesse est inférieure à 0,5 (Wieczorek (2003), (cf. chapitre 2)). Les gaz imbrûlés étant représentatifs de la sous-ventilation d'un milieu, les feux caractérisés par une faible quantité de gaz imbrûlés seront considérés comme des feux légèrement sous-ventilés (Lassus (2009)). Il s'agit de feux dont la richesse est supérieure à 0,5 et inférieure à 1.

Nous présentons dans cette partie, les feux d'heptane réalisés avec une cuve de 23 cm et les feux de dodécane réalisés avec une cuve de 30 cm. Il s'agit de feux considérés comme bien ventilés voire légèrement sous-ventilés. L'objectif, ici, est de justifier à l'aide de la richesse le régime du feu bien ventilé ou légèrement sous-ventilé du feu. Cela permettra d'établir le rôle de la ventilation sur le risque d'inflammation des fumées riches en gaz imbrûlés. On établira également l'impact de la fermeture de l'admission sur le comportement du feu en fonction de la richesse.

Les évolutions de la puissance du feu d'heptane réalisé avec une cuve de 23 cm avec une admission ouverte et fermée sont illustrées sur les figures 5.1(a) et 5.1(b). On remarque une concordance entre la chaleur dégagée obtenue à partir de la perte de masse mesurée (Q_{mF}), celle de la consommation d'oxygène (Q_{mO_2}) avec celle déduite de la prédiction. Cette similarité entre ces dernières met en évidence la bonne prédiction numérique concernant le feu d'heptane 23 cm. Du côté du dodécane 30 cm, la figure 5.1(c) présente également la comparaison entre l'expérience et la prédiction sur l'évolution de la puissance dégagée par le dodécane. On remarque également une concordance entre les trois méthodes qui permettent d'obtenir la puissance du feu. En analysant les figures 5.1(a) et 5.1(b), on remarque que la richesse est inférieure à 0,5 alors que sur la figure 5.1(b), la richesse atteint une valeur de 0,6 au bout de 1400 s. Cette analyse permet de montrer que les feux d'heptane réalisés avec une cuve de 23 cm pour une admission ouverte et fermée sont assimilés à des feux bien ventilés. Concernant le feu de dodécane 30 cm, avec une variation de richesse entre 0,5 et 1, il est caractérisé quant à lui comme un feu légèrement sous-ventilé.

En revenant sur les figures 5.1(a) et 5.1(b), on remarque que le feu d'heptane 23 cm 3 Rh avec une admission fermée dure plus longtemps par rapport à celui dont l'admission est ouverte. On remarque

également que le feu d'heptane avec une admission ouverte présente une puissance environ égale à 35 kW alors que le feu avec une admission fermée a une puissance égale à 30 kW. Cela permet de montrer que la puissance avec admission ouverte est légèrement plus importante que celle avec une admission fermée. Cette différence résulte du fait que dans le cas d'une admission ouverte, le feu est alimenté par cette dernière et également par les fuites alors que dans le cas d'une admission fermée, le feu est uniquement alimenté par l'air provenant des fuites. Ainsi, le fait de réduire l'approvisionnement en air réduit l'amplitude de la puissance certes, mais prolonge la durée de vie de celui-ci (H. Prétrel et al, 2005).

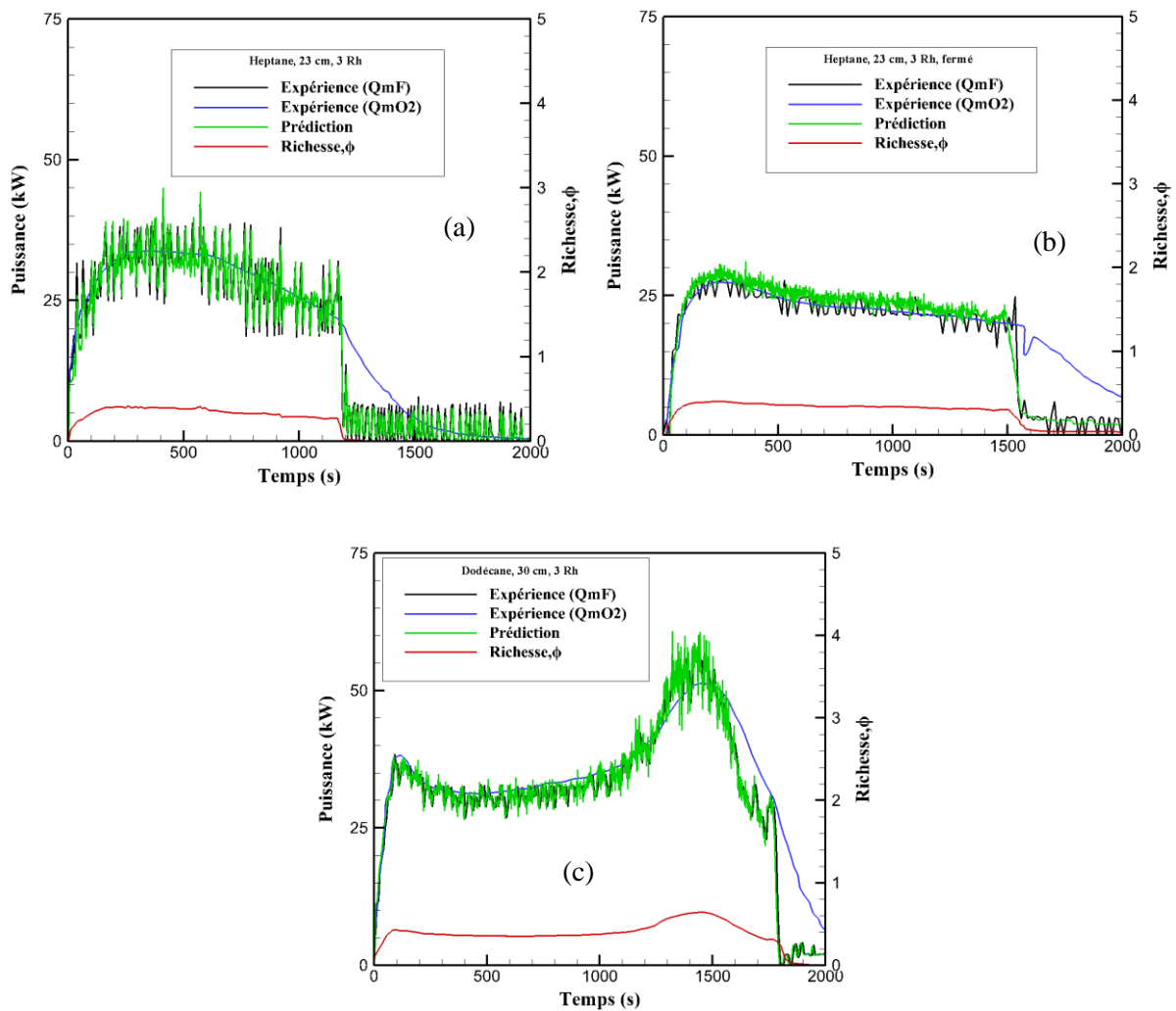


Figure 5.1 : Comparaison entre l'expérience et la prédiction sur l'évolution de la puissance du feu pour les feux d'heptane 23 cm (a,b) et le feu de dodécane 30 cm (c).

Au niveau des évolutions des températures dans la gaine d'extraction (cf. Figure 5.2), on constate que les allures de la température prédite dans chacune des trois expériences sont similaires à celles de la température mesurée expérimentalement avec néanmoins une légère surestimation des valeurs maximales de la température simulée. En effet, à partir de 500 s où le régime du feu est établi, on

remarque une divergence entre les profils de température expérimentaux et ceux du numérique. La différence est représentée par une légère surestimation de la température prédite avec un écart maximal de 10 % pour les feux d'heptane (cf. figure 5.2(a) et 5.2(b) et 50 % pour le feu de dodécane (cf. figure 5.2(c)). Cette surestimation par le modèle numérique s'explique par le fait que la température prédite est issue d'un dégagement de chaleur rapide dû au modèle de combustion infiniment rapide. On peut également l'assimiler à la température de la fumée provenant du local. Si celle-ci est extraite lentement par rapport à l'expérience, la température de la fumée met plus de temps pour chauffer le local par convection. Cette extraction lente de la fumée entraîne également une stratification de la fumée plus importante que la réalité. Ainsi, cette surestimation de la température par rapport à l'expérience résulte d'un dégagement de chaleur rapide et d'une accumulation de la fumée dans le local résultant du fait que FDS ne prédit pas parfaitement l'extraction dans le réseau d'extraction.

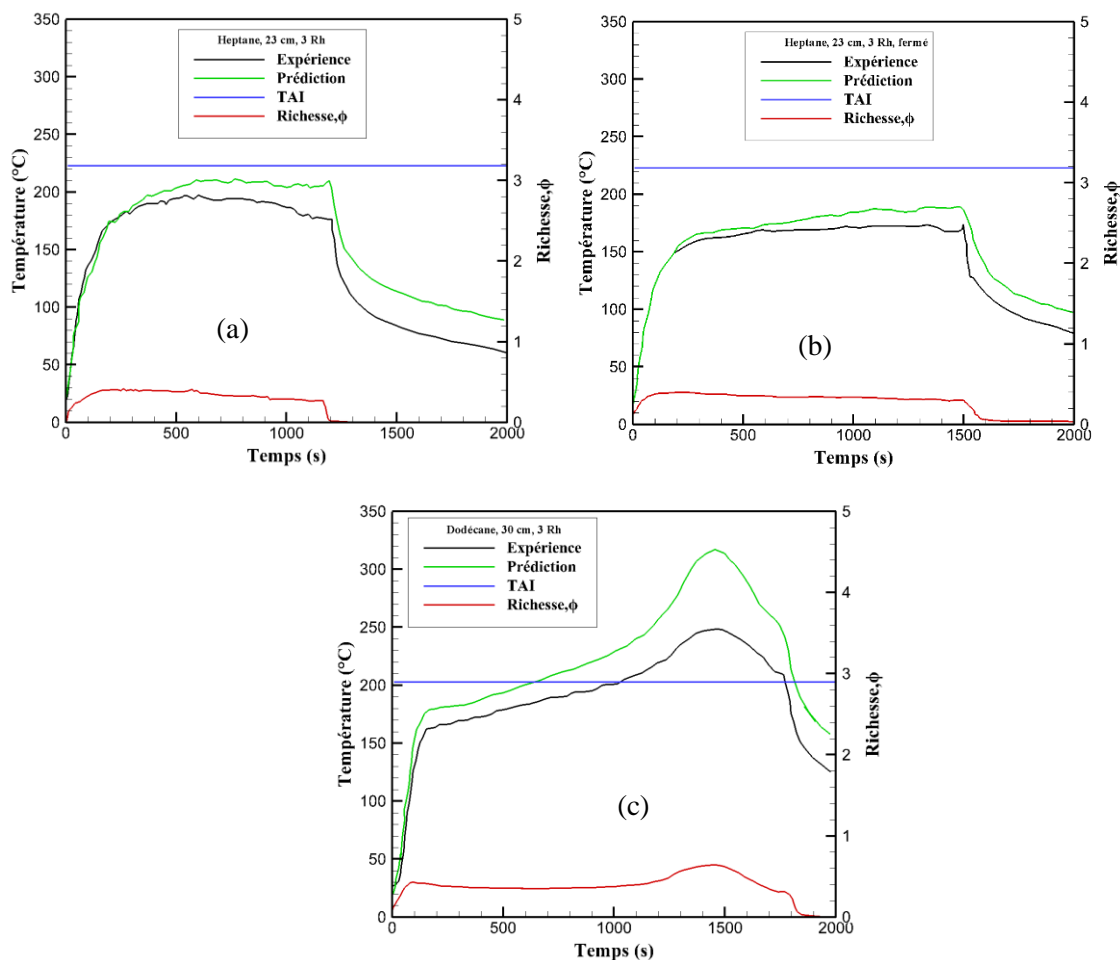


Figure 5.2 : Comparaison entre l'expérience et la prédiction sur l'évolution de la température pour les feux d'heptane 23 cm (a,b) et le feu de dodécane 30 cm (c).

Etant dans le cadre de la sécurité incendie, il est acceptable d'avoir une température surestimée par rapport à la réalité au lieu de l'inverse. En revenant sur les figures 5.2(a) et 5.2(b), on remarque que les

températures déduites de la prédiction et de l'expérience ne sont pas au-dessus de la TAI. Cependant sur la figure 5.2(c), les deux évolutions de température sont au-dessus de la TAI à partir de 1000 s, moment pour lequel la richesse devient supérieure à 0,5.

La figure 5.3 présente la comparaison entre l'expérience et la prédiction sur les évolutions des fractions molaires d'oxygène. On remarque une concordance entre la prédiction et l'expérience au niveau des espèces majoritaires dont l'oxygène. En effet sur les figures 5.3(a) et 5.3(b) les fractions molaires d'oxygène issues de l'expérience sont similaires à celles issues de la prédiction. On note ainsi un écart inférieur à 5 % au niveau du feu d'heptane 23 cm avec admission ouverte. On remarque également une concentration en oxygène plus faible pour le feu d'heptane avec admission fermée (11%) que celle du feu d'heptane avec admission ouverte (13%). Cela met en évidence l'impact de la fermeture de l'admission sur la concentration d'oxygène présente dans le local. En effet, en utilisant uniquement l'oxygène provenant des fuites, la quantité d'oxygène disponible est plus faible que lorsque l'on a l'admission ouverte.

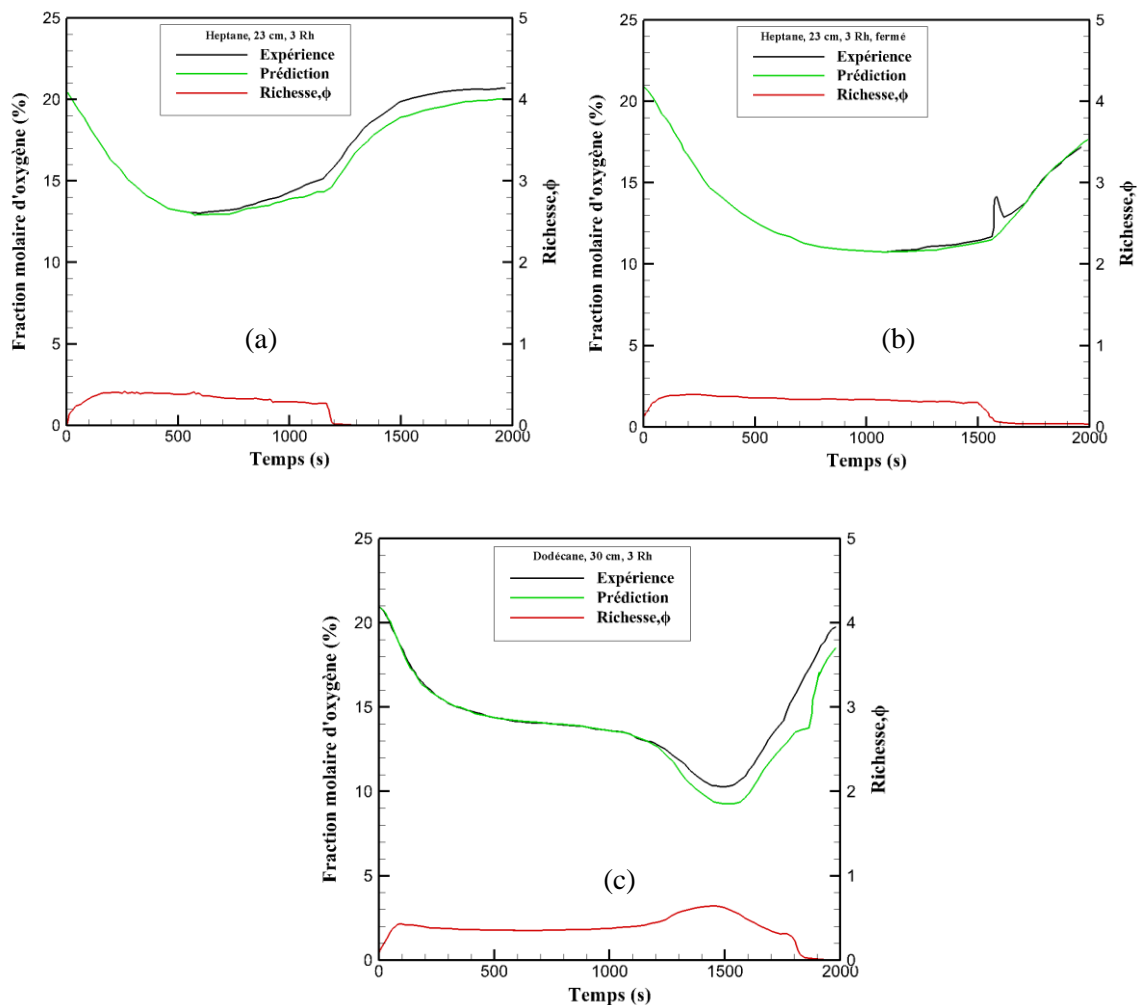


Figure 5.3 : Comparaison entre l'expérience et la prédiction sur l'évolution de la fraction molaire d'oxygène pour les feux d'heptane 23 cm (a,b) et le feu de dodécane 30 cm (c).

On constate néanmoins que la prédiction n'a pas pu prédire le pic d'oxygène mesuré expérimentalement. Ce pic correspond à un retour d'air induit par un pic de dépression causé par l'extinction du feu. Au niveau du dodécane, la figure 5.2(c) nous permet de faire également les mêmes remarques, en indiquant néanmoins que la divergence entre la prédiction et l'expérience prend lieu lorsque la richesse est supérieure à 0,5.

La consommation d'oxygène entraîne la production du dioxyde de carbone et d'autres gaz produits de combustion. En nous focalisant sur le dioxyde de carbone, la figure 5.4 présente l'évolution de la fraction molaire du dioxyde de carbone en comparant prédiction et expérience. Similairement à l'oxygène, on remarque que les évolutions entre la prédiction et l'expérience sont bonnes voire très bonnes dans l'ensemble. En effet, les figures 5.4(a) et 5.4(b) illustrent une bonne prédiction du dioxyde de carbone par rapport à l'expérience concernant les feux d'heptane 23 cm avec admission ouverte et fermée.

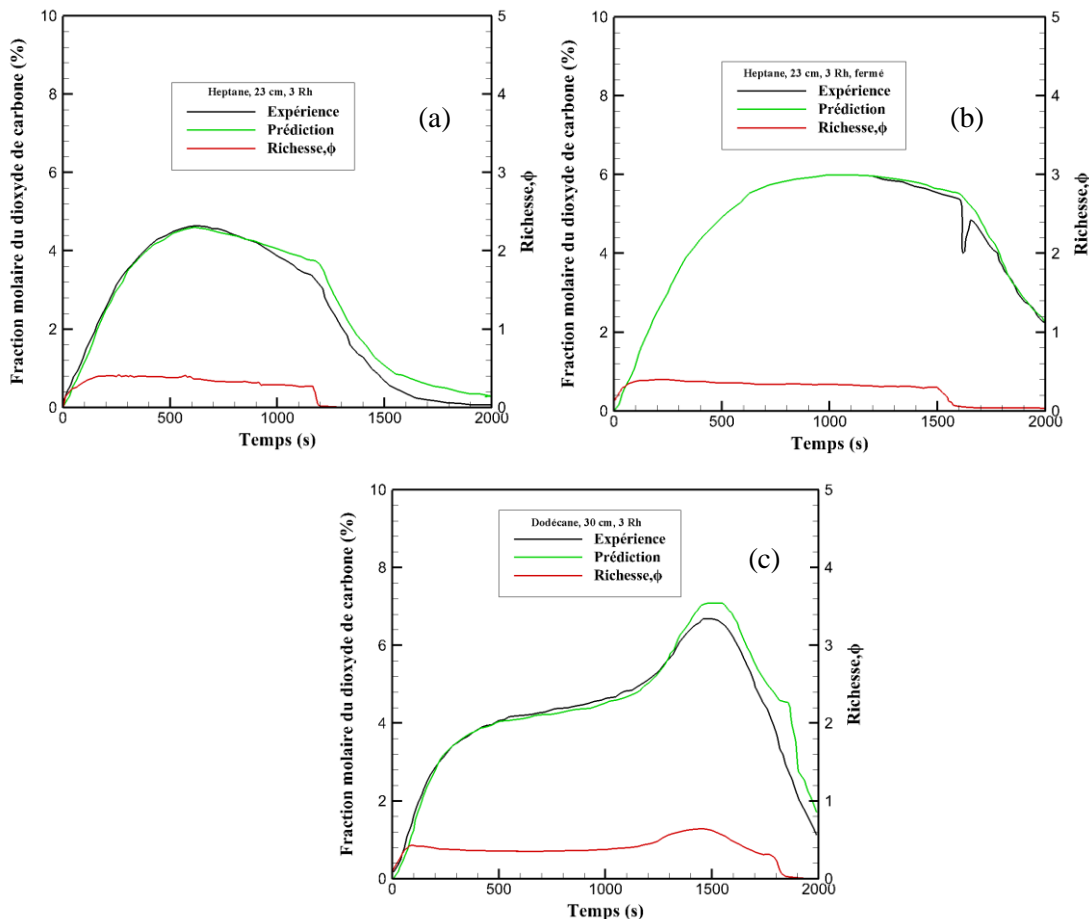


Figure 5.4 : Comparaison entre l'expérience et la prédiction sur l'évolution de la fraction molaire du dioxyde de carbone pour les feux d'heptane 23 cm (a,b) et le feu de dodécane 30 cm (c).

On fait également la même observation sur le fait que la prédiction ne prédit pas le pic du dioxyde de carbone lié à celui de l'oxygène. Dans le cas du feu d'heptane avec admission ouverte (cf. figure

5.4(a)), à partir de 1000 s l'écart entre la prédiction et l'expérience est inférieur à 5%. On note également une concentration du dioxyde de carbone pour une admission fermée légèrement plus grande (6%) que celle avec une admission ouverte (5%) car la diminution de l'oxygène entraîne l'augmentation du CO₂ (Lassus, 2013,2016). Sur la figure 5.4(c), on constate également une similarité entre la prédiction et l'expérience pour le feu dodécane 30 cm 3 Rh avec une admission ouverte. On remarque encore une divergence entraînant un écart égal à 10 % lorsque la richesse est supérieure à 0,5.

5.2.2 Feux sous-ventilés

Les feux présentés dans cette partie concernent les feux d'heptane réalisés avec une cuve de 30 cm et les feux de dodécane réalisés avec une cuve de 40 cm. Ces feux font l'objet d'une comparaison entre la configuration avec une admission ouverte et celle avec une admission fermée tout en effectuant également une comparaison entre l'expérience et la prédiction. La figure 5.5 présente la comparaison entre la prédiction et l'expérience sur l'évolution de la puissance du feu pour chacune des expériences.

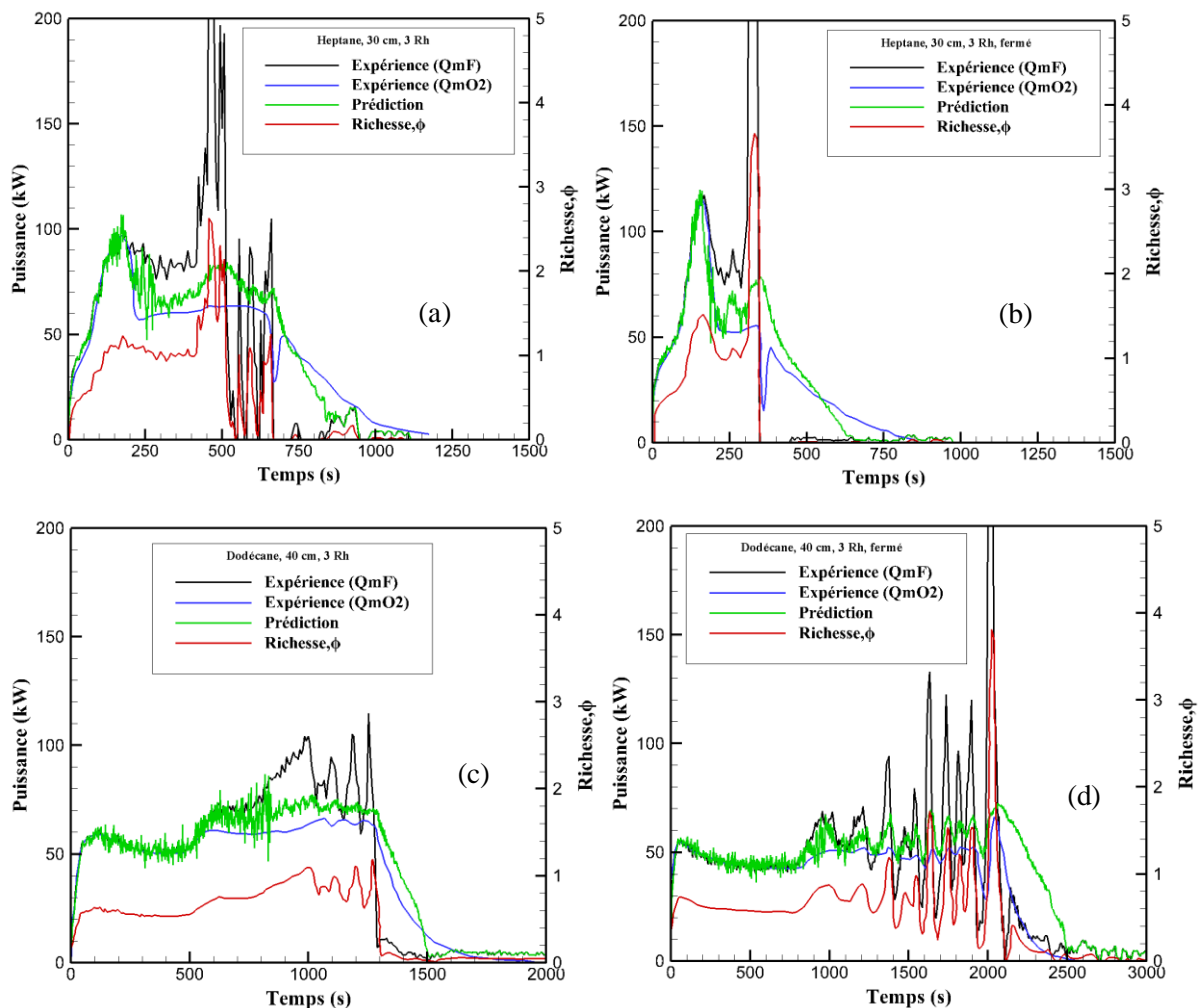


Figure 5.5 : Comparaison entre l'expérience et la prédiction sur l'évolution de la puissance pour les feux d'heptane 30 cm (a,b) et les feux de dodécane 40 cm (c,d).

On remarque un comportement similaire sur l'ensemble des figures. En effet, en analysant les figures 5.5(a) et 5.5(b), on remarque que les allures de la puissance déterminées à l'aide de la perte de masse (Q_{mF}), de la consommation d'oxygène et par la prédiction sont équivalentes lorsque la richesse est inférieure à 0,9 et qu'au-delà les seules qui restent similaires sont les évolutions déterminées à l'aide de la consommation d'oxygène (Q_{mO_2}) et celle issue de la prédiction. En effet, lorsque la richesse est supérieure ou égale à 1.0, on constate que la puissance calculée à l'aide de la perte de masse est plus importante par rapport à la puissance obtenue par les deux autres méthodes (cf. figures 5.5(a) et 5.5(b)). Cela permet de dire que lorsque le milieu est riche (richesse supérieure ou égale à 1), les gaz issus de la dégradation thermique d'un combustible ne brûlent pas entièrement et que le calcul de la puissance du feu ne se calcule pas en prenant en compte la quantité totale de gaz issue de la perte de masse.

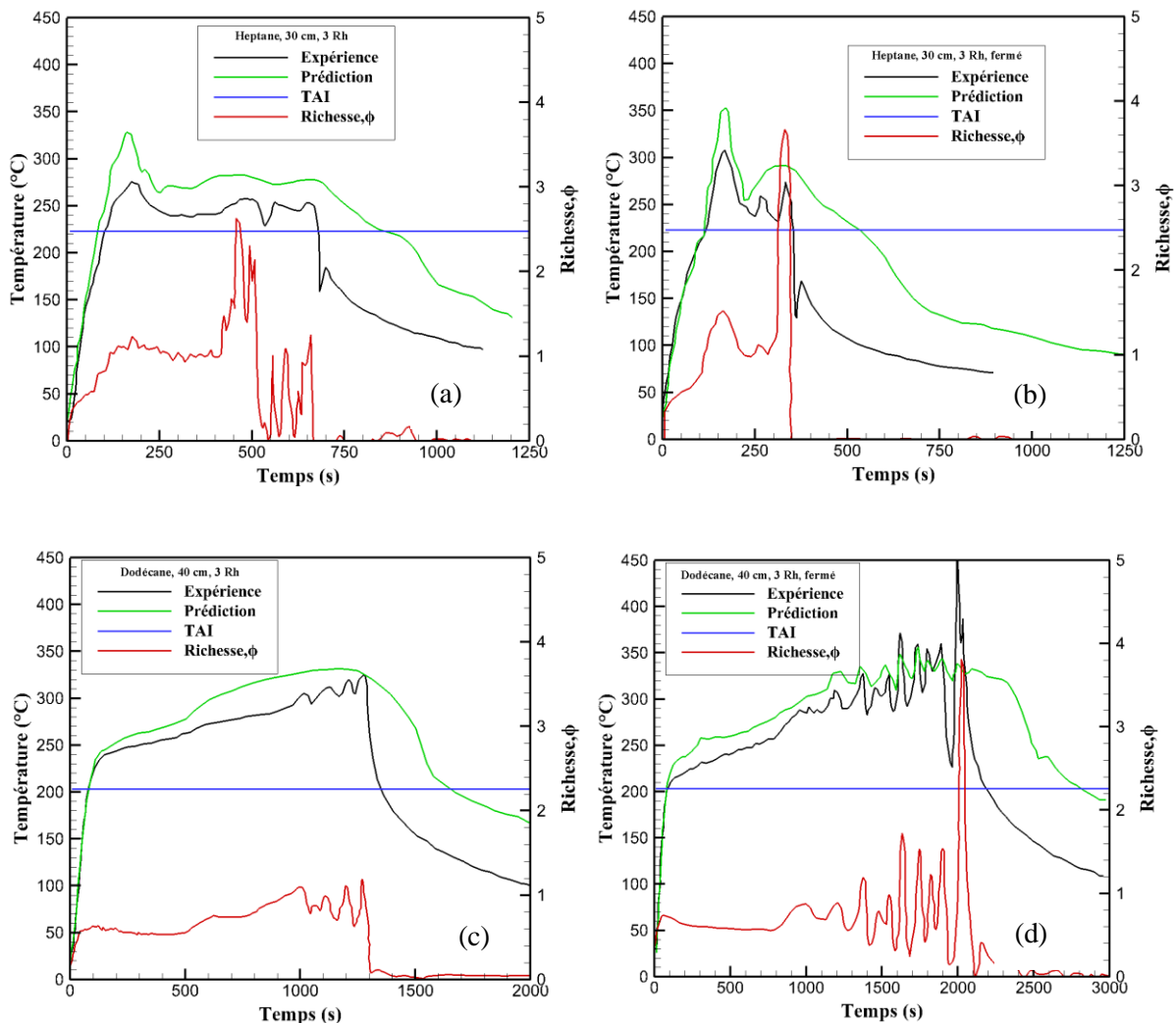


Figure 5.6 : Comparaison entre l'expérience et la prédiction sur l'évolution de la température pour les feux d'heptane 30 cm (a,b) et les feux de dodécane 40 cm (c,d).

En comparaison entre le feu d'heptane avec admission fermée et ouverte (cf. figures 5.5(a) et 5.5(b)), on remarque que le feu avec l'admission fermée dure moins longtemps par rapport à celui avec l'admission ouverte. Cela est dû au fait qu'avec une admission fermée, le feu est uniquement alimenté par les fuites, ainsi, il s'éteindra et s'arrêtera par manque de comburant plus rapidement que lorsque l'admission est ouverte. On remarque également que le milieu est plus riche lorsque l'admission est fermée ($\phi=3,4$) que lorsque l'admission ouverte ($\phi=3,0$).

Du côté de l'essai du dodécane 40 cm, l'analyse des figures 5.5(c) et 5.5(d) fait ressortir les mêmes observations sur les évolutions de la puissance obtenues à l'aide de la perte de masse, de la consommation d'oxygène et de la prédiction. On remarque également que le milieu est plus riche lorsque l'admission est fermée ($\phi=3,5$) par rapport à l'admission ouverte ($\phi=1,2$). On remarque également que le feu s'éteint lorsque l'on atteint une richesse supérieure ou égale à 3 (Wieczorek ,2003).

En restant toujours sur les figures 5.5(c) et 5.5(d), on remarque que la puissance de feu de dodécane avec une admission fermée est moins importante que celle avec admission ouverte, ce qui lui permettra d'avoir une durée plus importante et également une production plus importante des gaz de pyrolyse.

Au niveau des températures, la figure 5.6 présente la comparaison entre l'expérience et la prédiction sur l'évolution de la température des feux d'heptane 30 cm³ et des feux de dodécane 40 cm³ avec une admission ouverte et fermée. On remarque, comme pour la puissance du feu, que la prédiction est équivalente à l'expérience lorsque la richesse est inférieure à 0,9. Lorsque cette dernière est supérieure ou égale à 1, on constate que les profils entre la prédiction et l'expérience ont la même tendance mais que la température prédite est légèrement surestimée par rapport à l'expérience. On constate également qu'après l'extinction du feu, la chute de température est moins importante avec la simulation numérique dû à l'extraction moins importante dans FDS.

Après avoir étudié les évolutions de la puissance et de la température, nous allons étudier les espèces présentes dans la fumée au niveau de la gaine d'extraction. Ce mélange est constitué d'espèces majoritaires et minoritaires. Les espèces majoritaires sont l'oxygène et le dioxyde de carbone. Les espèces minoritaires sont les gaz imbrûlés comme le monoxyde de carbone, l'hydrogène et l'ensemble des hydrocarbures imbrûlés.

Concernant l'oxygène, la figure 5.7 présente la comparaison entre l'expérience et la prédiction sur l'évolution de la fraction molaire pour un feu d'heptane réalisé avec une cuve de 30 cm et un feu de dodécane réalisé avec une cuve de 40 cm³. On compare également les résultats entre l'admission ouverte et l'admission fermée.

On remarque sur la Figure 5.7 que le comportement de la prédiction est similaire en fonction de la richesse pour les quatre essais jusqu'à l'extinction du feu. De plus, on remarque une équivalence entre la prédiction et l'expérience lorsque la richesse est inférieure à 0,9. Dans le cas des feux d'heptane 30 cm, la richesse est supérieure à 0,9 à l'instant $t = 200$ s (cf. figures 5.6(a) et 5.6(b)). A partir de 200 s, on remarque une petite montée de la concentration d'oxygène prédite par rapport à l'expérience. Cet instant correspond au moment où le feu est éteint par la fumée arrivant à hauteur du foyer. À ce moment le feu se déplace vers une zone d'amenée d'air, au niveau de l'admission lorsqu'elle est ouverte et au niveau de la zone de fuite. Cela est observé sur la figure 5.8 qui illustre le comportement du feu d'heptane 30 cm pour différents temps de simulation. En effet, sur cette figure, on remarque que le feu se comporte normalement pour un temps inférieur à 200 s. On observe un début de détachement de la flamme au niveau du foyer au-delà de 200 s. Cet instant correspond au moment où la simulation numérique n'est plus représentative de la réalité.

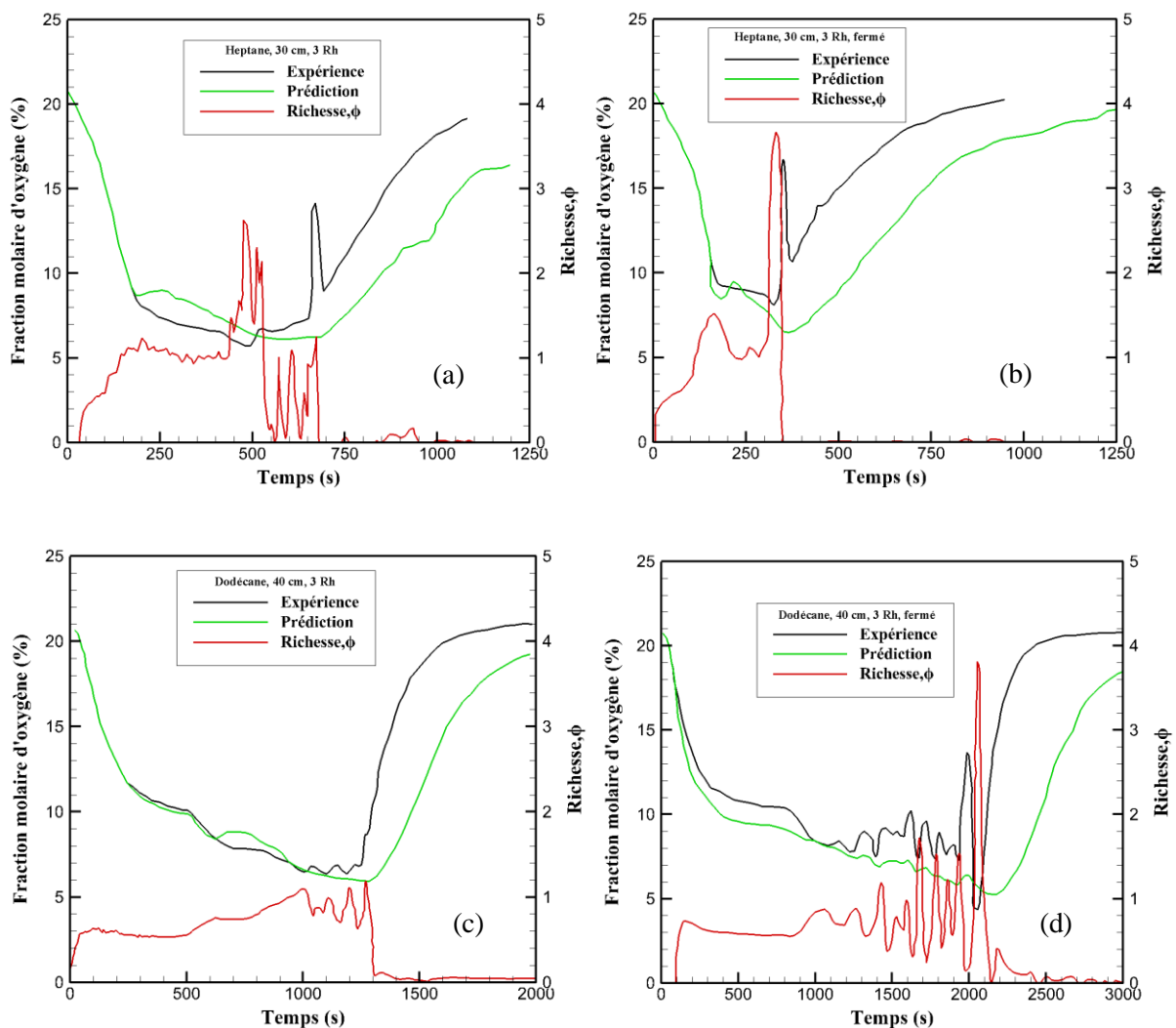


Figure 5.7 : Comparaison entre l'expérience et la prédiction sur l'évolution de la fraction molaire d'oxygène pour les feux d'heptane 30 cm (a,b) et les feux de dodécane 40 cm (c,d).

En effet, au bout de 280 s la quantité d'oxygène au niveau du foyer n'est plus suffisante pour que le feu se comporte normalement. Ce dernier s'étouffe par manque d'oxygène et cherche une source d'alimentation afin de pouvoir continuer à brûler. En effet, on remarque sur la figure 5.8 que le niveau d'oxygène en partie basse proche du foyer est inférieur à 12%. Hors le critère d'extinction est celui d'une concentration critique d'oxygène de 12 %. Ainsi, au cours de la simulation numérique, le feu se déplace vers les amenées d'air, où la concentration d'oxygène est au-dessus de cette valeur. Cependant ce phénomène n'a pas été observé dans la réalité. Cet étouffement résulte d'un établissement d'une stratification de la fumée plus importante par rapport à la réalité. Cette stratification résulte de la mauvaise extraction des fumées dans le code de calcul. Malgré cela, FDS arrive quand même à prédire un profil de fraction molaire d'oxygène ayant la même tendance que celle de l'expérience (cf. figure 5.7).

Dans le cas du dodécane figures 5.6(c) et 5.6(d) l'instant où la richesse est supérieure à 0,9 correspond à $t = 500s$. On remarque également, que la concentration d'oxygène diminue en fonction de l'augmentation de la richesse. En utilisant uniquement les résultats expérimentaux, on constate également sur les figures 5.7 (a), 5.7(b) et 5.7(d) que lorsque la richesse atteint une valeur supérieure ou égale à 3, le feu s'éteint brusquement (Wieczorek ,2003). Ainsi, un pic de dépression à l'extinction de la flamme, est produit (cf. chapitre 2). Cela crée un effet d'aspiration qui alimente brièvement en air la gaine d'extraction, favorisant la dilution de la fumée durant un laps de temps. Cela conduit à un pic d'augmentation d'oxygène (cf. figures 5.7 (a,b,d)). Cependant ce pic n'est pas reproduit numériquement dû au fait que l'extinction du feu n'a pas été prédite. Néanmoins, en utilisant aucun critère d'extinction, la simulation parvient à retrouver ce pic d'augmentation d'oxygène, cela est illustré dans l'annexe C.

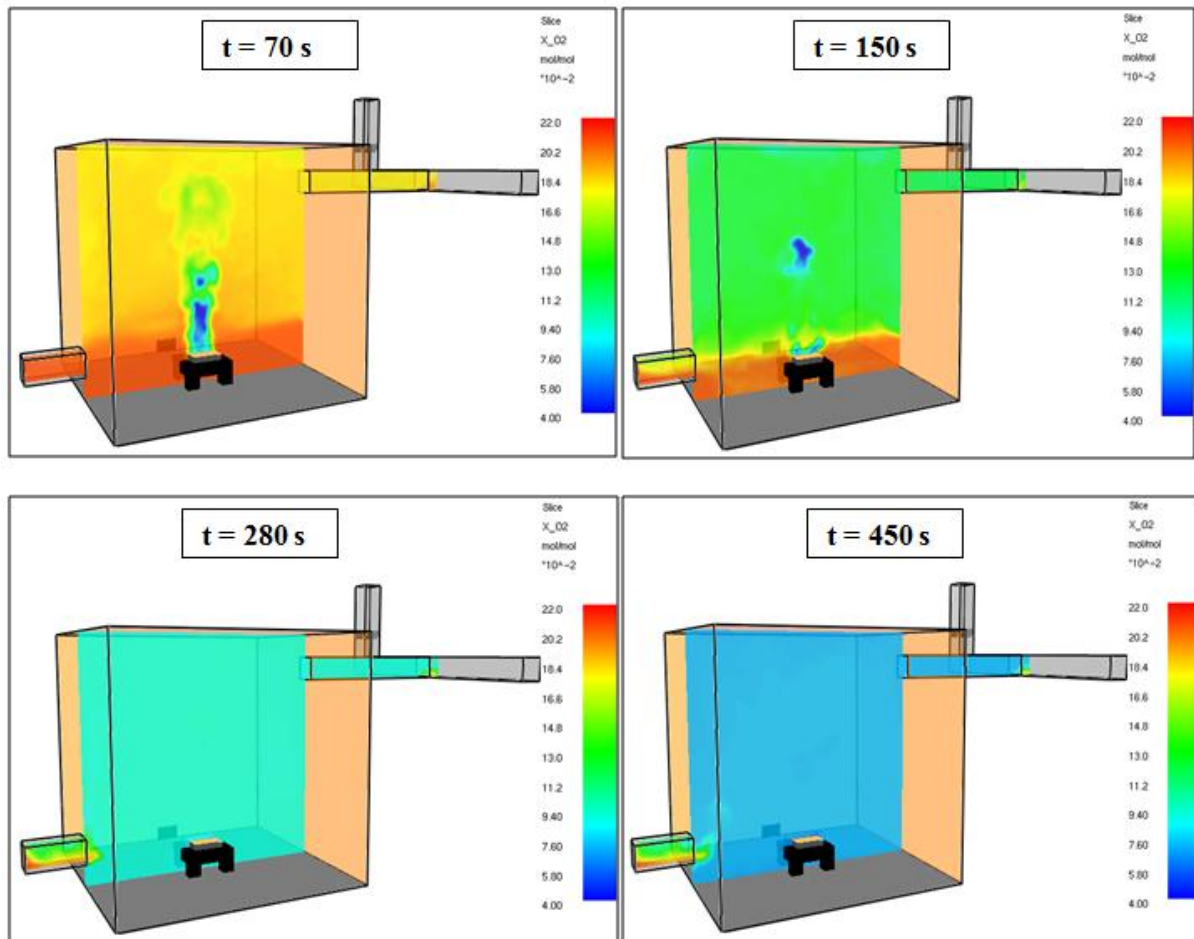


Figure 5.8 : Evolution de la concentration d'oxygène pour le feu d'heptane, 30 cm, 3 Rh à différents instants dans la configuration numérique.

La figure 5.9 présente la comparaison entre l'expérience et la prédiction sur les évolutions de la fraction molaire du dioxyde de carbone. On fait également les mêmes observations que sur les fractions molaires d'oxygène. En effet, en analysant les figures 5.9(a) et 5.9(b), on remarque également que la prédiction est équivalente à l'expérience lorsque la richesse est inférieure à 0,9 ($t=200 s$). Sur les figures 5.9(c) et 5.9(d), on remarque également que la prédiction est proche de l'expérience lorsque la richesse est inférieure à 0,9 ($t = 500s$). Malgré une divergence à partir de cette richesse, le profil de la prédiction suit la tendance de l'expérience. De plus, on constate que contrairement à l'oxygène que la concentration de CO_2 augmente avec la richesse (cf. figure 5.9). On remarque également que le pic de dépression issue de l'extinction brusque du feu due à un milieu trop riche ($\phi=3$) a une influence sur la concentration de CO_2 . En effet, à l'inverse de l'oxygène, l'effet de dilution de la fumée par l'amenée d'air diminue la concentration en dioxyde de carbone. Ainsi, le pic de CO_2 observé sur les figures 5.9 (a,b,d) résulte d'une dilution rapide de la fumée par un apport d'air. Par la suite, malgré la complexité à simuler le comportement d'un feu sous-ventilé, FDS est capable de prédire les espèces majoritaires présentes dans la fumée.

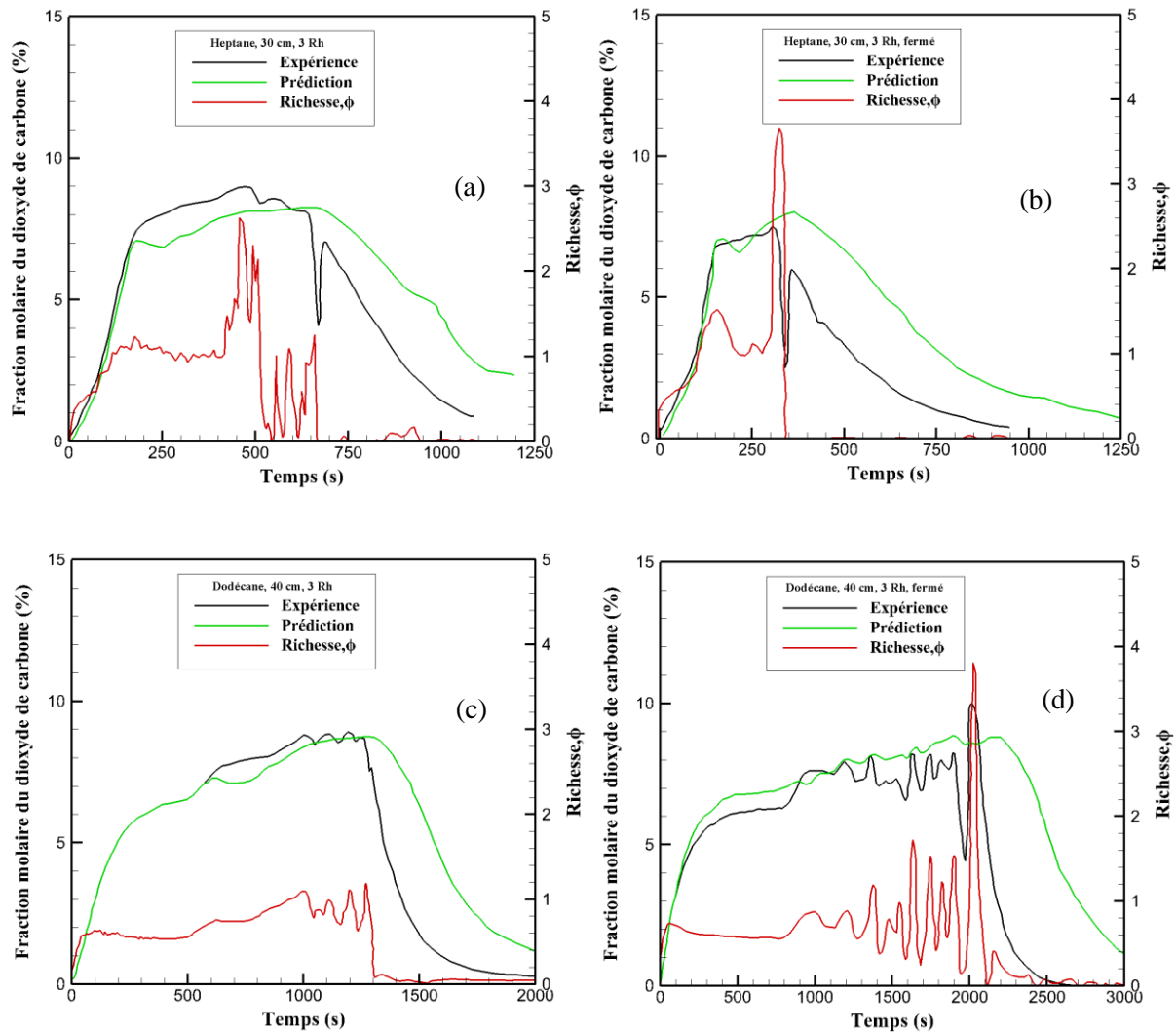


Figure 5.9 : Comparaison entre l'expérience et la prédiction sur l'évolution de la fraction molaire du dioxyde de carbone pour les feux d'heptane 30 cm (a,b) et les feux de dodécane 40 cm (c,d).

Avec une richesse supérieure à 1, le feu est considéré comme sous-ventilé, et lorsque la richesse atteint des valeurs de l'ordre de 3 à 3,5 pour les feux d'heptane 30 cm et dodécane 40 cm, ces feux deviennent très sous-ventilés. La caractéristique d'un feu sous-ventilé est la présence de gaz imbrûlés dans le milieu. Les gaz imbrûlés constituent les gaz minoritaires présents dans la fumée. Parmi ces gaz, on retrouve le monoxyde de carbone, l'hydrogène et les hydrocarbures. Par la diversité des hydrocarbures dans la fumées, nous assimilerons numériquement l'ensemble des hydrocarbures au combustible étudié.

La figure 5.10 présente la comparaison entre l'expérience et la prédiction sur l'évolution de la fraction molaire du monoxyde de carbone. On remarque sur les figures 5.10 (a) et 5.10(b) que la prédiction reproduit la valeur de l'expérience lorsque la richesse est inférieure à 0,9 ($t = 200s$). Lorsque la richesse est supérieure à 1, la fraction molaire du monoxyde de carbone prédit décroît pendant près de

200 s dans le cas du feu d'heptane 30 cm avec admission ouverte (cf. figure 5.10(a)) et pendant près de 100 s dans le cas du feu avec admission fermée (cf. figure 5.10(b)).

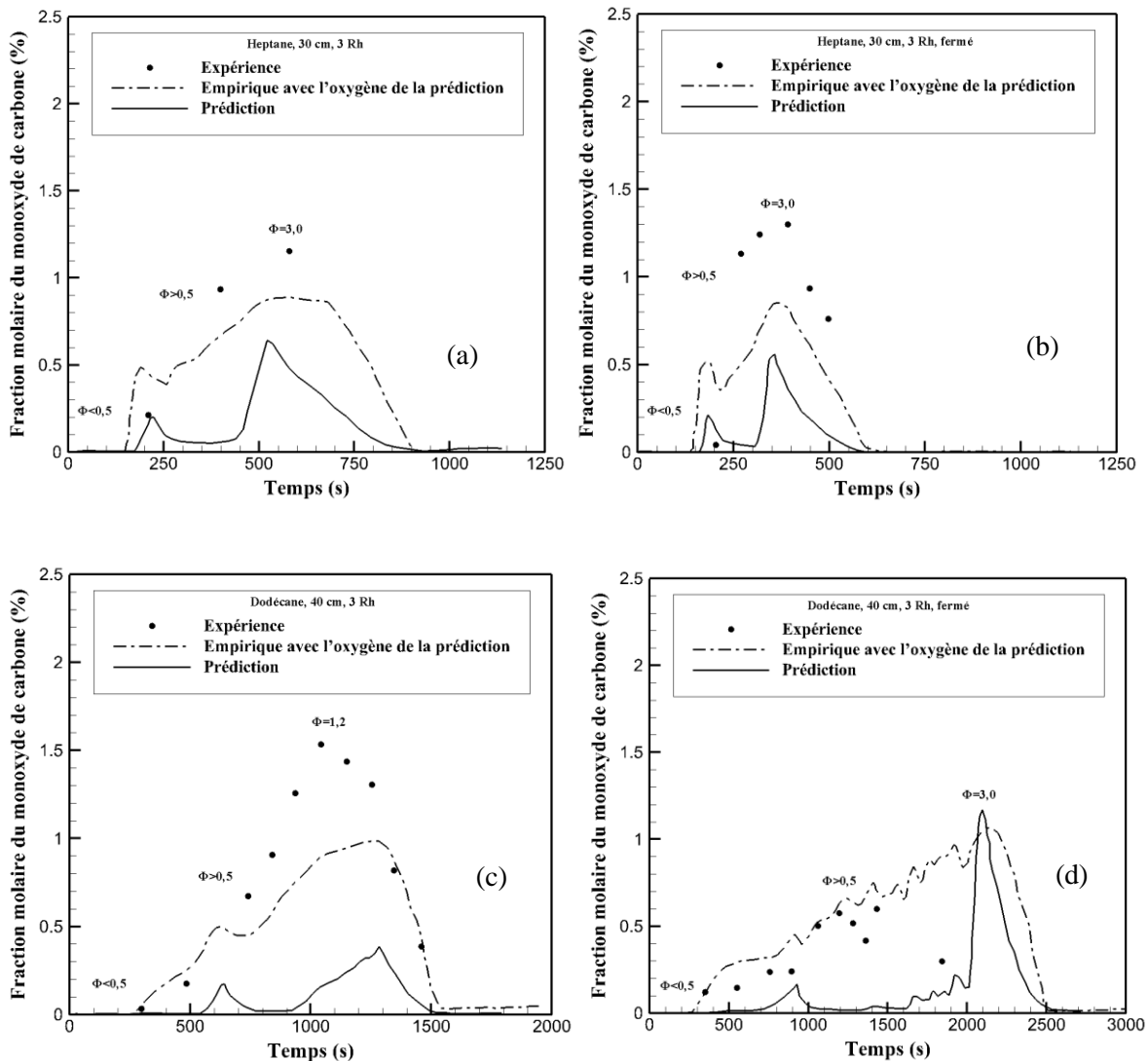


Figure 5.10 : Comparaison entre l'expérience et la prédiction sur l'évolution de la fraction molaire du monoxyde de carbone pour les feux d'heptane 30 cm (a,b) et les feux de dodécane 40 cm (c,d).

Ces observations sont différentes de l'expérience. On fait également le même constat sur les feux de dodécane 40 cm. En effet, tant que la richesse est inférieure à 0,9 ($t = 500$ s), la fraction molaire du monoxyde de carbone prédite évolue normalement par rapport à l'expérience, et lorsque celle-ci est supérieure à 1, on observe le même phénomène de décroissance rencontré pour le feu d'heptane 30 cm (cf. figure 5.10(a) et 5.10(b)). Ainsi, en comparant la prédiction et l'expérience, la fraction molaire du monoxyde de carbone n'est pas correctement prédite. On remarque en effet sur les figures 5.10(a), 5.10(b) et 5.10(c) que le monoxyde de carbone est sous-estimé par rapport à l'expérience, cependant, sur le figure 5.10(d), la prédiction arrive toutefois à prédire le pic maximal du monoxyde de carbone.

En se mettant dans le cadre de l'évaluation du risque d'inflammation, il est intéressant d'évaluer le pic maximal des gaz imbrûlés, car c'est au moment où la quantité d'imbrûlés est maximale que le risque est le plus grand. Par conséquent, la figure 5.10(d) montre que FDS peut dans certain cas prédire le niveau maximal de CO. Sur la figure 5.10, on a introduit une courbe permettant de calculer la fraction molaire du monoxyde de carbone à l'aide d'une loi empirique nécessitant la connaissance de la fraction molaire d'oxygène.

Ainsi, de l'analyse des courbes sur la figure 5.10, lorsque FDS n'arrive pas à évaluer correctement la quantité du monoxyde de carbone, la loi empirique développée par Lassus (2009, 2016) est utilisée. Cette loi utilise la fraction molaire d'oxygène, et comme FDS permet de retrouver la tendance de l'oxygène de l'expérience, on peut donc évaluer la fraction molaire du monoxyde de carbone en fonction de l'oxygène prédit par FDS. Les courbes sur la figure 5.10 montrent que l'évaluation du monoxyde de carbone à l'aide de la loi empirique est similaire à l'expérience. Ainsi la loi empirique est utilisée lorsque FDS ne prédit pas correctement le CO.

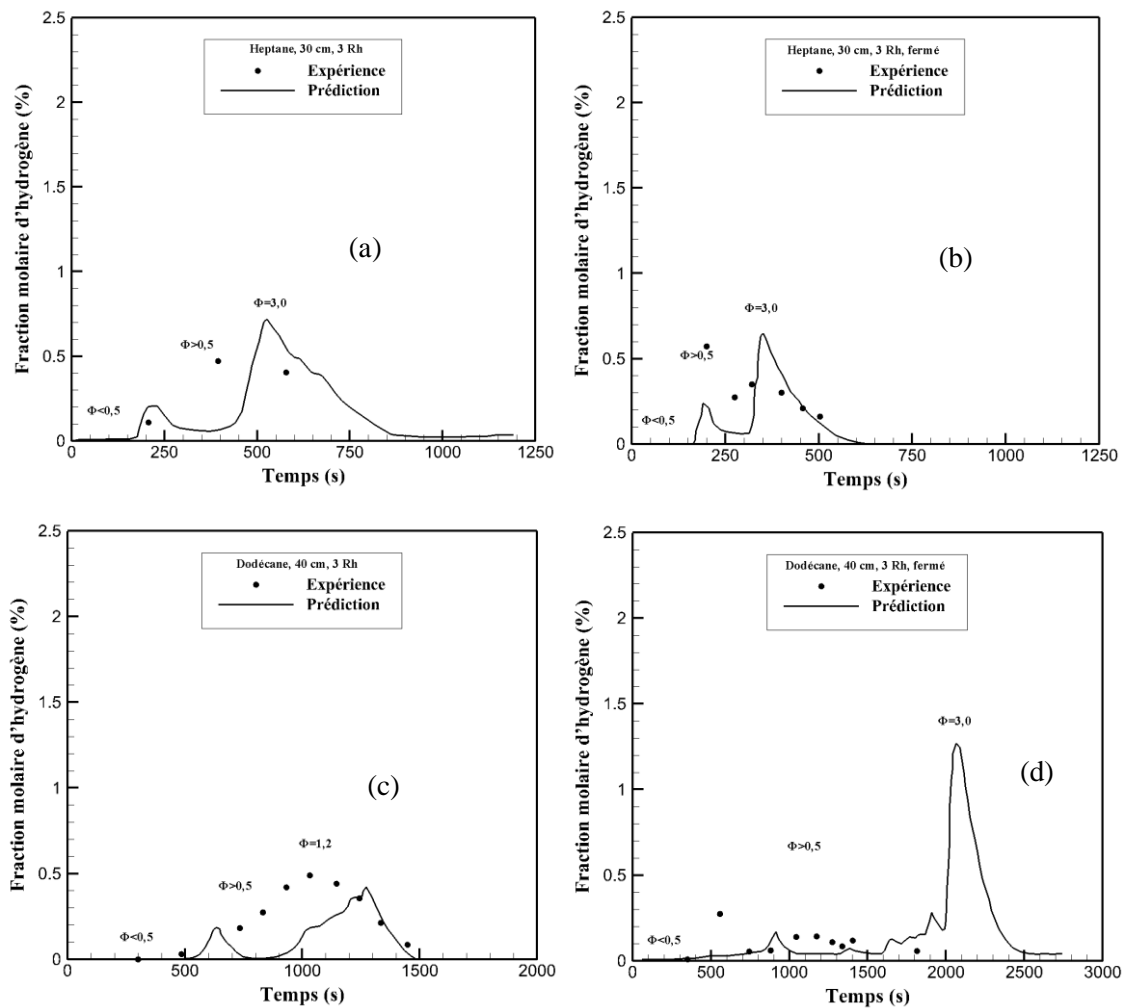


Figure 5.11 : Comparaison entre l'expérience et la prédiction sur l'évolution de la fraction molaire d'hydrogène pour les feux d'heptane 30 cm (a,b) et les feux de dodécane 40 cm (c,d).

L'évolution de la fraction molaire de l'hydrogène, est également présentée sur la figure 5.11 avec la comparaison entre l'expérience et la prédiction. On remarque sur cette figure que les calculs numériques arrivent à prédire le pic maximal par rapport à l'expérience. Cela permet de justifier la cohérence de l'utilisation d'une combustion en quatre étapes (cf. chapitre 2). On dit donc que FDS est capable d'évaluer quantitativement le niveau de gaz d'hydrogène présent dans la fumée.

En s'intéressant maintenant aux gaz de pyrolyse qui n'ont pas brûlés, la figure 5.12 présente la comparaison entre l'expérience et la prédiction de l'évolution de la fraction molaire des hydrocarbures présents dans la fumée. Lorsqu'un feu est sous-ventilé, les gaz de pyrolyse issus de la dégradation thermique du combustible ne brûlent pas totalement laissant derrière elle un mélange de gaz imbrûlés. Par ailleurs, l'évolution des hydrocarbures issus de l'expérience résulte de la somme de l'ensemble des hydrocarbures présents dans la fumée. Cependant au niveau de la prédiction, l'évolution des hydrocarbures est déduite de la quantité du combustible étudié qui n'a pas brûlée.

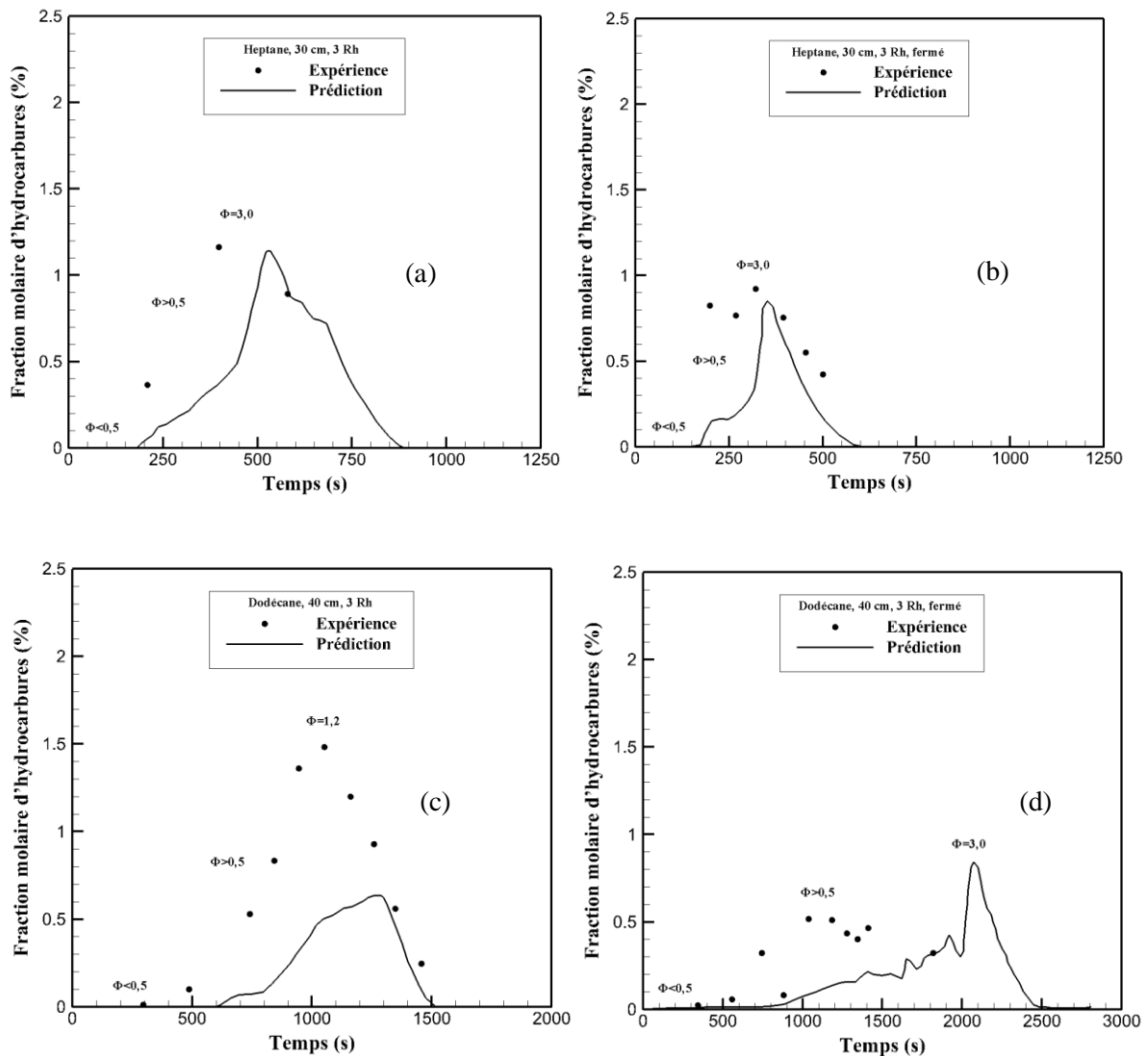


Figure 5.12 : Comparaison entre l'expérience et la prédiction sur l'évolution de la fraction molaire d'hydrocarbures pour les feux d'heptane 30 cm (a,b) et les feux de dodécane 40 cm (c,d).

Ainsi, la comparaison se fait entre la somme des hydrocarbures dont la concentration est mesurée expérimentalement et la concentration du combustible étudié qui n'a pas réagi avec l'oxygène. On remarque que dans l'ensemble, la prédiction est similaire à l'expérience et que donc la combustion en quatre étapes nous permet de prédire la concentration des gaz imbrûlés comme les hydrocarbures imbrûlés. On note toutefois une légère sous-estimation de la prédiction dans le cas du feu de dodécane 40 cm avec admission ouverte (cf. figure 5.12(c)). On verra plus tard que plus le milieu est riche, plus FDS arrive à prédire correctement les gaz imbrûlés. Ainsi, au niveau de la comparaison entre ces quatre feux, celui qui a la richesse (1,2) la plus petite est le feu de dodécane 40 cm avec admission ouverte. Cela explique le fait que les prédictions sont moins bonnes pour le feu de dodécane 40 cm avec admission ouverte.

En revenant sur les figures 5.10, 5.11 et 5.12, On que la production des gaz imbrûlés commence lorsque la richesse est supérieure à 0,5 et augmente avec lorsque celle-ci jusqu'à une valeur maximale. Cette observation est en accord avec la littérature (Wieczorek (2003)), la richesse calculée dans notre étude est donc représentative de la réalité.

5.3 Etude des feux à 5 Rh avec admission ouverte, fermée et cible

Cette partie constitue également la comparaison entre les résultats expérimentaux issus des travaux de Lassus (2009) et les résultats numériques pour des feux d'heptane et des feux de dodécane réalisés par contre avec 5 renouvellements horaires pour trois configurations différentes (admission ouverte, admission fermée et avec présence d'une cible).

5.3.1 Feux bien ventilés et légèrement sous-ventilés

Dans cette partie, la comparaison entre l'expérience et la prédiction se fera pour un feu d'heptane réalisé avec une cuve de 23 cm et un feu de dodécane réalisé avec une cuve de 30 cm. Ces comparaisons s'effectueront dans le cadre du feu d'heptane avec une admission ouverte et fermé et dans le cadre du feu de dodécane avec une admission ouverte.

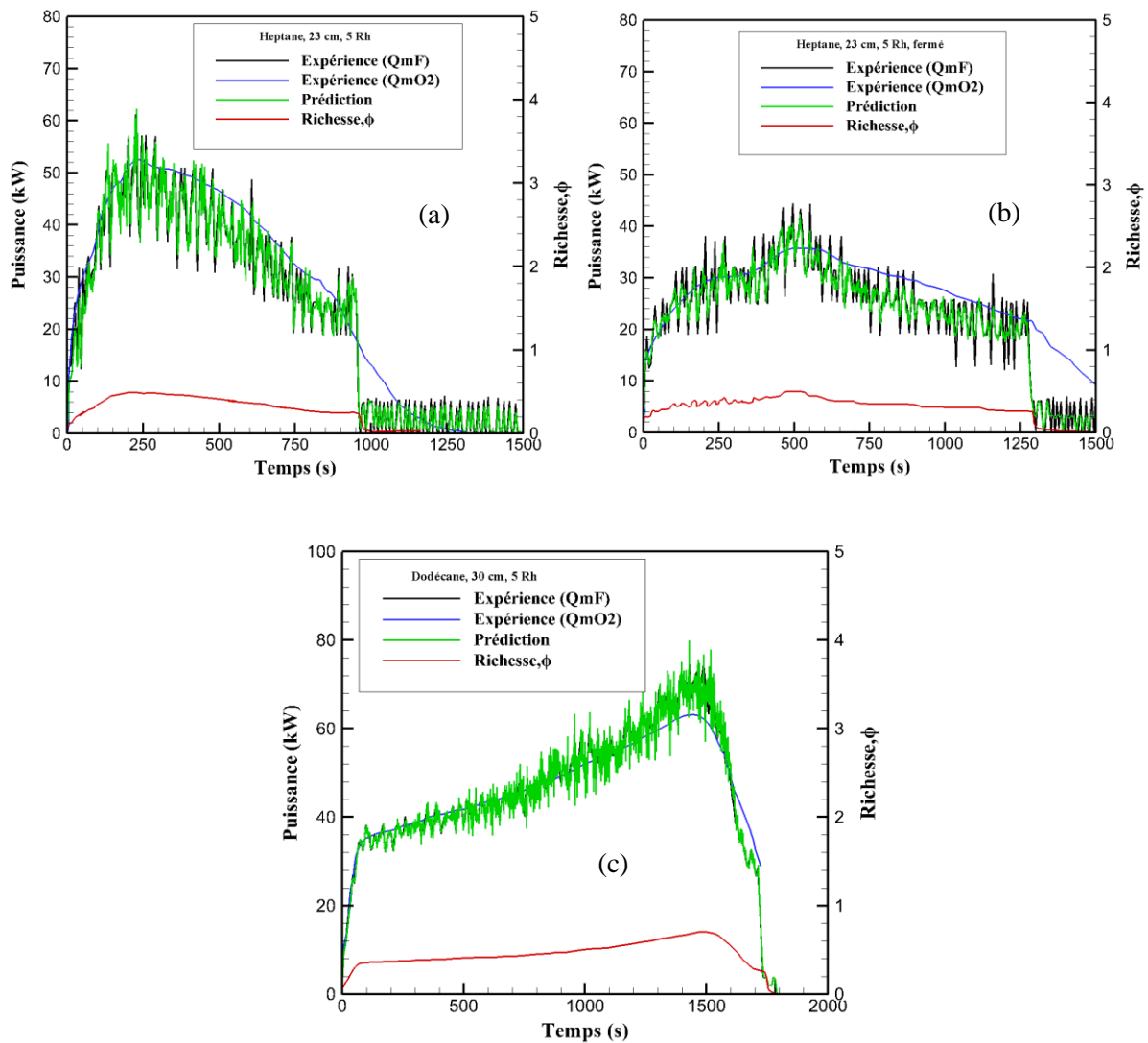


Figure 5.13 : Comparaison entre l'expérience et la prédiction sur l'évolution de la puissance pour les feux d'heptane 23 cm (a,b) et le feu de dodécane 30 cm (c).

Au niveau du dégagement de la chaleur, la figure 5.13 présente les graphes mettant en évidence la comparaison entre l'expérience et la prédiction sur l'évolution de la puissance du feu. On remarque sur les figures 5.13(a) et 5.13(b) que les profils de puissances déterminées par perte de masse (QmF), par consommation d'oxygène (QmO_2) et par la prédiction sont identiques. On constate également sur ces figures que la richesse est inférieure à 0,5 : il s'agit donc de feux d'heptane bien ventilés. Cela justifie donc le fait que FDS arrive à prédire correctement la puissance du feu en comparaison avec l'expérience. En venant maintenant sur la figure 5.15(b), on constate également qu'il y a similarité entre la puissance obtenue à l'aide de la perte de masse, celle obtenue à l'aide de la consommation d'oxygène et celle déduite de la prédiction. On note toutefois une valeur de la richesse qui atteint 0,7 : il s'agit donc d'un feu légèrement sous-ventilé. En effet, en analysant de plus près la figure 5.13(c), on remarque à l'instant $t = 1000$ s ($\phi > 0,5$) une différence entre la prédiction et la puissance calculée à l'aide de la consommation d'oxygène. Cela s'explique par le fait qu'à partir de cet instant tous les gaz

de pyrolyse ne brûlent pas. Cependant, cette condition n'est pas prise en compte dans le code de calcul, ce qui conduit donc à une puissance surestimée par rapport à la réalité.

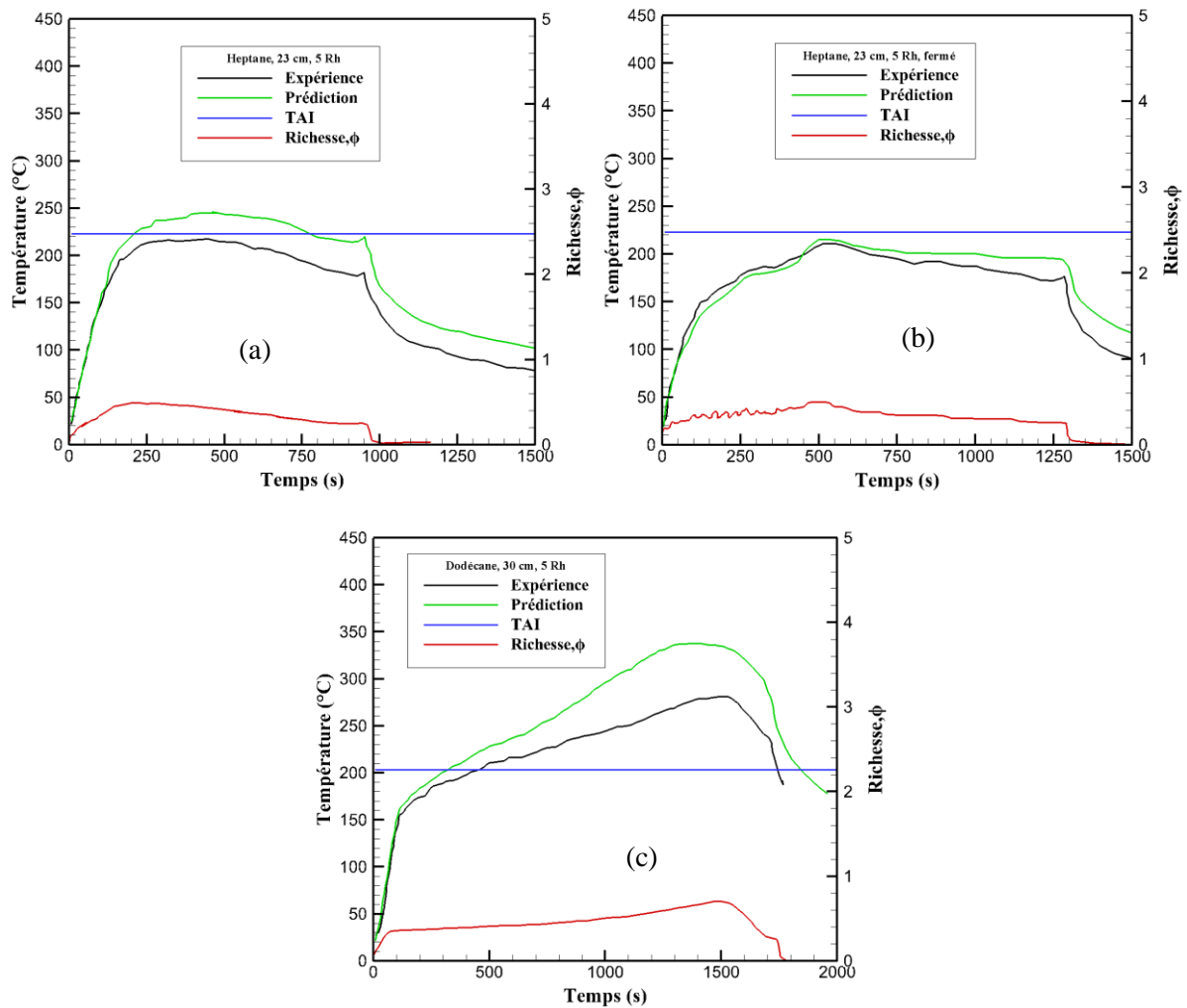


Figure 5.14 : Comparaison entre l'expérience et la prédiction sur l'évolution de la température pour les feux d'heptane 23 cm (a,b) et le feu de dodécane 30 cm (c).

En revenant sur les figures 5.13(a) et 5.13(b), on remarque que le feu d'heptane 23 cm avec admission fermée dure plus longtemps que celui avec l'admission ouverte. Il s'agit de la même observation qui a été faite pour les feux d'heptane 23 cm à 3 Rh.

Au niveau de la température, la figure 5.14 présente la comparaison entre l'expérience et la prédiction sur l'évolution de la température. On remarque sur les figures 5.14(a) et 5.14(b) que les profils de températures entre l'expérience et la prédiction sont similaires. On remarque également sur la figure 5.14(c) que la tendance de l'allure entre la prédiction et l'expérience est la même, avec cependant une surestimation de la prédiction par rapport à l'expérience. En effet, FDS arrive à prédire assez bien les allures de températures par rapport à l'expérience mais il surestime légèrement les valeurs de celle-ci.

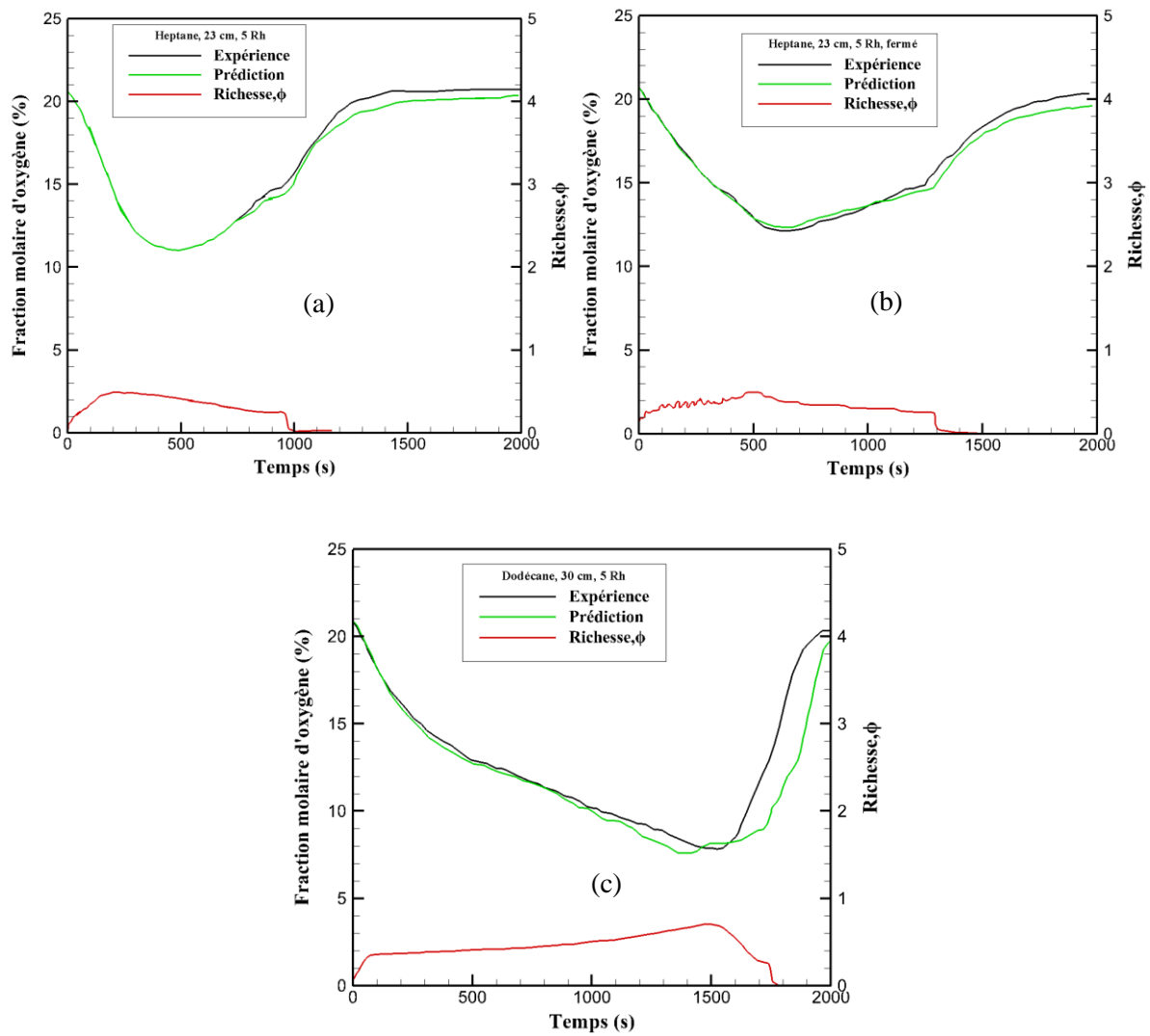


Figure 5.15 : Comparaison entre l'expérience et la prédiction sur l'évolution de la fraction molaire d'oxygène pour les feux d'heptane 23 cm (a,b) et le feu de dodécane 30 cm (c).

Du côté des espèces, pour une richesse inférieure à 0,5, FDS arrive à prédire correctement les espèces majoritaires comme l'oxygène et le dioxyde de carbone (cf. figures 5.15 et 5.16). En effet, sur les figures 5.15(a), 5.15(b) et 5.15(c), on remarque que les évolutions de la fraction molaire d'oxygène sont équivalentes entre la prédiction et l'expérience. De plus, sur les figures 5.16 (a), 5.16(b) et 5.16(c) les fractions molaires du dioxyde de carbone sont également similaires.

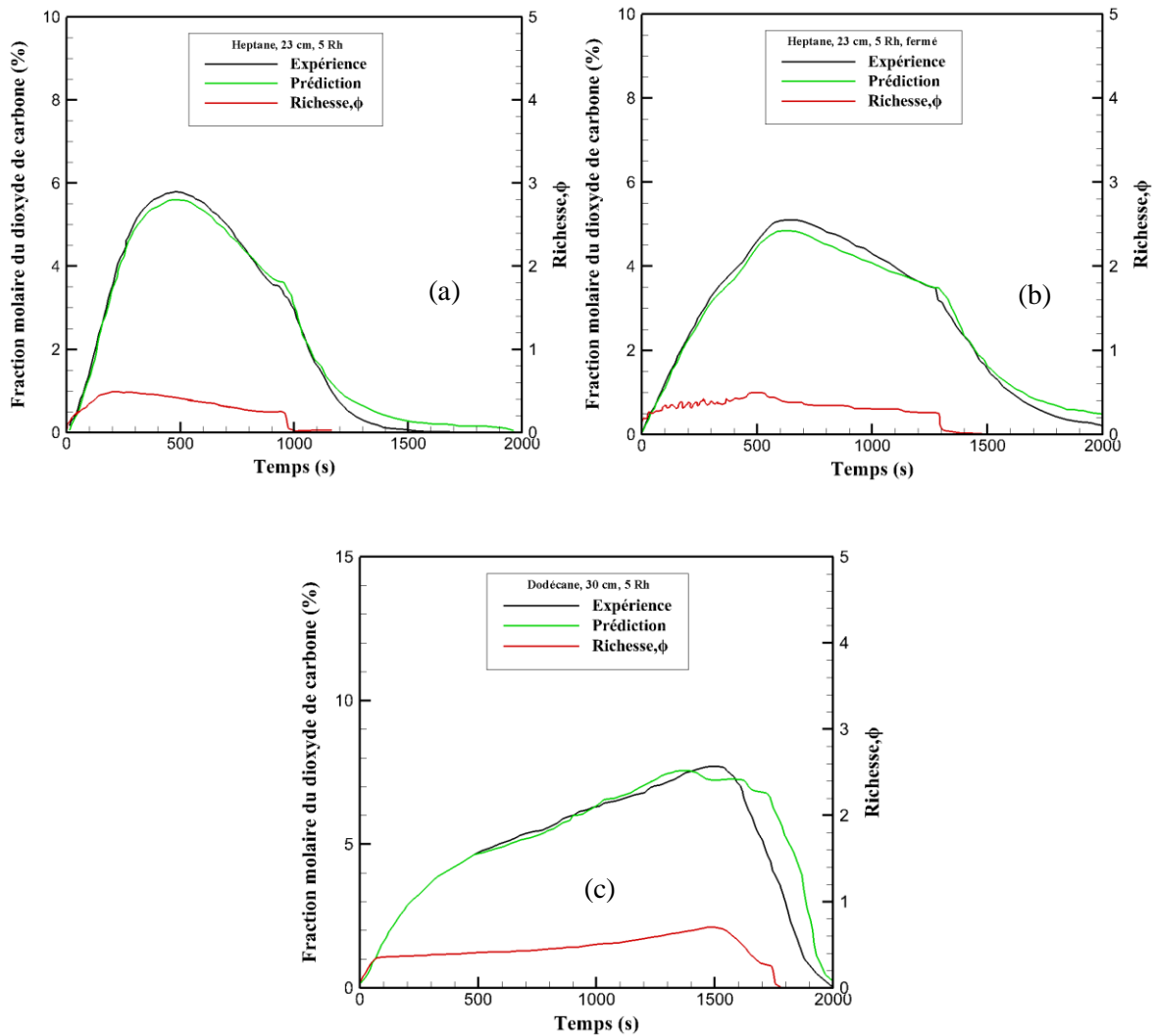


Figure 5.16: Comparaison entre l'expérience et la prédiction sur l'évolution de la fraction molaire du dioxyde de carbone pour les feux d'heptane 23 cm (a,b) et le feu de dodécane 30 cm (c).

En venant sur le cas du dodécane 30 cm, pour une richesse supérieure à 0,5 ($\phi=0,7$) il est considéré comme un feu légèrement sous-ventilé. Ainsi, en plus des espèces majoritaires telles que l'oxygène et le dioxyde de carbone, on note la présence d'autres gaz considérés comme minoritaires. Ceux-ci représentent les gaz imbrûlés dans la fumée, il s'agit du monoxyde de carbone, de l'hydrogène et des hydrocarbures. Ces derniers sont illustrés sur la figure 5.17. On remarque sur cette figure, que la prédiction est légèrement sous-estimée par rapport à l'expérience sur l'évolution du monoxyde de carbone, (cf. figure 5.17(a)). On note toutefois un profil similaire à l'expérience. Ainsi, comme FDS ne parvient pas à prédire correctement le CO, la loi empirique est utilisée. On remarque en effet que cette loi permet d'avoir une évaluation de la fraction molaire du monoxyde de carbone similaire à l'expérience (cf. figure 5.17(a)). Toutefois, concernant l'hydrogène et les hydrocarbures, on remarque sur les figures 5.17(b) et 5.17(c) que la prédiction et l'expérience sont équivalentes.

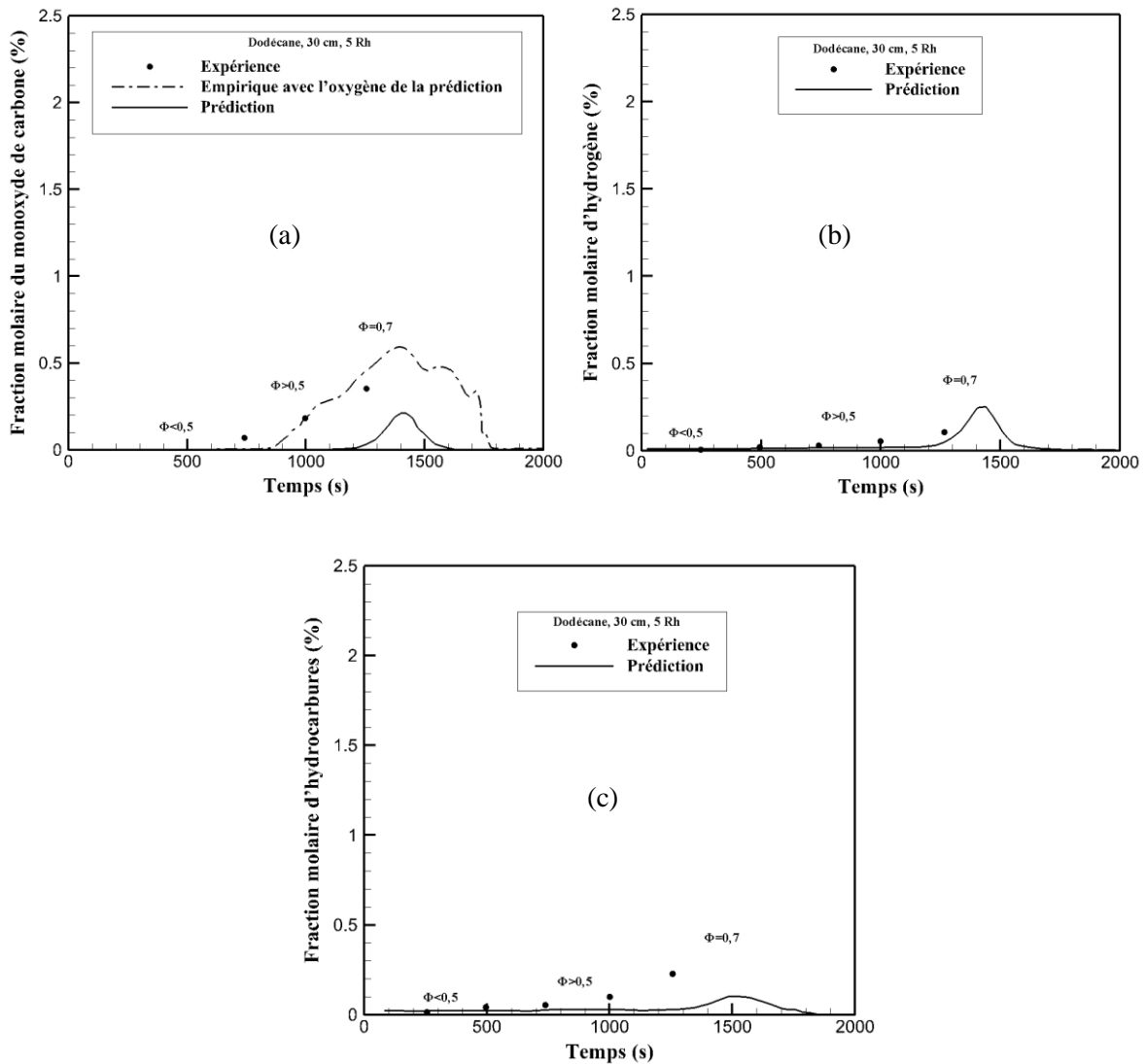


Figure 5.17: Comparaison entre l'expérience et la prédiction sur l'évolution de la fraction molaire du monoxyde de carbone.

Avec un régime légèrement sous-ventilé, le feu de dodécane 30 cm a mis en évidence la présence de gaz imbrûlés résultant de la combustion incomplète. Ainsi, il paraît opportun d'étudier l'influence de la ventilation sur la production des gaz imbrûlés. En général, un feu est dit bien ventilé lorsque sa richesse est inférieure à 0,5, légèrement sous-ventilé lorsque la richesse est comprise entre 0,5 et inférieure à 0,9, sous-ventilé lorsque la richesse est supérieure à 1 et très sous-ventilé lorsque la richesse est supérieure à 1,5. En analysant la figure 5.17, on remarque bien que la production des gaz imbrûlés débute lorsque la richesse est supérieure à 0,5. Sur le graphe 5.17(a), on constate également que la production du monoxyde de carbone est plus importante que les deux autres gaz imbrûlés, ce qui est encore similaire aux observations faites au cours des travaux de Wieczorek (2003).

5.3.2 Feux sous-ventilés

5.3.2.1 Etude d'un foyer seul avec admission ouverte et fermée

Dans cette partie, nous allons présenter les résultats des feux d'heptane réalisés avec une cuve de 30 cm et des feux de dodécane réalisés avec une cuve de 40 cm. Ces résultats feront l'objet d'une comparaison entre la prédiction et l'expérience pour le cas d'une admission ouverte et fermée.

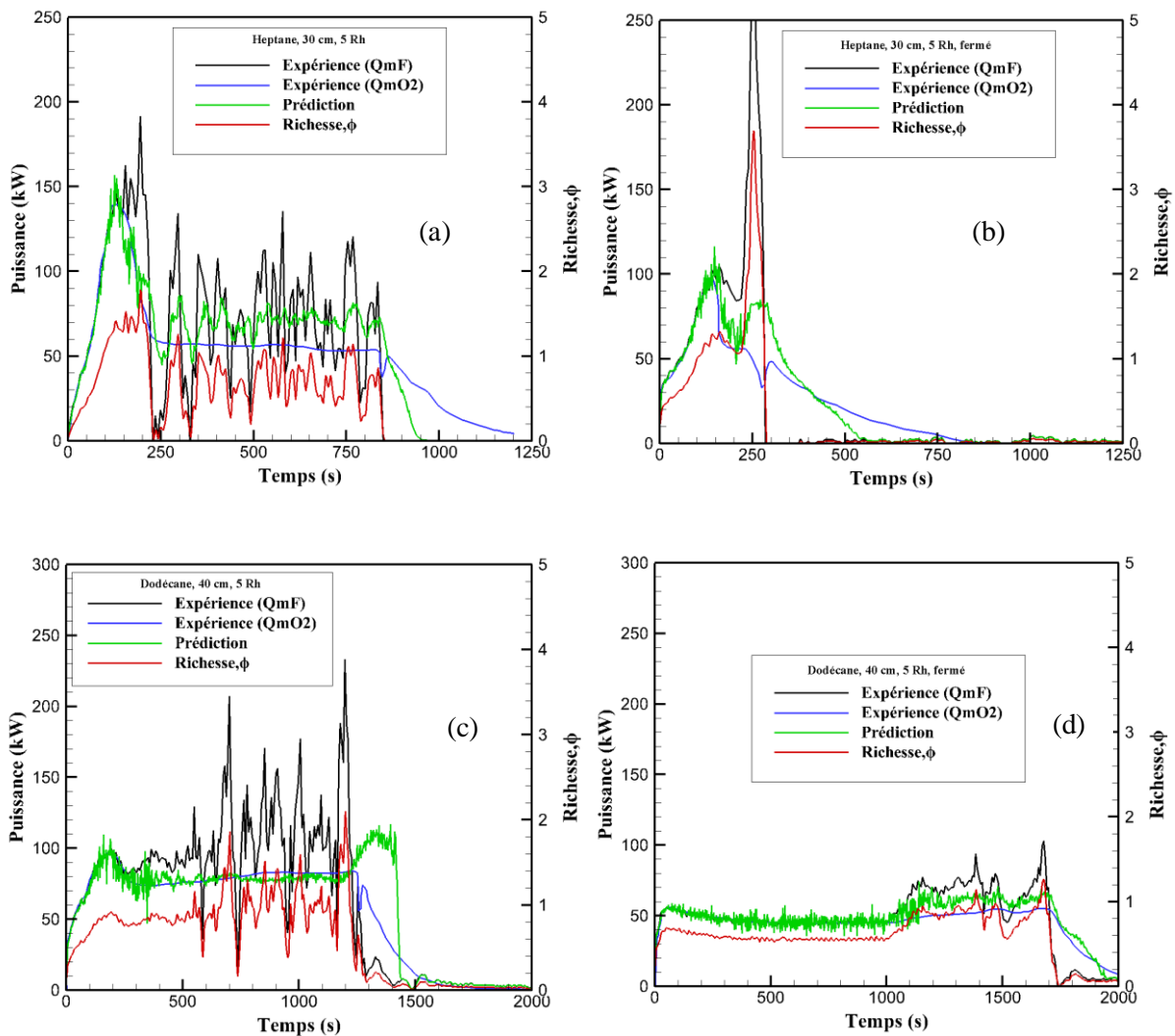


Figure 5.18 : Comparaison entre l'expérience et la prédiction sur l'évolution de la puissance pour les feux d'heptane 30 cm (a,b) et les feux de dodécane 40 cm (c,d).

La figure 5.18 présente la comparaison entre l'expérience et la prédiction sur l'évolution de la puissance. On remarque sur les figures 5.18(a) et 5.18(b) que les puissances obtenues à l'aide des trois méthodes sont identiques lorsque la richesse est inférieure à 0,9. Au-delà de cette valeur, on constate uniquement une équivalence entre la puissance obtenue à l'aide de la consommation d'oxygène (QmO2) et celle déduite de la prédiction mais une divergence avec celle obtenue à l'aide de la perte

de masse (Q_{mF}). En effet avec une richesse supérieure à 1, la puissance obtenue à l'aide de la perte de masse est surestimée car elle prend l'hypothèse que tous les gaz de pyrolyse brûlent.

Ainsi avec une richesse supérieure à 1, le feu d'heptane 30 cm avec admission ouverte et celui avec admission fermée sont considérés comme des feux sous-ventilés (cf. figures 5.18(a) et 5.18(b)). Ces observations sont identiques à celles faites dans le cadre du feu d'heptane 30 cm. On remarque également que la durée du feu d'heptane avec une admission fermée est plus courte que celle avec une admission ouverte. De plus avec une admission fermée la richesse atteint une valeur maximale ($\phi=3,0$) plus importante que lorsque l'admission est ouverte ($\phi=1,5$).

Au niveau du dodécane 40 cm, on fait également les mêmes observations que dans le cadre du feu de dodécane 40 cm 3 Rh. En effet, on remarque sur les figures 5.18(c) et 5.18(d) que la prédiction et l'expérience sont similaires lorsque la richesse est inférieure à 0,9 et qu'au-delà de cette valeur la prédiction est uniquement comparable à la puissance obtenue à l'aide de la consommation d'oxygène. On remarque néanmoins que la richesse du feu de dodécane 40 cm atteint une valeur maximale ($\phi=2$) plus importante que celui avec une admission fermée ($\phi=1,2$), ce qui est contraire à un feu de dodécane 40 cm 3 Rh. On peut donc déduire l'influence du débit de ventilation au niveau de l'admission sur le débit de pyrolyse du combustible. En effet, en analysant les figures 5.18(c) et 5.18(d), on remarque que la puissance du feu avec une admission ouverte est plus importante que celle avec une admission fermée. Par ailleurs, cela a également été observé pour le feu de dodécane 40 cm 3 Rh. La différence repose sur l'amplitude de la puissance. On note ici une puissance de l'ordre de 85 kW pour une admission ouverte et une puissance de 50 kW pour une admission fermée. Cette puissance a conduit à un dégagement de chaleur assez important pour favoriser la dégradation thermique du combustible et mener à une richesse plus importante que celle du feu avec une admission fermée. Ainsi, la ventilation de 5 Rh favorise la dégradation thermique du combustible liquide par rapport à celle de 3 Rh dans le cas du dodécane.

La figure 5.19 présente la comparaison entre l'expérience et la prédiction sur l'évolution de la température. On remarque également une bonne équivalence entre la prédiction et l'expérience lorsque la richesse est inférieure à 0,9 et une légère divergence entre les deux lorsque la richesse est supérieure à 1. En effet, sur les figures 5.19(a) et 5.19(b), l'allure de la température est la même que celle de l'expérience. Cette observation est similaire pour les figures 5.19(c) et 5.19(d), en notant toutefois, à partir de $t = 700$ s, une sous estimation de la température prédite par rapport à l'expérience dans le cas du feu de dodécane 40 cm (cf figure 5.18(c)). En comparaison avec la TAI, on constate néanmoins une similitude entre la prédiction et l'expérience.

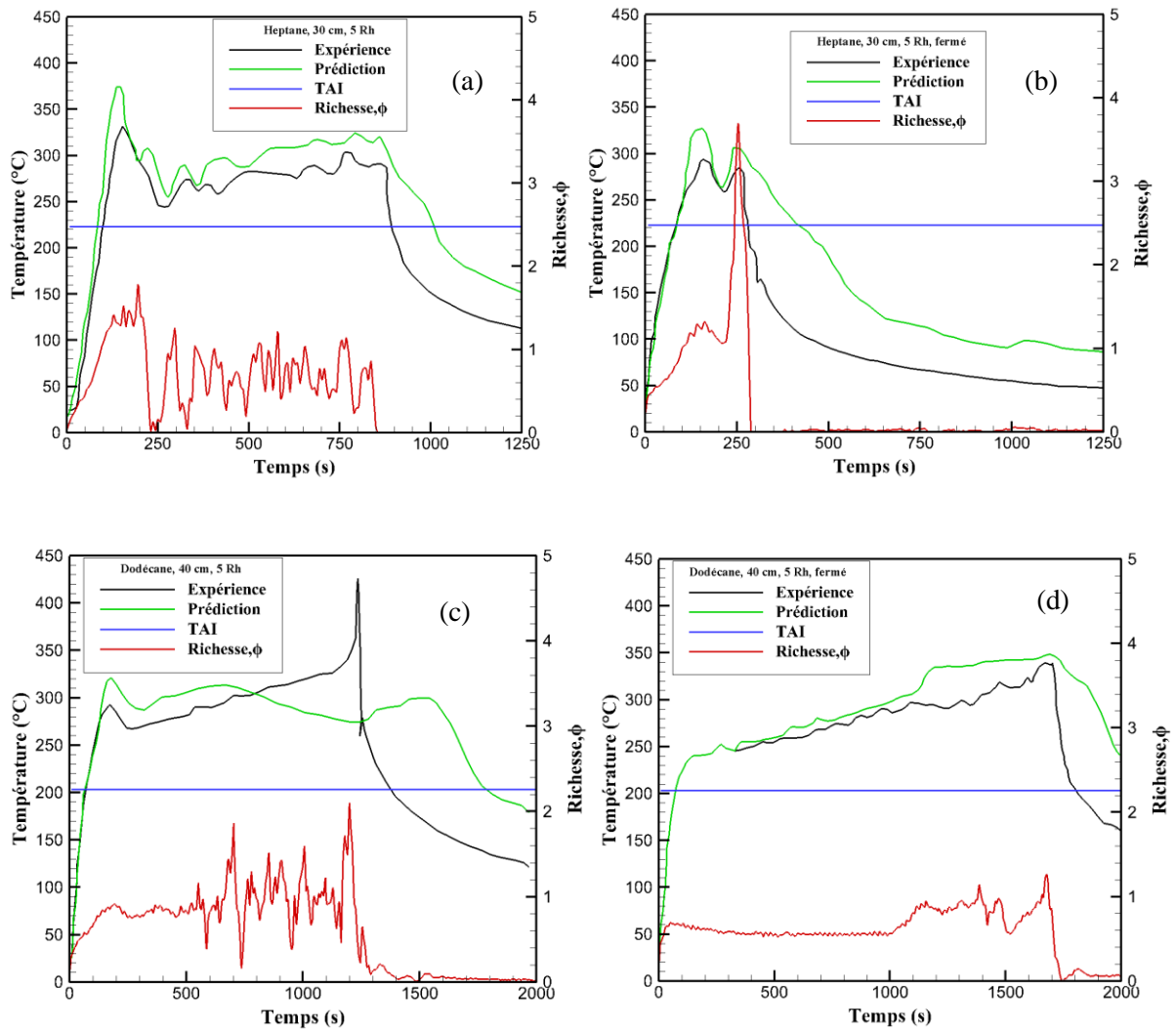


Figure 5.19 : Comparaison entre l'expérience et la prédiction sur l'évolution de la température pour les feux d'heptane 30 cm (a,b) et les feux de dodécane 40 cm (c,d).

Au niveau des espèces majoritaires, on constate sur les figures 5.20 et 5.21 que les évolutions de fraction molaire d'oxygène et de dioxyde de carbone issues de l'expérience et la prédiction sont similaires. On note également le fait que la prédiction est identique à l'expérience lorsque la richesse est inférieure à 0,9. Lorsque la richesse est supérieure à 1, on constate une sous-estimation par rapport à l'expérience pour l'oxygène (cf. figure 5.21) et une surestimation pour le dioxyde de carbone (cf. figure 5.21). On constate également la présence du pic d'oxygène pour les feux d'heptane 30 cm et le feu de dodécane 40 cm avec une admission ouverte (cf. figures 5.20 (a,b et c)). Ce pic, comme mentionné dans la partie des feux à 3 Rh, résulte d'une dilution de la fumée suite à un apport d'air dans la gaine d'extraction induit par un pic de dépression. Celui-ci a été causé par une extinction brusque du feu due à la présence d'un milieu très riche. En effet, les feux cités ci-dessus correspondent aux feux qui ont une richesse comprise entre 1,5 et 3. Pour ces valeurs, le feu devient très sous-ventilé et est susceptible de s'éteindre à tout moment. Lorsque le feu s'éteint, il crée un pic de dépression qui conduit à une aspiration de l'air provenant de l'extérieur vers l'intérieur. Cette air mélangé à la fumée,

conduit à une augmentation de l'oxygène et une diminution du dioxyde de carbone par un effet de dilution (cf. figures 5.20, 5.21). Ainsi, la présence des pics observés sur les figures 5.20 (a,b,c) et 5.21 (a,b,c) justifie l'extinction du feu causée par une grande sous-ventilation au niveau de celui-ci.

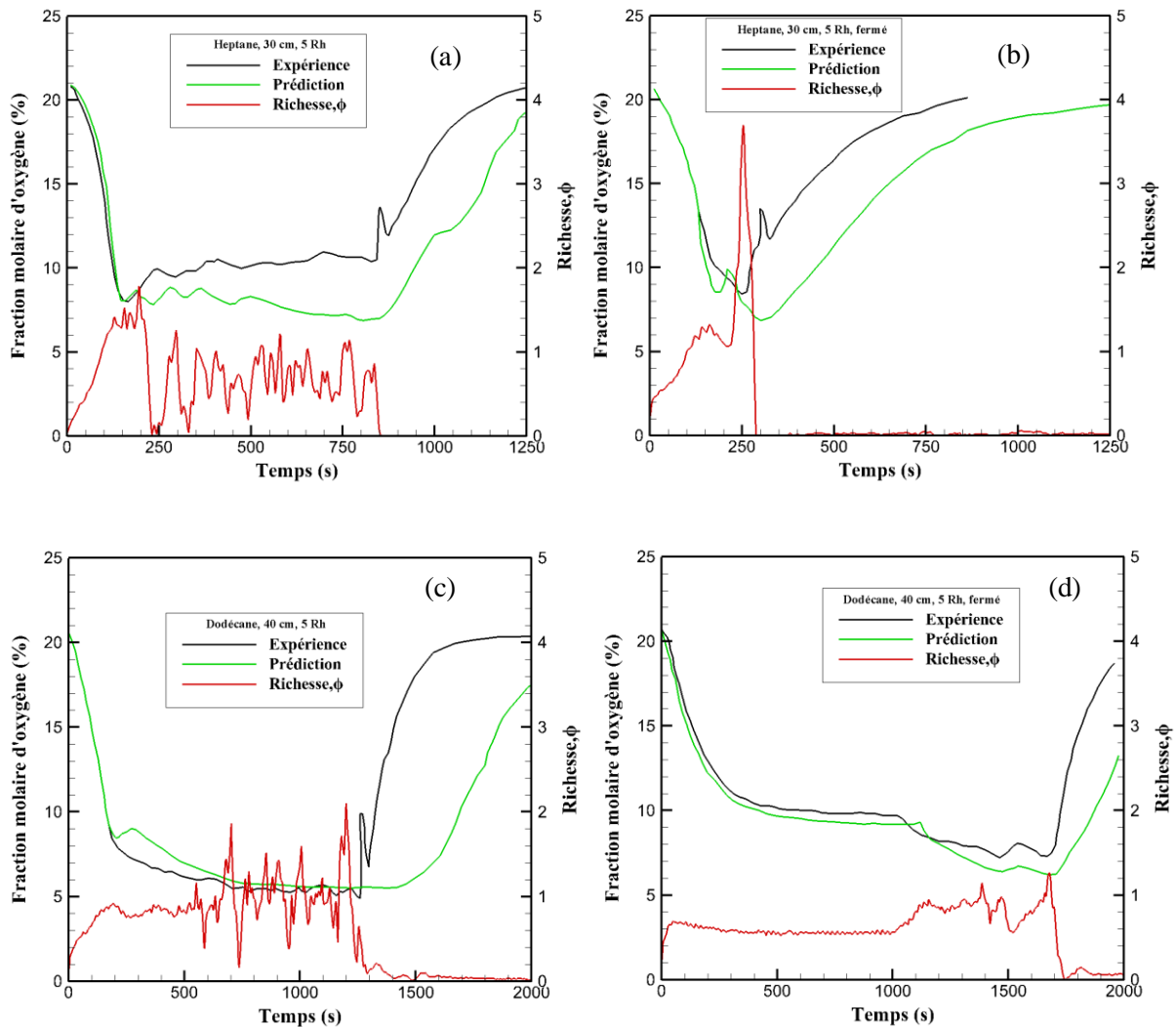


Figure 5.20 : Comparaison entre l'expérience et la prédiction sur l'évolution de la fraction molaire d'oxygène pour les feux d'heptane 30 cm (a,b) et les feux de dodécane 40 cm (c,d).

Les feux d'heptane 30 cm et les feux de dodécane 40 cm ont une richesse supérieure à 1 et donc il s'agit de feux considérés comme sous-ventilés. Un feu est dit sous-ventilé lorsque ce dernier met en évidence la présence de gaz imbrûlés. Les figures 5.22, 5.23 et 5.24 présentent les comparaisons entre l'expérience et la prédiction sur les évolutions des gaz imbrûlés. La figure 5.22 présente l'évolution du monoxyde de carbone. On remarque sur les figures 5.22(b) et 5.22(c) que les valeurs maximales de monoxyde de carbone sont proches aux valeurs de l'expérience alors que sur les figures 5.22(a) et 5.22(d) la prédiction est sous-estimée par rapport à l'expérience. En revenant sur la richesse des feux d'heptane 30 cm et des feux de dodécane 40 cm, on a remarqué que la richesse du feu d'heptane 30 cm avec admission fermée est plus importante que celle avec admission ouverte.

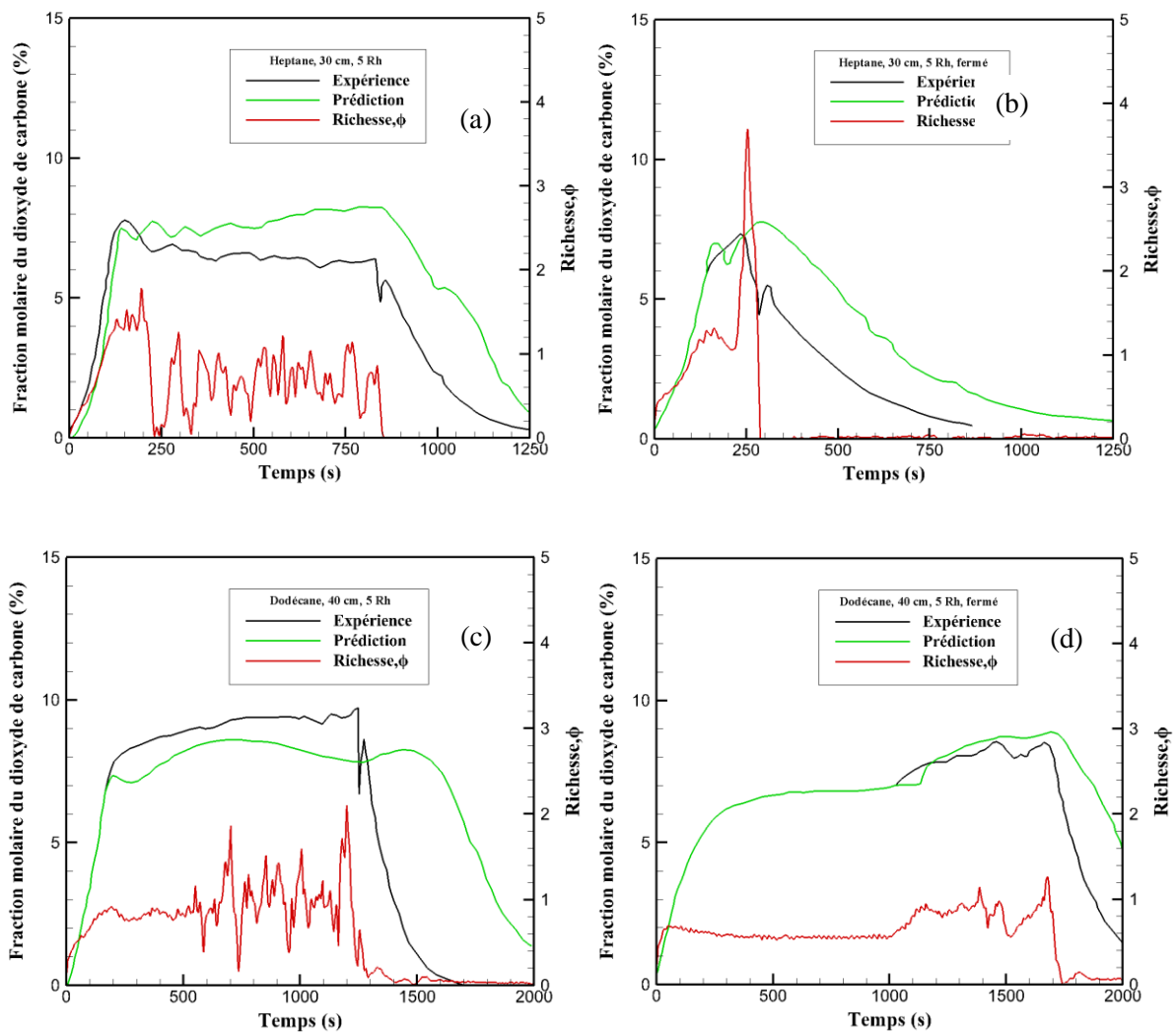


Figure 5.21 : Comparaison entre l'expérience et la prédiction sur l'évolution de la fraction molaire du dioxyde de carbone pour les feux d'heptane 30 cm (a,b) et les feux de dodécane 40 cm (c,d).

Du côté du dodécane 40 cm, la richesse est plus importante lorsque l'admission est ouverte. Cela nous amène à dire que lorsque le feu est très sous-ventilé, FDS arrive à prédire la fraction molaire du monoxyde de carbone. Dans le cas où il ne parviendrait pas à prédire cette espèce, on utilise la loi empirique avec la concentration d'oxygène prédite. En effet, en comparaison entre la loi empirique et la prédiction par rapport à l'expérience, on voit sur la figure 5.22 que la loi empirique évalue assez bien la fraction molaire du monoxyde de carbone lorsque FDS n'arrive pas (cf. figure 5.22(d)). On remarque également que FDS évalue mieux l'évolution du monoxyde de carbone par rapport à loi empirique pour le feu de dodécane 40 cm avec une admission ouverte. On peut donc dire que la loi empirique permet d'avoir en général une évaluation du monoxyde de carbone qui se rapproche de l'expérience. Cependant dans certains cas, FDS évaluera avec plus de précision l'évolution du CO. On dit donc que la loi empirique est complémentaire à FDS pour évaluer le monoxyde de carbone.

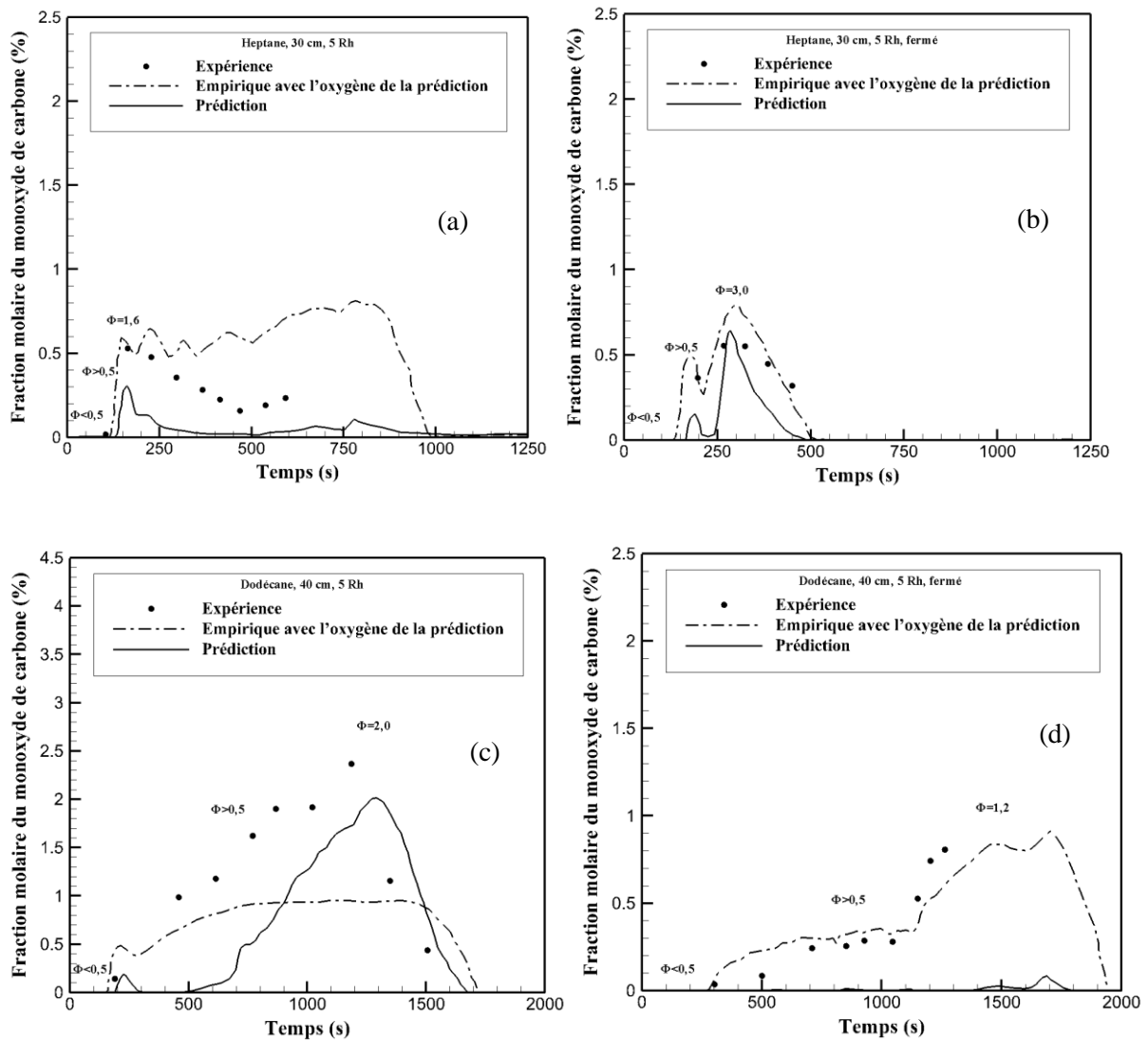


Figure 5.22 : Comparaison entre l'expérience et la prédiction sur l'évolution de la fraction molaire du monoxyde de carbone pour les feux d'heptane 30 cm (a,b) et les feux de dodécane 40 cm (c,d).

Concernant l'hydrogène et les hydrocarbures, on remarque sur les figures 5.23 et 5.24 que les tendances de ces derniers sont similaires entre la prédiction et l'expérience avec une légère surestimation pour les feux très sous-ventilés (cf. figures 5.23(a,b,c) et 5.24(a,b,c) et une sousestimation pour le feu sous-ventilé (cf. figures 5.23(d) et 5.24(d)).

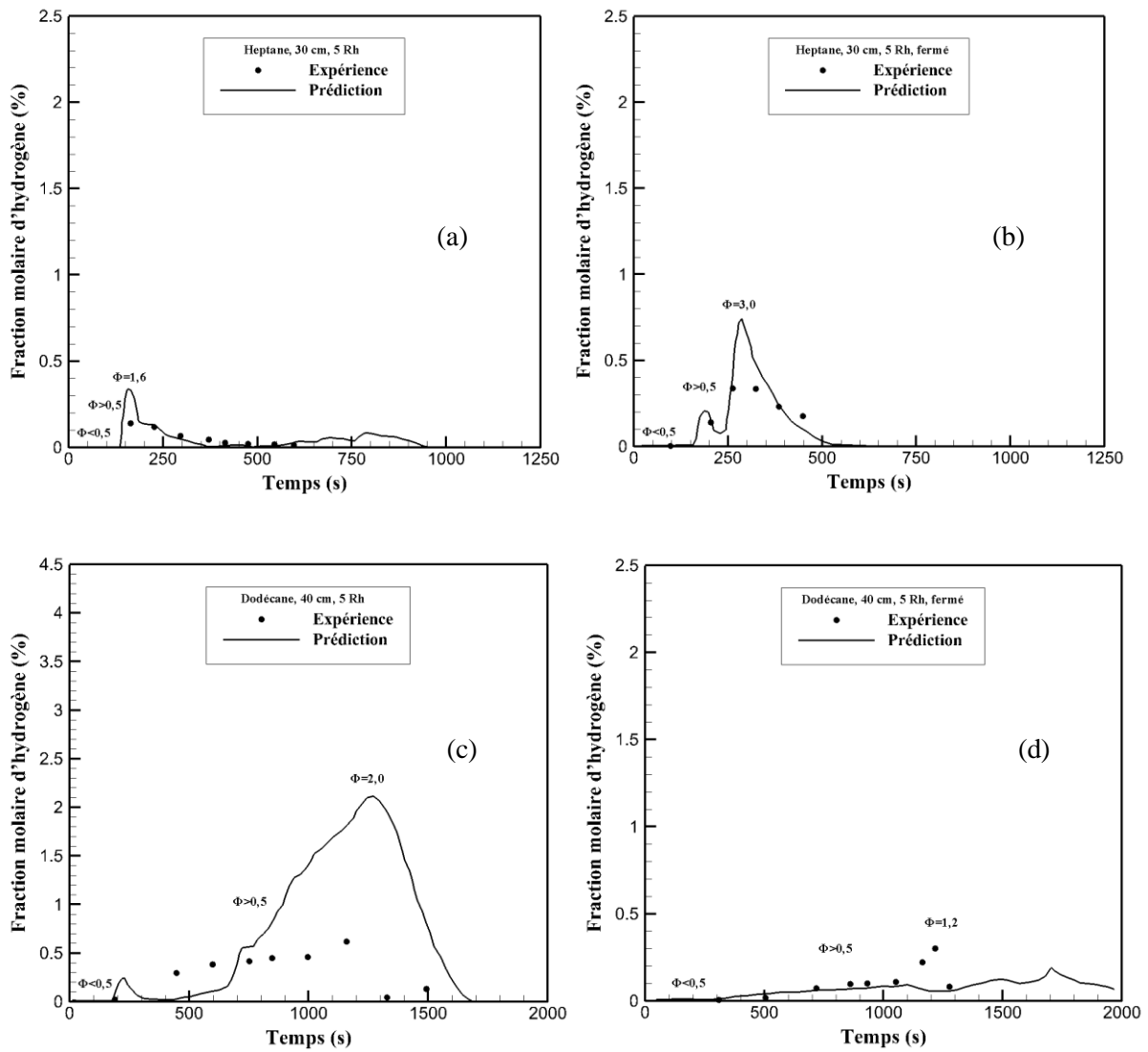


Figure 5.23 : Comparaison entre l'expérience et la prédiction sur l'évolution de la fraction molaire d'hydrogène pour les feux d'heptane 30 cm (a,b) et les feux de dodécane 40 cm (c,d).

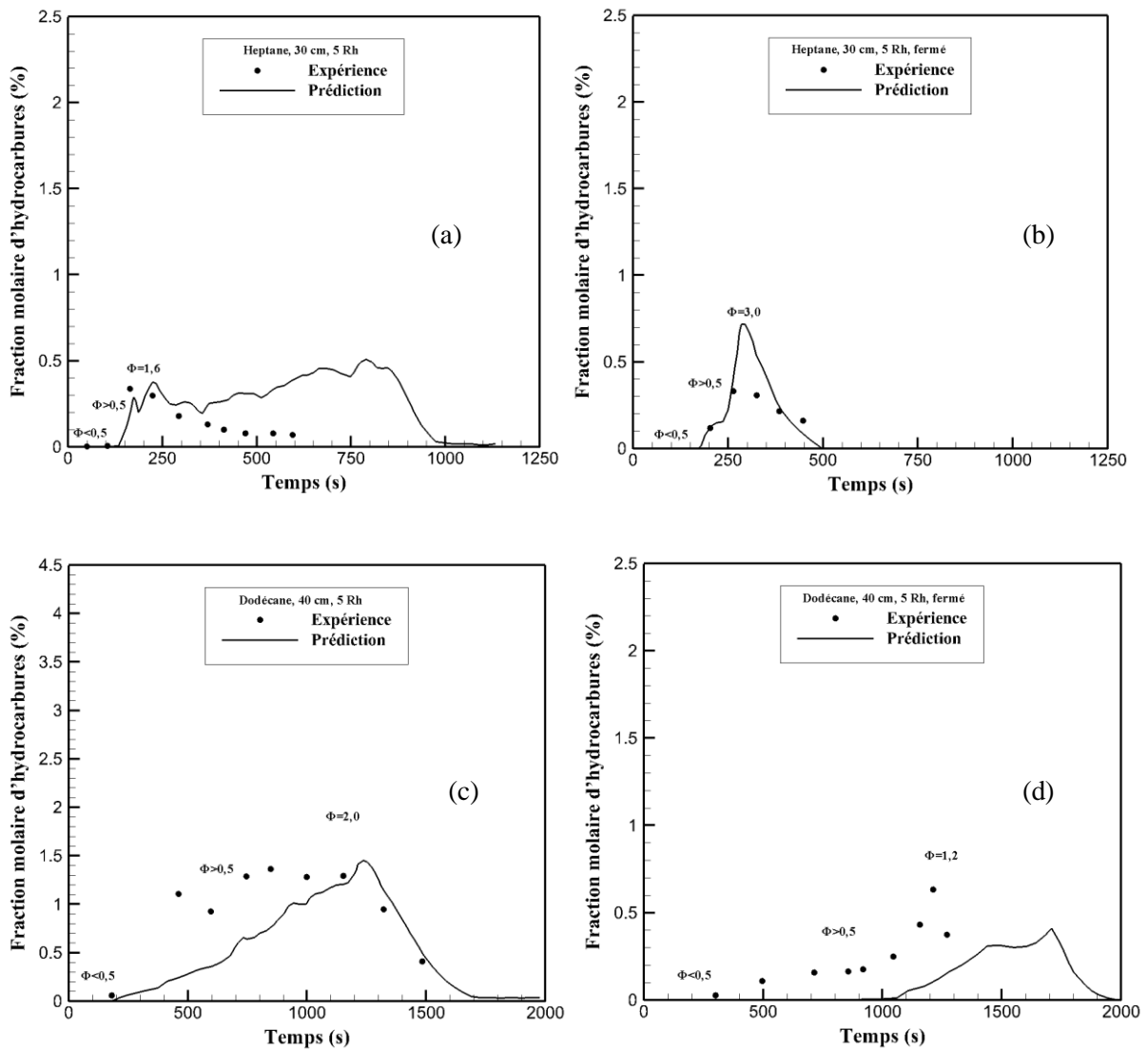


Figure 5.24: Comparaison entre l'expérience et la prédiction sur l'évolution de la fraction molaire d'hydrocarbures pour les feux d'heptane 30 cm (a,b) et les feux de dodécane 40 cm (c,d).

Au niveau de l'influence de la ventilation sur la production des gaz imbrûlés, on fait également les mêmes observations que dans la partie des feux à 3 Rh. En effet, la production des gaz imbrûlés débute lorsque la richesse devient supérieure à 0,5 et augmente avec elle pour atteindre une valeur maximale. Les figures 5.22, 5.23 et 5.24 nous permettent de confirmer cela. On remarque néanmoins une meilleure concordance des imbrûlés prédits pour des richesses supérieures à 1,5 (cf. figures 5.22 (a,b,c), 5.23(a,b,c), 5.23(a,b,c)) et une légère sous-estimation pour une richesse inférieure à 1,5 (cf. figures 5.22(d), 5.23(d), 5.23(d)) .

5.3.2.2 Etude d'un foyer avec cible

Dans cette partie, nous allons présenter la comparaison entre les niveaux de gaz imbrûlés produits par un foyer seul et un foyer avec cible. Il s'agira du feu d'heptane 30 cm à 5 Rh. La cible est une cuve de

30 cm de diamètre contenant de l'heptane. Elle est à la même hauteur que le foyer et est située à l'angle du caisson comme l'indique la figure 5.25.

Dans un local, on retrouve un ensemble d'objets combustibles (meublier, armoires électriques, fûts de déchets etc.) qui peuvent en cas d'incendie, s'enflammer ou subir une dégradation thermique générant ainsi davantage de produits de pyrolyse. L'étude d'un foyer avec une cible est donc plus représentative d'un cas réel d'incendie. La présence d'une cible n'a pas d'influence sur l'évolution du débit calorifique du foyer : celui-ci est donc similaire à celui obtenu lors d'un feu avec foyer seul dans des conditions semblables. En considérant le débit massique de pyrolyse de la cible, le calcul de la richesse se fait à partir du débit massique du combustible qui brûle avec celui de la cible. Ainsi, la présence d'une cible intervient sur la détermination de la richesse. Elle intervient également sur la quantité de gaz imbrûlés évacués dans le réseau de ventilation car, lorsque la cible subit une dégradation thermique, les gaz produits vont s'ajouter à ceux engendrés par le feu. Dans FDS, la cible est modélisée en utilisant les propriétés thermo-chimiques de l'heptane, et sa dégradation thermique est estimée par le modèle de pyrolyse présenté dans le chapitre 2.

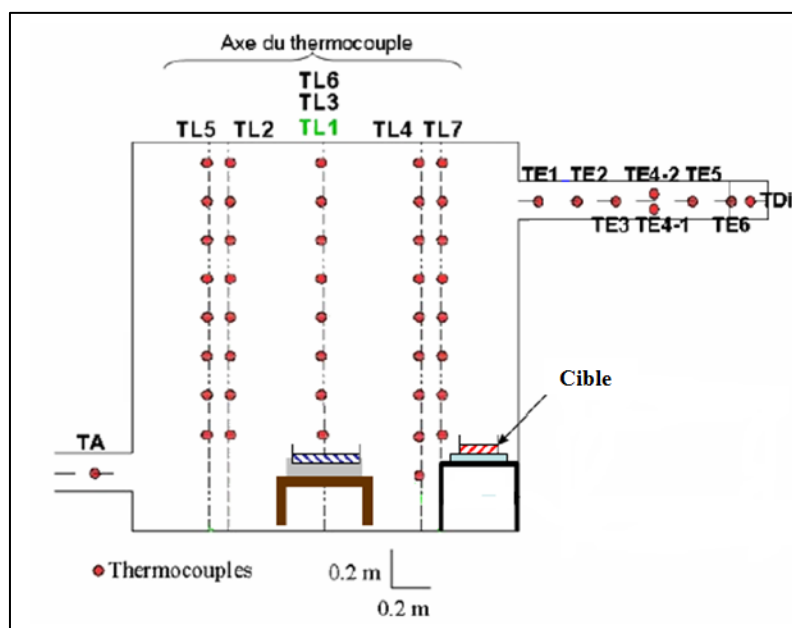


Figure 5.25: Position de la cuve cible au sein du dispositif expérimental.

C'est un essai qui a été effectué au cours des travaux de Lassus (2009). L'objectif de cette partie est d'évaluer le code FDS sur la prédiction des gaz imbrûlés lorsqu'un feu se déroule en présence d'une cible. Elle a pu dégager l'influence de la présence d'une cible sur la production des gaz imbrûlés durant un feu sous-ventilé. La figure 5.26 présente la comparaison entre l'expérience et la prédiction sur l'évolution des imbrûlés sans et avec cible. On remarque effectivement que le feu d'heptane 30 cm avec cible produit plus d'imbrûlés que lorsqu'il est sans. En analysant les figures 5.26(a) et 5.26(b), on

constate que la présence de la cible a permis d'avoir une production de CO deux fois plus importantes que pour le feu seul.

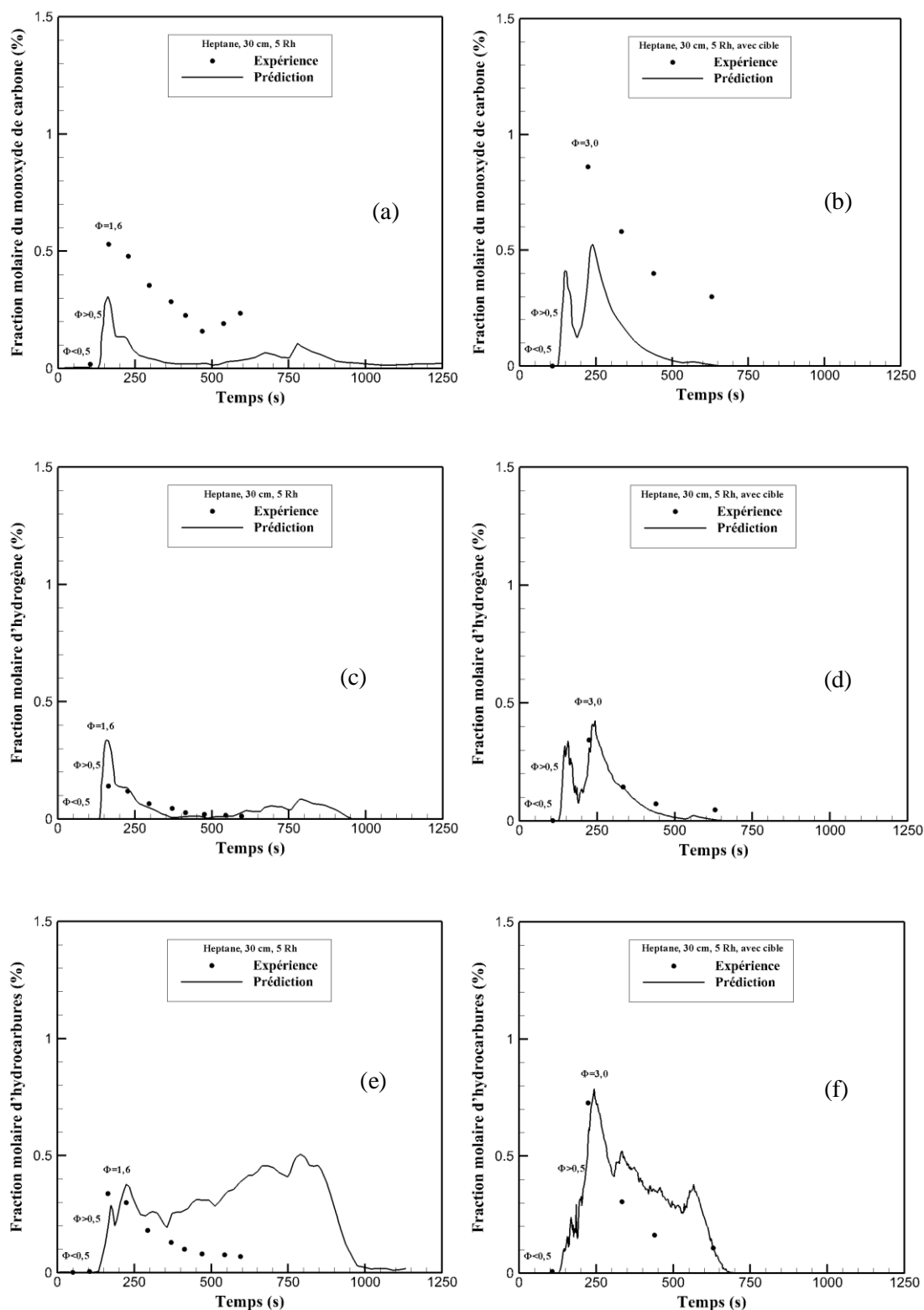


Figure 5.26: Comparaison entre l'expérience et la prédiction sur l'évolution de la fraction molaire des imbrûlés pour un feu d'heptane 30 cm à 5 Rh seul et avec cible pour le CO (a,b), le H₂ (c,d) et les C_xH_y (e,f).

Cette observation est la même entre la prédiction et l'expérience. On remarque néanmoins que la prédiction reste toujours sous-estimée avec ou sans cible. De plus, on constate que la richesse est plus grande avec la cible ($\phi=3$) par rapport avec le cas sans cible ($\phi=1,6$). On dit donc que la présence de la cible a une influence sur la richesse globale de l'enceinte. Au niveau de l'hydrogène et des hydrocarbures, on fait également le même constat. On remarque en effet que la quantité d'hydrogène et d'hydrocarbures est plus importante lorsque le feu est en présence d'une cible (cf. figures 5.26(c,e) 5.26 (d,f)). Cette observation est encore la même entre la prédiction et l'expérience. Ainsi, on peut donc dire que FDS prend en compte la production des gaz imbrûlés provenant de la dégradation thermique de la cible.

5.4 Etude du risque d'inflammation des fumées pour les feux à 3 Rh

Dans le chapitre 1, on a présenté les conditions pour lesquelles des gaz imbrûlés pouvaient s'enflammer. En effet, lorsque les gaz imbrûlés constituent un mélange gazeux susceptible de s'enflammer.

Deux cas se présentent alors :

- Si le mélange ainsi constitué est mis en présence d'une quantité suffisante d'oxygène et d'une source d'énergie (étincelle, flamme), il peut réagir et s'enflammer. Il y a alors une inflammation pilotée.
- Si le mélange atteint une température critique appelée Température d'Auto-Inflammation (TAI) ou une pression d'auto-inflammation, il peut s'enflammer sans source locale d'énergie. Il s'agit alors d'une auto-inflammation.

Dans notre étude, nous éliminons la possibilité d'une inflammation pilotée et nous prenons en compte une ignition par auto-inflammation. Pour cela, comme mentionné dans le chapitre 1, il faut vérifier si la concentration des gaz imbrûlés est comprise dans le domaine d'inflammabilité et voir si sa température est supérieure à la TAI. Donc si la concentration et la température du mélange d'imbrûlés sont supérieures à la LII et à la TAI, le risque est présent.

5.4.1 Feux bien et légèrement sous-ventilés

Au vu des résultats présentés dans la partie des feux bien et légèrement sous-ventilés à 3 Rh, aucune présence de gaz imbrûlés n'a été détectée. Ainsi, malgré une température moyenne au-dessus de la TAI, les feux considérés comme bien voire légèrement sous-ventilés à 3 Rh ne présentent pas de risque d'inflammation.

5.4.2 Feux sous-ventilés

Dans le cadre des feux sous-ventilés avec 3 Rh, l'ensemble des températures mesurées et prédites sont au-dessus de la TAI. On s'intéresse donc à la comparaison entre la quantité des gaz imbrûlés et la LII du mélange afin de dire dans quels cas il y a risque. Pour cela, la figure 5.27 présente la comparaison entre l'expérience et la prédiction sur l'évolution de la fraction molaire des imbrûlés en fonction de la LII du mélange. On remarque pour l'ensemble des graphes que la valeur maximale de la quantité de gaz imbrûlés est équivalente entre la prédiction et l'expérience à l'exception du feu de dodécane 40 cm avec admission ouverte (cf. figure 5.27(c)). On constate ainsi que l'évaluation du risque est la même entre la prédiction et l'expérience. En effet, sur les quatre feux, on remarque qu'il y a risque. Cette observation est la même entre la simulation et l'expérience. On peut donc dire que FDS est capable de prédire le risque d'inflammation de fumée.

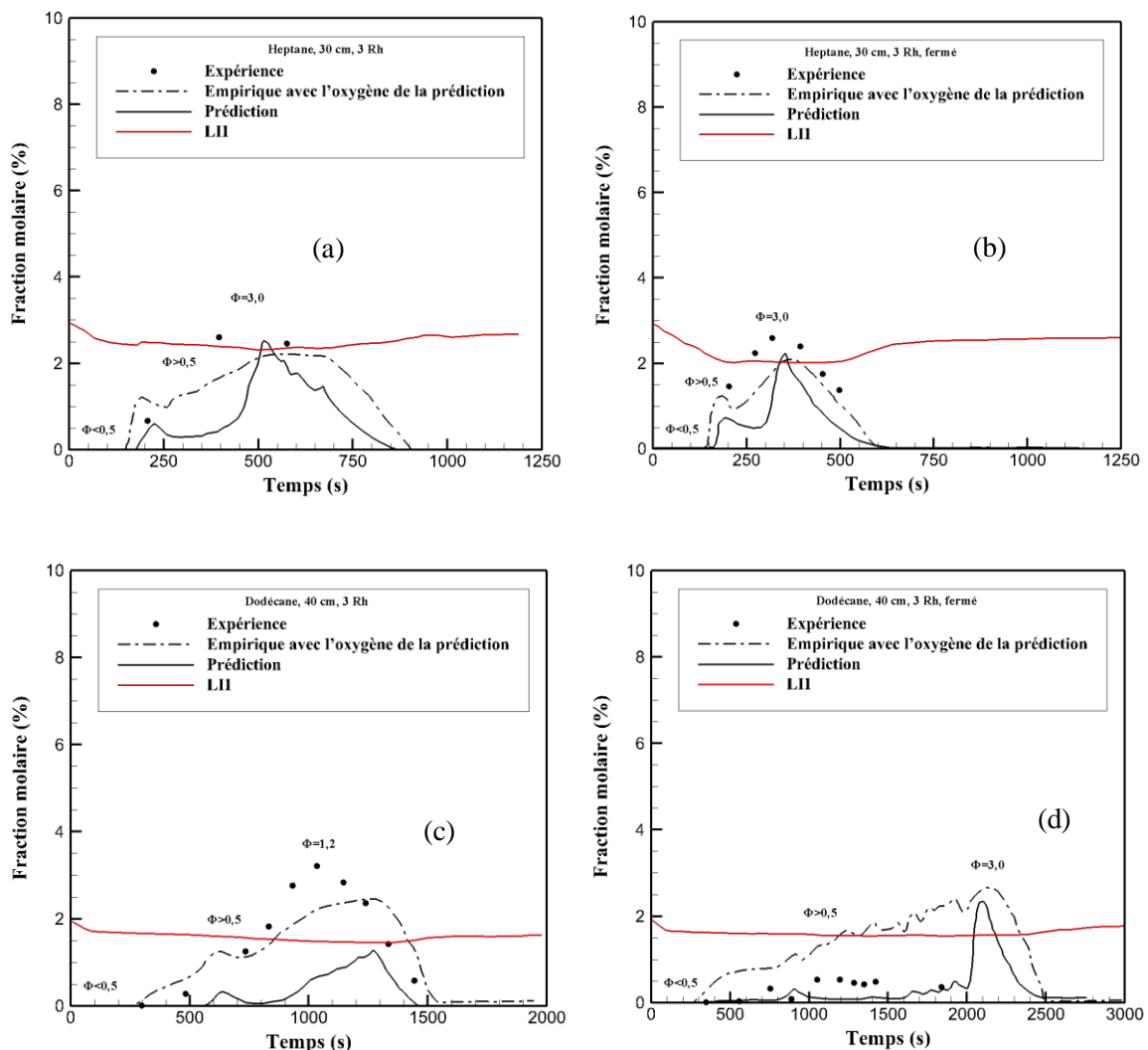


Figure 5.27: Comparaison entre l'expérience et la prédiction sur l'évolution de la fraction molaire des imbrûlés en fonction de la LII du mélange pour les feux d'heptane 30 cm (a,b) et les feux de dodécane 40 cm (c,d).

5.5 Etude du risque pour les feux à 5 Rh

5.5.1 Feux bien et légèrement sous-ventilés

Dans le cas des feux bien et légèrement sous-ventilés à 5 Rh, aucune présence de gaz imbrûlés n'a été détectée pour les feux bien ventilés donc il n'y a aucun risque pour ces derniers. Cependant pour le feu légèrement sous-ventilé une petite quantité de gaz imbrûlés a été détectée et fait donc l'objet d'une étude de risque. La température du mélange étant supérieure à la TAI, il ne reste que la comparaison entre la quantité de gaz imbrûlés avec la LII. Sur la figure 5.28, on remarque que la quantité de gaz imbrûlés prédite est sous-estimée par rapport à la prédiction. Pour cela on remarque que la loi empirique nous permet de corriger cette sous-estimation. On remarque par la suite, que le risque n'est pas atteint quelle que soit la méthode utilisée. On peut donc juger qu'il n'y pas de risque.

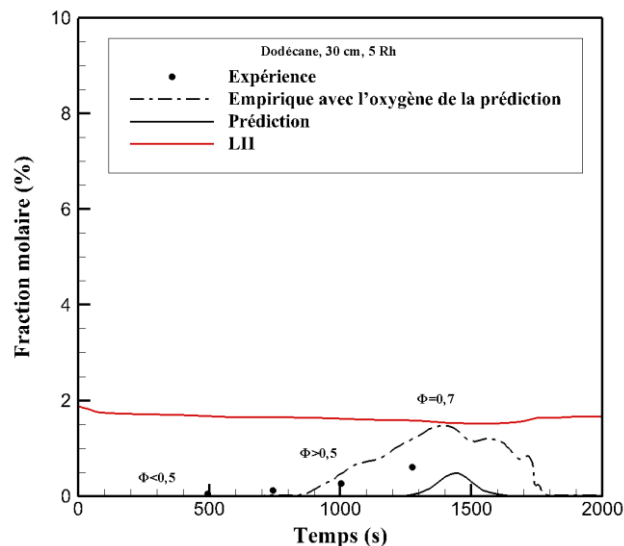


Figure 5.28: Comparaison entre l'expérience et la prédiction sur l'évolution de la fraction molaire des imbrûlés en fonction de la LII du mélange.

5.5.2 Feux sous-ventilés

Concernant les feux sous-ventilés, la figure 5.29 présente la comparaison entre la prédiction et l'expérience sur l'évolution de la fraction molaire en fonction de la LII. On remarque sur les figures 5.29 (a), 5.29(b) et 5.29(c) que les évolutions entre la prédiction et l'expérience sont similaires. On note toutefois une sous-estimation de la prédiction par rapport à l'expérience sur la figure 5.29(d). On constate également sur cette figure que la loi empirique permet de corriger cette sous-estimation. Ainsi, en utilisant l'ensemble des graphes sur la figure 5.29, on remarque que les feux d'heptane 30 cm avec admissions ouverte, fermée et ouverte avec cible ne présentent pas de risque (cf. figures 5.29(a), 5.29(b) et 5.29(c)). Par contre, la prédiction et l'expérience montrent que les feux de dodécane 40 cm avec admissions ouverte et fermée présentent tous les deux un risque d'inflammation (cf.

figures 5.29(d) et 5.29(e)). En effet, au cours des essais de Lassus (2009), elle a observé des inflammations de fumée dans le cas du feu de dodécane réalisé avec une cuve de 40 cm à 5 Rh avec admission ouverte et dans le cas.

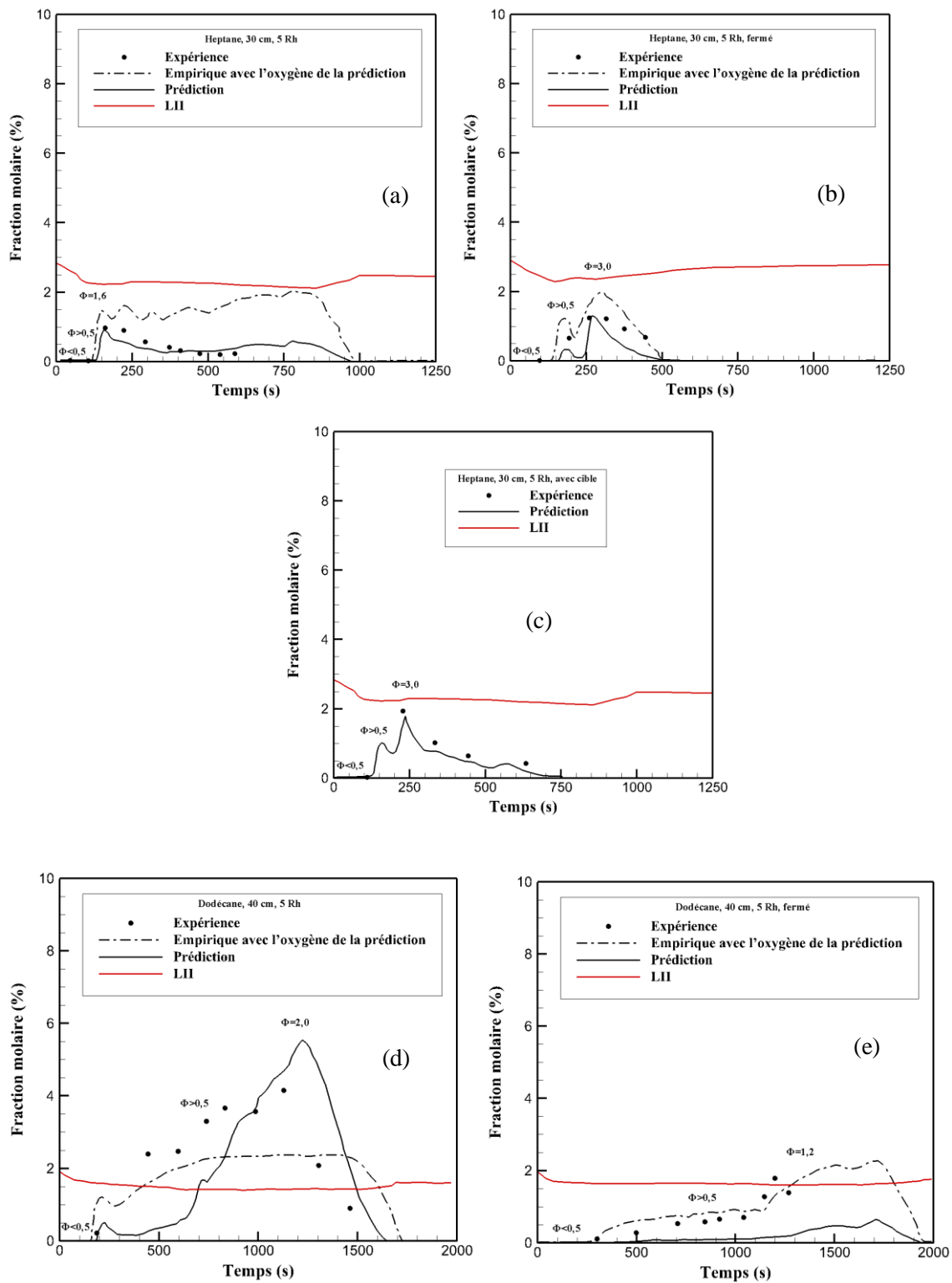


Figure 5.29: Comparaison entre l'expérience et la prédiction sur l'évolution de la fraction molaire des imbrûlés en fonction de la LII du mélange pour les feux d'heptane 30 cm (a,b,c) et les feux de dodécane 40 cm (c,d).

5.6 Etude du confinement dynamique pour les feux à 3 Rh et 5 Rh

Dans cette partie, nous allons évaluer l'état du confinement dynamique de l'installation à l'aide de la simulation numérique. En effet, au cours d'un incendie en milieu confiné sous-ventilé, il y a production de gaz imbrûlés qui peuvent s'enflammer lorsque les conditions le permettent. Dans le cas où ces gaz imbrûlés présentent un danger susceptible d'agresser l'environnement ; il est préférable de mettre en place un confinement dynamique dans l'installation. C'est une situation qu'on retrouve dans les centrales nucléaires ou des installations chimiques.

Dans le cadre des essais expérimentaux de Lassus (2009), l'installation était maintenue en dépression comme c'est le cas dans plusieurs installations industrielles (cf. chapitre 2). L'objectif de cette partie est d'évaluer l'état du confinement dynamique à l'aide du code FDS. Cette évaluation sera basée sur la prédiction de la pression dans le local et de la vitesse au niveau de la gaine d'admission. En effet, comme mentionné dans le chapitre 2, dans les installations étanches avec présences de fuites et munies d'un réseau de ventilation, les incendies dans ces dernières peuvent induire des variations de pression importantes (H. Prétrel et al, 2001,2012). Ces variations temporelles de la pression suivent un modèle de comportement typique caractérisé par un pic de surpression à l'allumage du feu et un pic de dépression à l'extinction de la flamme. Les résultats suivants devront suivre ce modèle afin de justifier la bonne prédiction du code FDS.

Dans le chapitre 3, deux modèles d'extinction ont été présentés afin de choisir celui qui serait le plus adapté pour répondre à la problématique de l'évaluation du risque. Parmi ces modèles, celui qui a été choisi correspond au modèle d'extinction basé sur le critère de limitation d'oxygène. Lorsqu'on élimine ce critère d'extinction, ce modèle ne permet plus d'évaluer le risque mais permet de simuler le niveau de pression pour l'ensemble des feux qu'ils soient bien, légèrement ou sous-ventilés. Ainsi dans la présentation des résultats comparant la prédiction et l'expérience sur les niveaux de pression et de vitesse, la suppression du critère d'extinction sera la plus adéquate dans le cadre de l'évaluation du confinement dynamique.

Dans le cas des feux légèrement sous-ventilés, la figure 5.30 montre une évolution similaire entre l'expérience et la prédiction. Sur ces figures on identifie les pics décrits lors des travaux de H. Prétrel et al. (2001,2012). En effet, dans chacun des cas, on observe bien la présence du pic de surpression à l'allumage et le pic de dépression à l'extinction du feu. On peut donc conclure dans cette partie que, pour un feu légèrement sous-ventilé, FDS est capable de prédire les pics de pression et donc l'état du confinement dynamique de l'installation. On fait également la même observation sur les feux sous-ventilés (cf. figure 5.32).

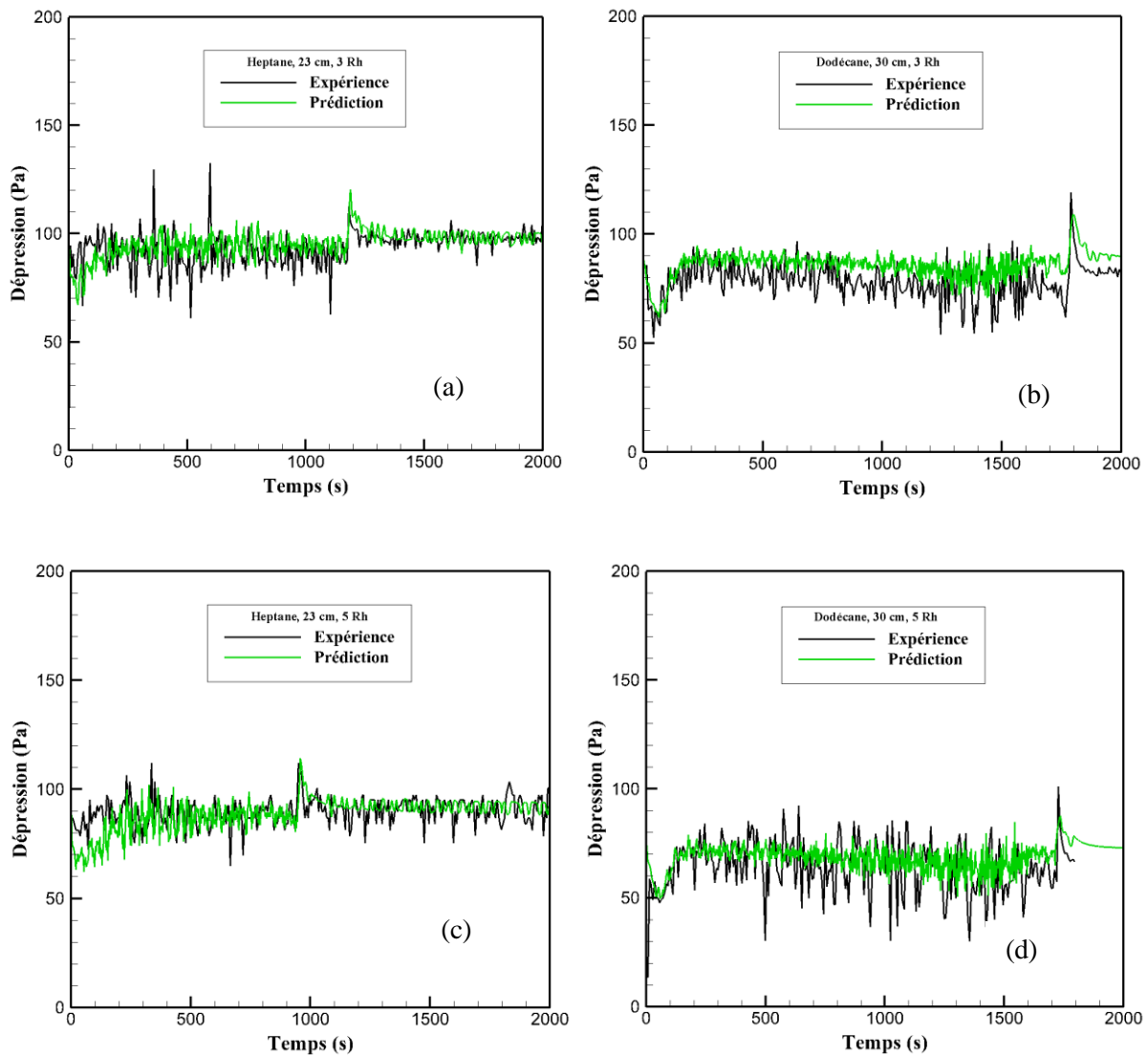


Figure 5.30: Comparaison entre l'expérience et la prédiction sur l'évolution de la dépression du local dans le cas des feux bien et légèrement sous-ventilés pour les feux d'heptane 23 cm (a,c) et les feux de dodécane 30 cm (b,d).

Au niveau de la gaine d'admission, on remarque également une équivalence sur l'évolution de la vitesse entre la prédiction et l'expérience (cf. Figure 5.31). Les pics provoqués lors de l'allumage et de l'extinction du feu sont également reproduits correctement par la prédiction. Cette information complète celle de la prédiction de la pression en justifiant la bonne évaluation de l'état du confinement à l'aide de la simulation numérique pour des feux légèrement sous-ventilés. Concernant les feux sous-ventilés, on retrouve également les mêmes observations (cf. figure 5.33).

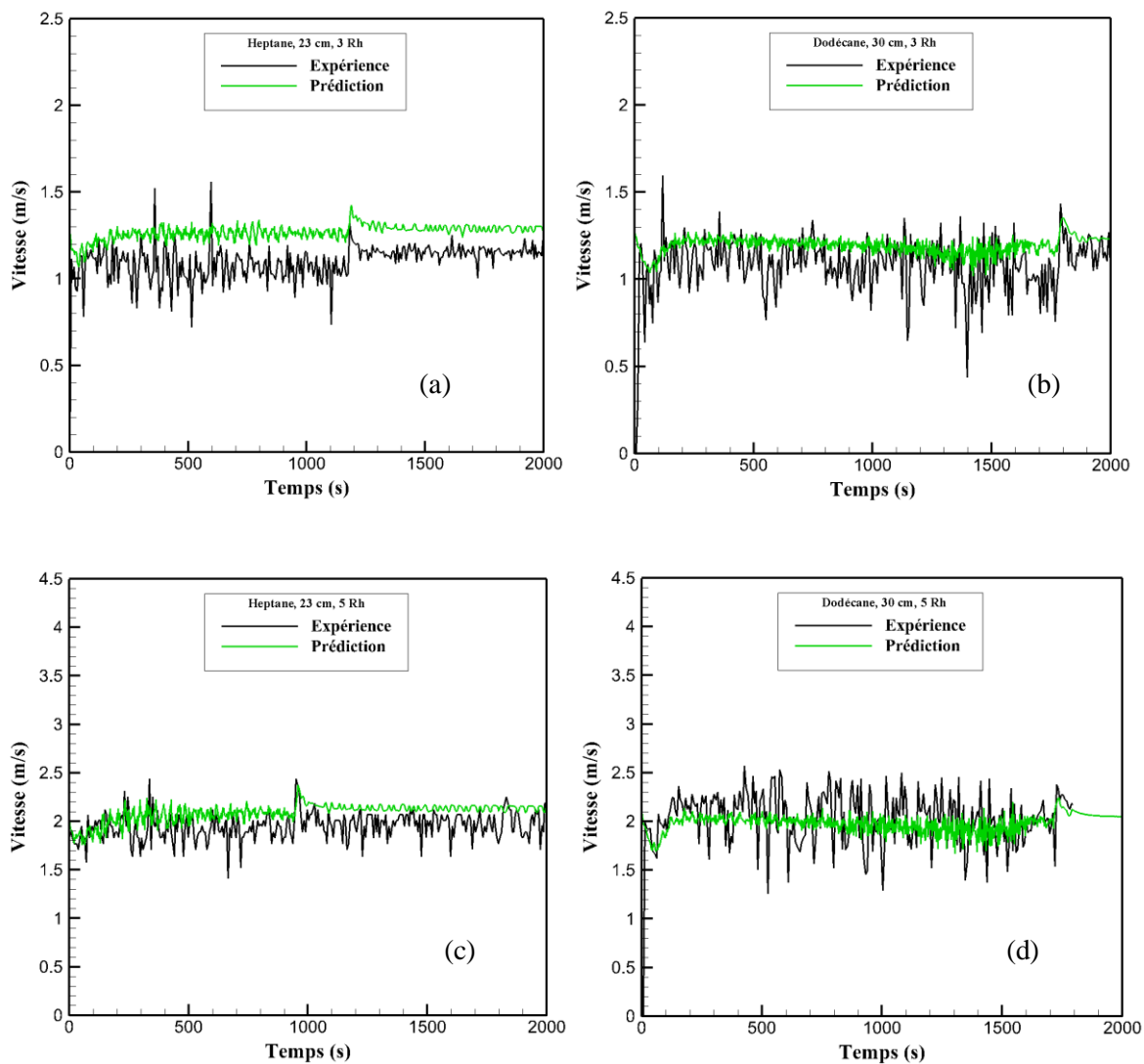


Figure 5.31: Comparaison entre l'expérience et la prédiction sur l'évolution de la vitesse dans le cas des feux bien et légèrement sous-ventilés pour les feux d'heptane 23 cm (a,c) et les feux de dodécane 30 cm (b,d).

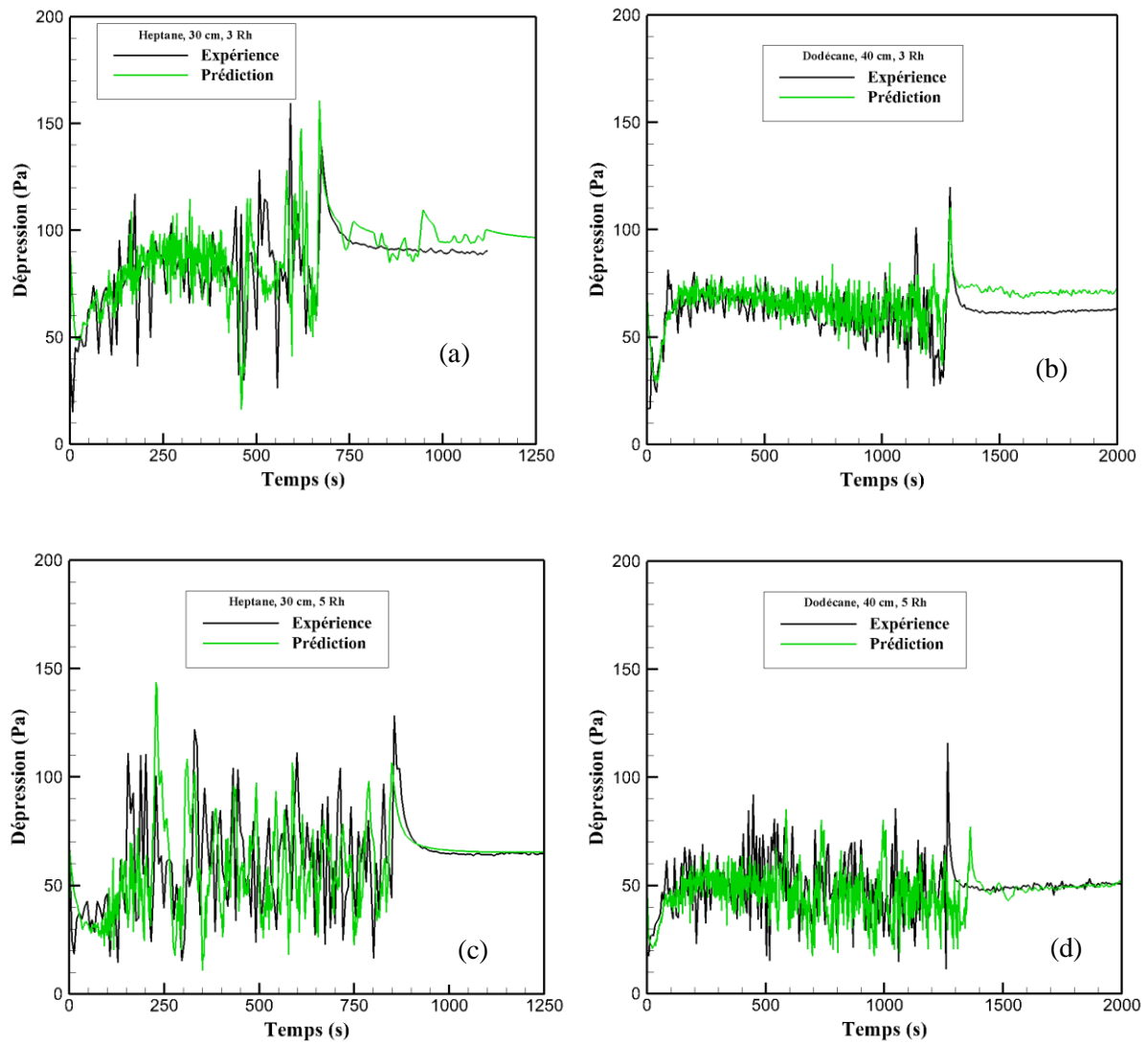


Figure 5.32: Comparaison entre l'expérience et la prédiction sur l'évolution de la dépression du local dans le cas des feux sous-ventilés pour les feux d'heptane 30 cm (a,c) et les feux de dodécane 40 cm (b,d).

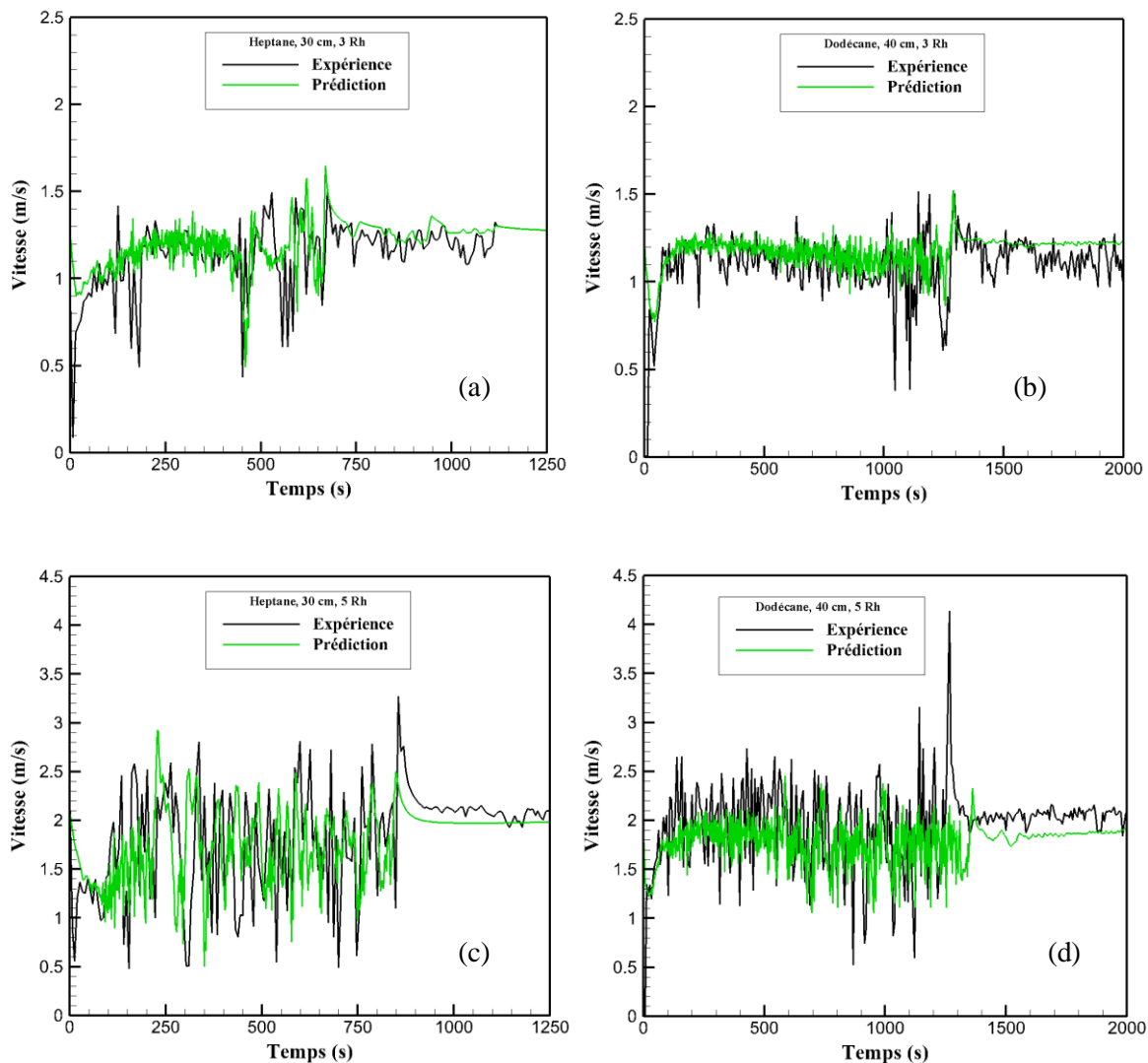


Figure 5.33: Comparaison entre l'expérience et la prédiction sur l'évolution de la vitesse dans le cas des feux sous-ventilés pour les feux d'heptane 30 cm (a,c) et les feux de dodécane 40 cm (b,d).

De l'analyse des figures ci-dessus, FDS est capable de prédire les niveaux de pression et de vitesse représentatifs d'un feu lorsqu'on supprime le critère d'extinction. Ceci permet de reproduire les battements de flamme engendrant ainsi les variations de pression dans l'installation et donc le niveau de confinement dynamique d'une installation. De plus, on constate sur la figure 5.36 que FDS est capable de reproduire les perturbations de l'état de confinement par la variation de pression induite par l'incendie. On constate en effet sur la figure 5.36(a), que l'écoulement est stationnaire en l'absence de feu, ainsi le confinement dynamique n'est pas perturbé. On note sur les figures 5.36(b) et 5.36(c) une augmentation de la vitesse provoquée par la phase de croissance du feu. Cette dernière est liée à l'allumage du feu et induit une augmentation importante de la pression dans l'enceinte. Par la suite, lors de l'extinction du feu, on remarque une inversion de l'écoulement sur la figure 5.36(d). Cette inversion de l'écoulement est provoquée par un pic de dépression lors de l'extinction de la flamme.

En effet, comme mentionné dans le chapitre 1, les variations temporelles de la pression sont caractérisées par un pic de surpression à l'allumage du feu et un pic de dépression à l'extinction de la flamme. Au cours de l'allumage d'un feu, l'écoulement des gaz augmente par un phénomène d'expansion lié à un pic de surpression provoqué par une dilation thermique induite par le feu. Et lors de l'extinction, l'écoulement se trouve inversé par un phénomène d'aspiration lié à un pic de dépression. On retrouve bien ce comportement sur la figure 5.36.

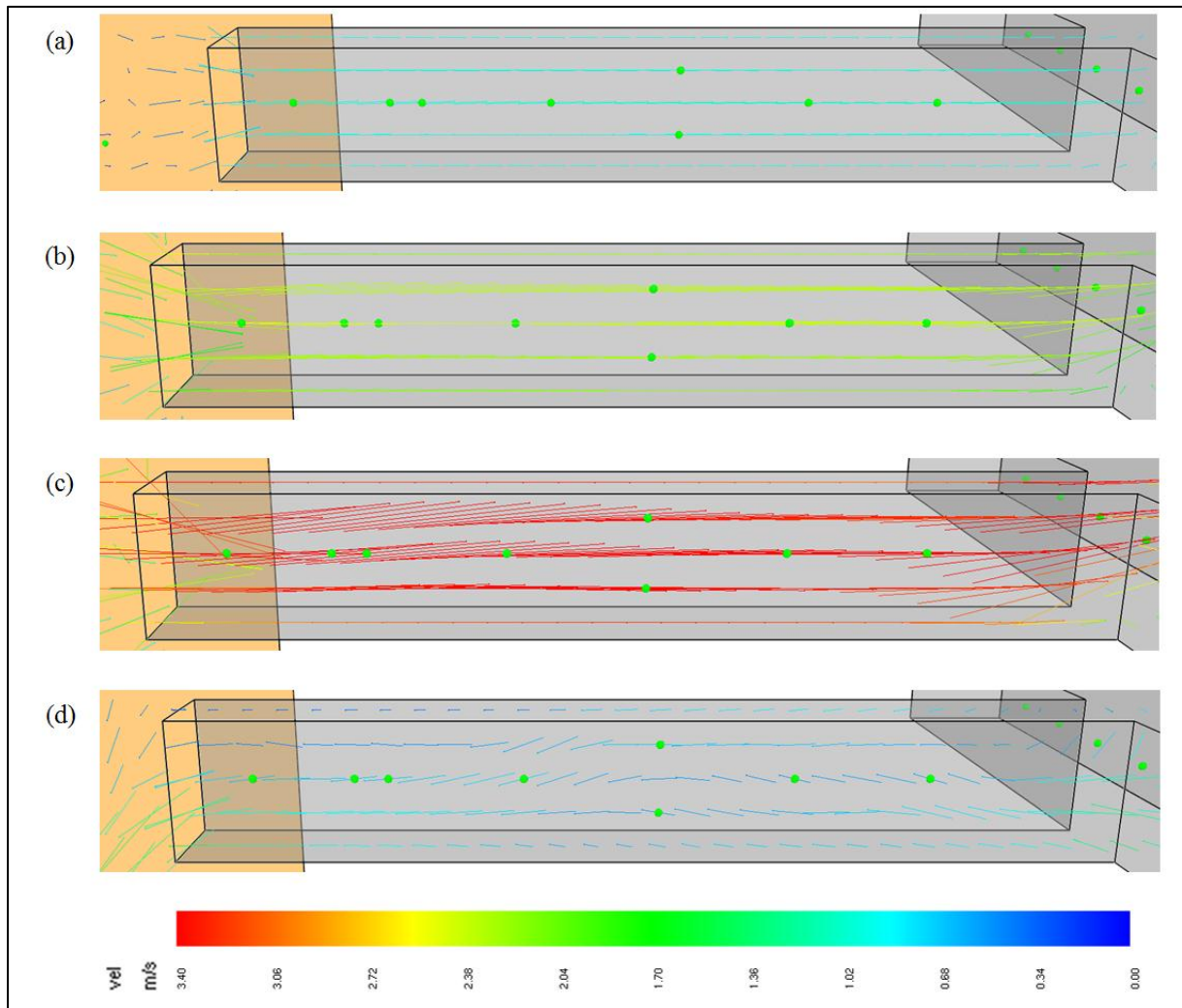


Figure 5.34: Evolution du champ des vecteurs vitesse de l'écoulement dans la gaine d'extraction à l'absence du feu (a), à l'allumage du feu (b), au régime pleinement développé du feu (c) et à l'extinction du feu (d) pour le feu d'heptane 30 cm 5 Rh.

On fait également les mêmes observations pour les feux avec l'admission fermée. On remarque en effet sur la figure 5.37 que les niveaux de pressions sont bien reproduits par la simulation numérique par rapport à l'expérience. On constate également sur la figure 5.37 que le sens de l'écoulement induits par les pics de pression dû au comportement du feu est reproduit. En effet, on observe sur la figure 5.36(a) que la vitesse de l'écoulement est stationnaire en l'absence du feu. Sur les figures 5.36

(b et c), la vitesse augmente jusqu'à sa valeur maximale lorsque le régime du feu est établi. A l'extinction du feu, on observe un changement de sens de l'écoulement (cf. figure 5.36(d)). Ainsi, FDS arrive à évaluer le confinement dynamique pour les deux configurations étudiées dans cette thèse.

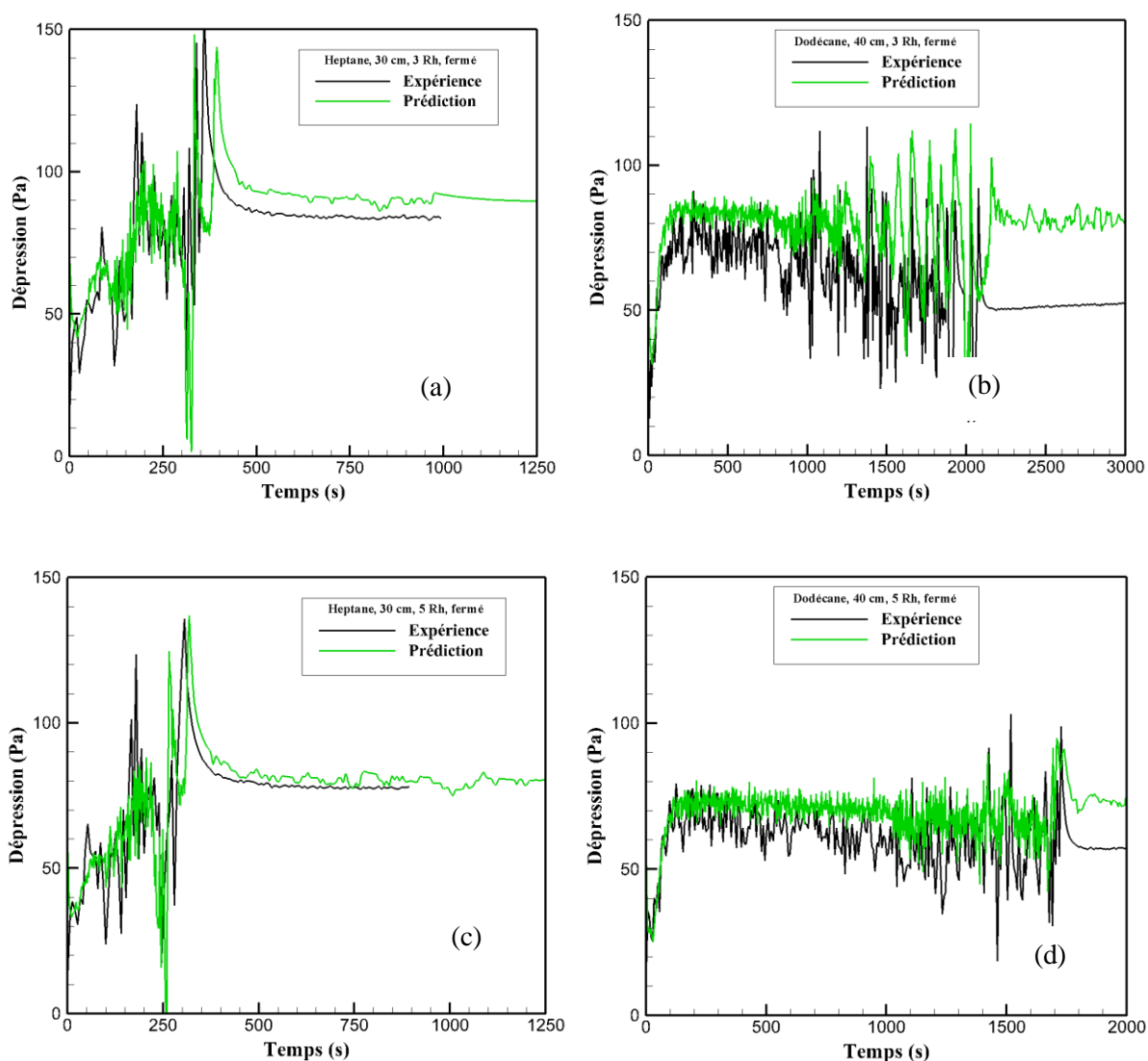


Figure 5.37: Evolutions du niveau de pression pour des feux sous-ventilés avec une admission fermée pour les feux d'heptane 30 cm (a,c) et les feux de dodécane 40 cm (b,d).

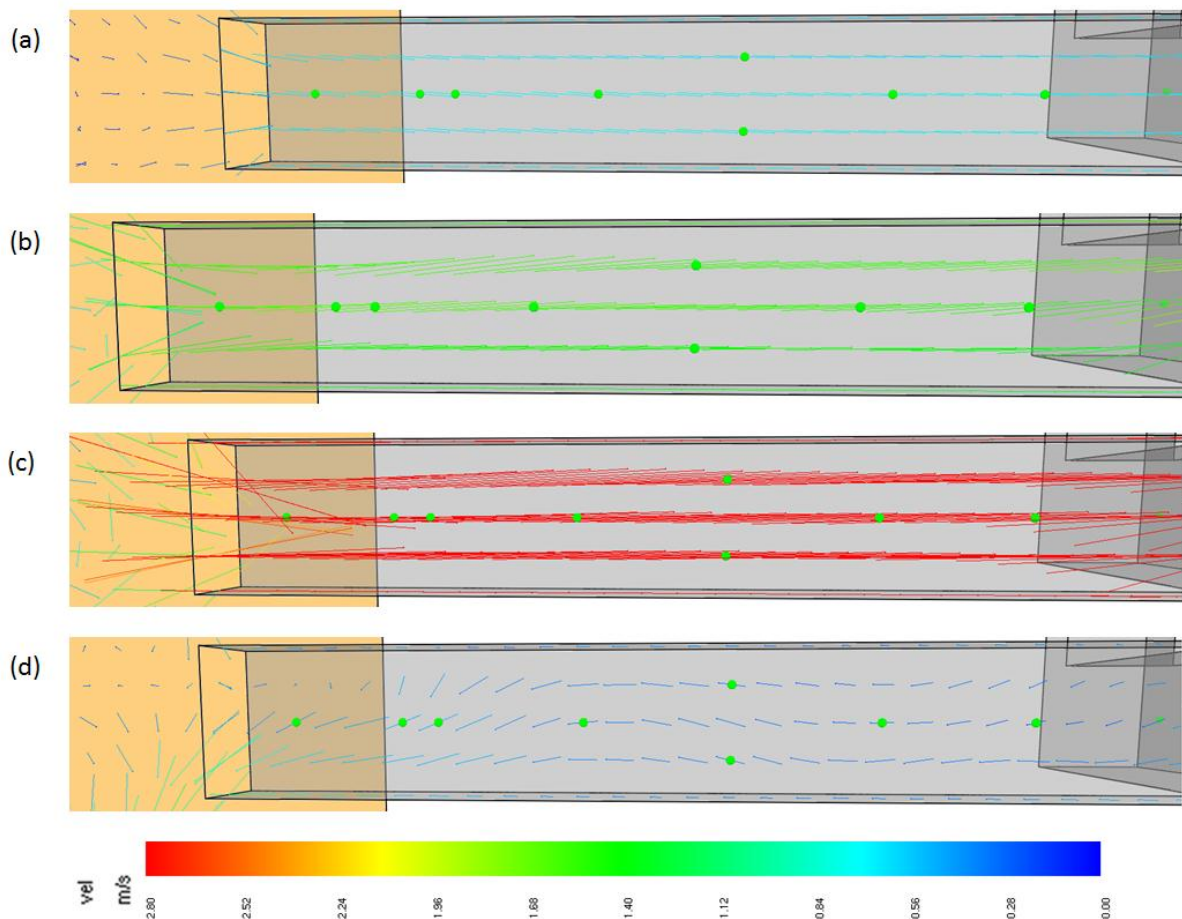


Figure 38 : Evolution du champ des vecteurs vitesse de l'écoulement dans la gaine d'extraction à l'absence du feu (a), à l'allumage du feu (b), au régime pleinement développé du feu (c) et à l'extinction du feu (d) pour le feu d'heptane 30 cm 5 Rh avec admission fermée.

5.7 Conclusions

L'ensemble des comparaisons dans ce chapitre montre que les modèles numériques et les conditions initiales utilisées dans la modélisation numérique permettent d'obtenir des résultats similaires à l'expérience. Cela est justifié par l'équivalence entre l'expérience et le numérique des évolutions des différents paramètres présentés dans ce chapitre. Ainsi, on est capable de prédire de façon quantitative les grandeurs nécessaires à l'évaluation du risque d'inflammation de fumées riches en gaz imbrûlés.

En restant toujours dans le cadre de la prédiction du risque d'inflammation de gaz imbrûlés présents dans la fumée, il est possible d'évaluer la quantité de gaz imbrûlés en utilisant la loi empirique développée par Lassus (2016). Cette loi permet de déterminer la concentration du monoxyde de carbone en fonction de la concentration d'oxygène. Il a été constaté que dans certains cas, FDS ne pouvait pas prédire correctement le niveau de gaz imbrûlés dans la fumée. Toutefois, on a remarqué que FDS est en mesure de prédire correctement la concentration d'oxygène et du dioxyde de carbone représentant les espèces prioritaires constituant la fumée. Ainsi, de la connaissance de la fraction

molaire d'oxygène prédite, on déduit celle du monoxyde de carbone. Cela permet de résoudre la limitation de FDS à prédire la fraction molaire du monoxyde de carbone.

Dans le cadre de l'influence de la richesse sur la prédiction de FDS du risque :

- lorsque la richesse est inférieure à 0,9, FDS arrive à prédire l'ensemble des paramètres nécessaires à l'évaluation du risque,
- Pour une richesse comprise entre 0,9 et 1,5, FDS arrive à prédire les espèces majoritaires mais présente quelques problèmes pour la prédiction des gaz imbrûlés,
- lorsque la richesse est supérieure à 1,5, FDS parvient à prédire le niveau des gaz imbrûlés et les autres grandeurs nécessaires à l'évaluation du risque.

En d'autres termes FDS se comporte assez bien lorsque le feu est bien ventilé ou lorsque ce dernier est très sous-ventilé. On remarque également que FDS prédit correctement les gaz imbrûlés provenant de la dégradation thermique d'une cible lors d'un incendie en milieu confiné sous-ventilé.

Après avoir évalué le risque, le confinement dynamique a également été étudié dans ce chapitre. Ce dernier garantit le piégeage des particules dangereuses susceptibles d'agresser l'environnement. Le confinement dynamique peut être rompu lors de l'allumage d'un incendie et lors de l'extinction de celui-ci. En effet, durant la phase d'allumage du feu, l'effet de la dilatation thermique induit un phénomène de surpression, si cette surpression atteint un pic supérieur à la dépression présente dans l'enceinte, alors l'écoulement provenant de l'extérieur change de sens en partant de l'enceinte vers l'extérieur. Dans cette condition, les gaz présents dans le local se retrouvent soufflés vers l'extérieur, on dit ainsi que l'état de confinement a été rompu. On peut également observer une rupture du confinement dynamique lors de l'extinction de l'incendie. Durant cette phase d'extinction, un phénomène de dépression prend place. Lorsque ce dernier atteint également un pic assez important, l'écoulement allant vers l'extérieur change de sens en partant maintenant de l'extérieur vers l'enceinte. Dans ces conditions au cours d'un incendie sous-ventilés, les gaz chauds imbrûlés, en se mélangeant avec l'air frais, peuvent s'enflammer et favoriser une inflammation des imbrûlés (accident thermique) dans l'installation et induire par conséquent une fuite de particules dangereuses dans l'environnement. Il s'agit là du deuxième risque pouvant rompre le confinement dynamique d'une installation.

En conclusion, dans tous les cas FDS combiné à une loi empirique, est capable d'évaluer le risque d'inflammation de gaz imbrûlés présents dans les fumées. Il permet également de prédire les pics de surpression et dépression susceptibles de rompre le confinement dynamique d'une installation.

Chapitre 6 : Etude expérimentale et évaluation du code numérique à l'aide des résultats complémentaires

Ce chapitre présente des résultats expérimentaux qui ont été réalisés dans le cadre de cette thèse. Ces résultats sont comparés à des résultats numériques afin de mieux comprendre les problèmes évoqués dans le précédent chapitre. En effet, les comparaisons effectuées dans le chapitre 5 ont mis en évidence des divergences au niveau de certains résultats numériques par rapport à l'expérience. Afin de comprendre l'origine de ces divergences, des mesures expérimentales supplémentaires ont été réalisées. Pour cela l'installation expérimentale utilisée est identique à celle dans le cadre des travaux de Lassus (2009). La différence repose sur les points de mesures et les propriétés isolantes des parois du caisson. Dans cette étude les parois du local sont recouvertes par une couche de Promatech H permettant une isolation renforcée par rapport à la configuration utilisée lors des travaux de Lassus (2009) (cf. chapitre 3). Les conditions d'isolation du local utilisées dans cette étude sont identiques à celles utilisées lors des travaux de Nasr (2011,2013).

Afin de comprendre pourquoi la température prédite est toujours surestimée par rapport à l'expérience, une étude sur le niveau de stratification de la fumée dans le local a été effectuée. Celle-ci porte sur des mesures de concentrations d'espèces de la fumée proche du plafond et proche du foyer dans le local. En restant dans le cadre d'évaluation du risque d'inflammation des fumées au niveau du réseau de ventilation, des mesures d'espèces ont été également effectuées dans la gaine d'extraction.

Les mesures d'espèces dans la gaine d'extraction sont similaires aux mesures de Lassus (2009) et les mesures en partie basse proche du foyer sont identiques aux mesures effectuées dans le cadre des travaux de Nasr (2011). La particularité de cette étude repose sur le fait que les mesures ont été réalisées à la fois dans la gaine d'extraction comme Lassus (2009) et proche du foyer comme Nasr (2011). Et, en plus de ces deux points de mesure, une mesure de la concentration des espèces dans la fumée a été effectuée proche du plafond dans le local. Des mesures de vitesse au niveau des gaines d'admissions et de dilution comme lors des essais de Lassus (2009) et de Nasr (2011) ont été effectuées ainsi que des mesures supplémentaires au niveau de la gaine d'extraction et de part et d'autre du ventilateur. Ces mesures seront comparées aux résultats de la simulation numérique.

Par la suite, à l'aide de la différence des conditions d'isolations entre le local utilisé dans le cadre des travaux de Lassus (2009) et celui de cette étude, nous ferons une comparaison des résultats obtenues à l'aide de ces deux études. Cela permettra de mettre en évidence l'effet du confinement sur le risque d'inflammation des fumées.

L'intérêt de cette étude expérimentale est donc dans un premier temps d'apporter des données supplémentaires pouvant expliquer les limites de FDS dans la prédiction de certains paramètres. Nous évaluerons également le risque d'inflammation des fumées à l'aide de la prédiction.

Dans un second temps nous étudierons les effets du confinement sur le risque d'inflammation en comparant les résultats expérimentaux issus des travaux de Lassus avec ceux de cette étude.

6.1 Comparaisons entre les résultats expérimentaux et les résultats numériques

Durant cette étude comparative, nous utiliserons la configuration d'un foyer au centre avec l'admission ouverte, car l'objectif n'est pas de refaire ce qui a été fait au cours des travaux de Lassus (2009), mais d'apporter des informations pouvant expliquer les divergences observées entre l'expérience et la simulation numérique dans le chapitre précédent. Pour cela, des essais ont été réalisés en utilisant trois combustibles différents pour différents diamètres et différents renouvellements horaires. Les trois combustibles sont l'heptane, le dodécane technique et le dodécane pur présentés dans le chapitre 3. On pourra noter la présence du dodécane technique, ce dernier n'a pas été utilisé durant les essais de Lassus. Il s'agit d'un combustible liquide dont la composition chimique en espèces plus volatiles que le dodécane pur, lui permet d'avoir un comportement au feu entre l'heptane et le dodécane pur, que ce soit en terme de point éclair ou de débit de pyrolyse. Comme indiqué dans le chapitre 3, le dodécane technique est utilisé comme diluant dans les usines de traitement de combustibles usés et est beaucoup utilisé dans les locaux de l'IRSN comme combustible dans des essais d'incendie en milieu confiné ventilé. On pourra ainsi avoir des informations sur le risque d'inflammation de fumée lorsqu'il s'agit d'un feu de dodécane technique. Nous effectuerons des comparaisons pour des feux avec des diamètres de cuve de 26 cm pour l'heptane, 30 cm pour le dodécane technique et 40 cm pour le dodécane pur, car l'objectif dans cette étude n'est pas de refaire ce qui a été fait par Lassus. En effet, les feux qui nous intéressent sont les feux sous-ventilés voire très sous-ventilés. Les comparaisons se feront avec les deux types de renouvellements utilisés dans le chapitre 5. Il s'agit de 3 et 5 renouvellements horaires.

6.1.1 Reproductibilité des essais

Afin d'obtenir des données fiables, il est nécessaire d'avoir des résultats reproductibles pour les mêmes conditions initiales d'essais. Pour s'assurer de cette reproductibilité, des essais ont été effectués deux fois. De plus, la reproductibilité est très importante dans cette étude car ne disposant que de deux armoires d'analyse, on ne peut effectuer en même temps des mesures d'espèces au niveau des trois points présentés dans le chapitre 3. Pour cela, pour chaque essai, on se met dans les mêmes conditions initiales, et on effectue d'une part des mesures proche du plafond et dans la gaine d'extraction d'autre part des mesures proche du foyer et dans la gaine d'extraction. On notera que les points de mesures qui changent sont les mesures dans le local. L'armoire qui effectue les mesures dans le local est l'armoire d'analyse COSMA et l'armoire qui réalise les mesures dans la gaine d'extraction est l'armoire d'analyse Environnement SA.

On remarque sur la figure 6.1 que pour les feux d'heptane 26 cm et les feux de dodécane technique 30 cm à 3 et 5 Rh, la croissance du débit calorifique et sa valeur maximale sont reproductibles entre deux essais. On fait également faire la même observation sur les évolutions de l'oxygène et du dioxyde de carbone dans la gaine d'extraction. Dans le cas du dodécane 30 cm à 3 Rh et 5 Rh, on constate que les évolutions du monoxyde de carbone et des hydrocarbures mesurées dans la gaine d'extraction sont reproductibles (cf. figure 6.2). On peut donc dire que lorsque les conditions initiales de température et de pression sont identiques entre deux essais, la reproductibilité des résultats est satisfaite. Ainsi dans notre étude, on peut donc changer la position de la sonde de mesure de l'armoire COSMA pour effectuer des mesures dans le local en partie basse proche du foyer ou en partie haute proche du plafond en considérant qu'il s'agit d'un même essai.

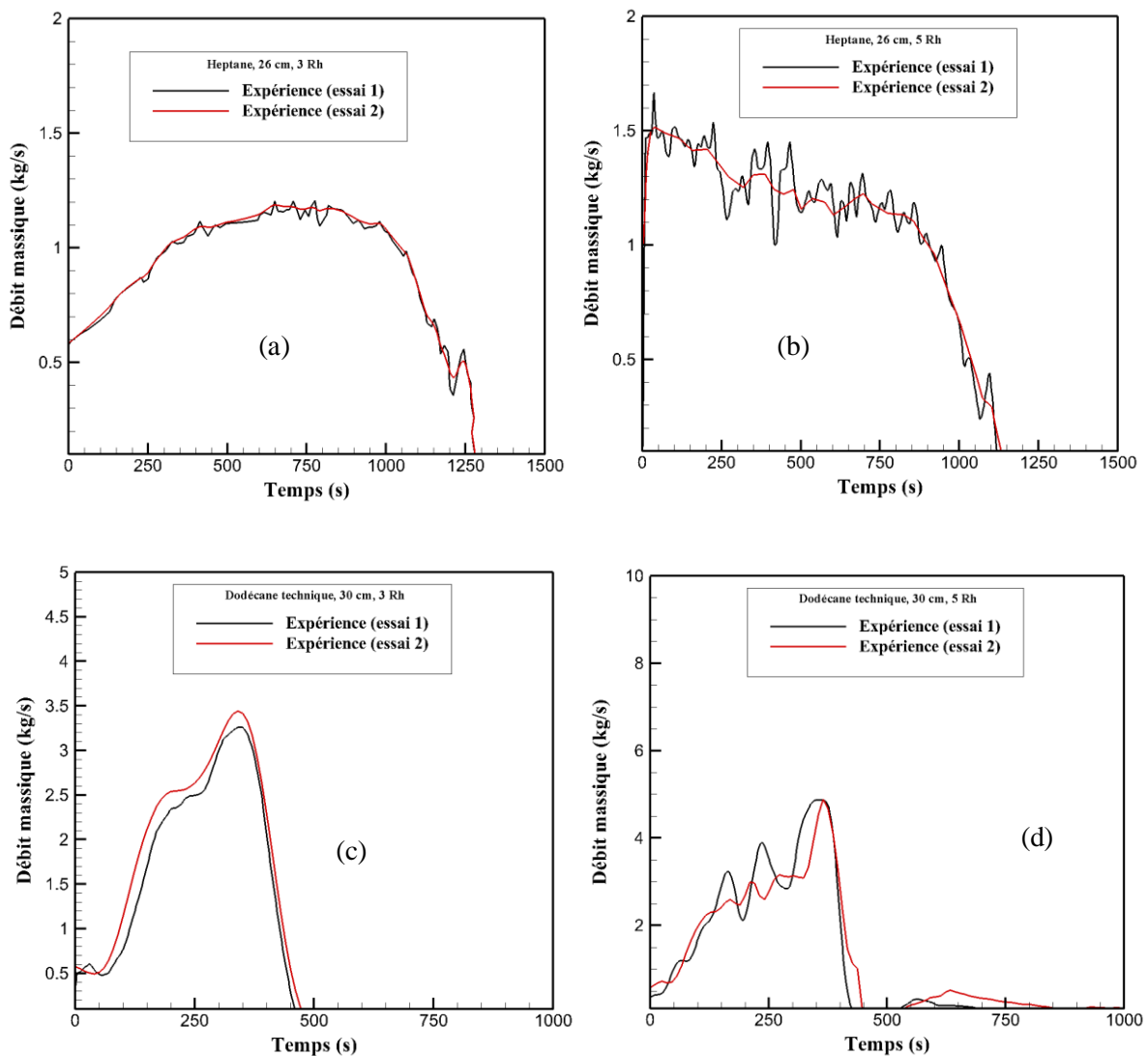


Figure 6.1 : Reproductibilité sur l'évolution de la puissance pour les feux d'heptane 26 cm (a,b) et les feux de dodécane 30 cm (c,d) à 3 et 5 Rh.

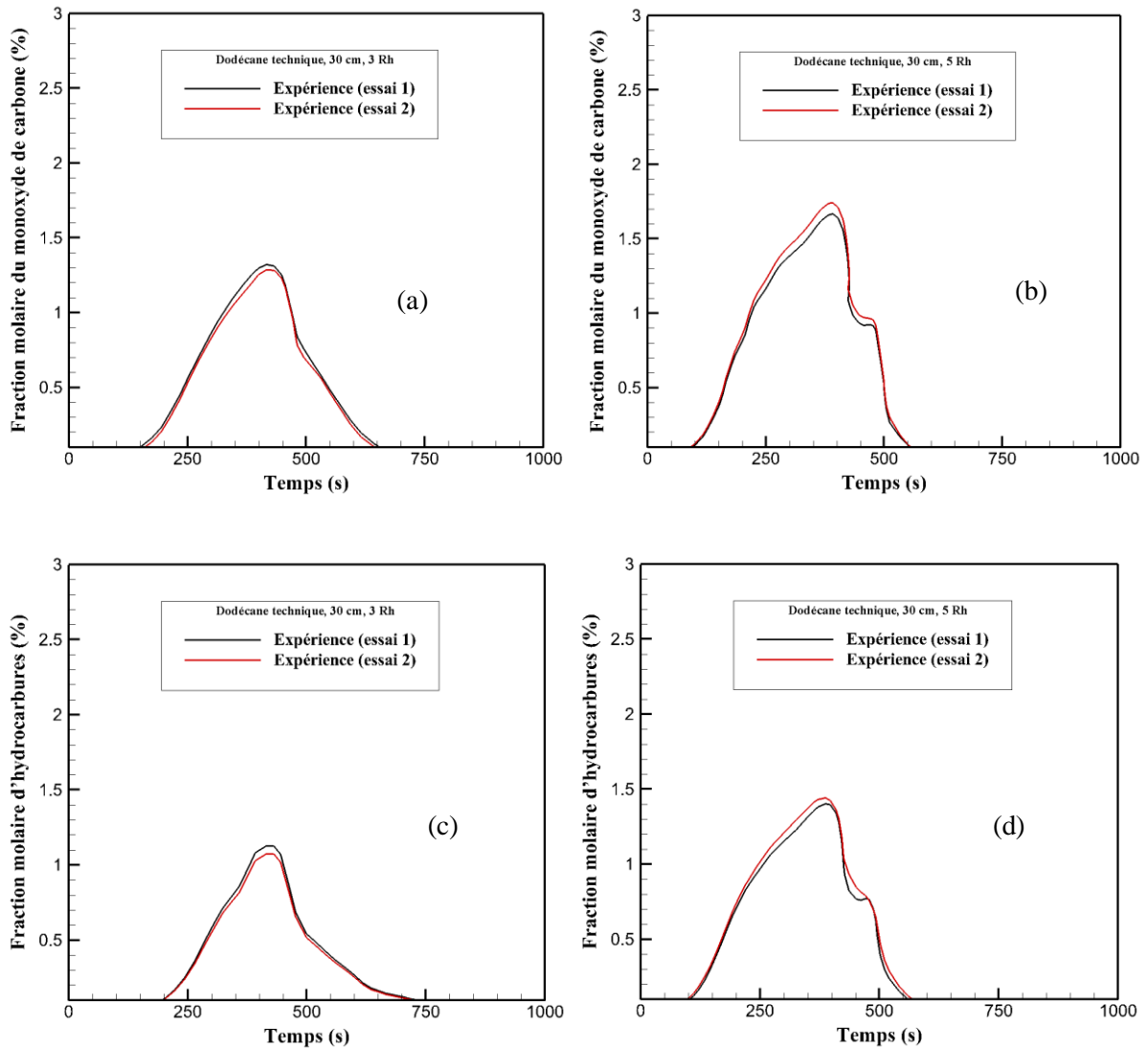


Figure 6.2 : Reproductibilité sur l'évolution de la fraction molaire du monoxyde de carbone (a,b) et des hydrocarbures (c,d) pour les feux de dodécane 30 cm à 3 et 5 Rh.

6.1.2 Feux à 3 renouvellements horaires

Dans cette partie, nous présenterons tous les résultats des essais qui ont été réalisés avec 3 renouvellements horaires. Dans le chapitre 2 et le chapitre 5, nous avons défini le degré de ventilation d'un feu en fonction de la richesse. Lorsque la richesse est inférieure à 0,5, on dit que le feu est bien ventilé, pour une richesse comprise entre 0,5 et 1, le feu est légèrement sous-ventilé et pour une richesse supérieure 1, le feu est sous-ventilé voire très sous-ventilé.

6.1.2.1 Feux bien ventilés

La figure 6.3 présente la comparaison entre l'expérience et la prédiction sur l'évolution de la puissance pour le feu d'heptane. On constate que la puissance prédite est identique à celle de l'expérience. Lorsque la richesse est inférieure à 0,5, FDS prédit correctement la puissance du feu, comme montré

sur la figure 6.3. Par ailleurs, en utilisant la puissance déduite de la consommation d'oxygène (Q_{mO_2}), on remarque que les allures des trois puissances sont similaires (cf. figure 6.4). La richesse représentée sur la figure 6.3 permet de justifier qu'il s'agit d'un feu bien ventilé.

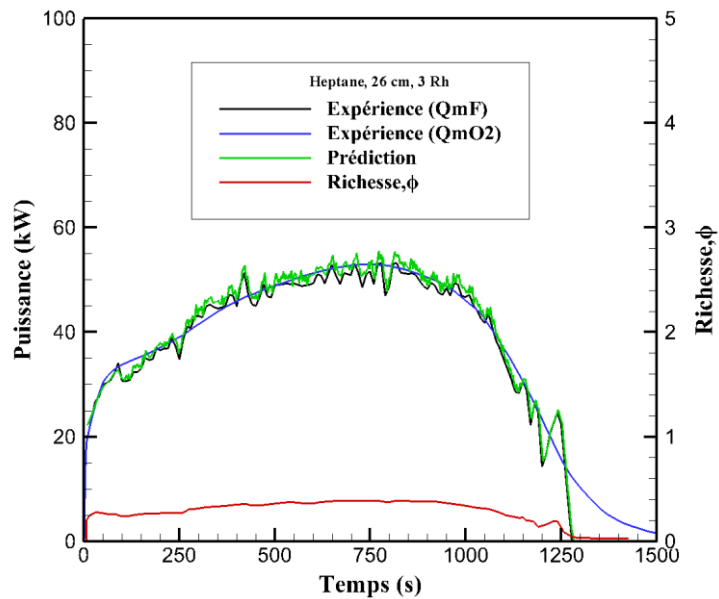


Figure 6.3 : Comparaison entre l'expérience et la prédiction sur l'évolution de la puissance.

Les figures 6.4 et 6.5 présentent les comparaisons entre l'expérience et la prédiction sur les évolutions des fractions molaires de l'oxygène et du dioxyde de carbone. Ces comparaisons sont effectuées pour des mesures réalisées au niveau de la gaine d'extraction (cf. figure 6.4) et également à proximité du foyer (cf. figure 6.5).

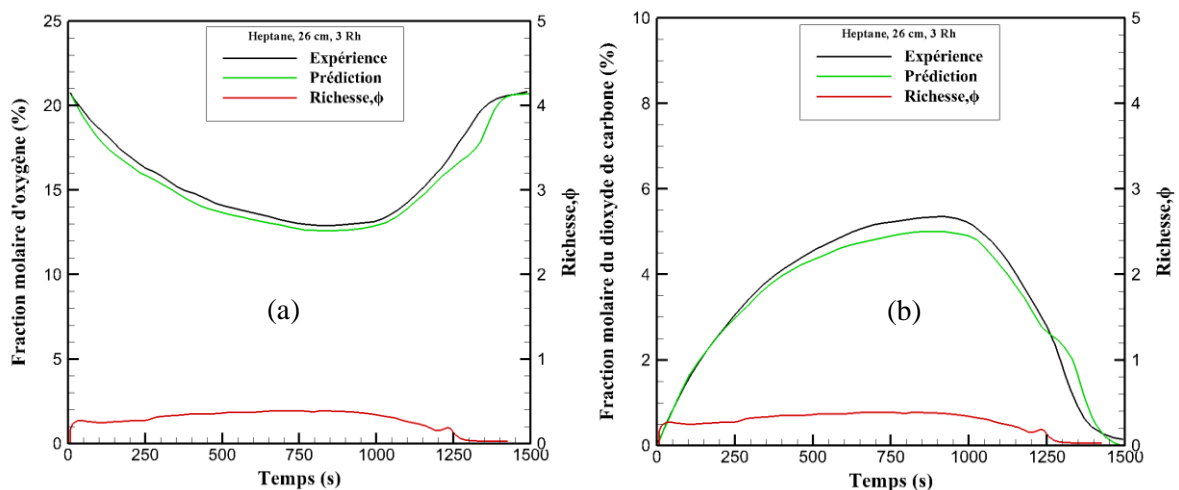


Figure 6.4 : Comparaison entre l'expérience et la prédiction sur l'évolution de la fraction molaire de l'oxygène (a) et du dioxyde de carbone (b) au niveau de la gaine d'extraction.

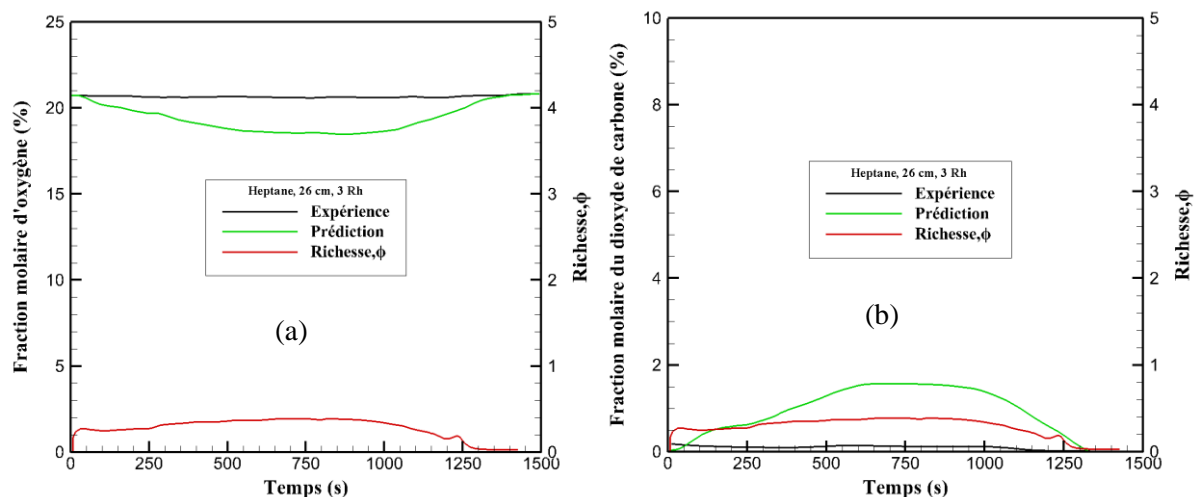


Figure 6.5 : Comparaison entre l'expérience et la prédiction sur l'évolution de la fraction molaire de l'oxygène (a) et du dioxyde de carbone (b) proche du foyer.

En utilisant les figures 6.4 et 6.5, on remarque que les profils entre l'expérience et la prédiction sont identiques pour les fractions molaires mesurées dans la gaine d'extraction. Cependant, on constate une divergence entre l'expérience et la prédiction sur les résultats issus des mesures proches du foyer. En effet, la figure 6.5(a) montre que la concentration expérimentale d'oxygène reste la même au cours du temps alors que celle déduite de la simulation numérique présente une décroissance. Le même constat est fait pour la fraction molaire du dioxyde de carbone (cf. figure 6.5(b)). En analysant les résultats de l'expérience, on observe qu'au cours de l'incendie il n'y avait pas de fumée au niveau du foyer, alors que les résultats issus de la prédiction montrent le contraire. Cela montre donc la limite du code sur le fait qu'il y a une extraction lente des fumées par rapport à la réalité. L'hypothèse d'une mauvaise extraction des fumées dans le code FDS a été faite dans le chapitre 5 et les résultats présentés sur les figures 6.4 et 6.5 permettent de la justifier. Le feu d'heptane 26 cm présente un bon exemple pour évaluer la limite du code FDS à extraire correctement la fumée parce qu'il s'agit d'un feu bien ventilé ($\phi < 0,5$). La combustion d'un feu bien ventilé est considérée comme complète et la modélisation numérique d'une combustion complète moins complexe que celle d'une combustion incomplète. Ainsi, en plus du modèle de combustion infiniment rapide et d'une diffusivité turbulente importante liée à la taille du maillage (5 cm), la mauvaise prédiction de la stratification des fumées dans FDS est également due à une mauvaise extraction des fumées par HVAC dans FDS. Par conséquent, l'accumulation importante de la fumée dans le local par rapport à l'expérience entraîne une surestimation de la température. Par la suite, s'agissant d'un feu bien ventilé, la quantité d'imbrûlé est négligeable.

6.1.2.2 Feux légèrement sous-ventilés

Un feu est dit légèrement sous-ventilé pour une richesse comprise entre 0,5 et 1. La figure 6.6 présente l'évolution de la puissance obtenue à partir de la perte de masse (Q_{mF}), de la consommation d'oxygène (Q_{mO_2}) et de la prédiction. En effet, on y retrouve la comparaison entre l'expérience et la prédiction sur le profil de la chaleur dégagée par un feu de dodécane technique réalisé avec un diamètre de 30 cm. On constate que la puissance déduite par la perte de masse est identique à celle obtenue par la consommation d'oxygène et par la prédiction jusqu'à une richesse égale à 0,9 ($t=300s$). Au-delà, On voit que la prédiction est similaire à l'expérience utilisant la consommation d'oxygène et une divergence avec l'expérience utilisant la perte de masse. En effet, comme mentionné dans le chapitre 5, la prédiction est identique à la puissance obtenue à partir de la consommation d'oxygène pour un feu légèrement sous-ventilé ou sous-ventilé. Ainsi, la divergence entre la prédiction et la puissance utilisant la perte de masse est justifiée par le fait qu'au-delà d'une richesse de 0,9, les gaz de pyrolyse ne brûlent pas entièrement. Cela permet de dire que l'estimation de la puissance à partir de la perte de masse est surestimée par rapport à la réalité lorsque la richesse est supérieure à 0,9. Cela permet également de dire que la puissance déterminée à l'aide de la simulation numérique est proche de la réalité.

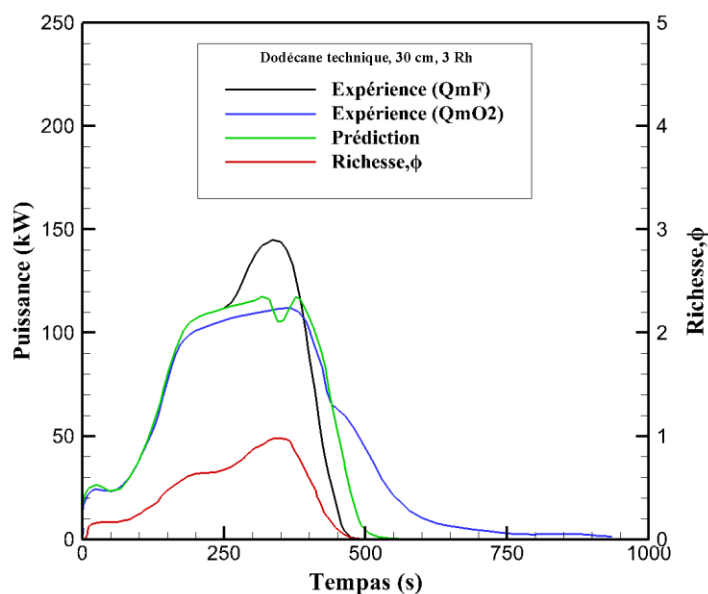


Figure 6.6 : Comparaison entre l'expérience et la prédiction sur l'évolution de la puissance.

De l'analyse de la figure 6.6, à l'aide de la richesse et de l'évolution de la puissance entre l'expérience et la prédiction, il y a une partie de la masse vaporisée qui brûle et l'autre qui reste pour constituer les gaz imbrûlés.

Au niveau des fractions molaires, la figure 6.7 présente les évolutions des fractions molaires de l'oxygène mesurées à différents points dans l'installation étudiée et une comparaison de ces dernières avec des résultats de la simulation numérique.

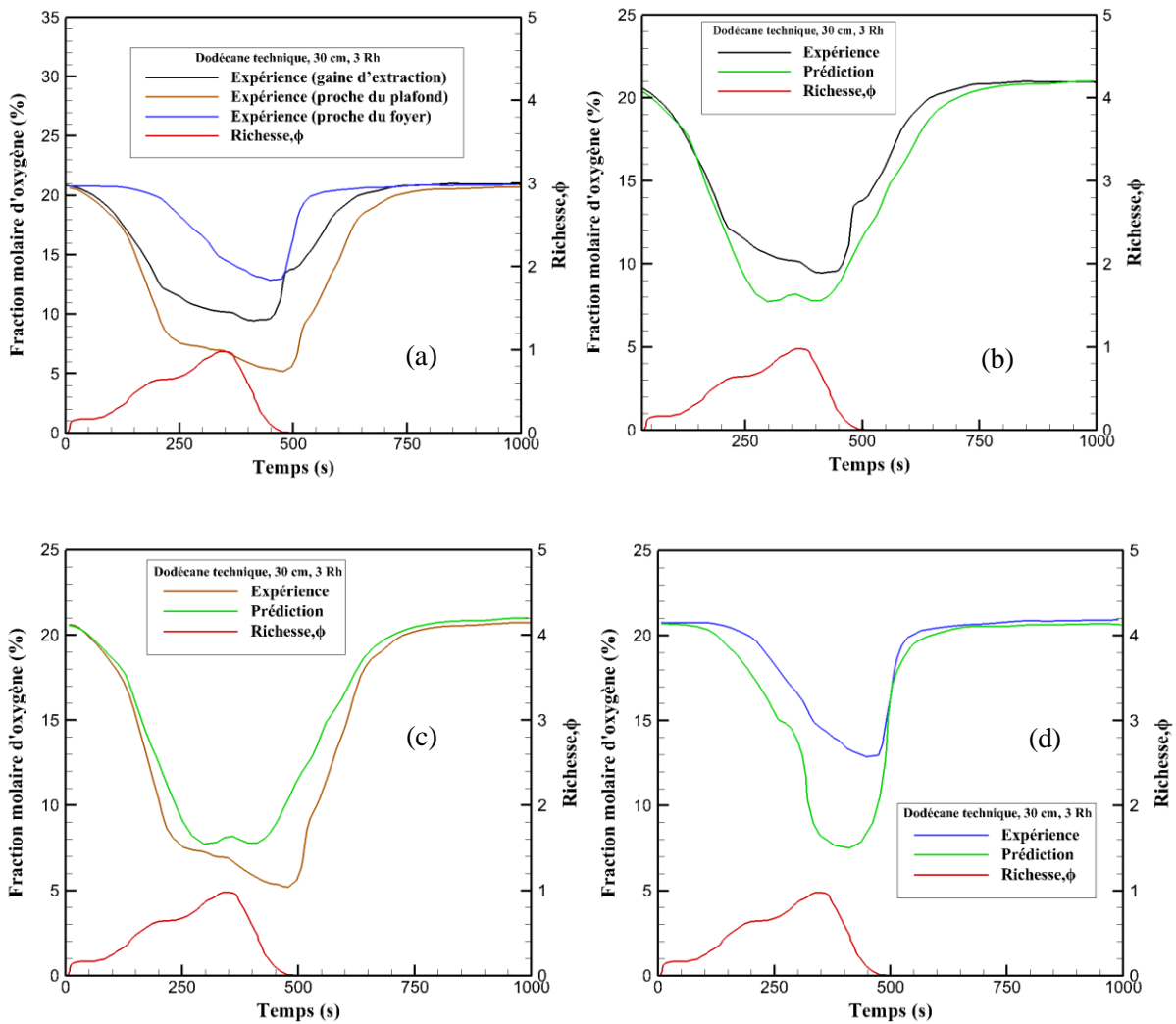


Figure 6.7 : Comparaison expérimentale entre les différents points de mesures (a) et comparaison entre l'expérience et la prédiction sur l'évolution de la fraction molaire de l'oxygène au niveau de la gaine d'extraction(b), dans le local proche du plafond (c) et proche du foyer(d).

La figure 6.7 (a) présente les évolutions expérimentales des fractions molaires à différents points de mesures dans l'installation. Ces points de mesures sont décrits dans le chapitre 3. On constate sur cette figure que la concentration d'oxygène mesurée proche du plafond est plus importante que celle mesurée dans la gaine d'extraction. On remarque également une évolution différente de la fraction molaire d'oxygène entre les mesures dans la gaine d'extraction et dans le local proche du plafond avec celles effectuées proche du foyer. Ces comparaisons montrent que la stratification de la fumée vers le bas se fait progressivement en fonction du temps et que la composition de la fumée n'est pas la même entre ces points de mesures en tout temps. En analysant également la concentration de l'oxygène lorsque la richesse atteint sa valeur maximale ($\phi=0,95$), on constate que la concentration d'oxygène proche du foyer (13%) est plus grande que celle mesurée dans la gaine (10%) et dans le local proche du plafond (5%). Ainsi, avec une concentration d'oxygène proche du foyer égale à 13%, la quantité de

fumée n'est pas suffisamment importante pour étouffer le feu afin que ce dernier se déplace vers une zone plus oxygénée. En venant maintenant sur la comparaison entre l'expérience et la prédiction, on remarque sur les figures 6.7(b) et 6.7(c) que la fraction molaire d'oxygène prédite est sous-estimée lorsqu'on est dans la gaine d'extraction et celle-ci est surestimée lorsqu'on est dans le local en partie haute. On remarque néanmoins que le profil de la prédiction suit la tendance de l'expérience.

Proche du foyer, on remarque une différence entre la prédiction et l'expérience sur l'évolution de la fraction molaire d'oxygène (cf. figure 6.7(d)). En effet sur la figure 6.7(d), on constate que la concentration en oxygène issue de la simulation numérique est sous-estimée par rapport à l'expérience. Cela montre qu'il y a une quantité de fumée au niveau du foyer plus importante que la réalité, ce qui permet de dire que la simulation numérique ne reproduit pas correctement l'extraction des fumées au niveau du réseau de ventilation. En revenant sur la figures 6.7(a), on remarque que la concentration de l'oxygène présente une forte stratification entre celle mesurée dans la fumée à l'intérieur du local proche du plafond et celle mesurée dans la gaine d'extraction. Cependant, dans le code FDS la concentration de l'oxygène prédit dans la fumée proche du plafond est identique à celle prédite dans la gaine d'extraction. Cela peut s'expliquer par le modèle de combustion infiniment rapide qui est utilisé dans cette étude. On pourrait également s'intéresser au fait que pour la simulation numérique, la répartition des fuites est localisée sur une zone alors que dans la réalité les fuites sont présentes au niveau des jonctions des conduits et de l'ensemble des parois du local. Ainsi, la dilution de la fumée par l'apport d'oxygène provenant des fuites n'est pas parfaitement reproduite dans le code de calcul.

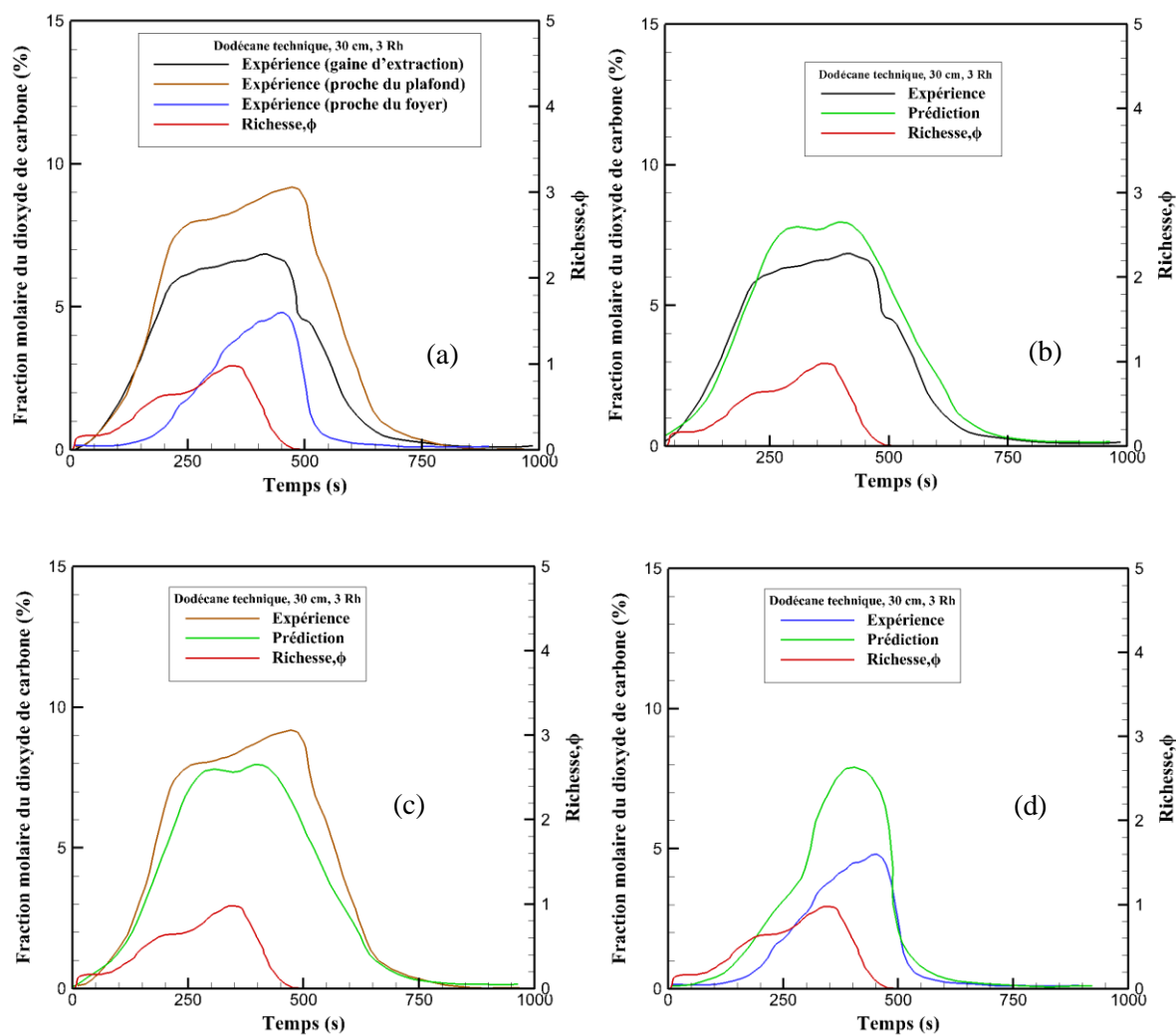


Figure 6.8 : Comparaison expérimentale entre les différents points de mesures (a) et comparaison entre l'expérience et la prédiction sur l'évolution de la fraction molaire du dioxyde de carbone au niveau de la gaine d'extraction(b), dans le local proche du plafond (c) et proche du foyer(d).

La figure 6.8 permet de faire également les mêmes observations que pour les figures 6.7, justifiant la prédiction qui suit la tendance de l'expérience. On remarque pour l'ensemble des figures que les évolutions sont identiques pour une richesse inférieure à 0,9 ($t = 200$ s) caractéristique d'un feu légèrement sous- ventilé ou bien ventilé si la richesse est inférieure à 0,5. Au-delà, on note une légère divergence entre la prédiction et l'expérience. Par ailleurs, concernant les résultats expérimentaux, on remarque également que le dioxyde de carbone mesuré dans le local proche du plafond (cf. figure 6.8(a)) (9%) est supérieur à celui mesuré dans la gaine d'extraction (6%). Cette différence peut découler d'une dilution de celui-ci au niveau du conduit d'extraction par l'apport d'air provenant des fuites. Au niveau du foyer on constate également que le niveau de dioxyde de carbone atteint une valeur de 5%. Par la suite, le fait que FDS fournisse une concentration équivalente du dioxyde de carbone entre la fumée dans le local proche du plafond et celle dans la gaine met en évidence les

limites de répartition de fuites. Au niveau de la fumée proche du foyer, le dioxyde de carbone prédit est plus important que l'expérience (cf. figure 6.8(d)). Cette surestimation résulte de la mauvaise extraction des fumées par FDS et du modèle de combustion.

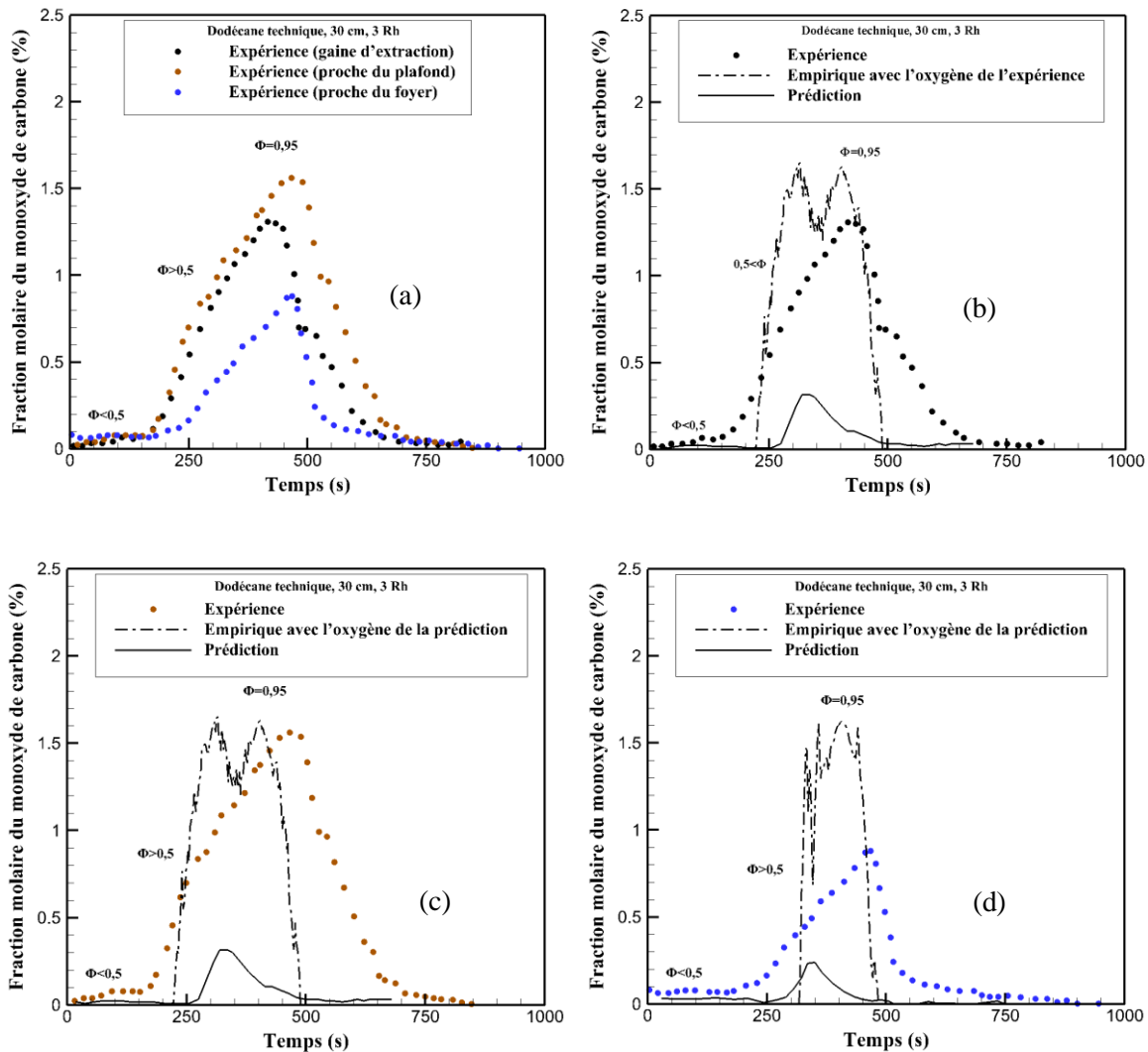


Figure 6.9 : Comparaison expérimentale entre les différents points de mesures (a) et comparaison entre l'expérience et la prédiction sur l'évolution de la fraction molaire du monoxyde de carbone au niveau de la gaine d'extraction (b), dans le local proche du plafond (c) et proche du foyer(d).

Le feu de dodécane technique 30 cm est considéré comme un feu légèrement sous-ventilé car sa richesse est comprise entre 0,5 et 1. Celui-ci conduit à la présence de gaz imbrûlés comme le monoxyde de carbone, l'hydrogène et les hydrocarbures totaux dans le mélange constituant la fumée. La figure 6.9 présente les évolutions de monoxyde de carbone prélevé dans les mêmes points de mesures que ceux utilisés précédemment. On fait également les mêmes constats sur les différences de concentration entre la mesure faite dans le local en partie haute et celle à l'intérieur de la gaine d'extraction. On remarque néanmoins une importante sous-estimation de la prédiction par rapport à

l'expérience (cf. figures 6.9 (b), 6.9(c) et 6.9(c)). En rappel de ce qui a été observé dans le chapitre 5, lorsqu'un feu est légèrement sous-ventilé, FDS n'arrive pas à évaluer de manière quantitative la concentration du monoxyde de carbone et des autres imbrûlés. Dans ce genre de situation, on utilise la loi empirique de Lassus (2009,2016) en utilisant la fraction molaire de l'oxygène prédit. En général les espèces majoritaires comme l'oxygène et le dioxyde de carbone sont le plus souvent bien prédits, peu importe le régime de ventilation. On constate quand même que l'évolution du monoxyde de carbone en fonction de la richesse suit la tendance observée dans le chapitre 5 et dans la littérature. En effet, sur la figure 6.9(a), on remarque que la production du monoxyde de carbone débute lorsque la richesse est supérieure à 0,5 ($t=200$ s) et augmente avec celle-ci.

La loi empirique développée par Lassus a été établie à partir de l'analyse de l'évolution de la fraction molaire du monoxyde carbone en fonction de celle de l'oxygène. En effet, elle a identifié trois parties distinctes de cette évolution. Ces parties se séparent par des valeurs critiques de concentrations d'oxygène. Dans le cas du dodécane, tant que la concentration d'oxygène est supérieure à la CMO=11,1 %, celle du monoxyde de carbone reste quasiment nulle. Lorsque cette dernière est inférieure à 11,1%, la production du monoxyde de carbone commence et celle-ci augmente pour atteindre une valeur critique pour une concentration d'oxygène inférieure à 6.25%. Sur les figures 6.10(a) et 6.10(b), on remarque que l'évolution du monoxyde de carbone obtenue expérimentalement respecte cette théorie, cependant celle déduite par la simulation présente un écart au niveau de son évolution. On remarque que la production du monoxyde de carbone prédite débute lorsque la concentration d'oxygène est inférieure à 10 %. Cette différence repose sur la sous-estimation de la prédiction par rapport à l'expérience, ceci étant dû au fait que FDS ne peut pas reproduire correctement les concentrations d'imbrûlés lorsque le feu est légèrement sous-ventilé. En venant maintenant sur les hydrocarbures (cf. figure 6.10(c)), on remarque également que la production d'hydrocarbures imbrûlés débute lorsque la richesse est supérieure à 0,5. On constate néanmoins que la quantité produite (1,1%) est légèrement inférieure à la quantité du monoxyde de carbone (1,35%). Au niveau de l'évolution des hydrocarbures en fonction de l'oxygène (cf. figure 6.10(d)), la tendance également similaire à celle du monoxyde de carbone, on peut donc dire que la loi de Lassus s'applique également sur la production des hydrocarbures. Sur les figures 6.10(e) et 6.10(f), on remarque également que les évolutions d'hydrogène par rapport à celles des hydrocarbures et du monoxyde de carbone sont les mêmes en fonction de la richesse et de l'oxygène.

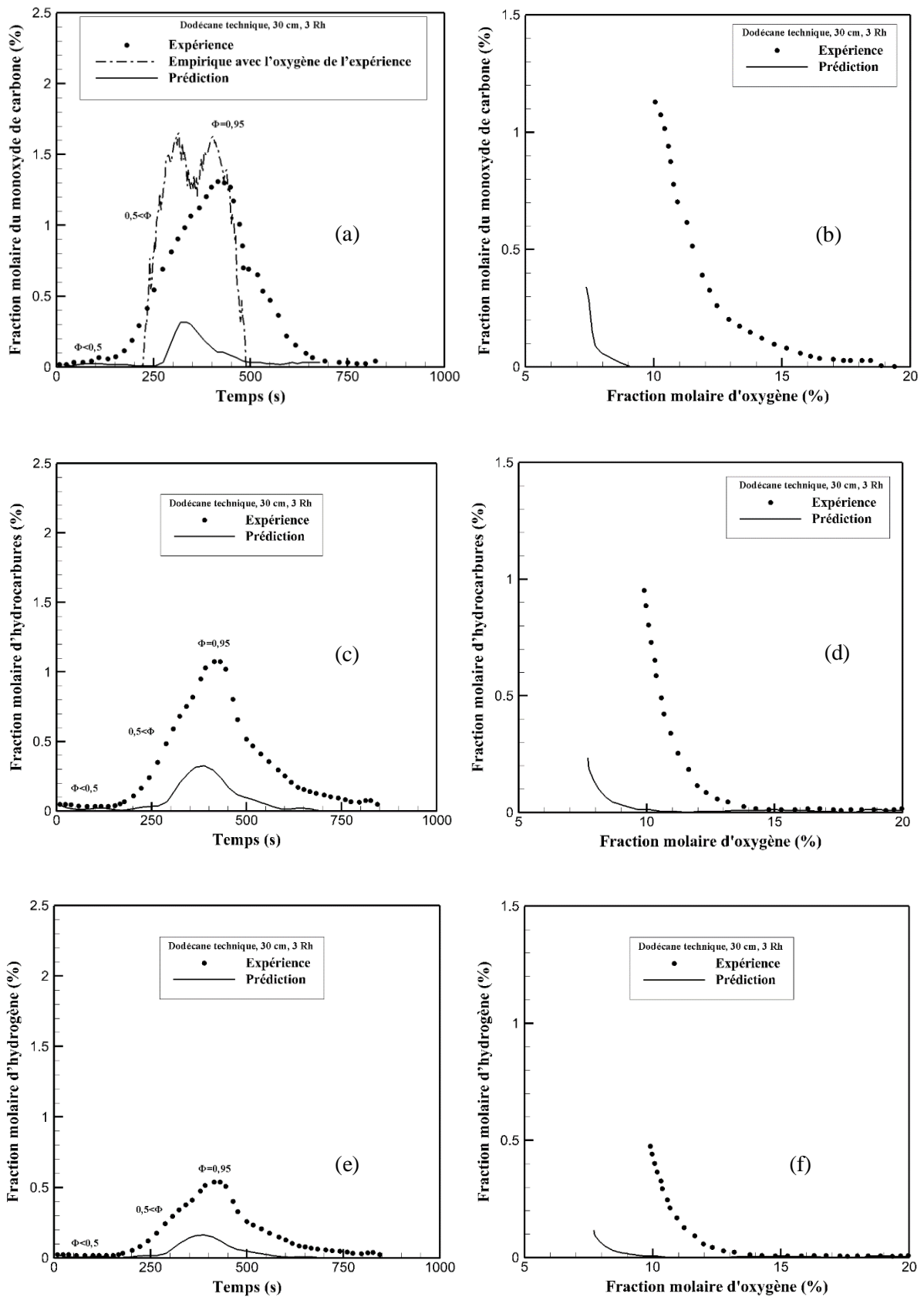


Figure 6.10 : Evolution de la fraction molaire des gaz imbrûlés en fonction du temps d'une part et en fonction de l'oxygène d'autre part, pour le monoxyde de carbone (a,b), les hydrocarbures (c,d) et l'hydrogène (e,f).

6.1.2.3 Feux sous-ventilés

La figure 6.11 présente la comparaison entre l'expérience et la prédiction sur l'évolution de la puissance du feu de dodécane pur réalisé avec une cuve de 40 cm de diamètre. On remarque pour une richesse inférieure à 0,9, l'évolution de la chaleur dégagée est identique entre la puissance obtenue à partir de la perte de masse (Q_{mF}), de la consommation d'oxygène (Q_{mO_2}) et de la prédiction. Au-delà de cette valeur, on constate que la puissance prédite est sous-estimée par rapport à celle déduite de la perte de masse. Néanmoins la puissance prédite est identique à celle obtenue à l'aide de la consommation d'oxygène expérimentale. Cette observation est similaire à celle faite pour le feu de dodécane technique 30 cm légèrement sous-ventilé (cf. figure 6.6).

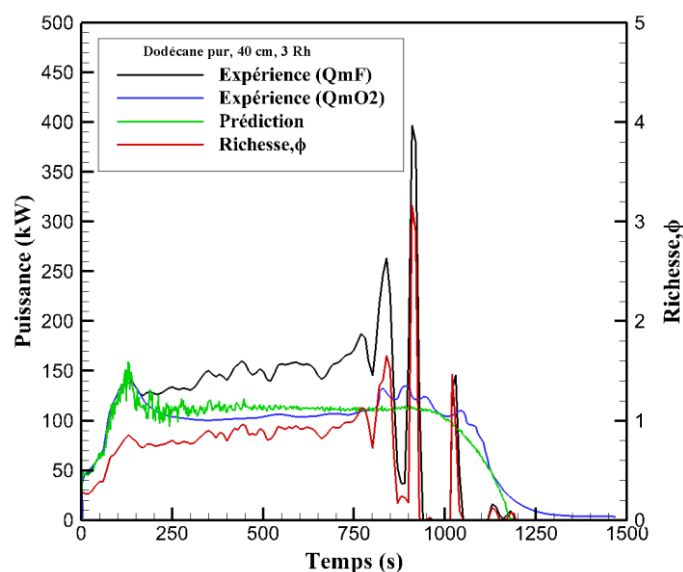


Figure 6.11 : Comparaison entre l'expérience et la prédiction sur l'évolution de la puissance.

Au niveau de la comparaison expérimentale des mesures faites dans la gaine d'extraction et celles réalisées proche du foyer, la figure 6.12(a) présente l'évolution des fractions molaires d'oxygène. On remarque sur cette figure que la concentration d'oxygène obtenue par ces deux points de mesures sont équivalentes lorsque la richesse est supérieure à 1 ($t=850$ s). En d'autres termes, les concentrations des différentes espèces mesurées au niveau de la gaine sont équivalentes à celles mesurées proche du foyer lorsque le feu est considéré comme sous-ventilé.

La prédiction et l'expérience sur les évolutions des fractions molaires de l'oxygène montrent une similarité au niveau des mesures effectuées dans la gaine d'extraction (cf. figure 6.12(b)). Sur cette figure, on constate également que lorsque la richesse est inférieure à 0,9 les évolutions entre la prédiction et l'expérience sont identiques, alors que pour une richesse supérieure à 0,9, on observe un léger décalage entre la prédiction et l'expérience tout en ayant la même tendance. Cette analyse montre encore que FDS est capable de reproduire la concentration de l'oxygène pour un feu sous

ventilé. Au niveau des mesures faites proche du foyer, la figure 6.12(c) met en évidence une importante différence entre l'expérience et la prédiction. En analysant cette figure, on remarque que, dès les premiers instants du feu, la fumée issue de la simulation numérique se trouve au niveau de la surface du foyer, alors que les mesures expérimentales montrent une évolution progressive de la fumée. En effet, à l'aide de la courbe expérimentale, on remarque que la quantité de fumée est importante proche du feu lorsque la richesse est supérieure à 1 ($t = 850$ s). Cependant, par rapport aux résultats numériques, la fumée se trouve au niveau du foyer pour une richesse inférieure à 1 ($t = 200$ s). Cela permet de dire que la stratification de la fumée dans FDS n'est pas représentative de la réalité en se basant sur le fait que la fumée n'est pas extraite normalement et le modèle de combustion utilisé soit infiniment rapide.

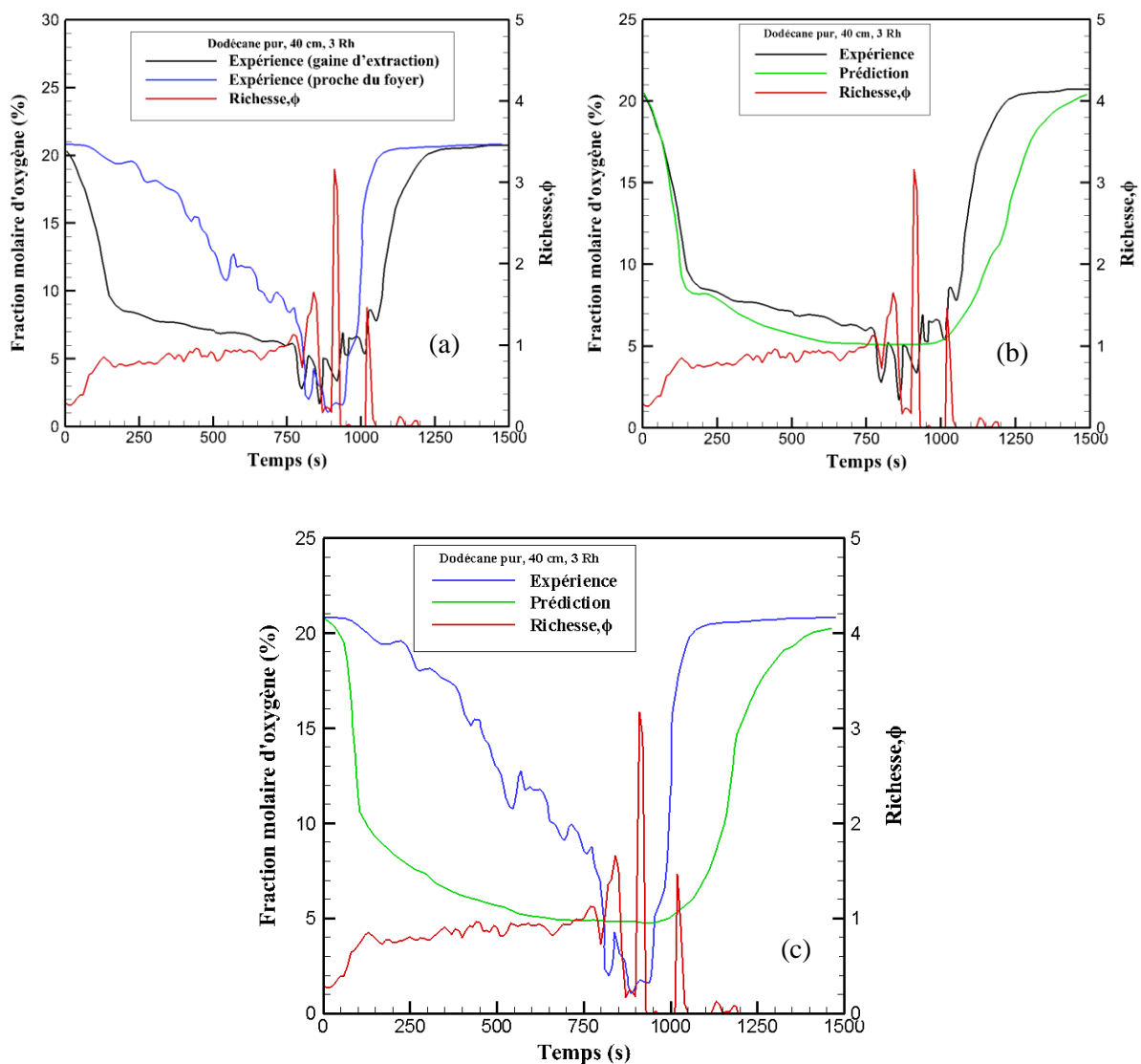


Figure 6.12 : Comparaison expérimentale entre les différents points de mesures (a) et comparaison entre l'expérience et la prédiction sur l'évolution de la fraction molaire de l'oxygène au niveau de la gaine d'extraction (b) et dans le local proche du foyer(c).

En s'intéressant maintenant sur l'autre espèce majoritaire, la figure 6.13 présente les évolutions la fraction molaire du dioxyde de carbone au niveau de la gaine d'extraction et proche du foyer. On constate sur la figure 6.13 (a) que la concentration du dioxyde de carbone mesurée dans la fumée dans la local proche du foyer est la même que celle mesurée dans la gaine d'extraction lorsque la richesse est supérieure à 1 ($t=850$ s). Il s'agit de la même observation faite dans le cas de la fraction molaire d'oxygène. Au niveau maintenant des comparaisons entre la prédiction et l'expérience, les figures 6.13(b) et 6.13(c) nous permettent également de faire les mêmes observations que lors des comparaisons faites sur les évolutions de l'oxygène. En effet, sur les figures 6.13 (b), on remarque un profil identique entre la prédiction et l'expérience lorsque la richesse est inférieure à 0,9 ($t=200$ s) et une petite divergence pour une richesse supérieure à 1 ($t=850$ s). Au niveau de la fraction molaire du dioxyde de carbone mesurée proche du foyer (cf. figure 6.13(c)), on constate une prédiction du dioxyde de carbone plus importante que l'expérience justifiant encore les limites du mélange par la turbulence, du modèle de combustion et de l'extraction de la fumée dans FDS.

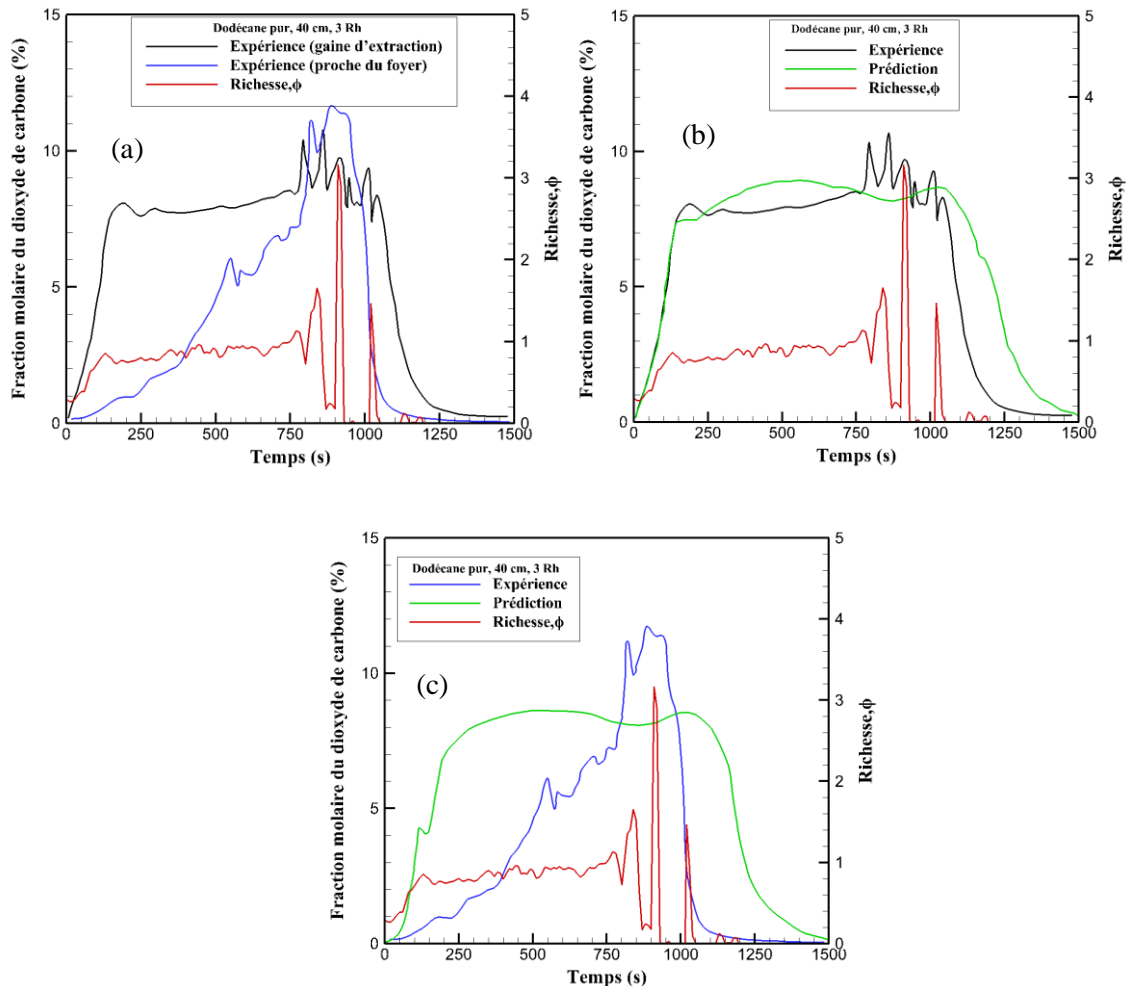


Figure 6.13 : Comparaison expérimentale entre les différents points de mesures (a) et comparaison entre l'expérience et la prédiction sur l'évolution de la fraction molaire du dioxyde de carbone au niveau de la gaine d'extraction (b) et dans le local proche du foyer(c).

Au niveau des espèces minoritaires représentant les gaz imbrûlés, la figure 6.14(a) présente la comparaison entre la fraction molaire du monoxyde de carbone mesurée dans la gaine avec celle mesurée proche du foyer. On constate également sur cette figure que la concentration de la fumée mesurée au niveau du foyer devient égale à celle mesurée dans la gaine d'extraction lorsque la richesse est supérieure à 1.

Les figures 6.14(b) et 6.14(c) présentent les comparaisons entre l'expérience et la prédiction sur les évolutions du monoxyde de carbone. On remarque sur les figures 6.14(b) et 6.14(c) que les allures entre l'expérience et la prédiction sont similaires pour les mesures faites dans la gaine et proche du foyer. On remarque néanmoins une sous-estimation de la part de la prédiction par rapport à l'expérience. Cette divergence entre la prédiction et l'expérience résulte de la difficulté de FDS à pouvoir prédire les fractions molaires des espèces minoritaires. On constate néanmoins une tendance similaire en fonction de la richesse. En effet, les deux évolutions atteignent une valeur maximale lorsque la richesse atteint sa valeur maximale ($\phi=1,6$) hormis le pic pour la richesse à plus de 3.

En revenant sur les figures 6.14(b) et 6.14(c), on remarque que la prédiction par FDS de la fraction molaire du monoxyde de carbone est améliorée par rapport à celle déduite de loi empirique à partir de la concentration de l'oxygène issue de FDS. Cela vient encore étayer le fait que FDS prédit assez bien les niveaux de gaz imbrulés lorsqu'il s'agit d'un feu sous-ventilé voire très sous-ventilé lorsque la richesse est supérieure à 1,5.

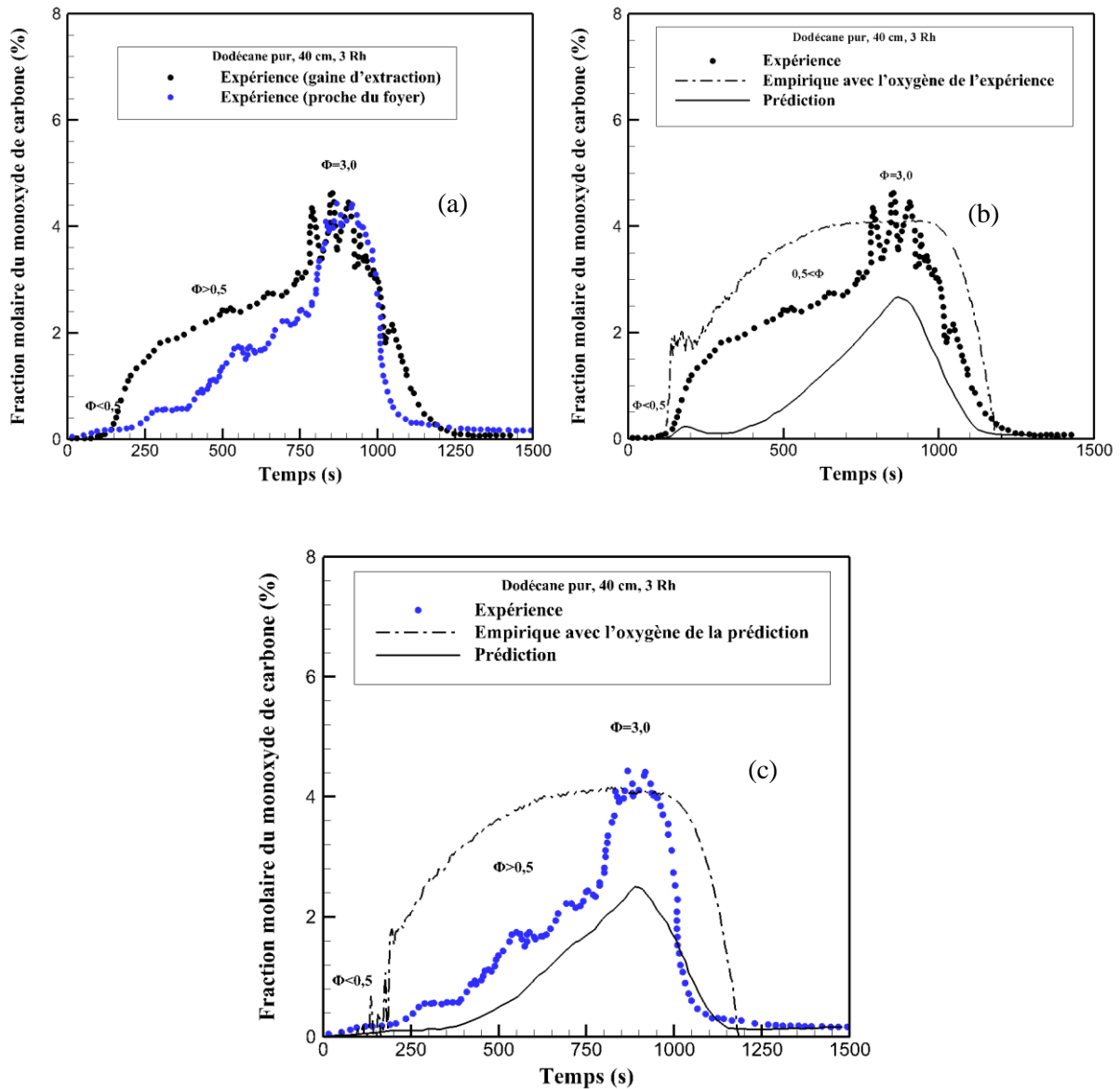


Figure 6.14 : Comparaison expérimentale entre les différents points de mesures (a) et comparaison entre l'expérience et la prédiction sur l'évolution de la fraction molaire du monoxyde de carbone au niveau de la gaine d'extraction (b) et dans le local proche du foyer(c) en fonction de la richesse.

On retrouve l'ensemble des évolutions des fractions molaires des gaz imbrûlés sur la figure 6.15. Au niveau des autres espèces minoritaires comme les hydrocarbures et l'hydrogène, les figures 6.15(c) et 6.15(e) présentent la comparaison entre l'expérience et la prédiction sur l'évolution des fractions molaires de ces derniers. On remarque que la prédiction est sous-estimée par rapport à l'expérience. Cependant la tendance en fonction de la richesse reste la même entre les deux moyens de comparaison. En effet, on constate que le profil déduit de la prédiction est similaire à celui déduit de l'expérience dans le cas des hydrocarbures et de l'hydrogène.

Au niveau des évolutions des gaz imbrûlés en fonction de la concentration d'oxygène, les figures 6.15(b), 6.15(d) et 6.15(f) présentent les comparaisons entre l'expérience et la prédiction sur les évolutions des fractions molaires des gaz imbrûlés en fonction de l'oxygène. On remarque que les allures sont similaires à celles obtenues au cours des travaux de Lassus (2016). En effet, en analysant la figure 6.15(b), on observe trois zones d'évolution du monoxyde de carbone en fonction de l'oxygène. Il s'agit des trois zones observées au cours des mesures des espèces effectuées dans le cadre des travaux de Lassus (2009). Celles-ci ont permis à la mise en place de la loi empirique utilisant la fraction molaire d'oxygène afin de déduire celle du monoxyde de carbone. Dans le cas de cette étude, on constate que la quantité du monoxyde est plus importante (5%) que celle mesurée dans le cadre des travaux de Lassus (2009) (1,6%). Cette différence est justifiée par la différence de confinement entre les deux études. Cela permet également de mettre en évidence l'influence de confinement d'une enceinte sur la production des gaz imbrûlés qui sera présenté plus tard dans ce chapitre. On remarque également que dans cette étude le niveau d'oxygène atteint une valeur minimale de 1% alors que dans le cas de l'essai de Lassus (2009) la valeur minimale est de 6%. Ainsi pour un même combustible, on peut avoir des productions des espèces différentes par rapport aux conditions initiales de l'installation.

Au niveau des hydrocarbures et de l'hydrogène (cf. figures (d,e)), les évolutions expérimentales montrent également la présence de trois zones d'évolution de ces espèces. Ces zones sont identiques à celles présentées sur l'évolution du monoxyde de carbone. En revenant sur la prédiction d'espèces minoritaires en fonction de l'oxygène, on constate encore un décalage par rapport à l'expérience, cela est dû à la mauvaise prédiction des espèces minoritaires par FDS. Les résultats numériques montrent que la production des gaz imbrûlés débute lorsque la concentration d'oxygène est inférieure à 7% et que celle-ci augmente lorsque la concentration est égale à 5%.

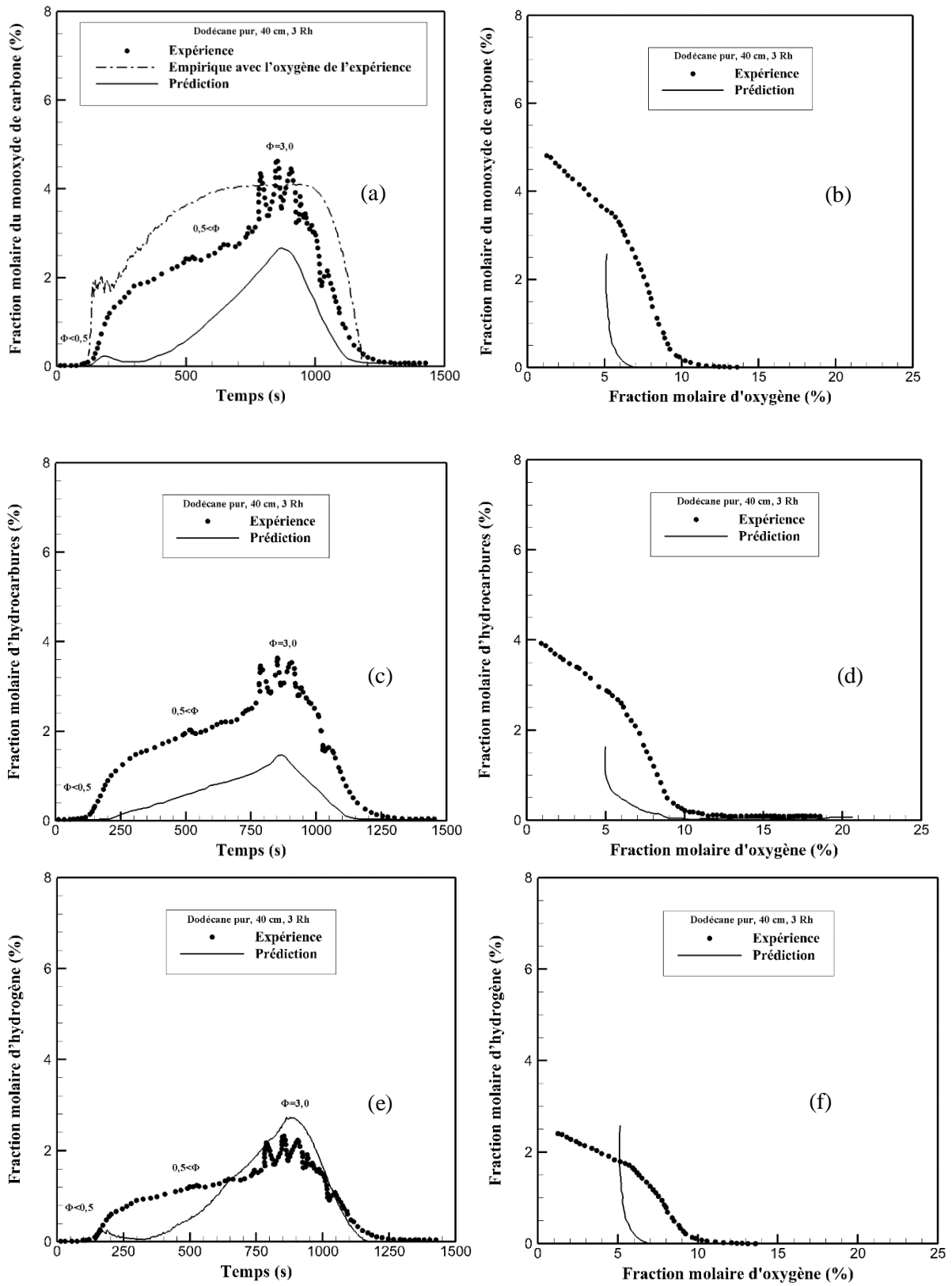


Figure 6.15 : Evolution de la fraction molaire des gaz imbrûlés en fonction du temps d'une part et en fonction de l'oxygène d'autre part, pour le monoxyde de carbone (a,b), les hydrocarbures (c,d) et l'hydrogène (e-f).

6.1.3 Feux à 5 renouvellements horaires

Dans cette partie, nous allons présenter les résultats obtenus sur des essais à 5 renouvellements horaires.

6.1.3.1 Feux bien ventilés

Le feu d'heptane 26 cm a été réalisé en effectuant des mesures au niveau de la gaine et au niveau du local en partie haute. L'objectif de cette partie est de justifier que les concentrations des espèces mesurées dans le local proche du plafond sont supérieures à celles mesurées dans la gaine d'extraction même pour un feu à 5 Rh. En effet, cette observation a été faite pour les feux à 3 Rh. Par la suite, nous comparerons ces résultats à des résultats numériques.

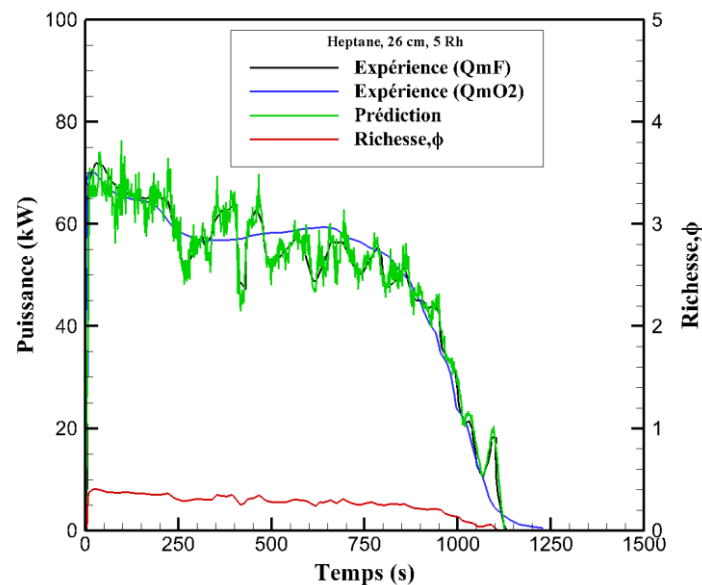


Figure 6.16 : Comparaison entre l'expérience et la prédiction sur l'évolution de la puissance.

La figure 6.16 présente la comparaison entre l'expérience et la prédiction sur l'évolution de la puissance pour le feu d'heptane réalisé avec une cuve de 26 cm. On constate une similarité entre les trois façons de calculer la puissance : celle calculée à l'aide de la perte de masse (QmF), celle obtenue à partir de la consommation d'oxygène (QmO_2) et celle déduite de la simulation numérique. On remarque que pour une richesse inférieure à 0,5, correspondant à un feu bien ventilé, le code FDS arrive correctement à prédire une grandeur physique comme la puissance du feu.

Les figures 6.17(a) et 6.17(b) présentent les comparaisons entre l'expérience et la prédiction sur les évolutions des fractions molaires d'oxygène et du dioxyde de carbone au niveau de la gaine d'extraction. On remarque sur ces figures que la prédiction reproduit la tendance de l'expérience. Cependant sur les figures 6.18(a) et 6.18(b), on constate que la prédiction est surestimée au niveau de l'oxygène et sous-estimée au niveau du dioxyde de carbone lorsque les comparaisons se font dans le

local proche du plafond. Cela met en évidence le fait que FDS suppose que la concentration des espèces dans la fumée proche du plafond et celle mesurée dans la gaine sont identiques. Cependant en s'appuyant sur les données expérimentales, on remarque que la concentration d'oxygène mesurée dans la fumée proche du plafond est plus petite que celle mesurée dans la gaine d'extraction (cf. figure 6.19(a)). Et que la concentration de dioxyde de carbone mesurée dans la fumée proche du plafond est plus grande que celle mesurée dans la gaine d'extraction (cf. figure 6.19(b)). Comme mentionné pour les feux à 3 Rh, cette différence peut s'expliquer par le fait que durant le transport de la fumée du local vers la gaine d'extraction, cette dernière se dilue avec l'amené d'oxygène provenant des fuites au niveau de la jonction du conduit de ventilation et des parois du local. Cette dilution entraîne une augmentation de la concentration d'oxygène et une diminution de la concentration du dioxyde de carbone. Dans la simulation numérique, en assignant les fuites sur une zone dans le local, la dilution de la fumée provenant du local vers la gaine d'extraction n'est pas prise en compte.

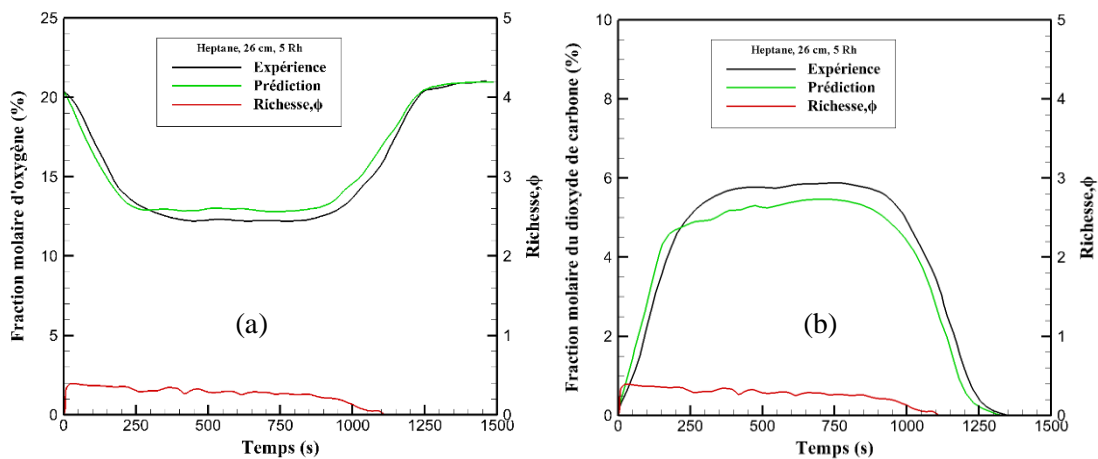


Figure 6.17 : Comparaison entre l'expérience et la prédiction sur l'évolution de la fraction molaire de l'oxygène (a) et du dioxyde de carbone (b) au niveau de la gaine d'extraction.

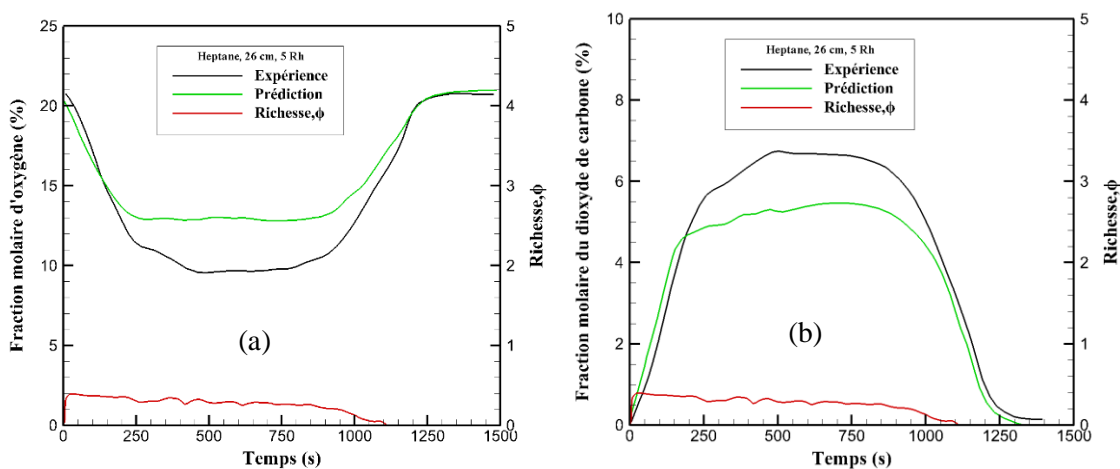


Figure 6.18 : Comparaison entre l'expérience et la prédiction sur l'évolution de la fraction molaire de l'oxygène (a) et du dioxyde de carbone (b) au niveau du local proche du plafond.

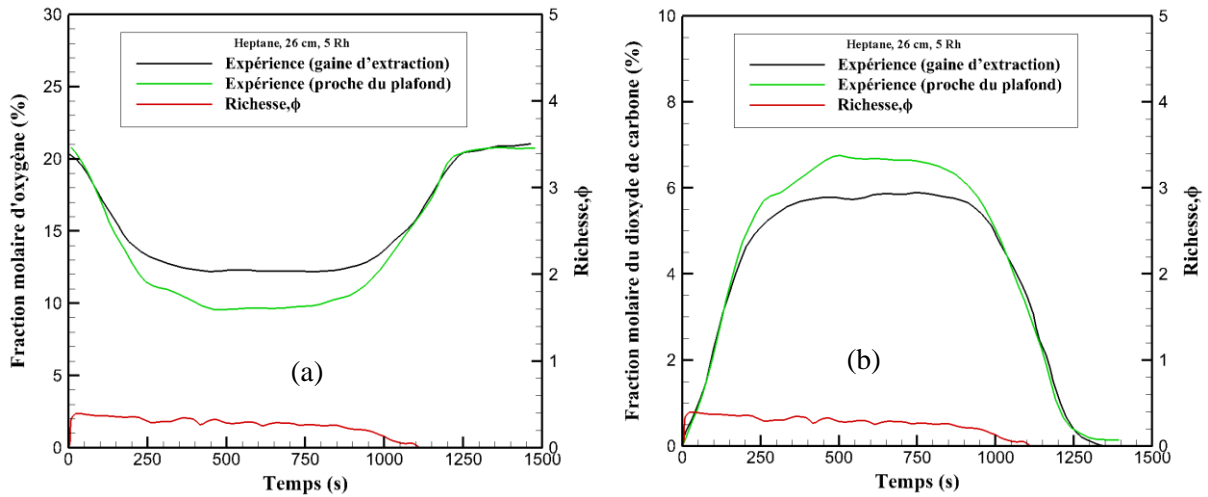


Figure 6.19 : Comparaison entre les mesures réalisées dans le local proche du plafond et dans la gaine d'extraction sur les évolutions de la fraction molaire de l'oxygène (a) et du dioxyde de carbone(b).

6.1.3.2 Feux sous ventilés

Le feu de dodécane technique 30 cm à 3 Rh présenté dans la partie précédente est considéré comme feu légèrement sous-ventilé avec une variation de la richesse entre 0,5 et 1. Pour le même combustible réalisé avec une cuve de 30 cm, cependant avec 5 Rh, on remarque à l'aide de la figure 6.20 que la richesse de feu varie entre 0,5 et 1,2. Avec une richesse supérieure à 1, ce feu est considéré comme sous-ventilé. En effet, en ventilant plus au niveau de l'admission, le feu produit plus de chaleur, ce qui conduit à un débit de pyrolyse plus important avec une richesse supérieure à 1. Cette observation a été faite dans le cas des feux d'heptane 30 cm 5 Rh et dodécane 40 cm 5 Rh présentés dans le chapitre 5.

En analysant la figure 6.20, on remarque une tendance similaire entre la puissance obtenue avec la perte de masse (Q_{mF}) et celle obtenue par la simulation numérique pour une richesse inférieure à 0,9. Cela permet encore de dire que le comportement de FDS sur la prédiction de la puissance du feu reste la même quel que soit le régime de ventilation. En effet dans le cas des feux présentés précédemment et dans le chapitre 5, lorsque la richesse atteint la valeur de 0,9, la puissance prédite est sous-estimée par rapport à la puissance calculée à l'aide de la perte de masse. Toutefois, cette dernière se rapproche plus de la puissance déduite de la consommation d'oxygène mesurée (Q_{mO_2}) (cf. figure 6.20).

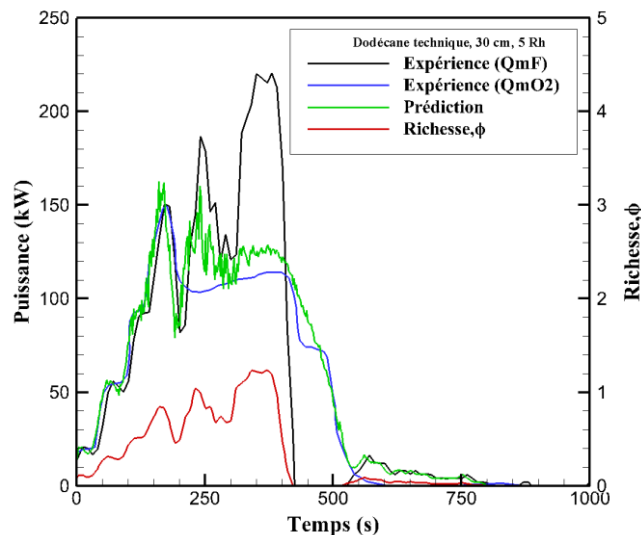


Figure 6.20 : Comparaison entre l'expérience et la prédiction sur l'évolution de la puissance.

Au niveau des espèces chimiques, en considérant les mesures expérimentales effectuées au niveau de la gaine d'extraction, du local proche du plafond et proche du foyer, la figure 6.21(a) présente la comparaison entre ces trois points de mesures sur l'évolution de la fraction molaire de l'oxygène. On remarque que la fraction molaire d'oxygène mesurée dans le local proche du plafond est équivalente à celle mesurée proche du foyer. Cependant, on constate une différence entre ces deux mesures avec celle effectuée dans la gaine d'extraction. De l'analyse de cette comparaison, on remarque que la stratification de la fumée est plus rapide pour un feu de dodécane technique 30 cm à 5 Rh que pour un feu de dodécane technique 30 cm 3 Rh. Cette différence repose sur le débit de combustion entre les deux feux. En effet, avec un feu à 3 Rh, le débit de pyrolyse est moins important que celui avec un feu de 5 Rh. Ainsi, la ventilation joue un rôle sur la vitesse de stratification de la fumée pour un feu de dodécane technique. On peut donc dire que pour le dodécane technique, le débit de pyrolyse augmente avec le régime de ventilation, conduisant à une production rapide de produits de combustion, ce qui favorise un établissement très rapide de la fumée proche du foyer.

Au niveau de la comparaison entre l'expérience et la prédiction, on remarque que la fraction molaire d'oxygène prédite au niveau de la gaine d'extraction est sous-estimée par rapport à l'expérience (cf. figure 6.21(b)). Néanmoins, la prédiction de la fraction molaire d'oxygène au niveau du local proche du plafond est similaire à l'expérience (cf. figure 6.21(c)). Cela est expliqué par le fait que la quantité de fuite estimée dans le local est plus petite que la réalité. En effet, basée sur une approximation de la quantité de fuite provenant du local, si cette quantité est plus petite que l'expérience, alors la concentration d'oxygène prédite sera également plus petite. Ainsi, pour cet essai, dans la simulation numérique la répartition des fuites est légèrement sous-estimée par rapport à la réalité, ce qui entraîne une dilution moins importante de la fumée par les fuites.

En s'appuyant de la figure 6.21(d), on remarque que la tendance des évolutions entre la prédiction et l'expérience est similaire. On remarque que la fumée est descendue rapidement pour atteindre la surface du foyer, caractérisé par une richesse proche de 1. Cette observation est la même pour la prédiction et l'expérience. Ainsi, dans le cas du dodécane technique, lorsque le débit de combustion conduit rapidement à un milieu riche ($\phi > 1$), FDS arrive à reproduire la stratification de la fumée. En considérant donc la combustion du feu de dodécane 30 cm 5 Rh comme une réaction rapide, on peut donc justifier le fait que FDS arrive reproduire les écoulements de la fumée.

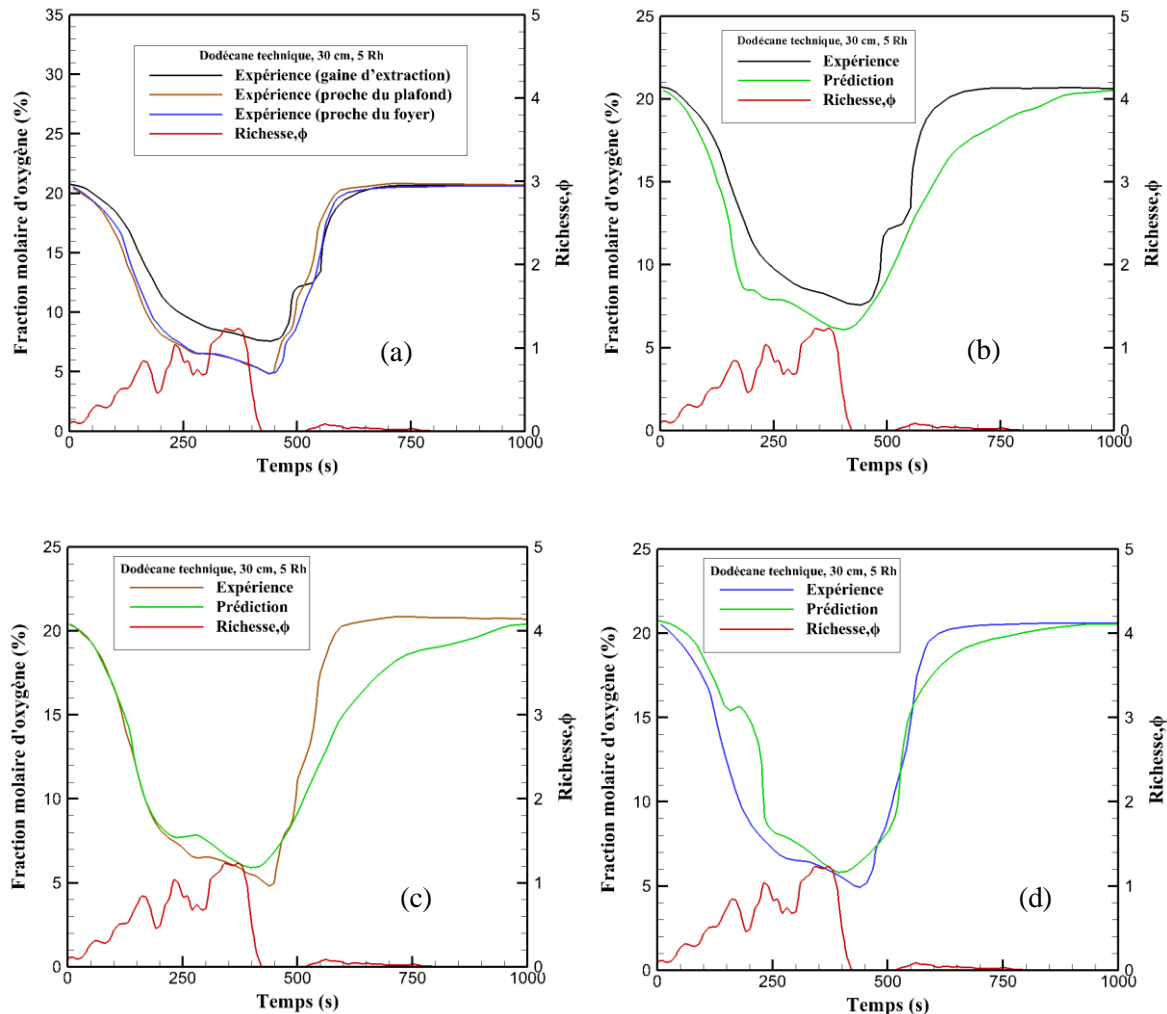


Figure 6.21: Comparaison expérimentale entre les différents points de mesures (a) et comparaison entre l'expérience et la prédiction sur l'évolution de la fraction molaire de l'oxygène au niveau de la gaine d'extraction (b), dans le local proche du plafond (c) et proche du foyer(d).

Sur la figure 6.22 (b), on constate que la prédiction du dioxyde de carbone est surestimée au niveau de la gaine d'extraction par rapport à l'expérience. Toutefois comme l'oxygène, la prédiction est similaire au niveau du local proche du plafond et proche du foyer par rapport à l'expérience (cf. figure 6.22(c)). Avec la similarité entre la prédiction et l'expérience, on pourrait penser que la quantification des fuites

au niveau du local serait la bonne (cf. figure 6.22 c)). Hors, on constate au niveau de la gaine d'extraction, une surestimation de la prédiction par rapport à l'expérience (cf. figure 6.22 (d)). Ainsi, en s'appuyant sur la comparaison au niveau de la gaine, on rejoint l'observation faite lors de la comparaison sur l'évolution de la fraction molaire d'oxygène. Cela indique que l'approximation des fuites dans ce cas est plus petite que la réalité. On remarque également que la prédiction est identique à l'expérience lorsque la richesse est inférieure à 0,9. Par rapport à la figure 6.22(d), on remarque également que la concentration du dioxyde de carbone prédit au niveau du foyer est équivalente à celle de l'expérience, ce qui permet de dire que la stratification de la fumée prédite par FDS est représentative de l'expérience. En revenant sur les mesures expérimentales, la figure 6.22(a), justifie le fait que la fraction molaire issue des mesures dans le local proche du foyer est similaire à celles obtenues proche du foyer.

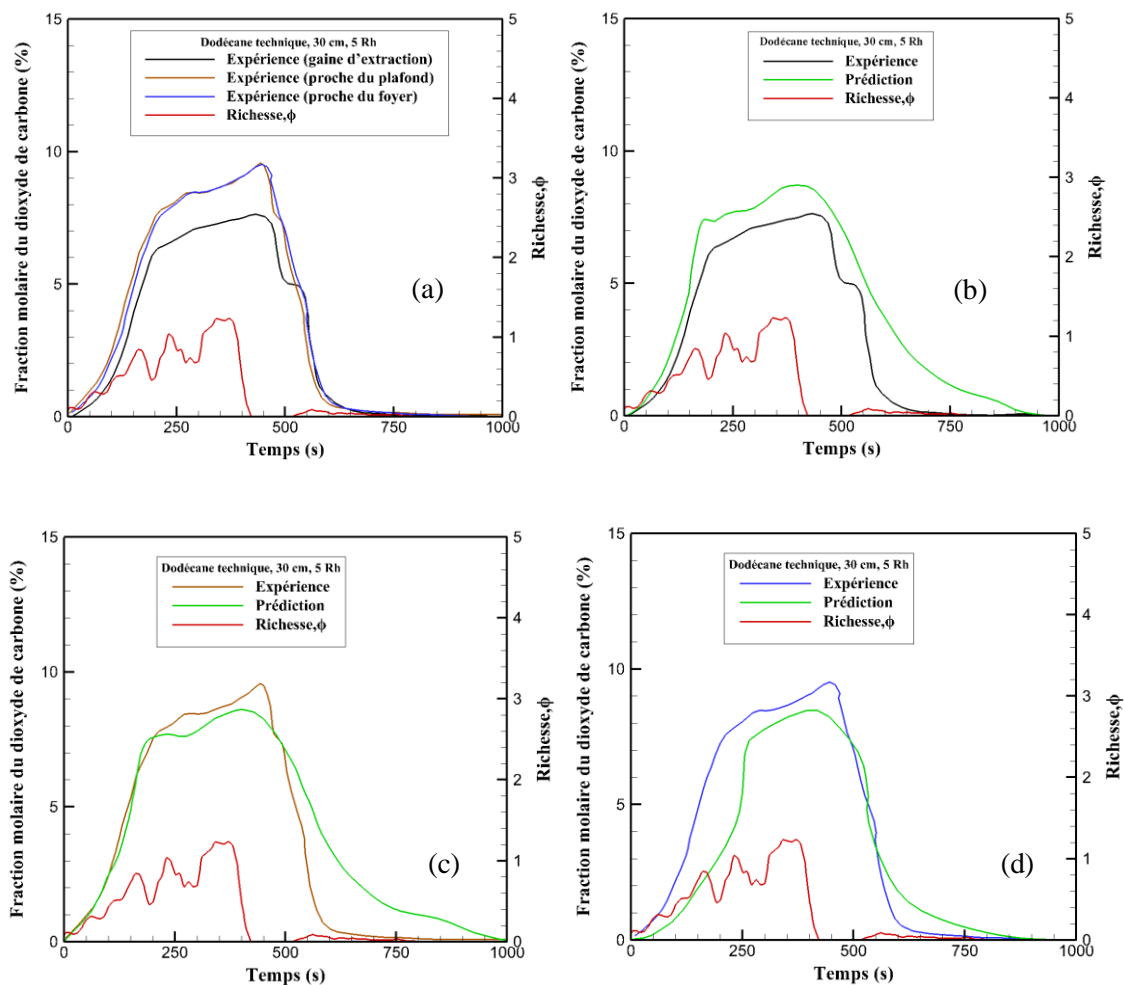


Figure 6.22: Comparaison expérimentale entre les différents points de mesures (a) et comparaison entre l'expérience et la prédiction sur l'évolution de la fraction molaire du dioxyde de carbone au niveau de la gaine d'extraction (b), dans le local proche du plafond (c) et proche du foyer(d).

Avec une richesse supérieure à 1, le feu de dodécane 30 cm 5 Rh est considéré comme sous-ventilé. Un feu sous-ventilé est caractérisé par la présence de gaz imbrûlés comme le monoxyde de carbone, l'hydrogène et les hydrocarbures. La figure 6.23 présente les évolutions des fractions molaires du monoxyde de carbone mesurées à différents points de l'installation expérimentale. On remarque sur la figure 6.23(a) que les concentrations de monoxyde de carbone sont équivalentes au niveau du local proche du plafond et proche du foyer. On constate également que la fraction molaire mesurée au niveau de la gaine d'extraction est légèrement plus petite que les fractions molaires mesurées dans le local proche du plafond et proche du foyer. Cette comparaison entre ces trois points de mesures nous permet de mettre en évidence le fait que la fumée dans le local est quasiment homogène. Cependant par un effet d'apport d'air provenant des fuites, cette fumée se retrouve légèrement diluée au niveau de la gaine d'extraction. On remarque aussi que l'évolution du monoxyde de carbone en fonction de la richesse est similaire aux évolutions présentées jusqu'à présent. En effet, on constate que la production du monoxyde de carbone débute pour une richesse supérieure à 0,5 et augmente avec celle-ci.

Les figures 6.23(b), 6.23(b) et 6.23(c) présentent les comparaisons entre l'expérience et la prédiction sur l'évolution de la fraction molaire au niveau de la gaine et dans le local proche du plafond et proche du foyer. On remarque que pour les trois points de mesures, la prédiction est sous-estimée par rapport à l'expérience. Toutefois, on constate que la loi empirique améliore l'évaluation de la concentration du monoxyde de carbone. En revenant sur la prédiction, la modélisation numérique du dodécane technique est assimilée au dodécane pur. Dans le chapitre 3, le dodécane technique est présenté comme un combustible constitué d'un ensemble d'alcane ramifiés ne caractérisant pas les propriétés d'un dodécane pur. Cela peut expliquer la sous-estimation de la prédiction par rapport à l'expérience. En procédant de manière plus précise, la modélisation du dodécane technique nécessiterait la définition de plusieurs hydrocarbures ayant comme formule brute celle du dodécane. Ainsi, ne pouvant pas prédire correctement les gaz imbrûlés dans le cas d'un feu sous-ventilé, la loi empirique permet de pallier ce problème.

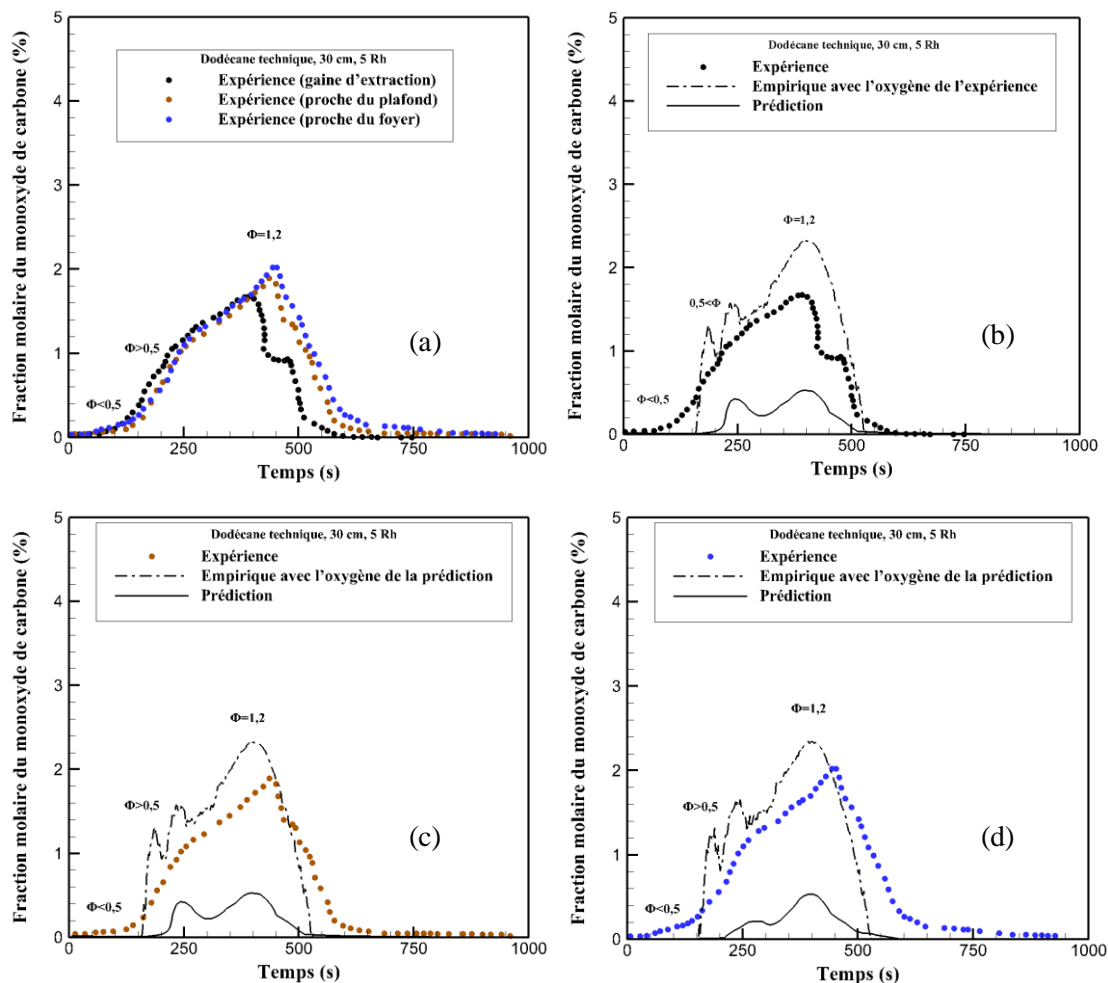


Figure 6.23: Comparaison expérimentale entre les différents points de mesures (a) et comparaison entre l'expérience et la prédiction sur l'évolution de la fraction molaire du monoxyde de carbone au niveau de la gaine d'extraction (b), dans le local proche du plafond (c) et proche du foyer(d).

Au niveau des autres gaz imbrûlés, les figures 6.24 (c) et 6.4 (e) présentent les comparaisons entre l'expérience et la prédiction sur les évolutions des fractions molaires d'hydrocarbures et d'hydrogène. On remarque sur ces figures que la prédiction est sous-estimée par rapport à l'expérience. La divergence entre l'expérience et la prédiction dans le cas du feu de dodécane technique sous-ventilé peut résulter de la modélisation numérique du dodécane technique comme dodécane pur. Ainsi une meilleure prédiction nécessiterait une caractérisation plus précise des paramètres des hydrocarbures constituant le mélange du dodécane technique, comme mentionné dans le cadre de la sous-estimation du monoxyde de carbone par la prédiction. Néanmoins, on remarque que la production de ces derniers gaz imbrûlés se fait lorsque la richesse est supérieure 0,5 et augmente avec celle-ci. Par ailleurs, la divergence entre la prédiction et l'expérience sur la prédiction des gaz imbrûlés résulte sur le fait que FDS n'arrive pas à prédire correctement les espèces minoritaires présentes dans la fumée lorsque le feu est sous-ventilé. Mais que ce dernier prédit assez bien les gaz imbrûlés lorsque le feu est très sous-

ventilé ($\phi > 1,5$). On note également le fait de simplifier les propriétés chimiques du dodécane technique en dodécane pur n'améliore pas forcément la capacité prédictive de FDS.

Au niveau de la production des imbrûlés en fonction de l'oxygène, on retrouve également les allures expérimentales obtenues dans le cadre du feu de dodécane technique 30 cm 3 Rh (cf. figures 6.24(b), 6.24(d) et 6.24(f)). En effet, sur ces figures on retrouve bien les observations décrites dans le cadre des travaux de Lassus (2009,2016). Lorsque l'oxygène est au-dessus de la 11,1 (CMO), la production d'imbrûlés est négligeable, celle-ci débute lorsque la concentration d'oxygène est inférieure à 11,1 % et augmente au fur et à mesure qu'on se rapproche de 6,25 %. On remarque également que l'évolution des imbrûlés prédits est toujours sous-estimée par rapport à l'expérience. En effet, on constate que la production des imbrûlés prédite débute lorsque la concentration d'oxygène est inférieure à 10% et augmente jusqu'à atteindre un seuil critique lorsque la concentration d'oxygène est égale à 5 %.

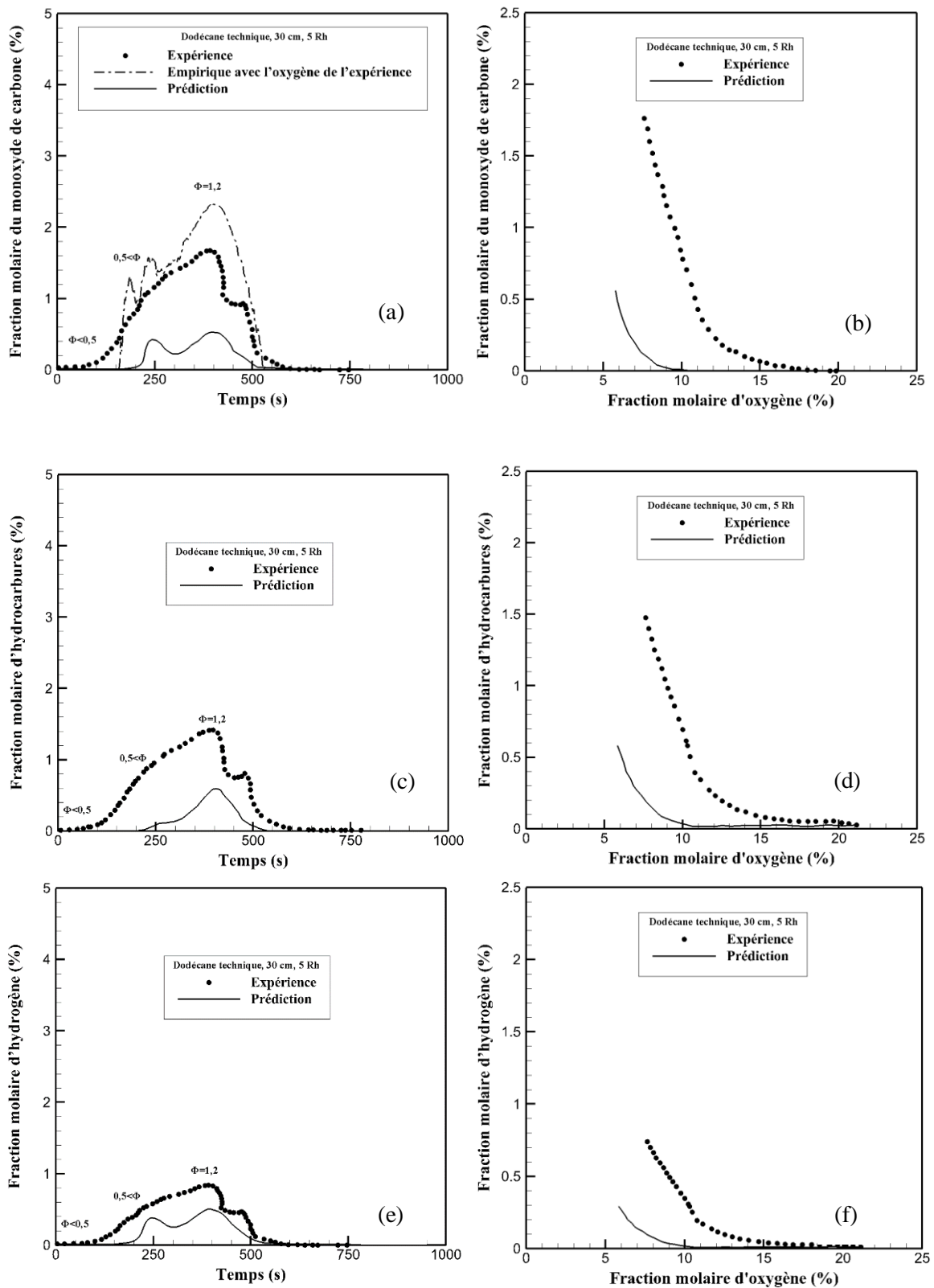


Figure 6.24 : Evolution de la fraction molaire des gaz imbrûlés en fonction du temps d'une part et en fonction de l'oxygène d'autre part, pour le monoxyde de carbone (a,b), les hydrocarbures (c,d) et l'hydrogène (e,f).

6.1.3.3 Feux très sous ventilés

Dans cette partie, nous allons présenter les résultats issus du feu de dodécane pur 40 cm. La figure 6.25 présente la comparaison entre l'expérience et la prédiction de la puissance du feu de dodécane pur 40 cm. On remarque que la puissance prédite est identique à celle déduite par la perte de masse (Q_{mF}) lorsque la richesse est inférieure à 0,9. Cette observation est similaire à celle décrite dans le cas des autres feux légèrement sous-ventilés et sous-ventilés. On constate également qu'au-delà de cette valeur, la puissance prédite est équivalente à celle déduite par la consommation d'oxygène (Q_{mO_2}). Ainsi, la différence entre la puissance prédite et celle calculée à partir de la perte de masse représente les gaz imbrûlés.

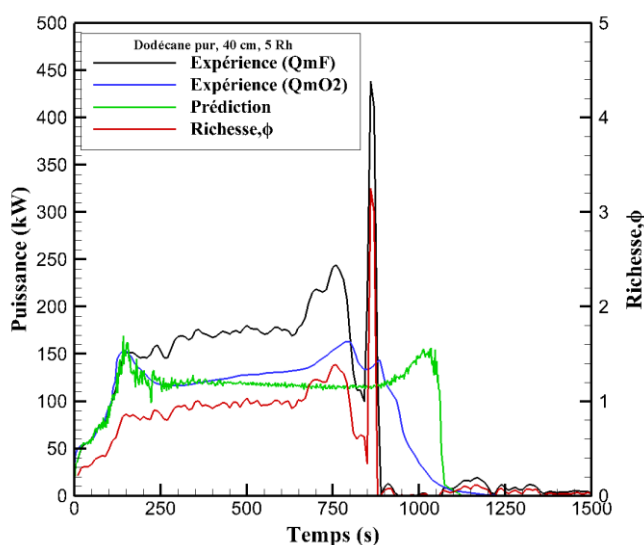


Figure 6.25 : Comparaison entre l'expérience et la prédiction sur l'évolution de la puissance.

Par la suite, en s'appuyant des résultats expérimentaux, on remarque sur la figure 6.26(a) que la concentration de l'oxygène mesurée au niveau de la gaine d'extraction est égale à celle mesurée proche du foyer lorsque la richesse est supérieure à 1, c'est-à-dire lorsque le feu est sous-ventilé. On constate également que la fraction molaire de l'oxygène mesurée proche du foyer reste égale à 21% tant que la richesse est inférieure à 0,5, au-delà de cette valeur la concentration d'oxygène proche du foyer commence à diminuer. On remarque également sur la figure 6.26(a) que la diminution de la concentration d'oxygène proche du foyer est plus lente que celle au niveau de la gaine d'extraction. Cela met en évidence un établissement progressif de la stratification de la fumée dans le local en comparaison avec le feu de dodécane 30 cm. En effet, dans le cas du feu de dodécane technique 30 cm 5 Rh, le débit de combustion permet d'avoir une richesse de 1 au bout de $t=200$ s alors que pour le feu de dodécane pur 40 cm 5 Rh, la richesse atteint une valeur proche de 1 au bout de $t=650$ s.

Les figures 6.26(b) et 6.26(c) présentent la comparaison entre l'expérience et la prédiction des évolutions de la fraction molaire d'oxygène au niveau de la gaine d'extraction et proche du foyer. En

analysant la figure 6.26(b), on remarque encore que la prédiction est similaire à l'expérience lorsque la richesse est inférieure à 0,9. On note une légère divergence lorsque la richesse est supérieure à 0,9. Toutefois l'allure entre la prédiction et l'expérience reste équivalente. On constate également que la prédiction ne parvient pas à évaluer la valeur minimale obtenue par l'expérience (1%). Ensuite, en s'appuyant sur la figure 6.26(c), on constate un grand écart entre la prédiction et l'expérience au niveau de la fraction molaire d'oxygène mesurée proche du foyer. Comme mentionné dans le chapitre 5 et pour les feux d'heptane 26 cm, cette différence peut s'expliquer par le fait que le réseau de ventilation HVAC combiné à FDS ne parvient pas à reproduire correctement l'extraction des fumées permettant une stratification de la fumée progressive et non rapide. Mais également sur le modèle de combustion utilisé et à la diffusivité turbulente trop importante. En effet, on constate que dès les premiers instants (au bout de $t=200$ s), la fumée prédite se trouve au niveau du foyer. On constate également que la concentration du dioxyde de carbone prédit proche du foyer est similaire à celle prédite dans la gaine d'extraction.

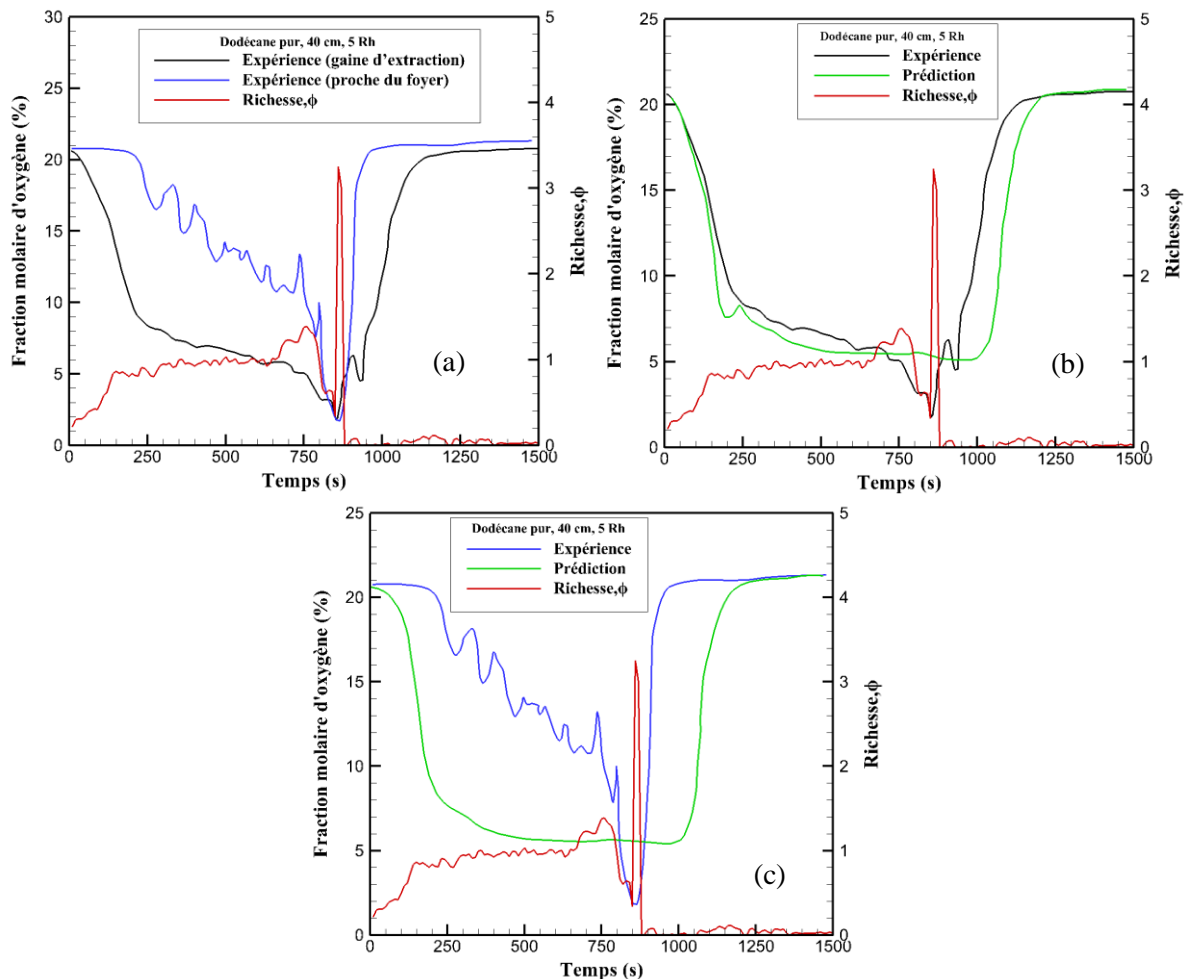


Figure 6.26 : Comparaison expérimentale entre les différents points de mesures (a) et comparaison entre l'expérience et la prédiction sur l'évolution de la fraction molaire de l'oxygène au niveau de la gaine d'extraction (b) et dans le local proche du foyer(c).

Les évolutions des fractions molaires du dioxyde de carbone sont présentées sur la figure 6.27. Sur la figure 6.27(a), on remarque que la concentration du dioxyde de carbone mesurée au niveau de la gaine d'extraction est égale à celle mesurée proche du foyer pour une richesse supérieure à 1. Par la suite, les figures 6.27(b) et 6.27(c) présentent les comparaisons entre l'expérience et la prédiction sur les évolutions des fractions molaires du dioxyde de carbone au niveau de la gaine d'extraction et proche du foyer. On remarque des évolutions similaires entre la prédiction et l'expérience. On remarque encore que la prédiction est identique à l'expérience lorsque la richesse est inférieure à 0,9. Et qu'au-delà de cette valeur, on observe une divergence entre la prédiction et l'expérience. On constate également que la prédiction ne parvient pas à évaluer la valeur maximale obtenue par l'expérience (12%).

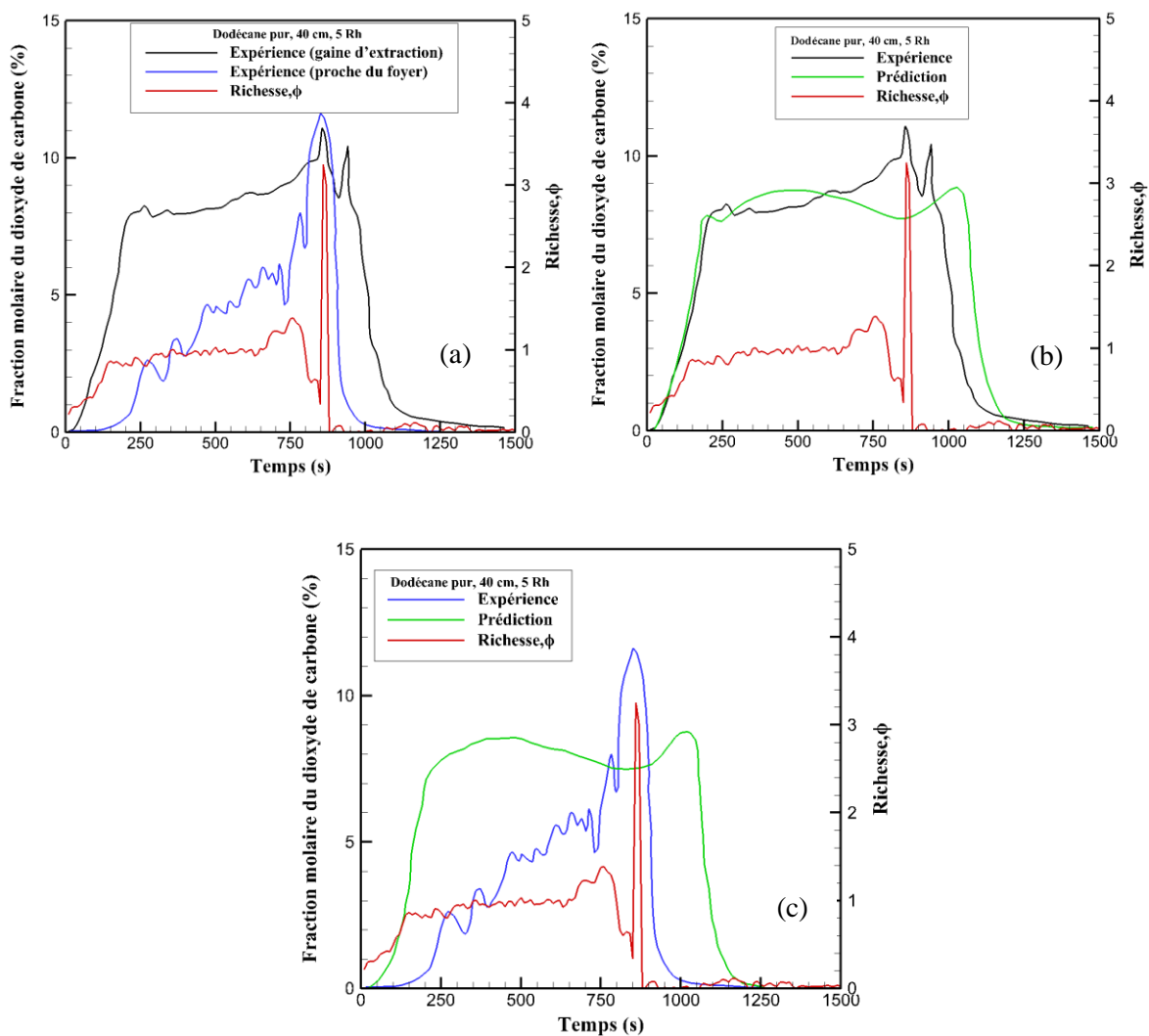


Figure 6.27 : Comparaison expérimentale entre les différents points de mesures (a) et comparaison entre l'expérience et la prédiction sur l'évolution de la fraction molaire du dioxyde de carbone au niveau de la gaine d'extraction (b) et dans le local proche du foyer(c).

En s'appuyant de la figure 6.27(c), on fait également le même constat que pour l'oxygène proche du foyer. En effet, par rapport à l'expérience, la sous-estimation de la prédiction est due à la mauvaise extraction de la fumée par le réseau de ventilation HVAC dans FDS, du modèle de combustion infiniment rapide utilisé dans cette étude et de la diffusivité turbulente trop importante.

Au niveau des espèces minoritaires, notamment les imbrûlés, la figure 6.28(a) présente la comparaison de l'évolution du monoxyde de carbone entre la mesure dans la gaine d'extraction et celle proche du foyer. On constate encore que les deux mesures sont égales lorsque la richesse est supérieure à 1. On remarque également que la production du monoxyde de carbone en fonction de la richesse obéit aux évolutions présentées dans les parties précédentes et dans le chapitre 5. En effet, on constate que la production de CO débute lorsque la richesse est supérieure à 0,5 et augmente avec celle-ci.

Les figures 6.28(b) et 6.28(c) présentent les comparaisons entre l'expérience et la prédiction sur l'évolution de la fraction molaire du monoxyde de carbone mesurée au niveau de la gaine d'extraction et celle mesurée proche du foyer. On remarque une tendance similaire entre la prédiction et l'expérience pour les évolutions prises au niveau de la gaine d'extraction. On remarque cependant que l'évolution déduite par la loi empirique s'éloigne de celle de l'expérience. Au niveau des mesures proches du foyer, on constate que l'expérience et la prédiction sont également équivalents (cf. figure 6.26(c)). On constate également que la loi empirique est sous-estimée par rapport à l'expérience. On peut noter une meilleure évaluation de FDS par rapport à la loi empirique dû au fait qu'il s'agit d'un feu très sous-ventilé ($\phi > 1,5$).

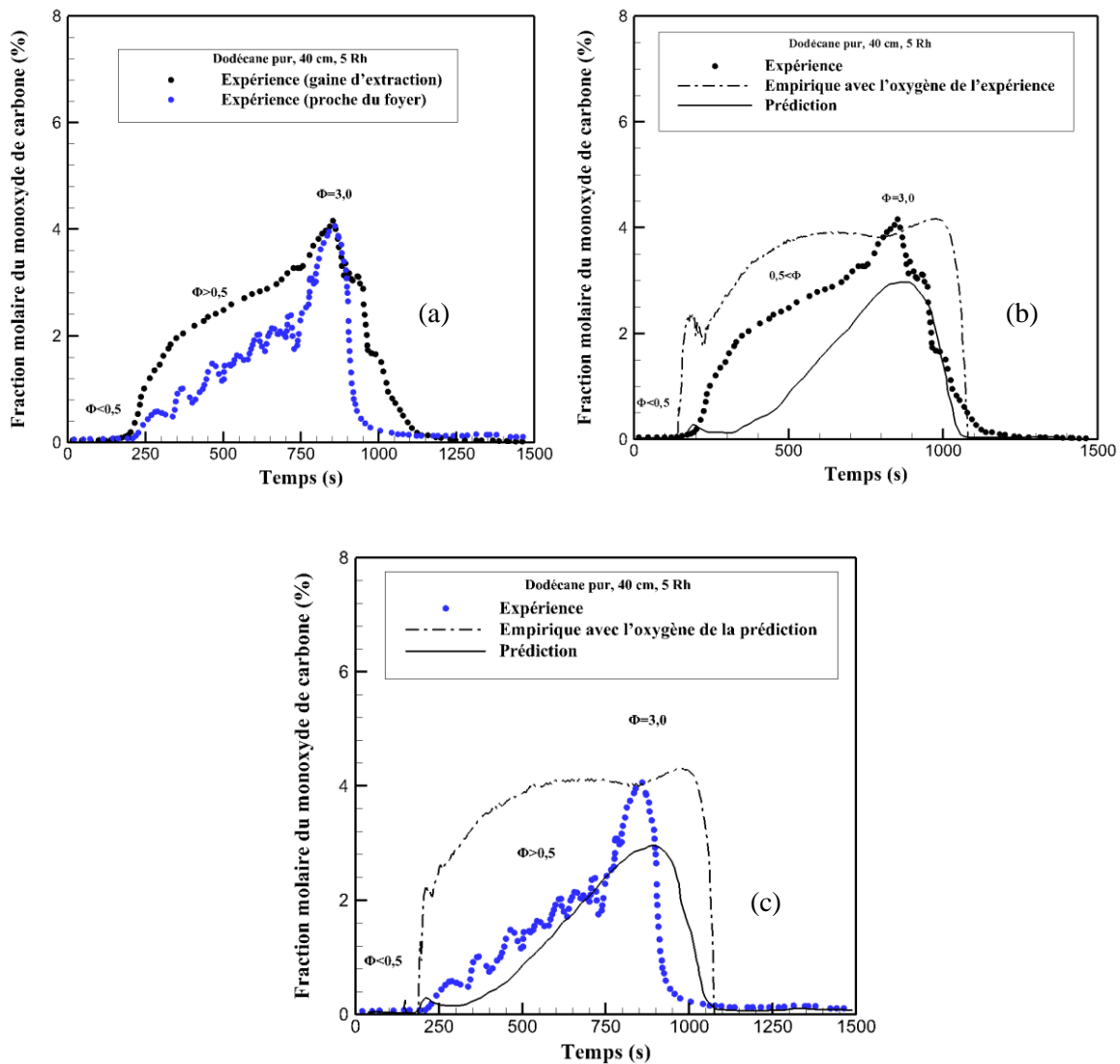


Figure 6.28 : Comparaison expérimentale entre les différents points de mesures (a) et comparaison entre l'expérience et la prédiction sur l'évolution de la fraction molaire du monoxyde de carbone au niveau de la gaine d'extraction (b) et dans le local proche du foyer(c).

Au niveau des autres espèces minoritaires, la figure 6.29 présente les évolutions des fractions molaires des imbrûlés en fonction du temps et de l'oxygène. On remarque sur les figures 6.29(a), 6.29(b) et 6.27(c) que les tendances entre l'expérience et la prédiction sont similaires avec un écart de 40 %. En effet sur ces figures la prédiction est légèrement sous-estimée par rapport à l'expérience. Mentionné dans le chapitre 5 et dans les parties précédentes, globalement FDS parvient à prédire la tendance des gaz imbrûlés lorsqu'il s'agit d'un feu très sous-ventilé par rapport à la loi empirique.

Les figures 6.29(b), 6.29(d) et 6.29(f) présentent les évolutions des gaz imbrûlés en fonction de la concentration d'oxygène. On constate que les évolutions expérimentales des gaz imbrûlés suivent la même allure en fonction de l'oxygène observée dans le cadre des travaux de Lassus (2009,2016). En effet, sur la figure 6.29(b), on constate que lorsque la concentration d'oxygène est supérieure à 11%, la

concentration du monoxyde de carbone est négligeable. En dessous de 11%, la production du monoxyde de carbone augmente avec une pente constante jusqu'à ce que la concentration d'oxygène atteigne la valeur de 6%. En dessous des 6%, la production du monoxyde de carbone garde une pente ascendante mais plus petite que celle au-dessus des 6%. Les résultats supplémentaires dans le cas de cet essai fournissent des concentrations de monoxyde de carbone pour des concentrations d'oxygène inférieures à 6%. En effet, dans le cadre des essais de Lassus (2009), la concentration minimale de l'oxygène est de 6% alors que dans cette étude, on obtient une valeur minimale de 1%.

En s'intéressant maintenant sur la prédiction, on remarque sur la figure 6.29(b) que l'évolution du monoxyde de carbone suit une allure différente de celle de l'expérience. En effet, avec un écart entre la prédiction et l'expérience de 40% au niveau de la prédiction des imbrûlés en fonction du temps, on constate également le même écart au niveau de l'évolution des imbrûlés en fonction de l'oxygène. Ainsi, de l'analyse de la figure 6.29(b), on remarque également que la prédiction suit la même allure observée dans le cas des autres feux sous-ventilés cités dans les parties précédentes. En effet, la production du monoxyde de carbone débute lorsque la concentration d'oxygène est inférieure à 9 % et augmente pour atteindre une asymptote verticale lorsque la concentration d'oxygène approche 5 %.

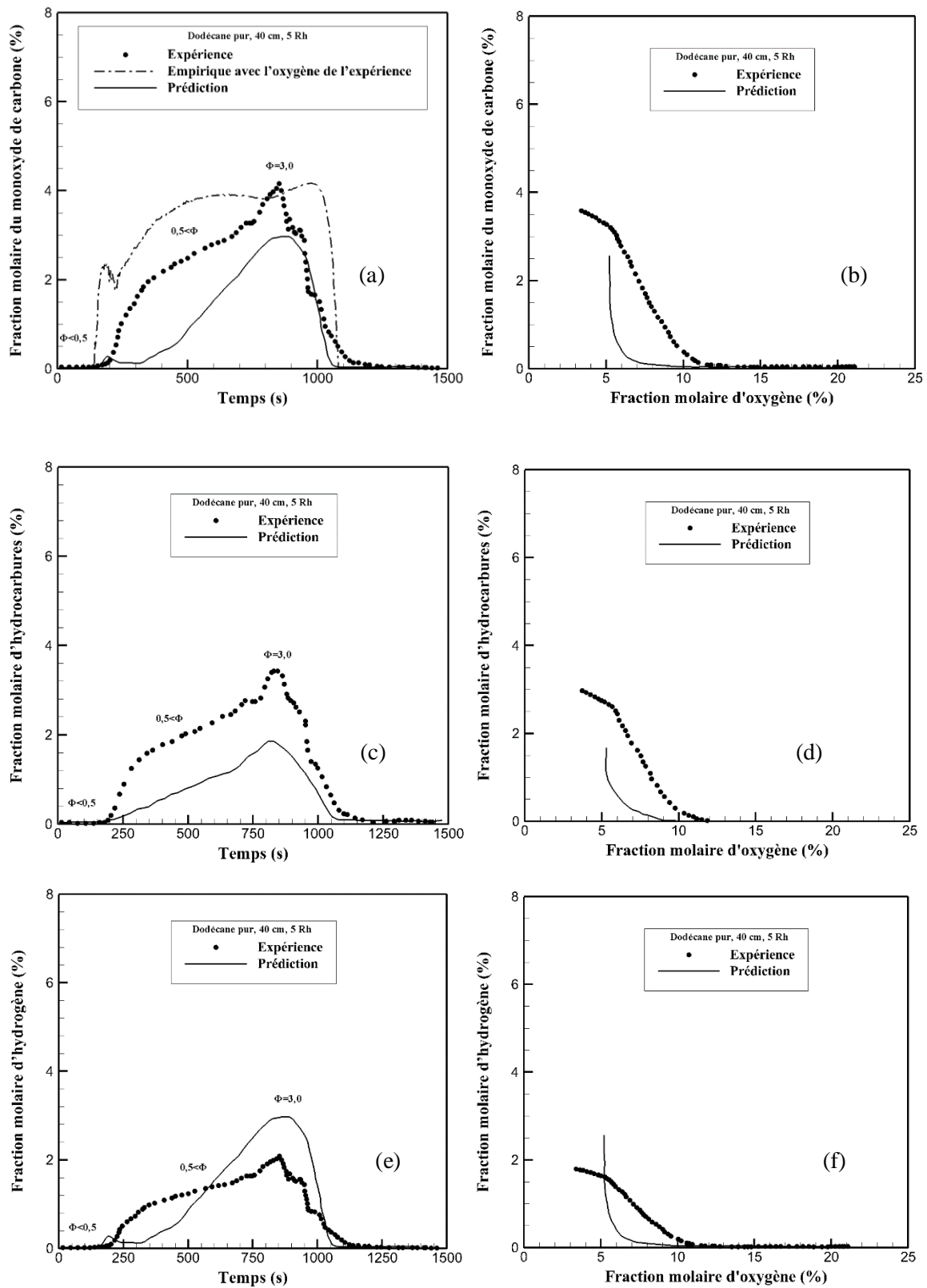


Figure 6.29 : Evolution de la fraction molaire des gaz imbrûlés en fonction du temps d'une part et en fonction de l'oxygène d'autre part, pour le monoxyde de carbone (a,b), les hydrocarbures (c,d) et l'hydrogène (e,f).

6.2 Estimation du risque pour les feux bien ventilés

Dans le cas des feux bien ventilés, nous avons présenté le feu d'heptane 26 cm à 3 Rh et à 5 Rh. Afin d'évaluer le risque d'inflammation des fumées, il est nécessaire de connaître deux paramètres essentiels : la température et la concentration des gaz imbrûlés (cf. chapitres 2 et 5).

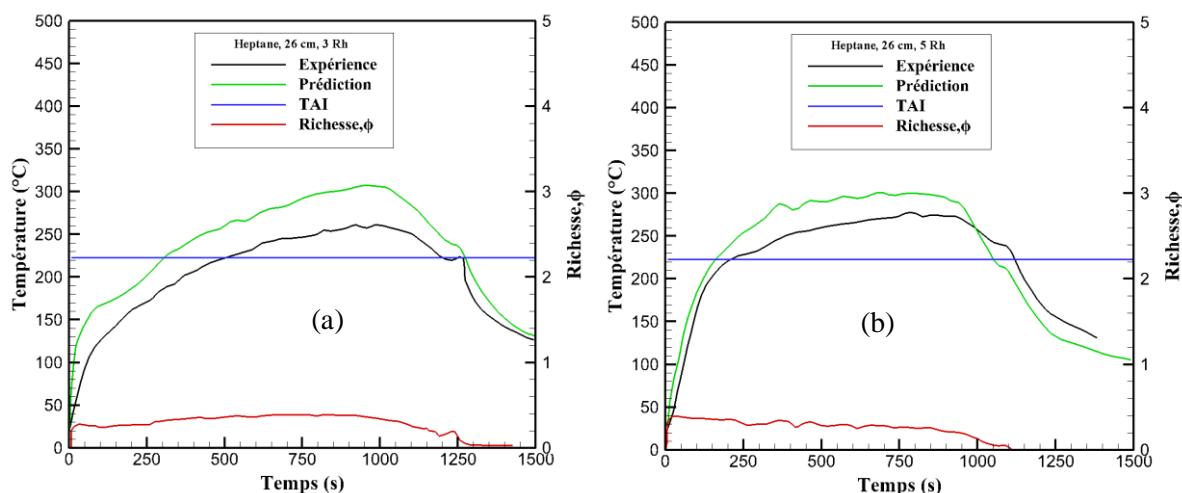


Figure 6.30 : Comparaison entre l'expérience et la prédiction sur l'évolution de température par rapport à la TAI (a) : heptane 26 cm 3 Rh et (b) : heptane 26 cm 5 Rh.

En s'appuyant sur les figures 6.30(a) et 6.30(b), on remarque que les évolutions de la température entre la prédiction et l'expérience suivent la même allure. Cela vient justifier le fait que FDS prédit correctement l'ensemble des paramètres utiles lors de l'évaluation du risque pour des feux bien ventilés. On remarque néanmoins une légère surestimation de la température prédite par rapport à l'expérience. Mentionné dans les parties précédentes, cette divergence provient des limites de FDS à reproduire correctement l'écoulement des fumées dans le local. Néanmoins, en se mettant dans un cadre sécuritaire, il est préférable de surestimer la température que de la sous-estimer. Ainsi, les températures surestimées par FDS sont utilisables dans l'évaluation du risque d'inflammation des fumées. Bien que les températures prédites soient supérieures à la TAI (cf. figure 6.30(a) et 6.30(b)), l'absence de gaz imbrûlés dans le local permet de dire qu'il n'y a pas de risque d'inflammation des fumées.

6.3 Estimation du risque pour un feu légèrement sous-ventilé

Au cours de la présentation des différents feux effectués dans le cadre de cette étude expérimentale, le feu de dodécane technique 30 cm 3 Rh a été considéré comme légèrement sous-ventilé avec une variation de la richesse entre 0,5 et 1 (cf. figure 6.31(a)). On constate que l'allure de la température prédite est similaire à celle de l'expérience tout en remarquant une surestimation de celle-ci (cf. figure 6.31(a)). La surestimation de la température prédite par rapport à l'expérience résultant de la mauvaise

extraction de la fumée par FDS permet toutefois de dire que la température est supérieure à la TAI (cf. figure 6.31(a)). Cela est également vrai pour l'expérience. Au niveau de la quantification des gaz imbrûlés, on remarque que la fraction molaire des gaz imbrûlés prédite est sous-estimée par rapport à l'expérience. Cela est dû au fait que pour un feu légèrement sous-ventilé, FDS n'arrive pas à évaluer correctement le niveau des gaz imbrûlés. Mais également par rapport au fait que les propriétés chimiques du dodécane technique ont été assimilées à ceux du dodécane pur. En effet, comme FDS est capable de prédire correctement la concentration d'oxygène dans l'ensemble des cas de figure, on peut donc utiliser la loi empirique de Lassus (2009, 2016) (cf. chapitre 5). La figure 6.31(b) présente l'évolution des gaz imbrûlés obtenue à l'aide de loi empirique utilisant la concentration d'oxygène prédite par FDS. On constate que l'évolution des imbrûlés obtenue à partir de la loi empirique est au-dessus de la LII, et sur les données expérimentales la quantité de gaz imbrûlés est aussi supérieure à la LII, on dit donc que le risque est présent.

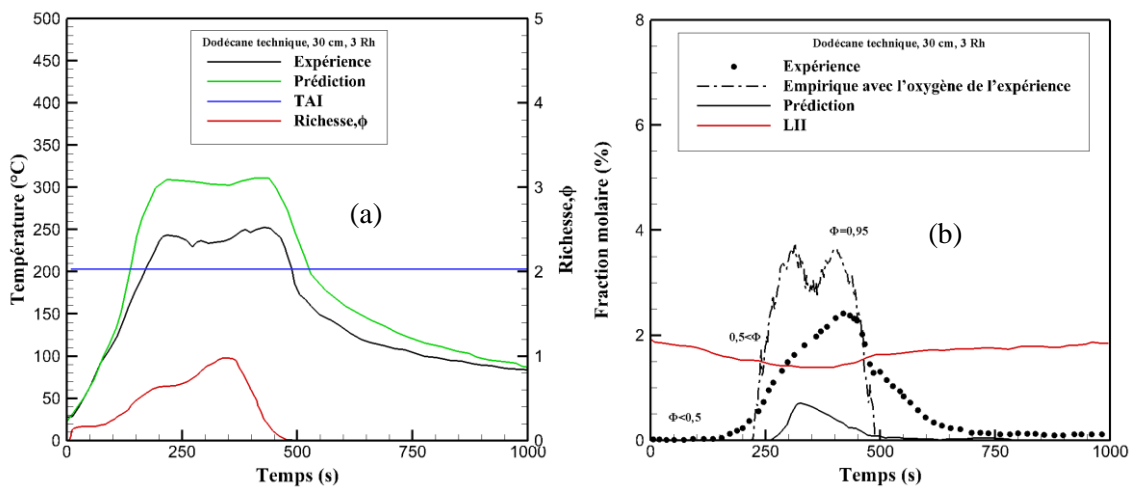


Figure 6.31 : Comparaison entre l'expérience et la prédiction (a) : évolution de température par rapport à la TAI (b) : évolution de la quantité des imbrûlés par rapport à la LII.

6.4 Estimation du risque pour les feux sous-ventilés et très sous-ventilés

Dans le cas d'un feu sous-ventilé, on a noté le feu de dodécane technique de 30 cm à 5 Rh ($1 < \phi < 1,5$), et pour le cas des feux très sous-ventilés, on note le feu de dodécane pur de 40 cm à 3 Rh et 5 Rh ($\phi > 1,5$). Cette partie consiste à évaluer le risque d'inflammation des gaz imbrûlés présents dans la fumée pour chacun de ces essais.

Dans le cas du feu de dodécane technique de 30 cm à 5 Rh, on remarque sur la figure 6.32 (a) que la température est supérieure à la TAI. On constate également sur la figure 6.32(b) que la concentration des gaz imbrûlés est au-dessus de la LII. Ces observations sont les mêmes pour l'expérience, la loi empirique et la prédiction. On dit donc que le feu de dodécane technique de 30 cm à 5 Rh présente un risque d'inflammation de fumée riche en gaz imbrûlés.

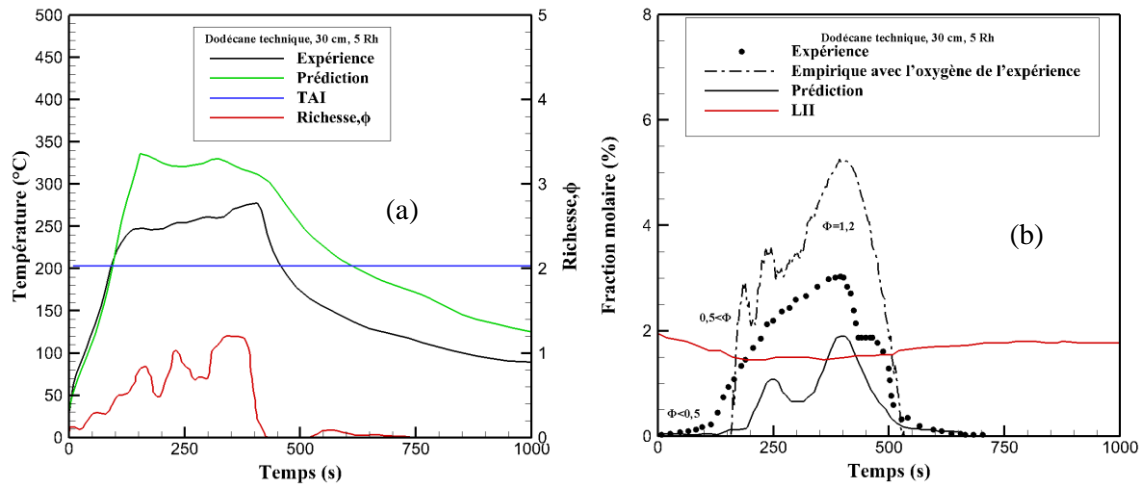


Figure 6.32 : Comparaison entre l'expérience et la prédiction (a) : évolution de température par rapport à la TAI (b) : évolution de la quantité des imbrûlés par rapport à la LII.

En considérant maintenant le feu de dodécane pur de 40 cm à 3 Rh, on remarque sur les figures 6.33(a) et 6.33(b) également que la température est au-dessus de la TAI et que la concentration des gaz imbrûlés est au-dessus de la LII. On dit donc que le risque d'inflammation des fumées est présent. Ceci peut être confirmé par des mesures de températures faites dans le local en partie haute avec la présence des pics de températures représentatifs des inflammations.

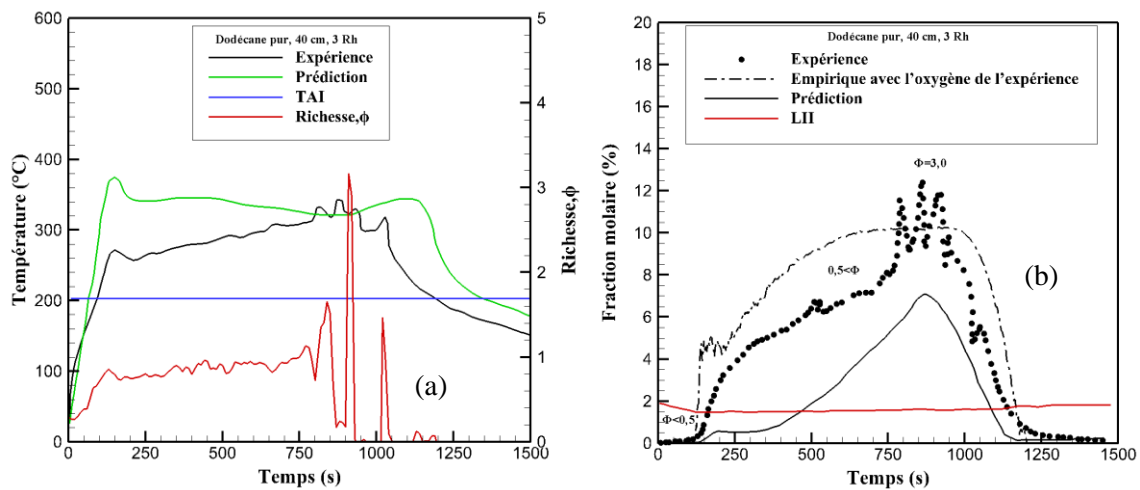


Figure 6.33: Comparaison entre l'expérience et la prédiction (a) : évolution de température par rapport à la TAI (b) : évolution de la quantité des imbrûlés par rapport à la LII.

En s'appuyant des figures 6.34(a) et 6.34(b), on remarque des pics de températures de l'ordre de 500 °C entre 800 et 850 s au niveau de l'axe TL2 (cf. chapitre 3-4). On observe également des pics de températures du même ordre entre 700 et 1000 s au niveau de l'axe TL3 (cf. chapitre 3-4). Ces axes présents dans le local, mettent en évidence les différents points de mesures de températures effectués à l'intérieur du local (cf. chapitre 3-4). On remarque la présence des pics au niveau des thermocouples

TL2_3 et TL3_3. Ces deux points de mesures sont à la hauteur de la gaine d'extraction, et le point TL3_3 est proche de la gaine d'extraction. Ainsi, à partir du thermocouple TL3_3, on dit qu'il y a eu inflammation de fumée proche de la gaine d'extraction. L'ensemble de ces inflammations provient de l'accumulation des gaz imbrûlés produit au cours de l'incendie. Ainsi l'évaluation du risque présenté ci-dessus est justifiée par les pics de températures caractérisant les inflammations de fumée dans le local proche du plafond.

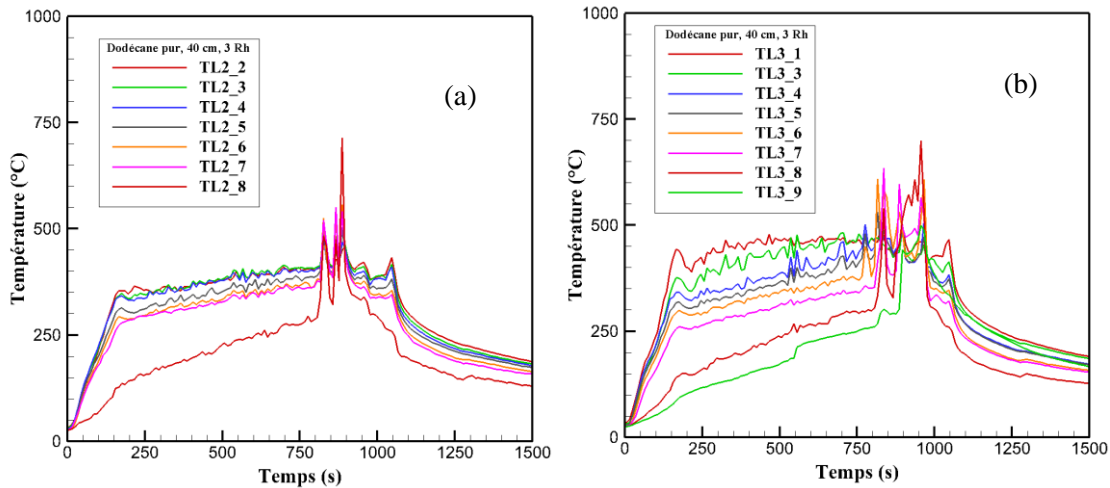


Figure 6.34 : Mesures des températures au niveau des axes TL2 et TL3

En analysant les figure 6.35(a) et 6.35(b) (dodécane pur 40 cm 5 Rh), on remarque que la température est au-dessus de la TAI et que la concentration des gaz imbrûlés est supérieure à la LII. Ainsi, dans ce cas le risque d'inflammation est également présent.

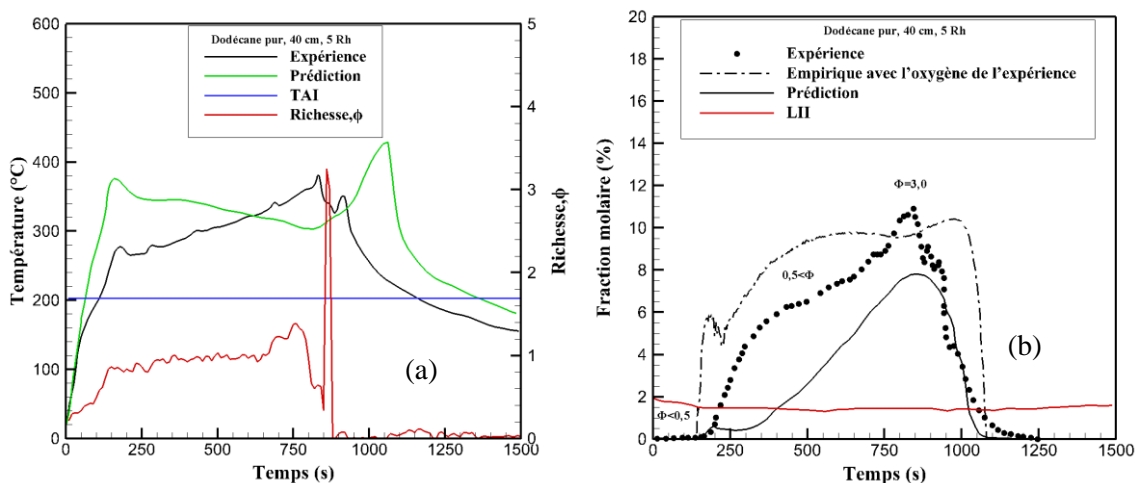


Figure 6.35 : Comparaison entre l'expérience et la prédiction (a) : évolution de température par rapport à la TAI (b) : évolution de la quantité des imbrûlés par rapport à la LII.

En rappel, les deux axes verticaux sont choisis à 45 cm des parois gauche (TL2) (côté ouest) et droite (TL3) (côté est) respectivement, sur lesquelles 8 thermocouples espacés de 20 cm sont répartis ; le premier thermocouple est positionné à 30 cm au-dessus du sol (cf. chapitre 3).

En analysant également les évolutions des températures mesurées dans le local en similitude du feu de dodécane 40 cm 3 Rh, les figure 6.36 (a) et 6.34(b) permettent de dire qu'il y a eu inflammation entre vers la même période que pour les cas précédents. En effet dans cette période, on observe des pics de températures de 500°C. Ces pics caractérisent les inflammations des fumées. En effet, dans cette période, on observe plusieurs pics de températures, mettant en évidence la présence d'inflammations. Ainsi la prédiction du risque présentée précédemment est vérifiée par l'identification d'inflammations de fumées riches en gaz imbrûlés. De plus, on constate que cette période correspond au moment où la richesse atteint une valeur proche de 3. Mentionné dans le chapitre 5, avec une richesse proche de 3, le feu tend à s'éteindre d'une manière brusque, cette extinction conduit à un pic de dépression qui crée un phénomène d'aspiration de l'air dans l'installation à travers le réseau de ventilation. Ces extinctions sont identifiées par les pics observés lors des mesures des concentrations d'oxygène, de dioxyde de carbone et de monoxyde de carbone. Par la suite, lorsque l'air aspiré se mélange aux gaz chauds imbrûlés, cela conduit à une inflammation des fumées. Par conséquent, le risque d'inflammation est d'autant plus grand que la richesse est importante. Et lorsque la riche

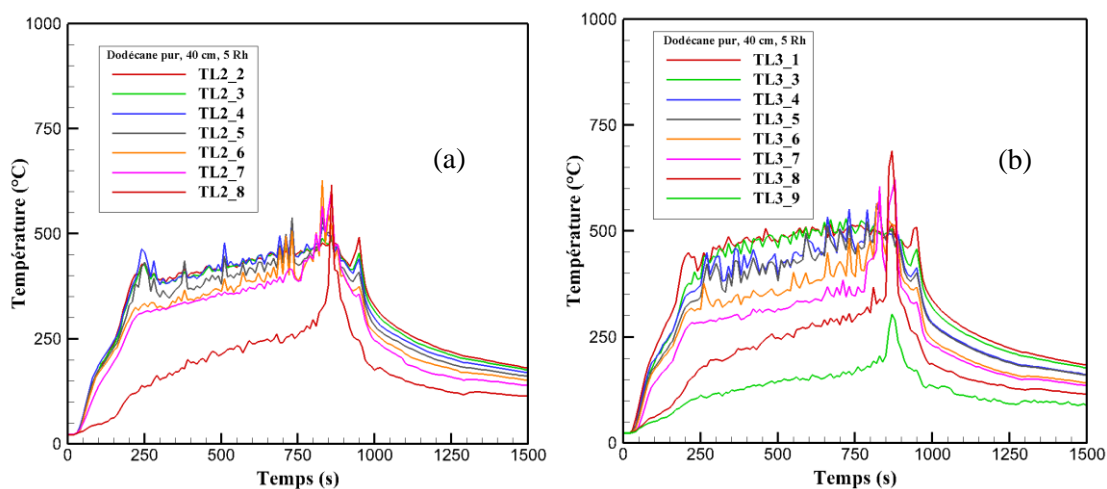


Figure 6.36 : Mesures des températures au niveau des axes TL2 et TL3

6.5 Effets du confinement sur le risque d'inflammation de fumées riche en gaz imbrûlés

Cette partie présente les comparaisons entre les résultats issus de cette étude et ceux issus de l'étude de Lassus (2009). Les comparaisons seront axées sur les feux de dodécane 40 cm 3 et 5 Rh afin de mettre en évidence les effets de confinement sur le risque d'inflammation des fumées. Mentionné dans la partie précédente, les grandeurs qui permettent d'évaluer le risque d'inflammation sont la température

et la quantité des gaz imbrûlés dans la fumée. Ces grandeurs dépendent du comportement du feu. En effet, plus le dégagement de chaleur est grand, plus la température du local est grande et plus le débit de combustion est grand. Les figures 6.37 (a) et 6.37(b) présentent les comparaisons entre des résultats expérimentaux pris dans des conditions de confinements différents. On remarque sur ces figures que le débit de combustion est plus grand lorsque les parois du local sont recouvertes de Promatech. Toutefois, le feu dans le local sans Promatech dure plus longtemps. En effet, avec du Promatech au niveau des parois, le local est mieux isolé, cela permet de conserver plus de chaleur et donc favorise une dégradation thermique du combustible plus rapidement. Cela conduit à un débit massique plus important avec une durée de vie du feu moins importante comme le montrent les figures 6.37 (a) et 6.37(b). De l'analyse de ces figures, le débit de pyrolyse est d'autant plus grand que l'enceinte est isolée. De plus, avec un débit massique important, caractéristique d'un dégagement de chaleur important, on constate également sur les figures 6.38 (a) et 6.38(b), que la température du local avec Promatech est plus importante. Dans le cas de l'étude de Lassus (2009), le Rh avait une influence importante sur le débit de pyrolyse entre les deux renouvellements horaires, dans notre étude, l'isolation renforcée devient prédominante par rapport au Rh.

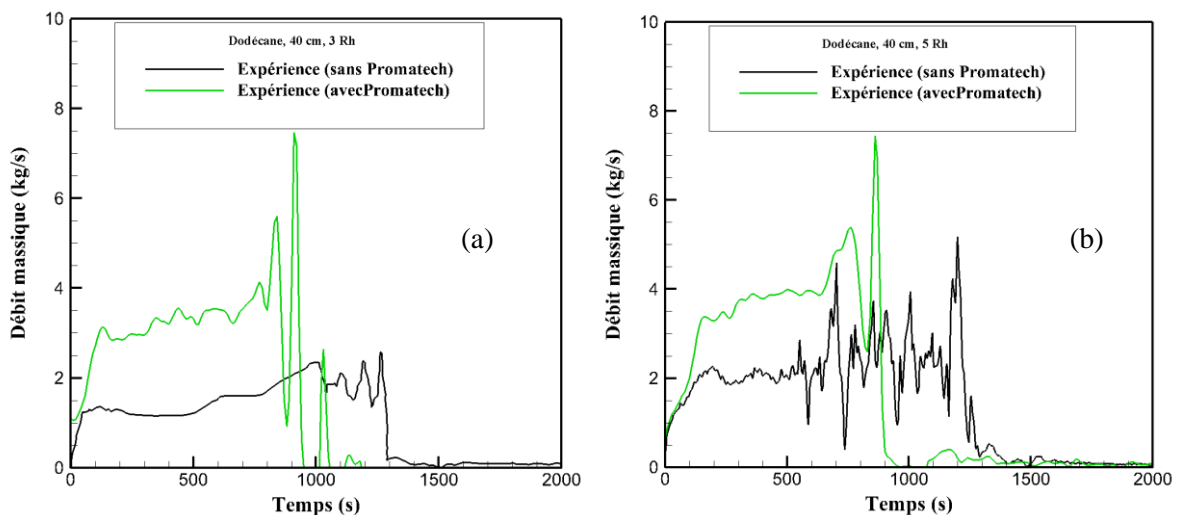


Figure 6.37 : Effet du confinement sur le débit massique de combustion pour le feu de dodécane 40 cm 3 Rh (a) et le feu de dodécane 40 cm 5 Rh (b).

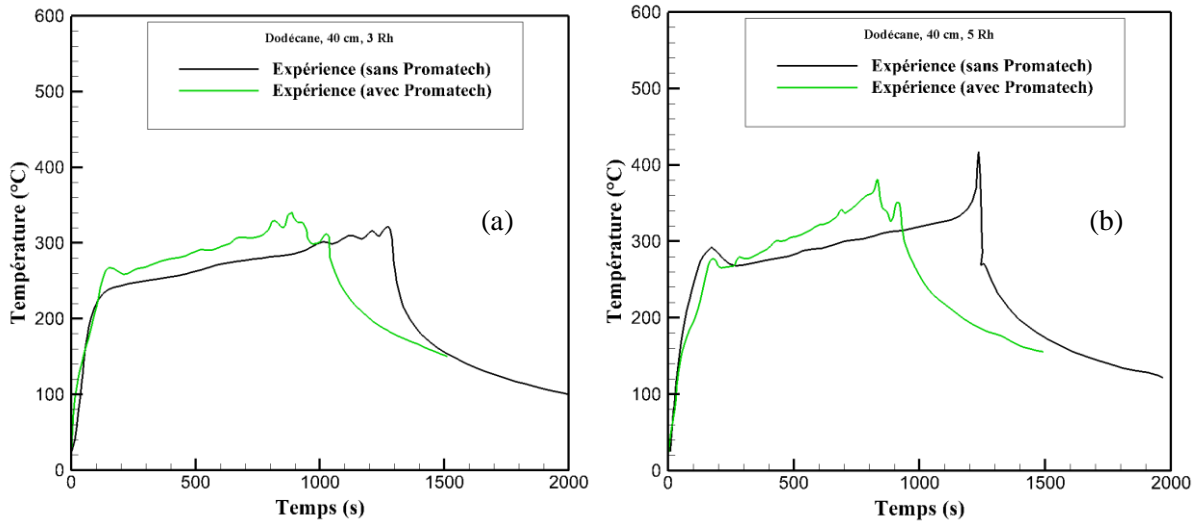


Figure 6.38 : Effet du confinement sur le niveau de température pour le feu de dodécane 40 cm 3 Rh (a) et le feu de dodécane 40 cm 5 Rh (b).

Au niveau des espèces présentes dans la fumée, on fait également la même observation. Ainsi, sur les figures 6.39 (a,b), on remarque que la consommation d'oxygène est plus importante lorsque les parois sont recouvertes de Promatech. En effet, la concentration d'oxygène atteint une valeur critique de 1 % alors qu'elle est de 6 % sans Promatech. Ceci s'explique par un débit de pyrolyse plus grand qui conduit à un dégagement de chaleur plus grand et une consommation d'oxygène plus grande également. La production de dioxyde de carbone dépend de la consommation d'oxygène. Ainsi, plus l'oxygène est consommé plus le dioxyde de carbone est produit, cela est vérifié sur les figures 6.40 (a,b). On remarque effectivement que la production de dioxyde de carbone est plus importante lorsque les parois sont recouvertes de Promatech.

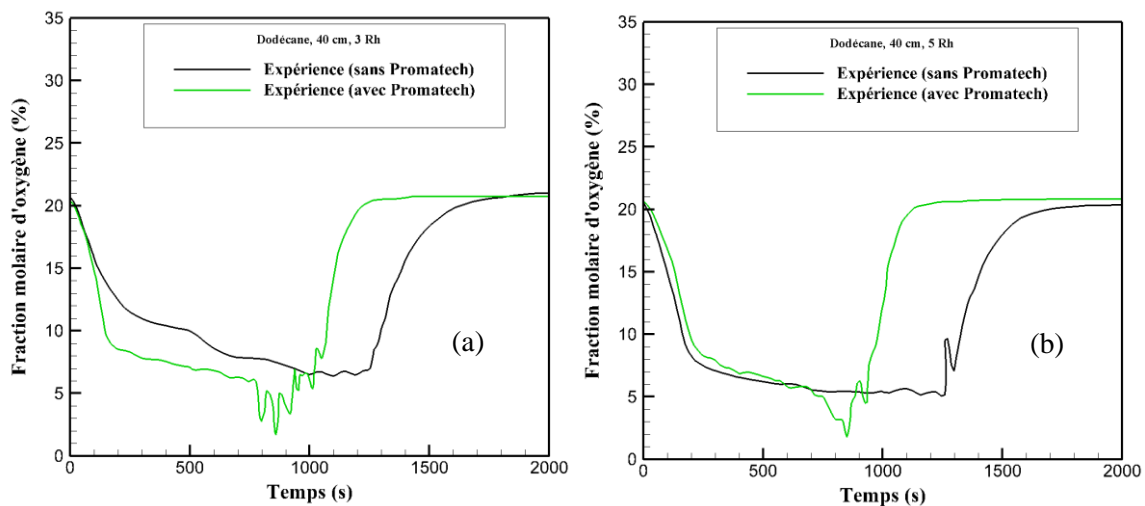


Figure 6.39 : Effet du confinement sur le niveau d'oxygène pour le feu de dodécane 40 cm 3 Rh (a) et le feu de dodécane 40 cm 5 Rh (b).

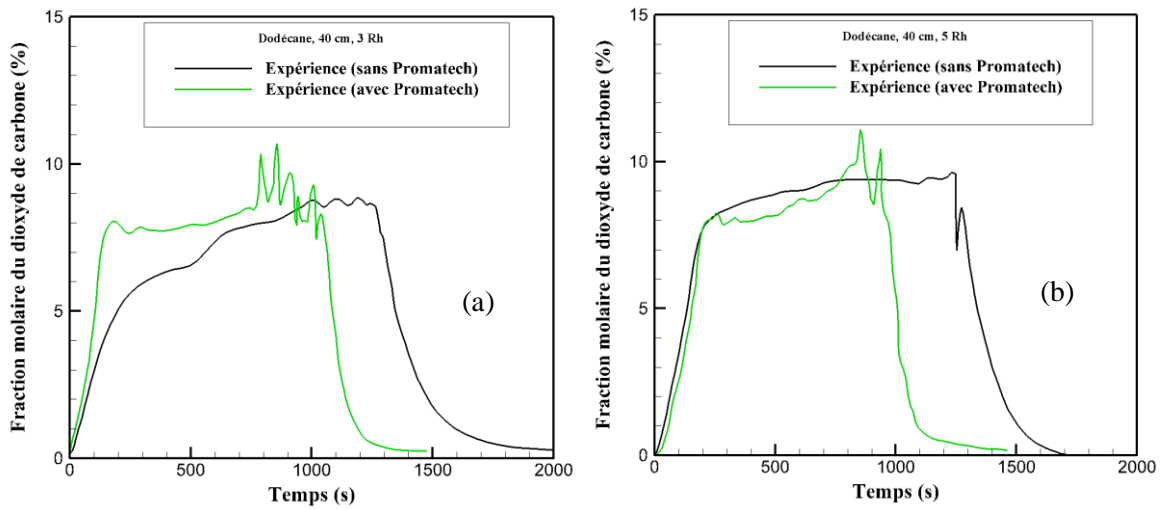


Figure 6.40 : Effet du confinement sur le niveau du dioxyde de carbone pour le feu de dodécane 40 cm 3 Rh (a) et le feu de dodécane 40 cm 5 Rh (b).

S'agissant des feux sous-ventilés, nous allons maintenant nous intéresser aux effets du Promatech sur la production des gaz imbrûlés. Les figures 6.41, 6.42 et 6.43 présentent les évolutions des gaz imbrûlés en fonction des effets du confinement du local. On constate, pour le monoxyde de carbone, les hydrocarbures et l'hydrogène, que le niveau de ces espèces est plus grand lorsque les parois sont recouvertes de Promatech. On constate en effet, que la production des imbrûlés est quasiment deux fois plus importante avec le Promatech que sans.

En somme, la présence du Promatech a conduit à un débit de pyrolyse plus grand, un dégagement de chaleur plus grand avec une durée de feu plus courte, une température plus grande, une consommation d'oxygène plus grande, et une production de dioxyde de carbone et des gaz imbrûlés plus grande. Ainsi, lorsqu'une enceinte est mieux isolée, les grandeurs physiques présentes au cours d'un incendie se retrouvent plus importantes que dans le cas d'une enceinte moins isolée. Comme, le risque d'inflammation est lié à la température et la quantité des imbrûlés dans la fumée. Par conséquent, plus l'enceinte est isolée, plus le risque d'inflammation des fumées est grand. L'isolation d'une enceinte faisant référence au confinement de celle-ci, on dit donc que le risque dépend du confinement de l'enceinte.

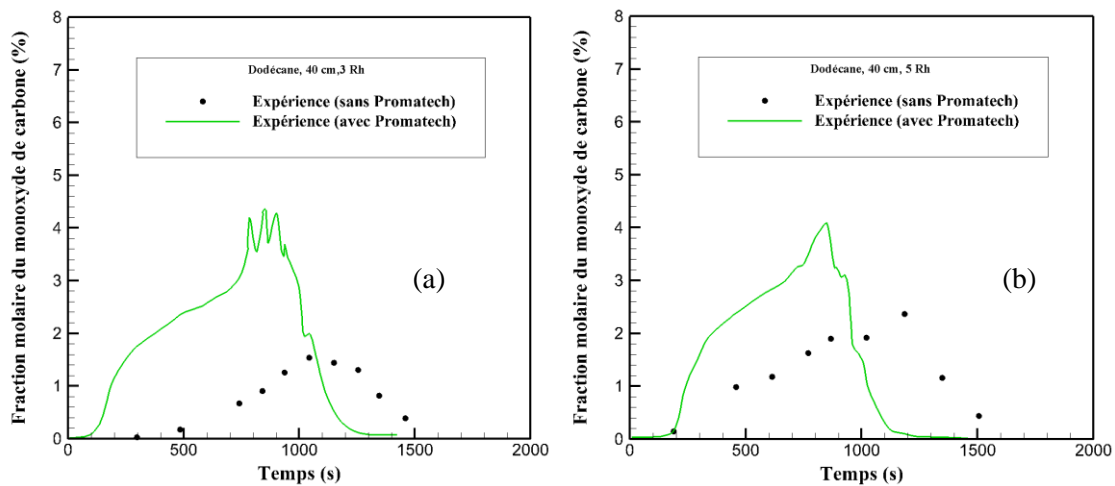


Figure 6.40 : Effet du confinement sur le niveau du monoxyde de carbone pour le feu de dodécane 40 cm 3 Rh (a) et le feu de dodécane 40 cm 5 Rh (b).

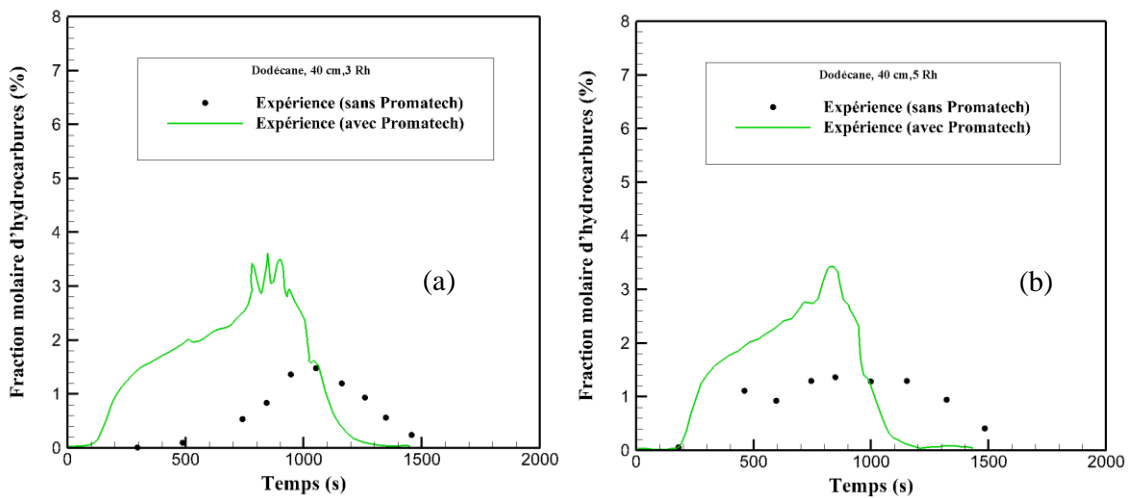


Figure 6.41 : Effet du confinement sur le niveau des hydrocarbures pour le feu de dodécane 40 cm 3 Rh (a) et le feu de dodécane 40 cm 5 Rh (b).

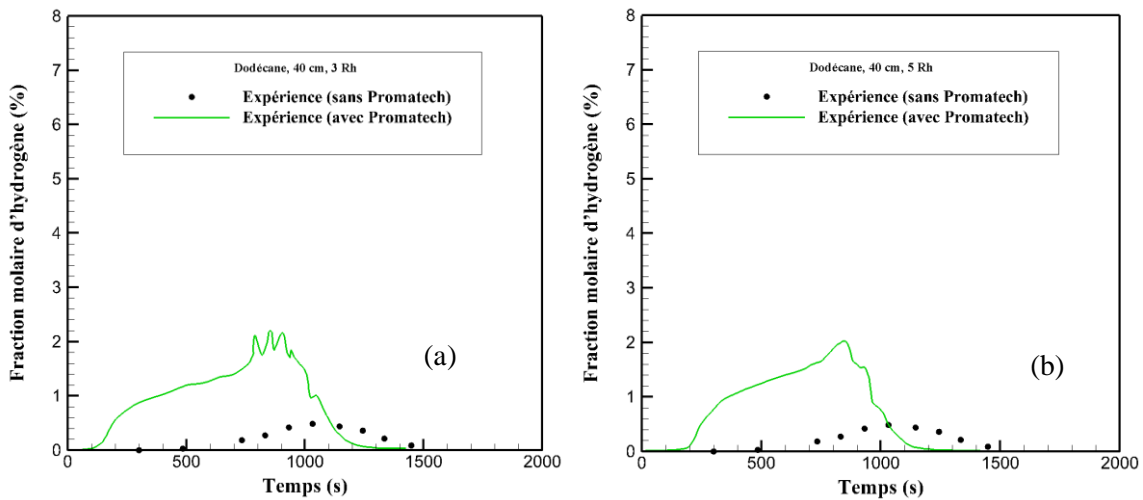


Figure 6.42 : Effet du confinement sur le niveau de l'hydrogène pour le feu de dodécane 40 cm 3 Rh (a) et le feu de dodécane 40 cm 5 Rh (b).

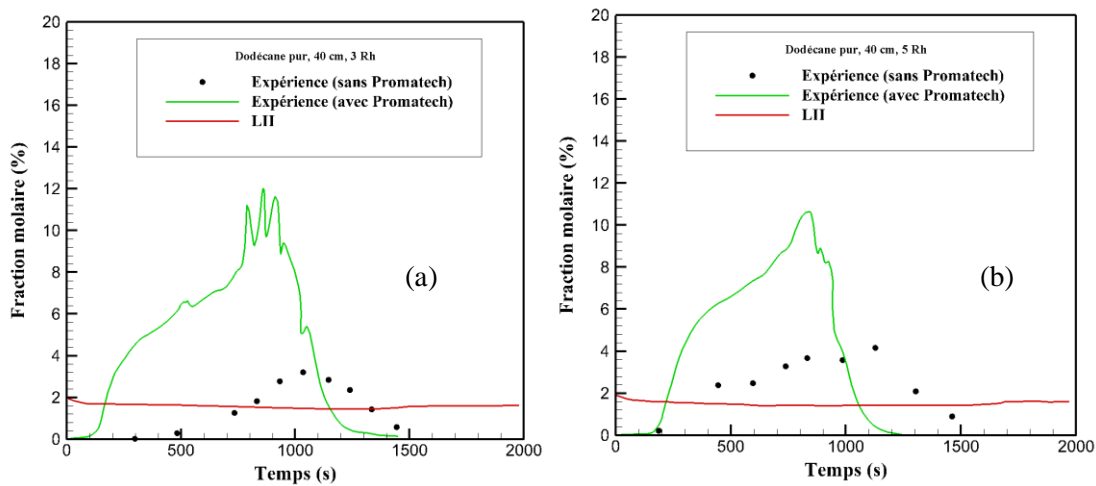


Figure 6.43 : Effet du confinement sur le risque d'inflammation de fumée pour le feu de dodécane 40 cm 3 Rh (a) et le feu de dodécane 40 cm 5 Rh (b).

Après avoir mis en évidence les effets du confinement sur la production des gaz imbrûlés, on constate que celui-ci a une conséquence sur le risque d'inflammation. Sur les figures 6.43 (a,b), on remarque que le risque deux à trois fois plus grand avec le Promatech. Cela permet de dire que plus une enceinte est isolé, plus la quantité d'imbrûlés est grande et donc que le risque est d'inflammation est plus élevé.

On s'intéresse maintenant sur la loi empirique permettant d'obtenir le dioxyde de carbone en fonction de l'oxygène. On souhaite voir si le confinement d'un local a un effet sur cette loi. Pour cela, une comparaison est faite entre les évolutions du CO₂ en fonction de l'oxygène déduites des résultats de Lassus (2009) et de cette étude avec le model. Le modèle permettant d'obtenir la concentration volumique du dioxyde de carbone en fonction de celle de l'oxygène est définie par :

$$X_{CO_2} = \frac{(X_{CO_2 \max} \cdot (21\% - X_{O_2}))}{21\%} \quad (6.1)$$

Où $X_{CO_2 \max}$ est la valeur maximale spécifique au combustible étudié qui vaut 12,42 % pour l'heptane et 12,69 % pour le dodécane.

Ainsi, dans le cas du dodécane, l'équation 6.1 deviendrait :

$$X_{CO_2} = 12,69 - 0,604X_{O_2}$$

On peut également utiliser le modèle développé par Lassus (2016) définie par :

$$X_{CO_2} = -\frac{n_{CO_2}}{n_{O_2}} CMO_{CO} + b \quad (6.2)$$

Avec CMO_{CO} est la concentration minimale en oxygène du monoxyde de carbone au-dessous de laquelle le monoxyde de carbone ne s'oxyde pas en dioxyde de carbone.

n_{CO_2} et n_{O_2} représentent respectivement le nombre de mole de dioxyde de carbone et le nombre de mole d'oxygène.

b est un coefficient empirique expérimental.

En utilisant donc le modèle utilisant l'équation 6.1, on constate sur les figures 6.44 (a,b) que les évolutions du dioxyde de carbone avec et sans Promatech sont équivalentes à celle du modèle théorique énoncé ci-dessus. Néanmoins, avec le Promatech, le confinement est plus important, ce qui a favorisé une production de dioxyde de carbone plus importante. Pour cela, on constate qu'à partir d'une concentration d'oxygène inférieure à 10%, on observe un petit palier de dioxyde de carbone de l'ordre de 8 %, et lorsque la concentration d'oxygène est égale à 8 %, l'évolution du dioxyde de carbone augmente avec une pente similaire à celle du modèle. Ces analyses nous permettent de dire que les effets de confinement influence peu sur le modèle permettant d'obtenir le dioxyde de carbone à partir de l'oxygène. Au niveau de la mesure proche du foyer (cf. figures 6.45 (a,b)), on fait également le même observation. En effet, on remarque que l'évolution du dioxyde de carbone mesuré en partie basse suit parfaitement le modèle théorique. Cependant, à partir d'une concentration de dioxyde de carbone égale à 10 %, l'analyseur COSMA ne peut effectuer des mesures supérieures à cette valeur. C'est pour cela, que l'on observe un palier de dioxyde de carbone égale à 10 % sur les figures 6.45 (a,b). Il ne s'agit pas d'un phénomène physique mais d'une limite de mesure liée à la capacité de mesure de l'analyseur COSMA. Ainsi, en s'appuyant des observations faites sur la comparaison des résultats entre les deux études et celles des mesures faites proche du foyer, on conclut sur le fait que le

modèle prédisant le dioxyde de carbone à partir de la concentration d'oxygène ne dépend pas des conditions de l'enceinte mais uniquement de la consommation d'oxygène par le feu.

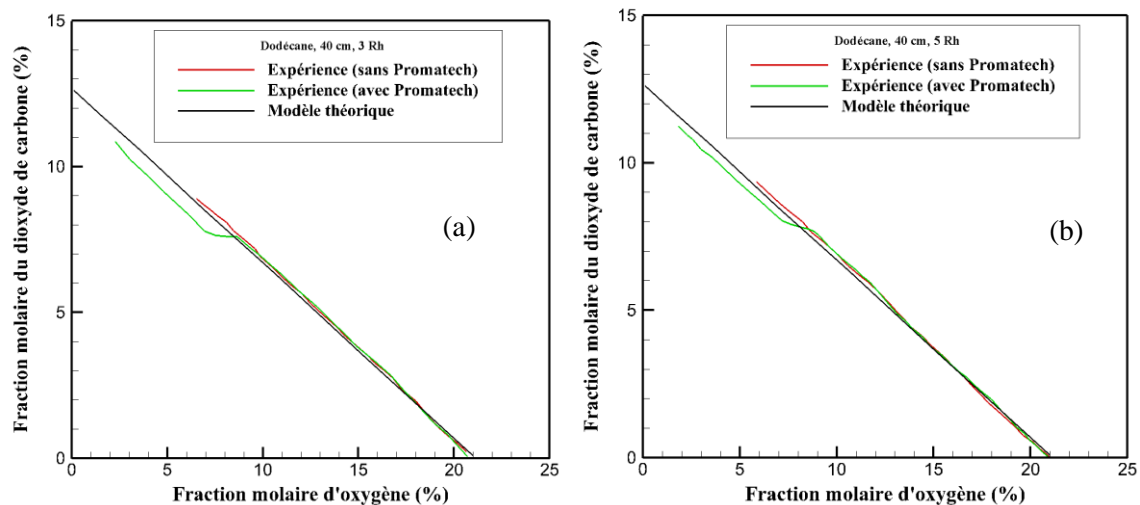


Figure 6.44 : Evolution du dioxyde de carbone en fonction de l'oxygène pour le feu de dodécane 40 cm 3 Rh (a) et le feu de dodécane 40 cm 5 Rh (b) en fonction du confinement.

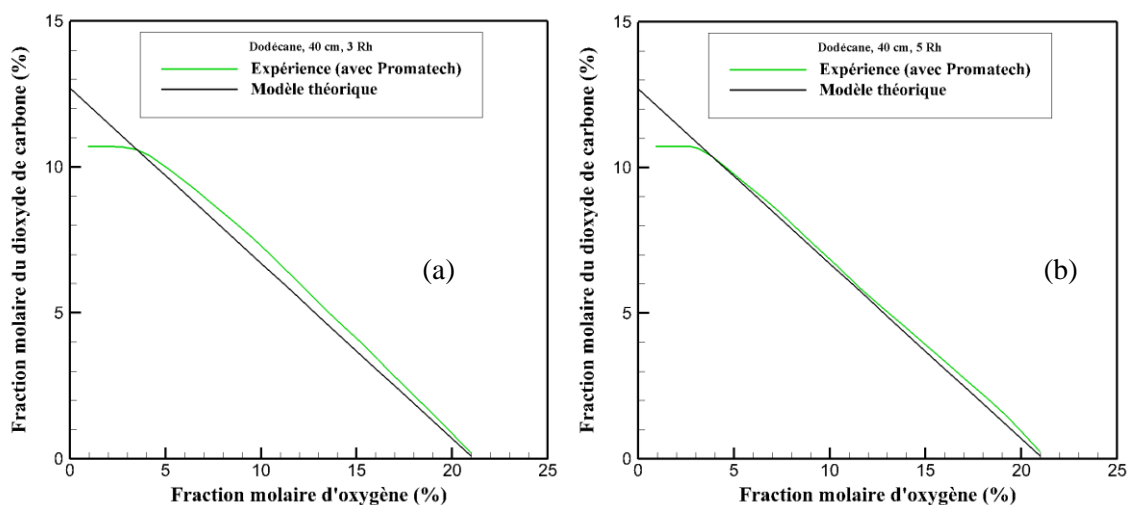


Figure 6.45 : Evolution du dioxyde de carbone en fonction de l'oxygène pour le feu de dodécane 40 cm 3 Rh (a) et le feu de dodécane 40 cm 5 Rh (b) pour la mesure proche du foyer.

Par la suite, on s'intéresse maintenant à la loi empirique développée par Lassus (2009). Pour cela, une comparaison sur l'évolution du monoxyde de carbone en fonction de l'oxygène est faite entre notre étude celle de Lassus (2009) sur les figures 6.46(a) et 6.46 (b). On remarque une évolution similaire entre les deux études, notamment pour une concentration d'oxygène supérieure à 11,1 %, le CO est négligeable. En dessous cette valeur, il y a production du CO qui augmente légèrement lorsque la concentration d'oxygène est en dessous de 6,25 %. Cependant, on constate une différence au niveau du CO. En effet, comme mentionné précédemment le confinement du caisson a un impact sur la

production du monoxyde de carbone et des autres grandeurs étudiées ci-dessus. Avec un confinement plus important dans notre étude, on a remarqué que la production du monoxyde de carbone est plus grande que celle de l'étude de Lassus (2009). Cela a donc une influence sur l'évolution du monoxyde de carbone en fonction de l'oxygène. On remarque en effet que, lorsque la concentration d'oxygène est inférieure à 11,1% dans le cas du feu de dodécane 40 cm, la production du CO mesurée dans notre étude débute avant celle de Lassus (2009). En s'appuyant sur l'hypothèse de Lassus (2009), le coefficient directeur de la droite qui définit l'évolution du monoxyde de carbone en fonction de la concentration d'oxygène comprise entre 6.25 % et 11,1% est plus grand que celui utilisé dans l'étude de Lassus (2009). Pour rappel, la loi empirique développée par Lassus (2009) est définie par :

$$X_{CO} = \begin{cases} 0 & \text{pour : } CMO \leq X_{O_2} \leq 21\% \\ \frac{-c}{CMO} \cdot X_{O_2} + c & \text{pour : } CMO_{CO} \leq X_{O_2} \leq CMO \\ \frac{-d}{CMO_{CO}} \cdot X_{O_2} + d + c \left(1 - \frac{CMO_{CO}}{CMO}\right) & \text{pour : } X_{O_2} \leq CMO_{CO} \end{cases}$$

Avec :

X_{CO} et X_{O_2} les concentrations du monoxyde de carbone et de l'oxygène

CMO est la concentration minimale en oxygène du combustible

CMO_{CO} est la concentration minimale en oxygène du monoxyde de carbone

La concentration minimale d'oxygène représente la concentration au-dessous de laquelle le combustible n'est plus inflammable (cf. chapitre 2).

c et d sont des coefficients empiriques expérimentaux (c est proche du rendement maximal de combustible)

Dans le cas de l'étude de Lassus (2009) et de cette étude, les valeurs de *CMO* et des constantes *c*, *d* sont présentées sur le tableau 6.1.

	Etude de Lassus (2009)	Cette étude
Grandeurs	Dodécane	Dodécane
CMO	11.1%	11.1%
CMO_{CO}	6.25%	6.25%
c	1.98	7.45
d	8	1.86

Tableau 6.1 : Valeurs de *CMO* et des constantes *c*, *d* pour le dodécane tiré de l'étude de Lassus et de cette étude.

De l'analyse des figures 6.43(a) et 6.43(b) et des tableaux 6.1 et 6.2, on constate que la loi empirique de Lassus dépend du confinement du local. De plus, on constate que la valeur de la constante *c* augmente avec le confinement et la valeur *d* diminue.

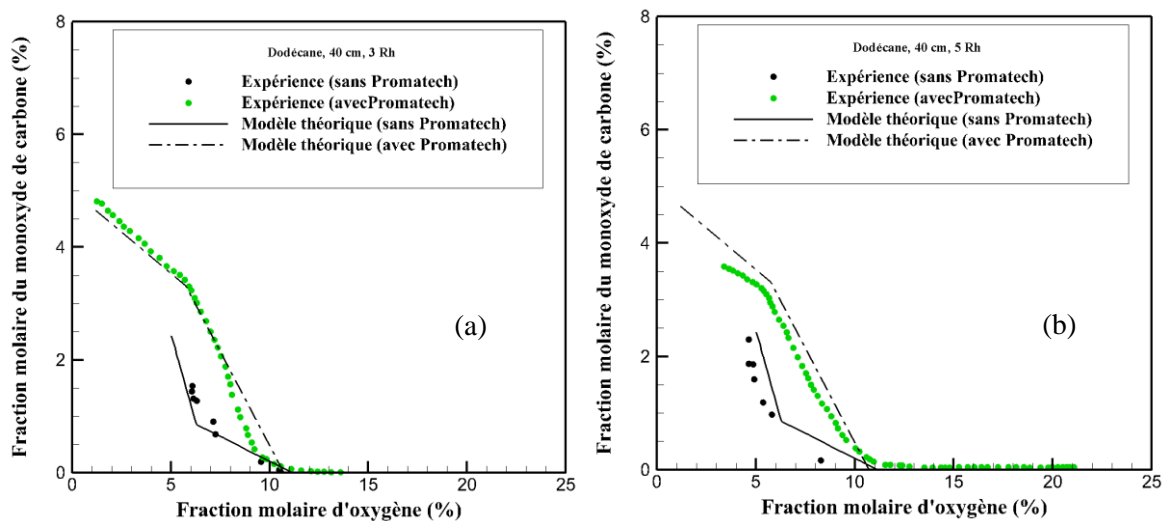


Figure 6.46 : Effet du confinement sur l'évolution du monoxyde de carbone en fonction de l'oxygène pour le feu de dodécane 40 cm 3 Rh (a) et le feu de dodécane 40 cm 5 Rh (b).

On remarque sur les figures 6.47 (a) et 6.47 (b) que les valeurs des constantes *c* et *d* déterminées dans cette étude nous permettent de retrouver l'évolution du monoxyde de carbone mesurée dans la gaine d'extraction à partir de la mesure d'oxygène. Au niveau de la mesure proche du foyer, on constate que

la loi empirique arrive à retrouver les valeurs maximales du monoxyde de carbone (cf. figures 6.48(a) 6.48(b)). Cependant au cours des premiers instants où la concentration d'oxygène proche du foyer est supérieure à la CMO du combustible (11,1%), cette loi n'arrive pas à retrouver les valeurs du monoxyde de carbone. Cela permet de dire que proche du foyer, la loi empirique n'est vraie que lorsque la richesse est supérieure à 1,5, c'est-à-dire le moment où la concentration de l'oxygène est la même dans la gaine d'extraction et proche du foyer. Ainsi, on peut dire que la loi empirique entre la gaine d'extraction et la position proche du foyer dépend du régime de ventilation du feu.

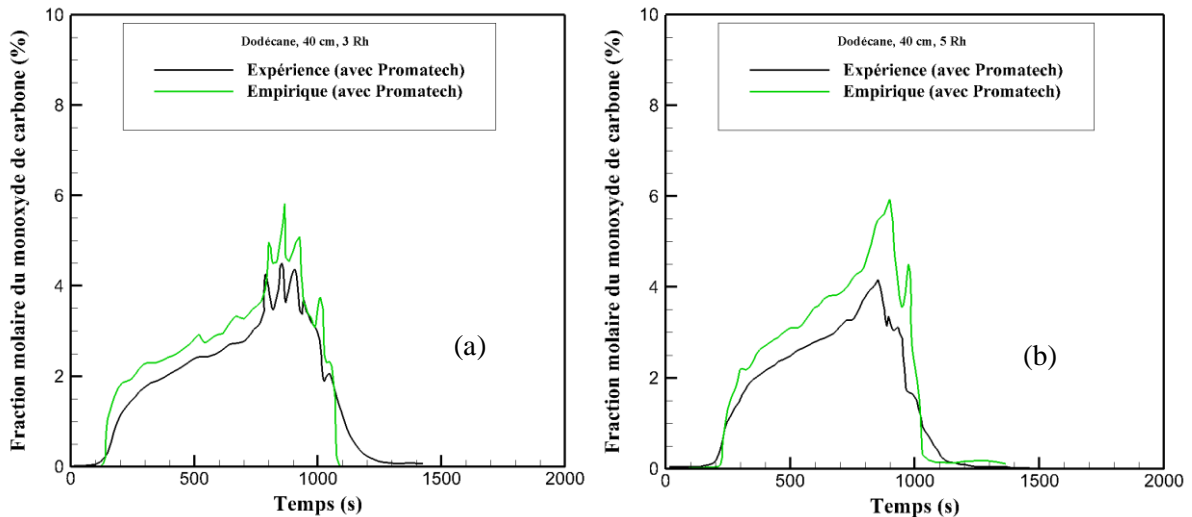


Figure 6.47 : Comparaison entre l'expérience et la loi empirique sur l'évolution du monoxyde de carbone dans la gaine d'extraction pour le feu de dodécane 40 cm 3 Rh (a) et le feu de dodécane 40 cm 5 Rh (b).

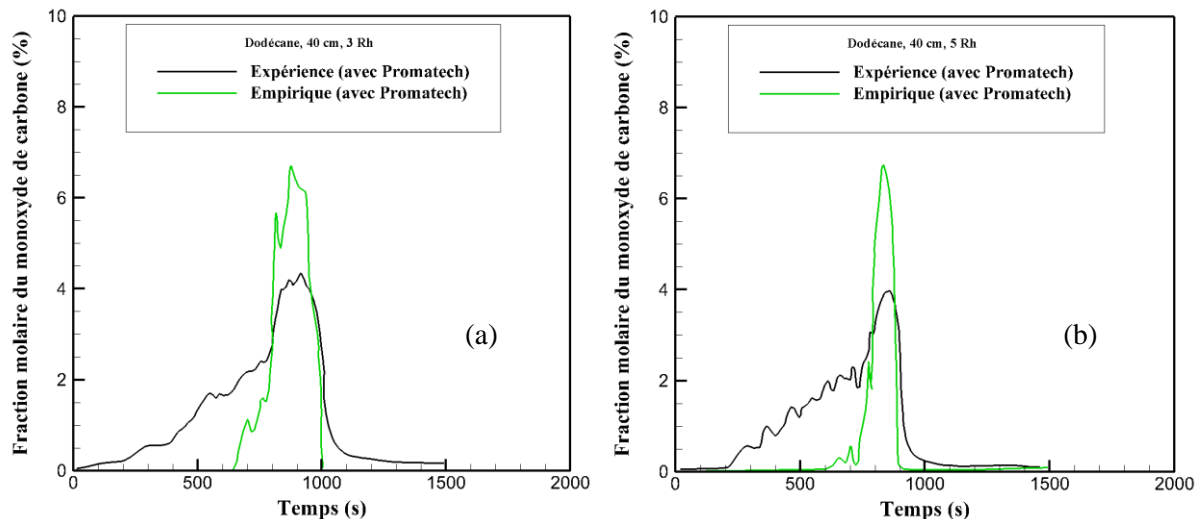


Figure 6.48 : Comparaison entre l'expérience et la loi empirique sur l'évolution du monoxyde de carbone proche du foyer pour le feu de dodécane 40 cm 3 Rh (a) et le feu de dodécane 40 cm 5 Rh (b).

La figure 6.48 présente les évolutions de la concentration d'oxygène proche du foyer en fonction de celle dans la gaine d'extraction. En analysant cette figure, on remarque que dans les premiers instants du feu ($[O_2]$ proche de 21%), la concentration d'oxygène proche du foyer reste constante tandis que celle dans la gaine d'extraction diminue. En effet, la concentration d'oxygène proche du foyer commence à diminuer lorsque la fumée arrive au niveau du foyer. Par la suite, la concentration d'oxygène proche du foyer diminue en fonction de celle mesurée dans la gaine d'extraction jusqu'à une valeur minimale de O_2 . A partir de cette concentration minimale (proche de 1% dans notre cas), la contraction d'oxygène est la même entre ces deux points de mesures. Cette observation a été présentée différemment sur les évolutions de l'oxygène dans la gaine d'extraction et proche du foyer en fonction du temps (cf. figures 6.13 (a) et 6.27(a)). Il s'agit de l'instant où le feu est très sous-ventilé. Comme la loi empirique permet d'évaluer la concentration du monoxyde de carbone proche du foyer lorsque les concentrations d'oxygène entre la gaine d'extraction et celle proche du foyer sont égales. Ainsi, on peut dire que la loi empirique dépend du régime de ventilation du feu et peut s'appliquer proche du foyer lorsque le feu est très sous-ventilé.

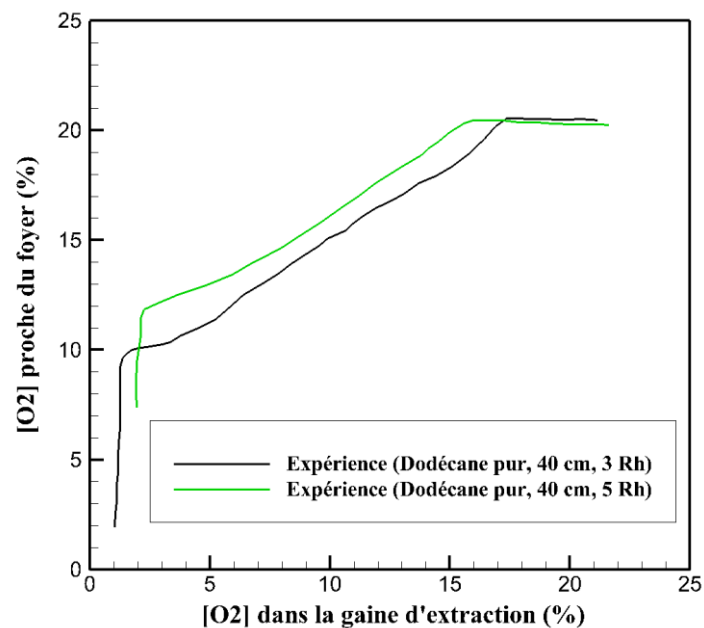


Figure 6.48 : Evolution de la concentration d'oxygène proche du foyer en fonction de celle dans la gaine d'extraction

En utilisant donc les coefficients déterminés dans cette étude, on fait également les mêmes observations sur l'évaluation du monoxyde de carbone à l'aide de la loi empirique pour les feux de dodécane technique 30 cm à 3 et à 5 Rh (cf. figures 6.49 (a,b)). Au niveau du foyer, les mesures de concentration d'oxygène étant supérieures à 11,1 %, la loi empirique donne des valeurs nulles du monoxyde de carbone. En effet, les feux de dodécane techniques sont considérés comme légèrement

sous ventilés ($0,5 < \phi < 1,0$) et sous -ventilés ($1 < \phi < 1,5$). Mentionné précédemment, la loi empirique peut s'appliquer proche du foyer seulement pour des feux très sous-ventilés ($1,5 < \phi$).

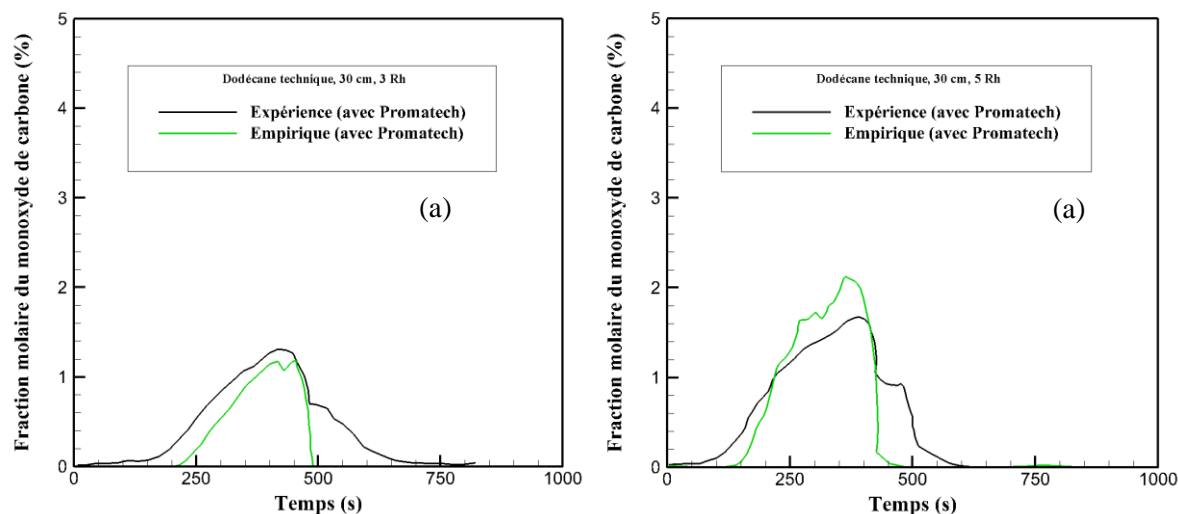


Figure 6.49 : Comparaison entre l'expérience et la loi empirique sur l'évolution du monoxyde de carbone dans la gaine d'extraction pour le feu de dodécane technique 340 cm 3 Rh (a) et le feu de dodécane technique 30 cm 5 Rh (b).

6.6 Conclusions

Ce chapitre présente l'ensemble des résultats obtenus au cours de l'étude expérimentale. Ces résultats ont fait l'objet d'une comparaison avec les résultats issus de la simulation numérique. On constate du point de vue expérimental que les observations faites sur les évolutions des gaz imbrûlés en fonction de la richesse sont en accord avec celles obtenues dans le cadre des travaux de Wieczorek (2003). On a bien établi l'influence de la richesse sur le comportement du feu pour les différents essais. On a également identifié le rôle de la richesse sur la production des gaz imbrûlés et donc le rôle de celui-ci sur le risque d'inflammation de fumée. Par la suite, dans le cas des feux présentant le risque d'inflammation, des ré-inflammations des fumées riches ont été observées à l'aide des mesures des températures faites dans le local.

En comparant les résultats de cette étude avec les résultats issus de l'étude de Lassus (2009), on a pu mettre en évidence l'influence des effets du confinement sur le débit massique de combustion et donc sur la production des gaz imbrûlés. En effet, dans notre étude, on a utilisé le caisson avec des parois et le plafond recouverts par du Promatech, alors que durant les essais de Lassus, les parois étaient uniquement construits en Siporex. Cela a créé une différence au niveau de l'isolation du local entre les deux études et favorisé une conservation de la chaleur plus importante dans notre étude par rapport à l'étude de Lassus (2009). Avec cette chaleur plus importante, le débit de pyrolyse s'est retrouvé plus important et par conséquent une production d'imbrûlés plus importante. On a également constaté que

la température des gaz est plus importante dans notre étude par rapport à celle obtenue dans l'étude de Lassus (2009). Ainsi, les effets de confinement d'une enceinte ont une influence sur le risque d'inflammation de fumée riche en gaz imbrûlés. Plus on est confiné, plus le risque est important.

En utilisant les résultats numériques, nous sommes parvenus à trouver trois points pour lesquels FDS surestime la température en sous-estimant les gaz imbrûlés. Ces points reposent sur la mauvaise prédiction de la stratification de la fumée par FDS due à une mauvaise extraction de la fumée par HVAC, du modèle de combustion utilisé et de la diffusivité turbulente importante. En effet, avec un établissement de la stratification de la fumée différente de l'expérience, la quantité de la fumée est plus importante et reste plus longtemps dans le local, ce qui conduit à une surchauffe du local. De plus, la stratification de la fumée vers le bas est plus rapide que celle de la réalité. Ainsi, la fumée se rapproche plus vite au niveau du foyer, ce dernier se retrouve étouffé et c'est à ce moment que le code de calcul n'arrive plus à prédire correctement les gaz imbrûlés. Ces gaz imbrûlés représentent les espèces minoritaires constituant la fumée, il est actuellement difficile de prédire ces espèces. La prédiction de ces gaz imbrûlés repose sur le modèle de combustion utilisé qui ne correspond pas encore aux phénomènes physiques. On note toutefois une bonne prédiction des espèces majoritaires par FDS, ce qui permet d'évaluer la concentration du monoxyde de carbone en fonction de l'oxygène à l'aide d'une relation empirique pour prédire les gaz imbrûlés.

En conclusion, les résultats issus de cette étude expérimentale servent de données complémentaires dans la compréhension des limites du code FDS à pouvoir prédire correctement les grandeurs comme les gaz imbrûlés et la puissance du feu en régime sous-ventilé. Ces résultats permettent également de mettre en évidence les effets du confinement sur le risque d'inflammation de fumée au niveau d'un réseau de ventilation. On retient également que malgré quelques différences entre la prédiction et l'expérience, FDS est capable d'évaluer le risque.

Conclusions et Perspectives

Nous avons vu lors des différents chapitres que durant un incendie dans une installation confinée munie d'un réseau de ventilation, la quantité d'oxygène peut devenir insuffisante par raréfaction de l'air et par consommation de l'oxygène par le processus de combustion. Ce manque d'oxygène engendre alors une production de gaz imbrûlés qui s'accumulent dans le local en feu. Au cours de leur évacuation à travers le réseau de ventilation, ces gaz peuvent s'enflammer en présence d'une source d'ignition lorsqu'ils ont atteint les conditions suffisantes d'inflammation. Le problème qui a amené à cette étude résulte dans le fait que l'inflammation de ces gaz peut contribuer à la propagation de l'incendie d'un local à un autre à travers le système de ventilation et peut également contribuer à la détérioration des dispositifs de sécurité garantissant le piégeage de particules dangereuses. Une première étude expérimentale réalisée par Lassus (2009) a apporté des éléments de réponse sur l'évaluation du risque d'inflammation des fumées au niveau du réseau de ventilation pour des combustibles liquides. Notre étude est alors venue en complément avec pour objectif d'évaluer ce risque d'inflammation à l'aide de la simulation numérique d'une part, et d'autre part de mettre en évidence les effets de confinement sur ce risque d'inflammation à partir de résultats expérimentaux supplémentaires. Ce mémoire comprend donc à la fois une partie numérique et expérimentale

Afin de limiter le nombre de paramètres d'étude, une étude bibliographique a été réalisée dans le chapitre 1. Celle-ci a permis d'avoir une vue d'ensemble sur les différents travaux qui ont été effectués dans le cadre des incendies en milieu confiné sous-ventilé. Cela a permis de définir les conditions favorisant la production de gaz imbrûlés et de connaître les critères nécessaires à l'inflammation de ces derniers. Un mélange gazeux est considéré comme inflammable si sa concentration est comprise dans le domaine d'inflammabilité. Le domaine d'inflammabilité détaillé par les travaux de Zabetakis (1965) et de Babrauskas (2003) est délimité par une LSI, et une LII, qui représentent respectivement les concentrations maximale et minimale de combustible dans l'air pour avoir inflammation. Or, l'accumulation des gaz imbrûlés dans les fumées peut donner lieu à un mélange gazeux inflammable. L'inflammation de ces gaz peut alors se produire soit par auto-inflammation, soit par une inflammation pilotée lorsque l'on atteint la LII. Nous avons vu que la détermination de la TAI d'un mélange gazeux est actuellement compliquée à mettre en place. En effet, la TAI d'un combustible est sensible aux conditions expérimentales et est fonction du temps. Cependant, on sait que la TAI est d'autant plus faible que la longueur de la chaîne carbonée est importante, or, durant le processus de pyrolyse du combustible liquide ou solide, le combustible se dégrade en plusieurs combustibles ayant des chaînes de carbones inférieures ou égales à celle du combustible. En connaissant la TAI de nombreux combustibles et par souci de sécurité la TAI d'un mélange gazeux sera celle du combustible.

L'étude bibliographique a également permis d'étudier l'influence du régime de ventilation sur la production de gaz imbrûlés. Le régime de ventilation étant caractérisé par la richesse du milieu, les travaux de Wieczorek (2003) permettent de savoir que la production du monoxyde de carbone et des autres gaz imbrûlés débute pour une richesse supérieure à 0,5 et augmente avec celle-ci. Par ailleurs, Lassus (2009,2016) a également mis en évidence une loi empirique qui permet de déterminer l'évolution du monoxyde de carbone en fonction de la consommation d'oxygène. De plus, l'étude bibliographique a montré l'impact du confinement sur le débit calorifique d'un feu ce dernier étant plus grand pour un feu en milieu confiné que pour un milieu ouvert. Ceci s'explique par la présence de parois qui rayonnent la chaleur émise par le feu vers la surface du combustible, ce qui fournit une source d'énergie supplémentaire dans le processus de combustion et augmente le débit massique de pyrolyse. Des travaux comme ceux de Takeda et al. (1981) ont mis en évidence l'influence du rayonnement des parois sur la régression de la taille du foyer d'un combustible. Ce phénomène dépendrait donc de l'effet du rayonnement thermique externe qui pourrait avoir un effet significatif sur le débit massique de pyrolyse.

Dans le deuxième chapitre, le code de calcul FDS et les modèles numériques utilisés pour modéliser les écoulements réactifs liés à la dynamique d'un feu sont présentés. Dans la modélisation des principaux mécanismes intervenant dans le processus de combustion d'un combustible liquide, on prend en compte l'hydrodynamique, la vaporisation du liquide en mélange gazeux combustible, la réaction chimique, les transferts de chaleur, le rayonnement et la turbulence. Les équations qui gouvernent le comportement de ces différents mécanismes physiques sont simplifiées en se basant sur l'hypothèse d'un faible nombre de Mach. La turbulence est modélisée par l'approche de la simulation des grandes échelles où l'effet des petites échelles est représenté par différents modèles reposant sur le principe de Smagorinsky qui repose sur la détermination de la viscosité dynamique. Parmi ces différents modèles, nous avons conclu que le plus avantageux est le modèle de Deardorff car il concilie précision et gain de temps de calcul. La modélisation du rayonnement est traitée par l'hypothèse du milieu gris. L'évaporation du liquide est réduite à un brûleur dont on impose le débit massique de pyrolyse comme donnée de départ. Nous avons vu que l'extinction de la flamme peut se réaliser de deux manières, soit par un critère de température critique de flamme soit par une concentration d'oxygène critique. Il existe également un cas particulier où on peut supprimer le critère d'extinction afin de permettre au processus de combustion de se dérouler normalement tant qu'il y'a de l'oxygène. La combustion dans la phase gazeuse peut être modélisée en appliquant l'hypothèse d'une combustion infiniment rapide ou à cinétique chimie finie. Dans le cas d'une combustion infiniment rapide, le taux de réaction est calculé par le modèle de la dissipation des tourbillons (EDC). La combustion peut être effectuée en une ou plusieurs étapes. Afin de mettre en évidence à la fois la présence du monoxyde de carbone et de l'hydrogène, une combustion en quatre étapes a été choisie. Au niveau de la modélisation des conditions aux limites, nous avons intégré le solveur HVAC qui

permet la modélisation du réseau de ventilation dans FDS car il est important de bien définir les caractéristiques du système de ventilation afin de connaître les écoulements dans l'ensemble du dispositif et de pouvoir calculer l'ensemble des pertes de charges qui participent à l'ensemble de ces écoulements.

Le chapitre 3 a fait une description du dispositif expérimental utilisé dans cette étude. Les lois de similitudes qui ont permis l'instrumentation de ce dispositif ont été présentées. Ainsi, à partir des dimensions de l'installation à échelle réelle, des échelles de similitudes ont été établies afin d'extrapoler nos résultats par le passage de l'échelle réelle à la maquette et vice versa. Les caractéristiques de l'installation expérimentale ont ensuite été présentées en faisant ressortir les propriétés physiques du caisson, les caractéristiques du système de ventilation, les propriétés physiques des combustibles utilisés et l'instrumentation des points de mesures dans l'ensemble de l'installation expérimentale. En effet, il s'agit d'un caisson de 8 m³ de volume dont les murs sont construits en Siporex et recouvert par une couche de Promatech. Ce caisson est muni d'un système de ventilation contrôlé par un ventilateur centrifuge. L'instrumentation des points de mesures ont permis de faire des mesures de pertes de masse, des mesures d'espèces dans le local (proche du foyer et proche du plafond), des mesures d'espèces dans la gaine d'extraction, des mesures de température dans l'ensemble du dispositif expérimental et des mesures de vitesses et de pressions dans l'ensemble du réseau de ventilation.

Le chapitre 4 concerne l'étude numérique avec l'étude préliminaire qui a permis de choisir les conditions initiales et les modèles numériques permettant de modéliser les écoulements réactifs représentatifs des feux. Pour cela, une étude de sensibilité au maillage a été effectuée afin de trouver la taille de maille qui permettrait de concilier précision et gain de temps de calcul. Par la suite, la méthode de modélisation du réseau de ventilation présent dans notre installation a été présentée ainsi que la méthode de modélisation des fuites. La modélisation des conditions limites et initiales, notamment la modélisation des caractéristiques du système de ventilation, a nécessité une étude expérimentale du dispositif à froid c'est-à-dire en absence du feu en similitude avec les études numériques réalisées par Tarek Beji (2013) et Jonathan Wahlqvist (2013). La répartition des fuites a été effectuée à l'aide des mesures de débits d'écoulement d'air prises au niveau des jonctions des conduits du réseau de ventilation et vérifiée à partir de la consommation d'oxygène dans le caisson. Ce qui a conduit à la définition numérique du système de ventilation. Après avoir déterminé les conditions limites et initiales, nous avons mené une réflexion sur les choix des modèles de turbulence, d'extinction et de combustion. On a pu faire ressortir, pour chaque modèle numérique, les caractéristiques physiques qui permettent au mieux de répondre à la problématique de l'évaluation du risque d'inflammation. Par la suite, une évaluation de la prédiction de la température de la flamme au niveau du local et de la température des gaz dans le reste de la configuration numérique a été effectuée. Cette évaluation a permis de valider le choix de ces paramètres qui ont correctement

reproduit le niveau de température dans la flamme. La comparaison entre l'expérience et la prédiction sur l'évolution de la température des gaz dans le local et dans le réseau de ventilation a aussi montré une tendance similaire. Pour reprendre les paramètres qui ont été choisis, le réseau de ventilation présent dans notre installation a été modélisé en utilisant la méthode HVAC combinée avec FDS6 pour une taille de maille de 5 cm. La modélisation du comportement du feu a été adoptée en utilisant le modèle d'extinction basé sur une concentration critique d'oxygène et le modèle de combustion à réactions chimiques infiniment rapides à plusieurs étapes. Les simulations vont être effectuées en utilisant le modèle de turbulence Deardorff.

Le chapitre 5 concerne l'évaluation numérique du risque d'inflammation et du confinement dynamique des gaz imbrûlés. L'ensemble des comparaisons dans ce chapitre montre que les choix du modèle numérique permettent d'obtenir des résultats similaires à l'expérience concernant les évolutions de la puissance du feu, de la température, de la pression, de la vitesse et des espèces présentées dans ce chapitre. Cette similarité montre notre capacité à prédire de façon quantitative la température et la production des gaz imbrûlés qui représentent les grandeurs nécessaires à l'évaluation du risque d'inflammation de fumées riches en gaz imbrûlés. En restant toujours dans le cadre de la prédiction du risque d'inflammation de gaz imbrûlés présents dans la fumée, il est possible d'évaluer la quantité de gaz imbrûlés en utilisant la loi empirique développée par Lassus (2016). Cette loi permet de déterminer la concentration du monoxyde de carbone en fonction de la concentration d'oxygène. Il a été constaté que, pour une richesse située entre 0,9 et 1,5, FDS ne pouvait pas prédire correctement le niveau de gaz imbrûlés dans la fumée. Toutefois, on a remarqué que FDS est en mesure de prédire correctement la concentration d'oxygène représentant l'une des espèces prioritaires constituant la fumée. Ainsi, de la connaissance de la fraction molaire d'oxygène prédite, on déduit celle du monoxyde de carbone. Cela permet de résoudre la limitation de FDS à prédire la fraction molaire du monoxyde de carbone.

Dans le cadre de l'influence de la richesse sur la prédiction de FDS du risque :

- lorsque la richesse est inférieure à 0,9, FDS arrive à prédire l'ensemble des paramètres nécessaires à l'évaluation du risque,
- Pour une richesse comprise entre 0,9 et 1,5, FDS arrive à prédire les espèces majoritaires mais présente quelques problèmes pour la prédiction des gaz imbrûlés,
- lorsque la richesse est supérieure à 1,5, FDS parvient à prédire le niveau des gaz imbrûlés et les autres grandeurs nécessaires à l'évaluation du risque.

En d'autres termes, FDS se comporte assez bien lorsque le feu est bien ventilé ou lorsque ce dernier est très sous-ventilé. On remarque également que FDS prédit correctement les gaz imbrûlés provenant de la dégradation thermique d'une cible lors d'un incendie en milieu confiné sous-ventilé. Par la suite, le confinement dynamique a également été étudié dans ce chapitre. Comme nous l'avons vu dans ce

chapitre, ce dernier est en effet un élément clé pour la sécurité des personnes et de l'environnement. Nous avons démontré que, dans tous les cas, FDS combiné à une loi empirique est capable d'évaluer le risque d'inflammation de gaz imbrûlés présents dans les fumées. Il permet également de prédire les pics de surpression et dépression susceptibles de rompre le confinement dynamique d'une installation.

Le chapitre 6 concerne l'évaluation du code numérique et l'influence du confinement sur le risque d'inflammation à l'aide des résultats expérimentaux supplémentaires menés dans ces travaux. Dans ce chapitre, on a présenté l'ensemble des résultats obtenus au cours de l'étude expérimentale. Ces résultats ont fait l'objet d'une comparaison avec les résultats issus de la simulation numérique. D'un point de vue expérimental, on constate que les observations faites sur les évolutions des gaz imbrûlés en fonction de la richesse sont en accord avec celles obtenues dans la littérature. On a bien établi l'influence de la richesse sur le comportement du feu pour les différents essais. On a également identifié le rôle de la richesse dans la production des gaz imbrûlés et donc dans l'augmentation du risque d'inflammation de fumée. Dans le cas des feux à haut risque, des ré-inflammations de fumées riches ont été observées à l'aide des mesures des températures faites dans le local. En comparant les résultats de cette étude avec ceux issus de l'étude de Lassus (2009), on a pu mettre en évidence l'influence des effets du confinement sur le débit massique de combustion et donc sur la production des gaz imbrûlés. En effet, dans notre étude, on a recouvert les parois et le plafond du caisson avec du Promatech, alors que durant les essais de Lassus, les parois étaient uniquement construits en Siporex. Nous avons ainsi mené nos expérimentations avec une meilleure isolation du local et une plus grande conservation de la chaleur plus importante que lors de l'étude de Lassus (2009). Avec cette chaleur supplémentaire, le débit de pyrolyse s'est retrouvé plus important et on a observé, par conséquent, une production d'imbrûlés plus importante. On a également constaté que la température des gaz est plus importante dans notre étude par rapport à celle obtenue dans l'étude de Lassus (2009). Ainsi, les effets de confinement d'une enceinte ont une influence sur le risque d'inflammation de fumée riche en gaz imbrûlés. Plus on est confiné, plus le risque est important.

En utilisant les résultats numériques, nous sommes parvenus à trouver trois points pour lesquels FDS surestime la température en sous-estimant les concentrations de gaz imbrûlés. Ces points reposent sur la mauvaise prédiction de la stratification de la fumée par FDS, ceci étant dû à une mauvaise extraction de la fumée par HVAC, au modèle de combustion utilisé et à la diffusivité turbulente prédite trop importante. En effet, avec un établissement de la stratification de la fumée différente de l'expérience, la quantité de la fumée est plus importante et reste plus longtemps dans le local, ce qui conduit à une surchauffe du local. De plus, la stratification de la fumée vers le bas est plus rapide que celle observée pendant les expérimentations. Ainsi, la fumée se rapproche plus vite du foyer, ce dernier se retrouvant étouffé. C'est à ce moment que le code de calcul n'arrive plus à prédire correctement les concentrations en gaz imbrûlés. Ces derniers représentent les espèces minoritaires constituant la fumée qui est principalement composée des produits de combustion, ainsi, il est

actuellement difficile de prédire l'évolution de ces espèces. La prédiction de ces gaz imbrûlés repose sur le modèle de combustion utilisé qui ne permet pas encore de reproduire correctement les phénomènes physiques relatifs à la dynamique du feu. On note toutefois une bonne prédiction des espèces majoritaires par FDS, ce qui permet d'évaluer la concentration du monoxyde de carbone en fonction de l'oxygène à l'aide d'une relation empirique afin de prédire les gaz imbrûlés.

En conclusion, les résultats issus de cette étude expérimentale servent de données complémentaires dans la compréhension des limites du code FDS à pouvoir prédire correctement les grandeurs telles que les concentrations en gaz imbrûlés et la puissance du feu en régime sous-ventilé. Ces résultats permettent également de mettre en évidence les effets du confinement sur le risque d'inflammation de fumée au niveau d'un réseau de ventilation. On retient ainsi que, malgré quelques différences entre la prédiction et l'expérience, FDS, combiné à la loi empirique, est capable d'évaluer le risque.

Dans le cadre de l'évaluation du risque d'inflammation en fonction de la richesse:

- lorsque la richesse est inférieure à 0,5, le feu est considéré comme bien ventilé, pour cela il n'y a pas d'imbrûlés et par conséquent pas de risque,
- Pour une richesse comprise entre 0,5 et 0,7, le feu est considéré comme légèrement sous-ventilé, la quantité d'imbrûlés n'est pas suffisante pour avoir un risque d'inflammation,
- Pour une richesse comprise entre 0,7 et 1,0, le feu est considéré également comme légèrement sous-ventilé. Cependant la quantité d'imbrûlés peut conduire à un risque d'inflammation,
- Pour une richesse comprise entre 1,0 et 1,5, le feu est sous-ventilé, la quantité d'imbrûlés peut conduire à risque d'inflammation de fumées,
- lorsque la richesse est supérieure à 1,5, le feu est très sous-ventilé, et la quantité des imbrûlés sont suffisamment importante pour que le risque d'inflammation existe. De plus, pour des feux très sous-ventilés, les risques d'extinction de flamme sont également importants.

De l'analyse de nos résultats, ce travail ouvre plusieurs perspectives de recherche. Au niveau numérique, les modèles utilisés pourraient être améliorés. En effet, il faudrait améliorer la modélisation du réseau de ventilation HVAC afin que l'extraction des fumées à travers le réseau de ventilation se fasse correctement. Cela contribuera à un établissement de la stratification de la fumée dans le caisson plus proche de l'expérience. Il faudra également améliorer le modèle d'extinction reposant sur le critère d'une température critique afin que la combustion en quatre étapes, prenant en compte le monoxyde de carbone et l'hydrogène, permette de fournir de meilleurs résultats sur la prédiction des gaz imbrûlés. Il faudra également tenter de retrouver l'ensemble des grandeurs nécessaires (la puissance du feu, la température des gaz, les gaz imbrûlés et le niveau de pression) à l'évaluation du risque d'inflammation par le couplage du transfert de chaleur et de masse.

Du point de vue de l'expérience, l'étude du risque d'inflammation pour d'autres configurations (foyer excentré ou encore admission en partie haute ouverte et fermée) serait nécessaire afin d'étendre les résultats de cette étude et affiner le modèle numérique par la même occasion.

Annexes

Annexe A : Evaluation du taux de renouvellement horaire réel dans le caisson

Le **taux de renouvellement horaire (RH)** correspond au nombre de fois où l'air est renouvelé dans une pièce pendant une période d'une heure. Dans notre enceinte comme indiqué dans la chapitre 4, l'air froid provient à la fois de la gaine d'admission et des fuites. Pour cela, l'évaluation du taux de renouvellement horaire doit donc prendre en compte l'admission et les fuites. L'équation A met en évidence le calcul du renouvellement horaire en fonction du débit d'admission et celui des fuites provenant de l'enceinte.

$$Rh = \frac{3600 \times (\dot{V}_{\text{admission}} + \dot{V}_{\text{fuites enceinte}})}{\text{Volume enceinte}} \quad (A)$$

Avec un volume de 8 m³, le taux de renouvellement horaire réel dans l'enceinte est présenté sur le tableau A pour les différents essais réalisés au cours des travaux de Lassus (2009).

Essais	\dot{V}_{fan} (m ³ /s)	ΔP (Pa)	\dot{V} (fuites totales) (m ³ /s)	\dot{V} (fuites enceinte) (m ³ /s)	\dot{V} (gaine admission) (m ³ /s)	Réel Rh (h ⁻¹)
H_23CM_3RH	0.074	-103.660	0.060	0.019	0.00667	11.55
H_30CM_3RH	0.074	-103.660	0.060	0.019	0.00667	11.55
H_23CM_5RH	0.091	-75.870	0.069	0.0216	0.01111	14.72
H_30CM_5RH	0.091	-75.870	0.069	0.0216	0.01111	14.72
D_30CM_3RH	0.078	-97.820	0.064	0.020	0.00667	12.00
D_40CM_3RH	0.087	-82.970	0.074	0.0231	0.00667	13.39
D_30CM_5RH	0.087	-84.210	0.064	0.02	0.01111	14.00
D_40CM_5RH	0.096	-68.120	0.074	0.0231	0.01111	15.39
D_40CM_5RH_INF	0.096	-68.120	0.074	0.0231	0.01111	15.39

Tableau A: Evaluation du taux de renouvellement horaire réel dans le caisson.

Annexe B : Exemple de combustion en six et huit étapes

Evaluation des hydrocarbures en plus du combustible étudié.

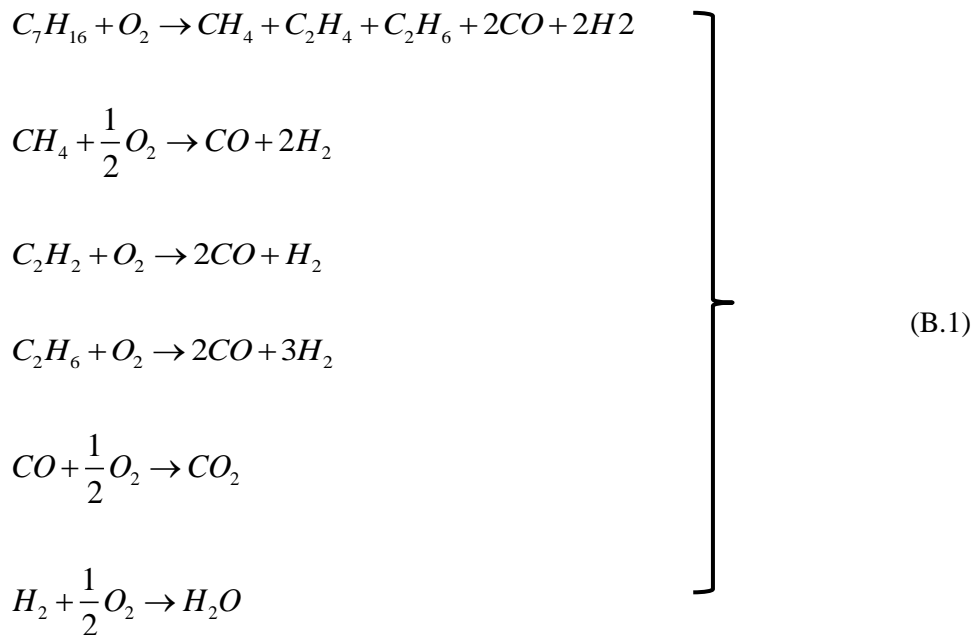
L'évaluation du risque d'inflammation des fumées riches en gaz imbrûlés, revient à estimer la température et la quantité des gaz imbrûlés dans la fumée. On a vu dans le chapitre 4, que les espèces imbrûlées à prendre en compte sont le monoxyde de carbone, l'hydrogène et l'hydrocarbure principal (le combustible étudié). L'ensemble des hydrocarbures présents dans la fumée a été assimilé au combustible étudié non dégradé. Cela a été fait pour simplifier les équations des réactions chimiques et par souci de sécurité. En effet, le combustible étudié est celui qui a la plus longue chaîne carbonée et a donc la LII la plus petite. La LII est donc sous-estimée et l'évaluation du risque d'inflammation est légèrement surestimée.

Ainsi, s'il fallait prédire l'ensemble des hydrocarbures présents dans la fumée, le nombre d'équations de réactions ne serait plus de quatre mais dépendrait du nombre d'espèces qu'on souhaite simuler. Les travaux de Lassus (2009), ont permis de trouver les espèces majeures générées au cours des feux d'heptane et des feux de dodécane. Les espèces imbrûlées majeures des feux d'heptane sont essentiellement du monoxyde de carbone CO, de l'hydrogène H₂, l'éthylène C₂H₄, le méthane CH₄ et l'acétylène C₂H₂. Ces résultats sont en concordance avec ceux obtenus au niveau des espèces majeures mesurées lors des essais de Chakir et al. (1991). Ces espèces sont présentées sur le tableau A-1 par ordre de décroissance de leurs concentrations. De plus, on constate sur le tableau B-1 que l'espèce qui suit l'acétylène C₂H₂ est l'éthane C₂H₆. Dans notre hypothèse nous considérons que l'éthane C₂H₆ est produit avant l'acétylène C₂H₂.

23 cm, 3 Rh	23 cm, 5 Rh	30 cm, 3 Rh	30 cm, 5 Rh
CO	CO	CO	CO
H ₂	H ₂	H ₂	H ₂
CH ₄ , C ₂ H ₄	CH ₄ , C ₂ H ₄	CH ₄ , C ₂ H ₄	CH ₄ , C ₂ H ₄
C ₂ H ₂	C ₂ H ₂	C ₂ H ₂	C ₂ H ₂
C ₂ H ₆ , C ₃ H ₈	C ₂ H ₆ , C ₃ H ₈	C ₂ H ₆	C ₃ H ₆
		C ₄ H ₆ , C ₄ H ₈ , C ₃ H ₆	C ₄ H ₈ , C ₂ H ₆
		C ₄ H ₁₀ , C ₃ H ₈	C ₃ H ₈

Tableau B-1 : Espèces imbrûlées générées lors de feux d'heptane réalisés à 3 et 5 renouvellements horaires d'air (Lassus, 2009), classement par ordre de décroissance de leurs concentrations.

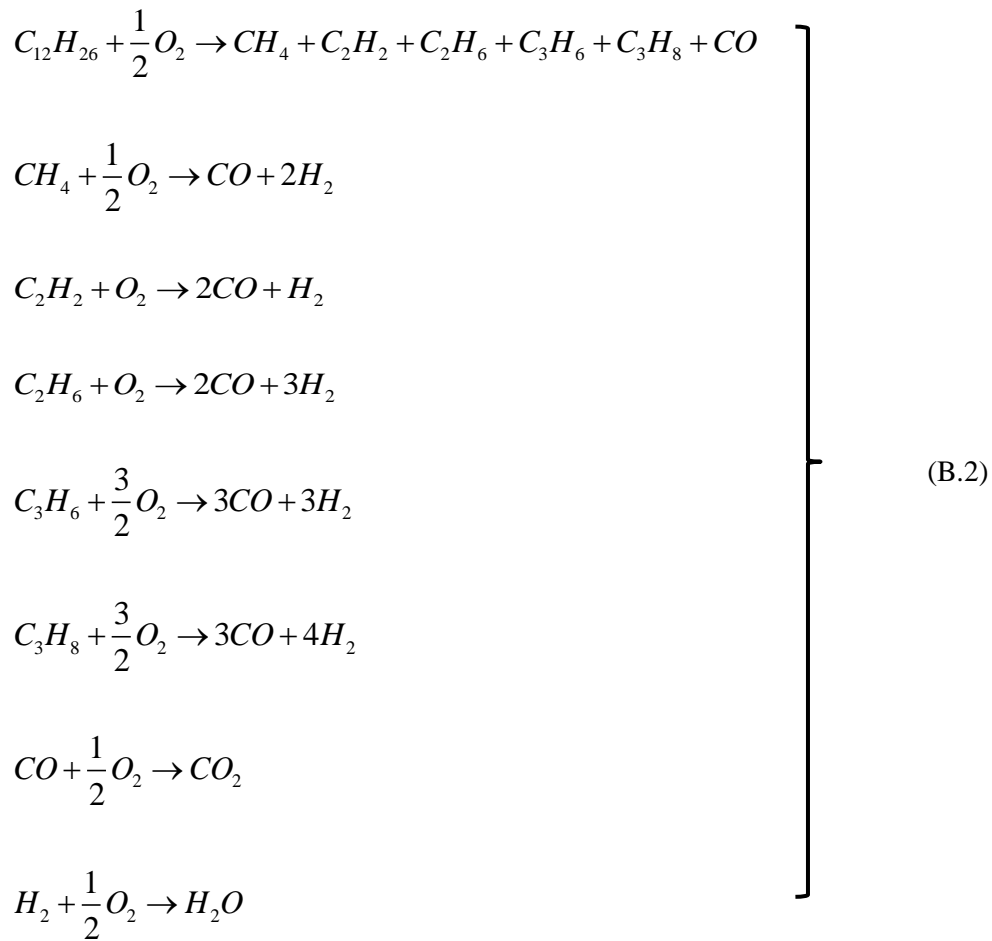
Ainsi, en considérant le monoxyde de carbone CO, l'hydrogène H₂, l'éthylène C₂H₄, le méthane CH₄ et l'éthane C₂H₆ comme espèces présentes lors de la réaction de combustion. On suppose que la combustion de l'heptane peut être décomposée en six équations de réactions chimiques définies par :



Dans le cas du dodécane, les espèces majoritaires sont présentées sur le tableau B-2. On constate la présence du monoxyde de carbone CO, de l'hydrogène H₂, de l'éthylène C₂H₄, du méthane CH₄ et l'acétylène C₂H₂ comme espèces majoritaires. Cependant l'espèce produite après l'acétylène C₂H₂ est le propène. Pour cela, on pourra considérer la combustion du dodécane en 8 étapes définies par l'équation B.2.

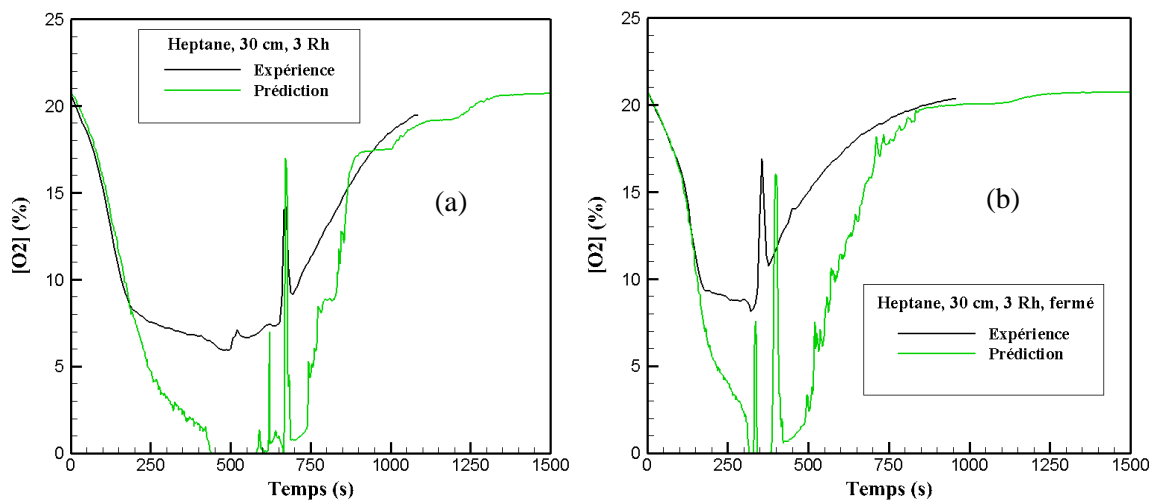
30 cm, 3 Rh	30 cm, 5 Rh	40 cm, 3 Rh	40 cm, 5 Rh
CO	CO	CO	CO
CH ₄	H ₂	H ₂ , C ₂ H ₄	H ₂ , C ₂ H ₄
C ₂ H ₄	C ₂ H ₄	CH ₄	CH ₄
H ₂	CH ₄	C ₂ H ₂	C ₂ H ₂
C ₂ H ₂	C ₂ H ₂	C ₃ H ₆	C ₃ H ₆
	C ₄ H ₈	C ₂ H ₆	C ₂ H ₆
	C ₄ H ₆ , C ₃ H ₆	C ₄ H ₈	C ₄ H ₈
	C ₃ H ₈	C ₃ H ₈	C ₃ H ₈
	C ₂ H ₆	C ₄ H ₁₀	C ₄ H ₁₀

Tableau B-2 : Espèces imbrûlées générées lors de feux de dodécane réalisés à 3 et 5 renouvellements horaires d'air (Lassus, 2009), classement par ordre de décroissance de leurs concentrations,



Annexe C : Pic d'augmentation de l'oxygène suite à l'extinction de la flamme

En utilisant aucun critère d'extinction, on parvient à retrouver numériquement le pic d'augmentation de l'oxygène suite à l'extinction de la flamme. En effet, en parvenant à reproduire le pic de dépression induit par l'extinction, le phénomène d'aspiration est reproduit, cela a favorisé l'inversion de l'écoulement de l'extérieur vers l'intérieur de l'installation. Par la suite, cela a également permis de reproduire la dilution ponctuelle de la fumée et favoriser ainsi l'augmentation de la concentration d'oxygène. On peut le remarquer sur les figures C(a-b).



C : Comparaison entre l'expérience et la prédiction sur l'évolution de la fraction molaire de l'oxygène pour un feu sous-ventilé avec admission ouverte(a) et admission fermée (b) au niveau de la gaine d'extraction.

Bibliographie

J. Andersen, C.L. Rasmussen, T. Giselsson, and P. Glarborg (2009). *Global combustion mechanisms for use in cfd modeling under oxy-fuel conditions.* Energy & Fuels, 23(3):1379–1389, 2009.

ASHRAE (2009), ASHRAE Handbook: Fundamentals, American Society of Heating, Refrigeration and Air-conditioning Engineers, Atlanta, GA, 2009.

L. Audoin, G.Kolb, J.L. Torero, and J. M.Most (1995). *Average centerline temperatures of a buyant pool fire obtained by image processing of video recordings.* Fire Safety Journal, 24:167–187, 1995.

J. Bardina, J. H. Ferziger, and W. C. Reynolds (1980). *Improved Subgrid Scale Models for Large Eddy Simulation.* In AIAA 13th Fluid & Plasma Dynamics Conference, AIAA-80-1357, Snowmass, Colorado, July 1980. American Institute of Aeronautics and Astronautics.

G. Brillant (2004). *Simulations des grandes échelles thermiques et expériences dans le cadre d'effusion anisotherme.* Rapport de thèse 2004.

V. Babrauskas (2003). Ignition Handbook, chapter 4, pages 41-140. Fire Science Publishers, 2003.

V. Babrauskas and R.B. Williamson (1981). Influence of oxygen depletion on the radiative properties of pmma flames. In Proceedings of the Combustion Institute, vol 18: 563-570, 1981.

C. L. Beyler (1986). *Major species production by diffusion flames in a two-layer compartment fire environment.* Fire Safety Journal, 10:47-56, 1986.

C. L. Beyler, E. Grant, and P. J. Pagni (1986). *Proceedings of the first international symposium on fire safety science.* In Fire Safety Science, pages 431-440, 1986.

C. Beyler (2008). SFPE Handbook of Fire Protection Engineering, chapter *Flammability Limits of Premixed and Diffusion Flames.* National Fire Protection Association, Quincy, Massachusetts, 4th edition, 2008.

V.I. Blinov and G.N Khudiakov (1959). *Certain laws governing diffusive burning of liquids.* Fire Research Abstract and Review, 1 :41-44, 1959.

V.I Blinov and G.N. Khudiakov (1959). Certain laws governing diffusive burning of liquids. Fire Research Abstract and Review, 1: 41-44, 1959.

F. T. Bodurtha (1980). *Industrial explosion prevention and protection.* Mc Graw-Hill, 1980.

I.B. Bolliger (1995) Full residential-scale backdraft, University of Canterbury, New Zealand (1995) Fire Engineering Research Report 95/1

N.P. Bryner, E.L. Johnsson, and W.M. Pitts (1994). *Carbon monoxide production in compartment fires: reduced-scale enclosure test facility.* Report NISTIR-5568, National Institute of Standards and Technology, 1994.

R.W. Bukowski (1995) NFPA J, 89 (1995), p. 85

M. J. Burgess and R. V. Wheeler (1911). *The lower limit of inflammation of mixtures of paraffin hydrocarbons with air.* Journal of Chemical Society Transactions, XCIX: 2013_2030, 1911.

- D. S. Burgess, A. Strasser, and J. Grumer (1961).** *Diffusive burning of liquids in open trays.* Fire Research Abstracts and Review, 3 :177_192, 1961.
- W.K. Chow, G.W. Zou (2009),** *Numerical simulation of pressure changes in closed chamber fires,* Bldg. Environ., 44: 1261–1275, 2009.
- C.F.Colebrook (1939).** *Turbulent Flow in Pipes, with Particular Reference to the Transition Region Between the Smooth and Rough Pipe Laws ,* In *J. Inst. Civ. Eng.,* vol. 11: 133-156,1939.
- B. M. Cetegen (1982).** *Entrainment and flame geometry of fire plumes.* PhD thesis, California Institute of Technology, 1982.
- G. Cox and R. Chitty (1980).** *A study of the deterministic properties of unbounded fire plumes.* Combustion and Flame, vol.39 : 191-209, 1980.
- M. Curtat (2002).** *Traité de physique du bâtiment, tome 3 : physique du feu pour l'ingénieur.* CSTB, 2002.
- G. De Soete (1976).** *Aspects fondamentaux de la combustion en phase gazeuse.* Editions Technip, 1976.
- J. T. DiPiazza (1951).** *Limits of flammability of pure hydrocarbon-air mixtures at reduced pressures and room temperature.* Report NACA RM E51C28, National Advisory Committee for Aeronautics, 1951.
- Q. Dong (2013).** *Evaluation du risque d'inflammation des fumées riches dans un milieu confiné sous-ventilé à l'aide de la simulation numérique.* Rapport de thèse 2011.
- D. Drysdale (1985).** *An introduction to fire dynamics.* John Wiley and Sons, 1985.
- C.M. Fleischmann (1994),** *Backdraft phenomenon* NIST-GCR-94-646, National Institute of Standards and Technology, Gaithersburg, MD (1994).
- C.M. Fleischmann, P.J. Pagni, R.B. Williamson (1994)***Proceedings of the Fourth International Symposium on Fire Safety Science,* International Association for Fire Safety Science, Ottawa, Ontario, Canada (1994), p. 337
- C.M. Fleischmann, P.J. Pagni, R.B. Williamson (1994)***Proceedings of the Fourth International Symposium on Fire Safety Science,* International Association for Fire Safety Science, Ottawa, Ontario,
- C.M. Fleischmann and A.R. Parkes (1997).** *Effects of ventilation on the compartment enhanced mass loss rate.* In International Association for Fire Safety Science, editor, Fifth International Symposium of Fire Safety Science, 5: 415-426, 1997.
- C.M. Fleischmann, K.B. McGrattan (1999).** *Numerical and experimental gravity currents related to backdrafts.* Fire Safety J, 33:21-34, 1999.
- H. Ingason (1994).** *Two dimensional rack storage fires.* In International Association for Fire Safety Science, editor, Fourth International Symposium of Fire Safety Science, vol 4 :1209-1220, 1980.
- J. Floyd, S. Hunt, F. Williams, and P. Tatem (2004).** *Fire and Smoke Simulator (FSSIM) Version 1: Theory Manual.* NRL/MR/6180-04-8765, U.S. Naval Research Laboratory, Washington, DC, 2004.

- J. Floyd (2011).** *Coupling a network HVAC model to a computational fluid dynamics model using large eddy simulation.* Fire Safety Science, 10:459–470, 2011.
- N. Gascoin (2006).** *Etude et mesure de paramètres pertinents dans un écoulement réactif.* PhD thesis, Université d'Orléans, 2006.
- R. Gaunt et al (2000).** MELCOR Computer Code Manuals: Reference Manuals Version 1.8.5, Volume 2, Rev. 2. NUREG/CR-6119, US Nuclear Regulatory Commission, Washington, DC, 2000.
- T. George et al (2006).** GOTHIC Containment Analysis Package User's Manual. NAI 8907-02, Numerical Applications, Inc., Richland, WA, 2006.
- D. Gojkovic (2001)** *Initial backdraft experiments*, Lund University, Sweden (2001) report 3121.
- D.T. Gottuk (1992).** *Generation of carbon monoxide in compartment fires.* PhD thesis, Virginia Polytechnic Institute and State University, 1992.
- D.T. Gottuk, F.W. Williams, J.P. Farley (1997)** *Proceedings of the Fifth International Symposium on Fire Safety Science*, International Association for Fire Safety Science, Melbourne, Australia (1997), p. 935.
- D.T. Gottuk, M.J. Peatross, J.P. Farley, F.W. Williams (1999)** *The development and mitigation of backdraft: a real-scale shipboard study*. Naval Research Laboratory, USA, 1999. Fire Safety J, 33: 261, 1999.
- J.C. Guibet (1997).** *Carburants et moteurs* : Technologies, Energie, Environnement, Tome 1. Editions Technip, 1997.
- B. Hagglung, K. Nireus, P. Werling (1996),** *Pressure rise due to fire growth in a closed room*, FOA Scientific Report, FOA-R-96-00347-2.4, December 1996, ISSN 1104-9154.
- B. Hagglung, K. Nireus, P. Werling (1996),** *Pressure rise due to fire growth in a closed room*, FOA Scientific Report, FOA-R-96-00347-2.4, December 1996, ISSN 1104-9154.
- G. Heskestad (1992),** *Volume expansion pressures and global heat transfer in compartment fires*, in: Proceedings of the 24th Symposium on Combustion, The Combustion Institute, pp. 1753–1760, 1992.
- H. C. Hottel (1958).** Review: certain laws governing diffusive burning of liquids, de v.i. blinov et g.n. khudiakov. *Fire Research Abstracts and Reviews*, 1:41_44, 1958.
- F. Jiang et al (2002).** *Design of the exhaust system in the confinement of the HTR-10Nucl.* Eng. Des. 218:209–214, 2002.
- J.L. Jackson and R.S. Brokaw.** *Variation of spontaneous ignition delays with temperature and composition for propane-oxygen-nitrogen mixtures at atmospheric pressure.* NACA RM E54B19, 1954.
- S. Kondo, K. Takizawa, A. Takahashi, and K. Tokukashi (1997).** *Predictability of le chatelier's formula as exemplified by flammability.* In 2nd Symposium International on Scale Modelling, pages 87-96, 1997.
- S. Kondo, T. Kenji, T. Akifumi, and T. Kazuaki (2006).** *Extended le chatelier's formula and nitrogen dilution effect on the flammability limits.* Fire Safety Journal, 41:406-417, 2006.

- J. Lassus (2009)**, *Risque d'inflammation de gaz imbrûlés au cours d'un incendie en milieu confiné-ventilé*. PhD thesis, University of Poitiers, 2009 (in French).
- J. Lassus, L. Courty, J.P. Garo, E. Studer, P. Jourda, P. Aine (2014)**. *Ventilation effects in confined and mechanically ventilated fires*. *Fire Safety Science*, 75: 87–94, 2014.
- J. Lassus, L. Courty, J.P. Garo, E. Studer, P. Jourda, P. Aine (2016)**. *Estimation of species concentrations during a fire in a reduced-scale room*. *Journal of Fire Sciences*, 34: 30–50, 2016.
- Le Chatelier and O. Boudourd (1898)**. *On the flammability limits of gaseous mixtures*. *Bulletin de la Société Chimique de France*, 74 :483-488, 1898.
- B. Lewis and G. Von Elbe (1965)**. *Theory of flame propagation*. In 2nd Symposium on Combustion, pages 183-188, 1965.
- B. Martel (1997)**. *Guide d'analyse du risque chimique*. Dunod, 1997.
- K.B. Mc Grattan, et al (2013)**. NIST Special Publication 1019 Fire Dynamics Simulator User's Guide NIST (2013).
- K.B. Mc Grattan, et al (2013)**. NIST Special Publication 1018 Fire Dynamics Simulator Technical Reference Guide NIST (2013).
- Morehart, J. H. and Zukoski, E. E. and Kubota, T. (1992)** *Chemical Species Produced in Fires Near the Limit of Flammability*. *Fire Safety Journal*, 19:177-188, 1992. ISSN 0379-7112.
- A. Nasr (2011)**. *Détermination par un code CFD de l'évolution de la puissance d'un feu en régime de sous-ventilation dans un milieu confiné et mécaniquement ventilé*. Rapport de thèse 2011.
- A. Nasr et al (2013)**. *'Heat feedback to the fuel surface of a pool fire in an enclosure'*. *Fire Safety Journal*, 60:56-63, 2013.
- V. Novozhilov and H.Koseki (2004)**. CFD prediction of pool fire burning rates and flame feedback. *Combustion Science and Technology*, 176: 1283-1307,2004
- Nuclear Air Cleaning Handbook (2003)**, Technical Standards, Department of Energy.
- W. M. Pitts (1995)**. *The global equivalence ratio concept and the formation mechanisms of carbon monoxide in enclosure fires*. *Progress in Energy and Combustion Science*, 21:197-237, 1995.
- J.L.M Poiseuille (1844)**. *"Le mouvement des liquides dans les tubes de petits diamètres"*, 1844.
- Stephen B. Pope**. *Turbulent Flows*. Cambridge University Press, 2000.
- H.Prétre et al (2001)**, *Pressure variations induces by large scale pool fires in forced ventilated enclosures*, in: Proceedings of the 9th International Fire Science and Engineering Conference, Edinburgh, 17–19 September 2001.
- H. Prétre, J.M. Such (2001)**, *Pressure variations induces by large scale pool fires in forced ventilated enclosures*, in: Proceedings of the 9th International Fire Science and Engineering Conference, Edinburgh, 17–19 September 2001.
- H. Prétre, S. Mélis, S. Minétian, P. Querre (2003)**, *Experimental observations of pressure instabilities during a pool fire in a confined and ventilated enclosure*, in: Proceedings of the 4th International Seminar on Fires and Explosions Hazard, ISFEH, Londonderry, September 2003.

H. Prêtre, W. Le Saux, Y. Pizzo, J.M. Such (2004), *Over-pressure and low-pressure peaks during compartment fire tests in forced-ventilated configuration*, in: Proceedings of the Interflam, 2004.

H. Prêtre et al (2005). *Effect of ventilation procedures on the behaviour of a fire compartment scenario*. Nucl. Eng. Des, 235:2155–2169, 2005.

H. Prêtre et al (2005), *On the behaviour of a pool fire in a confined and ventilated enclosure when ventilation strategies are applied*, Nucl. Eng. Des, 235:2155–2169, 2005.

H. Prêtre, J.M (2005). *Such On the behaviour of a pool fire in a confined and ventilated enclosure when ventilation strategies are applied* Nucl. Eng. Des, 235:2155–2169, 2005.

H. Prêtre, W. Le Saux (2005), *Experimental study of the burning rate behaviour of a pool fire in confined and ventilated compartment*, Post-SMIRT 18, Vienna, 2005.

H. Prêtre, P. Querre, M. Forestier (2005), *Experimental study of burning rate behaviour in confined and ventilated fire compartments*, in: Proceedings of the 8th International Symposium on Fire Safety, Beijing, 2005.

H. Prêtre, J.M. Such (2007), *Study based on large scale experiments on periodic instabilities of pressure and burning rate during pool fire in confined and mechanically ventilated compartment*, in: Proceedings of the 3rd European Combustion Meeting, ECM, Crete, Greece, 11–13 April 2007.

H. Prêtre et al (2012). *Pressure variations induced by a pool fire in a well-confined and force-ventilated compartment*. Fire Safety Journal, 52:11–24, 2012.

Bertrands Sapa. *‘Contribution à l’extension d’un schéma incompressible pour les flames à bas nombre de Froude - Pré-requis à la modélisation de l’incendie’*. Rapport de thèse 2011.

J.G. Quintiere, Fundamentals of enclosure fire zone models (1989). Fire Prot. Eng., 1:99–119, 1989.

R.G. Rehm and H.R. Baum (1978). *The Equations of Motion for Thermally Driven, Buoyant Flows*. Journal of Research of the NBS, 82:297–308, 1978.

R.G. Rehm, H.R. Baum (1978), *The equations of motion for thermally driven buoyant flows* J. Res. NIST, 83 (3) (1978).

R.G. Rehm, G.P. Forney (1992), *A note on the pressure equations used in zone fire modelling*. NIST report, NISTR 4906, August 1992.

R.G. Rehm, G.P. Forney (1994), *The pressure equation in zone-fire modeling* Fire Sci. Technol. 14: 61–73, 1994.

O. Reynolds (1883). *An Experimental Investigation of the Circumstances Which Determine Whether the Motion of Water Shall Be Direct or Sinuous, and of the Law of Resistance in Parallel Channels*. Philosophical Transactions of the Royal Society of London, 174: 935-982, 1883.

O. Reynolds (1884). *On the two manners of motion of water*. Royal Institution Proceedings, 11: 354-363, 1884.

O. Reynolds (1893). *Study of fluid motion by means of coloured bands*. Proceedings of the Royal Institution of Great Britain, XIV, 129-138

- J. Richard (2001).** *Interaction d'un brouillard d'eau avec un feu de nappe à l'échelle laboratoire. Effets physicochimiques et influence sur le rayonnement.* PhD thesis, Université de Poitiers, 2001.
- D. Stroup and A. Lindeman (2013).** *Verification and Validation of Selected Fire Models for Nuclear Power Plant Applications.* NUREG-1824, supplement 1, United States Nuclear Regulatory Commission, Washington, DC, 2013.
- H. Takeda and K. Akita (1981).** *Critical phenomenon in compartment fires with liquid fuels.* In Proceedings of the Combustion Institute, 18: 519-527, 1981.
- Tarek Beji, Frederick Bonte, and Bart Merci (2013).** *Numerical Simulations of a Mechanically-Ventilated Multi- Compartment Fire.* Fire Safety Science 11: 499-509, 2013.
- S. J. Toner, E. E. Zukoski, and T. Kubota (1987).** *Entrainment, chemistry and structure of fire plumes.* Report NBS-GCR-87-528, National Institute of Standards and Technology, 1987.
- Y. Utiskul, J.G. Quintiere, A.S. Rangwala, B.A. Ringwelski, K. Wakatsuki, and T. Naruse(2005).** *Compartment fire phenomena under limited ventilation.* Fire Safety Journal, 40:367-390, 2005.
- J. Wahlqvist, Patrick van Hees (2013).** *Validation of FDS for large-scale well-confined mechanically ventilated fire scenarios with emphasis on predicting ventilation system behavior.* Fire Safety Journal, 62: 102–114, 2013.
- W.G. Weg, W.C. Fan, L.Z. Yang, H. Song, Z.H Deng, J Qin, G.X Liao (2003),** *Experimental study of back-draft in a compartment with openings of different geometries,* Combustion and Flame, 132: 709-714, 2003.
- W.G. Weg, W.C. Fan (2003),** *Critical condition off backdraft in compartment fires: a reduced-scale experimental study,* Journal Loss Prevention in the process industries, 16: 19-26, 2003.
- W.G. Weg, W.C. Fan (2004),** *Nonlinear analysis of the backdraft phenomenon in room fires,* Fire Safety Journal, 39: 447-464, 2004.
- C.K. Westbrook and F.L. Dryer (1981).** *Simplified Reaction Mechanisms for the Oxidation of Hydrocarbon Fuels in Flames.* Combustion Science and Technology, 27:31–43, 1981.
- C. J. Wiecek (2003).** *Carbon monoxide generation and transport from compartment fires.* PhD thesis, Virginia Polytechnic Institute and State University, 2003.
- F.W. Williams, J.P. Farley, M.J. Peatross, D.T. Gottuk (1997)** *class B firefighting doctrine and tactics: final report,* Naval Research Laboratory, Washington, DC (1997) NRL/MR/6180-97-7909.
- M. G. Zabetakis (1965).** *Flammability characteristics of combustible gases and vapours: bulletin 627.* US Dept of the Interior, Bureau of Mines, 1965.
- E.E. Zukovski (1986),** *Fluid dynamic aspects of room fires,* Fire Safety Science, 1: 111-118, 1986.

Résumé/Abstract

Résumé

Cette thèse de doctorat est consacrée à l'étude sur le risque d'inflammation de gaz imbrûlés au niveau du système de ventilation suite à un incendie dans un milieu confiné sous-ventilé. La caractérisation de l'état de stratification des fumées et du désenfumage apparaît aussi comme un objectif. Lors d'un incendie en milieu clos, la quantité d'oxygène présente dans le local peut devenir insuffisante, engendrant une combustion incomplète. Des gaz chauds imbrûlés résiduels peuvent alors s'accumuler dans le local et être évacués par la ventilation d'extraction. Lorsque ces derniers sont mis en présence d'air apporté par un autre conduit de ventilation, ils peuvent s'enflammer spontanément et générer une déflagration pouvant rompre le confinement dynamique des matières dangereuses, situation inacceptable pour la sûreté des installations nucléaires. Cette inflammation dépend de la quantité des imbrûlés, de la température dans la gaine d'extraction et de la concentration minimale en oxygène. L'objectif de cette étude est de quantifier et d'analyser ce risque par l'étude aérodynamique de la flamme et par le niveau de confinement dynamique afin de choisir le type de ventilation présentant le moins de risque. Cette étude, à la fois numérique et expérimentale, permet d'améliorer la compréhension de l'influence de la richesse globale liée au niveau de confinement de l'enceinte sur la production d'imbrûlés comme CO, H₂ et fuel. Elle permet par la suite de mettre en évidence l'influence de celle-ci sur le risque d'inflammation de gaz imbrûlés au niveau du système de ventilation.

Mots clés:

Système de ventilation, Richesse globale, Milieu confiné, Combustion incomplète, Feux sous-ventilés, Gaz imbrûlés, confinement dynamique, Concentration minimale du mélange, Température du mélange, Risque d'inflammation.

Abstract

This doctoral thesis is devoted to the study of the risk of ignition of unburnt gases in the ventilation system after a fire in an under-ventilated confined enclosure. The characterization of the state of lamination of smoke and smoke extraction also appears as an objective. In a closed fire, the amount of oxygen present in the room may become insufficient leading to incomplete combustion. Residual unburnt hot gases can then accumulate in the room and be evacuated by extraction ventilation. When the latter are placed in the presence of air supplied by another ventilation duct, they can ignite spontaneously and generate a deflagration capable of breaking the dynamic containment of hazardous materials, an unacceptable situation for the safety of nuclear installations. This ignition depends on the quantity of the unburned gases, the temperature in the extraction sheath and the minimum concentration of oxygen. The objective of this study is to quantify and analyze this risk through the aerodynamic study of the flame and the level of dynamic confinement in order to choose the ventilation posing the least possible risk. This study, both numerical and experimental, makes possible to improve the understanding of the influence of the equivalence ratio linked to the level of confinement of the enclosure on the production of unburned like CO, H₂ and fuel. Then, it makes possible to highlight the influence of the latter on the risk of ignition of unburnt gases in the ventilation network.

Keywords:

Ventilation system, Equivalence ratio, Confined enclosure, Incomplete combustion, Fires very under-ventilated, Unburned gases, Dynamic containment, Minimum Concentration of Mixture, Mixture Temperature, Flammability Risk.