



HAL
open science

Evaluation du risque d'inflammation des fumées riches dans un milieu confiné sous-ventilé à l'aide de la simulation numérique

Huy Quang Dong

► **To cite this version:**

Huy Quang Dong. Evaluation du risque d'inflammation des fumées riches dans un milieu confiné sous-ventilé à l'aide de la simulation numérique. Autre. ISAE-ENSMA Ecole Nationale Supérieure de Mécanique et d'Aérotechnique - Poitiers, 2013. Français. NNT : 2013ESMA0028 . tel-00954471

HAL Id: tel-00954471

<https://theses.hal.science/tel-00954471>

Submitted on 3 Mar 2014

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 7 août 2006)

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

Secteur de Recherche : Energétique, Thermique, Combustion

Présentée par :

Huy Quang DONG

* * * * *

Sous la direction de

H.-Y. WANG et J.-P. GARO

* * * * *

Titre: ***Evaluation du risque d'inflammation des fumées riches dans un milieu confiné sous-ventilé à l'aide de la simulation numérique***

* * * * *

Soutenue le 19 décembre 2013

Devant la Commission d'Examen

M. A. COPPALLE	Professeur, CORIA, INSA Rouen	Président
M. D. MORVAN	Professeur, Université d'Aix-Marseille	Rapporteur
M. A. TROUVE	Professeur, Université de Maryland, USA	Rapporteur
M. P. AINE	Ingénieur, AREVA, Paris	Examineur
M. J.-P. GARO	Professeur, IUT, Univ. de Poitiers	Examineur
M. F. RICHARD	Maître de Conférences, IRIAF, Univ. de Poitiers	Examineur
M. H.Y. WANG	Directeur de Recherche, CNRS, PPRIME	Examineur

Remerciements

Cette thèse s'est déroulée au sein de l'Institut PPRIME du département FTC (Fluides, Thermique et Combustion) de l'Institut PPRIME en collaboration avec AREVA. Je remercie Monsieur Philippe AINE, Ingénieur de la Direction Santé, Sûreté, Sécurité, Environnement, Inspection Générale de la Sûreté Nucléaire, du Groupe AREVA d'avoir initié et financé ce sujet.

Je tiens tout d'abord à remercier mon directeur de thèse, Monsieur Hui Ying WANG, pour sa disponibilité, sa gentillesse et son encadrement. Durant trois ans de thèse, au travers de nos discussions, il a élargi ma vue scientifique et m'apporté une compréhension plus approfondie de divers aspects du sujet, notamment sur la simulation numérique de l'incendie et de la dynamique de la flamme.

Je garde aussi mes remerciements très distingués pour mon second directeur de thèse, Monsieur Jean Pierre GARO. Avec une immense patience, petit à petit, il m'a aidé à enrichir mes connaissances sur le domaine de recherche et à améliorer la langue Française.

Je tiens à exprimer mes profonds remerciements à Monsieur Dominique MORVAN et Monsieur Arnaud TROUVE d'avoir accepté d'être les rapporteurs de mon travail. Vos rapports ont beaucoup contribué à la préparation de ma soutenance et à la rédaction de mon rapport définitif. Je remercie également les autres membres du jury de vos présences pour juger ce travail: Monsieur Alexis Coppalle, Monsieur Philippe AINE et Monsieur Franck RICHARD.

Mes remerciements s'adressent aussi à Madame Jocelyne BARDEAU pour m'avoir accueillie chaleureusement au sein de PPRIME et pour votre enthousiasme lors de la préparation des documents administratifs. Je remercie également les autres personnels administratifs de l'Institut PPRIME pour vos renseignements et vos aides au cours de mon travail. Une mention toute particulière pour mes collègues de PPRIME pour la bonne ambiance et les bons moments passés ensemble.

Table des matières

Nomenclature.....	vi
Introduction.....	viii
Chapitre 1 Etat des connaissances relatives aux feux confinés avec ventilation contrôlée	1
1.1 Le feu confiné –ventilé	2
1.1.1 Phénomène du feu	2
1.1.2 Modes de transferts de chaleur du feu.....	2
1.1.3 Les flammes étudiées	3
a) La flamme de pré-mélange	4
b) Flamme de diffusion.....	5
1.1.4 Evolution d’un feu en milieu ouvert.....	6
1.1.5 Evolution d’un feu en milieu confiné	7
a) Phase initiale du feu	7
b) Phase de propagation du feu	8
c) Période de transition vers l’embrasement généralisé du feu	9
d) Phase de plein développement du feu	9
e) Les phénomènes particuliers liés aux feux sous-ventilés.....	10
1.1.6 Feux de nappes.....	10
a) Mécanisme d’un feu de nappe.....	10
b) Structure de la flamme.....	12
c) Grandeurs caractéristiques du feu de nappe	13
d) Régimes de combustion	16
1.2 Inflammation	18
1.2.1 Le domaine d’inflammabilité.....	19
1.2.2 Limites d’inflammabilité d’un mélange.....	21
1.2.3 Impact de la présence d’autre gaz	21
1.2.4 Auto-inflammation	22
a) Facteurs influençant la température d’auto-inflammation	22
b) Influence de la concentration en dioxygène et de la pression sur le délai d’inflammation .	23
1.2.5 Inflammation pilotée.....	23
1.3 Etude bibliographique	23
1.3.1 Phénomènes de combustion rapide	24
a) Backdraft	24

b) Backdraft et flash-over	27
c) Backdraft et Explosion de fumées	28
1.3.2 Etudes menées sur le feu confiné et le backdraft	29
a) Feu confiné	29
b) Le backdraft.....	32
1.4 Conclusions.....	41
Chapitre 2 Approches de la modélisation du feu et la méthode numérique.....	44
2.1 Equations de conservation fondamentales.....	45
2.2 Modélisation de la turbulence	48
2.2.1 Choix de méthode de modélisation	48
2.2.1 Modèle de Smagorinsky	49
2.3 Modélisation de la flamme turbulente de diffusion	52
2.3.1 La chimie cinétique de la combustion.....	52
2.3.2 Interaction flamme - turbulence	53
2.3.3 Modélisation de la combustion.....	54
a. Les modèles de combustion adoptés par FDS.....	54
b. Approche proposée pour modéliser la combustion.....	57
2.4 Modèles de suies.....	59
2.4.1 Théorie de la formation de suie	59
2.4.2 Les approches empiriques pour modéliser la formation de suie	61
a. Modèle de Magnussen	61
b. Modèle de Moss.....	62
c. Modèle Smoke Point.....	63
d. Modèle de l'oxydation de suie	65
2.5 Modélisation du rayonnement.....	66
2.6. Approche de modélisation de l'évaporation de liquide.....	68
2.6.1 Approche non prédictive.....	68
2.6.2 Approche semi prédictive	68
2.7 Modèle d'extinction de la flamme utilisé dans FDS	71
2.8 Optimisation du maillage	72
2.9 Méthode numérique	73
2.9.1 Discrétisation temporelle.....	73
2.9.2 Discrétisation spatiale	74

2.9.3 Pas de temps numérique.....	75
2.9.4 Discrétisation de l'équation de transport radiatif.....	75
2.10 Conclusions.....	77
Chapitre 3 Evaluation des modèles numériques sur des feux libres ou semi-confinés	78
3.1 Feu de nappe en milieu ouvert	79
3.1.1 Configuration 1.....	79
a. Etude de la sensibilité du maillage	80
b. Evaluation du modèle sous maille pour la modélisation de la turbulence	81
c. Comparaison entre la prédiction et l'expérience	85
3.1.2 Configuration 2.....	87
a) Vitesse longitudinale moyenne w	88
b) Vitesse transversale moyenne v	91
c) La température	93
3.1.3 Configuration 3.....	93
a) Vitesse longitudinale moyenne w	94
b) Vitesse transversale moyenne v	96
c) La température moyenne.....	96
3.1.4 Configuration 4 : Un feu ouvert de propane et de propylène	98
a) Feu du propane:	99
b) Feu de propylène	106
3.2 Feu de compartiment.....	115
3.2.1 Température.....	117
3.2.2 Vitesse normale à la porte	118
3.2.3 Concentration des gaz	121
a) Oxygène.....	121
b) Dioxyde de carbone	121
3.2.4 Fraction massique de suie	122
a) Modèle de Moss.....	122
b) Modèle de Magnussen.....	123
c) Modèle Smoke Point	124
3.6 Conclusions.....	127

Chapitre 4. Démarche de la simulation numérique du feu dans un compartiment confiné muni d'un système de ventilation	129
4.1 Le dispositif expérimental	130
4.2 Conditions initiales	132
4.1.1 Combustible	132
4.1.2 Renouvellement horaire.....	132
4.3 Etude de sensibilité au maillage	133
4.4 Le choix du régime de ventilation	136
4.4.1 Première série de cas tests : heptane 23 cm, 5 Rh	138
4.4.2 Deuxième série de cas tests : heptane 30 cm, 3 Rh	144
4.5 Comparaison du modèle EDC avec le modèle de fraction de mélange	150
4.5.1 Feu d'heptane, 23 cm 5 Rh.....	151
4.5.2 Feu d'heptane, 30 cm avec 3 Rh.....	155
4.5.3 Feu de dodécane 30 cm 3Rh	158
4.6 Conclusions.....	161
Chapitre 5. Evaluation du risque d'inflammation au niveau du système de ventilation induit par des imbrûlés issus d'un feu sous-ventilé avec une approche non prédictive	163
5.1 Simulation non prédictive	164
5.1.1 Feux légèrement sous-ventilés.....	164
a) 3 renouvellements horaires	165
b) 5 renouvellements horaires	172
5.1.2 Feu très sous-ventilé	181
a) 3 renouvellements horaires	181
b) 5 renouvellements horaires	193
5.2 Estimation du risque.....	202
5.2.1 Gaz imbrûlés.....	202
a) Combustible	203
b) Monoxyde de carbone	204
5.2.2 Limite d'Inflammabilité Inférieure (LII)	208
5.3 Conclusions.....	216

Chapitre 6. Simulation numérique de feux confinés sous-ventilés avec une approche semi-prédictive	219
6.1 Feux d’heptane.....	220
6.1.2 Feux légèrement sous-ventilés.....	220
a) Feu d’heptane 23 cm 3 Rh.....	220
b) feu d’heptane 23 cm 5 Rh	224
6.1.2 Feux très sous-ventilés	227
a) Feu d’heptane 30 cm 3 Rh.....	227
b) Feu d’heptane 30 cm 5RH	230
6.2 Feux de dodécane	232
6.2.2 Feux légèrement sous-ventilés.....	233
a) Feu de dodécane 30 cm, 3 Rh	233
b) Feu de dodécane 30 cm, 5 Rh	235
6.2.3 Feux très sous-ventilés	237
a) Feu de dodécane 40 cm, 3 Rh	237
b) Feu de dodécane 40 cm, 5 Rh	239
6.3 Estimation du risque.....	242
6.3.1 Le monoxyde de carbone	242
6.3.2 LII du mélange combustible	243
6.4 Conclusions.....	244
Conclusions générales et perspectives.....	247
ANNEXE A	252
Annexe B.....	255
Annexe C.....	260
Annexe D	263
Annexe E.....	265
Liste des figures.....	267
Liste des tableaux	277
Bibliographie.....	278

Nomenclature

c_p	Capacité calorifique massique	$J. kg^{-1}K^{-1}$
C_s	Concentration stoechiométrique d'un combustible	% volumique
CMO	Concentration minimale en oxygène	% volumique
D	Diamètre de la surface du feu	m
Da	Nombre de Damköhler	
d_c	Diamètre de coincement	m
E_a	Energie d'activation	$J. mol^{-1}$
E_{O_2}	Chaleur de combustion dégagée par kilogramme de 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	
F_r	Nombre de Froude	
f_v	Fraction volumique de suie	
g	Accélération gravitationnelle	$9.8 m. s^{-2}$
h	Enthalpie massique	$J. kg^{-1}$
h_i	Enthalpie massique de l'espèce i	$J. kg^{-1}$
h_{conv}	Coefficient de transfert de chaleur thermique par convection	$J. m^{-2}. K^{-1} s^{-1}$
H_{vap}	Chaleur latente de vaporisation du combustible	$J. kg^{-1}$
k_i	Rendement massique maximale 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}''	Débit massique surfacique du combustible	$kg.m^{-2}.s^{-1}$
\bar{M}	Masse molaire	$kg.mol^{-1}$
M_i	Masse molaire de l'espèce i	$kg.mol^{-1}$
n	Nombre de mole	mol
P	Pression	Pa
Pr	Nombre de Prandtl	
\dot{q}''	Flux de chaleur	$J.m^{-2}.s^{-1}$
\dot{Q} ou HRR	Débit calorifique du combustible	$J.s^{-1}$
S_f	Surface de la nappe du combustible	m^2
R	Constante universelle des gaz parfaits	$J.mol^{-1}.K^{-1}$
Re	Nombre de Reynolds	
Ri	Nombre de Richardson	
Rh	Renouvellement horaire	h^{-1}
t	Temps	s
t_{infl}	Temps d'inflammation	s
T	Température	K ou $^{\circ}C$
TAI	Température d'Auto-Inflammation	K ou $^{\circ}C$

Introduction

L'incendie est un des risques majeurs de notre société en termes de dommages humains et matériels, en particulier à cause de la concentration des populations et matériaux combustibles dans les villes, sites industriels ou forêts. C'est un phénomène violent et destructeur pour les activités humaines ou la nature. Bien que les réglementations, procédures de sécurité et retours d'expériences permettent de prévenir et lutter plus efficacement contre les incendies, leurs conséquences dramatiques dans les locaux confinés ne peuvent pas toujours être évitées. Lors d'un incendie, les suies produites par la combustion peuvent voyager bien plus loin que les limites du feu lui-même. Il n'est pas rare en effet que les suies d'incendie se propagent à d'autres locaux, voire à d'autres bâtiments. Ces suies sont extrêmement volatiles et pénètrent partout, y compris dans les appareils électroniques exposés, ce qui peut, en cas de non traitement, mener à un nouveau feu. En Septembre 2002, à Neuilly, un incendie survenu dans une chambre sous les toits d'un immeuble de sept étages a engendré deux explosions conduisant aux décès de cinq pompiers de 22 à 27 ans. La 'défectuosité du système électrique' avait un lien de 'causalité indirecte' avec la mort des cinq pompiers. L'installation électrique était non conforme, faute d'avoir été rénovée depuis 1981. Selon l'expertise judiciaire, le feu est né d'un court-circuit du téléviseur, soit dû à sa chute, soit à de l'eau tombée de vêtements séchant au-dessus de l'appareil. Les pompiers ont été balayés par une onde de chaleur (backdraft) de plus de 1000 degrés due à une accumulation de gaz de combustion dans la pièce. Ce backdraft a été provoqué par l'ouverture de la porte par ces pompiers.

D'autres accidents sont survenus en milieux confinés équipés de ventilations forcées comme l'incendie du métro londonien au 1987 (31 morts dont un pompier) ou, plus récemment, celui du métro de Daegu, en Corée du Sud, le 18 février 2003 provoquant la mort de 200 personnes. L'incendie du tunnel du Mont Blanc, le 24 mars 1999 a duré 2 jours et causé 39 morts. L'incendie de l'hôtel Paris-Opéra à Paris le 15 avril 2005 a fait 22 morts. On peut énumérer beaucoup de désastres attestant le caractère dramatique de certains incendies. Au niveau des locaux industriels tels que les usines chimiques et les installations nucléaires, le feu peut rompre le confinement des installations et engendrer la propagation de matières dangereuses. On peut compter l'accident de l'usine de feux d'artifices d'Enschede aux Pays-Bas le 13 mai 2000 qui a fait 22 morts et 1000 blessés où plus récemment, l'accident dans les installations nucléaires de Fukushima. Le 11 mars 2011, la catastrophe de Fukushima a été provoquée par le séisme sur la côte Pacifique du Tohoku de magnitude 9 ayant déclenché un tsunami. L'accident a impliqué tous les réacteurs et les piscines de la centrale nucléaire de Fukushima Daiichi. Les explosions des bâtiments des réacteurs et l'incendie d'une piscine de désactivation ont dégagé des produits radioactifs dans l'environnement.

Contexte de l'étude

Les recherches réalisées en termes de risque incendie dans les installations industrielles visent donc à améliorer la compréhension sur les phénomènes physico-chimiques mis en jeu et à prévenir le risque de rejet de matières dangereuses dans l'atmosphère. Dans le cadre de ce travail, le risque présent dans les locaux confinés-ventilés est plus particulièrement étudié. Ces locaux sont généralement équipés de réseaux de ventilation et des filtres pour piéger les particules. En général, les réseaux de ventilation de différents locaux sont connectés afin de réaliser une dilution des gaz sortants des locaux. En effet, 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 résiduels, appelés gaz imbrûlés peuvent s'accumuler dans le local et être évacués dans la gaine d'extraction de celui-ci. Lorsque ces gaz sont mis en présence d'air apporté par un autre conduit de ventilation, ils peuvent s'enflammer spontanément. Si la flamme se propage, elle peut atteindre des filtres utilisés au niveau du système d'extraction pour piéger les particules éventuellement présentes et rompre le confinement des matières dangereuses dans cette zone, situation inacceptable pour la sûreté des installations.

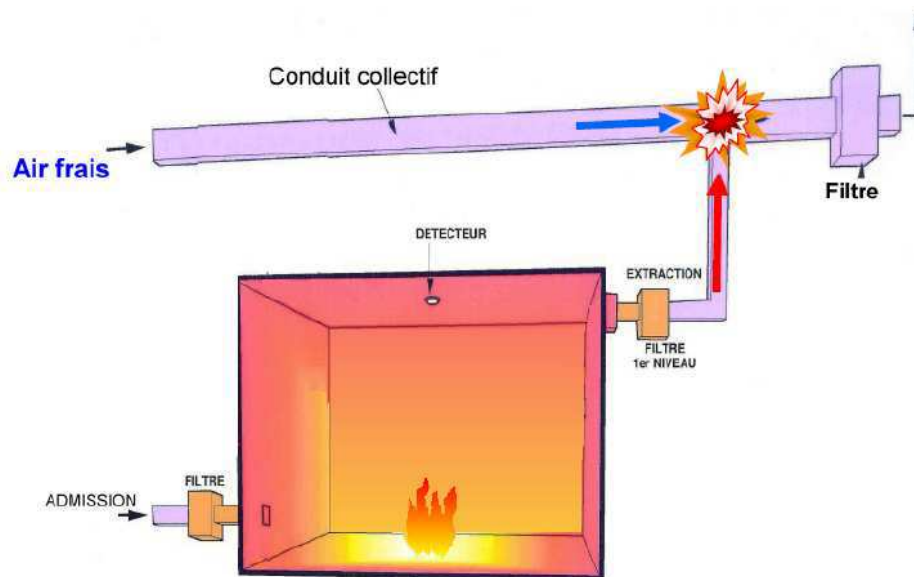


Figure 1 Schéma d'un incendie dans un local

Originalité de thèse

Dans le cadre de la thèse de Lassus [1], une étude expérimentale a été réalisée pour analyser le risque de ré-inflammation des imbrûlés, suite à un incendie, au niveau de la gaine d'extraction d'un local confiné-ventilé (cf. Figure 1): 'Risque d'inflammation des gaz imbrûlés au cours d'un incendie en milieu confiné-ventilé'. Un dispositif expérimental à échelle réduite a été mis en œuvre afin d'effectuer des essais pour palier au manque de la bibliographie et répondre aux questions encore en suspens qui sont :

- la quantification des gaz imbrûlés,

- ▶ l'évolution des espèces et des températures dans une gaine adjacente au local,
- ▶ l'influence de la position de la gaine d'admission en partie basse,
- ▶ l'influence de la nature du combustible sur le risque d'inflammation,
- ▶ l'influence de l'utilisation d'une ventilation mécanique,

Le dispositif à échelle réduite utilisé dans le travail de Lassus [1] est la représentation d'un local confiné-ventilé d'un volume de 100 m^3 dont les caractéristiques sont regroupées dans le tableau 1.

Volume	100m^3
Forme	Cubique
Débit calorifique maximal potentiel	$\approx 1\text{ MW}$
Renouvellement horaire d'air	3 à 5
Forme des gaines de ventilation	Section carrée
Largeur des gaines	0.45 m

Tableau 1 Propriétés de l'installation de référence

A partir de ses travaux expérimentaux sur la maquette réduite, Lassus [1] a montré que pour une installation de 100 m^3 , le risque d'inflammation de gaz imbrûlés peut exister à l'entrée du réseau d'extraction avec les feux de débits calorifiques supérieurs à 250 kW . Ces risques sont d'autant plus importants que le combustible du foyer a une longue chaîne carbonée.

AREVA est un groupe industriel français spécialisé dans les métiers du nucléaire. Cette entreprise est présente au niveau international avec un réseau commercial dans 100 pays et une présence industrielle dans 43 pays. Ses activités sont essentiellement liées à l'énergie nucléaire (extraction de minerai d'uranium, élaboration de combustibles nucléaires, construction de réacteurs, traitement des combustibles usés, exploitation nucléaire, propulsion nucléaire, transport des matières radioactives...) et dans une moindre mesure à d'autres formes d'énergies (éolienne par exemple). En tant qu'exploitant, AREVA s'intéresse à la sûreté des installations nucléaires pour s'assurer que celles-ci ne présentent pas de risques pour le public et l'environnement. L'incendie dans une centrale nucléaire est le risque potentiel d'agression interne le plus élevé. Dans le but d'exploiter et valoriser les travaux expérimentaux de Julie, une thèse numérique financée par Institut P²- Poitiers et AREVA a été lancée en 2010. L'incendie est à la convergence de nombreux phénomènes physiques tels que la mécanique des fluides, la combustion, les transferts thermiques, la chimie, la résistance des matériaux et fait intervenir des couplages entre tous ces phénomènes. Grâce à l'amélioration des connaissances, de la

capacité et de la puissance des systèmes de calcul, la démonstration de la sûreté incendie à l'aide d'outils numérique est rendue possible. Tout d'abord, les travaux expérimentaux d'incendie sont toujours limités, en particulier les grands feux. Puis, les simulations peuvent couvrir un grand nombre de situations du feu. Parallèlement à l'expérience, l'approche numérique est très efficace pour exploiter et étudier la sécurité incendie. Dans le cadre de ce travail, l'outil numérique utilisé est le code FDS (version 5.2) qui est bien connu dans le domaine de l'incendie. FDS en tant que code de calcul se base sur la résolution des équations de Navier-Stokes à faible nombre de Mach, permet de simuler la propagation des fumées, de faire varier la puissance de l'incendie. Il utilise comme les autres codes le modèle LES (Large Eddy Simulation) et le modèle DNS (Direct Numerical Simulation) pour la modélisation de la turbulence. En tant que code CFD, FDS permet la modélisation de la dynamique du feu. De plus, il est destiné à prévoir les conséquences d'un incendie dans de très diverses géométries. A terme avec l'amélioration croissante de la puissance de réseaux de calcul, il sera possible d'obtenir une résolution permettant une simulation de plus en plus proche de la réalité. Le code FDS est à l'heure actuelle au cœur d'un programme entre le NIST (National Institute of Standard and Technology) et les industriels américains pour améliorer la prédiction des moyens de protection.

Objectif de la thèse

L'objectif de cette thèse est de réaliser une étude numérique sur les propriétés des feux en milieu confiné-ventilé avec notamment une étude en termes de ré-inflammation des fumées riches. Dans le cadre de ce travail, on vise à quantifier et analyser le risque d'inflammation des imbrûlés, par l'étude aérodynamique de la flamme et les caractéristiques des transferts thermiques afin de pouvoir prédire ce risque voire le prévenir. Pour ce faire, les simulations numériques seront menées afin d'identifier et de quantifier les gaz imbrûlés libérés et d'étudier l'influence du pilotage de la ventilation sur ces derniers. Les résultats de la simulation numérique seront comparés avec les données expérimentales obtenues par Lassus [1] pour valider la possibilité de l'usage de l'outil numérique pour les situations de feu considérées et pour évaluer les potentialités du code de calcul pour analyser et optimiser la sécurité incendie dans un milieu confiné. Les résultats obtenus seront utilisés aussi dans le but de préparer des expériences dans l'avenir.

Plan du texte

Le premier chapitre de cette thèse présente les connaissances globales sur la phénoménologie des feux, notamment les feux en milieu confiné-ventilé. L'effet de la ventilation sur l'évolution du feu est particulièrement abordé. Le processus de l'inflammation des imbrûlés et les mécanismes responsables de ce phénomène sont aussi examinés. Enfin, une étude bibliographique des feux sous-ventilés et les phénomènes de la combustion rapide de gaz est réalisée.

Le deuxième chapitre présente les modèles numériques couplés permettant de modéliser les phénomènes physiques fondamentaux couplés au sein d'un feu tel que la combustion de gaz, la pyrolyse de combustible, les transferts de chaleur, la production de suie, etc. Un modèle d'extinction du feu et une loi empirique pour l'optimisation du maillage sont aussi abordés. Enfin, on présente la méthode numérique appliquée pour discrétiser soit temporellement soit spatialement les équations de mécanique de fluides afin de les résoudre par la méthode de différences finies.

Avant d'aborder la simulation du feu sous-ventilé, les modèles numériques abordés dans le chapitre deux sont validés avec des configurations fondamentales de la littérature où l'influence du degré de ventilation sur le feu est moins importante. Le chapitre trois est consacré à cette phase. Les configurations expérimentales choisies sont le feu ouvert et le feu semi confiné.

La configuration du caisson expérimental correspondant à la configuration principale de notre étude est abordée dans le chapitre quatre. Ce chapitre est dédié à la phase de préparation pour la simulation. Les calculs préliminaires sont réalisés avec pour objectif de montrer la sensibilité du régime de ventilation et évaluer les potentialités du modèle de combustion appliqué en le comparant avec le modèle utilisé par défaut du code.

Les chapitre cinq et six sont dédiés à la simulation numérique de feux confinés sous-ventilés. Le cinquième chapitre aborde la modélisation du feu par une approche non prédictive où le débit massique de combustible fourni par les données expérimentales est imposé au foyer. Cette approche permet d'éviter la simulation de la pyrolyse de combustible, ce qui est toujours un grand défi. Dans le chapitre six, un modèle d'évaporation du liquide est couplé dans une approche semi-prédictive. Ce couplage prend en compte le processus de pyrolyse de combustible dans le calcul. Une étude du risque d'inflammation dans la gaine d'extraction est aussi réalisée dans les deux chapitres. On terminera par une conclusion générale et des perspectives.

Chapitre 1 Etat des connaissances relatives aux feux confinés avec ventilation contrôlée

L'idée de ce premier chapitre est de faire un état de l'art global sur le feu confiné-ventilé. Il se compose de trois parties. La première partie est consacrée à une exploration approfondie sur le feu en milieu confiné - ventilé, en particulier la combustion des foyers solides ou liquides. Les feux de nappe sont largement utilisés par la communauté de sécurité incendie dans le but d'étudier les phénomènes de propagation et d'extinction, dans des milieux confinés ou non. Cette configuration représente une version simplifiée de nombreux foyers dans la mesure où les propriétés physiques de la plupart des combustibles liquides sont relativement bien connues. Le comportement d'un feu en milieu ouvert est abordé au préalable afin de comprendre l'effet de confinement et de ventilation.

La deuxième partie reprend et précise les principes qui gouvernent l'inflammation des gaz et vapeurs inflammables et notamment l'existence d'un domaine d'inflammabilité pour tous les gaz combustibles ou mélanges gazeux.

Dans la troisième partie, une étude bibliographique est effectuée d'une part pour mieux comprendre les phénomènes liés au feu confiné et d'autre part pour citer les paramètres cruciaux qui précèdent l'inflammation des imbrûlés car notre intérêt au premier rang est le risque de l'inflammation des gaz combustibles.

1.1 Le feu confiné –ventilé

1.1.1 Phénomène du feu

De manière générale, le feu est considéré comme un phénomène de l'oxydation rapide d'un matériau dans un processus de réaction chimique exothermique libérant de la chaleur, la lumière et divers produits de la réaction. Ce processus de réaction est appelé la combustion. Le triangle du feu (cf. Figure 1.1) est une figure géométrique simple qui aide à comprendre les mécanismes de la combustion. Ce triangle présente trois éléments indissociables qui entretiennent la combustion: le combustible, le comburant et la chaleur (où l'énergie d'activation). La suppression ou la réduction d'un élément peut changer significativement voire arrêter le processus de combustion.

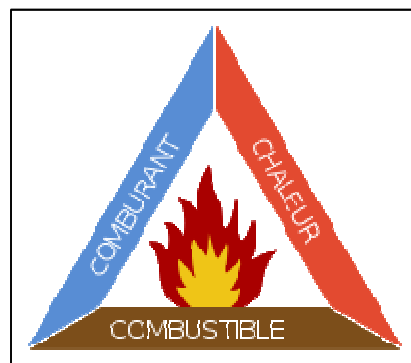


Figure 1. 1 Triangle du feu

1.1.2 Modes de transferts de chaleur du feu

La transmission de chaleur est entraînée par rayonnement, par conduction et par convection [2, 3]. La transmission de chaleur au cours du feu est schématisée sur la Figure 1.2.

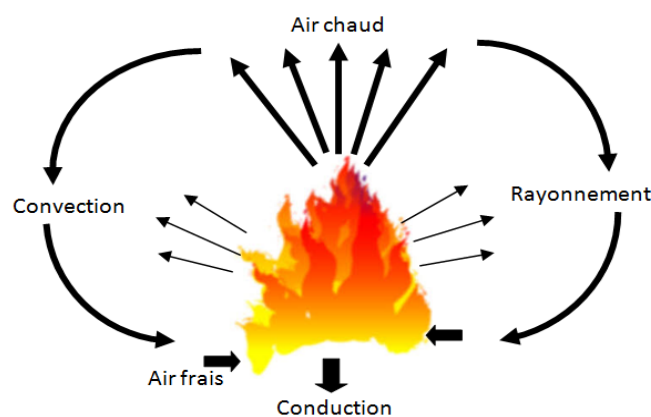


Figure 1. 2 Propagation de la combustion par transmission de chaleur

- Par rayonnement: la chaleur dégagée par la combustion est partiellement restituée à l'environnement par rayonnement thermique. Le rayonnement est un mode de propagation à distance qui peut se faire dans le vide. C'est le phénomène qui fait que lorsque l'on est face à un

feu, le côté exposé est chaud alors que le côté opposé est froid. La majeure partie du rayonnement émis par un feu se situe dans l'infrarouge (longueur d'onde comprise entre 0.75 μm et 1 mm [4]). La puissance du rayonnement est fonction de :

- ▶ la température (le rayonnement augmente avec la puissance quatrième de la température)
 - ▶ la distance (le rayonnement diminue avec le carré de la distance)
 - ▶ la nature des particules constituant les fumées
- Par conduction: la chaleur se transmet dans la masse du matériau. Cette transmission se fait de proche en proche sans transfert de matière. La conduction thermique est le mode de transfert thermique provoqué par une différence de température entre deux régions d'un même milieu ou entre deux milieux en contact sans déplacement appréciable de molécules. Ce transfert thermique spontané d'une région de température élevée vers une région de température plus basse obéit à la loi de Fourier.
 - Par convection: le transport de la chaleur se fait par mouvement d'un fluide. Ce phénomène contribue le plus souvent à la propagation des sinistres par le déplacement des gaz chauds sur des distances importantes et à des niveaux différents (transport d'un feu de sous sol dans les combles; transport d'un feu par des gaines). Un gaz chaud monte : la densité d'un gaz diminue avec la température, la poussée d'Archimède provoque donc l'élévation de cette masse. Lorsque cette masse atteint un obstacle froid (par exemple un plafond), elle lui transfère sa chaleur, refroidit et retombe. Dans le cas d'un incendie, les fumées suivent le même comportement ascendant. Elles peuvent parcourir des distances importantes et transférer leur chaleur à un matériau combustible qui serait sur leur trajet. Dans le cas où les fumées contiennent des particules imbrûlées du fait d'une combustion incomplète, leur accumulation en un point distant peut conduire à une ré-inflammation des gaz. Ce mode de propagation est plus courant en milieu confiné. Les mouvements convectifs des gaz chauds sont toujours dans le sens des pressions les plus élevées vers les pressions les plus faibles. En milieu sous-ventilé, les effets de pressions sont issus principalement des phénomènes d'expansion thermique et des phénomènes de flottabilité.

1.1.3 Les flammes étudiées

La manifestation lumineuse et mobile d'un feu est désignée par la flamme. Généralement, il y a deux types de flammes: la flamme de diffusion et la flamme de pré-mélange.

a) La flamme de pré-mélange

Dans le cas de la flamme de pré-mélange, le combustible est toujours un gaz, qui est parfaitement mélangé au comburant. Les exemples les plus courants sont : le bec Bunsen, le brûleur de la cuisinière, le chalumeau, le moteur à allumage commandé,...etc. Même si le mélange n'est pas idéal, le mélange intérieur des réactifs fait que la combustion est plus efficace ; la flamme est donc plus chaude et produit peu de particules imbrûlées, elle a donc un aspect bleuté. La flamme est une couche mince de gaz, qui est la frontière entre deux milieux : les gaz frais (mélange combustible-comburant) d'un côté et les gaz brûlés (produits de réaction) de l'autre. Le schéma 1.3 montre une flamme de bec Bunsen ; dans ce cas-là, les gaz frais arrivent avec une certaine vitesse, le front de flamme progresse en sens inverse, ce qui fait que globalement, la flamme est immobile. Dans de nombreux cas, les gaz frais sont au repos par rapport au référentiel ; dans ce cas-là, le front de flamme se déplace. Selon sa vitesse de propagation, on parle de détonation (dans le cas supersonique) ou de déflagration (pour des vitesses de flamme subsoniques).

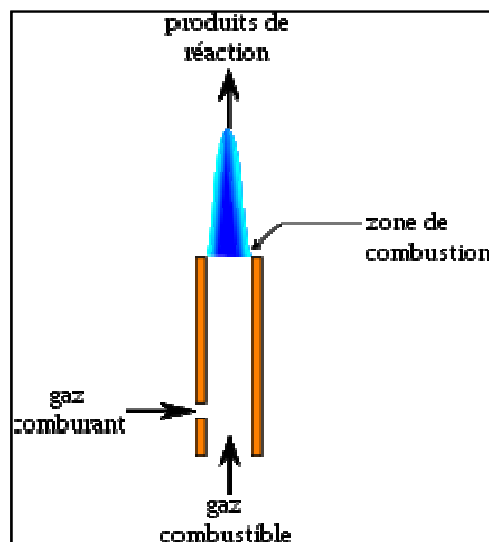


Figure 1. 3 Flamme d'un bec Bunsen

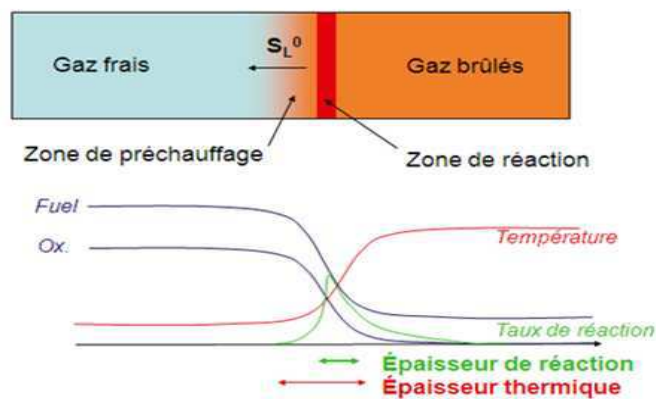


Figure 1. 4 Structure d'une flamme pré-mélangée laminaire dans un tube

L'épaisseur δ_l et la vitesse fondamentale S_l de la flamme est une caractéristique intrinsèque du mélange et des conditions de pression et de température. La propagation de la flamme est le résultat de l'action de deux phénomènes: la conduction thermique (les gaz frais sont échauffés par les gaz brûlés) et la réaction chimique (quand la température des gaz frais est suffisamment élevée, ils réagissent en dégageant de la chaleur. La structure de la flamme de pré-mélange laminaire dans un tube est donnée par la Figure 1.4. Dans l'épaisseur de la flamme δ_l , la température des gaz frais augmente par conduction de la chaleur et la concentration des réactifs diminue par diffusion moléculaire des gaz brûlés, les réactions chimiques se produisent uniquement dans une zone d'épaisseur très fine δ_R (épaisseur de réaction).

b) Flamme de diffusion

La flamme de diffusion est appelée ainsi car les réactifs étant séparés, ils doivent venir au contact l'un de l'autre, par le phénomène de diffusion. La plupart des flammes d'incendie sont des flammes de diffusion. Les cas typiques sont: la combustion des solides (bois, bougie, papier, etc.) et la combustion des liquides (essence, gazole, pétrole, etc.). La flamme de diffusion est illustrée sur la Figure 1.5. Car le carburant et l'oxydant sont séparés : il y a donc diffusion du carburant et de l'oxydant. La flamme existe à l'interface carburant-oxydant qui est à la stoechiométrie: la région de la réaction chimique est très mince. Dans ce type de flamme, les réactions chimiques sont très rapides comparées aux phénomènes de convection et la combustion est contrôlée par la diffusion des espèces et de la chaleur. Les réactifs et la chaleur diffusent les uns vers les autres - c'est ce qui va prendre le plus de temps - avant de pouvoir réagir.

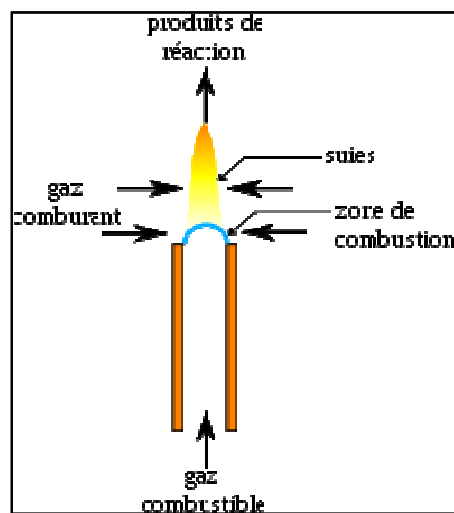


Figure 1. 5 Schéma d'une flamme de diffusion

La structure d'une flamme de diffusion est schématisée sur la Figure 1.6. La fraction massique de l'oxydant est maximale dans l'oxydant pur et diminue car l'oxydant se mélange aux produits de combustion. L'évolution est la même pour le combustible.

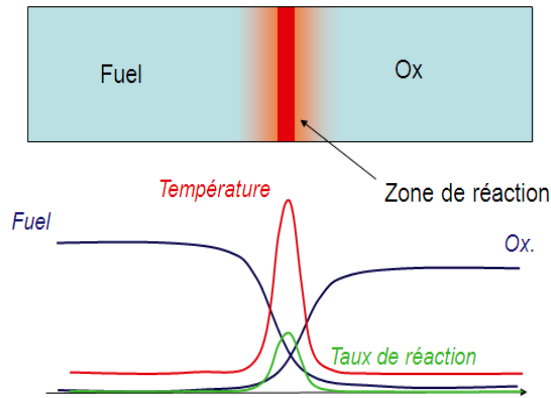


Figure 1. 6 Structure de la flamme de diffusion

1.1.4 Evolution d'un feu en milieu ouvert

Pour une meilleure compréhension de l'effet de la ventilation et du confinement, il est nécessaire de considérer au préalable le comportement d'un feu en milieu ouvert. Lorsqu'un tel feu se produit, le taux de gaz imbrûlés dégagés est quasi nul. La Figure 1.7 présente une évolution schématique du débit calorifique de feu en milieu ouvert pour des combustibles. On remarque que le débit calorifique dégagé par un feu solide présente une croissance progressivement suivie d'un maximum et d'une période de décroissance. Celui d'un feu de liquide présente une pente initiale plus forte que dans le cas d'un solide, suivi d'un palier. En milieu ouvert, le feu s'éteint toujours à cause du manque en combustible.

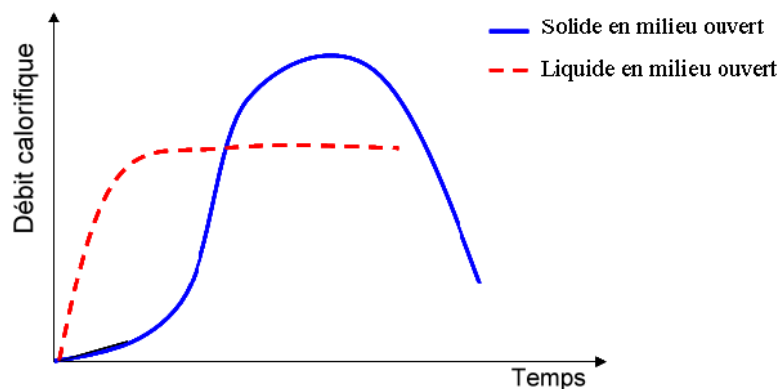


Figure 1. 7 Evolution des feux de solide et de liquide en milieu ouvert

1.1.5 Evolution d'un feu en milieu confiné

En milieu confiné, le comportement du feu est assez complexe. Il est en effet impossible de décrire et de prédire tous les développements spécifiques possibles d'un tel feu. Toutefois, en fonction des produits combustibles mis en jeu, de leur agencement, de l'infrastructure et de la ventilation, il est possible d'observer différentes évolutions possibles du feu conduisant chacune à des phénomènes particuliers. La Figure 1.8, représentant la température moyenne du local en feu en fonction du temps, illustre bien la multitude des évolutions possibles des feux en milieu confiné, en particulier dans le cas des locaux très sous ventilés voire non ventilés [5].

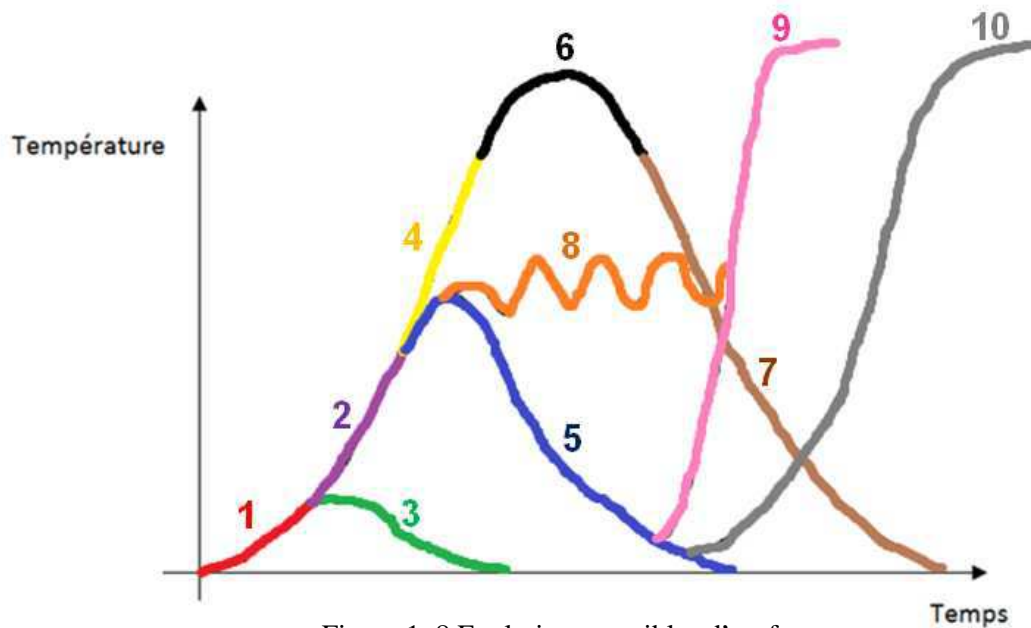


Figure 1. 8 Evolutions possibles d'un feu en milieu confiné

a) Phase initiale du feu

La phase initiale du feu est illustrée par la courbe 1 (cf. Figure 1.8). Cette phase nous permet de comprendre les mécanismes à l'origine du départ d'un feu. En termes de la sécurité incendie, ces mécanismes sont appelés la cause de l'incendie. Elles peuvent être diverses et dépendre de l'installation. Le retour d'expérience a démontré que la principale cause d'incendie mortel dans l'habitat était liée à l'inflammation des literies due à la cigarette. Dans le cas des installations industrielles, les causes sont très variées: origine électrique, emballement chimique, acte de malveillance,...etc. Généralement, dans tous les cas, l'initiation du feu est issue d'un dégagement suffisant d'énergie pour permettre d'échauffer un élément combustible jusqu'à une température critique permettant d'activer la réaction de combustion. Ce mécanisme constitue le processus d'inflammation. Il faut noter que la réaction de combustion se produira toujours entre l'oxygène de l'air et le combustible sous forme gazeuse. En fonction de la nature du combustible (gaz, liquide ou solide), l'initiation du feu sera différente.

Pour les gaz, l'initiation se produit dans un mélange combustible-comburant dont les proportions sont comprises dans la zone d'inflammabilité. L'énergie apportée pour initier la combustion du mélange est assez faible (de l'ordre de quelques mJ). Normalement, une étincelle suffit à enflammer le mélange.

Pour les liquides, la combustion se produit avec la partie évaporée à condition que la quantité de gaz combustibles dégagés au cours de l'évaporation du liquide est suffisante pour créer un mélange inflammable avec l'air ambiant.

Pour les solides, la phase d'initiation du feu est plus complexe car elle est gouvernée par le transfert de chaleur au sein du matériau. Le matériau s'expose à un flux thermique incident. Ce flux provoque l'augmentation de la température du solide jusqu'à un seuil spécifique introduisant la sublimation ou la décomposition et l'évaporation du matériau en vapeur combustible. Ce processus est appelé la pyrolyse. Le délai d'initiation dépend de l'intensité du flux thermique et des propriétés du matériau.

b) Phase de propagation du feu

Sur la Figure 1.8, la courbe 2 illustre la phase de propagation du feu. Cette phase correspond à la montée en puissance du feu lié à la combustion de proche en proche des éléments inflammables présents dans le local en feu. L'accélération de la montée en température dans la phase de propagation du feu est beaucoup plus forte que celle dans la phase initiale. Dans la phase de propagation du feu, la disposition des éléments combustibles joue un rôle très important qui décide la transition de la croissance du feu ou non vers l'embrassement généralisé dans le local. En effet, si la quantité de combustible initiateur du feu est trop faible et la base du feu est suffisamment éloignée des autres matériaux combustibles, le flux thermique dégagé par le feu pourrait être insuffisant pour accroître la température des autres combustibles et initier leur combustion. Dans ce cas, le feu s'éteint par manque de combustible. Cette phase est introduite par une baisse de température dans le local, représentée par la courbe 3 sur la Figure 1.8.

La combustion peut se propager par deux façons différentes: soit par transmission de chaleur (le rayonnement, la convection et la conduction), soit par déplacement des substances en combustion [5].

Le déplacement des substances peut se produire de différentes manières:

- Par les gaz: dans un feu, la combustion est souvent incomplète par manque d'oxygène et donc plus particulièrement dans le cas des incendies en milieu confiné. De ce fait, il subsiste des nappes de gaz imbrûlés. La combustion de ces nappes peut se poursuivre sur une distance notable avec parfois une rupture de flamme, puis ré-inflammation à une distance variable par un nouvel contact avec l'air frais.

- Par les liquides: le liquide en feu s'écoule et entre en contact avec d'autres substances combustibles.
- Par les solides: la propagation se fait par brandons ou escarbilles. Les brandons sont des fragments de solides en ignition pouvant franchir des distances importantes (100 à 150 m) avec l'aide du vent. Les escarbilles sont des petites particules incandescentes qui se déplacent sur quelques mètres.

c) Période de transition vers l'embrasement généralisé du feu

Lorsque l'air frais est suffisamment apporté, le feu poursuit sa progression jusqu'à une phase particulière se traduisant par une élévation importante de la température dans le local en feu dépassant les 500°C : le flash-over. Cette phase est illustrée sur la Figure 1.8 par la courbe 4. Le phénomène de flash-over est un phénomène qui a été très largement étudié depuis les années 1970 autant d'un point de vue expérimental que numérique. Dans le cas où l'oxygène n'est pas suffisant, le feu risque de s'affaiblir très rapidement par manque d'oxygène. Ceci provoque une diminution des températures dans le local (cf. la courbe 5 sur la Figure 1.8). La combustion incomplète entraîne une production importante de gaz imbrûlés et de substances dangereuses. Ici, on ne présente que la terminologie des phénomènes rencontrés dans l'évolution du feu. Une étude plus profonde sur les phénomènes de combustion rapide tels que le flash-over, le backdraft et l'explosion de fumée sera effectuée dans la partie 1.3.

d) Phase de plein développement du feu

La phase de plein développement du feu correspond au pic de la puissance du feu. Sa durée dépend de la quantité de combustible disponible. Cette phase suit la phase d'embrasement généralisé. Elle est appelée aussi la phase de post flash-over. Lorsque le feu est pleinement développé, la température dans le local est assez élevée (de l'ordre de 800-900°C). Si l'apport d'air frais est suffisant pour maintenir la combustion de l'ensemble des matériaux inflammables contenus dans le local en feu, le risque de propagation d'un local à un autre est le plus important. En effet, la convection des fumées transporte une quantité d'énergie importante capable d'aller enflammer les combustibles contenus dans la pièce voisine (le phénomène d'explosion de fumée). D'autre part, la conduction à travers les parois du local en feu peut conduire à l'échauffement de la face opposée des parois et être ainsi à l'origine de l'inflammation de produits situés à proximité des murs dans la pièce voisine. Cette phase est illustrée par la courbe 6.

Lorsque l'on suppose que la quantité d'oxygène présente est suffisante pour assurer la combustion de tous les matériaux combustibles dans le local en feu, après la phase de plein développement, le feu s'affaiblit graduellement et s'éteint par faute de combustible (cf. la courbe 7 sur la Figure 1.8). Cette période est traduite par une décroissance de température dans le local.

e) Les phénomènes particuliers liés aux feux sous-ventilés

On revient à la période pré-flash-over. Si le local est non-ventilé ou la ventilation du local est très limitée, la quantité d'oxygène présente dans le local n'est pas suffisante pour que le feu atteigne la phase d'embrassement généralisé. En effet, le feu est entièrement contrôlé par le comburant. Ces situations correspondent aux feux en régime sous-ventilé où différents phénomènes spécifiques peuvent survenir. A ce stade, il est à noter que la combustion devient très difficile pour une concentration en oxygène dans le milieu inférieure à 12%.

- Le phénomène de pulsation

Le phénomène de pulsation se manifeste par une oscillation importante de la température du local telle que représentée sur la Figure 1.8 par la courbe 8. Ce phénomène survient suite à une dépression dans le local lorsque le feu s'affaiblit. L'air frais à l'extérieur est alors entraîné à l'intérieur par les ouvertures disponibles. Cet apport d'air permet une reprise de la combustion générant une augmentation de la température du local et donc une dilatation des gaz. La pression dans le local remonte. La surpression du local entraîne une expulsion de fumée vers l'extérieur et ainsi l'oxygène disponible. La pression baisse de nouveau et le processus se répète consécutivement, ce qui conduit à la pulsation observée.

- Le backdraft

Ce phénomène se traduit sur la courbe d'évolution de l'incendie présentée par une montée brutale de la température dans le local en feu (cf. la courbe 9 sur la Figure 1.8). Lorsqu'il apparaît, il est toujours précédé par une phase d'auto-extinction de l'incendie liée au manque d'oxygène (courbe 5). Ce phénomène est abordé plus loin dans le paragraphe 1.3

- Le phénomène de reprise du développement

Ce phénomène apparaît dans les mêmes conditions qu'un backdraft suite à un apport soudain d'air frais dans le local à la condition que la température initiale des imbrûlés est supérieure à la température de déclenchement de backdraft. Ces gaz s'enflamment rapidement au contact de l'air. Ce phénomène s'apparente plutôt au phénomène du flash-over (cf. la courbe 10 sur la Figure 1.8).

1.1.6 Feux de nappes

a) Mécanisme d'un feu de nappe

Les flammes généralement rencontrées dans l'incendie proviennent soit des feux de combustibles liquides soit des feux de combustibles solides que l'on appelle communément feux de nappe. Un feu de nappe est défini comme suivant: feu à base horizontale correspondant originellement à la combustion d'un combustible liquide répandu sur une surface plane, par la propagation sur toute surface combustible horizontale (brûleur plan avec injection de gaz, surface liquide ou solide). Les

feux de nappe produisent une flamme de diffusion soumise à la convection naturelle. A l'inverse des flammes soufflées et à contre courant qui sont des flammes jets fortement dominées par la convection forcée en raison de la vitesse d'injection, toutes les flammes soumises à la convection naturelle sont dominées par les forces de flottabilité. L'effet des forces de flottabilité sur l'écoulement est caractérisé par le nombre de Grashof Gr qui compare les forces de flottabilité aux forces de viscosité:

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

Où g est l'accélération gravitationnelle

L est la longueur sur laquelle est obtenue la différence de température (ou densité)

β est le coefficient d'expansion thermique

ν est la viscosité cinématique du fluide

Le nombre de Froude Fr qui compare les forces d'inertie aux forces de flottabilité est également utilisé dans le cadre des écoulements dominés par la convection naturelle:

$$Fr = \frac{U}{\sqrt{gD\frac{|\Delta\rho|}{\rho}}} \quad (1.2)$$

Où U est la vitesse du fluide

D est le diamètre du brûleur

En faisant hypothèse que L et D ont le même ordre de grandeur et que le fluide suit une loi de gaz parfait ($\rho T = cste$ ou $\frac{|\Delta\rho|}{\rho} = \frac{|\Delta T|}{T}$), on peut trouver une formule qui relie le nombre de Grashof, le nombre de Froude et le nombre de Reynolds comme suivant :

$$\sqrt{Gr}Fr = \sqrt{\frac{gL^3\frac{|\Delta T|}{T}}{\nu^2}} \frac{U}{\sqrt{gD\frac{|\Delta\rho|}{\rho}}} = \frac{UD}{\nu} = Re \quad (1.3)$$

Les liquides ont une propension à brûler sous forme de nappe avec une surface horizontale uniforme. La Figure 1.9 présente le principe de combustion d'une nappe liquide. La combustion d'une nappe s'effectue en deux étapes. Dans un premier temps, la chaleur générée par la flamme développée à la surface de la nappe de liquide permet la vaporisation du combustible en gaz inflammables. Ensuite, il y a réaction par flamme de diffusion à l'intérieur de laquelle les gaz inflammables se mélangent à l'oxygène de l'air. 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 de combustible :

- Une part de l'énergie produite par la flamme est transmise à la nappe du 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

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 et celui-ci se mélange avec les gaz inflammables en s'élevant verticalement.

b) Structure de la flamme

Les flammes d'incendie sont en grande partie pilotées par les effets de convection naturelle et par les masses d'air entraînées à leur périphérie. Ces flammes sont caractérisées par un nombre de Froude inférieur à 10^{-2} , ce qui donne des vitesses à la surface combustible de l'ordre du mm/s. Leur structure est beaucoup moins bien définie que celles des flammes dominées par la convection forcée, car les perturbations extérieures sont d'une part plus importantes et d'autre part beaucoup plus efficaces du fait des faibles vitesses du combustible.

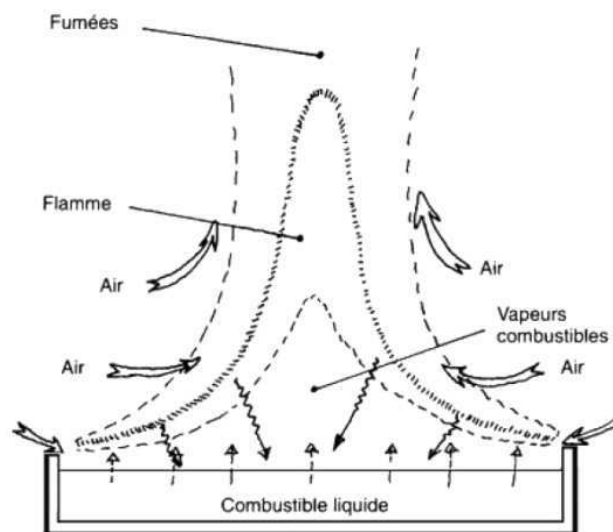


Figure 1. 9 Schéma de principe d'un feu de nappe

La flamme d'un foyer correspond à la zone où s'effectue la combustion en phase gazeuse. Elle comporte des gaz (combustible, comburant et produits de la combustion) ainsi que des suies qui lui donnent son caractère lumineux et rayonnant. Elle est constituée de trois régions (cf. Figure 1.10) :

- Zone persistante située à la base de la flamme, au-dessus de la surface de combustible. Dans cette zone là, la forme et la structure de la flamme sont constantes. La flamme est très lumineuse et sa température est élevée de l'ordre de 1300 K. Cette température haute donne un fort pouvoir émissif à la flamme. La partie centrale de la zone persistante est riche en vapeur de combustible.
- Zone intermittente où le caractère fluctuant de la flamme se présente. Les réactions chimiques et les températures y sont moins importantes.
- Zone de panache qui est turbulente et non réactive. Les vitesses et la température y décroissent avec la hauteur et la flamme n'est plus présente. Cette zone est principalement constituée des fumées. La température n'est plus suffisante pour que les particules de suies rayonnent dans le spectre visible.

L'écoulement est laminaire à la surface du combustible car sa vitesse d'injection est très faible. Cependant, en plus de provoquer une accélération des gaz combustibles, les forces de flottabilité sont également productrices de turbulence. Une transition entre les régimes laminaire et turbulent se produit donc très rapidement rendant la flamme turbulente dès la zone persistante. Mais le niveau de turbulence reste toutefois modeste, la vitesse maximale des gaz observées reste de l'ordre de quelques mètres par seconde.

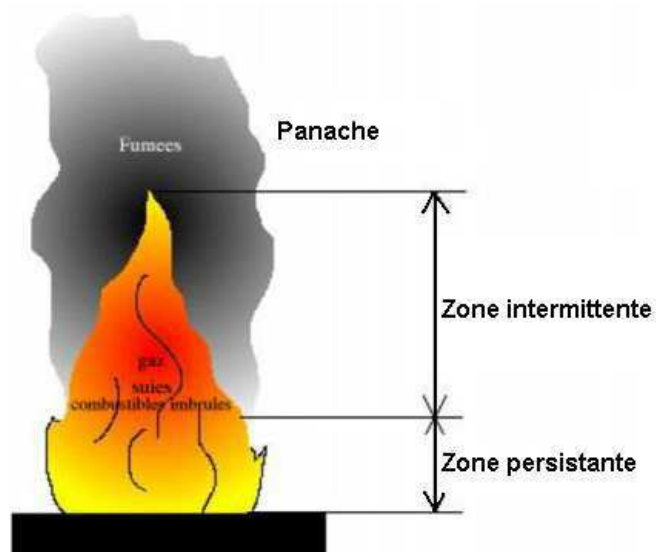


Figure 1. 10 Structure d'un feu de nappe

c) Grandeurs caractéristiques du feu de nappe

• Débit massique surfacique

Lorsque les conditions extérieures (température, entraînement d'air...) d'un feu de nappe 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 :

$$\dot{m}'' = \frac{\dot{q}''_{fourni} - \dot{q}''_{perdu}}{\Delta H_{vap}} \quad (1.4)$$

Où \dot{q}''_{fourni} est le flux de chaleur issu de la flamme vers la surface de liquide ($W.m^{-2}$)

\dot{q}''_{perdu} : les pertes de chaleur considérées comme un flux perdu à travers la surface ($W.m^{-2}$)

ΔH_{vap} est la chaleur latente de la vaporisation du combustible ($J.kg^{-1}$)

$\dot{m}'' \Delta H_{vap}$ représente le flux de chaleur nécessaire à la vaporisation du combustible

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 paramètre sera développé plus loin dans ce chapitre.

• Charge calorifique

La charge calorifique est définie comme la quantité totale de chaleur que peuvent dégager les combustibles présents dans le local. Elle est exprimée généralement en kJ .

• Pouvoir calorifique

Le pouvoir calorifique est la quantité de chaleur dégagée par la combustion complète de l'unité de quantité de ce combustible, sous pression normale et pour une température donnée. Il est exprimé généralement en $kJ.kg^{-1}$. Il existe deux types de pouvoir calorifique :

- ▶ **Pouvoir Calorifique Supérieur (PCS)**: c'est l'énergie thermique libérée par la réaction de combustion d'un kilogramme de combustible. Cette énergie comprend la chaleur sensible, mais aussi la chaleur latente de vaporisation de l'eau, généralement produite par la combustion. Cette énergie peut être entièrement récupérée si la vapeur d'eau émise est condensée, c'est-à-dire si toute l'eau vaporisée se retrouve finalement sous forme liquide.
- ▶ **Pouvoir Calorifique Inférieur (PCI)**: c'est l'énergie thermique libérée par la réaction de combustion d'un kilogramme de combustible sous forme de chaleur sensible, à l'exclusion de l'énergie de vaporisation (chaleur latente) de l'eau présente en fin de réaction

PCS et PCI sont liés par la relation suivante:

$$PCS = PCI + m_{eau\ formée} H_v^0 \quad (1.5)$$

Où $m_{eau\ formée}$ est la masse d'eau formée par la réaction de la combustion.

H_v^0 est l'enthalpie de la vaporisation d'eau à une température donnée.

• Débit calorifique

Le débit calorifique est l'énergie calorifique dégagée par unité de temps par un combustible pendant sa combustion (J/s). Il représente la vitesse à laquelle la charge calorifique va brûler. Ce terme est généralement obtenu à partir des méthodes suivantes :

- Méthode de la perte de masse: si la taille du feu atteint sa valeur maximale sans qu'il y ait une limitation en oxygène, le débit calorifique est limité par la charge calorifique disponible. Il est donc contrôlé par le combustible. Le débit calorifique peut alors être estimé à partir du débit massique surfacique \dot{m}'' comme la relation.

$$\dot{Q}(t) = S_f \dot{m}''(t) \Delta H_c \quad (1.6)$$

Où S_f est la surface de la nappe du combustible

ΔH_c est la chaleur de combustion

La relation (1.6) suppose que la chaleur de combustion reste constante au cours du temps, ce qui n'est pas le cas pour les liquides constitués de différentes coupes de distillation (distillation fractionnée en coupes contenant des mélanges dont les températures d'ébullition sont comprises dans un intervalle défini). Elle suppose également que tout le combustible vaporisé est consommé par la réaction d'oxydation (réaction complète). Dans la réalité, il faut prendre en compte le rendement de la combustion η_{comb} , car en milieu confiné, la quantité d'oxygène disponible dans le local n'est pas suffisante pour brûler tout le combustible présent et le feu confiné peut s'éteindre par faute de comburant.

- Méthode de la consommation de dioxygène: lorsque la taille des ouvertures est trop faible, l'oxygène limite le débit calorifique. Il est alors contrôlé par la ventilation. Dans ce cas là, le calcul du débit calorifique est basé sur la masse de dioxygène consommée par la réaction de combustion comme suivant :

$$\dot{Q}(t) = \dot{m}_{ox}(t) \Delta H_{ox} \quad (1.7)$$

Où: \dot{m}_{ox} est le débit massique de dioxygène consommé par la combustion ($kg \cdot s^{-1}$)

$$\dot{m}_{ox} = Y_{O_2} \dot{m}_{air} \quad (1.8)$$

ΔH_{ox} est la chaleur de combustion dégagée par kilogramme de O_2 consommé.

- Méthode de la production de dioxyde de carbone: cette méthode est basée sur la production du dioxyde de carbone. Le débit calorifique est calculé comme suivant:

$$\dot{Q}(t) = \Delta H_{CO_2} \dot{m}_{CO_2, produit}(t) \quad (1.9)$$

Où: $\dot{m}_{CO_2, produit}$ est le débit massique de dioxyde de carbone produit par la combustion.

ΔH_{CO_2} est la chaleur de combustion dégagée par kilogramme de CO_2 produit.

Cette méthode considère que la réaction est complète. Il peut donc y avoir une surestimation du débit calorifique parce que l'oxydation des gaz imbrûlés peut produire du monoxyde de carbone.

d) Régimes de combustion

A partir des résultats expérimentaux sur la variation de la vitesse de consommation du combustible en fonction du diamètre de la cuve contenant celui-ci, Blinov et Khudiakov [6] ont distingué trois régimes de combustion d'un feu de nappe en fonction du diamètre D du foyer (cf. Figure 1.11) :

- $D < 0.1$ m, la combustion présente un régime laminaire, le débit massique surfacique \dot{m}'' décroît avec l'augmentation du diamètre du foyer.
- $0.1 < D < 1$ m, un régime transitoire s'établit et \dot{m}'' croît avec l'augmentation de la dimension du cuve
- $D > 1$ m, le régime de combustion est turbulent et le débit massique surfacique devient indépendant du diamètre de la cuve.

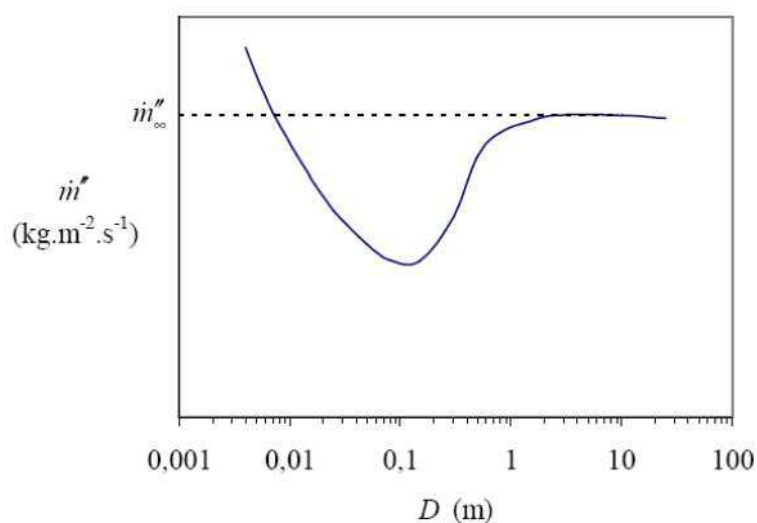


Figure 1. 11 Allure d'évolution du débit massique surfacique en fonction du diamètre D du foyer pour un feu de nappe

Cette dépendance du débit massique surfacique \dot{m}'' à la dimension de la cuve peut être expliquée par les mécanismes de transfert de chaleur de la flamme vers le foyer [7].

Le flux de chaleur fourni au combustible peut alors s'écrire comme la somme d'un flux convectif et d'un flux radiatif provenant de la flamme, et d'un flux conductif échauffant les parois de la cuve :

$$\dot{q}_{fourni}'' = \dot{q}_{cond}'' + \dot{q}_{conv}'' + \dot{q}_r'' \quad (1.10)$$

Où :

- \dot{q}_{cond} est la puissance fournie par la conduction :

$$\dot{q}_{cond} = K_{cond} \pi D (T_f - T_s) \quad (1.11)$$

Où : D est le diamètre de la cuve contenant le combustible liquide

K_{cond} est une constante qui comprend les différents termes liés au transfert conductif

T_s est la température à la surface de la nappe

T_f est la température de la flamme

- \dot{q}_{conv} est la puissance fournie par convection :

$$\dot{q}_{conv} = h_{conv} \frac{\pi D^2}{4} (T_f - T_s) \quad (1.12)$$

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

- \dot{q}_r est la puissance fournie par rayonnement :

$$\dot{q}_r = K_r (T_f^4 - T_s^4) (1 - e^{-k_2 D}) \quad (1.13)$$

Où : K_r est un facteur comprenant la constante de Stefan-Boltzmann σ et le facteur de forme lié à la configuration flamme surface.

k_2 est une constante comprenant un facteur de proportionnalité reliant le libre parcours moyen au diamètre de la cuve ainsi que des concentrations et des coefficients d'émission des espèces radiatives dans la flamme.

En utilisant la surface d'échange de chaleur $S_f = \frac{\pi D^2}{4}$, on a donc :

$$\dot{q}_{cond}'' = \frac{\dot{q}_{cond}}{S_f} = \frac{4K_{cond}}{D} (T_f - T_s) \quad (1.14)$$

$$\dot{q}_{conv}'' = \frac{\dot{q}_{conv}}{S_f} = h_{conv}(T_f - T_s) \quad (1.15)$$

$$\dot{q}_r'' = \frac{4K_r}{\pi D^2} (T_f^4 - T_s^4)(1 - e^{-k_2 D}) \quad (1.16)$$

L'équation (2.8) pour le débit massique surfacique devient alors :

$$\dot{m}'' = \frac{h_{conv}(T_f - T_s) + \frac{4K_r}{\pi D^2} (T_f^4 - T_s^4)(1 - e^{-k_2 D}) + \frac{4K_{cond}}{D} (T_f - T_s) - \dot{q}_{perdu}''}{\Delta H_{vap}} \quad (1.17)$$

A partir de l'équation (1.17), on voit que le débit massique surfacique de combustion est fonction du diamètre de la cuve contenant le combustible liquide et donc de la surface de combustion. Pour des nappes de faible dimension, la vitesse de combustion est pilotée par le transfert de chaleur conductive. Lorsque la dimension de nappe augmente, les transferts convectifs et rayonnés deviennent plus importants. Le transfert radiatif devient prédominant pour des nappes de grand diamètre et entraîne une vitesse de combustion par unité de surface constante. Pour des nappes de diamètre supérieures à 0.1m, l'évolution du débit massique surfacique de combustion en fonction du diamètre du foyer est représentée selon la loi exponentielle pour la majorité des hydrocarbures liquides [8] comme suivante :

$$\dot{m}''(D) = \dot{m}''_{\infty} (1 - e^{-KD}) \quad (1.18)$$

Où : \dot{m}''_{∞} est le débit massique surfacique limite de la combustion

K est équivalent au terme k_2 de la relation (1.13). K montre que le transfert de chaleur par rayonnement devient prédominant lorsque le diamètre du foyer augmente.

1.2 Inflammation

Le mélange gazeux produit par un feu se compose des gaz brûlés et des gaz imbrûlés. Les gaz brûlés sont constitués majoritairement de dioxyde de carbone, de vapeur d'eau et de gaz inertes qui ne participent pas à la réaction globale de la combustion. Les gaz imbrûlés sont des produits de la combustion n'ayant pas complètement oxydé. A ce moment là, il y a deux possibilités pour l'inflammation du mélange :

- Le mélange peut réagir et s'enflamme avec la présence d'une quantité suffisante d'oxygène et une source d'énergie (étincelles, flammes), formant une inflammation pilotée.
- Le mélange peut s'enflammer sans source locale d'énergie s'il atteint une température minimale appelée la Température d'Auto-Inflammation (TAI), formant une auto-inflammation.

1.2.1 Le domaine d'inflammabilité

Le mélange n'est inflammable que si ses proportions d'oxygène et de combustible sont comprises dans le domaine d'inflammabilité délimité par la Limite Supérieure d'Inflammabilité (LSI) et la Limite Inférieure de l'Inflammabilité (LII). LSI et LII représentent respectivement les concentrations maximale et minimale de combustible qui doivent être présentes dans le mélange pour qu'il y ait inflammation. Au-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.

Une matière combustible sous forme gazeuse ou de vapeur ne peut exploser (déflagration) que si elle est mélangée à l'air avec une concentration comprise entre la LII et la LSI. Ces valeurs sont généralement exprimées en pourcentage du volume de gaz inflammable dans le volume total du mélange. Les LII et les LSI dans l'air de quelques gaz usuels sont présentées dans le Tableau 1.1.

L'évolution de la LII de différents combustibles en fonction de la longueur de leur chaîne carbonée est présentée sur la Figure 1.12. A partir de cette figure, on remarque pour les paraffines, la LII sera d'autant plus faible que leurs chaînes carbonées seront longues. Le domaine d'inflammabilité varie fortement selon les gaz ou vapeurs combustibles, la température, le taux d'oxygène et la pression.

• **Température** : les limites inférieure et supérieure du domaine d'inflammabilité sont influencées par la température du milieu ambiant. L'élévation de la température entraîne l'augmentation de la LSI et la diminution de la LII. Donc, cette élévation élargira le domaine de l'inflammabilité. Une loi de l'évolution de la limite inférieure d'inflammabilité des hydrocarbures en fonction de la température est présentée par Burgess-Wheeler [9]:

$$LII(T_2) = LII(T_1) \left[1 - \frac{T_2 - T_1}{1300 - T_1} \right] \quad (1.19)$$

Où T_1 représente une température, en degré Celsius pour laquelle la LII est connue. Une loi de l'évolution de la limite supérieure de l'inflammabilité en fonction de température est proposée par Babrauskas [10] :

$$LSI(T_2) = LSI(T_1) \left[1 + \frac{T_2 - T_1}{1412 - T_1} \right] \quad (1.20)$$

La délimitation du domaine d'inflammabilité en fonction de la température du mélange est présentée sur la Figure 1.13. A gauche et à droite le domaine est délimité respectivement par la LII et la LSI. Le domaine est délimité en bas et en haut respectivement par la courbe de vapeur saturante (déterminé par la loi de Clapeyron) et la courbe d'auto-inflammation. La courbe de LII et celle de vapeur saturante se joignent au point éclair qui est défini comme un point correspondant à une température minimale à laquelle il peut y avoir une inflammation pilotée. Une auto-inflammation peut se produire dans tout mélange dont les proportions sont au-delà de la courbe d'auto-inflammation. Cette courbe correspond à l'inflammation spontanée de l'ensemble d'un mélange combustible - comburant sans aucune source d'inflammation.

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. 1 LII, LSI, masse molaire et TAI de différents combustibles [10,7]

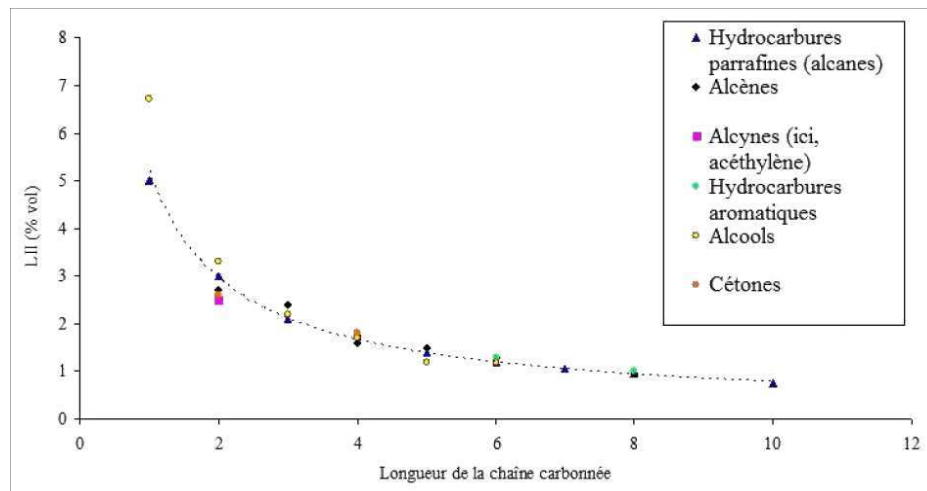


Figure 1. 12 Evolution de la LII de différents combustibles en fonction de leur chaîne carbonnée [10]

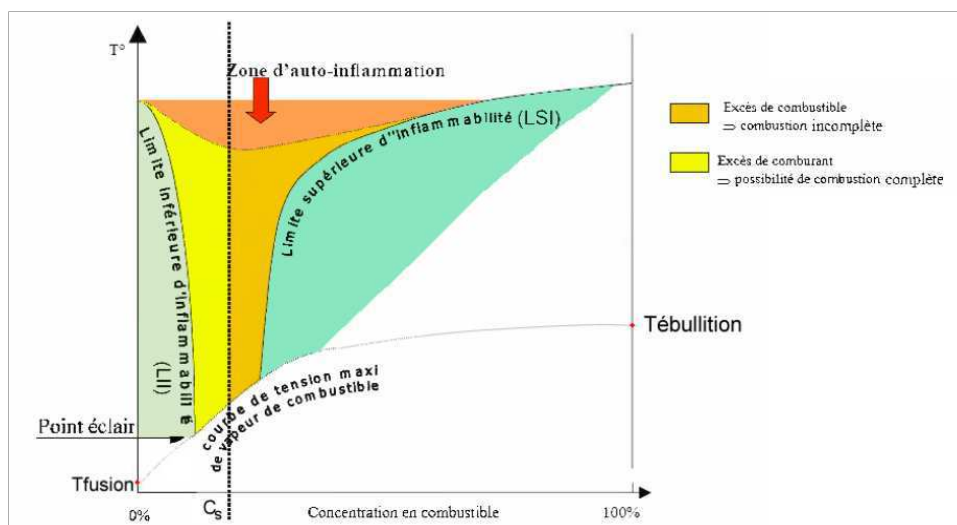


Figure 1. 13 Domaine d'inflammabilité

• **Pression** : Babrauskas [10] a proposé les évolutions de la LII et LSI en fonction de la pression comme ci-dessous :

$$LII(P) = LII_a - 0.31 \ln(P) \quad (1.21)$$

$$LSI(P) = LSI_a + 8.9 \ln(P) \quad (1.22)$$

Où : LII_a et LSI_a sont la limite inférieure de l'inflammabilité et la limite supérieure de l'inflammabilité du combustible considéré à la pression atmosphérique. On remarque que la pression a peu d'influence sur la LII mais la LSI augmente fortement avec celle-ci.

• **Concentration en oxygène** : Lewis et Vol Elbe [11] ont fait des études sur l'influence de l'augmentation de la concentration en oxygène sur le domaine de l'inflammabilité. Ils ont montré que la concentration en oxygène a peu d'influence sur la limite inférieure de l'inflammabilité mais la limite supérieure de l'inflammation augmente avec celle-ci. On définit, la CMO - la concentration minimale d'oxygène étant la concentration au-dessous de laquelle le combustible n'est plus inflammable. Bodurtha [12] a déterminé une estimation de cette concentration pour un combustible donné :

$$CMO = LII \times n(O_2) \quad (1.23)$$

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

1.2.2 Limites d'inflammabilité d'un mélange

Dans le cas d'un mélange de combustible, la loi de Le Châtelier généralisée [13] permet de déterminer la limite inférieure d'inflammabilité d'un mélange :

$$LII = \frac{100}{\sum_i \frac{X_i}{LII_i}} \quad (1.24)$$

Où X_i représente la fraction volumique du gaz combustible i présente dans le mélange, sans air et sans inerte, tel que $\sum_i X_i = 100$ (X_i est exprimée en %). La loi de le Châtelier donne une bonne approximation des limites inférieures d'inflammabilité pour un mélange d'hydrogène, de monoxyde de carbone et de méthane ainsi que pour ceux constitués d'hydrocarbures de formule $C_n H_{2n+2}$. En revanche, de grandes différences ont été observées lorsque le mélange contenait de l'oxyde de di-éthyle, de l'acétone, du disulfure de carbone ou un halogène.

1.2.3 Impact de la présence d'autre gaz

Les gaz présents dans un mélange mais n'intervenant pas dans la réaction globale de la combustion peuvent avoir trois types d'effets sur la réaction :

- Effet chimique : l'espèce joue un rôle de catalyseur.
- Effet thermique : l'espèce modifie la capacité calorifique du mélange

- Effet de dilution : l'espèce change la composition du mélange

L'ajout de gaz inerte comme l'azote, le dioxyde de carbone ou l'argon dans un mélange de gaz combustibles et d'air fait diminuer les fractions en oxygène et en gaz inflammables par un effet de dilution. Ceci peut, dans certains cas, rendre le mélange ininflammable. Le domaine de l'inflammabilité dépend évidemment de la concentration de gaz inertes ajoutés.

1.2.4 Auto-inflammation

Si les pourcentages des gaz d'un mélange sont compris dans le domaine d'inflammabilité et le mélange atteint une température critique appelée la température d'auto-inflammation, le mélange peut s'enflammer sans source locale d'énergie. C'est le phénomène d'auto-inflammation. La température d'auto-inflammation est la température minimale pour laquelle l'auto-inflammation se produit. 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} .

a) Facteurs influençant la température d'auto-inflammation

La température d'auto inflammation (TAI) est influencée par la nature du combustible. Evolution de la TAI des différents combustibles en fonction de la longueur de leur chaîne carbonée est présentée sur la Figure 1.14. On remarque que la TAI diminue avec la longueur de la chaîne carbonée et devient quasi-constante pour les longues chaînes. Un comportement similaire a été remarqué à partir des études pour les alcools et les cétones.

La présence de catalyseurs a aussi une grande influence sur la TAI. Ceci est observée sur la Figure 1.14 où les alcynes tels que l'acétylène présentent des Température d'Auto Inflammation plus basse que les autres hydrocarbures. Les hydrocarbures aromatiques comme le benzène augmentent également la température d'auto-inflammation.

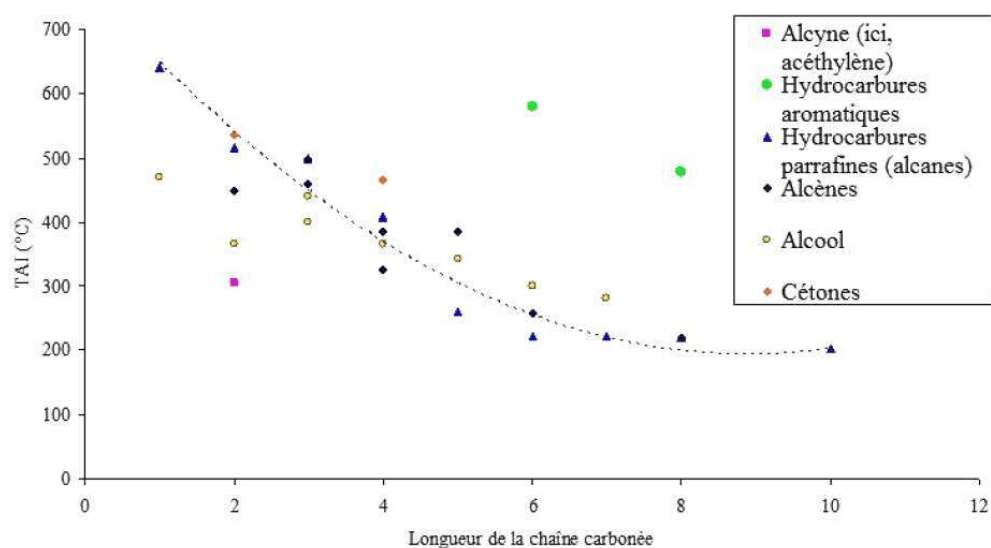


Figure 1. 14 Evolution de la TAI en fonction de la longueur de chaîne carbonée des différents combustibles [10]

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

Le délai d'inflammation diminue avec l'augmentation de la concentration en dioxygène. Les essais expérimentaux ont montré une loi d'évolution du délai d'inflammation en fonction de la concentration en dioxygène :

$$t_{infl} = \frac{constante}{[O_2]^n} \exp\left(\frac{E_a}{RT}\right) \quad (1.25)$$

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

1.2.5 Inflammation pilotée

L'inflammation pilotée est le deuxième phénomène pouvant engendrer une inflammation des gaz imbrûlés au niveau du réseau d'extraction d'un local confiné-ventilé, compte tenu des sources d'inflammation potentielles telles que des flammèches. Une flammèche est une parcelle de flamme qui se détache de matière en combustion. Il ne faut qu'une petite flammèche pour causer un grand embrasement. Un mélange combustible ne nécessite pas d'être chauffé à une température élevée pour s'enflammer. Il peut y avoir inflammation si le mélange gazeux est compris dans certaines proportions et qu'une source d'énergie, telle qu'une étincelle ou une flamme pilote, est introduite dans le mélange. La concentration minimale de combustible nécessaire correspond à la limite inférieure d'inflammabilité du mélange.

La possibilité d'une inflammation dépend du type de source d'énergie. L'usage d'une étincelle fournit une énergie importante au mélange gazeux. L'usage d'une flamme pilote apporte en plus des radicaux libres qui peuvent favoriser l'inflammation de certains mélanges. Pour qu'il y ait une inflammation du mélange gazeux, l'énergie employée doit être supérieure à l'Energie Minimale d'Inflammation, notée EMI et elle doit être délivrée dans un volume supérieure au volume critique d'allumage, noté V_c .

1.3 Etude bibliographique

Au cours de notre étude bibliographie, on s'intéresse aux travaux expérimentaux ou numériques qui caractérisent les phénomènes liés à un feu confiné. De plus, les cas d'inflammation de gaz combustibles sont parmi nos principaux objectifs, les études concernent la qualification voire la quantification des imbrûlés dans un milieu vicié. On remarque que l'auto-inflammation des gaz chauds est un phénomène très compliqué et difficile à prévenir. Malgré le fait qu'il y a beaucoup d'études analytiques, expérimentales ou numériques qui ont déjà été menées, il reste encore des

limites sur la reconnaissance des paramètres précurseurs de l'inflammation des gaz lors d'un incendie, en particulier dans le cas d'un milieu confiné-ventilé. En générale, l'inflammation des imbrûlés est considérée comme une combustion rapide des gaz qui peut être classée dans trois phénomènes: backdraft, flash-over et explosion de fumées.

1.3.1 Phénomènes de combustion rapide

a) *Backdraft*

Le terme backdraft est à l'origine du vocable Anglo-saxon. La traduction qui semble à ce jour la plus appropriée au terme Backdraft telle que l'entendent les anglo-saxons serait: retour du courant de convection. Le terme 'retour' indique ici que le courant de convection était initialement présent, qu'il a disparu et qu'il réapparaît. Le terme retour ne doit donc pas être pris dans le sens d'une inversion du sens du courant, car celui-ci va toujours dans le même sens. Le courant de convection est appelé aussi le courant de gravité. Un courant de gravité est un écoulement de fluide dont la densité ou la température ou la pression est différente de celle du fluide environnant.

Un local en situation de pré-backdraft est un local qui a connu précédemment le développement d'une combustion vive, contrôlée par le comburant (c'est lui qui commande l'évolution du feu). Le résultat, c'est une déplétion en oxygène de l'air qui a aboutit à l'interruption du processus de développement normale du sinistre ; le local contient donc un mélange de combustibles dispersés (fumées et gaz issues de la combustion). Ces produits sont extrêmement inflammables et capable de s'auto-enflammer à des températures de l'ordre de 200°C. Lorsque le local est confiné, les échanges entre lui et l'ambiant sont très limités (interstices); nous pouvons donc considérer qu'il n'y a pas de déplacement du flux chaud vers le flux froid et inversement, donc pas de courant de gravité. Ces déplacements redeviennent possibles à l'ouverture d'une porte ou d'une fenêtre. Le flux chaud contenu dans la pièce sinistrée et le flux froid contenu à l'extérieur (couloir, etc.), vont pouvoir se déplacer : le courant de convection redevient observable, on parle donc d'un retour du courant de gravité. La figure 1.15 schématise la rencontre des deux flux d'air à l'ouverture d'une porte. Suivant la vitesse de déplacement des deux flux (chaud / froid) un brassage à l'interface des deux courants est généré. L'air frais en progressant se réchauffe, monte diluer la phase combustible concentrée.

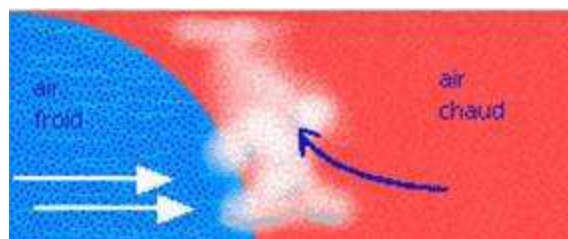


Figure 1. 15 Les courants de gravité

Le backdraft n'a toujours pas encore été défini par l'Organisation Internationale de Norme (ISO). C'est la raison pour laquelle chaque organisme de recherche dans le domaine de l'incendie a sa définition propre et essaie de l'inclure dans le monde de la sécurité incendie. La définition de certains organismes est présentée comme suivante [14]:

- Steward (1914): ces "explosions" de fumée ont lieu souvent dans les bâtiments en feu et sont couramment appelées "back draughts" où "l'explosions de gaz chaud". Le feu dans la partie basse du bâtiment peut remplir toute la structure avec la fumée dense avant que celle-ci sorte d'interstices autour des fenêtres. A l'arrivée des sapeurs pompiers, afin d'intervenir sur le feu, ils créent les ouvertures qui admettent l'air libre et le mélange de gaz combustibles et l'air chauffé est enflammé conduisant à un flash à chaque étage, parfois avec une force suffisante pour souffler toutes les fenêtres, les portes des pièces fermées où la fumée a pénétré, les plafonds,...etc.
- FRS (Fire Research Station, Borehamwood, England): une ventilation limitée peut conduire à la production d'un mélange gazeux dans lequel, il y a une proportion significative de gaz imbrûlés. Lorsque ces gaz s'accumulent dans le local, l'admission de l'air entraîné par l'ouverture du compartiment peut conduire à une déflagration soudaine se déplaçant à travers le compartiment et hors de l'ouverture. Cette déflagration est dénommée un backdraft.
- NFPA (National Fire Protection Association): le backdraft est une déflagration résultant de l'introduction brusque d'air dans un espace confiné contenant des produits pauvres en oxygène d'une combustion incomplète.
- 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.
- Fleischmann et Pagni (1992): si un local est fermé, les gaz de pyrolyse sont en excès et s'accumulent, prêt à brûler quand une ouverture est soudainement créée. Cela peut se produire par exemple, lorsqu'une fenêtre se brise ou lorsqu'un pompier entre dans le local. Au travers de l'ouverture, 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 allumé de nombreuses façons.
- Quintiere et Karlsson (1999): la ventilation limitée au cours d'un feu confiné peut conduire à la production d'une grande quantité de gaz imbrûlés. Lorsqu'une ouverture est soudainement réalisée, l'air entrant peut se mélanger avec ces gaz imbrûlés, formant un mélange gazeux combustible dans le local. Toutes les sources d'inflammation, comme une braise, peuvent

enflammer ce mélange. La combustion entraîne rapidement les gaz à travers l'ouverture et provoque une boule de feu vers l'extérieur du local.

D'après les différentes définitions présentées, une liste des caractéristiques du phénomène de backdraft peut être indiquée comme suivant:

- Le feu est contrôlé par la ventilation. En manque d'oxygène, la combustion est incomplète.
- Production et accumulation des gaz imbrûlés en grande quantité
- Le local en feu est confiné
- Introduction brusque d'air frais
- Formation d'un mélange inflammable d'air et d'imbrûlés
- Combustion rapide du mélange
- Le feu se propage rapidement en dehors du compartiment

En s'appuyant sur les définitions fournies dans la littérature, dans notre étude, on considère le backdraft comme suivant: le backdraft est l'inflammation des gaz chauds imbrûlés inflammables dans un milieu clos en défaut d'oxygène. Ces gaz sont les produits d'une combustion incomplète (en manque d'oxygène). Ils s'accumulent dans le milieu en grande quantité. Lorsque l'air frais est apporté brutalement (par une gaine de dilution, une fenêtre, une porte ...), les gaz imbrûlés se mélangent avec l'air frais en générant un mélange inflammable. Il s'enflammera spontanément lorsque la température et la concentration en gaz combustibles sont plus élevées que les valeurs critiques correspondantes (TAI et LII) pour favoriser une auto-inflammation. La combustion rapide des gaz chauffés conduit à une explosion. La Figure 1.16 présente un essai où le backdraft est observé avec la formation d'une boule de feu (Gottuk et al. [15])



Figure 1. 16 Feu au cours d'un backdraft

b) Backdraft et flash-over

Le flash-over se crée à partir d'une flamme qui transmet de la chaleur aux matériaux combustibles qui sont autour d'elle par un rayonnement émis. Sous haute température, ces matériaux subissent la dégradation thermique ou la pyrolyse, jusqu'au moment où une inflammation instantanée se produit dans tout le local. Ce phénomène est le point culminant de la phase de développement du feu. Le flash-over est donc lié à une combustion contrôlée par le combustible et non par le comburant. Le backdraft se produit d'une manière différente. Il se présente uniquement avec les feux en régime sous-ventilé où la puissance du feu est contrôlée par la ventilation.

Le flash-over est défini comme le phénomène où le feu chauffe lentement le compartiment. La pyrolyse des combustibles présents dans le local est provoquée par l'effet de rayonnement dû au panache de fumée, les gaz chauds, les parois du compartiment et les flammes sur les objets avoisinants. Les gaz de pyrolyse sont ensuite chauffés jusqu'à leur inflammation. L'occurrence du flash-over dépend donc a priori de deux conditions essentielles: le local doit être suffisamment ventilé pour alimenter le feu en oxygène lors de sa phase de croissance et la quantité de combustibles doit être suffisante par rapport au volume de la pièce.

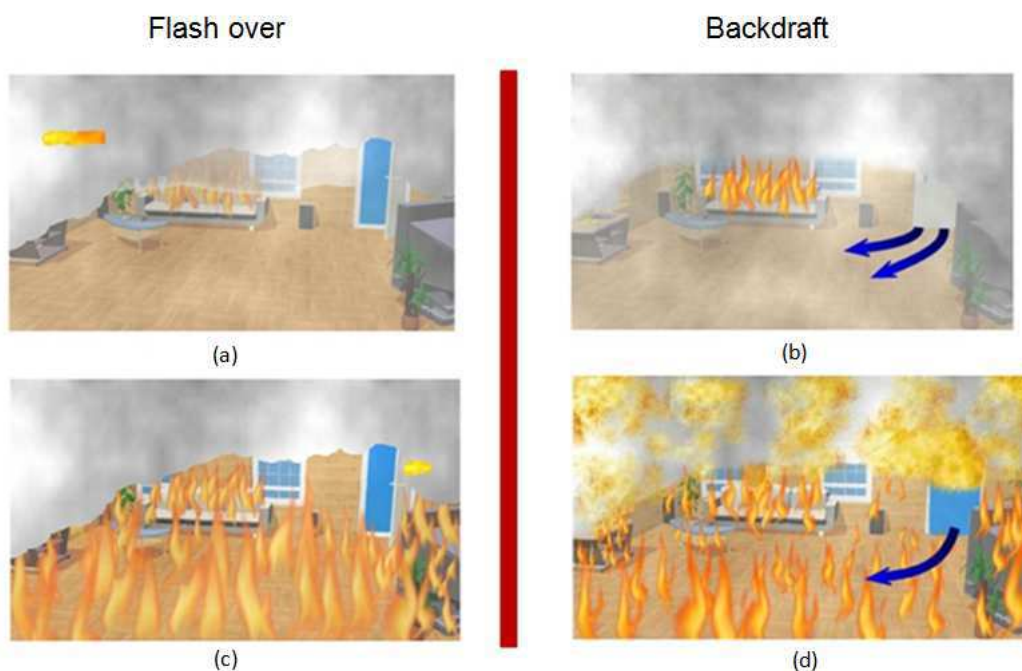


Figure 1. 17 Backdraft et flash-over

La Figure 1.17 présente un feu dans un salon, le feu est initié sur le canapé. Le flash-over est illustré à gauche et le backdraft est illustré à droite. On voit que dans le cas du flashover, la porte est restée ouverte (cf. Figure 1.17.a) et celle-ci est fermée dans le cas du backdraft (cf. Figure 1.17.b). Pour ce dernier, le feu est très confiné: les échanges entre l'intérieur du salon et l'extérieur sont effectués seulement à travers les interstices de la porte. Dans une telle atmosphère viciée, la quantité de produits imbrûlés est très élevée. Pour le flash-over, le salon est relativement divisé en deux zones: la

zone de fumée chaude en partie haute et la zone froide en partie basse. Ces deux zones correspondent à la sortie de fumée (en partie supérieure de la porte) et à l'entrée d'air frais (en partie inférieure de la porte).

Dans le salon à droite, il n'y a aucune ouverture pour évacuer la fumée, la couche de fumée s'abaisse et remplit la salle. Pour le backdraft, la suie est très dense et opaque. Lorsque le backdraft et le flash-over surviennent, on peut observer l'embrassement total du salon mais on voit que le backdraft est beaucoup plus sévère que le flash-over (cf. Figures 1.17.c et 1.17.d). La raison est qu'avec le backdraft, on a aussi l'embrassement et l'explosion brusque des imbrûlés accumulés.

c) Backdraft et Explosion de fumées

L'explosion de fumées n'affecte pas directement le local en feu. Ce phénomène se présente avec la propagation de fumée. Lorsque la fumée chargée de 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 arrive à s'allumer, 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 [1, 16, 17], le risque d'inflammation des gaz imbrûlés dans le réseau de ventilation d'un local confiné en incendie a été étudié. Celui-ci peut être considéré comme un risque d'explosion des fumées dans la mesure où le conduit du réseau de ventilation est une zone adjacente au local en feu.

Bien que les phénomènes de backdraft, flash-over et d'explosion de fumées soient très proches, le backdraft correspond à la situation bien particulière où une inflammation rapide et violente est générée dans un local confiné, sous-ventilé en feu avec une arrivée d'air frais. Ce phénomène fait appel d'une part à une situation de combustion contrôlée par le comburant (la ventilation), comme elle peut se rencontrer dans l'incendie d'un local confiné, et d'autre part à la création d'une ouverture, comme l'ouverture d'une porte, susceptible d'amener de l'air. Dans notre configuration étudiée, l'inflammation dans le système de ventilation peut être considérée comme un phénomène intermédiaire entre le backdraft et l'explosion de fumées. Le système de ventilation peut être considéré comme une zone adjacente au local en feu, donc l'inflammation ne survient pas directement dans le local. Mais en considérant que le local étudié est très confiné et l'échelle du système de ventilation est beaucoup plus petite que l'échelle du caisson, l'atmosphère dans la gaine peut devenir très viciée, en particulier dans la gaine d'extraction où les imbrûlés s'accumulent. Le phénomène étudié et le backdraft partagent quelques caractères communs tels que: le feu confiné, la ventilation limitée et

l'accumulation des gaz imbrûlés. Une étude bibliographique sur le feu confiné et le backdraft est indispensable afin de mieux comprendre ce phénomène. Notre étude sur l'incendie et le backdraft est effectuée par l'approche numérique, on s'intéresse aussi aux travaux de simulations numériques concernant les feux, en particulier les feux semi confinés voire confinés.

1.3.2 Etudes menées sur le feu confiné et le backdraft

a) Feu confiné

► Essais expérimentaux du NIST

En juillet 2007, les chercheurs du NIST (National Institute of Standards and Technology) ont présenté une série d'essais d'incendie, avec des mesures locales de la température et de la composition des espèces [18]. Ces essais ont été effectués dans un compartiment à l'échelle réduite : 2/5 de la chambre de la norme ISO 9705. Le caisson défini dans la norme internationale ISO 9705 'Essai de pièce à pleine échelle pour les produits de surface' est une structure importante où des études d'incendie sont réalisées. Des dizaines de projets de recherche et des articles de journaux ont mis l'accent sur cette enceinte et la norme décrivant son usage. Elle est une référence commune pour beaucoup d'études des phénomènes liés au feu ainsi que les efforts pour modéliser l'incendie.

Le plan expérimental a été conçu en collaboration avec les développeurs de code FDS pour assurer la valeur des mesures. Le développement avancé de FDS et des autres modèles de champ est extrêmement important, car il conduira à une meilleure précision dans la prédiction du feu sous-ventilé. Quatre différents modèles de brûleur sont utilisés dans cette série d'essais afin de pouvoir tester plusieurs types de combustibles. Les combustibles étudiés sont: le gaz naturel, l'heptane, l'éthanol, le méthanol, le toluène et le polystyrène. Les conclusions issues des résultats expérimentaux obtenus à partir des essais de NIST sont résumées comme ci-dessous:

- L'efficacité des combustibles plus propres (gaz naturel, méthanol et éthanol) est plus proche de 1.0 que les combustibles qui produisent une grande quantité de suies (toluène et heptane). Pour la plupart des combustibles, le rendement total de la combustion diminue lorsque le feu est insuffisamment ventilé (feu sous-ventilé). D'un point de vue de la chaleur dégagée, les feux des carburants produisant des suies (heptane, toluène, polystyrène) sont toujours plus chauds que ceux des carburants propres (gaz naturel et alcool).
- L'oxygène est presque épuisé lorsque la chaleur dégagée est supérieure à 260 kW. La condition pour laquelle l'oxygène est complètement épuisé dans le compartiment est un point critique dans la caractérisation de la chimie du feu confiné parce qu'elle indique le moment où le feu est sous-ventilé. Le monoxyde de carbone augmente significativement lorsque le feu parvient au régime sous-ventilé. L'épuisement de l'oxygène et l'augmentation de monoxyde de carbone dans la couche supérieure sont des indicateurs du régime sous-ventilé.

- Lorsque la porte du caisson est remplacée par une porte plus étroite: l'effet le plus évident de cette configuration, c'est que la transition vers le régime sous-ventilé de l'incendie se traduit par un niveau de la chaleur dégagée plus faible que dans le cas avec une porte ouverte. Cette transition est clairement indiquée par la diminution de l'oxygène, l'augmentation du monoxyde de carbone et l'apparition de la flamme à l'extérieur du compartiment.

En étudiant les résultats publiés par le NIST, on considère que pour étudier le feu en régime sous-ventilé, dans notre approche numérique, il faut bien traiter la production de suie car on va utiliser des combustibles qui produisent beaucoup de suie tels que l'heptane et le dodécane. Il faut bien prédire aussi les évolutions de l'oxygène et du monoxyde de carbone parce que l'épuisement de l'oxygène et l'augmentation de monoxyde de carbone sont les indicateurs de régime sous-ventilé.

► Travail de Sapa et al. [19]

Réalisé au sein de l'équipe sûreté incendie d'EDF R&D en collaboration avec l'Institut PPRIME (Pôle Poitevin de Recherche pour l'Ingénieur en Mécanique), ce travail est une première étape de modélisation fine de l'incendie à l'aide du code de mécanique des fluides: code Saturne, code n'ayant jamais été utilisé pour la modélisation des incendies. L'objectif de cette thèse est de sélectionner les modèles adéquats du code pour la modélisation des incendies, de détecter les limites des modélisations et algorithmes actuellement mis en œuvre, et dans le cas d'une mise en défaut, de les améliorer.

La production de la turbulence par la gravité est prise en compte par une modélisation RANS à l'aide du modèle $k - \varepsilon$ de Launder et Spalding. Le modèle de combustion utilisé est un modèle de flammelettes sous une hypothèse de chimie infiniment rapide et l'interaction turbulence - combustion est représentée par l'utilisation d'une fonction de densité de probabilité (pdf) dont la forme est présumée. Le rayonnement de la flamme est traité par un modèle à larges bandes de Modak et l'équation des transferts radiatifs est résolue à l'aide de la méthode des ordonnées discrètes. Le modèle semi-empirique de Syed et al. [20] est retenu pour modéliser la production de suie (cf. [21]). Sapa et al. [19] ont aussi présenté l'extension d'un schéma incompressible aux écoulements dilatables ainsi que l'adaptation des conditions limites libres. En particulier, un traitement original pour le terme de dilatation dans l'équation de continuité a été proposé utilisant la dérivation de la loi d'état utilisée pour la densité. Les modèles sont ensuite validés sur deux configurations de feu à bas nombre de Froude: un feu de nappe et un feu de compartiment.

Les modèles proposés permettent d'avoir une prédiction satisfaisante des grandeurs moyennes mais les auteurs ont noté qu'un mélange plus riche et l'hypothèse de chimie infiniment rapide conduisent à la prédiction d'une flamme plus courte et plus chaude et un panache plus froid par rapport à l'expérience. Ceci a également influencé la formation de suie, à priori surestimée.

Quand on effectue un calcul numérique, il faut toujours chercher un compromis entre la complexité des modèles, les ressources informatiques disponibles et le temps de calcul. Dans notre étude, on tente d'utiliser les modèles qui ne sont pas trop compliqués mais capables de représenter les phénomènes fondamentaux rencontrés dans l'incendie. Les analyses de Sapa et al. [19] nous donnent des suggestions et des précautions à noter lorsque l'on traite les facteurs primordiaux du feu tels que la combustion, la production de suie, la turbulence, etc.

► Travail de Nasr et al.

Dans le travail de Nasr et al. [22, 23], la détermination d'une modélisation de l'évolution de la puissance du foyer jusqu'à son extinction est étudiée. Une compréhension approfondie du comportement des incendies est primordiale pour prévenir des effets dommageables sur les infrastructures. Ce sujet se concentre sur l'aspect sous-ventilé du feu où le feu peut s'éteindre soit par défaut de combustible soit par défaut d'oxygène. Dans le premier cas, la combustion est limitée par la quantité d'oxygène disponible et la durée du feu est inférieure à celle d'un incendie en atmosphère libre. Dans le deuxième cas, le niveau d'oxygène du local décroît au cours du feu et la concentration en oxygène est stabilisée de telle façon que le débit massique du combustible s'adapte au niveau de la ventilation du local et le feu peut durer plus longtemps que le feu en milieu ouvert. Pour assurer la sécurité incendie d'une installation, la prédiction à la fois de la puissance et de la durée du feu est donc indispensable.

Les modèles globaux ont été implémentés dans l'outil numérique CFD ISIS développé par l'Institut de Radioprotection et de Sûreté Nucléaire (IRSN) en collaboration avec l'Institut PPRIME. Le modèle retenu est basé sur le bilan énergétique à la surface de combustible. Lors d'une analyse bibliographique, Nasr [22, 23] a remarqué que trois principaux paramètres intervenant sur la perte de masse de combustible sont: la ventilation du local, le flux thermique externe et la taille du foyer. Cette étude a mis en évidence que, le débit massique de combustible, les flux thermiques issus de la flamme et la quantité de suie dans la flamme diminuent lorsque la concentration en oxygène au voisinage de la flamme diminue ou en réduisant la taille du foyer. Son analyse sur la stratégie de l'extinction du feu a montré aussi que la concentration critique de l'oxygène pour maintenir la flamme diminuera lorsque la température dans le local augmente. Un modèle analytique a été développé où le rayonnement de la flamme est calculé suivant la théorie de Hottel, le flux convectif issu de la flamme est défini par la théorie de la couche limite, l'effet de la viciation de l'air est prise en compte en reliant la température de la flamme à la fraction massique en oxygène au voisinage de la flamme, le flux thermique externe issu des gaz chauds et réfléchi par les parois est calculé suivant la définition d'Utiskul [24]. Un modèle d'extinction a été adopté parallèlement avec la formule analytique afin d'estimer la durée du feu. L'efficacité du modèle a été validée sur les données expérimentales issues de la littérature et des essais réels réalisés à L'IRSN et à PPRIME. Les résultats ont montré un accord

satisfaisant avec la littérature et les données expérimentales. L'approche analytique permet de mettre en évidence certains comportements du débit massique de combustible qui ne sont pas pris en compte par la corrélation empirique de Beyler [25] par exemple.

b) Le backdraft

- Travail de Gottuk et al. :

En 1999, Gottuk et al. [15] ont réalisé des expérimentations sur le développement du backdraft à l'échelle réelle. Ces essais ont eu lieu sur un navire d'essais de la Marine Américaine: ex-USS SHADWELL. Ces études ont mis en évidence qu'un des facteurs déterminants pour le développement du backdraft est la fraction massique du combustible. Les résultats ont montré que la fraction massique critique nécessaire pour le développement de backdraft est 0.16 avec le carburant diesel.

A cette occasion, ils ont affirmé que l'interaction entre la couche d'air entrant et la couche de gaz chauds est un facteur déterminant dans le déclenchement du backdraft. En général, l'intensité du backdraft dépend plus des zones adjacentes que de la condition de ventilation. L'injection d'eau pulvérisée dans le compartiment en feu peut être une tactique efficace qui est capable de réduire partiellement ou complètement le phénomène. Dans les expérimentations de Gottuk, deux types d'expériences ont été réalisés: un premier avec la ventilation et un deuxième sans la ventilation. Pour chacun des ces deux types, trois différentes configurations de distribution du local ont été testées.

Les auteurs ont mesuré la température et l'opacité de la fumée pour tester l'influence de la ventilation et de la taille du compartiment sur la création et le développement du phénomène. Ils ont déduit qu'une taille inférieure de local produira une augmentation de la température dans celui-ci et que cette augmentation peut être compensée par la ventilation. Avec la troisième configuration, il apparaît qu'avec les portes fermées et la ventilation arrêtée, la température des gaz monte à 141°C. Cette température arrive à 67°C lorsque la même expérience est réalisée avec la ventilation. En testant les influences de la taille du local et de la ventilation sur le phénomène étudié, les auteurs ont conclu que:

- ▶ L'intensité du backdraft dépend de la taille du local incendié.
- ▶ Le phénomène dépend plus de l'interaction entre les couches d'air et d'imbrûlés que de la ventilation. Les facteurs déterminants du phénomène sont : la qualité de mélange, le temps de mélange et le taux de mélange entre l'air et les imbrûlés.

- Travail de Gojkovic [26]

En 2001, Gojkovic [26] a réalisé des expériences dans un compartiment de 5.5m × 2.2m × 2.2m (longueur × profondeur × hauteur) et une analyse en détail des différentes phases successivement du backdraft: de l'ignition jusqu'à l'éjection de la boule de feu (cf. Figure 1.18):

- ▶ Ignition du mélange inflammable
- ▶ Accumulation des gaz imbrûlés
- ▶ Les imbrûlés sont poussés hors de la chambre à cause de l'expansion volumétrique
- ▶ Propagation de la flamme à travers le compartiment
- ▶ La boule de feu se déplace rapidement vers l'extérieur

Dans l'expérience de Gojkovic, le combustible utilisé est le gaz naturel (méthane 98%) et une petite étincelle a été utilisée pour l'ignition du feu. Le phénomène décrit est simulé comme suivant :

- ▶ Le compartiment est préchauffé
- ▶ Toutes les ouvertures du compartiment sont fermées
- ▶ Une flamme de 600 kW est créée
- ▶ La flamme brûle jusqu'à son extinction à cause du manque en oxygène
- ▶ Lorsque la flamme s'éteint, le gaz continue son écoulement dans le compartiment pour simuler la pyrolyse où une grande concentration des gaz de combustion est expulsée du local
- ▶ Quand la concentration souhaitée est obtenue, l'approvisionnement en gaz est coupé
- ▶ L'air frais entre dans le compartiment par l'ouverture d'un panneau
- ▶ L'étincelle est allumée.

Gojkovic [26] a remarqué que le backdraft est provoqué par une situation de feu contrôlé par le comburant avec une grande accumulation d'imbrûlés.



Figure 1. 18 Le backdraft étudié par Gojkovic

- Essai expérimental de Pierre-Louis Lambalais [27, 28]

Pierre-Louis Lambalais a présenté un essai expérimental permettant d'observer qualitativement la survenue du backdraft sur un caisson à petite échelle. L'expérience de Lambalais a mis en évidence les phases typiques du comportement d'un feu confiné pouvant provoquer un backdraft (cf. Figure 1.19).

► Après l'allumage du feu dans le caisson, toutes les portes sont fermées, le feu est très confiné. L'atmosphère dans le caisson est de plus en plus viciée, les imbrûlés sont produits en grande quantité, les suies qui sortent par les interstices des portes sont très denses (1.19.a).

► La porte principale est ouverte, les fumées sortent du local et se dispersent, elles sont assez chargées et opaques (1.19.b).

► L'échange entre les écoulements à la porte est de plus en plus net. Il y a une pénétration d'air en partie basse et une extraction de fumées en partie haute. Le panache de fumée commence à s'incurver. C'est le signe d'une surpression qui vient de se créer en partie supérieure du local (1.19.c).

► Début d'explosion, la surpression déforme le panache de fumée. On remarque que la poussée vient bien du haut de la boîte, la déformation du panache ayant tendance à pousser celui-ci vers le bas (1.19.d).

► Le front de flamme continue à avancer, en formant de plus en plus une sorte de sphère (1.19.e). La sphère a atteint ses dimensions maximales. Elle est parfaitement formée tandis que des flammes sont visibles dans l'ouverture de la porte (1.19.f).

Avec ses analyses, Pierre-Louis nous montre qu'il faut faire preuve de la plus grande prudence dans l'abord des locaux, quels qu'en soient les dimensions, les emplacements et les contenus. De même, il s'avère que l'observation des fumées est un élément important dans l'analyse et le choix tactique.

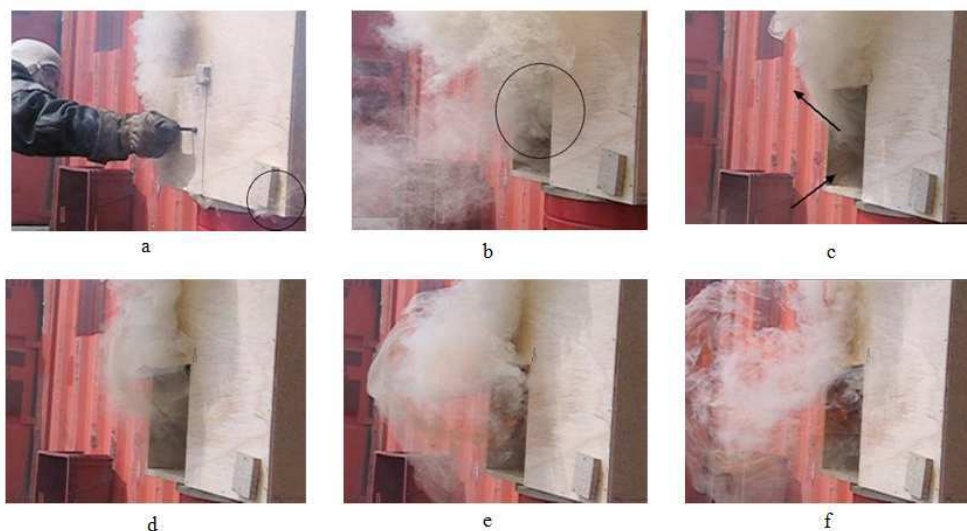


Figure 1. 19 Etude expérimentale de Pierre-Louis Lamballais [27]

En 2005, Louis Lamballais a fait des expériences sur les apparitions de backdraft assez particulier, qui surviennent dans des locaux ouverts [28]. Pour certains d'entre eux, ces backdrafts peuvent apparaître sans aucune interventions humaines et peuvent donc être qualifiés de 'backdraft naturel'. Ces backdrafts peuvent provenir quelques fois d'un flash-over particulièrement chargé en combustible. Un phénomène assez étrange a été observé: la boîte était en mode flash-over avec de grandes flammes

sortant par l'ouvrant. Les flammes ont soudainement décollé de la boîte puis ont disparu. La boîte s'est alors mise à fumer, avant qu'un très violent backdraft n'apparaisse. Puis, le feu a repris mais le même cycle s'est reproduit à environ une minute plus tard, avec la même explosion, très violente. Ce phénomène a surpris les personnes présentes parce que le backdraft est considéré comme ne pouvant se produire que dans des locaux clos et non-ventilé. Après plusieurs essais, les auteurs ont réussi à reproduire ce phénomène. Ils ont remarqué aussi que si ce type d'explosion peut se mettre en place tout seul, il peut aussi être provoqué par les opérationnels (pompiers). Les paramètres cruciaux de ce phénomène ont été cités: le vent, la température et le combustible.

- Travail de Fleischmann et al. [29]

Le phénomène de backdraft a commencé à être étudié par la communauté scientifique en 1993 avec les travaux de 'backdraft phenomena' de Fleischmann et al. [29]. Afin de mettre en évidence le mélange dans le courant de gravité qui précède le backdraft, ces auteurs ont réalisé une série d'études qui se compose d'une simulation numérique bidimensionnelle, une expérience d'eau salée et une expérience de backdraft. Les compartiments utilisés pour ces expériences et la simulation numérique ont le même rapport largeur/hauteur/longueur de 1/1/2. Deux types d'ouvertures ont été utilisées dans l'expérience d'eau salée et la simulation numérique: une face avant ouverte (Fig. 1.20 a) et une fente horizontale centrée sur la face avant (Fig 1.20 b) où h_1 est la hauteur du compartiment. Dans l'expérience de backdraft, les auteurs n'utilisent que le deuxième cas de figure.

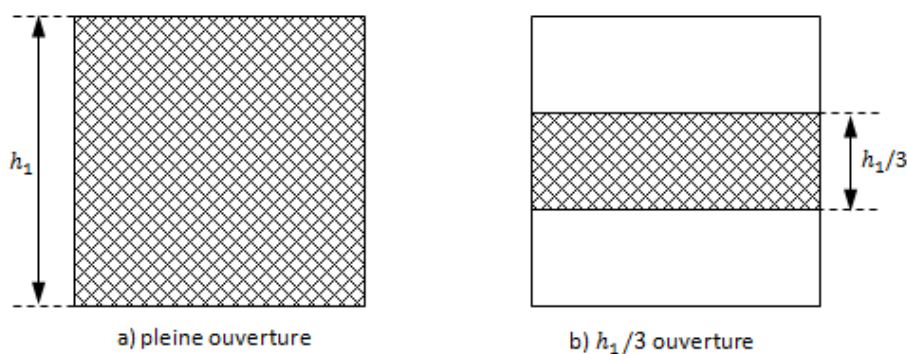


Figure 1. 20 Ouvertures utilisées dans les études de Fleishmann et al.

L'expérience d'eau salée est effectuée en plaçant une chambre remplie d'eau (la densité est de 1000 kg/m^3) dans un réservoir d'eau salée dont la densité est plus élevée que celle de l'eau dans la chambre (1101 kg/m^3). Pour visualiser le courant de gravité, une faible quantité de phénolphtaléine est ajoutée à la chambre et de l'hydroxyde de sodium est ajoutée au réservoir (la phénolphtaléine est un indicateur de pH, lorsqu'il se mélange avec une base, le produit de la réaction est rouge). La taille de la chambre est de $0.15 \text{ m} \times 0.30 \text{ m} \times 0.15 \text{ m}$ (largeur \times longueur \times hauteur) et celle du réservoir est de $0.3 \text{ m} \times 0.6 \text{ m} \times 0.45 \text{ m}$ (largeur \times longueur \times profondeur).

La figure 1.21 présente le profil de densité de la simulation numérique (a) et celui de l'expérience avec l'eau salée dans le cas de pleine ouverture (b). La Figure 1.22 présente le profil de densité obtenu lorsque les auteurs utilisent le deuxième type d'ouverture ($h_1/3$). Les Figures montrent que la simulation est en bon accord avec l'expérience.

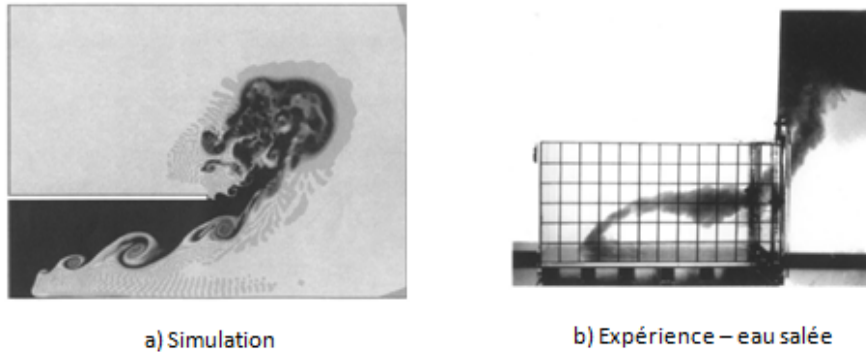


Figure 1. 21 Résultat du cas de pleine ouverture [29]

Avec le cas de pleine ouverture, deux régions sont distinguées dans le courant de gravité: la région 1 est le fluide ambiant (l'eau salée du réservoir en couleur gris) et la région 2 est la couche de mélange le long de l'interface entre le fluide ambiant et l'eau dans la chambre (en couleur noir). Quand $h_1/3$ de l'ouverture est utilisée, le courant de gravité ne peut pas être divisé en deux régions distinctes: il est formé de grands tourbillons. Les études avec l'eau salée de Fleishmann et al. [29] montrent que lorsque l'on change la taille de l'ouverture, l'échelle de mélange dans le courant de gravité change significativement. Dans un feu réel, le mélange entre les gaz chauds, riche en combustible et l'air ambiant froid, riche en oxygène est un facteur important pour la venue de backdraft. Des ouvertures différentes peuvent provoquer des différents régimes de ventilation. Lorsque l'on étudie le backdraft, le degré de ventilation est donc un paramètre crucial.

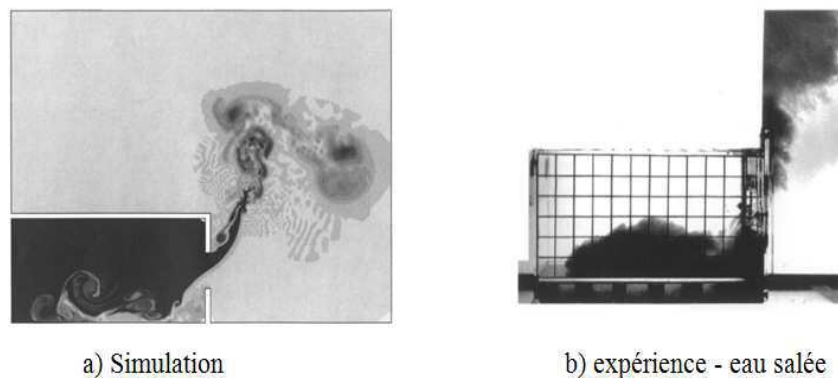


Figure 1. 22 Résultat du cas de $h_1/3$ ouverture [29]

Fleishmann et al. ont réalisé aussi une expérience de backdraft avec un compartiment dont la taille est de $1.2\text{ m} \times 2.4\text{ m} \times 1.2\text{ m}$ (largeur \times longueur \times hauteur). Le gaz combustible est fourni par un brûleur. En début d'expérience, le compartiment est fermé, le feu est initié. L'alimentation en gaz combustible est maintenue, le feu s'éteint par manque d'oxygène. Les gaz combustibles s'accumulent dans le compartiment. Après un temps prédéterminé, le brûleur est arrêté et l'ouverture est effectuée,

permettant l'entrée d'air. Le backdraft est initié par un arc électrique. Les comparaisons quantitatives entre la simulation d'eau salée et l'expérience de backdraft sont effectuées en fonction de la différence normalisée de la densité $\beta = \frac{\rho_0 - \rho_1}{\rho_1}$ où ρ_0 est la densité la plus élevée et ρ_1 est la densité inférieure. Les auteurs trouvent un bon accord entre l'expérience et la simulation sur le temps de transit (le temps entre le moment d'effectuer l'ouverture et le moment où le courant de gravité atteint la paroi opposée à l'ouverture) et la vitesse à l'ouverture avant l'ignition de backdraft.

- Essai expérimental de Most et al. [30] :

Il y a beaucoup d'études dédiées au backdraft qui identifient les concentrations des gaz avant l'ouverture, en particulier les gaz non-brûlés comme un facteur essentiel de l'apparition et l'intensité de backdraft. Cependant, il y a peu de connaissances de la dynamique des gaz et les mélanges qui se produisent au cours de la période entre l'ouverture et l'allumage. Le transport et le mélange des fluides de différentes densités est un paramètre essentiel pour la probabilité de l'apparition et l'intensité du backdraft. En considérant le rôle important de ce paramètre, Most et al. ont réalisé une étude expérimentale avec, pour objectif d'observer et quantifier le développement et la progression du courant de gravité pour évaluer le transfert de masse impliqué et ceci afin d'obtenir une meilleure compréhension du mécanisme du mélange entre les écoulements d'entrée et de sortie. Les résultats obtenus sont dédiés à la prédiction des zones où la richesse du mélange est susceptible d'initier une combustion. Le temps entre la prise d'air et l'allumage est aussi évalué.

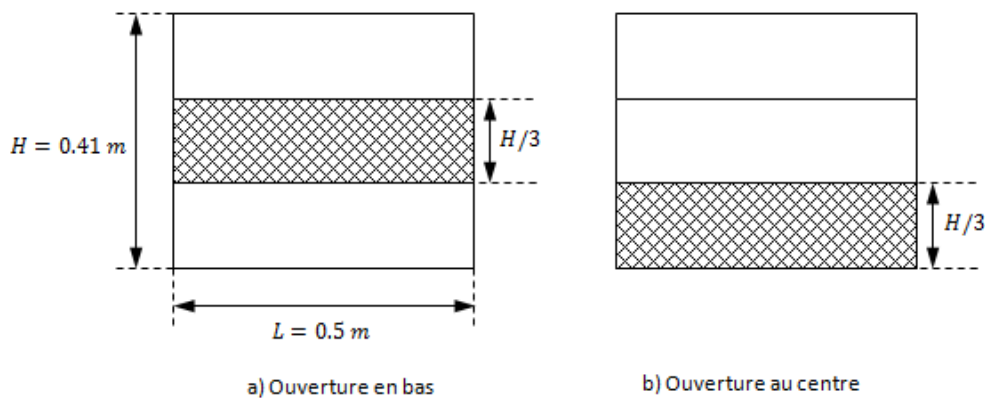


Figure 1. 23 Ouvertures utilisées dans l'étude de Most et al. [30]

Les auteurs utilisent la tomographie par laser rapide pour observer les phénomènes impliqués et la PIV (Particle Image Velocimetry) pour mesurer la vitesse entrée et sortie. Le déplacement du courant de gravité est enregistré par RT-PIV (Time resolved PIV). L'enceinte expérimentale est un compartiment à petite échelle donc la taille est de $0.55 \times 0.5 \times 0.41 \text{ m}^3$ (longueur \times largeur \times hauteur). Le caisson est isolé et la visualisation des écoulements à l'intérieur du compartiment est réalisée à travers les fenêtres en VITROCERAM. L'ouverture est contrôlée par une plaque motorisée. Celle-ci permet de créer l'ouverture en bas ou au centre de la face avant de l'enceinte (cf. Figure 1.23). Les variables de contrôle sont la différence de la température dans le hall d'expérimentation ($T_c = 20^\circ\text{C}$)

et celle du caisson (T_h) ($\Delta T = T_h - T_c = 30, 55, 80, 105, 130, 155, 180, 200 \text{ }^\circ\text{C}$) et la position de l'ouverture. Le compartiment est initialement préchauffé par un chauffage électrique.

Une étude comparative de l'influence de la position de l'ouverture permet d'observer :

- ▶ La formation d'une ligne des structures turbulentes de type Kelvin-Helmholtz à l'interface des courants.
- ▶ La décélération de l'onde de gravité sur le sol, la taille des tourbillons est petite avec peu d'entraînement de gaz chauds. Le mélange est faible, mais le temps de résidence est relativement long.
- ▶ Lorsque l'ouverture est au centre, l'onde de gravité est accélérée par la chute d'air dense. L'énergie cinétique est donc plus importante. La structure turbulente est cinq fois plus grande que celle obtenue avec l'ouverture en bas, le mélange est plus intense, le temps de résidence du mélange entre deux fluides est plus long.

- Etude expérimentale de Gilles Bertin, Most et Mickaël Coutin [31]

Les auteurs ont construit un dispositif expérimental permettant d'étudier un feu de paroi dans un compartiment semi-confiné dans des atmosphères naturellement ventilées où viciées avec pour objectif de caractériser le comportement de la flamme décrite comme une flamme fantôme. Une flamme de diffusion est stabilisée le long d'un brûleur plat poreux vertical qui est localisé à l'arrière du caisson étudié. Le combustible (propane) est injecté à travers la surface du brûleur pour alimenter la combustion. Cette méthode est utilisée afin de simuler la pyrolyse des combustibles solides.

La taille du caisson est $0.62 \times 0.84 \times 0.41 \text{ m}^3$ (profondeur \times largeur \times hauteur). Le sol, le plafond et la zone supérieure du caisson sont couverts par un matériau réfractaire. Pour la visualisation du feu, les parois latérales en vitrocéramique sont assemblées dans la partie inférieure du caisson. L'émission spontanée de la flamme est visualisée par une caméra à travers ces fenêtres. Les puissances dégagées du feu appliquées sont 18, 27, 36 et 45 kW. Elles correspondent aux débits massiques du combustible de 1.88, 2.83, 3.76 et 4.71 g/m².s. La Figure 1.34 présente l'émission du feu pour les deux puissances extrêmes ($\dot{Q}=18$ et 45 kW) avec la ventilation naturelle (l'ouverture est maintenue).

Avec $\dot{Q}=18$ kW, on observe une flamme jaune stabilisée le long de la surface du brûleur. Avec $\dot{Q}=45$ kW, l'émission du feu est plus intense. Après avoir été déviée par le plafond, la flamme descend suivant la paroi au-dessus de l'ouverture et sort du caisson. Lorsque l'équilibre thermique est atteint dans le caisson, la porte est fermée. Maintenant, le caisson est totalement confiné, il reste une petite fente au-dessus de la porte pour effectuer la ventilation. A ce moment là, l'entrée d'air est impossible car la fente est localisée dans la couche chaude où la pression est supérieure à celle de l'ambiance. Le

caisson est au fur et à mesure épuisée en oxygène, provoquant l'atmosphère viciée. La Figure 1.25 illustre le développement d'une flamme fantôme observée au cours de l'étude expérimentale des auteurs.

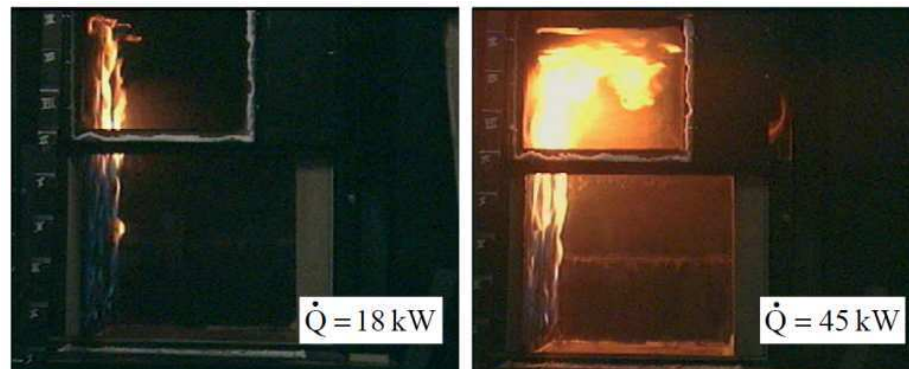


Figure 1. 24 Forme de la flamme dans une atmosphère naturellement ventilée [31]

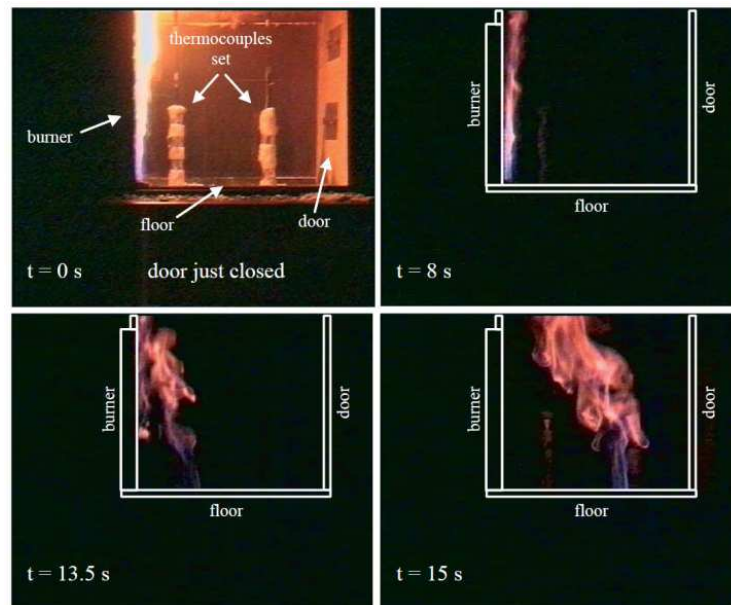


Figure 1. 25 L'apparition de la flamme fantôme [31]

Ce phénomène n'est pas observé avec tous les tests. Les auteurs ont trouvé que la possibilité de l'apparition de flamme fantôme augmente si la puissance du feu est plus importante (ils ont fait 20 tests pour chaque valeur de \dot{Q} , la proportion de l'apparition de flamme fantôme est de 50% avec 18 kW et 90% avec 45 kW). Les auteurs ont remarqué que le phénomène de flamme fantôme dépend aussi du type de combustible utilisé parce que lorsqu'ils utilisent le méthane, ce phénomène n'est pas observé malgré une évolution générale de la température moyennée et des flux de chaleur similaires. Ils ont observé que la flamme fantôme est proche de la flamme de diffusion et un modèle hydrostatique a été proposé pour calculer la vitesse de flamme.

- Expérience de W. G. Weng et al. [32, 33]:

W. G. Weng et al. ont présenté des résultats obtenus lors de leur travail expérimental dans un compartiment à l'échelle réduite dont la taille est de 1.2 m × 0.6 m × 0.6 m. Les auteurs ont utilisé huit ouvertures différentes pour étudier l'influence de la ventilation sur le backdraft: six ouvertures sur la face avant et deux ouvertures sur le plafond. Les ouvertures sont présentées sur la Figure 1.26 (sur la face avant: (a) l'ouverture au milieu, (b) l'ouverture en bas, (c) l'ouverture en haut, (d) la porte, (e) la fenêtre et (f) l'ouverture verticale; sur le plafond: (g) l'ouverture, (h) la fenêtre.

Les variables expérimentales sont le débit, la durée du feu et la géométrie de l'entrée de l'air. Les auteurs ont cherché à étudier l'effet du changement de l'ouverture sur le déclenchement de backdraft. Avant la venue du backdraft, la température et les concentrations de CO, CO₂ et O₂ sont mesurées. Pour quantifier l'effet de backdraft, la pression dans le compartiment et la vitesse des gaz à l'entrée sont aussi mesurées. L'objectif est de caractériser les conditions dans le compartiment avant le phénomène de backdraft pour identifier les paramètres clés; d'étudier l'effet de la géométrie d'entrée sur toutes les valeurs critiques pour le backdraft, et de quantifier la sévérité de la déflagration. Le feu est alimenté par un brûleur de méthane (99.8 %). Le foyer est situé à côté du mur qui est opposé à celui avec l'ouverture.

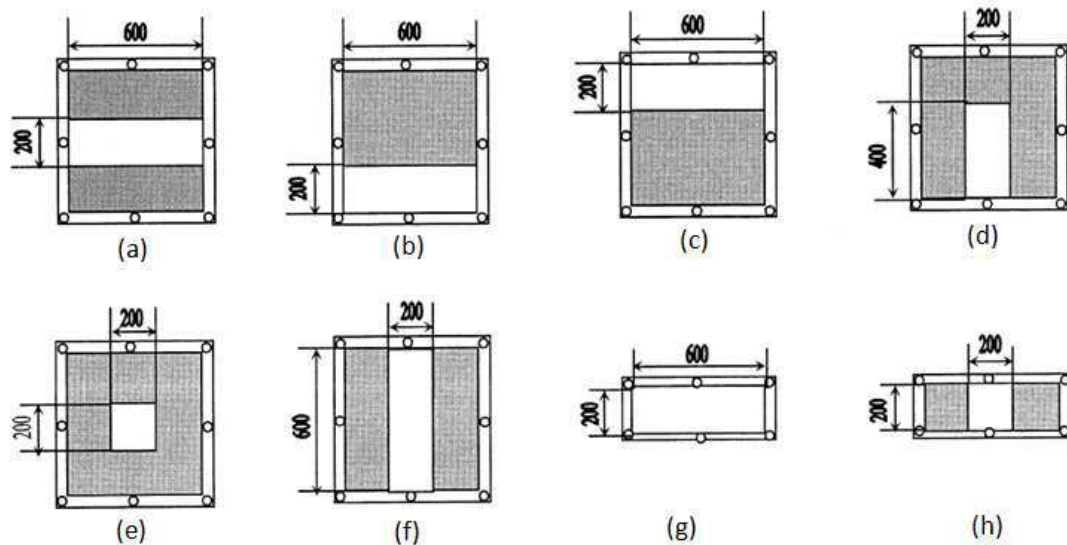


Figure 1. 26 les ouvertures effectuées sur le compartiment à échelle réduite de Weng et al. [32, 33]

Les auteurs ont pu observer que:

- Plus la fraction massique des hydrocarbures est importante, plus l'intensité ou la sévérité du backdraft augmente. La fraction massique des hydrocarbures est donc un paramètre clé du phénomène
- La valeur critique de la fraction massique des hydrocarbures varie avec la géométrie de l'ouverture.

- Travail expérimental de Lassus [1]:

On a présenté le travail expérimental de Lassus précédemment. Elle a effectué des expériences dans un caisson à l'échelle réduite en respectant les lois de similitude pour le débit calorifique, le renouvellement horaire d'air, et les dimensions des gaines, permettant par extrapolation de représenter un feu dans des conditions réelles. Le caisson est équipé d'un système de ventilation. Cette configuration est très souvent rencontrée dans le domaine industriel. Ce système de ventilation permet d'étudier le risque de l'explosion de fumées dans la gaine d'extraction.

Son étude visait à étudier les feux en milieu confiné où la combustion est contrôlée par le régime de ventilation. Au cours des essais, les reprises et les extinctions locales du feu au foyer ont été observées après la première extinction du feu. L'analyse de ce phénomène a permis d'attribuer leurs causes à une auto-inflammation de l'accumulation très importante d'imbrûlés dans l'enceinte en présence d'air amené par la ventilation. Cette situation est en partie caractéristique d'un phénomène de backdraft : extinction du feu due à la sous-ventilation, pyrolyse du combustible, accumulation importante d'imbrûlés, inflammation inattendue des imbrûlés, en sachant que la présence de l'air amené de façon limitée par la ventilation n'a pas permis une inflammation complète des imbrûlés (reprise localisée et limitée du feu). Ce constat pose par conséquent la question de la possibilité d'avoir une combustion rapide de l'ensemble de la masse des imbrûlés en cas d'une arrivée d'air plus importante (ouverture d'une porte) : la fraction massique des imbrûlés restants permettra-t-elle néanmoins un phénomène de combustion rapide de type déflagrant?

1.4 Conclusions

Pour notre étude sur le feu en milieu confiné ventilé, le débit massique du combustible est un paramètre très important. Ce débit massique est calculé par le bilan d'énergie à la surface du combustible. Pour construire le bilan d'énergie, il faut compter avec les interactions entre la flamme, le confinement du caisson et la surface du liquide. C'est toujours un grand défi. Le travail de Nasr et al. [22, 23] nous fournit une source de références très abondante sur les méthodes analytiques et empiriques pour prendre en compte et quantifier ces interactions, en particulier les paramètres clés tel que: la ventilation du local, le flux thermique externe et la taille du foyer. Dans les travaux de Sapa [19], on a trouvé aussi une présentation très détaillée des modèles utiles pour la simulation de l'incendie. Ces références donnent les renseignements utiles pour notre démarche de la simulation numérique pour le choix des modèles.

L'étude du risque d'inflammation de gaz imbrûlés a montré que celle-ci peut se produire soit par une auto-inflammation du mélange, soit par une inflammation pilotée. On considère que notre phénomène étudié est plus proche de l'auto-inflammation car dans la zone considérée, il n'y a aucune source d'ignition, l'inflammation du mélange est entraînée spontanément par la température et la concentration des imbrûlés. Pour évaluer ce risque, il est nécessaire de connaître la composition de ce

mélange ainsi que la température du milieu gazeux. Ces facteurs permettent d'estimer les limites d'inflammabilité du mélange.

Les travaux expérimentaux de Weng et al. ont [32, 33] montré que la quantité d'imbrûlés est un facteur crucial pour le déclenchement du backdraft et que plus la fraction massique d'oxygène dans le mélange augmente, plus la valeur critique de combustible imbrûlé diminue.

Les travaux expérimentaux à toutes les échelles de Gottuk [15], Gojkovic [26] et Lambalais [27, 28] s'accordent sur l'importance de trois paramètres clés conduisant au phénomène du backdraft: la qualité de mélange, le temps de mélange et le taux de mélange entre l'air et les imbrûlés. Le mélange entre l'air et les imbrûlés est aussi étudié dans les travaux de Fleischmann et al. [29] et de Most et al. [30] où la structure du courant de gravité précédant le backdraft est mise en exergue. De plus, ces auteurs ont observé l'influence des ouvertures sur le backdraft. La relation entre le déclenchement du backdraft et une ouverture d'un local a été aussi abordée quantitativement dans l'expérience de Weng et al. [32, 33], quand la position où la taille de l'ouverture est changée, la valeur critique de la fraction massique des combustibles pour la venue du backdraft varie.

L'expérience de NIST [18] a montré l'influence de combustible sur le comportement du feu et la production des espèces. L'influence du combustible est aussi observée dans l'étude de flamme fantôme de Bertin et al. [31]. Celle-ci peut être un phénomène de référence pour notre étude parce que l'on va étudier les feux dans une atmosphère viciée, l'apparition des flammes fantômes ou la propagation du feu dans le caisson est un indicateur du régime sous ventilé. Les études de NIST ont montré que l'épuisement de l'oxygène et l'augmentation de monoxyde de carbone dans la couche supérieure sont des indicateurs du régime sous-ventilé. Le backdraft ne survient que pour un feu sous-ventilé. La prédiction de l'évolution de l'oxygène dans le local est aussi très importante car la transition de sous-ventilation est un phénomène primordial. Les essais de NIST fournissent les données expérimentales par lesquelles notre phase de vérification et de validation peut s'appuyer.

L'étude bibliographique pour toutes les échelles nous permet de remarquer que les facteurs clés qui peuvent influencer le backdraft sont:

- Type de combustible
- Taille et la position du foyer
- Régime de ventilation (la taille et la position des ouvertures)
- Température
- Imbrûlés

- Taille et confinement du local

Dans l'introduction de ce chapitre, on a indiqué que le caisson utilisé dans les essais expérimentaux de Lassus [1] était la configuration principale de notre étude du feu confiné - ventilé et l'inflammation des gaz imbrûlés. La taille du caisson est fixée, par conséquent on ne peut pas étudier l'influence de la taille du locale. En revanche, l'étude des autres facteurs sera réalisée. La quantification des facteurs clés est donc l'objectif principal de notre étude numérique.

Chapitre 2 Approches de la modélisation du feu et la méthode numérique

Pour l'étude numérique du feu, on cherche à représenter les phénomènes physiques en discrétisant les équations qui les modélisent. L'objectif de la modélisation peut amener à des choix différents des phénomènes à représenter, entraînant des différents schémas numériques. Ce travail de thèse se concentre sur des feux confinés-ventilés et l'inflammation des imbrûlés dont la phénoménologie a été appréhendée dans le chapitre précédent. Dans notre étude, on étudie le feu de nappe et on considère que la mécanique des fluides, la turbulence, la combustion et les transferts de chaleur sont les facteurs principaux intervenant. Le type de flamme considérée est la flamme de diffusion qui est largement utilisée dans les études de feu de nappe et d'incendie.

Ce chapitre est dédié à la phase de préparation des modèles numériques pour les phénomènes considérés. Tout d'abord, les équations générales de la mécanique des fluides sont rappelées ainsi que les hypothèses simplificatrices adoptées. Puis, on va aborder la modélisation de la flamme de diffusion. La modélisation de la turbulence est aussi évoquée avec l'approche LES. Ensuite, les modèles adoptés pour la production de suie, le transfert de chaleur et la pyrolyse du combustible liquide seront appréhendés. Dernièrement, on va considérer le schéma numérique utilisé pour la discrétisation spatiale et temporelle des équations appliquées. On présentera aussi un modèle empirique permettant d'estimer l'extinction du feu.

2.1 Equations de conservation fondamentales

Comme les autres codes CFD, la base du code FDS sur laquelle notre schéma numérique s'appuie résout numériquement les équations de Navier-Stokes. Ce sont des équations fondamentales de la mécanique des fluides. Le système des équations de Navier-Stokes ne peut pas être résolu globalement. Une forme approximée est donc utilisée pour les 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 [34]. Cela donne un caractère elliptique aux équations, conformément aux processus de convection thermique à basse vitesse. Les équations adoptées sont présentées ci-dessous:

- Equation de continuité:

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

- Equation de quantité de mouvement

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \vec{u}) + \text{div}(\rho \vec{u} \otimes \vec{u}) = -\nabla p + \text{div}(\bar{\tau}) + \rho \vec{g} \quad (2.2)$$

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

$$\tau_{ij} = \mu \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} - \frac{2}{3} \delta_{ij} \frac{\partial u_k}{\partial x_k} \right) \quad (2.3)$$

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

- Equation des espèces:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho Y_i) + \text{div}(\rho \vec{u} Y_i) = \text{div}(\rho D_i \nabla Y_i) + \dot{\omega}_i''' \quad (2.4)$$

Où: $\dot{\omega}_i'''$ est la vitesse de production par unité de volume de l'espèce i

- Equation d'énergie:

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

Où h est l'enthalpie sensible

\dot{q}''' est la chaleur dégagée de la combustion par unité de volume

\dot{q}'' représente les flux de chaleur conductifs et radiatifs:

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

\dot{q}_r'' est le flux radiatif. k est la conductivité thermique. T est la température. 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 . $h_{f,i}^0$ est l'enthalpie de formation de l'espèce i à pression constante et à température de référence T_0 . On a alors:

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

$$c_{p,m} \text{ est la capacité calorifique du mélange: } c_{p,m} = \sum_i c_{p,i} Y_i \quad (2.9)$$

• Equation d'état pour un gaz parfait:

$$p = \frac{\rho RT}{\bar{M}} \quad (2.10)$$

Où: R est la constante universelle des gaz parfaits: $R = 8.314 \text{ (J.mol}^{-1}.K^{-1})$.

\bar{M} est la masse molaire du mélange :

$$\bar{M} = \frac{1}{N} \sum_i x_i M_i \text{ ou } \frac{1}{\bar{M}} = \sum_i \frac{Y_i}{M_i} \quad (2.11)$$

N est le nombre de moles du mélange ($N = \sum_i x_i$), x_i est le nombre de mole de l'espèce et M_i est la masse molaire de l'espèce i .

Pour simplifier l'équation d'état, la pression est décomposée en deux termes: un terme de pression fondamentale et un terme de perturbation.

$$p(\vec{x}, t) = \bar{p}_m(z, t) + \tilde{p}(\vec{x}, t) \quad (2.12)$$

La pression \bar{p}_m est fonction de coordonnées spatiales verticales z et de temps. L'hypothèse de faible nombre de Mach permet de supposer que la température et la densité sont inversement proportionnelles. L'équation d'état dans la zone de pression est alors approchée comme suivant:

$$\bar{p}_m = \frac{\rho TR}{M} \quad (2.13)$$

La pression p dans l'équation d'état (2.10) est remplacée par sa pression fondamentale \bar{p}_m pour 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. Les équations 2.1, 2.2, 2.4, 2.5 et 2.13 sont les équations générales. En fait l'équation d'énergie 2.5 n'est pas résolue explicitement mais son terme de source est pris en compte dans une équation pour la divergence de vitesse.

En raison de l'hypothèse de 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. L'équation de $\nabla \cdot \vec{u}$ développée par la combinaison de l'équation de continuité, l'équation d'espèces et l'équation d'énergie a la forme suivante :

$$\nabla \cdot \vec{u} = D_1 + D_2 + P_1 \frac{\partial \bar{p}}{\partial t} \quad (2.14)$$

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

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

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

L'équation 2.14 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 avec l'altitude, du flux de diffusion massique des espèces et de la variation de la pression totale.

L'équation des quantités de mouvement est simplifiée pour le rendre plus facile à résoudre numériquement:

$$\frac{\partial \vec{u}}{\partial t} - \vec{u} \times \vec{\omega} + \nabla H_1 + \left(\frac{1}{\rho} - \frac{1}{\rho_\infty} \right) \nabla \tilde{p} = \frac{1}{\rho} \nabla \cdot \vec{\tau} \quad (2.15)$$

$$\text{Ici: } H_1 = \frac{|\vec{u}|^2}{2} + \frac{\tilde{p}}{\rho_\infty}$$

ρ_∞ est la densité au sol

$\vec{\omega}$ est la vecteur de tourbillon

L'équation 2.15 peut être écrite sous forme d'une équation de Poisson pour la pression:

$$\nabla^2 H_1 = -\frac{\partial \nabla \cdot \vec{u}}{\partial t} - \nabla \cdot F \quad (2.16)$$

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

L'équation 2.16 peut être résolue précisément par un procédé rapide, direct (non itératif) qui utilise la transformée de Fourier rapide (FFT – Fast Fourier Transform). Les conditions aux limites non-flux ou flux forcé sont spécifiées en affirmant que:

$$\frac{\partial H}{\partial n} = -F_n - \frac{\partial u_n}{\partial t}$$

Où F_n est 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 est sortant où entrant:

$$\begin{cases} H = 0 & (\text{entrant}) \\ H = \frac{|\vec{u}|^2}{2} & (\text{sortant}) \end{cases}$$

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

2.2 Modélisation de la turbulence

2.2.1 Choix de méthode de modélisation

La caractéristique la plus distinctive des modèles de CFD est leur traitement de la turbulence. Généralement, il y a trois techniques principales de la simulation de la turbulence : RANS (Reynolds-Averaged Navier Stokes), LES (Large Eddy Simulation) et DNS (Direct Numerical 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. Cette méthode n'est pas appropriée pour évaluer la dynamique de la flamme.

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. La LES est convenable pour les configurations complexes instationnaires où la géométrie influence directement l'écoulement.

La DNS est la 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 considérées. La courbe pointillée représente la vitesse expérimentale. On voit que lorsque la RANS ne représente que la moyenne de la vitesse, la LES reproduit les grandes fluctuations et toutes les variations de la vitesse en fonction du temps sont bien capturées par la DNS.

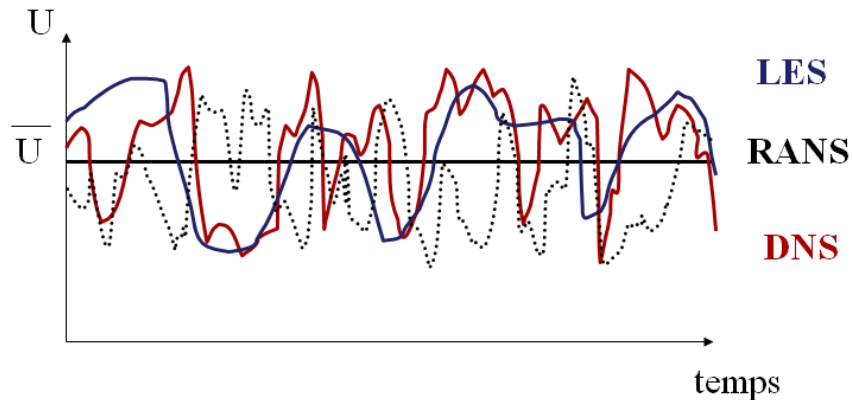


Figure 2.1 Comparaison de RANS, LES et DNS

On considère que pour l'étude de l'incendie, l'approche RANS n'est pas pratique car on s'intéresse à la dynamique de la flamme. L'approche DNS est trop coûteuse pour appliquer à notre domaine de calcul où la taille est de l'ordre du mètre. Les écoulements rencontrés dans un incendie en milieu confiné sont à faible nombre de Mach et la turbulence n'y ait pas pleinement développée. En conséquence une approche de la turbulence permettant de capturer l'essentielle des fluctuations de vitesse (à l'exception des plus hautes fréquences) semble suffisante, c'est la raison pour laquelle la méthode LES a été privilégiée dans cette étude. La méthode LES est donc utilisée pour la modélisation de la turbulence.

2.2.1 Modèle de Smagorinsky

La LES est utilisée pour modéliser les processus dissipatifs (la viscosité, la conductivité thermique, 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 μ (la viscosité dynamique), λ (la conductivité thermique) et D (la diffusivité) dans les équations ci-dessus ne peuvent pas être utilisés directement. Ces termes sont remplacés par des expressions de substitution qui modélisent leurs impacts sur les équations gouvernées. D'après les analyses de Smagorinsky, la viscosité dynamique μ est modélisée comme suivant:

$$\mu_{LES} = \rho(C_S \Delta)^2 \left(2\bar{S}_{ij}\bar{S}_{ij} - \frac{2}{3}(\nabla\bar{u})^2 \right)^{\frac{1}{2}} \quad (2.17)$$

Où C_s est une constante empirique

Δ est une longueur caractéristique

Le trait au-dessus des quantités signifie que ce sont les valeurs résolues ou filtrées.

La conductivité thermique et la diffusivité sont calculées comme suivant :

$$\lambda_{LES} = \frac{\mu_{LES} c_p}{Pr_t} \quad (2.18)$$

$$(\rho D)_{LES} = \frac{\mu_{LES}}{Sc_t} \quad (2.19)$$

Où Pr_t est le nombre de Prandtl turbulent qui présente le rapport entre la diffusivité de la quantité de mouvement et la diffusivité thermique :

$$Pr_t = \frac{v_t}{\alpha_t} \quad (2.20)$$

Sc_t est le nombre de Schmidt turbulent qui représente le rapport entre la diffusivité de la quantité de mouvement et la diffusivité massique :

$$Sc_t = \frac{v_t}{D_t} \quad (2.21)$$

Ici: v_t est la viscosité cinématique

α_t est la diffusivité thermique turbulente

D_t est le coefficient de diffusion massique turbulente

Pr_t et Sc_t sont supposés être constants pour une configuration donnée.

Il y a de nombreux raffinements du modèle original Smagorinsky mais il est difficile d'évaluer les améliorations offertes par ces développements pour les incendies. Il y a deux raisons à cela. Premièrement, la structure du panache de feu est tellement dominée par les tourbillons pouvant être résolus à grande échelle que même une viscosité turbulente constante donne des résultats comparables à ceux obtenus en utilisant le modèle Smagorinsky. Deuxièmement, dans la plupart des essais d'incendie, la précision des données est encore insuffisante. Il est donc difficile d'évaluer la précision relative de chaque modèle. Le modèle Smagorinsky avec une constante C_s donne des résultats satisfaisants pour la plupart des applications à grande échelle où les couches limites ne sont pas importantes. En considérant les arguments au-dessus, dans notre étude, le modèle de Smagorinsky avec la constante C_s est retenu.

Le modèle de viscosité dynamique turbulente μ_{LES} provoque un effet de stabilisateur dans l'algorithme numérique : l'amortissement des instabilités numériques telles qu'elles apparaissent dans l'écoulement, en particulier lorsque les tourbillons sont générés. L'énergie cinétique k et la dissipation ε sont deux paramètres caractéristiques de la turbulence. k est lié aux fluctuations de la vitesse et ε traduit la destruction de l'énergie cinétique liée au mouvement fluctuant par la viscosité moléculaire. Pour le transport de quantités de mouvement et de l'énergie, l'effet majeur des petites structures est de fournir la dissipation dans la cascade d'énergie. Les flammes de l'incendie sont souvent soumises à la convection naturelle où les grosses structures dominent les processus de mélange et de réaction en particulier dans les feux à grande échelle, car l'influence des petites structures est modeste. Dans notre étude, on s'approprie les modèles simples permettant d'évaluer l'énergie cinétique et la dissipation et ne coutent pas trop de ressources et de temps de calcul. On a adopté deux modèles de sous maille (subgrid scale - SGS):

- Modèle algébrique

Le taux de dissipation ε qui représente la vitesse à laquelle l'énergie cinétique est transformée en énergie thermique par la viscosité est calculée comme suivant [35] :

$$\varepsilon^{SGS} = \mu_{LES}(2\bar{S}_{ij}\bar{S}_{ij} - \frac{2}{3}(\nabla\bar{u})^2) \quad (2.22)$$

L'énergie cinétique k est calculée à partir de taux de dissipation par la relation suivante :

$$\varepsilon^{SGS} = C_\mu \frac{(k^{SGS})^{\frac{3}{2}}}{\Delta} \quad (2.23)$$

- Modèle issu d'une équation de transport: on ajoute une équation de convection – diffusion pour calculer l'énergie cinétique sous maille k^{SGS} [36, 37]

$$\frac{\partial \bar{\rho} k^{SGS}}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_i} (\bar{\rho} \bar{u}_i k^{SGS}) = -\tau_{ij}^{SGS} \frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} - \frac{C_\varepsilon \bar{\rho} (k^{SGS})^{3/2}}{\Delta} + \frac{\partial}{\partial x_i} \left(\bar{\rho} \nu_t \frac{\partial k^{SGS}}{\partial x_i} \right) \quad (2.24)$$

Où τ_{ij}^{SGS} représente les contraintes turbulentes de sous maille

$$\tau_{ij}^{SGS} = -2\bar{\rho}\nu_{LES} \left(\bar{S}_{ij} - \frac{1}{3}\bar{S}_{kk}\delta_{ij} \right) + \frac{2}{3}\bar{\rho}k^{SGS}\delta_{ij}$$

ν_{LES} est la viscosité cinématique et C_ε est une constante

$$\nu_t = \frac{\mu_{LES}}{\bar{\rho}}$$

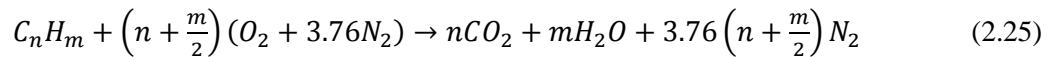
La dissipation sous maille ε^{SGS} est calculée par la relation 2.23

2.3 Modélisation de la flamme turbulente de diffusion

Le type de flamme souvent rencontrée dans les incendies est la flamme de diffusion. Dans notre étude, on s'intéresse donc aux modèles numériques de la flamme de diffusion. La première difficulté rencontrée dans les écoulements réactifs est l'estimation du taux de production ou consommation des espèces \dot{W}_i''' (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 compliquée lorsqu'elle est couplée avec un tel processus aléatoire, non linéaire comme la turbulence.

2.3.1 La chimie cinétique de la combustion

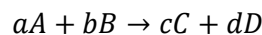
La combustion est une réaction d'oxydoréduction entre un combustible et un comburant (ou l'oxygène), la réaction globale d'un hydrocarbure dans l'air est généralement écrite comme suivant:



La combustion est une réaction exothermique, l'énergie libérée par la réaction est appelée enthalpie de réaction $\Delta_r h^0$, exprimée en $J.mol^{-1}$. La thermodynamique permet de calculer l'enthalpie de réaction à l'aide des enthalpies de formation $h_{f,i}^0$ et des coefficients stœchiométriques ϑ_i de la réaction (cf. [38]) :

$$\Delta_r h^0 = \sum_i \vartheta_i h_{f,i}^0 \quad (2.26)$$

L'enthalpie de réaction est négative pour un processus exothermique. $\Delta_r h^0$ peut être exprimée en $J.kg_{combustible}^{-1}$. La chaleur de combustion du combustible ΔH_C est la valeur absolue de $\Delta_r h^0$. Le taux de réaction \dot{W}_i''' représente la vitesse à laquelle l'espèce i est produite ou consommée. On considère une équation élémentaire de deux molécules A et B:



Ici: 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 comme suivant: $\dot{\omega}_r''' = k[A]^a[B]^b$ où k est la constante de réaction. On peut estimer k à l'aide de loi d'Arrhénius: $k = A_{exp} e^{-E/RT}$ avec : E est l'énergie d'activation et A_{exp} est le facteur pré-exponentiel. Le bilan de la concentration des espèces A, B, C et D est donc exprimé comme suivant:

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

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

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

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

En réalité, un bilan de réactions d'un combustible peut se composer de dizaine voire de centaine de réactions et il fait intervenir de nombreuses espèces intermédiaires et une espèce i peut se présenter à 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 [39]. Toutefois, dans la plupart des cas et en particulier dans le cadre des incendies, considérer une équation globale est suffisant pour une première approche.

Décrivant la réaction à l'aide d'une réaction globale (cf. 2.25), au minimum cinq espèces sont à représenter: C_nH_m , O_2 , CO_2 , H_2O et N_2 qui correspondent à la réaction complète. Pour une réaction incomplète, des espèces intermédiaires peuvent être considérées (par exemple le CO). Les hypothèses de simplification sont aussi adoptées pour traiter le bilan de masse des espèces plus facilement:

- Les espèces i diffusent à la même vitesse $D_i = D$ pour $i = 1, \dots, N$ avec N est le nombre d'espèces. Le nombre de Lewis =1 pour tous. Les équations de la conservation de masse des espèces ont la même forme:

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

- Le nombre de Lewis est égale à l'unité, c'est-à-dire la diffusivité thermique est égale à la diffusivité massique : $Le = \frac{\alpha}{D}$ où α est la diffusivité thermique.

- La réaction est infiniment rapide et irréversible, le combustible et l'oxydant ne coexistent pas en dehors de la stœchiométrie où ils sont instantanément consommés.

2.3.2 Interaction flamme - turbulence

Dans une flamme laminaire de diffusion, c'est la diffusion des espèces réactives les unes vers les autres et la diffusion 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 Reynold turbulent Re_t qui représente le rapport entre les forces d'inertie des tourbillons et les forces visqueuses; le nombre de Damköhler Da qui compare le temps caractéristique de la turbulence τ_t et le temps caractéristique de la chimie τ_c .

$$Re_t = \frac{w'l_t}{\nu} \qquad Da = \frac{\tau_t}{\tau_c} \qquad (2.27)$$

Ici: 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 (cf. Figure 2.2)

- lorsque le nombre de Reynolds est suffisamment faible, la turbulence n'affecte pas la zone de flamme, le régime est laminaire.
- lorsque le temps de diffusion des espèces devient très faible devant le temps de transport par l'écoulement (la chimie est infiniment rapide, $Da > Da_{LFA}$), la flamme est déformée par la turbulence mais sa structure interne n'est pas affectée et conserve la structure interne d'une flamme laminaire. La flamme turbulente est alors dans un régime de flammelettes.
- lorsque l'épaisseur de la flamme devient de l'ordre de l'échelle de Kolmogorov (la chimie est lente, $Da < Da_{ext}$), 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 fortement instationnaire.

Les deux nombres de Damköhler Da_{LFA} pour Laminar Flamelet Assumption et Da_{ext} pour extinction, caractérisent les limites de ces régimes [40].

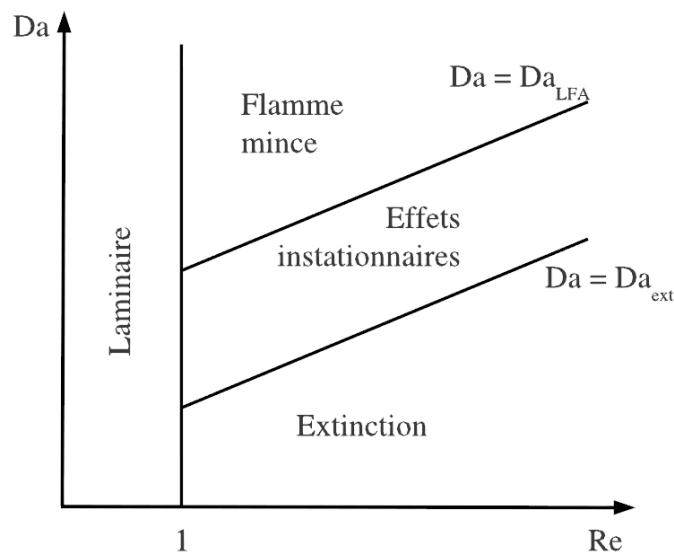


Figure 2.2 Régime de combustion d'une flamme de diffusion

On a fait l'hypothèse de la chimie infiniment rapide pour la réaction de combustion, notre flamme étudiée se situe donc dans le régime de flammelettes.

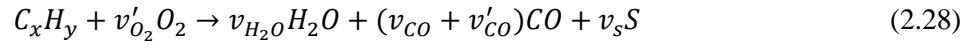
2.3.3 Modélisation de la combustion

a. Les modèles de combustion adoptés par FDS

La version de FDS pour laquelle notre étude numérique s'appuie, fournit deux modèles de combustion: le modèle de fraction de mélange et le modèle cinétique [35]. Le modèle cinétique est

approprié pour l'approche DNS. Dans un calcul DNS, la résolution fine du maillage permet la modélisation directe de la diffusion des espèces chimiques (le carburant, l'oxygène, et les produits de combustion). Lorsque la flamme est résolue dans un calcul DNS, la température locale des gaz peut être utilisée pour déterminer la cinétique de la réaction. Ainsi, il est possible de mettre en œuvre un nombre d'une ou plusieurs réactions chimiques relativement simples pour modéliser la combustion. Cependant, les ressources informatiques limitées ne permettent pas d'appliquer la DNS sur les feux à grande échelle, le modèle cinétique n'est donc pas retenu pour nos calculs.

Le modèle de fraction de mélange [35, 41] est basé sur 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. 2.28). Dans la deuxième équation, le monoxyde de carbone est oxydé en dioxyde de carbone (cf. 2.29)



Il y a deux coefficients stœchiométriques pour CO: v_{CO} et v'_{CO}

$$v'_{CO} = x - (1 - X_H)v_s - v_{CO} \quad (2.30)$$

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

$$Z_1 = Y_F \quad (2.31)$$

$$Z_2 = \frac{M_F}{(x-v_s)M_{CO}} Y_{CO} \quad (2.32)$$

$$Z_3 = \frac{M_F}{(x-v_s)M_{CO_2}} Y_{CO_2} \quad (2.33)$$

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.

$$Y_F = Z_1 \quad Y_{O_2} = (1 - Z_1 - Z_2 - Z_3)Y_{O_2}^\infty - \frac{M_{O_2}}{M_F} (v'_{O_2}Z_2 + v_{O_2}Z_3) \quad (2.34)$$

$$Y_{H_2O} = \frac{v_{H_2O}M_{H_2O}}{M_F} (Z_2 + Z_3) \quad Y_{CO} = \frac{(v_{CO}+v'_{CO})M_{CO}}{M_F} Z_2 \quad (2.35)$$

$$Y_{CO_2} = \frac{v_{CO_2}M_{CO_2}}{M_F} Z_3 \quad Y_s = \frac{v_sM_s}{M_F} (Z_2 + Z_3) \quad (2.36)$$

Avec les coefficients stœchiométriques des réactions:

$$v_{H_2O} = \frac{y}{2} - X_H v_s \quad v'_{CO} = x - v_{CO} - (1 - X_H) v_s \quad v_{CO} = \frac{M_F}{M_{CO}} y_{CO} \quad (2.37)$$

$$v'_{O_2} = \frac{v'_{CO} + v_{H_2O} + v_{CO}}{2} \quad v_{O_2} = v_{CO_2} + \frac{v_{CO} + v_{H_2O}}{2} \quad v_s = \frac{M_F}{M_s} y_s \quad (2.38)$$

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

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho Z_i) + \text{div}(\rho \vec{u} Z_i) = \text{div}(\rho D \nabla Z_i) + \dot{\omega}'''_{Z_i} \quad (2.39)$$

Comme on l'a présenté, la combustion du combustible se compose de deux étapes (cf. équations 2.28 et 2.29). 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 de carburant. L'oxydation du combustible dans la première étape est supposée infiniment rapide: la combustion consommera toute la quantité de combustible ou d'oxygène dans chaque cellule. La chaleur dégagée par la première étape est calculée comme suivant:

$$\dot{q}''' = \min\left(\frac{\min(\rho Y_{F,s}, \rho Y_{O_2})}{\delta t} \Delta H_C, \dot{q}'''_{max}\right) \quad (2.40)$$

Ici: s est la fraction stœchiométrique massique de combustible et oxygène, $s = \frac{M_F}{v'_{O_2} M_{O_2}}$

\dot{q}'''_{max} fournit une limite supérieure du taux de libération de chaleur volumique. Il s'agit d'un paramètre empirique qui est lié à la résolution du maillage

$$\dot{q}'''_{max} = \frac{\dot{q}''_{max}}{(\delta_x \delta_y \delta_z)^{1/3}} \quad \text{avec } \dot{q}''_{max} = 200 \text{ kW/m}^2$$

\dot{q}''_{max} est un paramètre contrôlé par l'utilisateur, la valeur 200 kW/m^2 est une estimation de la chaleur dégagée maximale par unité de surface de la flamme (valeur par défaut de FDS).

La deuxième étape (équation 2.29) est réalisée 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 de monoxyde de carbone est estimée aussi par l'hypothèse de la chimie infiniment rapide comme suivant :

$$\dot{q}'''_{CO} = \min\left(\frac{\min(\rho Y_{CO}, \rho s_{CO} Y_{O_2})}{\delta t} \Delta H_{CO}, \dot{q}'''_{max} - \dot{q}'''\right) \quad (2.41)$$

Ici: s_{CO} est la fraction stœchiométrique massique de monoxyde de carbone et oxygène, $s_{CO} = \frac{M_{CO}}{0.5M_{O_2}}$. ΔH_{CO} est la chaleur de combustion de monoxyde de carbone.

Si $\dot{q}''' = 0$ après la première étape, c'est-à-dire que la cellule est en dehors de la région de combustion et la conversion de monoxyde de carbone en dioxyde de carbone est effectuée par un procédé de chimie cinétique suivant la loi d'Arrhenius comme suivant:

$$\frac{d[CO]}{dt} = -Ae^{(-E/RT)}[CO][O_2] \quad (2.42)$$

$$\dot{q}_{CO}''' = \Delta H_{CO}\rho \frac{dY_{CO}}{dt} \quad (2.43)$$

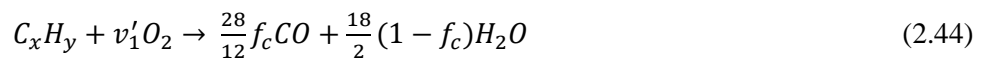
La chaleur dégagée \dot{q}_{CO}''' estimée par l'approche cinétique est aussi limitée par \dot{q}_{max}''' .

A partir des équations 2.37 et 2.38, on voit que la production de monoxyde de carbone et de suie dépendent de leurs rendements y_{CO} et y_s . Ces deux valeurs empiriques sont fournies par l'utilisateur. En générale, on utilise les données des feux bien ventilés dont la production de CO et de suie est faible. Dans notre étude, on s'intéresse au feu confiné légèrement sous-ventilé voire très sous ventilé, l'approche actuelle peut provoquer la sous-estimation des deux espèces. On remarque que la production de suie et de CO est très importante pour les feux d'incendie. Donc, le modèle de fraction de mélange ne peut pas répondre à notre objectif.

En considérant que les modèles par défaut du code ne sont pas convenables à notre étude, on tente d'effectuer une autre approche dont la production de suie et de CO est plus autonome. Cette approche est présentée dans la partie qui suit.

b. Approche proposée pour modéliser la combustion

Similaire au modèle de fraction de mélange, dans notre approche, on suppose que la réaction globale se compose de deux étapes, l'une est l'oxydation de combustible hydrocarbure et l'autre est l'oxydation de monoxyde de carbone



La production de suie n'est plus prise en compte dans la première étape et elle sera traitée par un modèle propre (abordé dans la partie suivante). La première réaction est un processus très rapide (l'hypothèse de la chimie infiniment rapide), le taux de réaction de combustible est calculé à l'aide de la théorie de conception de la dissipation des tourbillons (EDC – Eddy Dissipation Concept). L'idée

fondamentale de la théorie EDC est que: l'énergie de l'écoulement moyen à travers les grands tourbillons est transférée vers les petites structures où l'énergie mécanique est dissipée en chaleur. En général, l'écoulement turbulent se compose d'un spectre de tourbillons de différentes tailles. Le processus est illustré schématiquement sur la Figure 2.3 : les indices u, L et ω représentent la vitesse, l'échelle de longueur caractéristique et le vortex de la turbulence. L'approche EDC suppose que la plupart des réactions ont lieu dans les plus petites échelles de la turbulence: les structures fines. Elles sont traitées comme des réacteurs parfaitement agités. Une description plus détaillée de l'approche EDC peut être retrouvée dans [42], [43] et [44].

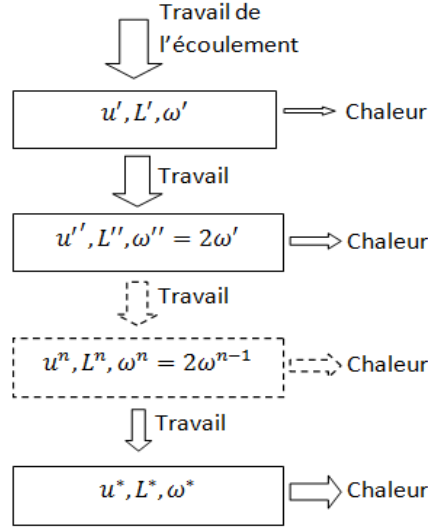


Figure 2. 3 Concept du transfert d'énergie sur la cascade des échelles turbulentes

Le taux de réaction du combustible est calculé comme suivant:

$$\dot{\omega}_F''' = \frac{d\rho Y_F}{dt} = -C_{EDC} \frac{\rho}{\tau_{EDC}} \min\left(Y_F; \frac{Y_{O_2}}{v_1'}\right) \quad (2.46)$$

Ici: C_{EDC} est une constante ($C_{EDC} \approx 1$)

τ_{EDC} est l'échelle de temps liée au taux de dissipation de la turbulence. L'énergie cinétique de la turbulence et sa dissipation sont calculées par les modèles sous maille.

$$\tau_{EDC} = \frac{k_{SGS}}{\varepsilon_{SGS}} \quad (2.47)$$

L'oxydation du monoxyde de carbone est un processus très lent, beaucoup plus lente que la première étape. Pour calculer le taux de réaction de CO, on fait un compromis entre l'approche EDC et l'approche cinétique chimique sous forme d'Arrhenius [45]:

$$\dot{\omega}_{CO,EDC}''' = \frac{d\rho Y_{CO}}{dt} = -\frac{\rho}{\tau_{EDC}} \min\left(Y_{CO}; \frac{Y_{O_2}}{v_2}\right) \quad (2.48)$$

$$\dot{\omega}_{CO,ARR}''' = -Ae^{(E/RT)} [CO][H_2O]^{0.5} [O_2]^{0.25} \quad (2.49)$$

En même temps, le taux de réaction du monoxyde de carbone est estimé par EDC (2.48) et par la chimie cinétique (2.49) et on retient la réaction la plus lente: $\dot{\omega}_{CO} = \min(\dot{\omega}_{CO,EDC}''', \dot{\omega}_{CO,ARR}''')$.

Les coefficients stœchiométriques massiques des réactions sont exprimés comme suivant :

$$v_1' = v_1 - \frac{28}{12} f_c v_2 \quad (2.50)$$

$$v_1 = \frac{32}{12} f_c + \frac{16}{2} (1 - f_c) \quad (2.51)$$

$$v_2 = \frac{16}{28} \quad (2.52)$$

f_c est la fraction de carbone dans le combustible

$$f_c = \frac{12x}{12x+y} \quad (2.53)$$

Avec notre approche proposée, les bilans de masse de toutes les espèces sont résolus et transportés. Le nombre de variables à traiter est donc plus grand que le modèle de fraction de mélange mais la production de monoxyde de carbone et de suie ne dépend plus de rendements empiriques des feux bien ventilés. Ainsi, on attend que cette approche nous permette de mieux appréhender la formation de suie et de CO dans les feux sous-ventilés.

2.4 Modèles de suies

2.4.1 Théorie de la formation de suie

Les suies résultent d'une suite de phénomènes physico-chimiques allant de l'échelle moléculaire jusqu'à l'échelle macroscopique. A l'échelle moléculaire, la formation des suies est liée à la cinétique chimique, contrôlée par l'équilibre entre les vitesses de formation des suies et celles de leur oxydation. Dans une zone de réaction pauvre en oxygène, la combustion est incomplète. Au lieu de former des produits de combustion simples (comme CO_2, H_2O ou CO) certains radicaux hydrocarbonés se recombinent et conduisent à la formation d'hydrocarbures insaturés stables (alcènes, alcynes, etc.). L'acétylène C_2H_2 et ses dérivés, ou des espèces fortement insaturées (butadiène C_4H_6 , etc.) sont considérés comme les précurseurs principaux de la formation des suies (les précurseurs des suies sont des espèces radicalaires aromatiques qui se condensent pour former les premiers noyaux par le processus de nucléation. Certaines espèces ioniques peuvent aussi se condenser par des processus similaires pour former des suies, mais ce phénomène semble moins important que le mécanisme radicalaire), menant à la formation du premier cycle aromatique comme le benzène C_6H_6 ou le radical phényle C_6H_5 (cf. Figure 2.4) qui initie le processus de formation des hydrocarbures aromatiques polycycliques.

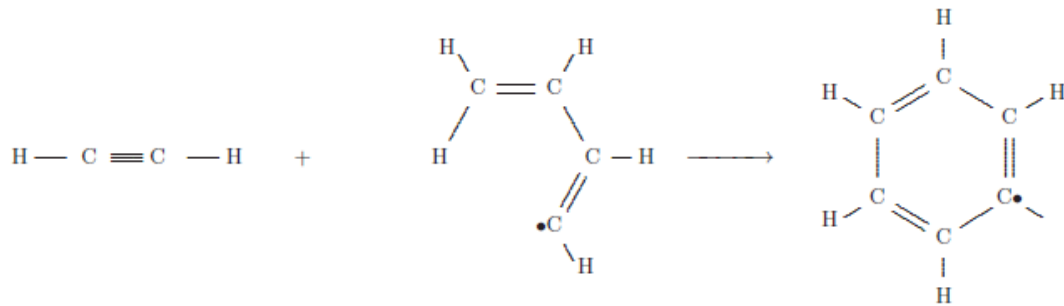


Figure 2.4 Formation d'un cycle benzénique

D'un seul noyau benzénique (1 nm) transparent, des suies constituées de plusieurs noyaux (10-100 nm) se forment par différents mécanismes dont le plus important est le mécanisme Hydrogen Abstraction – Carbon Addition (HACA) (cf. Figure 2.5). Le terme 'HACA' a été introduit par Frenklach et Wang [46] pour nommer le processus de formation des composés aromatiques polycycliques, par l'abstraction de l'hydrogène atomique et l'addition d'acétylène. Ce processus de formation est constitué d'une séquence réactionnelle répétitive composée de deux parties :

- Abstraction de l'hydrogène atomique du composé aromatique, pour produire son radical respectif et la molécule d'hydrogène
- Addition de l'acétylène sur le radical formé

Les suies formées seront oxydées en CO_2 et H_2O à leur passage dans la flamme à moins que la température et la concentration en oxygène ne soient pas assez élevées. Le passage de l'échelle moléculaire à l'échelle macroscopique, c'est-à-dire le processus de passage des hydrocarbures aromatiques polycycliques (HAP) aux particules de suies est assez mal connu. Si elles ne sont pas oxydées, émettant cette lumière jaune, les suies grossissent par condensation surfacique et s'agglomèrent par coagulation pour former des particules de suies plus grosses qui quittent la flamme pour constituer les fumées. Lorsque leur taille atteint les longueurs d'ondes du visible (0.3-0.7 μm), elles peuvent absorber et/ou réfléchir la lumière causant alors une réduction de la visibilité.

Les mécanismes physiques et chimiques conduisant à la suie dans les flammes sont nombreux et compliqués (cf. [47], [48], [49]). Dans l'intention de simuler la formation de suie dans une flamme, ces mécanismes doivent être décrits par un modèle. On n'a aucune chance de représenter toutes les espèces et les mécanismes qui contrôlent la formation de suie dans un modèle parce qu'un modèle détaillé trop compliqué va beaucoup augmenter le temps et le coût de calcul et la formation de suie n'est pas le seul phénomène complexe présent dans le problème de l'incendie. Il nécessite souvent d'utiliser un modèle simplifié qui est basé sur les données expérimentales. Un tel modèle est appelé modèle semi-empirique. Dans notre travail, trois modèles semi-empiriques sont utilisés : modèle de Magnussen [50], de Moss [51] et de Smoke Point [52].

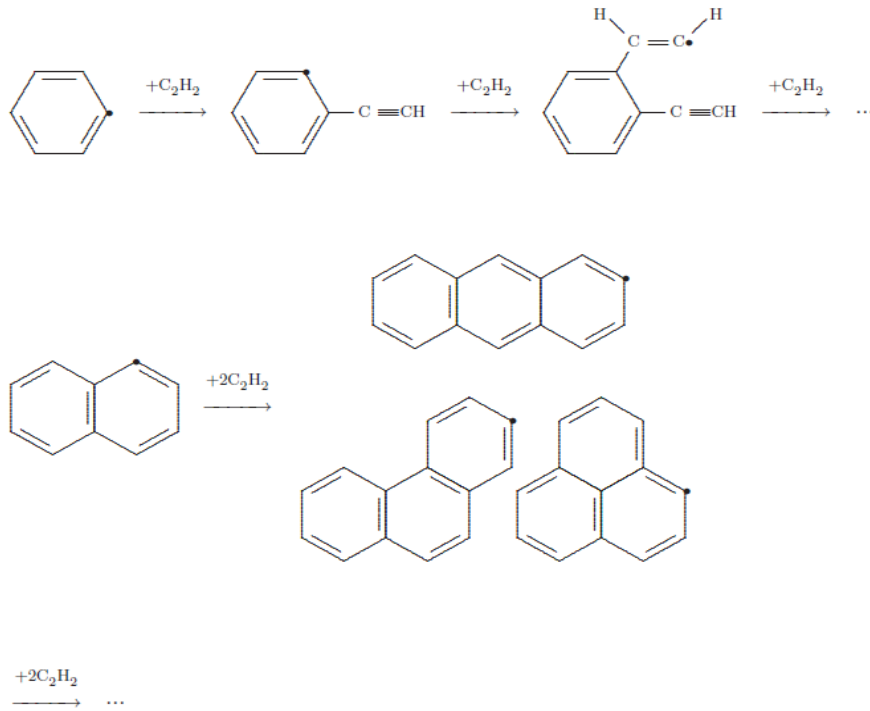


Figure 2.5 Mécanisme de formation des hydrocarbures aromatiques polycycliques (Hydrogen Abstraction - Carbon Addition)

2.4.2 Les approches empiriques pour modéliser la formation de suie

En générale, les modèles empiriques essaient de représenter deux processus principaux dans la formation de suie: la formation des précurseurs de suie (les noyaux) et l'accumulation de ces noyaux pour former les particules. Similaire au bilan de masse des espèces, le nombre de précurseurs N_s (*particules/m³*) et la densité massique de suie M_s (*kg/m³*) peuvent être introduits par les équations convection-diffusion:

$$\frac{\partial \rho N_s}{\partial t} + \text{div}(\rho \vec{u} N_s) = \text{div}(\rho D \nabla N_s) + \dot{\omega}_{N_s} \quad (2.54)$$

$$\frac{\partial \rho M_s}{\partial t} + \text{div}(\rho \vec{u} M_s) = \text{div}(\rho D \nabla M_s) + \dot{\omega}_{M_s} \quad (2.55)$$

Les modèles se distinguent par le traitement des termes sources $\dot{\omega}_{N_s}$ et $\dot{\omega}_{M_s}$, ceux qui correspondent respectivement aux taux de formation de précurseurs et de suie. Pour simplifier le mécanisme de formation de suie, on adopte l'hypothèse que la suie ne se compose que de carbone et que la densité de suie est $\rho_s = 1800 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3}$.

a. Modèle de Magnussen

- La formation des noyaux est calculée comme suivant :

$$\dot{\omega}_{N_s} = \frac{dN_s}{dt} = n_0 + (f - g)N_s - \frac{g_0}{m_p} N_s M_s \quad (2.56)$$

Ici: n_0 est le taux de la création spontanée des particules actives (*part. /m³s*)

f est le coefficient de branchement linéaire

g est le coefficient de terminaison linéaire

g_0 est le coefficient de terminaison linéaire sur les particules de suies

m_p est la masse d'une particule de suies

Le taux de la création spontanée des particules actives n_0 est développé comme suivant:

$$n_0 = 1.08 a_0 f_c Y_F e^{-E/RT} \quad (2.57)$$

Où Y_F est la fraction massique du combustible, f_c est la fraction massique de carbone dans le combustible et a_0 est une constante qui dépend du diamètre des particules de suie d_p :

$$a_0 d_p^3 = \text{constante} \quad (2.58)$$

Avec $a_0 = 12.5 \times 10^{36}$ pour $d_p = 178.5 \text{ \AA}$.

- Le taux global de formation est exprimé comme suivant:

$$\dot{\omega}_{M_s} = \frac{dM_s}{dt} = (m_p a - b M_s) N_s \quad (2.59)$$

Où a et b sont des constantes du modèle. La masse de la particule m_p est calculée comme suivant:

$$m_p = \frac{\pi}{6} \rho_s d_p^3 \left(\frac{kg}{part} \right) \quad (2.60)$$

Les constantes du modèle de Magnussen sont fournies comme ci-dessous:

$$\begin{aligned} a &= 10^5 \text{ (s}^{-1}\text{)} & f - g &= 10^{-2} \text{ (s}^{-1}\text{)} & g_0 &= 10^{-15} \text{ (m}^{-6}\text{)} \\ b &= 8 \times 10^{-14} \left(\frac{m^3}{part.s} \right) & \frac{E}{R} &= 9 \times 10^4 \text{ (}^\circ\text{K)} & a_0 &= 12.5 \times 10^{36} \left(\frac{part}{m^3.s} \right) \end{aligned}$$

b. Modèle de Moss

Le modèle de Moss s'appuie sur l'hypothèse que la production de suie comporte des processus suivants: la nucléation, la croissance de la surface de suie (coagulation), l'agglomération et l'oxydation de suie. Les équations sont couplées par une hypothèse de particules sphériques qui sont conformes à une distribution de taille mono-disperse. Les termes de source pour les noyaux et la suie sont développés comme suivant:

$$\dot{\omega}_{N_s} = \frac{dN_s}{dt} = \dot{\omega}_{N_s,inc} + \dot{\omega}_{N_s,coa} \quad (2.61)$$

$$\dot{\omega}_{M_s} = \frac{dM_s}{dt} = \dot{\omega}_{M_s,inc} + \dot{\omega}_{M_s,gro} \quad (2.62)$$

Le premier terme dans l'équation (2.61) représente la création de noyaux et le deuxième représente la coagulation de précurseurs de suie. Le premier terme dans l'équation (2.62) représente la formation des particules de suie et le deuxième représente la croissance de la surface de suie.

$$\dot{\omega}_{N_s,inc} = C_\alpha N_A \rho^2 T^{1/2} X_F e^{-T_\alpha/T} \quad (2.63)$$

$$\dot{\omega}_{N_s,coa} = -\frac{C_\beta}{N_A} T^{1/2} N_s^2 \quad (2.64)$$

$$\dot{\omega}_{M_s,inc} = \frac{C_\delta}{N_A} \dot{\omega}_{N_s,inc} \quad (2.65)$$

$$\dot{\omega}_{M_s,gro} = C_\gamma \rho T^{1/2} X_F e^{-T_\gamma/T} N_s^{1/3} M_s^{2/3} \quad (2.66)$$

Où N_A est le nombre d'Avogadro, $N_A = 6.022 \times 10^{23} \text{ mol}^{-1}$

X_F est la fraction molaire de combustible

$$C_\alpha = 6.54 \times 10^4 \text{ (m}^3 \text{kg}^{-2} \text{K}^{-1/2} \text{s}^{-1}\text{)}$$

$$C_\beta = 1.3 \times 10^7 \text{ (m}^3 \text{K}^{-1/2} \text{s}^{-1}\text{)}$$

$$C_\delta = 144 \text{ (kg)}$$

$$C_\gamma = 0.1 \text{ (m}^3 \text{kg}^{-2/3} \text{K}^{-1/2} \text{s}^{-1}\text{)}$$

$$T_\alpha = 4.6 \times 10^4 \text{ (K)}$$

$$T_\gamma = 1.26 \times 10^4 \text{ (K)}$$

c. Modèle Smoke Point

L'idée fondamentale du modèle Smoke Point est que tout au long de la hauteur d'une flamme non pré-mélangée, on peut distinguer deux régions en termes de processus de suie [52, 53] : la suie commence à se former par la condensation des HAP (Hydrocarbures Aromatiques Polycycliques) à une fraction de mélange critique (ceci est désignée comme la fraction de mélange naissante, Z_C). Il existe une fraction de mélange Z_{SO} où la formation de suie se termine et l'oxydation de suie commence. Les fractions de mélange Z_{SO} et Z_C sont deux limites qui déterminent les régions de formation et d'oxydation de suie. Le taux de production de suies est donc exprimé comme ci-dessous :

$$\dot{\omega}_{M_s} = \begin{cases} \dot{\omega}_{sf} + \dot{\omega}_{ox,s} & (Z \in [Z_{SO}, Z_C]) \\ \dot{\omega}_{ox,s} & (Z \in [0, Z_{SO}]) \end{cases} \quad (2.67)$$

Où: $\dot{\omega}_{sf}$ est le taux de formation de suie

$\dot{\omega}_{ox,s}$ est le taux d'oxydation de suie (développé dans la partie d)

Le modèle Smoke Points ne résout que le bilan de masse pour la densité massique de suie M_s (équation 2.55). $\dot{\omega}_{sf}$ est calculé comme suivant:

$$\dot{\omega}_{sf} = A_f \rho^2 \left(Y_{F,0} \frac{Z-Z_{st}}{1-Z_{st}} \right) T^\gamma e^{-T_a/T} \quad (2.68)$$

Où: $Y_{F,0}$ est la fraction massique du combustible dans l'écoulement initiale du carburant (combustible pur - $Y_{F,0} = 1.0$)

A_f est un facteur pré-exponentielle qui dépend du type de combustible utilisé, γ est l'exposant de la température ($\gamma = 2.25$), T_a est la température d'activation ($T_a = 2000 K$).

Z est la fraction de mélange:

$$Z = Y_F + Y_{CO} \frac{M_F}{M_{CO}} + Y_{CO_2} \frac{M_F}{M_{CO_2}} + Y_S \frac{M_F}{M_S} \quad (2.69)$$

Il est à noter que dans l'équation (2.69), les termes M_i représentent les masses molaires des espèces chimiques: $M_{CO} = 28, M_{CO_2} = 44, M_S = 12$ (la suie ne se compose que de carbone).

Z_{st} est la fraction de mélange stœchiométrique: $Z_{st} = \frac{1}{1+s}$, s est le coefficient stœchiométrique massique du comburant: $F + sO \rightarrow (1+s)P$

Les essais expérimentaux montrent que le temps de la formation de suie de chaque flamme est proportionnel à la hauteur de son point de fumée laminaire: LSP (Laminar Smoke Point) [52, 53]. La hauteur de point de fumée est la hauteur de la flamme juste avant le début de la libération de fumée visible. Le facteur pré-exponentiel A_f est inversement proportionnel à LSP. Pour un combustible quelconque, son facteur A_f est calculé comme suivant:

$$\frac{A_{f,F}}{A_{f,\text{éthylène}}} = \frac{LSP_{\text{éthylène}}}{LSP_F} \quad (2.70)$$

Où: $LSP_{\text{éthylène}} = 0.106 m$

$$A_{f,\text{éthylène}} = 4 \times 10^{-5}$$

Les données expérimentales de la mesure de LSP de différents combustibles sont fournies dans [54].

Le tableau 2.1 présente la hauteur de point de fumée laminaire et le facteur pré-exponentiel de quelques combustibles usuels.

Combustible	LSP (m)	$A_f (\times 10^{-5})$
Méthane (CH ₄)	-	0.1
Acétylène (C ₂ H ₂)	0.019	22.3
Ethylène (C ₂ H ₄)	0.106	4.0
Propane (C ₃ H ₈)	0.162	2.6
Propylène (C ₃ H ₆)	0.029	14.6
Heptane (C ₇ H ₁₆)	0.147	2.9
Dodécane (C ₁₂ H ₂₆)	0.137	3.1

Tableau 2.1 LSP et A_f de quelques combustibles

Les limites Z_{SO} et Z_C pour chaque combustible C_xH_y peuvent être dérivées empiriquement de sa fraction de mélange stœchiométrique Z_{st}

$$Z_C = 2.5 \times Z_{st} \quad (2.71)$$

$$Z_{SO} = \frac{0.6}{0.6 + \left(\frac{1}{Z_{st}} - 1\right) / \left(2 + \frac{y}{2x}\right)} \quad (2.72)$$

d. Modèle de l'oxydation de suie

Les modèles de formation de suie impliqués sont couplés avec un modèle de l'oxydation de suie afin de prendre en compte la combustion de suie. On a supposé que la suie ne se compose que de carbone. L'oxydation de suie est donc l'oxydation de carbone:



Le coefficient stœchiométrique massique de suie $s_C = \frac{M_{O_2}}{M_C}$

On a adopté deux approches pour calculer le taux de réaction de suie

- Approche EDC: $\dot{\omega}_{ox,s} = -\frac{\rho}{\tau_{EDC}} \min\left(Y_{CO}; \frac{Y_{O_2}}{s_C}\right)$ (2.73_b)

- Approche cinétique: $\dot{\omega}_{ox,s} = -A_O X_{O_2} T^{1/2} e^{-E_{a,O}/RT}$ (2.73_c)

Avec: A_O est le facteur pré-exponentiel et $E_{a,O}$ est l'énergie d'activation

$$A_O = 120 \text{ kg.m/kmol/s/K}^{0.5}, E_{a,O} = 163540 \text{ J/mol}$$

En fait tous les modèles de suie évoqués sont développés à partir des mesures de flamme laminaire. Dryer et Glassman [55] ont considéré qu'en régime turbulent, l'oxydation de monoxyde de carbone est beaucoup plus forte que celle en régime laminaire. Dans leurs études, la proportion entre le taux de l'oxydation de CO en régime turbulent et celui en régime laminaire est de l'ordre de dix puissance 8. De manière analogue à l'étude de Dryer et Glassman, on suppose que la turbulence accélère fortement l'oxydation de suie et cet effet peut être simplement tenu en compte dans l'approche cinétique en réglant le coefficient A_O . Cependant, l'interaction entre la turbulence et la suie est encore mal comprise. La validité des modèles varie beaucoup lorsque la configuration ou le combustible sont modifiés, entraînant la variation de l'intensité de la turbulence.

Le taux de l'oxydation de suie $\omega_{ox,s}$ est ajouté dans les modèles comme suivant:

- Modèle de Magnussen et modèle de Moss:
$$\begin{cases} \dot{\omega}_{N_s} = \dot{\omega}_{N_s} \\ \dot{\omega}_{M_s} = \dot{\omega}_{M_s} + \dot{\omega}_{ox,s} \end{cases}$$
- Modèle Smoke Points $\omega_s = \begin{cases} \dot{\omega}_{sf} + \dot{\omega}_{ox,s} & (Z \in [Z_{so}, Z_c]) \\ \dot{\omega}_{ox,s} & (Z \in [0, Z_{so}]) \end{cases}$

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 un tiers de la puissance du feu est due au rayonnement de la flamme. 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, 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 écrit comme ci-dessous:

$$\frac{1}{c} \frac{\partial I_\lambda}{\partial t} + \vec{s} \cdot \nabla I_\lambda = S_{\text{émission}} + S_{\text{absorption}} + S_{\text{diffusion}} \quad (2.74)$$

Ici : c est la vitesse de propagation des ondes électromagnétiques dans le vide: $c = 3 \cdot 10^8 m/s$

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

$$I_{\lambda b} = \frac{2\hbar c^2}{\lambda^5 (e^{\hbar c/k_b \lambda T} - 1)}$$

\hbar est la constante de Planck et k_b est la constante de Boltzmann

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

$S_{diffusion}$ caractérise la diffusion du milieu

La résolution de l'équation 2.74 est assez lourde et dans la pratique, les 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 industrielles. Le terme temporel peut donc être négligé.

- Le milieu est non diffusant et le coefficient d'absorption est égal au coefficient d'émission.

La forme simplifiée de l'équation 2.69 est écrite comme suivant:

$$\vec{s}\nabla I_\lambda = k_\lambda (I_{\lambda b} - I_b) \quad (2.75)$$

Il faut résoudre l'équation 2.75 sur chaque longueur d'onde, c'est encore un gros travail. Pour simplifier plus la résolution, on peut appliquer l'hypothèse de milieu gris, l'absorption et l'émission ne dépendent plus de la longueur d'onde.

$$\vec{s}\nabla I = k(I_b - I) \quad (2.76)$$

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

Le flux radiatif \dot{q}_r'' dans l'équation de l'énergie (cf. équations 2.5 et 2.6) est calculé à partir de l'intensité I , on a alors:

$$-\nabla \cdot \dot{q}_r'' = k(U - 4\pi I_b) \text{ avec } U = \int_0^{4\pi} I d\Omega \quad (2.77)$$

Le coefficient d'absorption k est divisé en deux parties: la partie concernant les gaz k_g et la partie concernant la suie k_s .

$$k = k_g + k_s \quad (2.78)$$

Avec: $k_s = C_s f_v T$, C_s est une constante empirique: $C_s = 1226 \text{ m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$ et f_v est la fraction volumique de suie.

Le k_g est calculé par le modèle de bande étroite RadCal [56] implanté par défaut dans le code FDS. Au début d'une simulation, le coefficient d'absorption k_g est tabulé en fonction de la fraction de mélange et de la température. Les conditions aux limites pour l'intensité de rayonnement d'une paroi grise diffusante est donnée comme suivant:

$$I_w(s) = \frac{\varepsilon \sigma T_w^4}{\pi} + \frac{1-\varepsilon}{\pi} \int I_w(s') |s' \cdot n_w| ds' \quad (n_w s' < 0) \quad (2.79)$$

Ici: $I_w(s)$ est l'intensité sur la paroi, T_w est la température de la surface de paroi et ε est l'émissivité.

2.6. Approche de modélisation de l'évaporation de liquide

Le débit massique surfacique \dot{m}'' est une grandeur caractéristique du feu. Il est égal au taux d'évaporation du combustible liquide. Il est donc nécessaire de prendre en compte le processus de la vaporisation du liquide dans la combustion des liquides. Dans notre étude, on considère deux approches: l'approche non prédictive où \dot{m}'' est imposée et l'approche semi prédictive où le débit calorifique est obtenu directement en prenant en compte les échanges de chaleur entre la flamme et la surface du liquide (couplage du bilan thermique).

2.6.1 Approche non prédictive

Avec l'approche non prédictive, le profil du débit massique expérimental est imposé au niveau de la surface du liquide, l'évaporation est donc négligé, le foyer devient un brûleur. Cette approche permet d'éviter la modélisation de l'évaporation de liquide, ce qui est toujours une épreuve pour la simulation en particulier au cours de la combustion.

2.6.2 Approche semi prédictive

L'évaporation du fuel liquide est contrôlée par l'équation de Clausius Clapeyron. La fraction volumique de vapeur de combustible à la surface est donc une fonction de la température du combustible liquide :

$$X_{comb,s} = \exp \left[-\frac{h_v W_{comb}}{R} \left(\frac{1}{T_s} - \frac{1}{T_{eb}} \right) \right] \quad (2.80)$$

Avec : R est la constante molaire des gaz parfaits : $R = 8.314 \text{ Jmol}^{-1} \text{ K}^{-1}$

T_s est la température de surface d'évaporation (l'interface liquide-gaz)

T_{eb} est la température d'ébullition du combustible liquide

La température T_l dans le réservoir de liquide est traitée par une équation de conduction thermique monodimensionnelle:

$$\rho_l c_l \frac{\partial T_l}{\partial t} = \frac{\partial}{\partial x} \lambda_l \frac{\partial T_l}{\partial x} + \dot{q}_{l,c}''' + \dot{q}_{l,r}''' \quad (2.81)$$

Où: x est la profondeur dans le liquide, la surface d'évaporation se situe à $x = 0$

ρ_l, c_l et λ_l sont la densité, la chaleur spécifique volumique et la conductivité thermique de liquide

$\dot{q}_{l,c}'''$ est la chaleur de l'évaporation

$\dot{q}_{l,r}'''$ est l'émission radiative et l'absorption radiative dans le liquide et est estimée par un modèle deux-flux basé sur l'approximation de Schuster-Schwarzschild [57].

La température de l'interface T_s est considérée égale à la température moyenne de deux premiers nœuds:

$$T_s = 0.5(T_l(x = 0) + T_l(x = \delta_x)) \quad (2.82)$$

La fraction massique $Y_{F,s}$ de vapeur de combustible à la surface est calculée à partir de sa fraction volumique $X_{F,s}$ comme ci-dessous :

$$Y_{F,s} = X_{F,s} \frac{M_F}{M} \quad (2.83)$$

Pour modéliser l'évaporation du combustible liquide, on utilise un modèle empirique qui est basé sur l'évaporation le long d'un film du liquide [58]. Une formule empirique est utilisée pour calculer \dot{m}'' :

$$\dot{m}'' = \frac{\rho_g \alpha_g}{l} \times Nu \times \ln(B + 1) \quad (2.84)$$

La perte de masse du liquide est divisée en deux aspects: aspect de transfert de chaleur représenté par Nu et aspect thermodynamique représenté par B .

- Nu est le nombre de Nusselt : un nombre adimensionnel utilisé qui représente le rapport entre le transfert thermique par convection et le transfert par conduction. Dans notre calcul, la surface d'évaporation est horizontale, le nombre de Nusselt est déterminé comme suivant :

$$Nu = 0.664 Re_g^{1/2} Pr_g^{1/3} \quad (2.85)$$

- B : nombre de transfert de masse en surface d'évaporation. B est calculé empiriquement comme suivant :

$$B = \begin{cases} B_Y = \frac{Y_{F,\infty} - Y_{f,S}}{Y_{F,S} - Y_{F,R}} (T_\infty < T_b) : \text{évaporation pure} & (a) \\ B_C = \frac{\Delta H_c f Y_{O_\infty} + c_g (T_\infty - T_s)}{\Delta H_{vap} + c_l (T_s - T_R)} (T_\infty > T_b) : \text{au cours de la combustion} & (b) \end{cases} \quad (2.86)$$

Avec : f est la proportion massique stoechiométrique Combustible/Oxygène

Y_{O_∞} est fraction massique de l'oxygène de l'écoulement libre

T_∞ est la température de l'écoulement libre

T_R est la température de combustible liquide dans son réservoir

$Y_{F,R}$ est la fraction massique de combustible liquide dans son réservoir

T_b est la température d'ébullition de liquide

Dans l'équation 2.86, l'évaporation du liquide est divisée en deux périodes, période sans combustion et période avec combustion mais la transition entre deux périodes n'est pas modélisée. On voit que l'évaporation pure contribue seulement pour initier le feu lorsque $T_s \ll T_b$. La modélisation de la phase d'allumage et l'initiation du feu est encore un grand défi. Pour simplifier le modèle, on tente d'appliquer une approche semi-prédictive: on considère qu'au début du feu, le feu confiné-ventilé se comporte comme un feu en milieu ouvert. En fait, les résultats expérimentaux de Lassus [1] ont montré que dans les premiers instants du feu dans un caisson confiné, lorsque le feu est encore suffisamment oxygéné, son développement est similaire à un feu en milieu ouvert. Cette hypothèse a été aussi retenue dans les simulations numériques de Nasr [23]. Les données expérimentales d'un feu bien ventilé sont imposées au foyer dans les cent premières secondes pour simuler la croissance du feu au début et puis, le modèle de pyrolyse est couplé:

On a donc: $t < 100$ (s) : $\dot{m}'' = \dot{m}''$ expérimentale (feu ouvert)

$$t > 100 \text{ (s)} : \dot{m}'' = \frac{\rho_g \alpha_g}{l} 0.664 Re_g^{1/2} Pr_g^{1/3} \ln(B + 1)$$

On voit que le débit massique du combustible dépend aussi de la concentration en oxygène ambiante (par le terme Y_{O_∞}). Ceci permet de prendre en compte l'effet de la sous-ventilation sur l'évaporation du liquide. On considère que l'approche semi prédictive permettra à notre simulation de moins dépendre des données expérimentales. Pour effectuer l'approche non prédictive, il faut fournir le débit massique d'une expérience de feu confiné-ventilé de mêmes conditions (configuration, régime de ventilation, durée du feu). Pour l'étude semi-prédictive, on n'a besoin que de la perte de masse d'un feu ouvert dans les premiers instants.

2.7 Modèle d'extinction de la flamme utilisé dans FDS

Une flamme de diffusion immergée dans une atmosphère viciée s'éteint avant de consommer tout l'oxygène disponible de l'atmosphère. Ce même concept a été appliqué dans les versions de FDS afin de déterminer les conditions dans lesquelles la température ambiante locale et la concentration d'oxygène ne peut pas maintenir la flamme [35, 59]. On considère un volume qui est caractérisé par une température T_m , une masse m . La chaleur spécifique moyenne est \bar{c}_p . La fraction massique d'oxygène dans le volume est Y_{O_2} . La combustion complète de combustible dans le volume va dégager une certaine quantité d'énergie. Elle est calculée comme suivant :

$$Q = mY_{O_2} \left(\frac{\Delta H}{r_{O_2}} \right) \quad (2.87)$$

Où : Δ_H est la chaleur de combustion du combustible

r_{O_2} est la proportion massique stoechiométrique entre le combustible et l'oxygène dans la réaction de la combustion.

Le terme $\left(\frac{\Delta H}{r_{O_2}} \right)$ peut être considéré constant pour la majorité des combustibles usuels rencontrés dans les applications incendies. Sa valeur approximative est de 13100 J.kg^{-1} . Dans les conditions adiabatiques, la chaleur dégagée disponible dans le volume augmente la température des gaz dans le volume:

$$Q = m\bar{c}_p(T_f - T_m) \quad (2.88)$$

Où T_f est la température de la flamme.

La chaleur spécifique moyenne des gaz dans le volume peut être calculée à partir de la composition du mélange des produits de la combustion comme suivant :

$$\bar{c}_p = \frac{1}{T_f - T_m} \sum_{\alpha} \int_{T_m}^{T_f} c_{p,\alpha}(T) dT \quad (2.89)$$

Pour simplifier l'analyse, les produits de la combustion sont supposés avoir une chaleur spécifique moyenne de $1.1 \text{ kJkg}^{-1}\text{K}^{-1}$ pour les températures considérées. La relation entre la fraction massique d'oxygène et la température de la flamme est donc comme suivant :

$$Y_{O_2} = \frac{\bar{c}_p(T_f - T_m)}{\Delta H / r_{O_2}} \quad (2.90)$$

Si la température adiabatique critique de la flamme est supposée être égale à 1700K, la relation entre celle-ci et la fraction massique limitée par l'oxygène est donc comme suivant :

$$Y_{O_2,lim} = \frac{\bar{c}_p(T_{f,lim}-T_m)}{\Delta H/r_{O_2}} \approx \frac{1.1 \times (1700 - T_m)}{13100} \quad (2.91)$$

La relation (2.86) est illustrée sur la Figure 2.6. Si on considère que la température T_m du volume est de 300 K (proche la température ambiante), la fraction massique limite d'oxygène est donc 0.118.

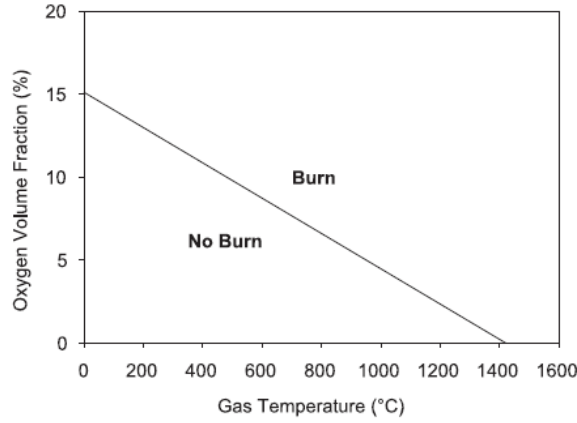


Figure 2.6 Loi empirique de l'extinction locale

2.8 Optimisation du maillage

Afin de prédire la taille optimale du maillage au niveau du feu, FDS fournit la formule suivante:

$$D^* = \left[\frac{\dot{Q}}{\rho_\infty c_{p,\infty} T_\infty \sqrt{g}} \right]^{2/5} \quad (2.92_a)$$

Où: \dot{Q} est la puissance caractéristique du feu (kW), obtenue à partir des résultats expérimentaux

ρ_∞ est la densité de l'air ($\rho_\infty = 1.25 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3}$)

$c_{p,\infty}$ est la chaleur massique de l'air ($c_{p,\infty} = 1000 \text{ J} \cdot \text{kg}^{-1} \text{K}^{-1}$)

T_∞ est la température de l'air ($T_\infty = 298 \text{ K}$)

D^* est le diamètre caractéristique du feu (m)

g est l'accélération de gravité ($g=9.8 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2}$)

La dimension de chaque maille au niveau du feu ne doit pas dépasser la valeur δ suivante:

$$\delta = \frac{D^*}{10} \quad (2.92_b)$$

On voit que la formule ci-dessus nous donne seulement une limite supérieure pour le raffinement du maillage. On s'accorde que: plus la taille de maillage est raffinée, plus les phénomènes caractéristiques du feu sont représentés précisément. Cependant, si le maillage est très serré, le temps de calcul devient très grand. Ainsi, il est nécessaire de faire un compromis entre précision et temps de calcul en trouvant une taille optimale. En fait, plus la taille de la maille est importante, notamment au

niveau de la source d'allumage, plus l'énergie thermique est dissipée et donc il n'y a pas assez de production de chaleur thermique pour enflammer le combustible. En revanche, si le nombre de mailles est suffisamment important, les différents phénomènes caractéristiques du feu sont mieux prédits par le code.

2.9 Méthode numérique

La résolution des équations de conservations fondamentales est basée sur la méthode des différences finies. Toutes les dérivées spatiales sont approchées par différences finies de second ordre et les variables d'écoulement sont mis à jour en temps en utilisant un schéma prédicteur – correcteur de second ordre explicite. Tout d'abord, les équations simplifiées sont représentées:

- Equation de continuité:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \vec{u}) = 0$$

- Equation des espèces

$$\frac{\partial}{\partial t} (\rho Y_i) + \nabla \cdot (\rho \vec{u} Y_i) = \nabla \cdot (\rho D_i \nabla Y_i) + \dot{W}_i'''$$

- Equation de quantité de mouvement

$$\frac{\partial \vec{u}}{\partial t} - \vec{u} \times \vec{\omega} + \nabla H_1 + \left(\frac{1}{\rho} - \frac{1}{\rho_\infty} \right) \nabla \tilde{p} = \frac{1}{\rho} \nabla \cdot \bar{\tau}, H_1 = \frac{|\vec{u}|^2}{2} + \frac{\tilde{p}}{\rho_\infty}$$

- Equation de pression

$$\nabla^2 H_1 = - \frac{\partial \nabla \cdot \bar{\tau}}{\partial t} - \nabla \cdot F, F = -\vec{u} \times \vec{\omega} + \left(\frac{1}{\rho} - \frac{1}{\rho_\infty} \right) \nabla \tilde{p} - \frac{1}{\rho} \nabla \cdot \bar{\tau}$$

- Equation d'état

$$\bar{p}_m = \frac{\rho TR}{M}$$

2.9.1 Discrétisation temporelle

La simulation commence avec les conditions de l'ambiance. Au début de chaque pas de temps, la densité ρ^n , les fractions massiques des espèces Y_i^n , la vitesse \vec{u}^n , la pression de base \bar{p} et le terme de pression modifié H_1^n sont bien connus et les autres grandeurs peuvent être dérivées. Les grandeurs au pas de temps $(n+1)$ sont calculées à partir de leur valeur au pas n par un schéma prédicteur correcteur explicite. Dans les équations qui suivent, l'exposant $(n+1)_e$ se réfère à la valeur estimée au pas de temps $(n+1)$.

- Les quantités thermodynamiques ρ , Y_i et \bar{p} sont estimées au pas de temps prochain par la méthode Euler explicite. Ces quantités permettent d'estimer la divergence de flux $\nabla \cdot \vec{u}^{(n+1)_e}$. Par exemple, la densité est estimée comme suivant:

$$\rho^{(n+1)e} = \rho^n - \delta t (\vec{u}^n \nabla \rho^n + \rho^n \nabla \cdot \vec{u}^n)$$

• L'Equation de pression est résolue directement par la méthode de transformée de Fourier rapide (FFT).

$$\nabla^2 H_1^n = -\frac{(\nabla \cdot \vec{u})^{(n+1)e} - (\nabla \cdot \vec{u})^n}{\delta t} - (\nabla \cdot F)^n$$

• La vitesse $\vec{u}^{(n+1)e}$ est estimée:

$$\vec{u}^{(n+1)e} = \vec{u}^n - \delta t (F^n + \nabla H_1^n)$$

• Les quantités thermodynamiques ρ , Y_i et \bar{p} sont corrigées. Ces quantités permettent de calculer la divergence corrigée de flux $\vec{u}^{(n+1)}$. Par exemple, la densité estimée $\rho^{(n+1)e}$ est corrigée comme suivante:

$$\rho^{(n+1)} = \frac{1}{2} \left(\rho^n + \rho^{(n+1)e} - \delta t (\vec{u}^{(n+1)e} \nabla \rho^{(n+1)e} + \rho^{(n+1)e} \nabla \cdot \vec{u}^{(n+1)e}) \right)$$

• Le terme de pression est recalculé:

$$\nabla^2 H_1^{(n+1)e} = -\frac{2(\nabla \cdot \vec{u})^{(n+1)} - (\nabla \cdot \vec{u})^{(n+1)e} - (\nabla \cdot \vec{u})^n}{\delta t} - (\nabla \cdot F)^{(n+1)e}$$

• La vitesse est corrigée:

$$\vec{u}^{(n+1)} = \frac{1}{2} \left(\vec{u}^n + \vec{u}^{(n+1)e} - \delta t \left(F^{(n+1)e} + \nabla H_1^{(n+1)e} \right) \right)$$

2.9.2 Discrétisation spatiale

Les dérivées spatiales dans les équations simplifiées sont remplacées par les différences finies de deuxième ordre de précision sur un maillage rectangulaire. Le domaine de calcul est divisé en cellules rectangulaires, chaque cellule est affectée des indices i, j, k qui représentent sa position sur les directions x, y, z . Les quantités scalaires sont assignées au centre des cellules, par exemple ρ_{ijk}^n est la densité de la cellule dont les indices sont i, j, k au nième pas de temps. Les quantités vectorielles comme la vitesse sont assignées aux faces de la cellule, par exemple u_{ijk}^n et $u_{i-1,jk}^n$ correspondent respectivement aux composants de vitesse suivant la direction x sur les faces positives et négatives de la cellule (i, j, k) au nième pas de temps. L'analyse de toutes les dérivées est trop compliquée, pour illustrer le mécanisme, on ne présente que les différences finies pour l'équation de continuité:

• A l'étape de prédiction:

$$\frac{\rho_{ijk}^{(n+1)e} - \rho_{ijk}^n}{\delta t} = -\rho_{ijk}^n (\nabla \cdot \vec{u})_{ijk}^n - \vec{u}_{ijk}^n \nabla \rho_{ijk}^n$$

• A l'étape de correction

$$\frac{\rho_{ijk}^{(n+1)} - \frac{1}{2}(\rho_{ijk}^{(n+1)e} + \rho_{ijk}^n)}{\frac{1}{2}\delta t} = -\rho_{ijk}^{(n+1)e} (\nabla \cdot \vec{u})_{ijk}^{(n+1)e} - \vec{u}_{ijk}^{(n+1)e} \nabla \rho_{ijk}^{(n+1)e}$$

Le terme convectif $(\vec{u}\nabla\rho)_{ijk}$ est traité comme ci-dessous:

$$\begin{aligned} (\vec{u}\nabla\rho)_{ijk} &= \left(u \frac{\partial\rho}{\partial x} + v \frac{\partial\rho}{\partial y} + w \frac{\partial\rho}{\partial z} \right)_{ijk} \\ \left(u \frac{\partial\rho}{\partial x} \right)_{ijk} &= \frac{1}{2} u_{ijk} \frac{\rho_{i+1,j,k} - \rho_{ijk}}{\delta x} + \frac{1}{2} u_{i-1,j,k} \frac{\rho_{ijk} - \rho_{i-1,j,k}}{\delta x} \\ \left(u \frac{\partial\rho}{\partial y} \right)_{ijk} &= \frac{1}{2} u_{ijk} \frac{\rho_{i,j+1,k} - \rho_{ijk}}{\delta y} + \frac{1}{2} u_{i,j-1,k} \frac{\rho_{ijk} - \rho_{i,j-1,k}}{\delta y} \\ \left(u \frac{\partial\rho}{\partial z} \right)_{ijk} &= \frac{1}{2} u_{ijk} \frac{\rho_{i,j,k+1} - \rho_{ijk}}{\delta z} + \frac{1}{2} u_{i,j,k-1} \frac{\rho_{ijk} - \rho_{i,j,k-1}}{\delta z} \end{aligned}$$

2.9.3 Pas de temps numérique

Le pas de temps par défaut est calculé comme suivant:

$$\delta t = 5(\delta x_{min} \delta y_{min} \delta z_{min})^{1/3} / \sqrt{g H_{dm}}$$

Avec δx_{min} , δy_{min} , δz_{min} sont les dimensions de la cellule la plus petite et H_{dm} est la hauteur du domaine de calcul.

Le pas de temps est limité par la vitesse de transport convective et diffusive via deux conditions. La première est la condition de Courant-Friedrichs-Lewy:

$$\delta t \cdot \max\left(\frac{u_{ijk}}{\delta x}, \frac{v_{ijk}}{\delta y}, \frac{w_{ijk}}{\delta z}\right) < 1 \quad (2.93)$$

Les vitesses estimées $u^{(n+1)e}$, $v^{(n+1)e}$, $w^{(n+1)e}$ sont testées à chaque pas de temps pour s'assurer que la condition CFL est satisfaite. Si ce n'est pas le cas, le pas de temps est fixé à 0,8 de la valeur maximale autorisée et les vitesses estimées sont recalculées (et vérifiées à nouveau). La condition CFL affirme que la solution des équations ne peut pas être mise à jour avec un pas de temps plus grand que celle permettant à un paquet de fluide de traverser une cellule. Pour la plupart des calculs à grande échelle où le transport convectif domine la diffusion, la condition CFL limite le pas de temps.

Cependant dans les domaines où le maillage est très raffiné, une deuxième condition domine, c'est le critère de Von Neumann:

$$2 \max\left(v, D, \frac{\lambda}{\rho c_p}\right) \delta t \left(\frac{1}{\delta x^2} + \frac{1}{\delta y^2} + \frac{1}{\delta z^2}\right) < 1 \quad (2.94)$$

2.9.4 Discrétisation de l'équation de transport radiatif

L'équation de transfert radiatif (2.76) est résolue par la méthode de volume finis. Pour obtenir la forme discrétisée de RTE (Radiative Transport Equation), la sphère unité est divisée en un nombre fini

d'angles solides. En chaque cellule du maillage, une équation discrétisée est dérivée en intégrant l'équation (2.76) par rapport au volume de la cellule et l'angle de contrôle $\delta\Omega^l$ afin d'obtenir:

$$\int_{\delta\Omega^l} \int_{V_{ijk}} s' \nabla I(x', s') dx' ds' = \int_{\delta\Omega^l} \int_{V_{ijk}} \kappa(x') [I_b(x') - I(x', s')] dx' ds' \quad (2.95)$$

L'intégrale de volume du terme gauche de l'équation (2.95) est remplacée par une intégrale de surface en appliquant le théorème de divergence. En supposant que l'intensité de rayonnement $I(x, s)$ est constante sur chacune des faces de la cellule, l'intégrale de surface peut être approchée par une somme sur les faces de la cellule. En supposant en outre que $I(x, s)$ est constante dans le volume V_{ijk} et sur l'angle $\delta\Omega^l$, on obtient la formule suivante:

$$\sum_{m=1}^6 A_m I_m^l \int_{\Omega^l} (s' n_m) ds' = \kappa_{ijk} [I_{b,ijk} - I_{ijk}^l] V_{ijk} \delta\Omega^l \quad (2.96)$$

Ici: I_{ijk}^l est l'intensité radiative sur la direction l

I_m^l est l'intensité radiative sur la face m de la cellule

$I_{b,ijk}$ est l'intensité radiative du corps noir dans la cellule

$\delta\Omega^l$ est l'angle solide correspondant à la direction l

V_{ijk} est le volume de la cellule ijk

A_m est l'aire de la face m

n_m est le vecteur normal de la face m

Le système de coordonnées utilisées pour discrétiser l'angle solide est illustré sur la Figure 2.7. Dans notre simulation, on utilise les approches originelles du code pour traiter le rayonnement. Alors, on ne représente que les connaissances globales. Les informations plus détaillées sur les modèles et l'algorithme appliqué pour résoudre l'équation de transport radiatif peuvent être trouvés dans [35].

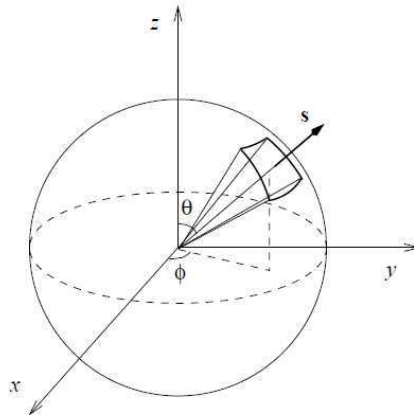


Figure 2. 7 Système de coordonnées de la discrétisation angulaire

2.10 Conclusions

Le feu d'incendie est le couplage de beaucoup de phénomènes complexes. Chaque phénomène peut contribuer à un secteur de recherche scientifique où la théorie physique est large et profonde. Leurs impacts sur la dynamique de la flamme et leurs interactions au cours du feu sont toujours des grands défis non seulement pour la simulation mais aussi pour l'expérience. Dans notre étude, un feu peut durer de mille à mille cinq cents secondes ou plus. Un tel calcul dépense beaucoup de ressources informatiques. Pour éviter d'alourdir la solution numérique, on tente de choisir les modèles empiriques développés à partir d'essais expérimentaux. Ces modèles ne sont pas trop compliqués à mettre en oeuvre et permettent de diminuer le nombre de variables à traiter et par conséquent, diminuent significativement le temps de calcul. On a cité les mécanismes cruciaux du feu de combustible liquide: l'hydrodynamique, la vaporisation de liquide pour former le combustible gazeux, la combustion de vapeur combustible, le rayonnement, la turbulence et la production de suie.

Les équations qui gouvernent le comportement de ce système physique sont simplifiées en adoptant l'hypothèse de faible nombre de Mach. La turbulence est modélisée par l'approche de la simulation des grandes échelles LES où l'effet des petites échelles est représenté par le modèle de Smagorinski via la viscosité turbulente μ_{LES} . La production de suie est prise en compte pas les modèles empiriques où trois mécanismes principaux de la formation de suie sont approchés: la nucléation, le grossissement de la surface et l'oxydation de suie. Le rayonnement est traité par l'hypothèse de milieu gris, le coefficient d'absorption est divisé en deux parties: l'absorption du gaz et l'absorption des suies. L'évaporation de liquide est calculée par deux approches: l'approche non prédictive (la perte de masse de l'expérience est imposée, l'évaporation est négligée) et l'approche semi-prédictive (la perte de masse expérimentale est imposée au cent premières secondes puis, un modèle d'évaporation de liquide est couplé par la prise en compte de transferts de chaleurs vers le liquide). La combustion dans la phase gazeuse est modélisée en appliquant l'hypothèse de la chimie infiniment rapide, le taux de réaction est calculé par la modèle de la dissipation des tourbillons (EDC).

Les dérivées temporelles et spatiales sont remplacées par les différences finies effectuées sur un système de maillages rectilignes. Les quantités temporelles sont mises à jour par un schéma prédicteur-correcteur de seconde ordre. Le pas de temps est estimé automatiquement en satisfaisant les conditions CFL et Von Neumann.

Chapitre 3 Evaluation des modèles numériques sur des feux libres ou semi-confinés

Dans le chapitre précédent, les mécanismes cruciaux qui gouvernent le comportement d'un feu de liquide ont été cités: l'hydrodynamique, la vaporisation de liquide pour former le combustible gazeux, la combustion de vapeur combustible, les transferts de chaleur (rayonnement, convection, conduction) et la production de suie. Dans notre étude, on n'intervient pas sur le schéma numérique pour l'hydrodynamique et les transferts de chaleur. On réutilise les approches fournies par FDS qui ont bien été vérifiées et validées. En revanche, le modèle de combustion, la production de suie et la vaporisation de liquide ont été modifiés. Avant d'effectuer la simulation sur la configuration principale dont la géométrie est assez compliquée (le système de ventilation est couplé au caisson en feu), on considère qu'il est nécessaire d'évaluer les potentialités des modèles apportés sur des configurations plus simples et plus usuels de la littérature. C'est l'objectif principal de ce chapitre. Les données auxquelles on s'intéresse sont: la température, la vitesse et les concentrations des espèces.

Deux types d'expériences sont choisis: le feu en milieu ouvert et le feu de compartiment. Les feux de nappe en milieu ouvert sont très utilisés par les expérimentateurs car ils permettent d'étudier le comportement de la flamme sans les interactions induites par la présence des parois du compartiment. Les expériences concernent le plus souvent des flammes de moyennes puissances réalisables en laboratoire. Les combustibles utilisés sont soit des hydrocarbures liquides comme l'heptane, soit des combustibles gazeux injectés à travers des brûleurs poreux. Cette dernière méthode permet d'obtenir un débit de combustible réaliste par rapport aux débits de pyrolyse rencontrés dans les feux tout en évitant son interaction avec le flux radiatif émis par la flamme. Le feu de compartiment étudié est largement présent dans la littérature car l'essai est relativement simple, d'échelle moyenne et est assez représentatif des phénomènes rencontrés dans une configuration réelle. Il permet de tester la représentation des couplages induits par la présence des parois tels que le rayonnement de la couche de fumées piégées dans le compartiment, le rayonnement des parois et l'entraînement d'air à travers l'ouverture, paramètres clés dans l'évolution des feux de compartiment.

Pour toutes les simulations effectuées dans ce chapitre, le feu est simulé par l'approche non prédictive: la puissance du feu est imposée au niveau du foyer.

3.1 Feu de nappe en milieu ouvert

Les calculs effectués pour la validation en milieu ouvert sont représentés dans le Tableau 3.1. Les évolutions de la température et de la vitesse seront validées avec un feu de nappe de méthanol ($\dot{Q}=24.6$ kW) [60, 61] et des feux de propane [62] : un feu bidimensionnel ($\dot{Q}=24.5$ kW) et un feu vertical ($\dot{Q}=54.7$ kW). Les feux de nappe de propane et propylène dont la puissance est plus élevée ($\dot{Q}=178$ kW) [63, 64] seront utilisés pour valider le modèle sur les concentrations des espèces et la production de suie.

Cas test	Combustible	Taille du foyer	Puissance du feu (kW)	Données expérimentale
Configuration 1	Méthanol	D=30.4 cm	24.6	Température, vitesse
Configuration 2	Propane	25 cm × 40 cm	24.5	Température, vitesse
Configuration 3	Propane	100 cm × 40 cm	54.7	Température, vitesse
Configuration 4	Propane, propylène	76 cm	178	Espèces, suie

Tableau 3.1 Les configurations considérées pour le feu ouvert

3.1.1 Configuration 1

Le feu étudié est une flamme de méthanol dont le diamètre de nappe est de 30.5 cm. Le taux d'alimentation du méthanol est de 1.07 g/s donnant une puissance d'environ 24.6 kW. La nappe circulaire est approximée par une nappe carrée de même aire. La taille du carré est calculée comme

suisant: $\sqrt{\pi \times \frac{30.5^2}{4}} \approx 27(\text{cm})$. La taille du domaine de calcul est 90 cm × 90 cm x 160 cm.

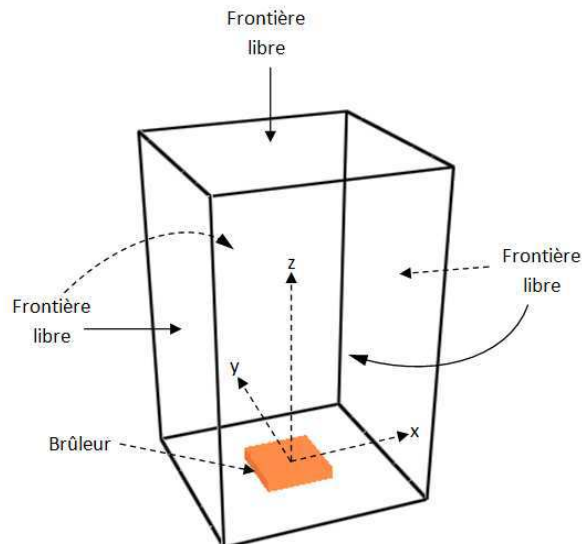


Figure 3.1 Domaine de calcul

a. Etude de la sensibilité du maillage

Une étude de la sensibilité du maillage est réalisée avec trois maillages:

- ▶ Maillage 1 (M1) : maillage uniforme, la taille d'une maille est $2\text{ cm} \times 2\text{ cm} \times 2\text{ cm}$
- ▶ Maillage 2 (M2) : maillage uniforme, la taille d'une maille est $1.5\text{ cm} \times 1.5\text{ cm} \times 1.5\text{ cm}$
- ▶ Maillage 3 (M3) : maillage uniforme, la taille d'une maille est $1\text{ cm} \times 1\text{ cm} \times 1\text{ cm}$

• Température

Les Figures 3.2, 3.3 présentent l'évolution de la température sur l'axe transversal x , à $z = 2\text{ cm}$, et $z = 18\text{ cm}$

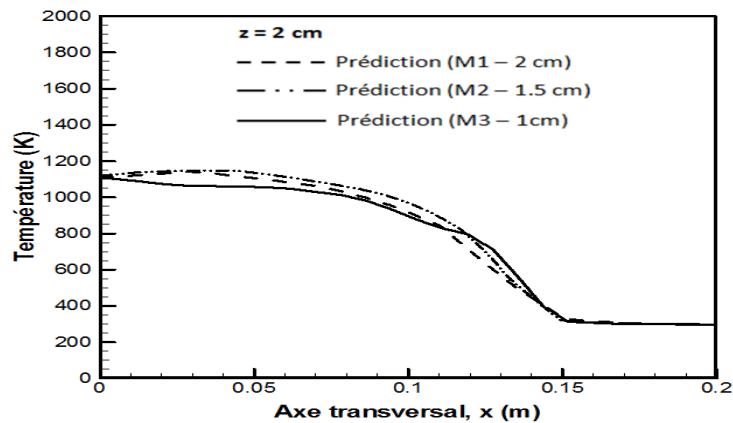


Figure 3.2 Evolution de \bar{T} sur l'axe transversal x , à $z = 2\text{ cm}$

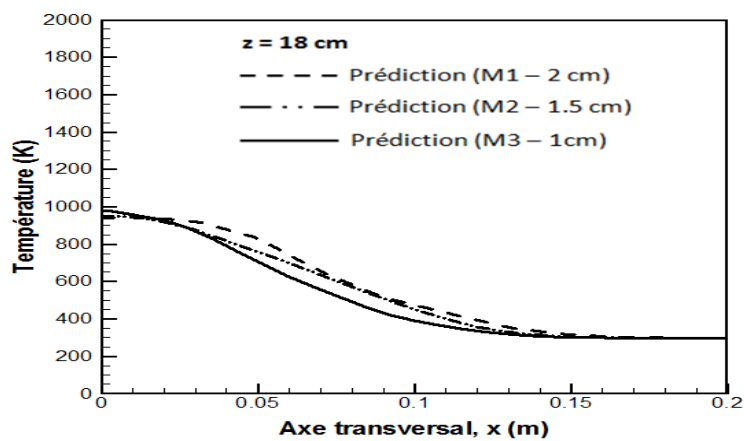


Figure 3.3 Evolution de \bar{T} sur l'axe transversal x à $z = 18\text{ cm}$

• La vitesse axiale

Les Figures 3.4 et 3.5 présentent l'évolution de la vitesse axiale sur l'axe transversal x , à $z = 18\text{ cm}$ et $z = 30\text{ cm}$. A partir des figures présentées au-dessus, on voit que les trois maillages utilisés nous donnent des prédictions assez identiques de la température et de la vitesse axiale (l'incertitude

du calcul est inférieure à 10%). Il semble que dans ce calcul avec le modèle EDC, le maillage M1 (2cm) est déjà convenable. Dans ce cas là, le temps de calcul est réduit significativement. Lorsque l'on applique la formule fournie par FDS pour optimiser la taille du maillage (cf. chapitre 2), avec la puissance du feu de 24.6 kW, on trouve: $D^* = 0.213 \rightarrow \delta \leq 0.0213 \text{ (m)} = 2.13 \text{ cm}$. On voit que l'optimisation de FDS est en bon accord avec l'étude de sensibilité du maillage. Avec les calculs suivants dans ce chapitre, on ne présente plus l'étude de sensibilité du maillage car leurs maillages sont optimisés par FDS.

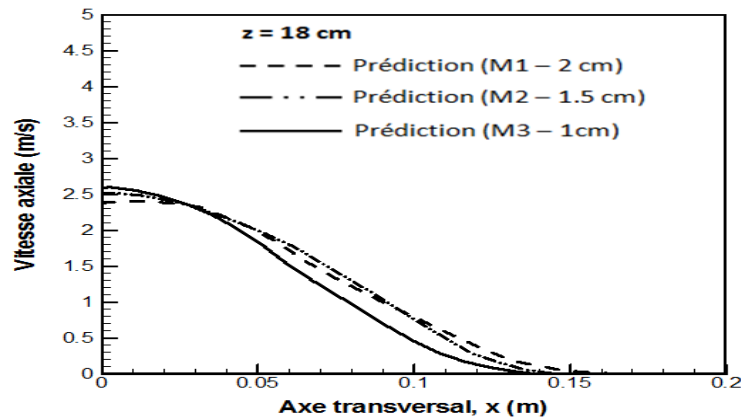


Figure 3.4 Evolution de \bar{w} sur l'axe transversal x, à z = 18 cm

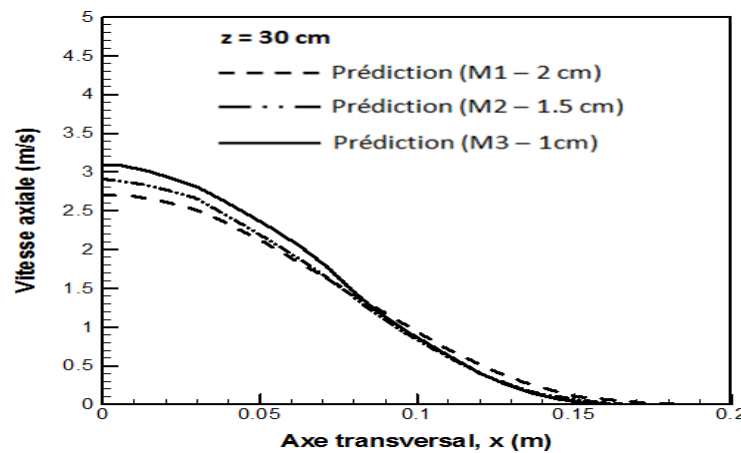


Figure 3.5 Evolution de \bar{w} sur l'axe transversal x, à z = 30 cm

b. Evaluation du modèle sous maille pour la modélisation de la turbulence

L'énergie cinétique turbulente et la dissipation sont deux quantités caractéristiques de la turbulence. Pour les calculer, on utilise un modèle de sous maille (SGS – subgrid scale) où l'énergie cinétique k_{SGS} et sa dissipation ε_{SGS} sont liées par la formule suivante:

$$\varepsilon_{SGS} = C_{\mu} \frac{(k_{SGS})^{\frac{3}{2}}}{\Delta}$$

Dans le chapitre 2, on a abordé deux modèles de sous maille pour évaluer l'énergie cinétique et la dissipation de la turbulence: une approche algébrique (équation 2.22) et une approche d'une équation de transport pour l'énergie cinétique de la turbulence (équation 2.24). La première approche est l'approche par défaut du code FDS. Les études de vérification et de validation ont bien montré que cette approche satisfait bien la plupart des applications de l'incendie. Cette approche est appliquée pour tous les calculs. L'inconvénient bien connu de celle-ci est la sous-estimation de l'énergie cinétique de la turbulence. Pour cette raison, on ajoute la deuxième approche où k_{SGS} est calculé par une équation convection-diffusion. Il est à noter que dans les flammes d'incendie, ce sont les grands tourbillons qui dominant, l'effet des petites structures est très faible. Par conséquent, l'amélioration du modèle de sous maille ne contribue pas beaucoup à la précision du schéma numérique et de plus, une équation ajoutée peut alourdir le calcul. Notre objectif ici est seulement de faire une évaluation diagnostique. Et pour simplifier les légendes, l'approche algébrique est nommée SGS1 (équation 2.22) et la deuxième est nommée SGS2 (équation 2.24).

Sur les Figures 3.6 et 3.7, on présente l'évolution de l'énergie cinétique de la turbulence sur le plan médian à $z = 18$ cm et 30 cm au dessus du brûleur. On voit que l'énergie cinétique prédite par l'approche SGS2 est plus élevée que celle prédite par SGS1. La différence maximale est d'environ 30%. La température et la vitesse axiale obtenues avec SGS1 et SGS2 à $z = 18$ cm sont présentées sur les Figures 3.8 et 3.9. Malgré le décalage de l'énergie cinétique turbulente, les quantités moyennes prédites par deux approches sont presque identiques. Cela montre que l'influence des structures de sous maille sur le feu est très faible.

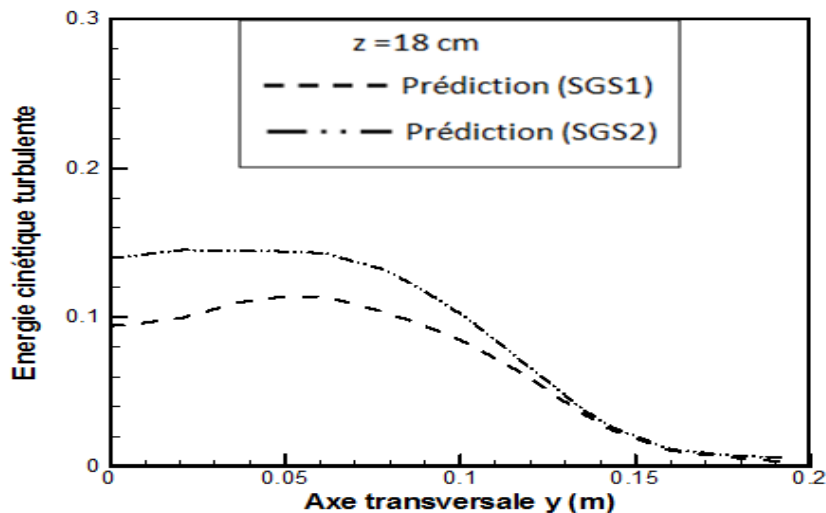


Figure 3.6 Evolution de l'énergie cinétique turbulente sur l'axe transversal y, à $z = 18$ cm

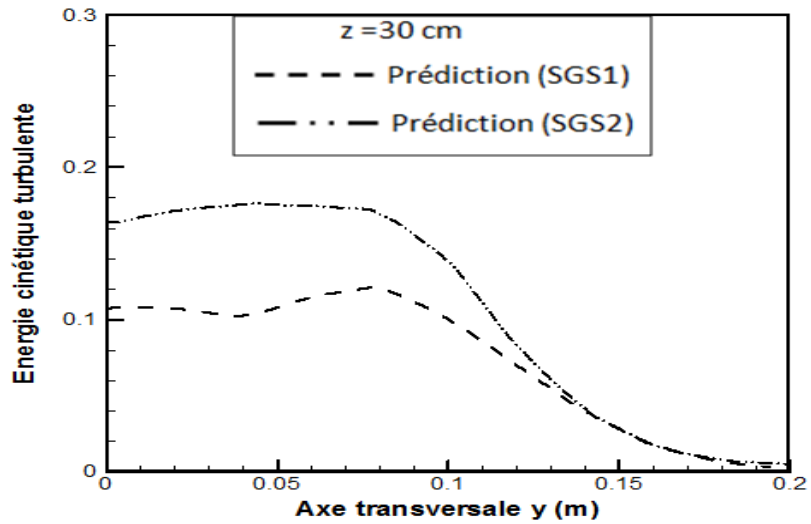


Figure 3.7 Evolution de l'énergie cinétique turbulente sur l'axe transversal y, à $z=30$ cm

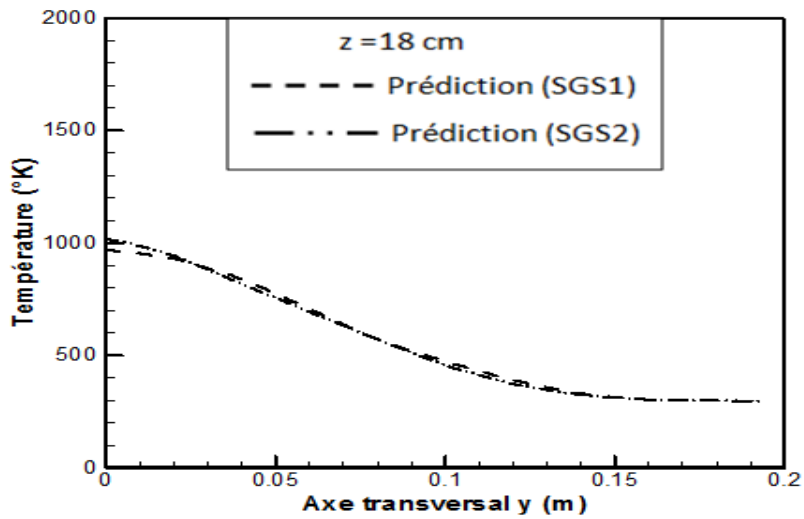


Figure 3.8 Evolution de la température prédite avec SGS1 et SGS2 sur l'axe transversal y, à $z=18$ cm

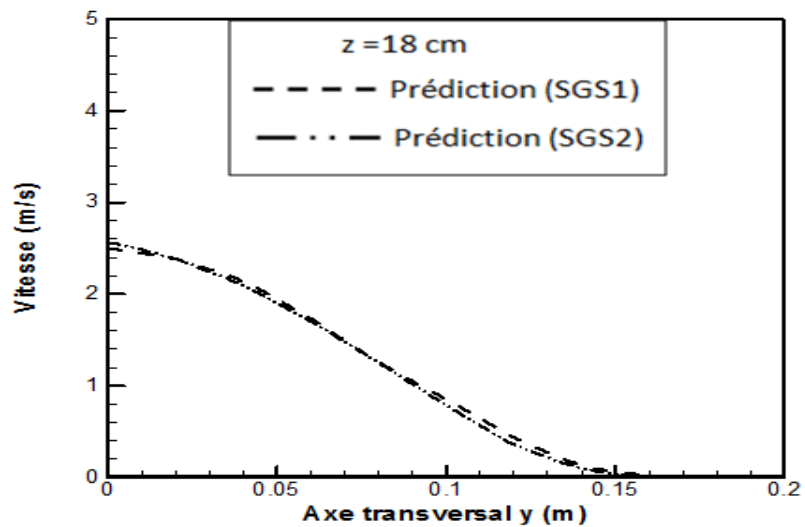


Figure 3.9 Evolution de la vitesse axiale prédite avec SGS1 et SGS2 sur l'axe transversal y, à $z=18$ cm

Les Figures 3.10 et 3.11 présentent respectivement les évolutions de l'énergie cinétique de la turbulence et la température instantanées sur l'axe central à une hauteur de 20 cm au-dessus du foyer. Comme on a pu observer avec les champs moyens (Figures 3.6 et 3.7), l'énergie cinétique prédite par l'approche SGS2 (une équation de transport pour l'énergie cinétique de la turbulence) est supérieure à celle prédite par l'approche SGS1 (approche algébrique). En termes d'évolution de la température instantanée, on voit que les fluctuations prédites par SGS1 et SGS2 ne sont pas similaires, ce qui montre plus ou moins l'influence du modèle de turbulence sur la prédiction de la température. Malgré le décalage entre les deux courbes sur la Figure 3.11, on peut estimer facilement que leurs moyennes temporaires sont identiques. Ceci explique la concordance des deux approches sur la température moyenne de la flamme.

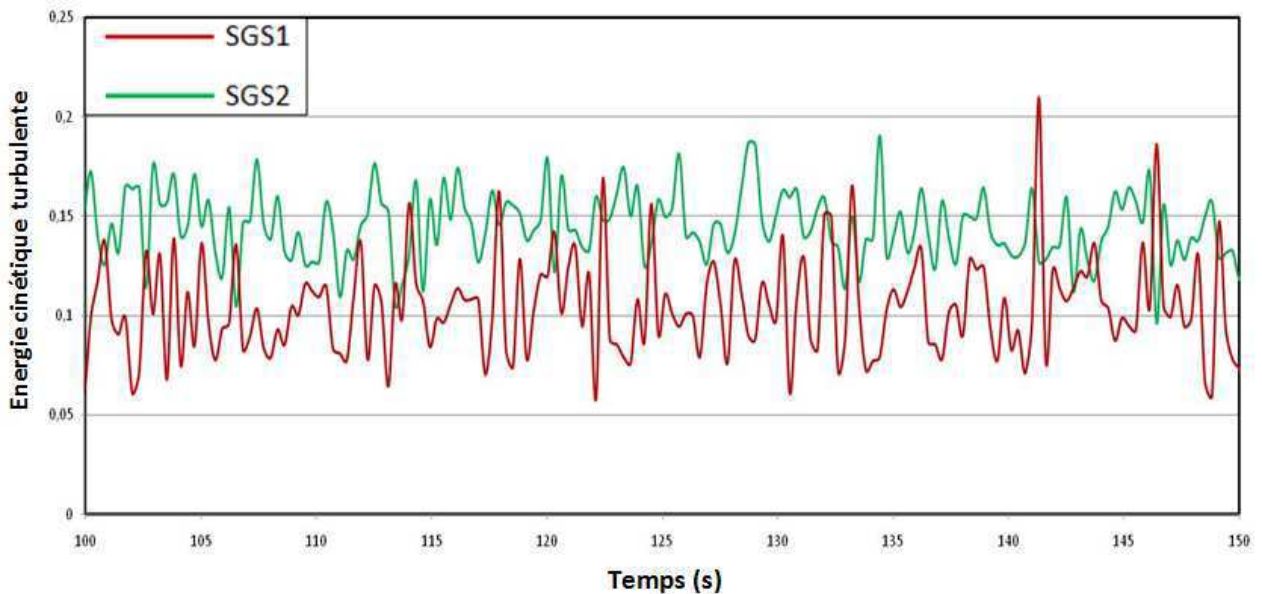


Figure 3. 10 Evolution de l'énergie cinétique turbulente instantanée sur l'axe central à $z=20$ cm

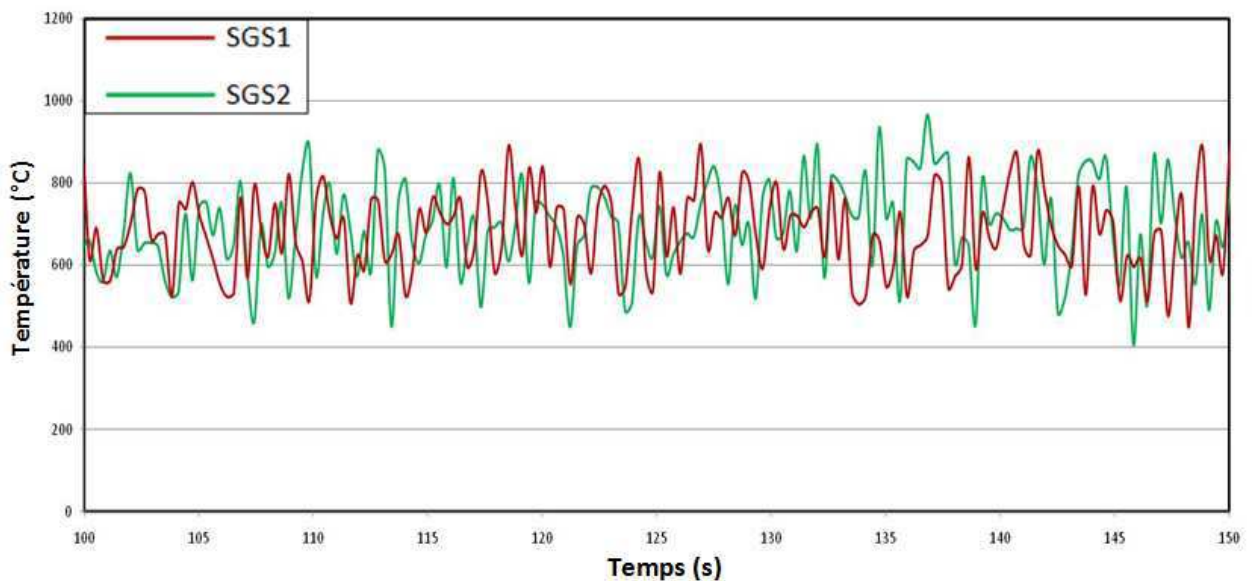


Figure 3. 11 Evolution de la température instantanée sur l'axe central à $z=20$ cm

c. Comparaison entre la prédiction et l'expérience

Le résultat du calcul avec le maillage M1 est comparé avec les données expérimentales de Weckman et Strong [61] et les données numériques de (Chen et al. [60]). Dans notre calcul, on utilise la méthode LES (Large Eddy Simulation) pour simuler la turbulence où l'énergie cinétique totale et sa dissipation sont remplacées par des propriétés de l'échelle sous maille (SGS – Sub Grid Scale). Il a été remarqué que le taux de réaction dépend fortement de la taille du maillage, qui est attribué à la substitution de l'énergie cinétique totale avec l'énergie cinétique sous maille. L'énergie cinétique sous maille représente donc l'énergie cinétique totale non-résolue et doit être modélisée durant la simulation. Dans leurs calculs, ces auteurs utilisent aussi la théorie EDC mais ils étendent la cascade de turbulence jusqu'au près de l'échelle Kolmogorov (cf. la Figure 3.12). Théoriquement, l'approche de Chen et al. [60] est plus précise que l'approche sous maille car l'énergie cinétique de sous maille est inférieure à l'énergie cinétique totale mais cette approche demande un maillage très raffiné et par conséquent, le temps de calcul est plus long.

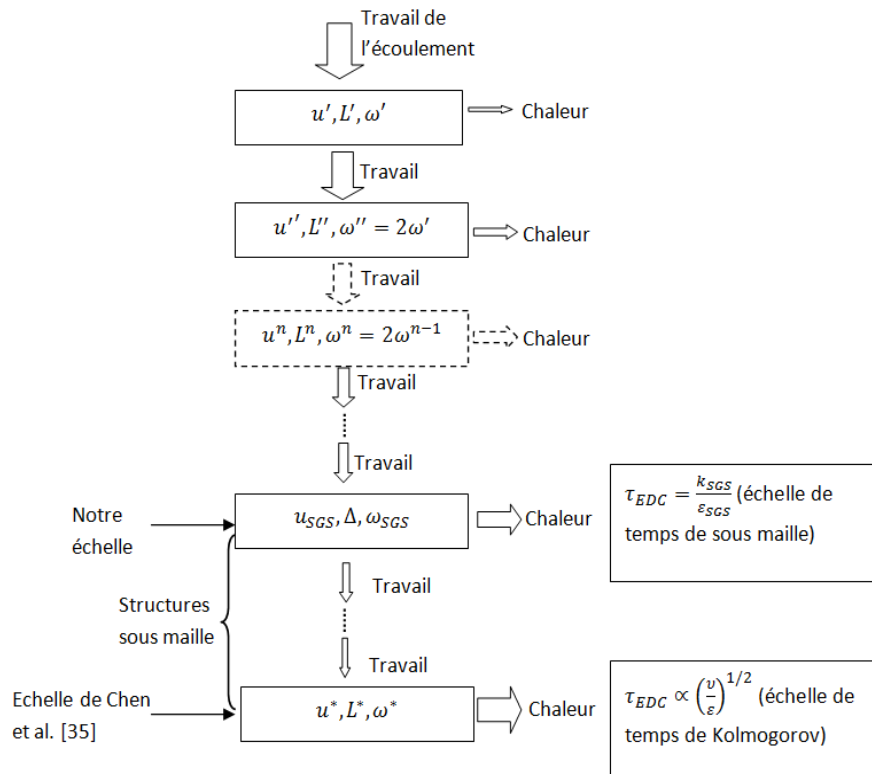


Figure 3.12 Cascade de l'énergie turbulente

Les Figures 3.13 et 3.14 présentent l'évolution de la température sur l'axe transversal x à $z = 2$ cm et $z = 10$ cm. Les Figures 3.15 et 3.16 présentent l'évolution de la vitesse axiale sur l'axe transversal à $z = 18$ cm et $z = 30$ cm. Bien que le maillage adopté par FDS soit plus gros, la prédiction est en cohérence avec les données numériques. On voit aussi que les résultats de la simulation numérique avec le modèle sous maille sont comparables avec les données expérimentales (la différence est inférieure à 15 %). Donc le modèle sous maille nous donne des résultats satisfaisants.

En fait, lorsque le feu est soumis à la convection naturelle, le feu est contrôlé principalement par la vitesse de diffusion entre l'oxygène et le combustible. C'est l'entraînement d'air entraîné par les gros tourbillons qui contrôle la diffusion de l'oxygène vers la flamme. Par conséquent, on voit que l'optimisation du modèle de sous maille n'améliore pas significativement la prédiction des grandeurs considérées.

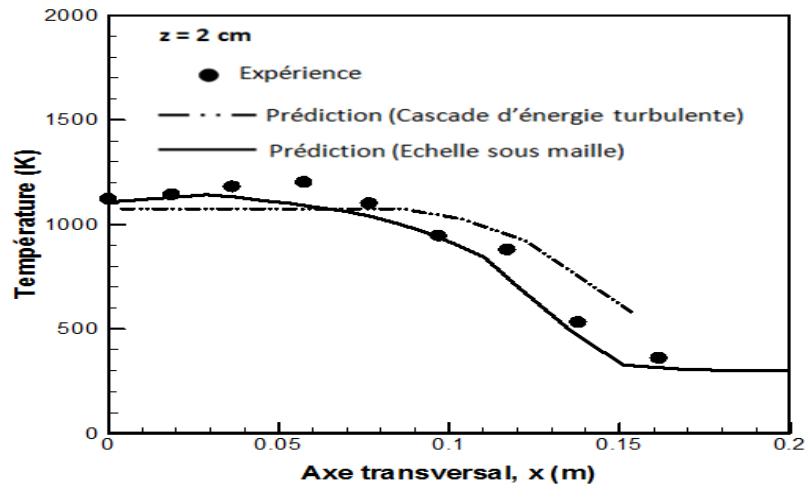


Figure 3.13 Comparaison d'évolutions de \bar{T} sur l'axe transversal x, à $z=2$ cm

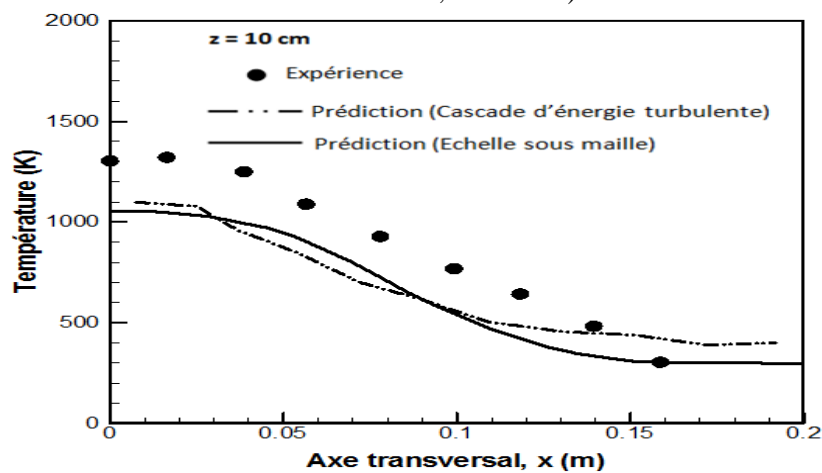


Figure 3.14 Comparaison d'évolutions de \bar{T} sur l'axe transversal x, à $z=10$ cm

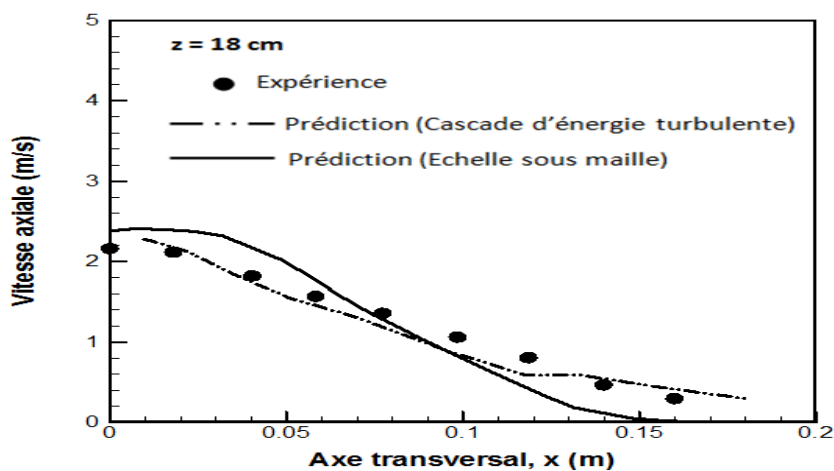


Figure 3.15 Comparaison d'évolutions de \bar{w} sur l'axe transversal x, à $z=18$ cm

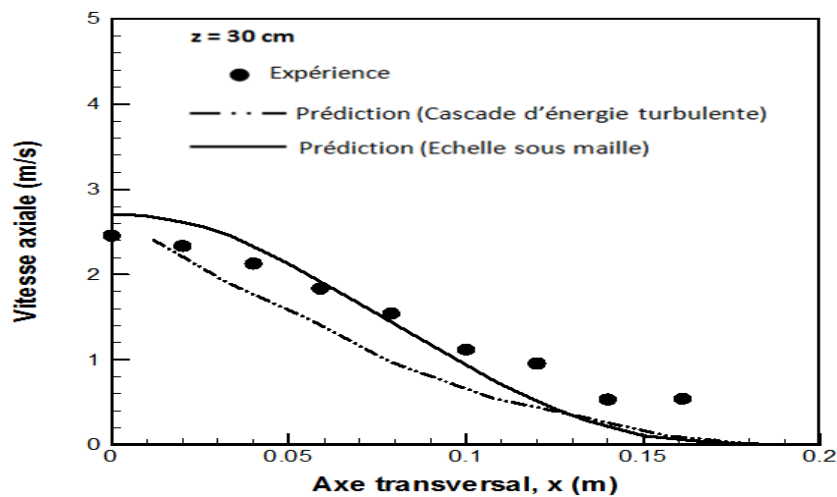


Figure 3.16 Comparaison d'évolutions de \bar{w} sur l'axe transversal x , à $z=30$ cm

3.1.2 Configuration 2

Le montage expérimental est schématisé sur la Figure 3.17. Un brûleur de 0.25×0.40 m² est placé horizontalement entre deux plaques de matériau isolant (fibrociment), simulant un plancher. L'ensemble brûleur est soutenu par un support réglable en hauteur. De façon à rendre l'écoulement approximativement bidimensionnel, deux des côtés opposés du montage sont fermés avec des grandes plaques isolantes soutenues par une structure métallique (voir [62] pour avoir une description plus détaillée). Le maillage effectué est uniforme : les mailles sont de forme cubique dont la taille est de 1.5 cm \times 1.5 cm \times 1.5 cm.

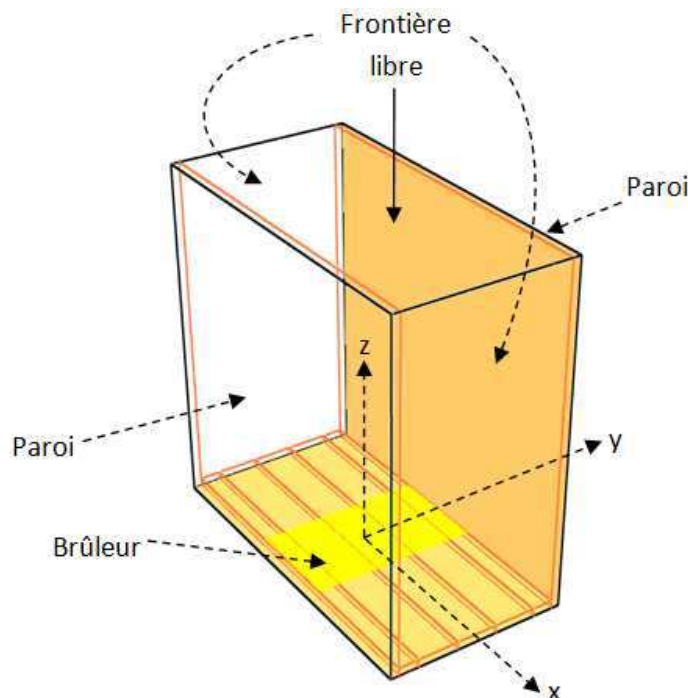


Figure 3.17 Domaine de calcul

Les comparaisons sont réalisées sur le plan médian $x=0$. L'évolution des grandeurs est tracée suivant l'axe transversale y aux différentes positions sur l'axe longitudinale z . On a effectué les comparaisons à $z= 0.015$ m, 0.035 m, 0.070 m, 0.130 m, 0.230 m, 0.360 m et 0.460 m pour la vitesse longitudinale moyenne \bar{w} et la vitesse transversale moyenne \bar{v} . La température moyenne est tracée à $z=0.015$ m, 0.230 m et 0.460 m. Le champ de vitesse prédit sur le plan médian $y=0$ est présenté sur la Figure 3.18. On constate une forte réduction de la largeur du jet au-dessus du brûleur, suivie par une ouverture rapide de celui-ci.

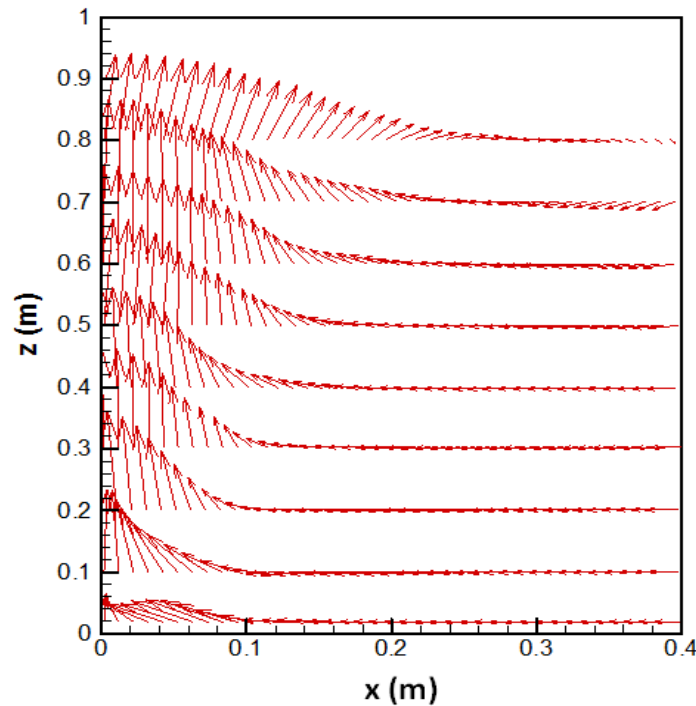


Figure 3.18 Champ de vitesse

a) Vitesse longitudinale moyenne \bar{w}

Les Figures 3.19, 3.20, 3.21 et 3.22 présentent respectivement l'évolution de la vitesse longitudinale \bar{w} sur l'axe transversale y près du brûleur ($z = 0.015, 0.035, 0.070$ et 0.130 m).

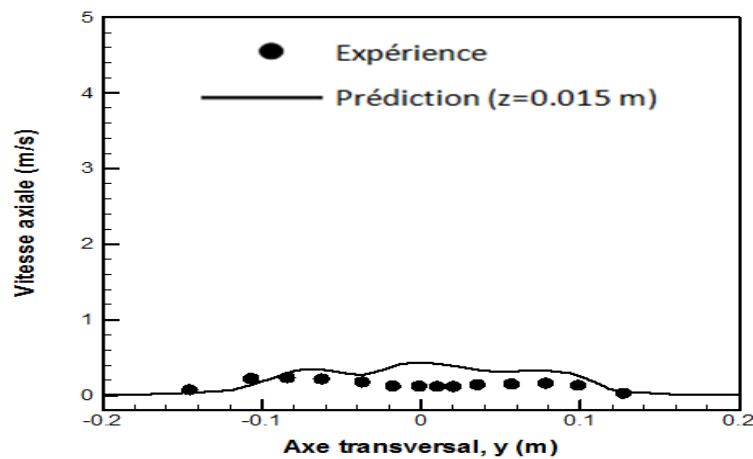


Figure 3.19 Evolution de \bar{w} sur l'axe transversale y à $z=0.015$ m

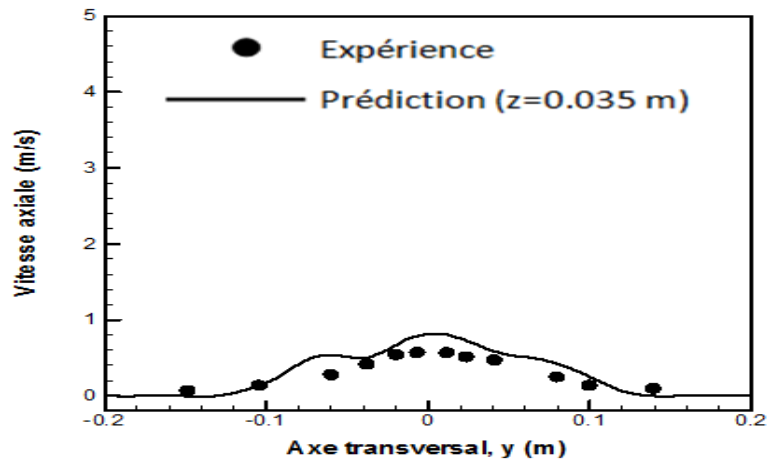


Figure 3.20 Evolution de \bar{w} sur l'axe transversal y à $z=0.035$ m

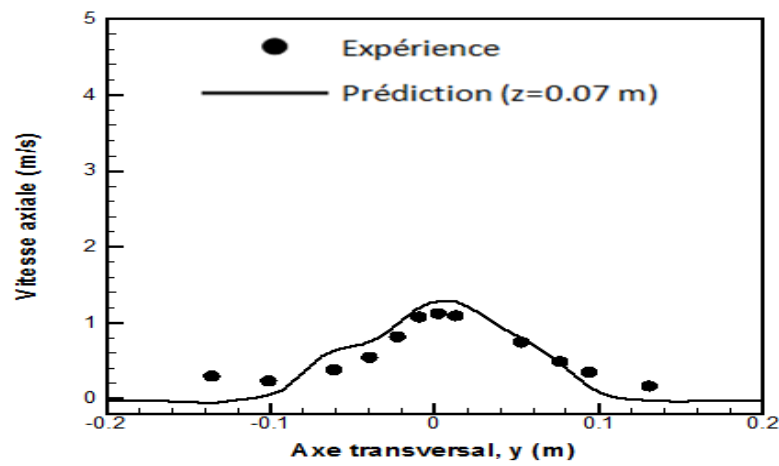


Figure 3.21 Evolution de \bar{w} sur l'axe transversal y à $z=0.07$ m

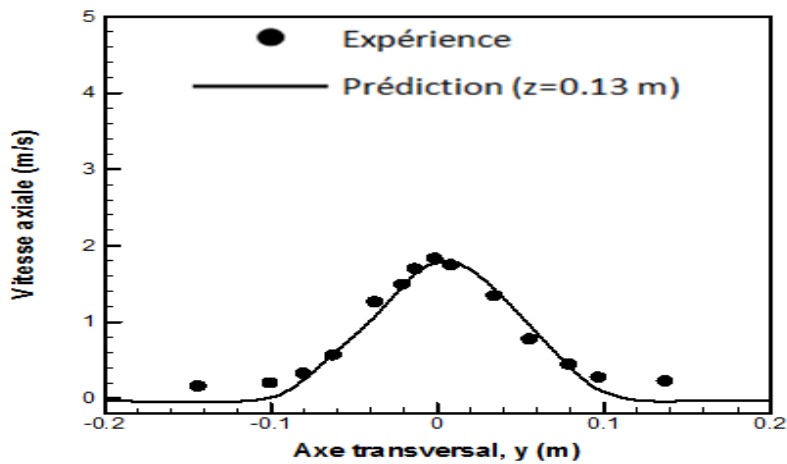


Figure 3.22 Evolution de \bar{w} sur l'axe transversal y à $z=0.13$

On voit que la tendance d'évolution de la vitesse est assez bien prédite. Bien que celle-ci soit légèrement plus importante que la mesure, il est à noter que la vitesse longitudinale moyenne a été convenablement reproduite. L'évolution de \bar{w} pour des distances plus importantes est présentée sur les

Figures 3.23, 3.24 et 3.25. La comparaison est réalisée à $z=0.230$ m, 0.360 m et 0.460 m. Aux positions considérées, la vitesse longitudinale est reproduite de manière satisfaisante.

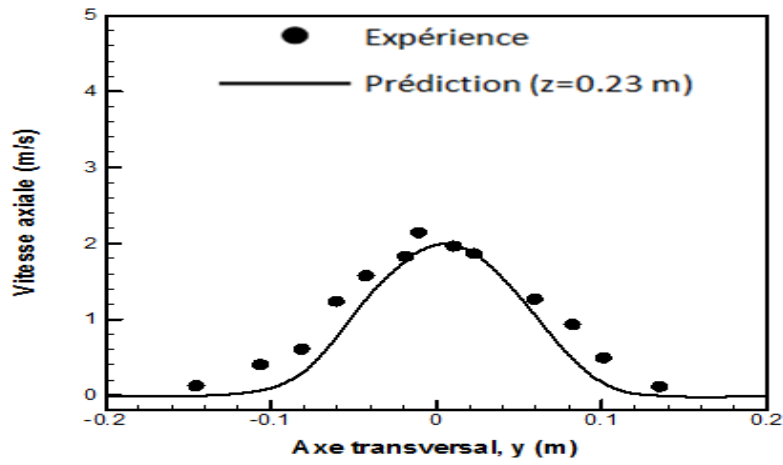


Figure 3.23 Evolution de \bar{w} sur l'axe transversal y à $z=0.23$ m

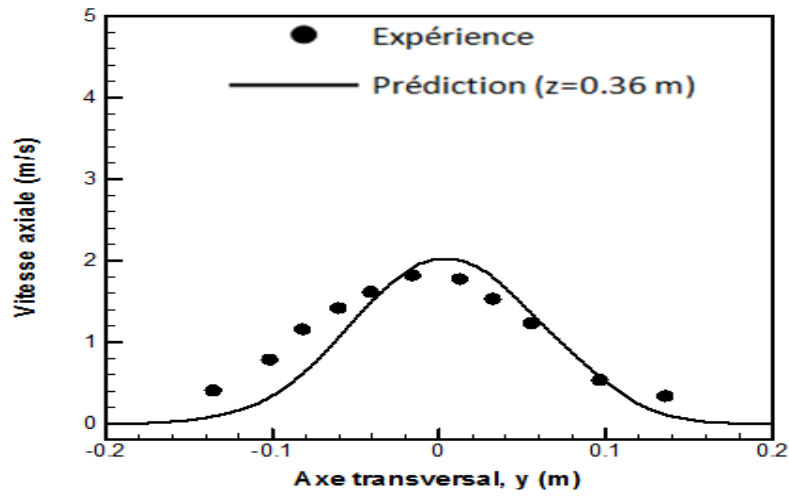


Figure 3.24 Evolution de \bar{w} sur l'axe transversal y à $z=0.36$ m

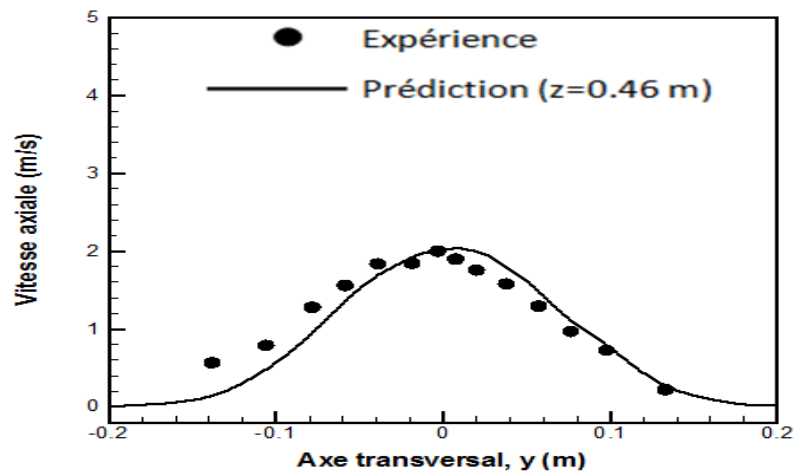


Figure 3.25 . Evolution de \bar{w} sur l'axe transversal y à $z=0.46$ m

b) Vitesse transversale moyenne \bar{v}

Les évolutions de la vitesse transversale moyenne \bar{v} à $z=0.015$ m, 0.035 m, 0.070 m, 0.130 m, et 0.460 m sont présentées respectivement sur les Figures 3.26, 3.27, 3.28, 3.29 et 3.30. On trouve un bon accord entre la prédiction et l'expérience à $z = 0.015$ m, ce qui indique que la vitesse d'entraînement d'air à la base du feu a été correctement reproduite. A $z = 0.07$ m et 0.035m, les valeurs extrêmes de \bar{v} sont surestimées mais la tendance d'évolution de la vitesse est bien représentée. Pour la hauteur de 0.13 m au-dessus du brûleur, les points expérimentaux sont un peu dispersés, ce qui rend très difficile l'interprétation de ces résultats. Le désaccord entre le calcul et la mesure de \bar{v} à $z=0.046$ m est très marqué. Il est à noter que ce type de flamme est extrêmement sensible aux perturbations extérieures. Il semble que l'entraînement d'air dans la partie haute de la flamme est mal modélisé.

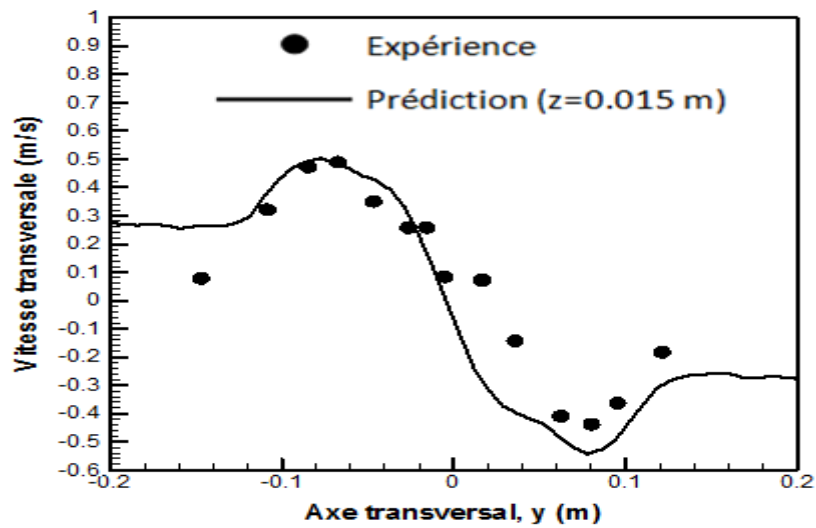


Figure 3.26 Evolution de \bar{v} sur l'axe transversal y à $z=0.015$ m

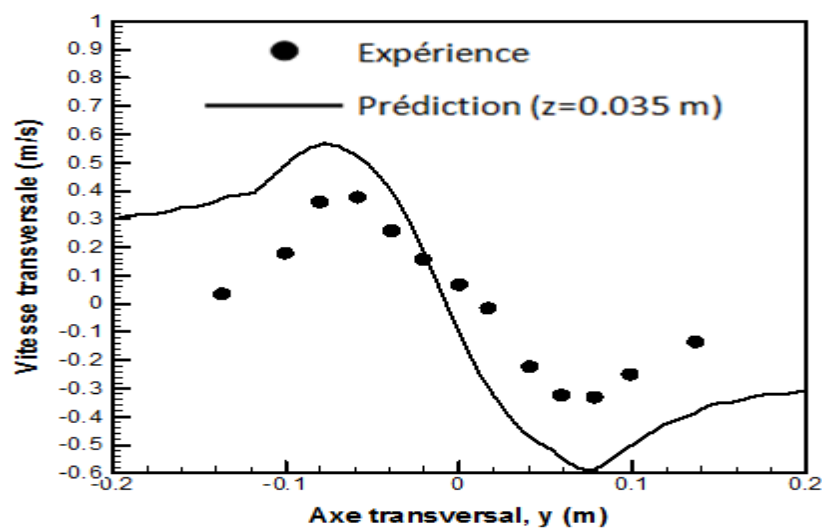


Figure 3.27 Evolution de \bar{v} sur l'axe transversal y à $z=0.035$ m

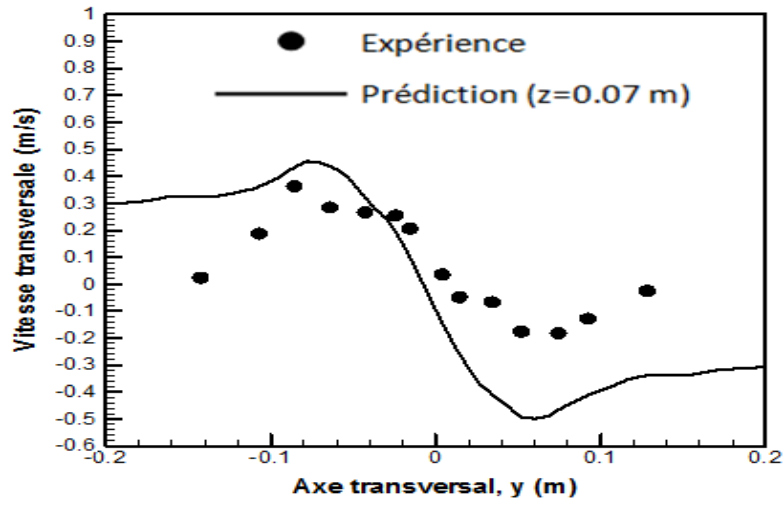


Figure 3.28 Evolution de \bar{v} sur l'axe transversal y à $z=0.070$ m

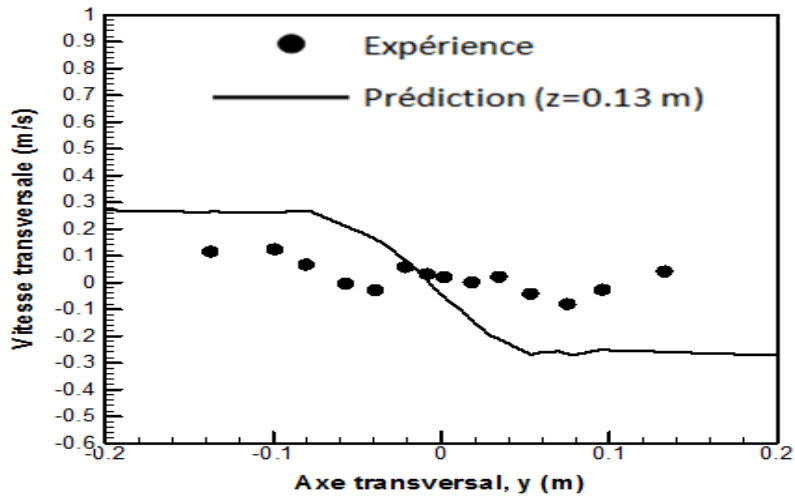


Figure 3.29 Evolution de \bar{v} sur l'axe transversal y à $z=0.130$ m

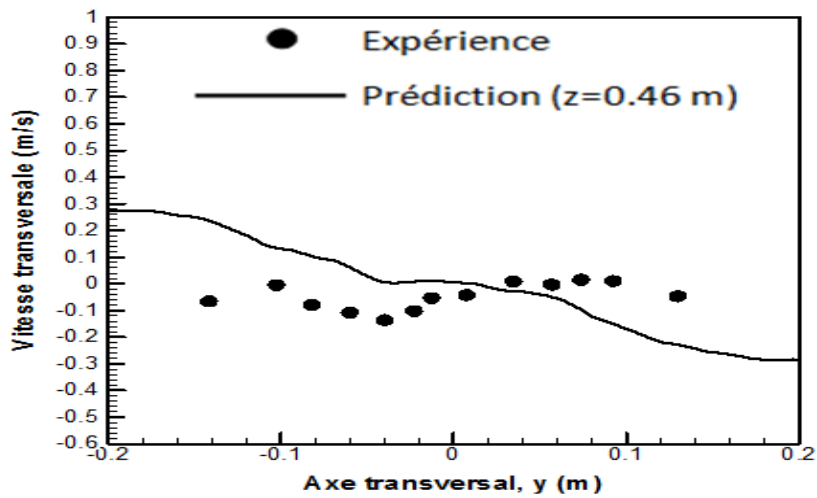


Figure 3.30 Evolution de \bar{v} sur l'axe transversal y à $z=0.460$ m

c) La température

Les Figures 3.31 et 3.32 présentent respectivement l'évolution de la température sur l'axe transversal y à $z = 0.015$ m et 0.460 m. On voit que la température prédite et celle de la mesure sont comparables. La tendance est convenablement reproduite.

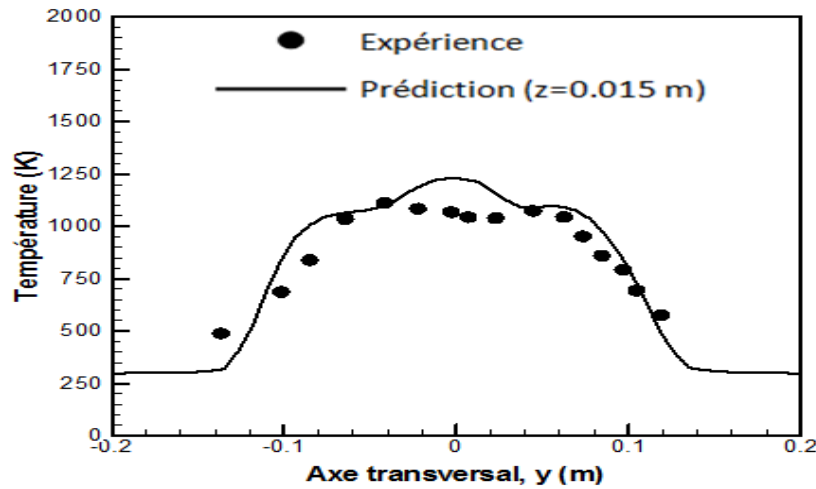


Figure 3.31 Evolution de la température sur l'axe transversal y à $z=0.015$ m

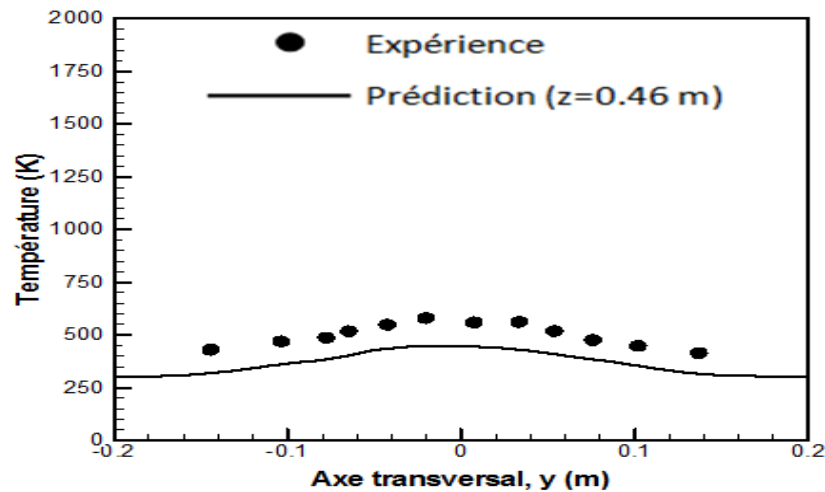


Figure 3.32 Evolution de la température sur l'axe transversal y à $z=0.46$ m

3.1.3 Configuration 3

Le domaine de calcul enregistré pour la configuration 3 est présenté sur la Figure 3.33. Le long de la paroi verticale, les gaz combustibles sont injectés. Le maillage effectué est uniforme : les mailles sont de forme cubique dont la taille est de $1.5 \text{ cm} \times 1.5 \text{ cm} \times 1.5 \text{ cm}$. Toutes les comparaisons sont effectuées sur le plan médian $x=0$. L'évolution des grandeurs est tracée suivant l'axe transversal y aux différentes positions sur l'axe longitudinale z . On a effectué les comparaisons à $z = 0.015$ m, 0.230 m, 0.470 m et 0.720 m pour la vitesse longitudinale moyenne \bar{w} , la vitesse transversale moyenne \bar{v} et la température moyenne \bar{T} . Le champ de vitesse prédit est tracé sur la Figure 3.34. On voit très clairement l'épaisseur de la flamme le long de la surface du brûleur.

a) Vitesse longitudinale moyenne \bar{w}

Les Figures 3.35, 3.36 et 3.37 présentent respectivement l'évolution de la vitesse longitudinale moyenne sur l'axe transversal à $z = 0.015$ m, 0.230 m et 0.470 m. Globalement, on voit que la vitesse axiale est reproduite de manière satisfaisante.

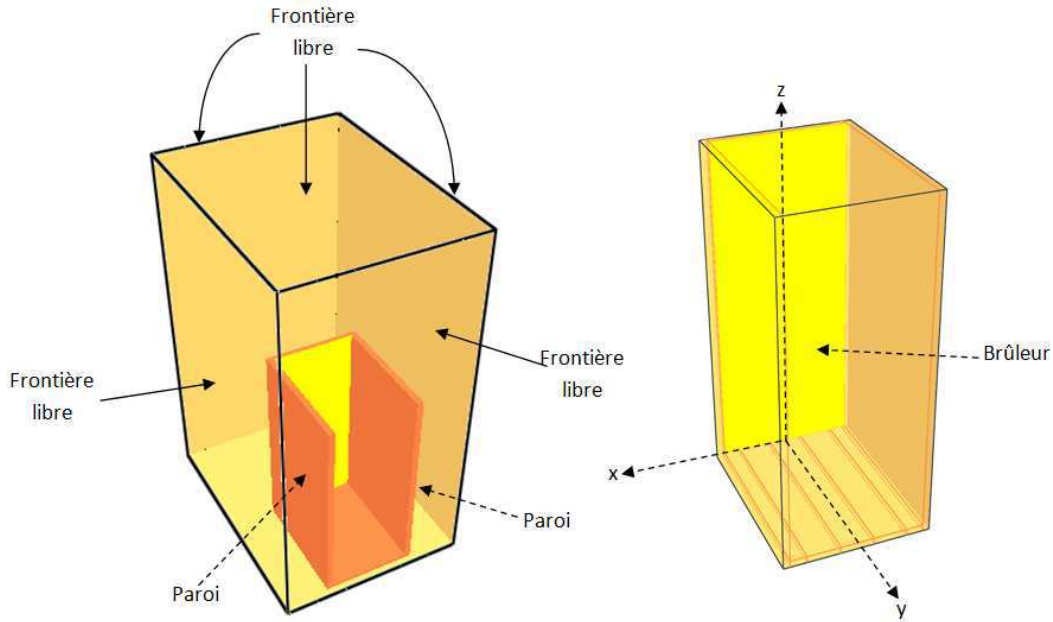


Figure 3.33 Domaine de calcul

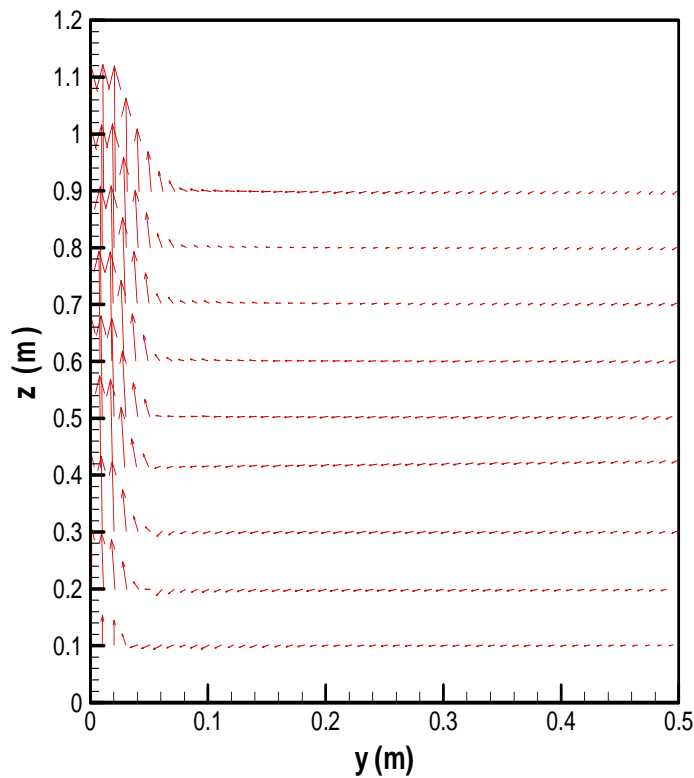


Figure 3.34 Champ de vitesse prédite

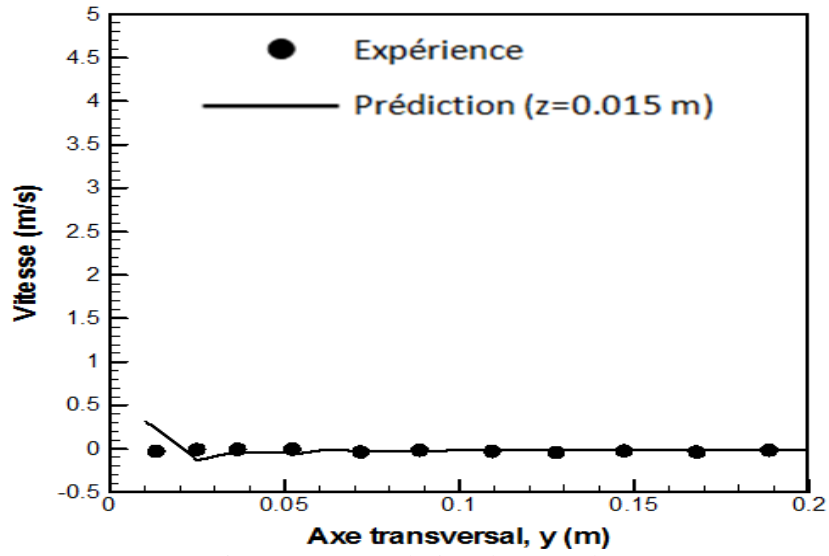


Figure 3. 35 Evolution de \bar{w} sur l'axe transversal y à $z=0.015$ m

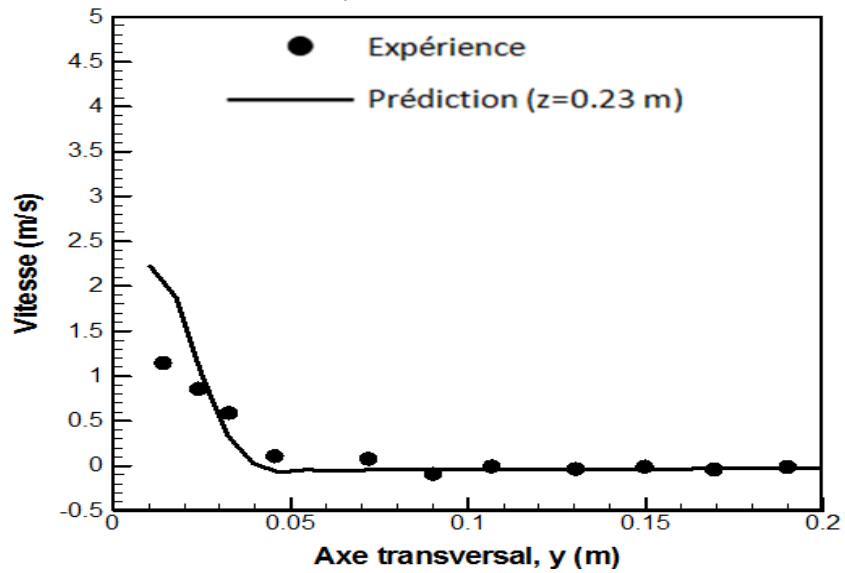


Figure 3. 36 Evolution de \bar{w} sur l'axe transversal y à $z=0.230$ m

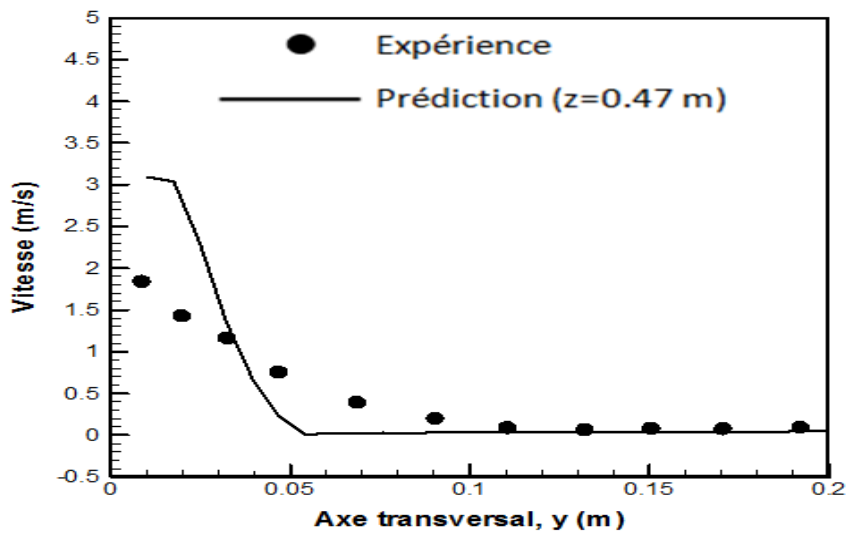


Figure 3. 37 . Evolution de \bar{w} sur l'axe transversal y à $z=0.470$ m

b) Vitesse transversale moyenne \bar{v}

Les Figures 3.38, 3.39 et 3.40 présentent respectivement l'évolution de la vitesse transversale moyenne sur l'axe transversal y à $z = 0.015 \text{ m}$, 0.47 m et 0.72 m . On voit que la vitesse prédite est en bon accord avec l'expérience.

c) La température moyenne

Les évolutions de la température moyenne sur l'axe transversal aux hauteurs de $z = 0.015 \text{ m}$, 0.470 m et 0.720 m sont tracées sur les Figures 3.41, 3.42 et 3.43. On voit que la température est convenablement reproduite.

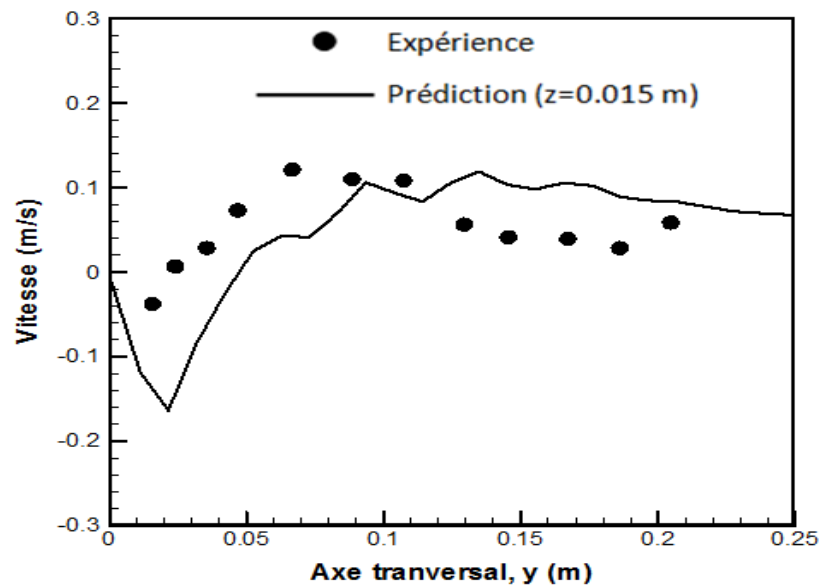


Figure 3. 38 Evolution de \bar{v} sur l'axe transversal y à $z=0.015 \text{ m}$

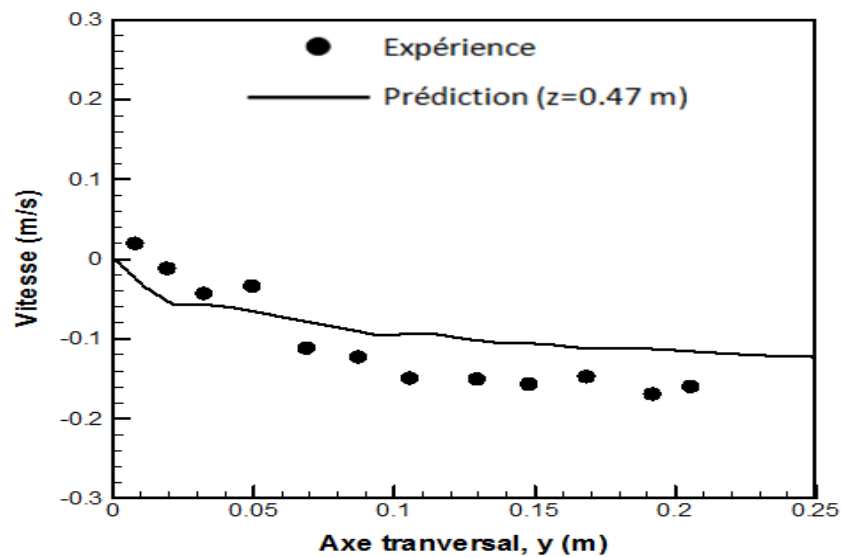


Figure 3. 39 Evolution de \bar{v} sur l'axe transversal y à $z=0.470 \text{ m}$

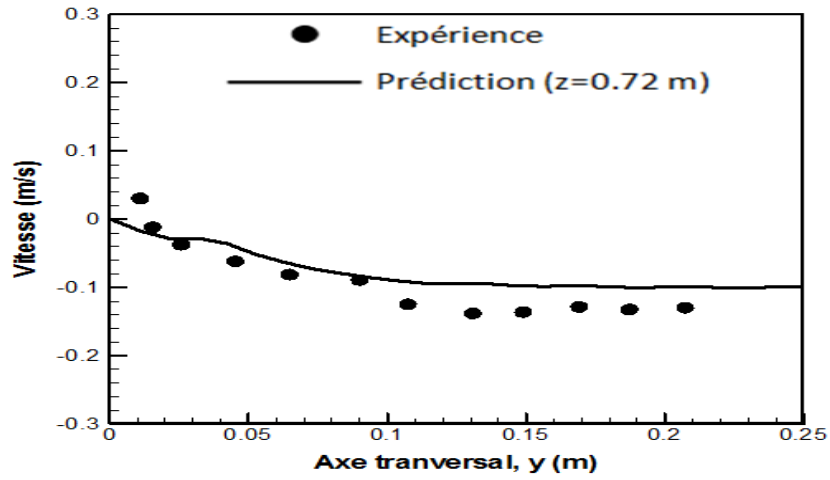


Figure 3. 40 Evolution de \bar{v} sur l'axe transversal y à $z=0.720$ m

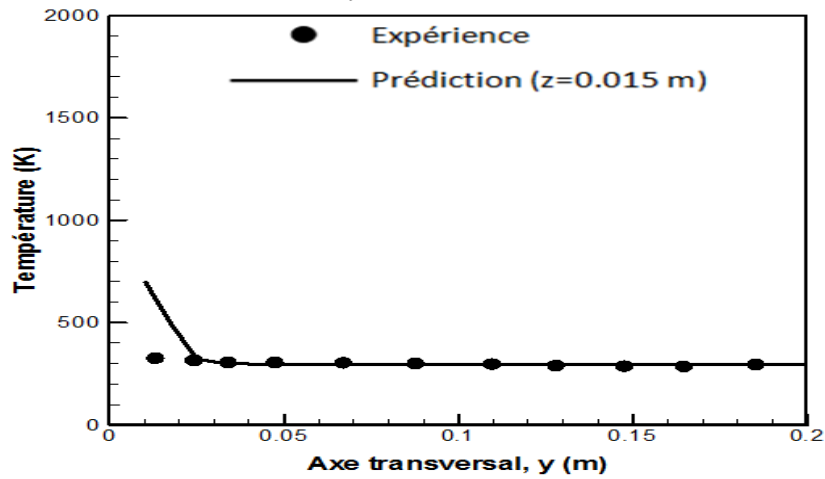


Figure 3. 41 Evolution de la température sur l'axe transversal y à $z=0.150$ m

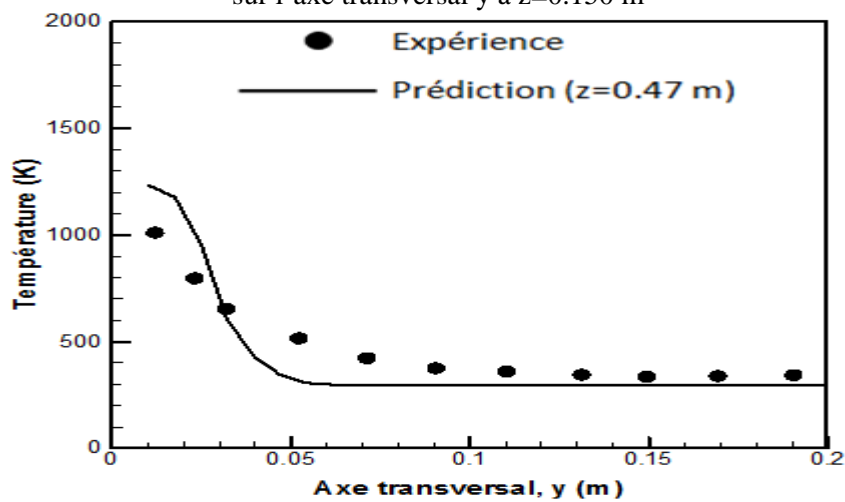


Figure 3. 42 Evolution de la température sur l'axe transversal y à $z=0.470$ m

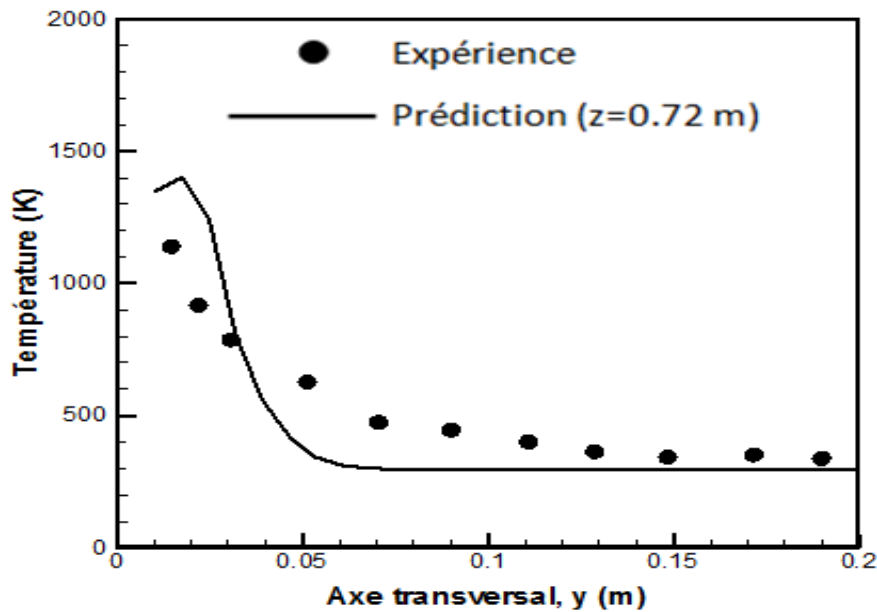


Figure 3. 43 Evolution de la température sur l'axe transversal y à z=0.720 m

3.1.4 Configuration 4 : Un feu ouvert de propane et de propylène

Les données expérimentales utilisées sont extraites de [63], [54], [65] et [66]. La Figure 3.44 présente le domaine de calcul dont la taille est de 140cm × 140cm × 200cm (longueur × profondeur × hauteur) (cf. Annexe A). La nappe de combustible dont le diamètre est de 76 cm se situe en partie basse du domaine de calcul. Trois lignes de mesures sont effectuées sur le plan médian x=0: une ligne verticale sur l'axe central et deux lignes horizontales: 52 mm et 120 mm au-dessus du brûleur. La Figure 3.45 présente la disposition des lignes de mesures dans le domaine de calcul. Le maillage appliqué pour la simulation est un maillage uniforme : la taille d'une maille est de 2.5 cm. Dans nos calculs, deux combustibles ont été utilisés: propane (C_3H_8) et propylène (C_3H_6) dont la puissance dégagée du feu au cours de la combustion est de 178kW (ce résultat est tiré de [53] et [64]). Le feu est simulé par le HRR (puissance imposée). Pour comparer la concentration des espèces (monoxyde de carbone, dioxyde de carbone, oxygène et vapeur d'eau), on utilise les résultats obtenus du feu du propane ([63], [64], [66]). Pour comparer la production de suie, on utilise le feu du propylène dont les données expérimentales sont extraites de [65].

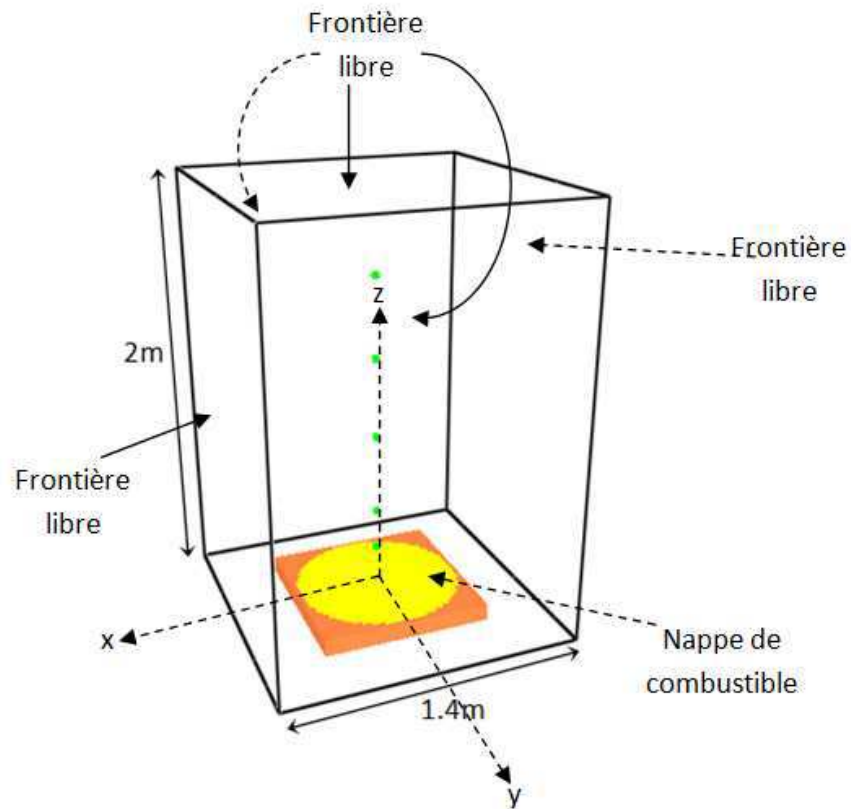


Figure 3. 44 Domaine de calcul

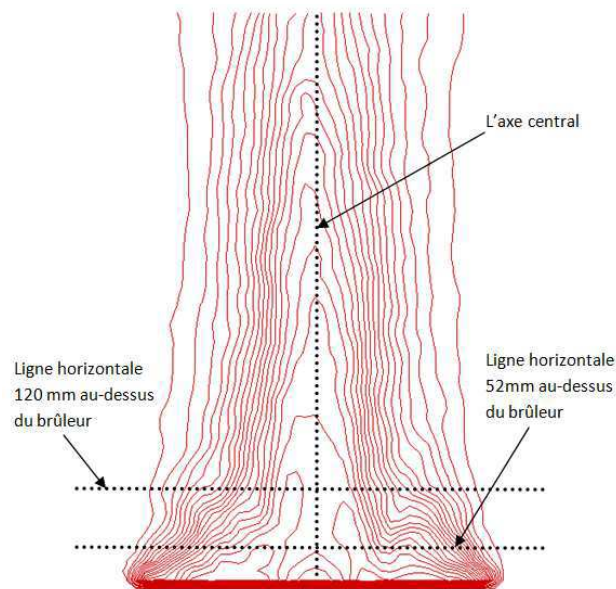


Figure 3. 45 Lignes de mesures

a) Feu du propane:

Les essais réalisés avec la configuration 4 ne fournissent pas les mesures de la température et de la vitesse. Dans notre étude, la prédiction de la température et la vitesse axiale sur l'axe central est donc évaluée par les corrélations de McCaffrey [67]. Ces comparaisons sont présentées sur les Figures 3.46 et 3.47. On voit que l'évolution de la température prédite est en bon accord avec la corrélation de

McCaffrey. On voit que la vitesse axiale est assez bien reproduite dans la zone persistante de la flamme. Dans le panache, une surestimation de la vitesse axiale est remarquée. Notre modèle de combustion est basé sur l'hypothèse de la chimie infiniment rapide, ce qui provoque une surestimation du taux de réaction. Une accélération de la vitesse prédite supérieure à la réalité peut être la cause de cette surestimation du taux de combustion.

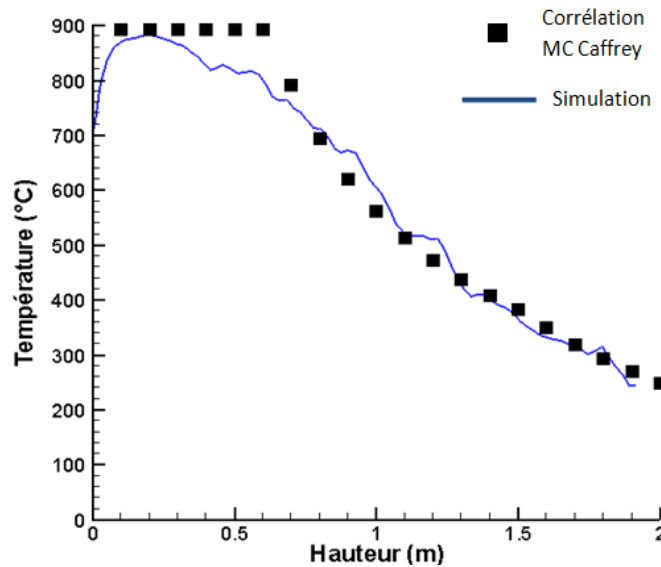


Figure 3. 46 Température sur l'axe central

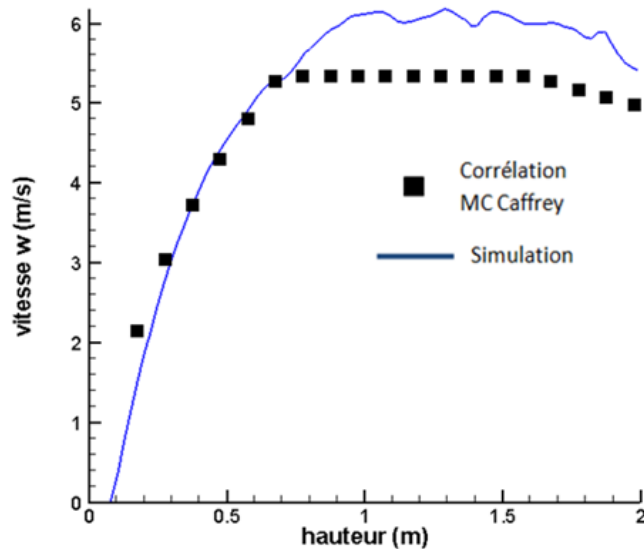


Figure 3. 47 Vitesse axiale sur l'axe central

• Oxygène:

La Figure 3.48 présente l'évolution de la fraction massique de l'oxygène sur l'axe central. On voit que dans la zone réactive du feu, l'évolution de la fraction massique en oxygène est assez bien représentée mais plus le point de référence est loin du brûleur, plus la fraction massique en oxygène est sous-estimée. Une sous-estimation de la fraction massique en oxygène indique une surestimation du taux de consommation en oxygène, ce qui est provoquée par une surestimation du taux de réaction

qui est un inconvénient bien connu de l'hypothèse de la chimie infiniment rapide comme on l'a remarqué à partir de l'évolution de la vitesse axiale sur l'axe central. Les simulations effectuées avec le modèle de fraction de mélange donnent des résultats identiques [66]. En fait la zone de panache est principalement conduite par le transport des espèces chimiques. Il est possible que l'entraînement d'air ou la diffusion de l'oxygène vers la zone de panache ne soit pas bien évalué. Il est à noter que l'on a ajouté trois équations de transport dans le bilan de calcul avec pour l'objectif d'évaluer l'évolution de monoxyde de carbone et la formation de suie. Il est certain que les équations ajoutées rendent la prédiction de transport des espèces plus difficile. C'est un inconvénient prévu de notre approche.

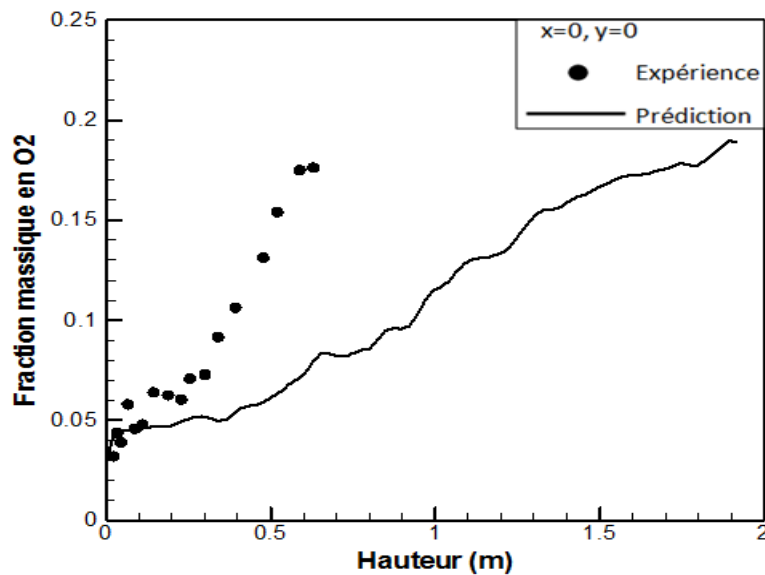


Figure 3. 48 L'évolution de l'oxygène sur l'axe central (propane)

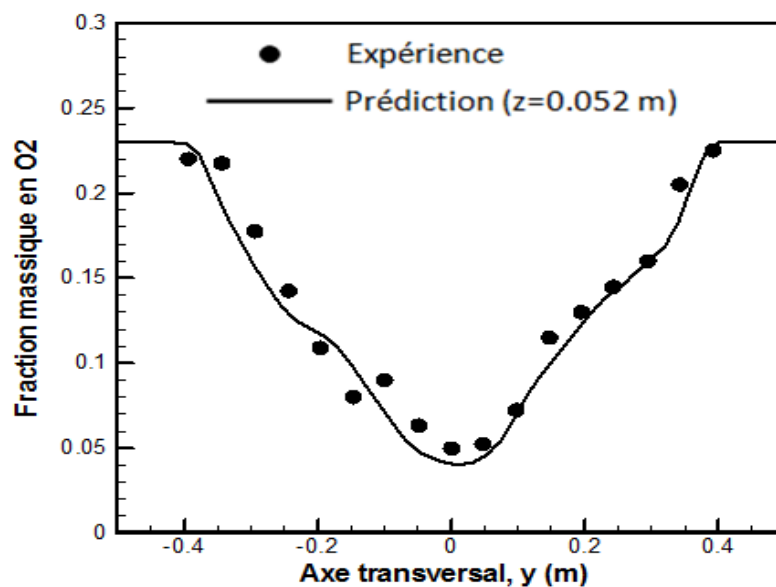


Figure 3. 49 L'évolution de l'oxygène sur la ligne horizontale 52 mm au-dessus du brûleur (propane)

L'évolution de l'oxygène sur les lignes horizontales à 52 mm et 120 mm au-dessus de brûleur est présentée sur les Figures 3.49 et 3.50. On voit que la fraction massique de l'oxygène sur ces lignes est

assez bien prédite. Il semble que la prédiction du modèle est satisfaite dans la zone persistante du feu. Loin du brûleur, à cause de la surestimation du taux de réaction, le modèle n'est plus précis.

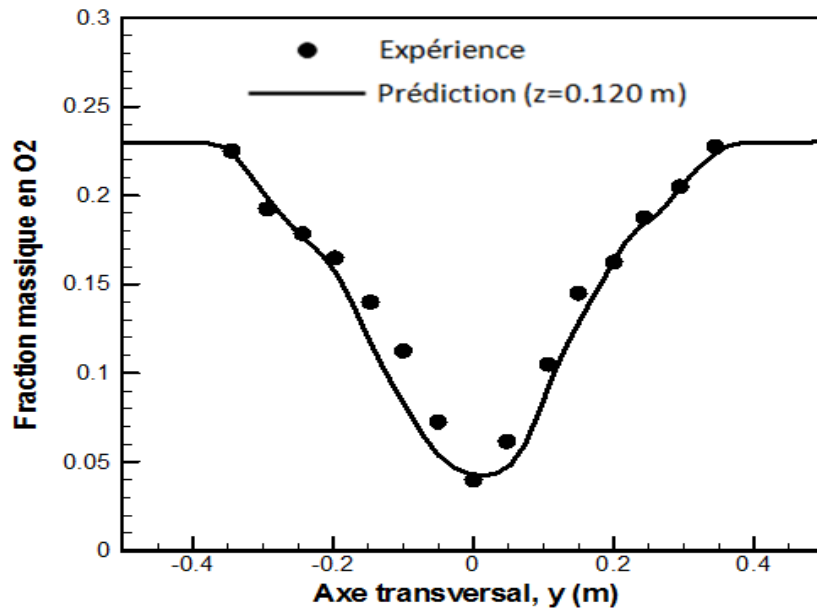


Figure 3. 50 L'évolution de l'oxygène sur la ligne horizontale 120 mm au-dessus du brûleur (propane)

- Vapeur d'eau:

La Figure 3.51 présente l'évolution de la fraction massique de la vapeur d'eau sur l'axe central. On voit qu'au voisinage du brûleur la prédiction du modèle est satisfaite mais plus loin, dans la zone intermittente et le panache, la concentration de vapeur d'eau est surestimée. Cela peut être expliqué par la consommation trop rapide de l'oxygène sur l'axe central que l'on a remarqué sur la Figure 3.48. Il est certain qu'une surestimation du taux de réaction entraînera une surestimation des produits de la combustion tels que le dioxyde de carbone et la vapeur d'eau.

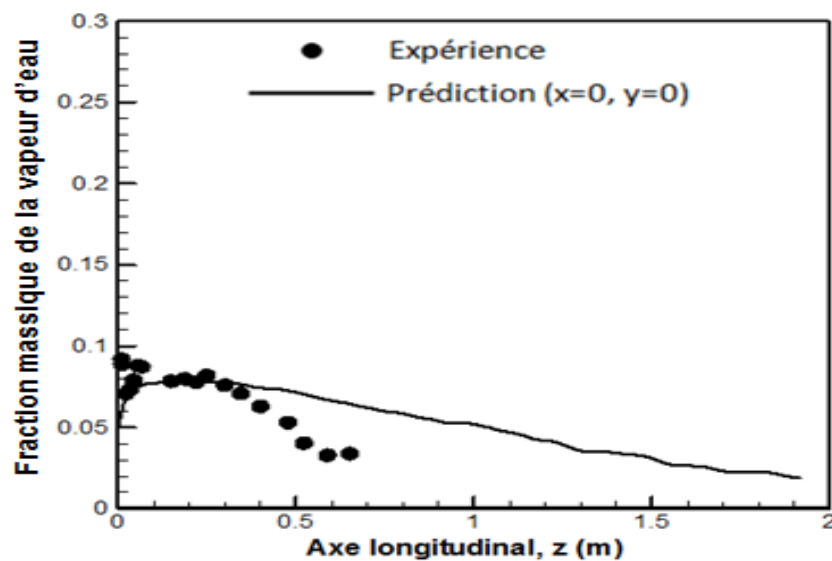


Figure 3. 51 L'évolution de la vapeur d'eau sur l'axe central (propane)

Les évolutions de la fraction massique de la vapeur d'eau sur les lignes horizontales 52 mm et 120 mm sont présentées respectivement sur les Figures 3.52 et 3.53. On voit que dans la zone persistante de la flamme, l'évolution de la vapeur d'eau est assez bien prédite.

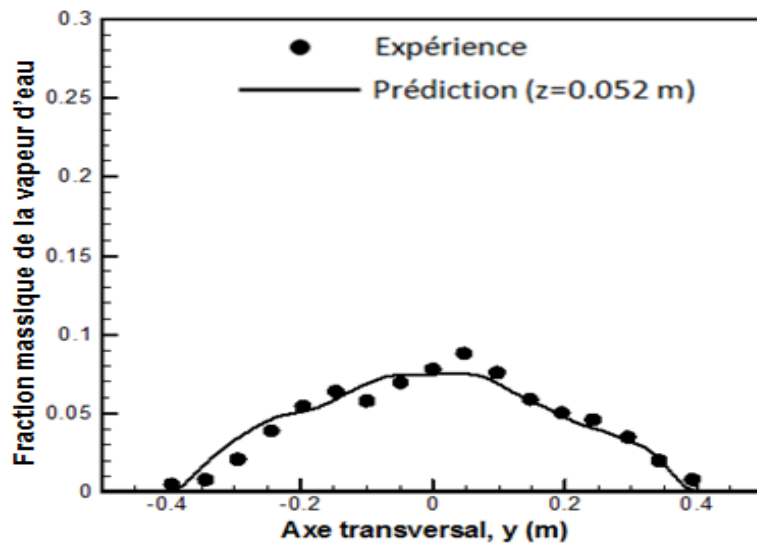


Figure 3. 52 L'évolution de la vapeur d'eau sur la ligne horizontale 52 mm au-dessus du brûleur (propane)

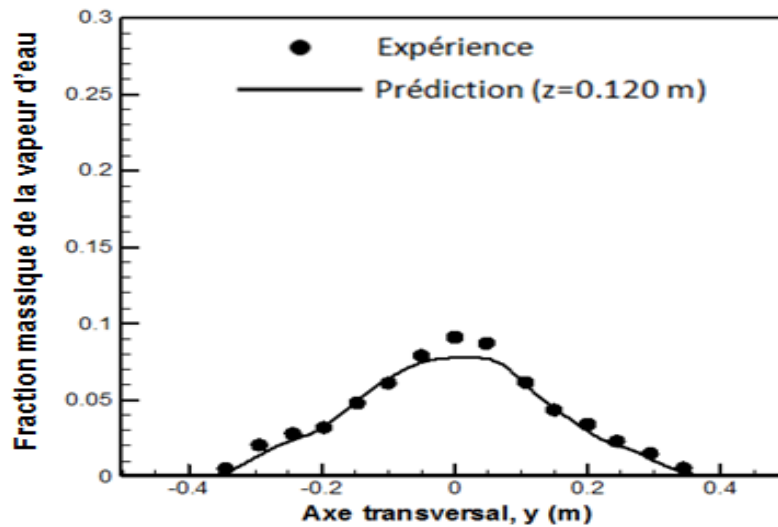


Figure 3. 53 L'évolution de la vapeur d'eau sur la ligne horizontale 120 mm au-dessus du brûleur (propane)

Sur les deux figures, on remarque une légère sous-estimation de la fraction massique de vapeur d'eau. La fraction massique maximale de vapeur d'eau de l'expérience est de 0,09 et celle de la simulation est 0,08 : le décalage est relativement faible.

• Dioxyde de carbone:

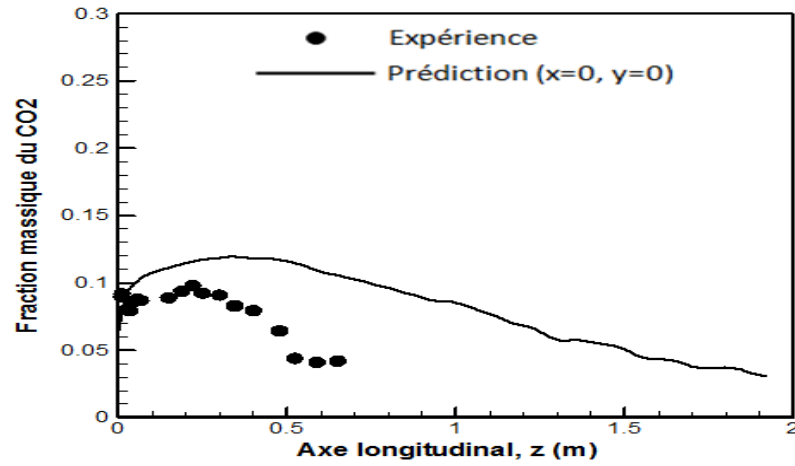


Figure 3. 54 Evolution du dioxyde ce carbone sur l'axe central (propane)

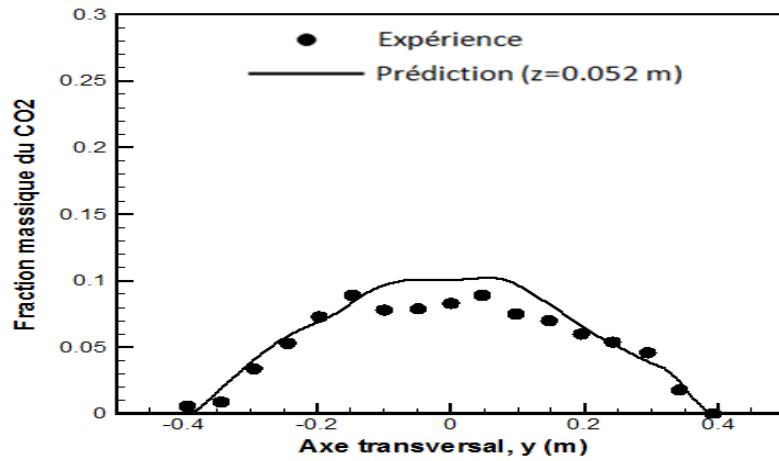


Figure 3. 55 Evolution de CO₂ sur la ligne horizontale 52 mm au dessus du brûleur (propane)

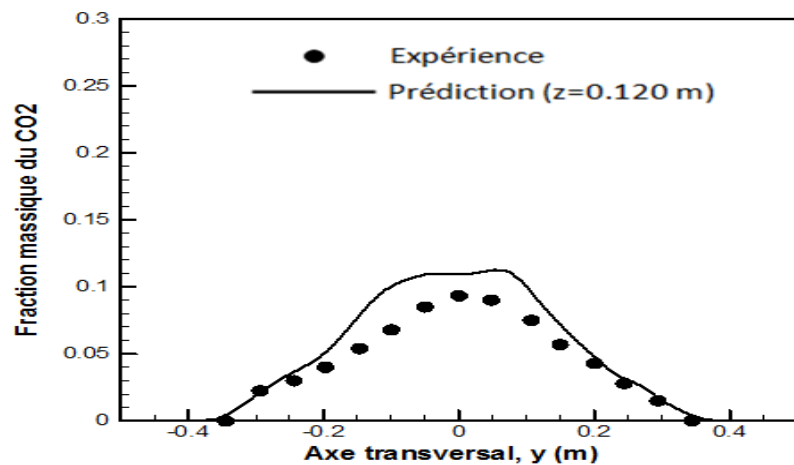


Figure 3. 56 Evolution de CO₂ sur la ligne horizontale 120 mm au-dessus du brûleur (propane)

L'évolution de la fraction massique du dioxyde de carbone sur l'axe central du feu de propane est présentée sur la Figure 3.54. On voit que sur l'axe central, la tendance de l'évolution de la fraction

massique du dioxyde de carbone est semblable à celle de la vapeur d'eau: on trouve un bon accord entre la prédiction et l'expérience dans la zone persistante de la flamme et une sous-estimation dans le panache. La sous-estimation de dioxyde de carbone dans la zone de panache peut être liée à une mauvaise maîtrise des transferts des espèces chimiques que l'on l'a remarqué précédemment. Les évolutions de la fraction massique du dioxyde de carbone sur les lignes de mesures horizontales sont présentées sur les Figures 3.55 et 3.56. On constate que le profil simulé est en bonne corrélation avec les points expérimentaux.

- Monoxyde de carbone:

L'évolution de monoxyde de carbone est analysée en fonction de la fraction de mélange Z_i qui est définie comme suivant: $Z_i = \frac{Y_i - Y_{i\infty}}{Y_{it} - Y_{i\infty}}$ où Y_i , Y_{it} , et $Y_{i\infty}$ représentent les fractions massiques des atomes i (C, H, O) dans l'écoulement, dans le fuel et dans l'ambiant. La Figure 3.57 présente l'évolution de la fraction de mélange des atomes (Z_C , Z_H , Z_O) sur l'axe central.

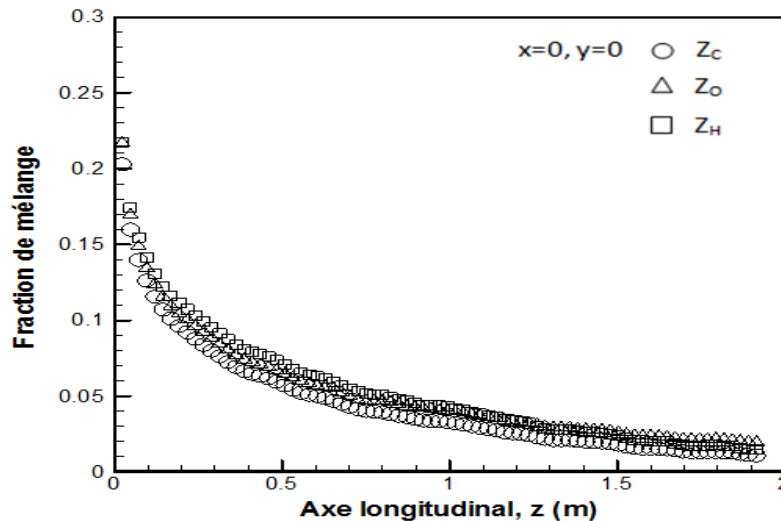


Figure 3. 57 Evolution des fractions de mélange sur l'axe centrale (propane)

On constate une bonne stratification des fractions de mélange, ceci est en cohérence avec la littérature. La Figure 3.58 présente l'évolution de la fraction massique du monoxyde de carbone sur l'axe central et sur la ligne horizontale à 120 mm en fonction de la fraction de mélange. Sur les lignes de mesures considérées, on voit que l'évolution du CO en fonction de la fraction de mélange est identique. On voit qu'à n'importe quelle position, on peut retrouver toujours la même corrélation entre le monoxyde de carbone et la fraction de mélange. Ce résultat est en concordance avec l'approche de fraction de mélange. La fraction massique prédite du CO est comparable avec l'expérience. On remarque aussi que plus la fraction de mélange est élevée, plus la fraction massique du CO est sous-estimée, ce qui est prévisible puisque le taux de réaction est surestimé.

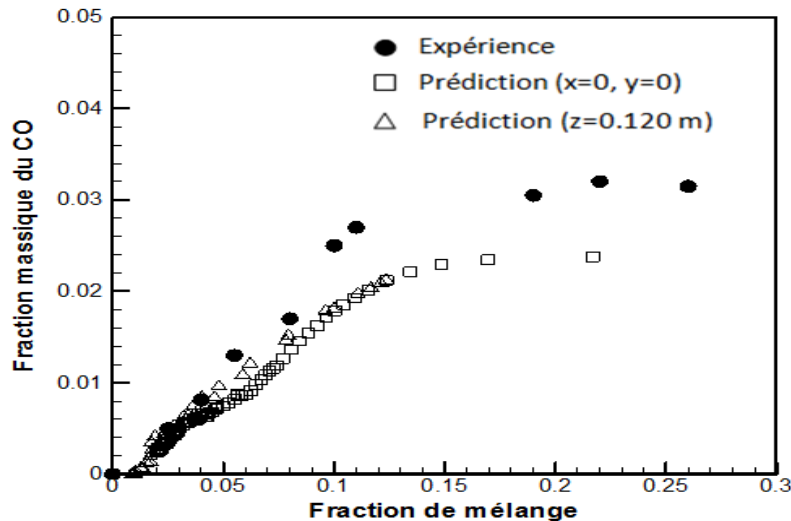


Figure 3. 58 Evolution de la fraction massique du CO en fonction de la fraction de mélange (propane)

b) Feu de propylène

Une étude numérique du feu de nappe de propylène est menée pour analyser la production de suie. La configuration du feu de propylène est similaire à celle du feu de nappe de propane. La puissance du feu est aussi 178 kW. La fraction volumique de suie est tracée en fonction de la fraction de mélange sur les lignes de mesures considérées: l'axe central et deux lignes horizontales à 52 mm et 120 mm au-dessus du brûleur. Trois modèles de formation de suie sont appliqués: Magnussen [50], Moss [51] et Smoke Point [52]. La fraction volumique de suie est analysée sur les lignes de mesures en fonction de la fraction de mélange.

- Modèle de Magnussen [50]:

Le modèle de suie de Magnussen est un modèle empirique dont tous les paramètres sont identiques pour n'importe quel combustible. Dans ce modèle, le diamètre des particules d_p est supposé être constant, c'est donc une valeur réglable du modèle parce que en réalité, le diamètre des particules peut varier de $0.005 \mu m$ à $0.1 \mu m$. Dans la littérature, on trouve que $d_p = 0.0225 \mu m$ est très souvent utilisé. On adopte donc cette valeur dans notre calcul. On a effectué aussi les simulations avec $d_p = 0.02 \mu m$ et $d_p = 0.025 \mu m$ pour évaluer la sensibilité du modèle. Pour la production de suie, on considère que l'oxydation du carbone est un processus chimique très lent. Donc à priori, une approche cinétique sous forme d'Arrhénius est utilisée (équation 2.73_c).

Les Figures 3.59, 3.60 et 3.61 présentent l'évolution de la fraction volumique de suie en fonction de fraction de mélange sur l'axe central avec $d_p = 0.02 \mu m$, $0.0225 \mu m$ et $0.025 \mu m$. On voit que la production de suie est proportionnelle au diamètre des particules: plus la particule est grande plus la fraction volumique de suie augmente.

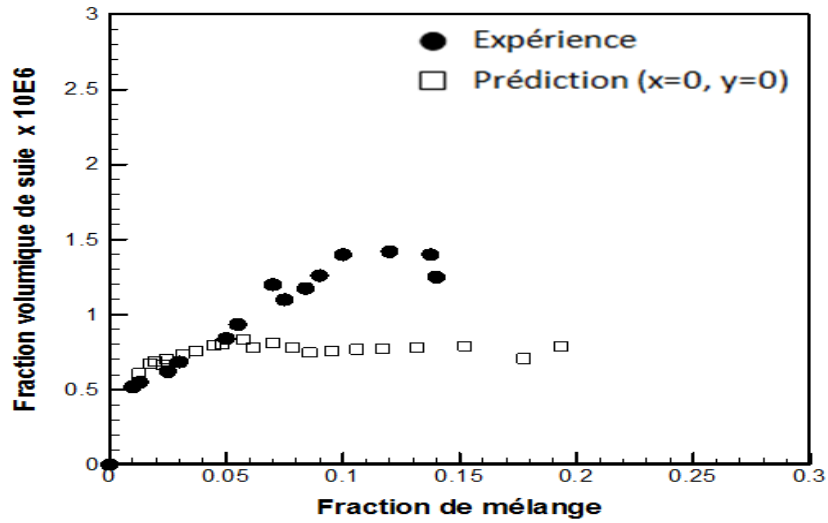


Figure 3. 59 Evolution de fraction volumique de suie sur l'axe central ($d_p = 0.02 \mu\text{m}$)

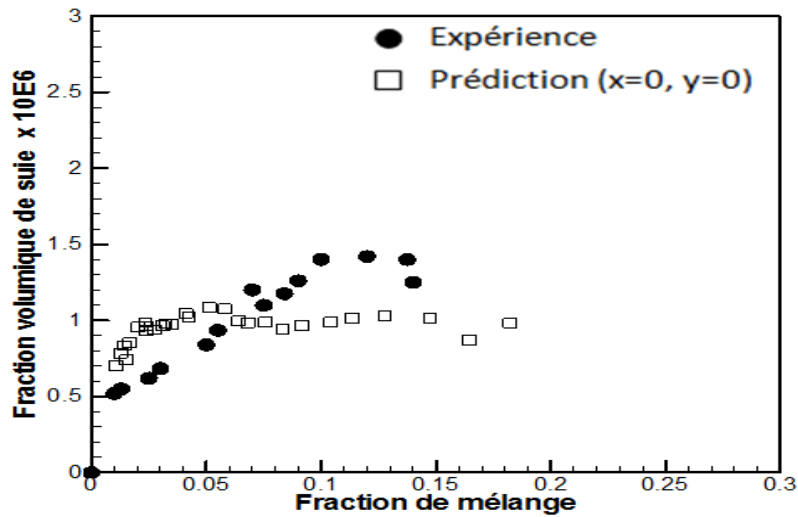


Figure 3. 60 Evolution de fraction volumique de suie sur l'axe central ($d_p = 0.0225 \mu\text{m}$)

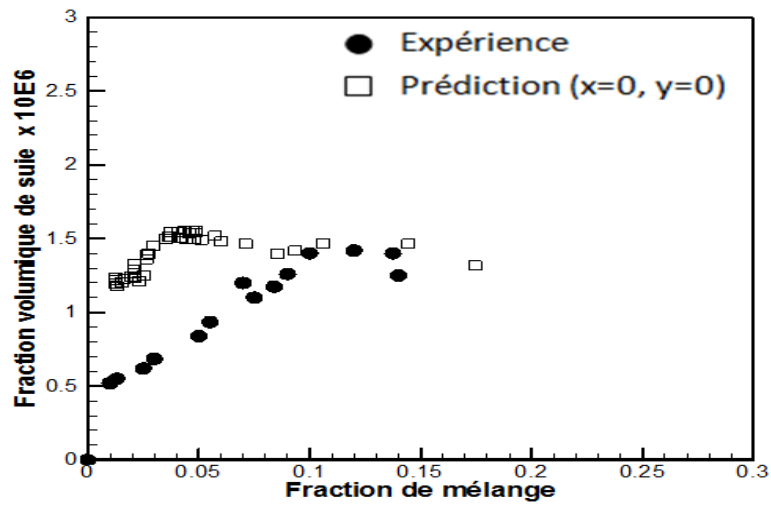


Figure 3. 61 Evolution de fraction volumique de suie sur l'axe central ($d_p = 0.025 \mu\text{m}$)

L'évolution de la fraction volumique de suie en fonction de fraction de mélange sur les lignes de mesures horizontales avec $d_p = 0.0225$ est présentée sur les Figures 3.62 et 3.63. On voit que dans la zone réactive du feu, la prédiction de la fraction volumique de suie est satisfaite. Donc, le modèle de Magnussen donne une prédiction satisfaisante de suie avec la configuration 4 pour le feu de propylène.

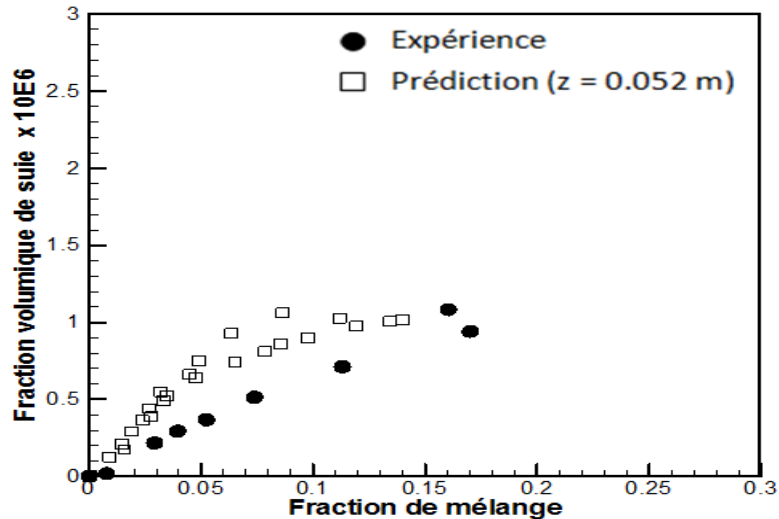


Figure 3. 62 L'évolution de fraction volumique de suie sur la ligne 52 mm ($d_p = 0.0225 \mu\text{m}$)

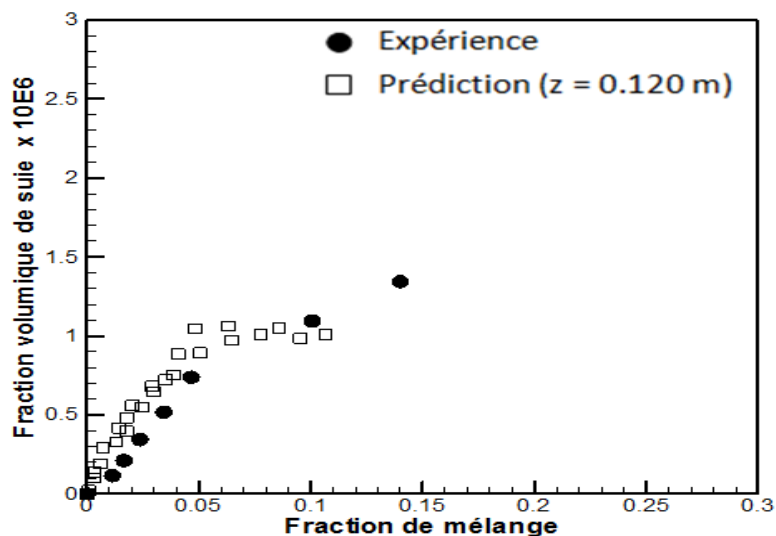


Figure 3. 63 L'évolution de fraction volumique de suie sur la ligne 120 mm ($d_p = 0.0225 \mu\text{m}$)

- Modèle de Moss [51]:

Avec le modèle de Moss, on ne peut pas trouver les coefficients pour le propylène. Les paramètres originaux sont donc utilisés: les coefficients empiriques obtenus à partir du feu de méthane. Les Figures 3.64, 3.65 et 3.66 présentent les évolutions de la fraction volumique de suie sur les lignes de mesures effectuées. Comme avec le modèle Magnussen, on utilise au préalable l'approche cinétique pour l'oxydation de suie.

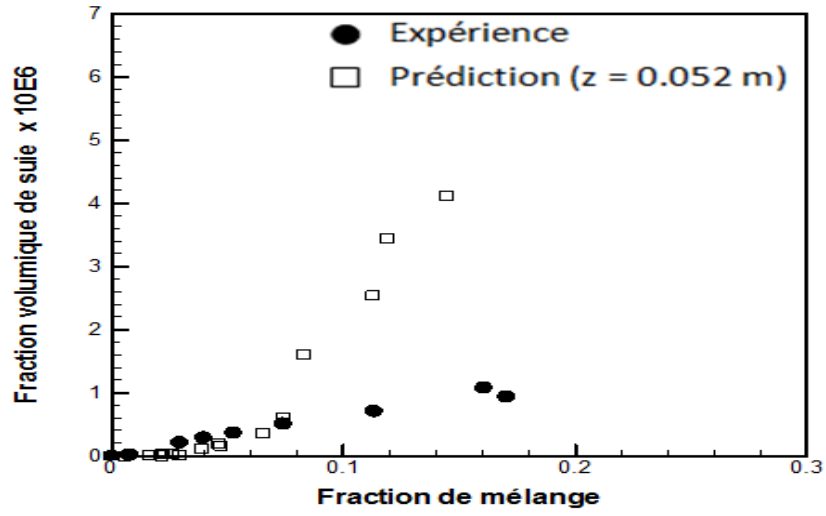


Figure 3. 64 L'évolution de fraction volumique de suie sur la ligne horizontale 52 mm (Moss)

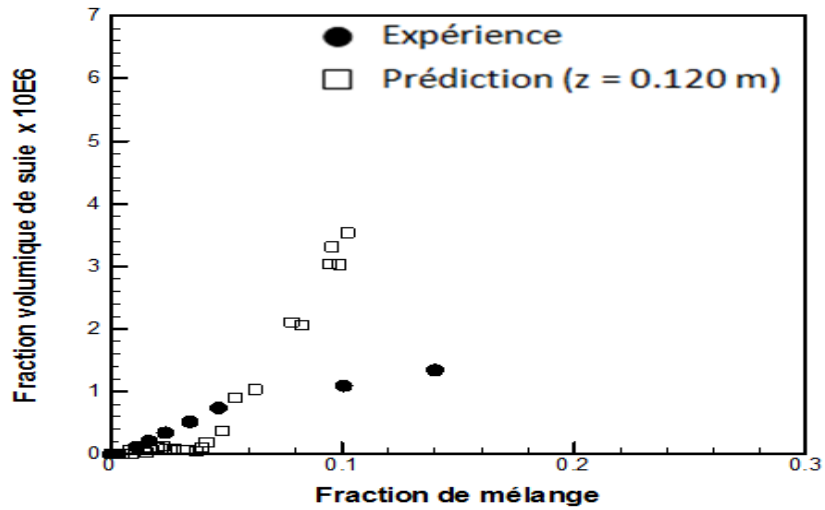


Figure 3. 65 Evolution de fraction volumique de suie sur la ligne horizontale 120 mm (Moss)

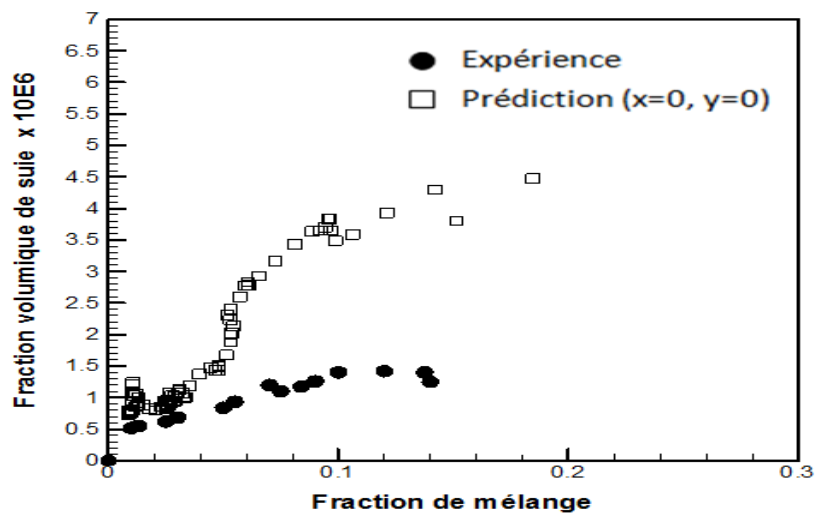


Figure 3. 66 L'évolution de fraction volumique de suie sur l'axe central (Moss)

Avec le modèle de Moss, la tendance d'évolution de suie en fonction de la fraction de mélange est reproduite mais on voit que plus la fraction de mélange augmente plus la production de suie est surestimée. Tout d'abord, il est à noter que le modèle de Moss est développé empiriquement à partir des essais avec la flamme laminaire et l'interaction entre la production de suie et la turbulence est encore mal comprise. La prédiction de suie dans une configuration de feu où la turbulence intervient est donc très difficile. En fait, la turbulence peut accélérer significativement l'oxydation de suie. Il est possible qu'un meilleur traitement de l'influence de la turbulence sur la formation de suie puisse améliorer la prédiction du modèle. En considérant que la turbulence va augmenter significativement le taux d'oxydation de suie, on a aussi traité l'oxydation de suie par une approche EDC (équation 2.73_b). La Figure 3.67 présente l'évolution de la fraction volumique de suie sur une ligne horizontale à hauteur de 52 mm au-dessus du foyer avec l'approche EDC couplée pour l'oxydation de suie. Comme prévu, on voit que la fraction volumique de suie prédite par le modèle de Moss diminue significativement.

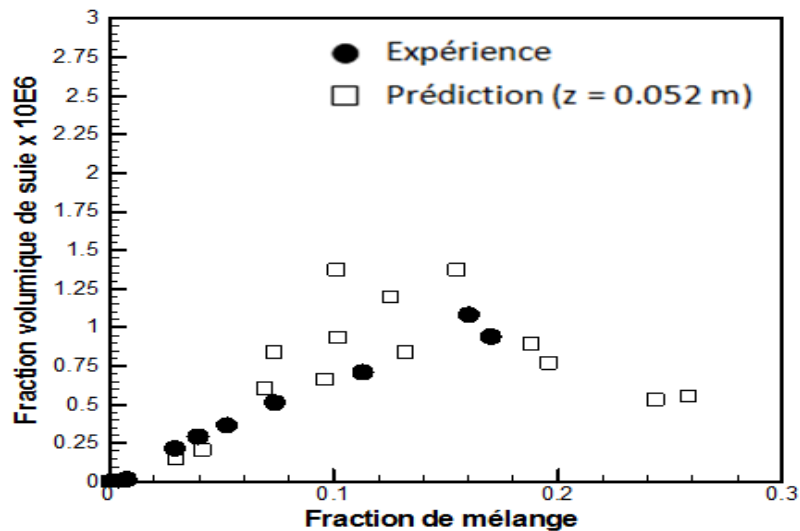


Figure 3. 67 L'évolution de fraction volumique de suie sur la ligne horizontale 52 mm (propylène, Moss – oxydation EDC)

- **Modèle Smoke Point:**

Le modèle de Smoke Point est basé sur la mesure du point de fumée: le point le plus bas où la fumée commence à être libérée dans une flamme laminaire d'un combustible. Les Figures 3.68, 3.69 et 3.70 présentent les évolutions de la fraction volumique de suie sur les lignes de mesures obtenues avec le modèle de Smoke Point. Tout d'abord, l'oxydation de suie est modélisée par l'approche cinétique sous forme d'Arrhénius.

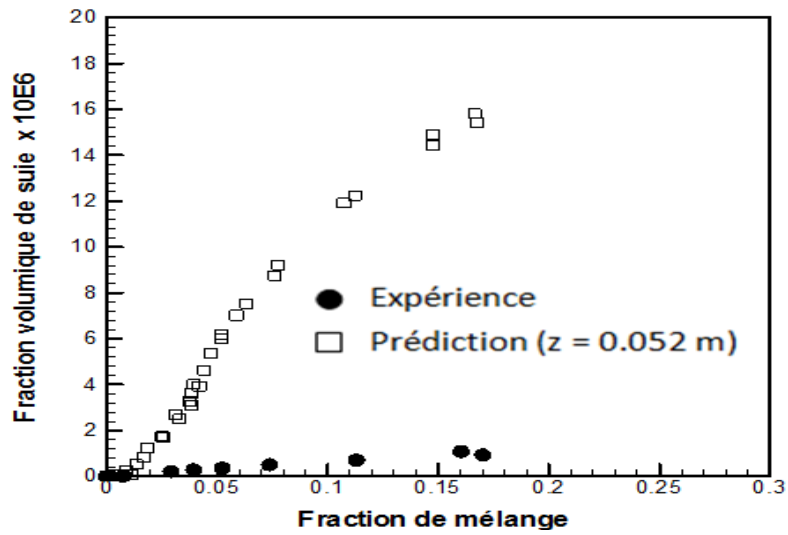


Figure 3. 68 L'évolution de fraction volumique de suie sur la ligne horizontale 52 mm

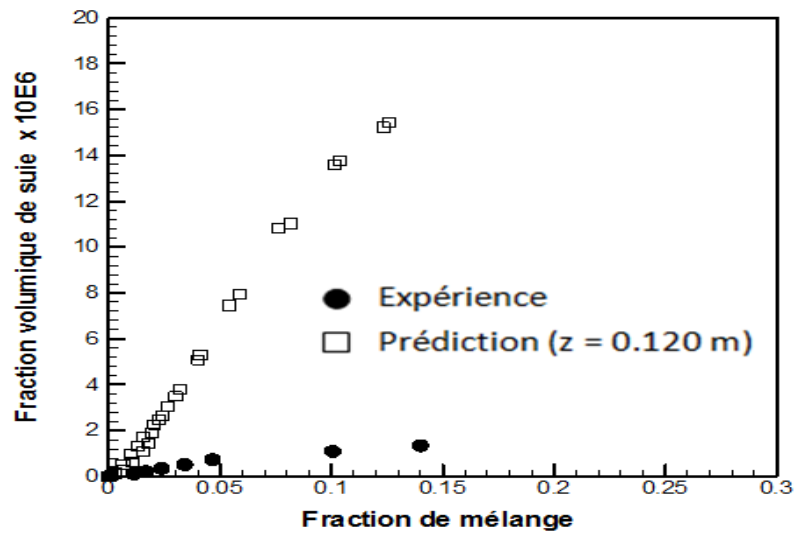


Figure 3. 69 L'évolution de fraction volumique de suie sur la ligne horizontale 120 mm

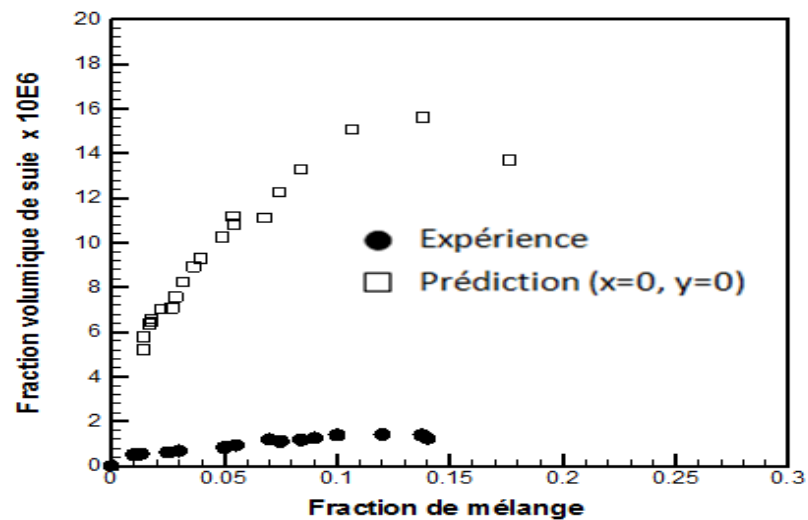


Figure 3. 70 L'évolution de fraction volumique de suie sur l'axe central

On voit que la fraction volumique de suie est très surestimée. Comme on l'a remarqué avec le modèle de Moss, l'influence de la turbulence sur la formation de suie est encore mal comprise. L'impact de la turbulence est aussi mal interprété dans les modèles de suie, en particulier dans les modèles empiriques tels que Magnussen, Moss ou Smoke Point. En se basant sur l'idée que la turbulence peut accélérer le mélange et par conséquent augmenter le taux d'oxydation de suie, dans notre calcul, on essaie d'augmenter l'oxydation de suie soit par approche EDC soit par une modification du coefficient pré-exponentiel A_0 ($A_0 = A_0 \times 10^8$) (cf. chapitre 2) de l'approche cinétique. On tente ainsi de tenir compte des effets turbulents sur l'oxydation de suie avec ces approches. Les résultats obtenus avec l'approche EDC sont présentés sur les Figures 3.71, 3.72 et 3.73.

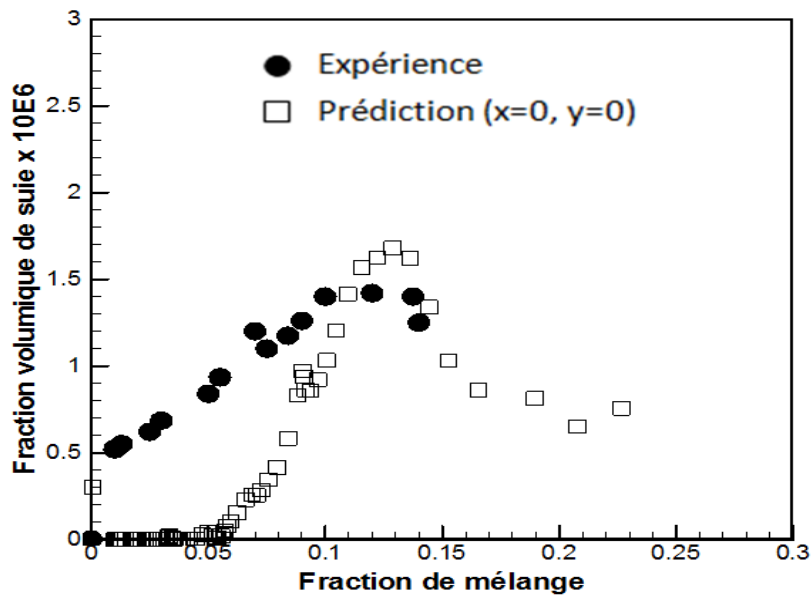


Figure 3. 71 L'évolution de fraction volumique de suie sur l'axe central (Smoke Point, oxydation EDC)

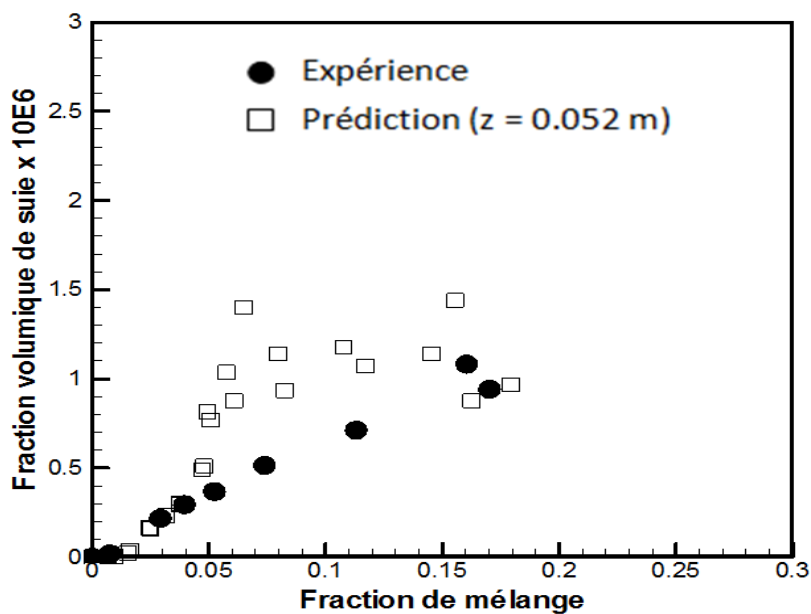


Figure 3. 72 L'évolution de fraction volumique de suie sur la ligne horizontale 52 mm (Smoke Point, oxydation EDC)

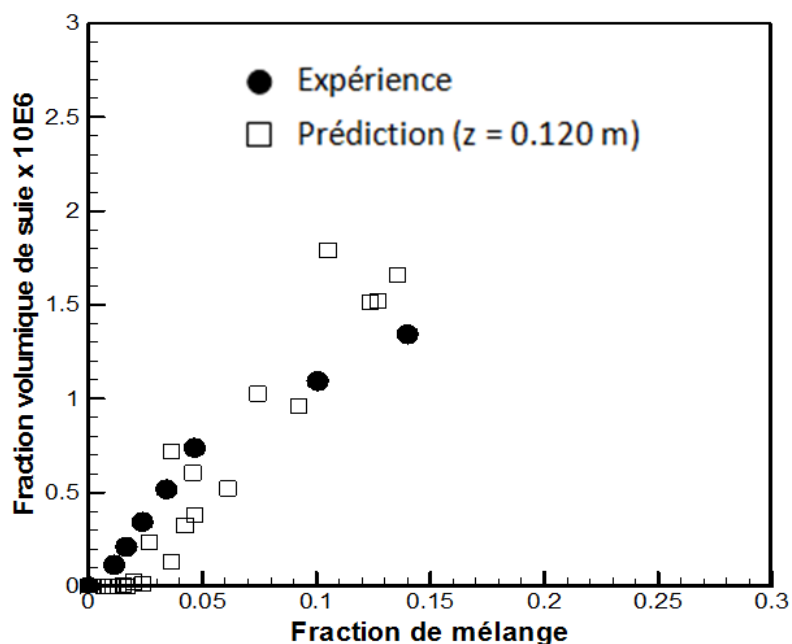


Figure 3. 73 L'évolution de fraction volumique de suie sur la ligne horizontale 120 mm (Smoke Point, oxydation EDC)

On présente aussi l'évolution de la fraction volumique de suie obtenue avec l'approche cinétique modifiée sur les lignes de mesures effectuées sur les Figures 3.74, 3.75 et 3.76. On voit que les résultats obtenus avec l'approche EDC et l'approche cinétique modifiée sont presque identiques. En tenant compte des effets turbulents, la production de suie prédite par le modèle Smoke point est significativement diminuée et la prédiction est comparable avec l'expérience.

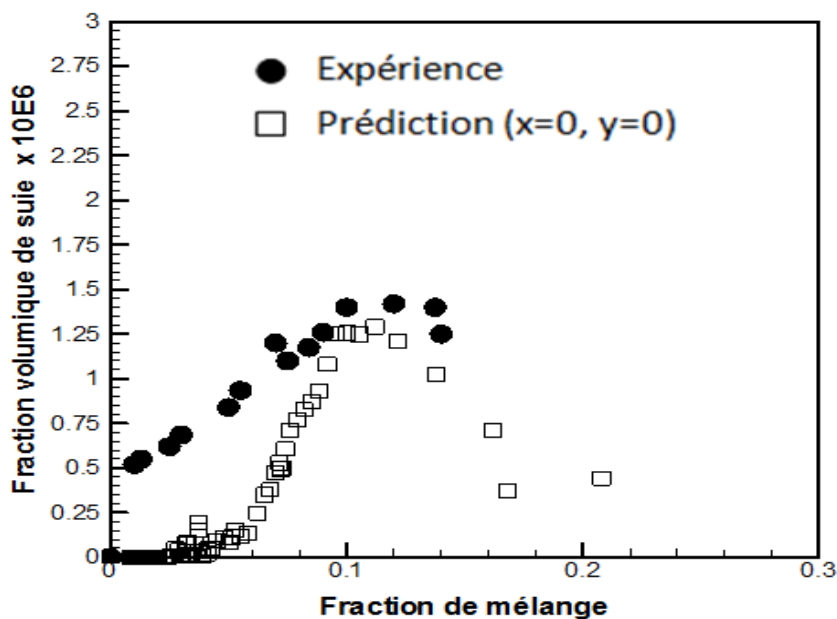


Figure 3. 74 L'évolution de fraction volumique de suie sur l'axe central (Smoke Points, oxydation - cinétique modifiée)

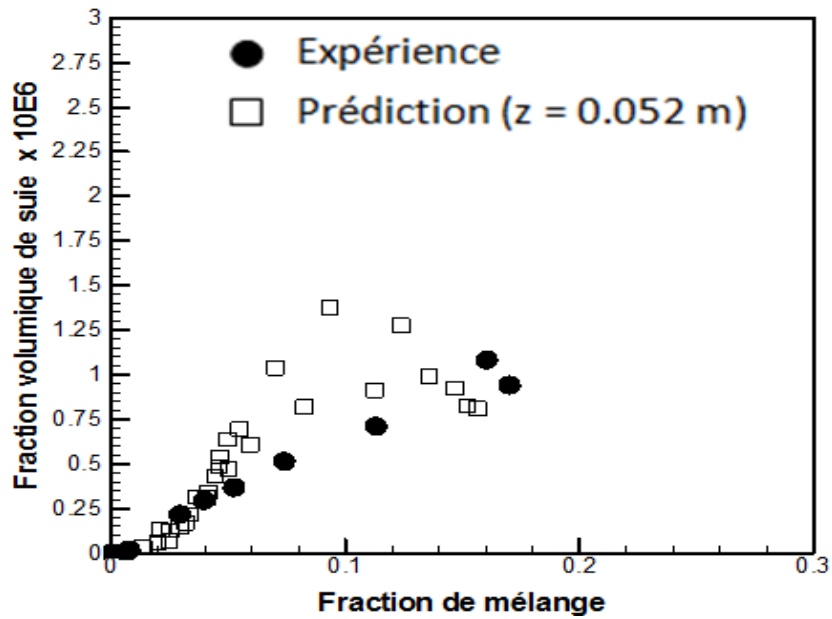


Figure 3. 75 L'évolution de fraction volumique de suie sur la ligne horizontale 52 mm (Smoke Point, oxydation - cinétique modifiée)

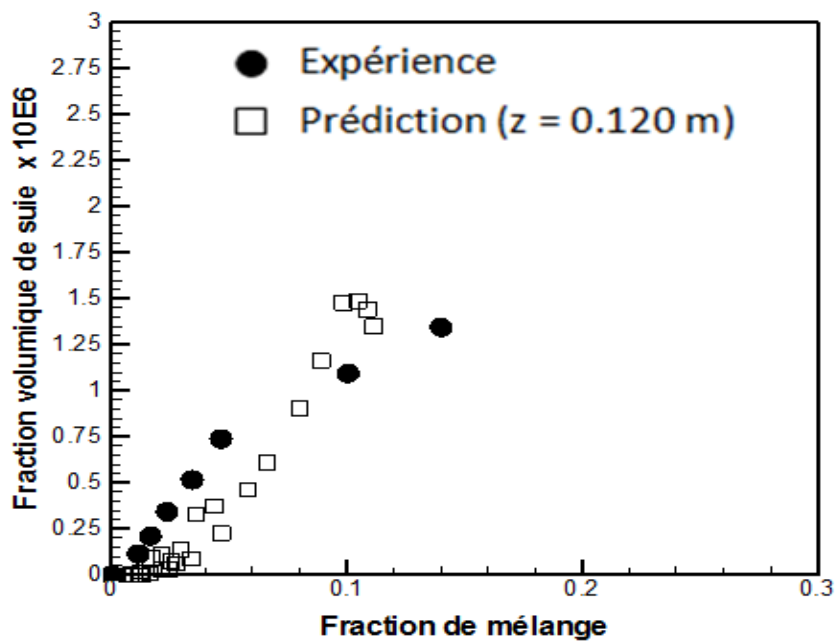


Figure 3. 76 L'évolution de fraction volumique de suie sur la ligne horizontale 52 mm (Smoke Point, oxydation - cinétique modifiée)

Alors l'approche cinétique modifiée et l'approche EDC permettent d'augmenter le taux de l'oxydation de suie et par conséquent diminuer la surestimation de la fraction volumique de suie remarquée avec le modèle cinétique par défaut. Cependant sur les Figure 3.71 et 3.74, on constate que la formation de suie est très sous-estimée lorsque la fraction de mélange est inférieure à 0.1. Il est à noter qu'avec le modèle de Smoke Point, lorsque la fraction de mélange est inférieure à Z_{SO} (cette valeur est égale à 0.103 pour le propylène), la formation de suie est terminée et il ne reste que

l'oxydation de suie (équation 2.67). Il faut rappeler que quand le modèle de Moss et le modèle de Magnussen présentent deux équations de transport pour les précurseurs de suie et la densité massique de suie, le modèle Smoke Point ne fait intervenir qu'une seule équation de transport pour la densité massique de suie. Il est possible que dans la zone de combustion pauvre (dans la zone d'intermittence ou la zone de panache) le grossissement de la surface de suie n'est pas pris en compte [68]. La Figure 3.77 présente le champ instantané de la fraction volumique de suie du feu de propylène lorsque le modèle de Moss (3.75.a) et le modèle Smoke Point (3.75.b) sont couplés avec une approche EDC pour traiter l'oxydation de suie. On voit qu'avec le modèle Smoke points, la suie est principalement formée dans la zone réactive de la flamme et le transport de suie vers les zones de combustion pauvre est plus faible que celui du modèle de Moss.

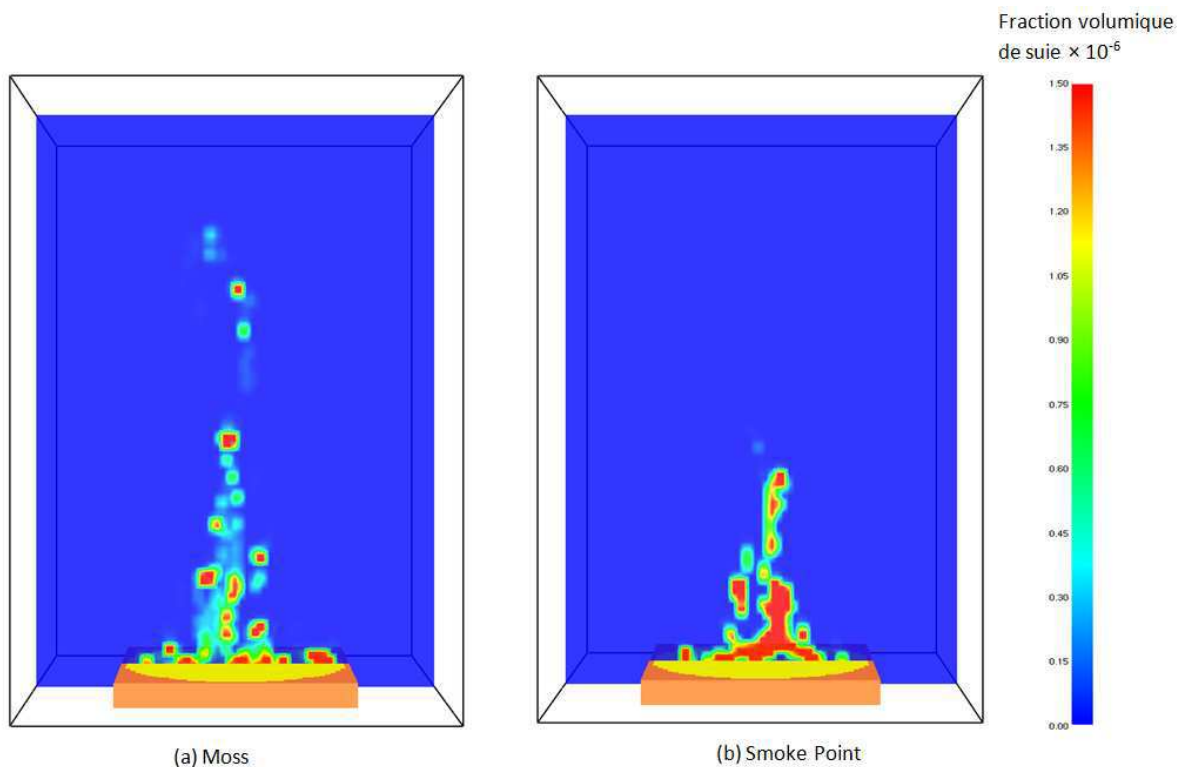


Figure 3. 77 Champ instantané de la fraction volumique de suie (feu de propylène)

3.2 Feu de compartiment

Dans le deuxième chapitre, on a présenté une série de test de NIST [69] sur un caisson à échelle réduite. Le feu dans le caisson évolue d'un régime sur-ventilé à un régime sous-ventilé. Certains résultats obtenus lors de ces essais avec l'heptane (la température, la vitesse normale à la porte la production de suie et la concentration en O_2 et CO_2) sont retenus pour tester les potentialités des modèles apportés. Les dimensions du caisson et les positions des sondes sont représentées sur la Figure 3.78.

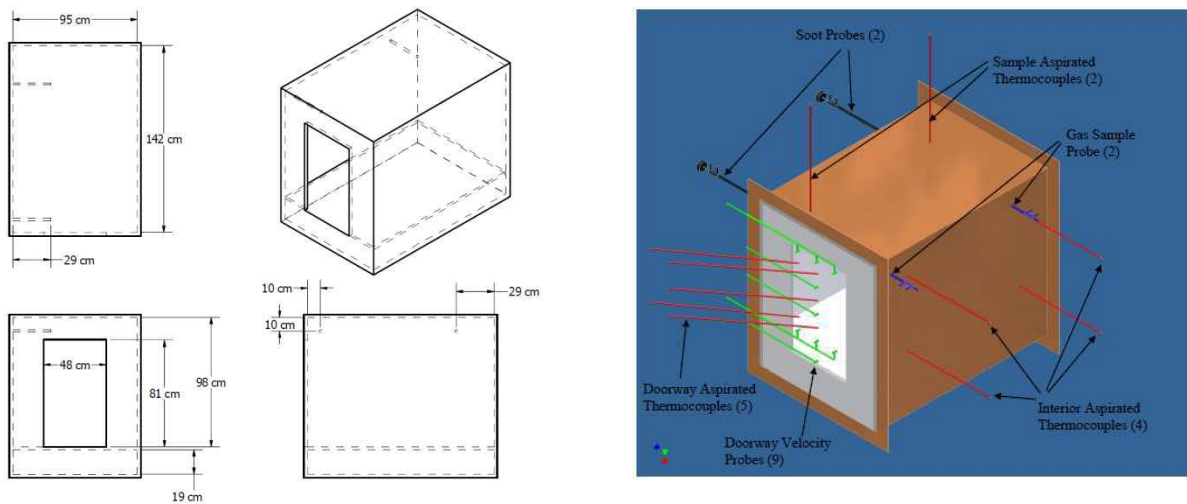


Figure 3.78 Le caisson d'essai de NIST avec l'illustration des sondes

La Figure 3.79 illustre la configuration utilisée avec le code FDS. Le domaine de calcul est présenté sur la Figure 3.80. La simulation numérique représente l'essai numéro 15 dans la série du NIST. Le combustible utilisé est donc l'heptane. Le diamètre de la nappe de combustible est 40 cm. La puissance imposée au niveau du brûleur est une fonction en marche d'escalier: 90, 160, 220, 300, 375 et 85 kW (voir la Figure 3.81). Dans le caisson la comparaison est effectuée à la sonde avant et la sonde arrière (voir la Figure 3.77) pour la température et la production de suie. Au milieu de la porte d'accès, il y a cinq sondes placées verticalement pour mesurer la vitesse normale (à 5, 20, 40, 60 et 80 cm au dessus du sol – voir les Figure 3.79 et 3.80). On a appliqué un maillage uniforme. Le nombre de mailles est de 60000, pour le domaine de calcul de 200 cm × 120 cm × 160 cm (largeur × longueur × hauteur). La taille d'une cellule est de 4 cm × 4 cm × 4 cm.

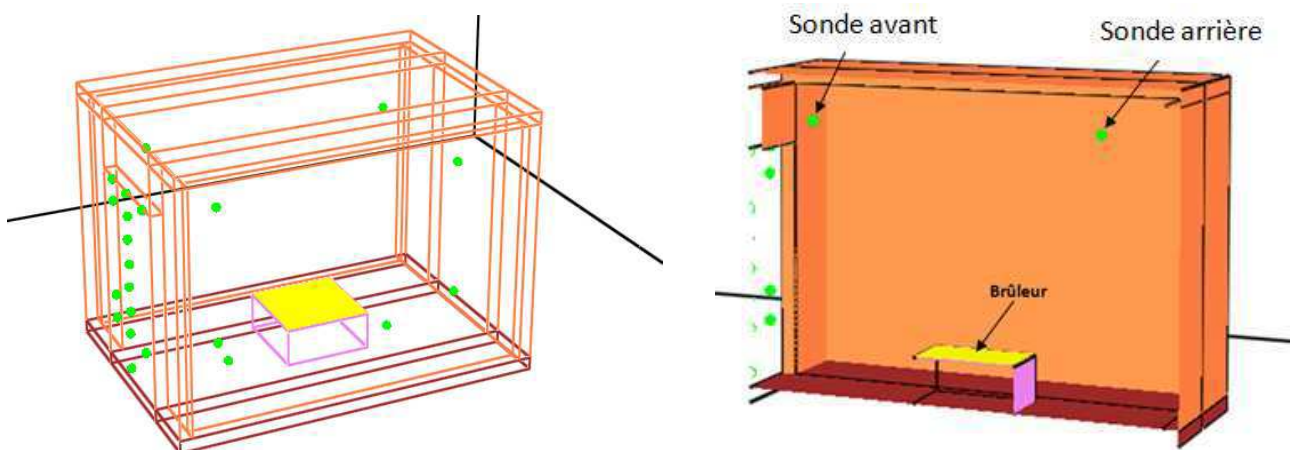


Figure 3. 79 La configuration utilisée pour la simulation de l'essai de NIST

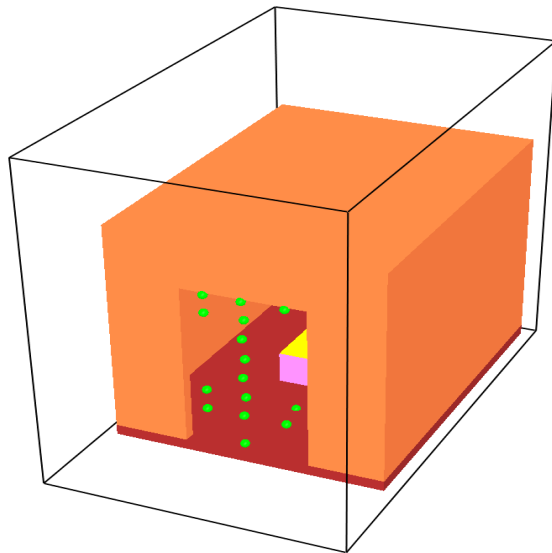


Figure 3. 80 La vue paramétrique du domaine de calcul

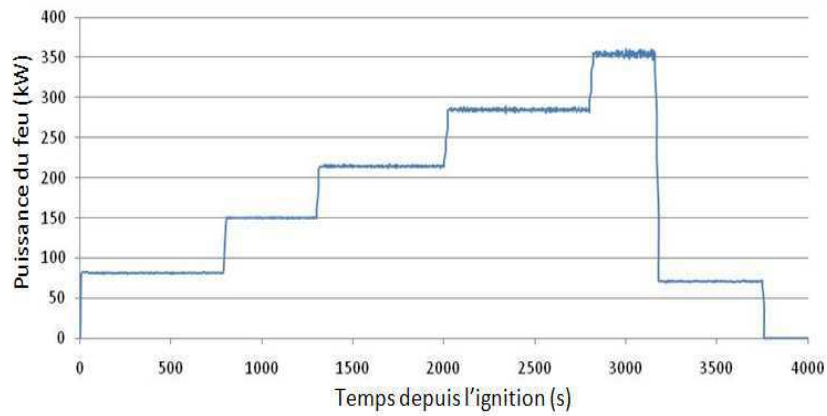


Figure 3. 81 La puissance au niveau du brûleur

3.2.1 Température

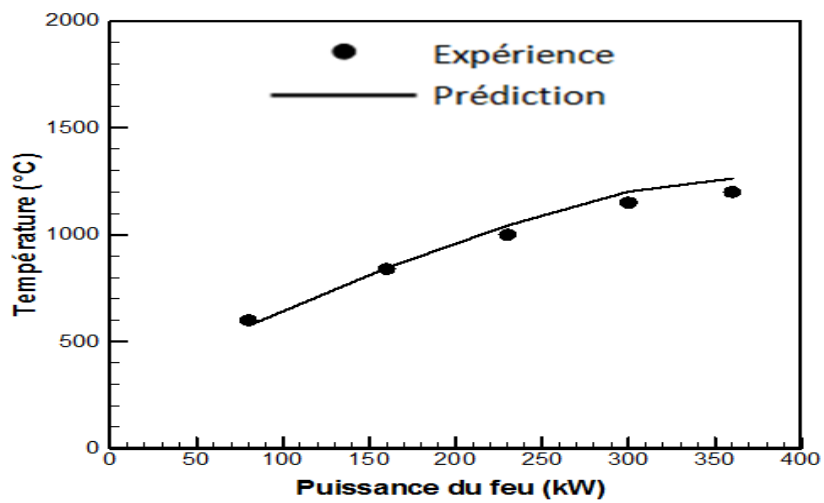


Figure 3. 82 Température au niveau de la sonde avant

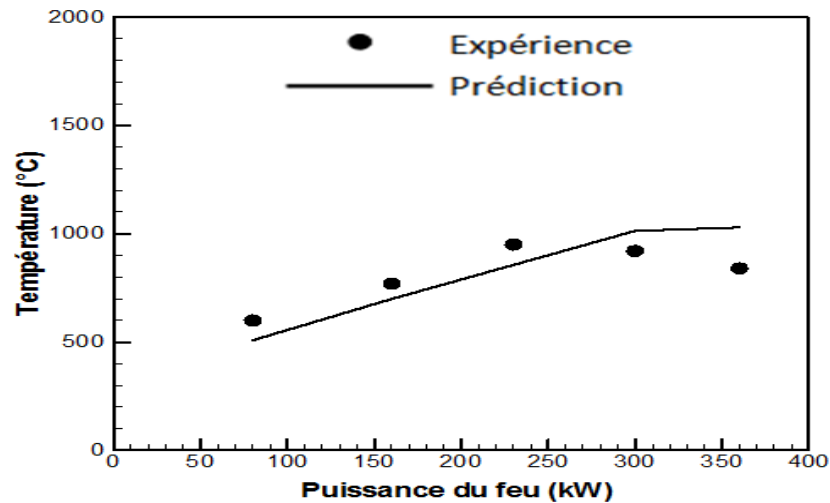


Figure 3. 83 Température au niveau de la sonde arrière

Les Figures 3.82 et 3.83 présentent la température simulée au niveau de la sonde avant et de la sonde arrière en fonction de la puissance dégagée du feu. On voit que les valeurs simulées sont en bonne corrélation avec les points mesurés.

3.2.2 Vitesse normale à la porte

Les Figures 3.84, 3.85 et 3.86 présentent respectivement le champ de vitesse sur le plan médian $y=0$ du domaine de calcul lorsque la puissance du feu est de 80 kW, 220 kW et 300 kW. A la porte, on peut distinguer clairement l'admission d'air frais en partie basse et l'expulsion de gaz chauds issues de la combustion en partie haute. A partir des Figures impliquées, on voit aussi que plus la puissance du feu est élevée, plus l'expulsion de gaz dans la couche chaude est accélérée. Ces observations sont en bon accord avec la littérature.

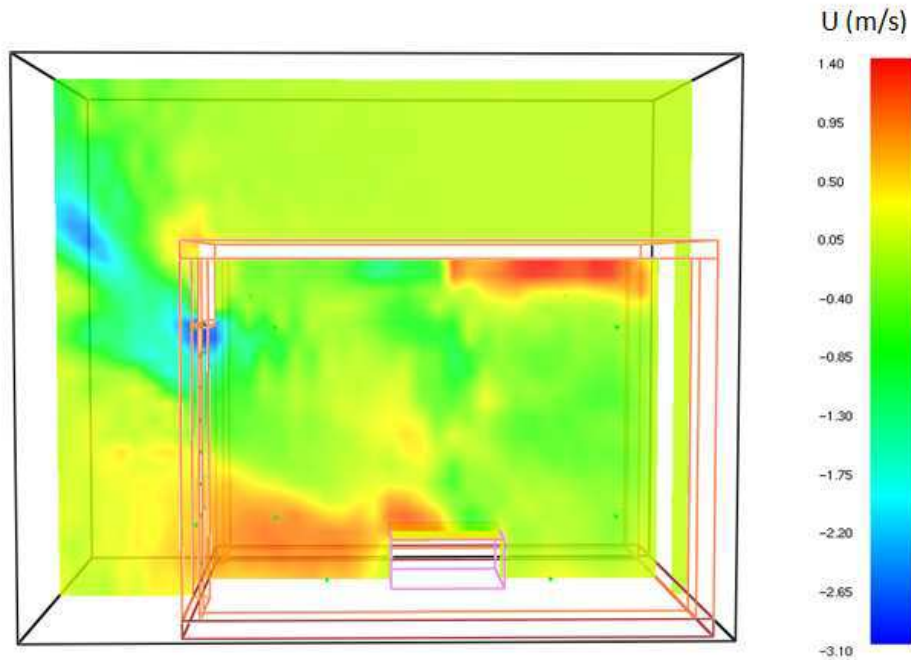


Figure 3. 84 Champ de vitesse, $\dot{Q} = 80 \text{ kW}$

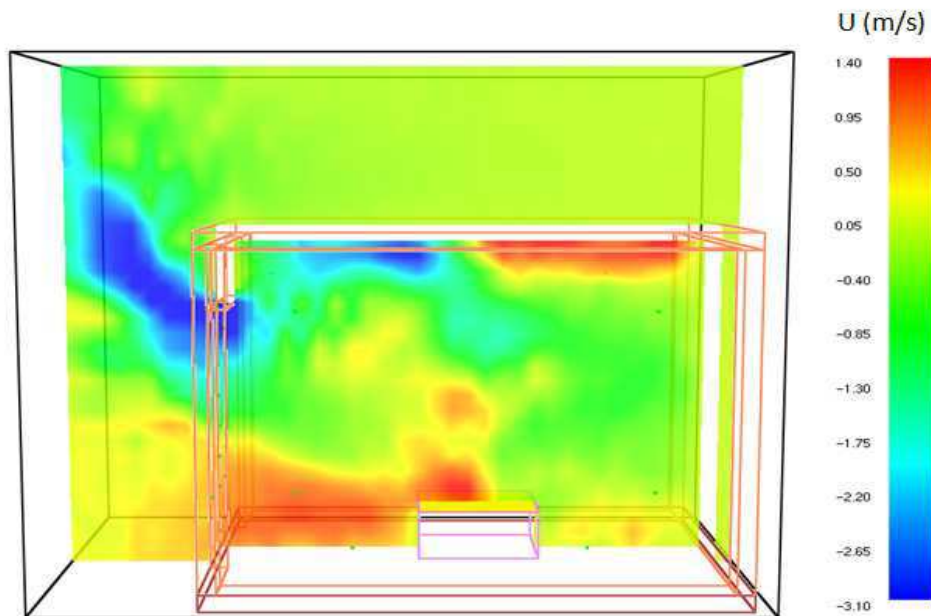


Figure 3. 85 Champ de vitesse, $\dot{Q} = 220 \text{ kW}$

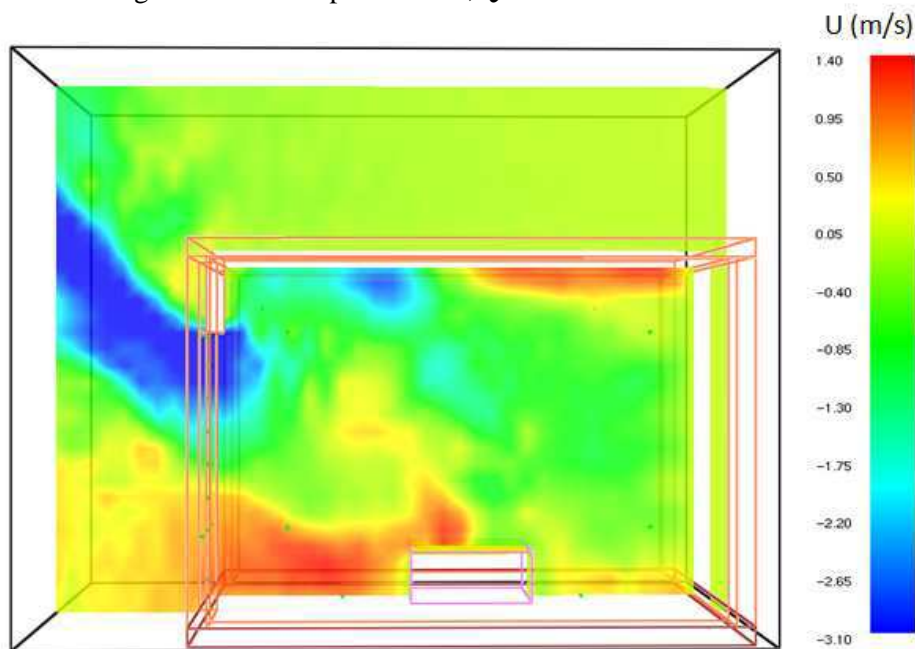


Figure 3. 86 Champ de vitesse, $\dot{Q} = 300 \text{ kW}$

Les figures 3.87, 3.88 et 3.89 présentent l'évolution de la vitesse prédite au niveau des sondes à la porte lorsque la puissance du feu atteint 80 kW, 220 kW et 300 kW. Globalement, on voit que la vitesse normale au niveau de la porte est assez bien reproduite, en particulier lorsque la puissance du feu est de 300 kW. Avec $\dot{Q} = 80 \text{ kW}$ et $\dot{Q} = 220 \text{ kW}$, la vitesse est surestimée au niveau de la sonde la plus haute. Cette surestimation peut être due à la surestimation du taux de réaction. Dans les calculs avec le feu de propane, on a remarqué une sur estimation de la vitesse axiale dans le panache thermique, ce qui est provoquée par une surestimation du taux de combustion. Lorsque le panache atteint le plafond, les écoulements de gaz chauds se répandent par tout sous le plafond, une surestimation de la vitesse de propagation de gaz peut entraîner une surestimation de l'expulsion de gaz dans la couche chaude à travers l'ouverture de la porte.

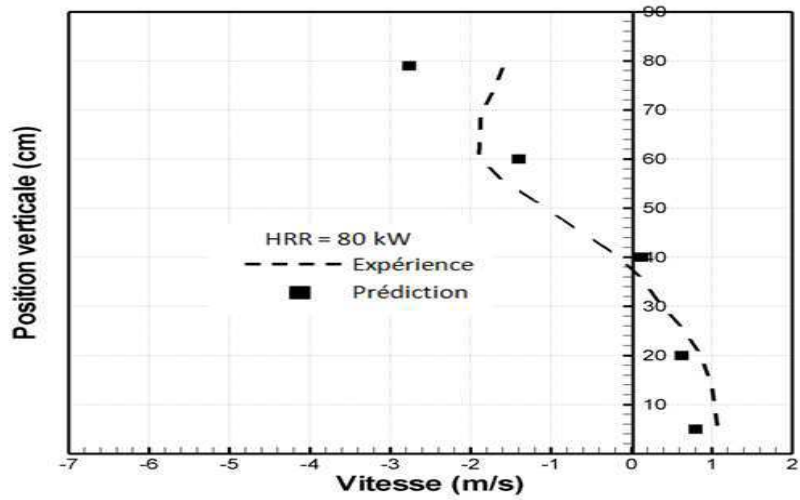


Figure 3. 87 Vitesse normale à la porte – HRR = 80 kW,

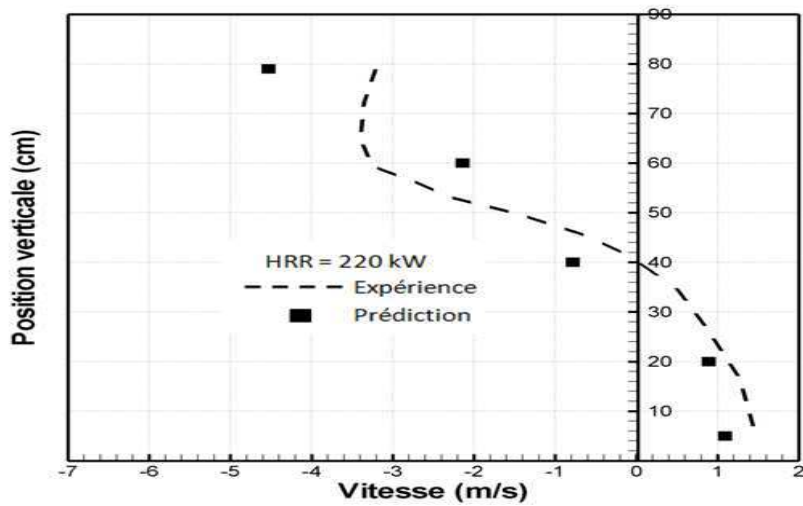


Figure 3. 88 Vitesse normale à la porte – HRR = 220kW

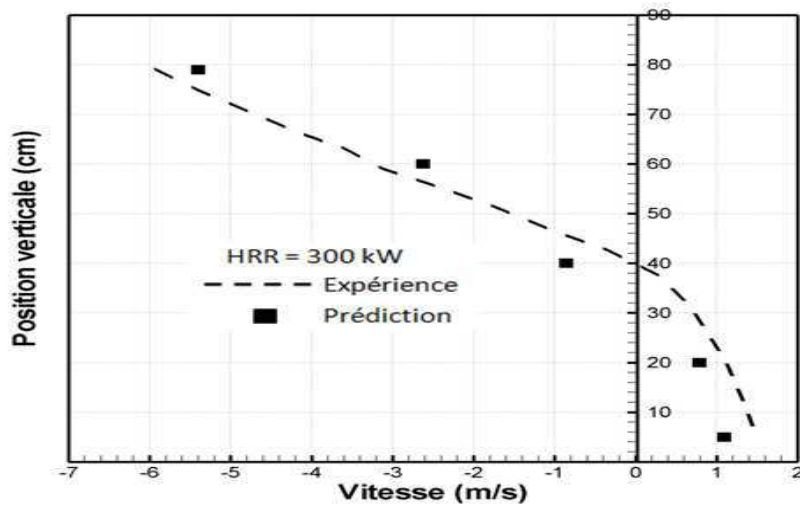


Figure 3. 89 Vitesse normale à la porte – HRR = 300kW

3.2.3 Concentration des gaz

a) Oxygène

Les Figures 3.90 et 3.91 présentent respectivement l'évolution de la concentration en oxygène à la sonde avant et à la sonde arrière. On voit que la tendance d'évolution de la concentration en oxygène est assez bien prédite. Le décalage observé peut être issu du modèle de combustion et du modèle d'extinction de la flamme

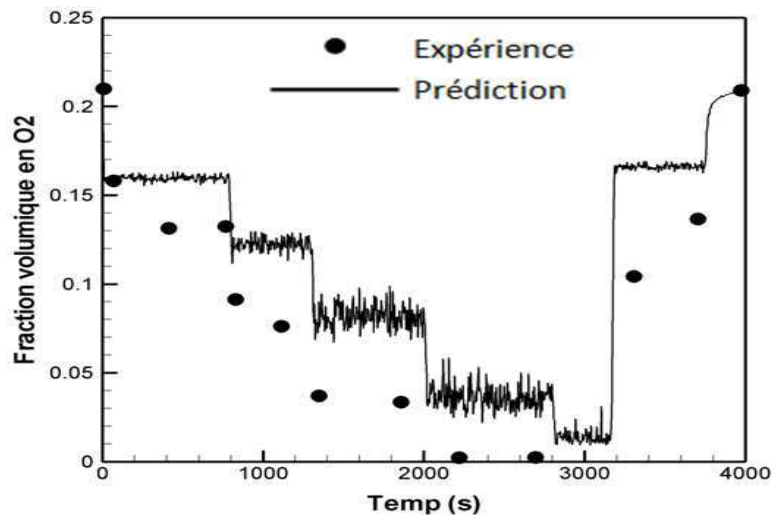


Figure 3. 90 Fraction volumique en O₂ à la sonde avant

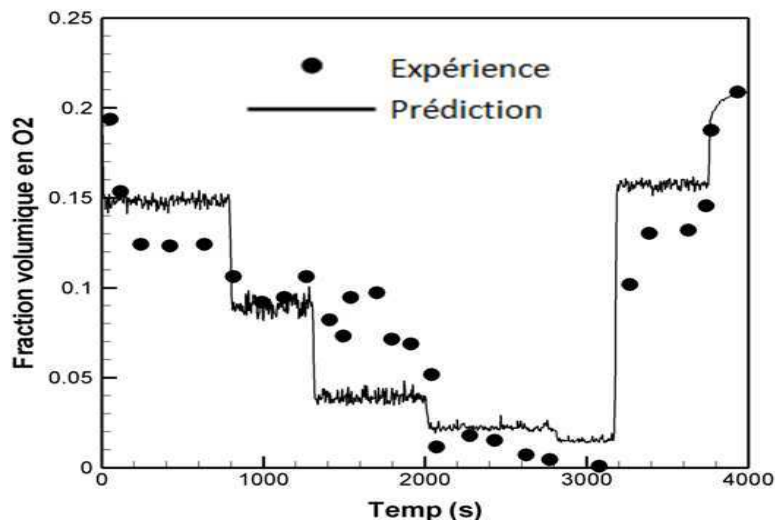


Figure 3. 91 Fraction volumique en O₂ à la sonde arrière

b) Dioxyde de carbone

Sur les Figures 3.92 et 3.93, on voit que la concentration du dioxyde de carbone prédite et celle de l'expérience sont comparables.

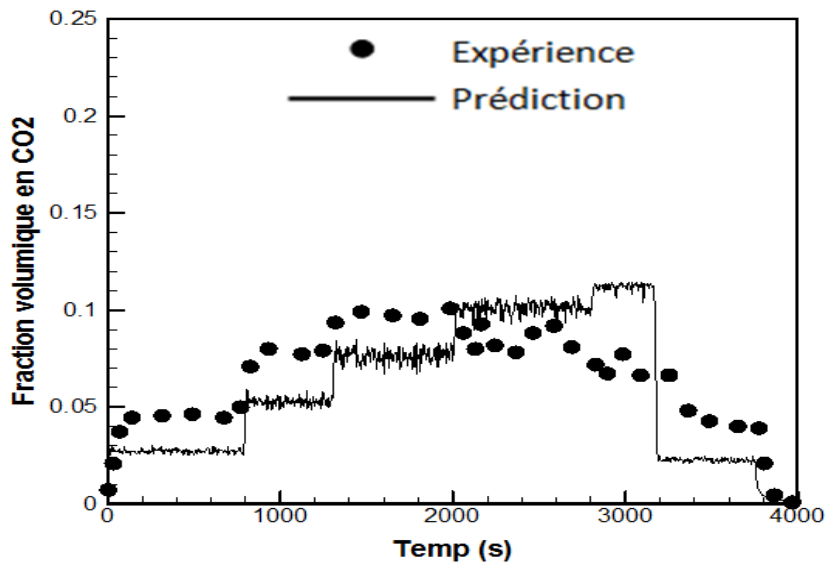


Figure 3. 92 Fraction volumique du CO2 à la sonde avant

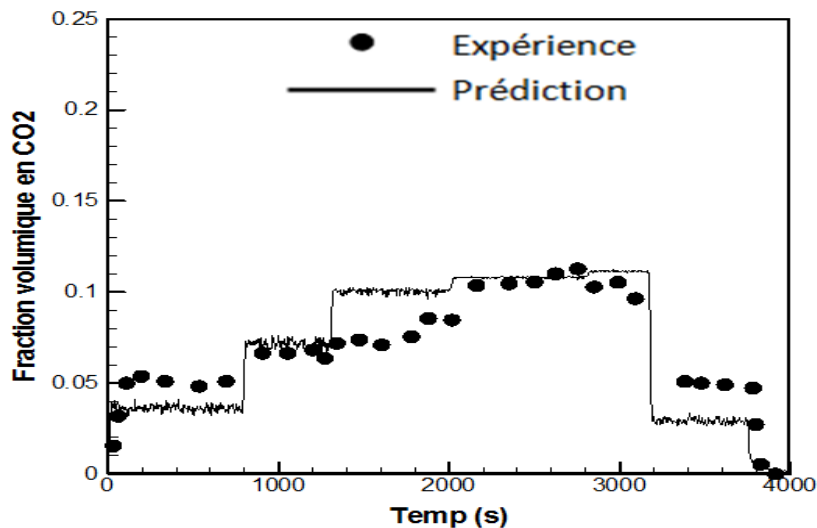


Figure 3. 93 Fraction volumique du CO2 à la sonde arrière

3.2.4 Fraction massique de suie

Comme avec l'étude de feu ouvert, pour estimer la fraction massique de suie dans le caisson du NIST, on applique trois modèles de suie : Magnussen, Moss et Smoke Point.

a) Modèle de Moss

Les Figures 3.94 et 3.95 présentent respectivement l'évolution de la fraction massique de suie à la sonde avant et la sonde arrière. Avec l'oxydation de suie calculée par l'approche cinétique originelle, le modèle de Moss prédit assez bien la production de suie. Il faut rappeler que par rapport au feu de la configuration 4, pour le caisson de NIST, l'heptane est utilisé, combustible qui produit beaucoup plus

de suie que le propylène. Le feu du NIST est semi-confiné se traduisant donc par une production de suie plus importante que le feu en milieu ouvert. On voit que la validité du modèle change beaucoup lorsque l'on change la géométrie ou le combustible.

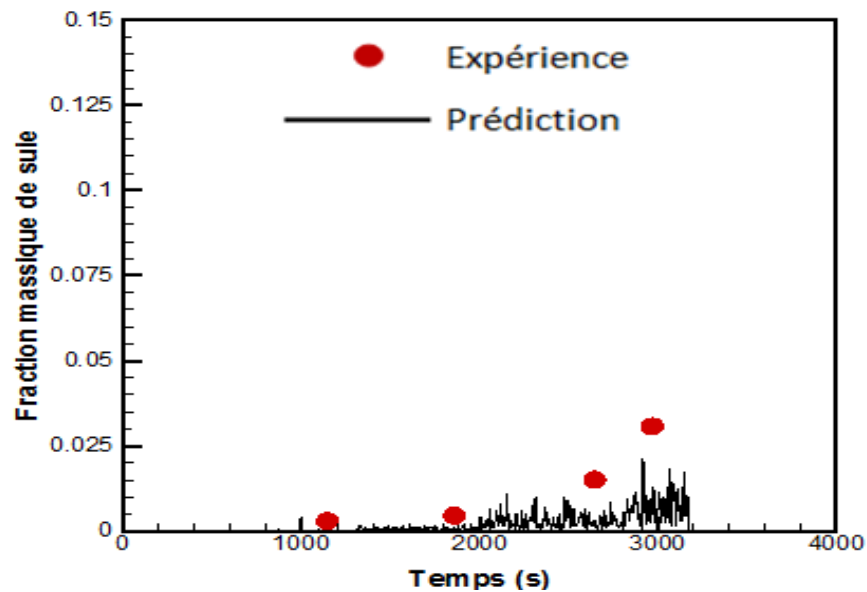


Figure 3. 94 Fraction massique de suie à la sonde avant (Moss)

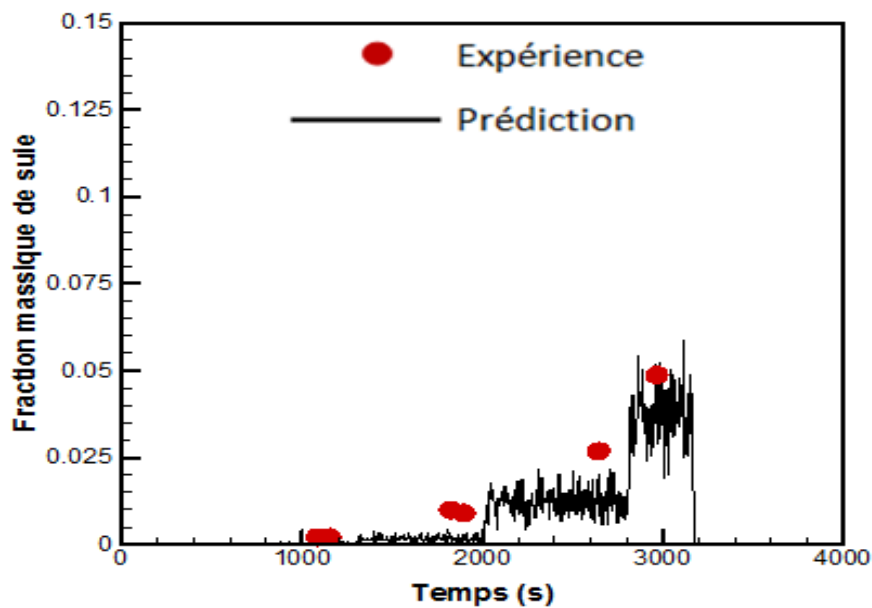


Figure 3. 95 Fraction massique de suie à la sonde arrière (Moss)

b) Modèle de Magnussen

Le feu en milieu ouvert de propylène (configuration 4) a montré une sensibilité du choix du diamètre de particules d_p . Trois valeurs ont été utilisées avec le modèle de Magnussen: $0.02 \mu m$, $0.0225 \mu m$ et $0.025 \mu m$. $d_p = 0.0225 \mu m$ est très souvent utilisée dans la littérature et cette valeur nous a donné une bonne prédiction de production de suie dans la zone réactive du feu. Cette même valeur est utilisée pour la simulation de caisson du NIST. Les Figures 3.96 et 3.97 effectuent la comparaison entre la fraction volumique de suie prédite et celle de l'expérience à la sonde avant et la

sonde arrière. Avec le caisson de NIST, on voit que la production de suie est très sous-estimée avec le modèle de Magnussen.

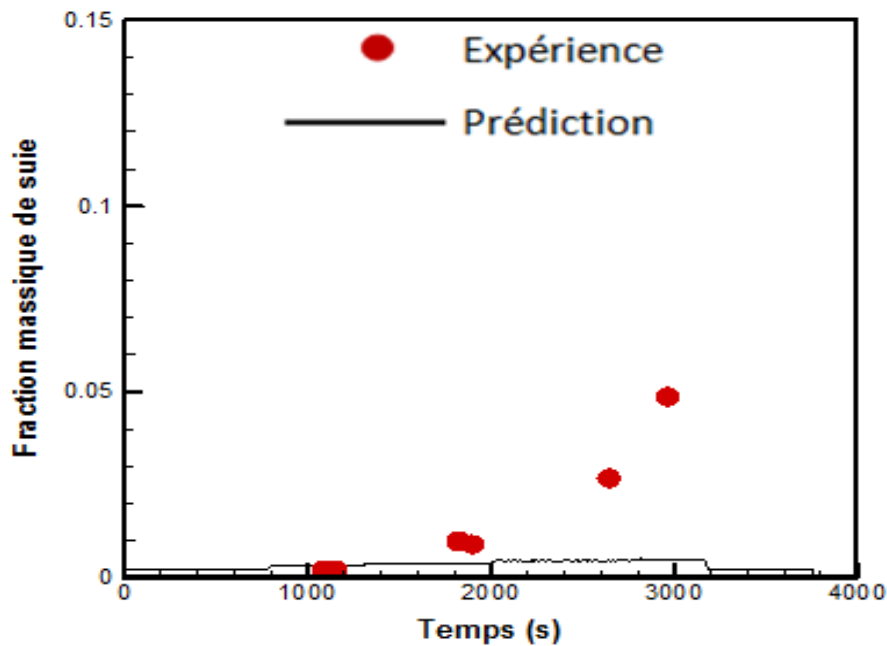


Figure 3. 96 Fraction massique de suie à la sonde avant

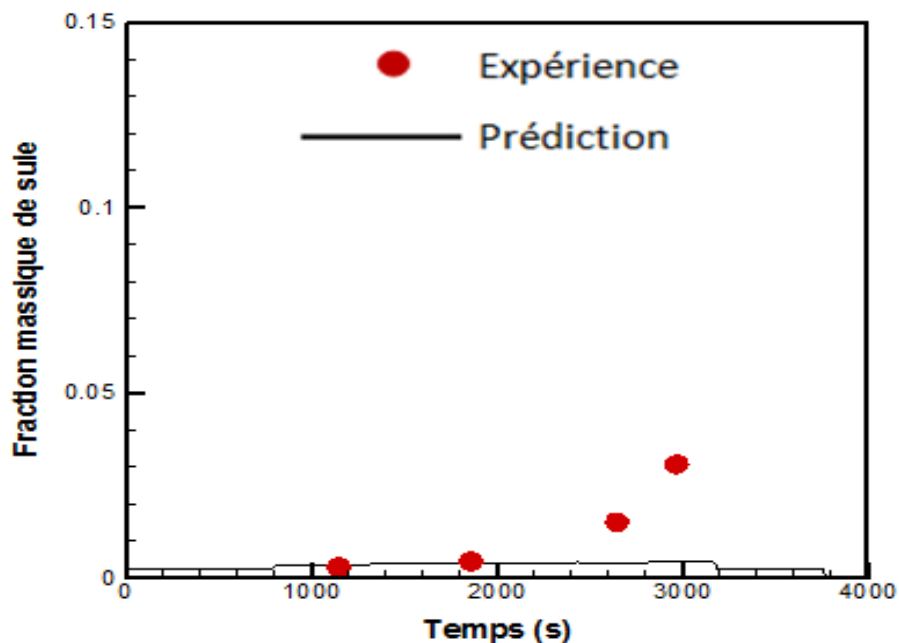


Figure 3. 97 Fraction massique de suie à la sonde arrière

c) Modèle Smoke Point

Les Figures 3.98 et 3.99 présentent l'évolution de la fraction massique de suie prédite par le modèle Smoke Point où l'oxydation de suie est estimée par l'approche cinétique. Les Figures 3.100 et 3.101 présentent l'évolution de la fraction massique de suie prédite par le modèle Smoke Point où l'oxydation de suie est calculée par l'approche EDC. Les Figures 3.102 et 3.103 présentent l'évolution de la fraction massique de suie prédite par le modèle Smoke Point où l'oxydation de suie est calculée par l'approche cinétique modifiée ($A_o = A_o \times 10^8$).

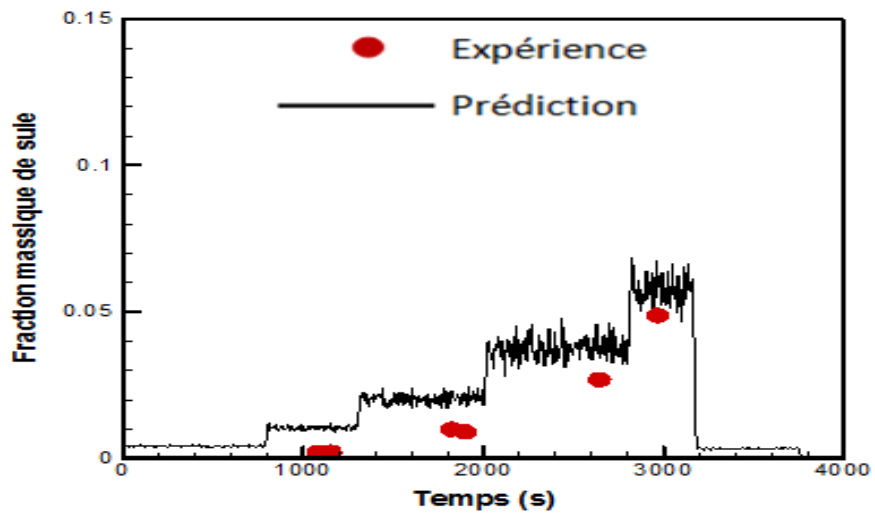


Figure 3. 98 Fraction massique de suie à la sonde avant (cinétique par défaut)

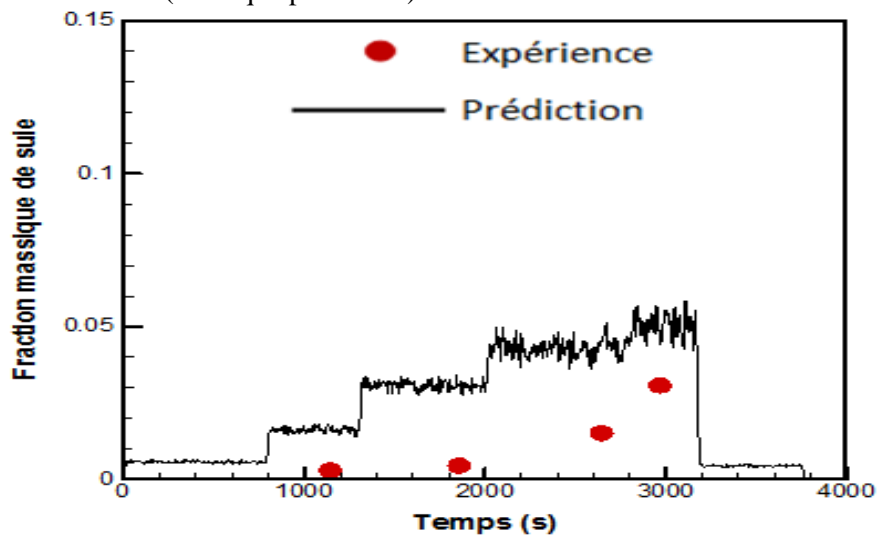


Figure 3. 99 Fraction massique de suie à la sonde arrière (cinétique par défaut)

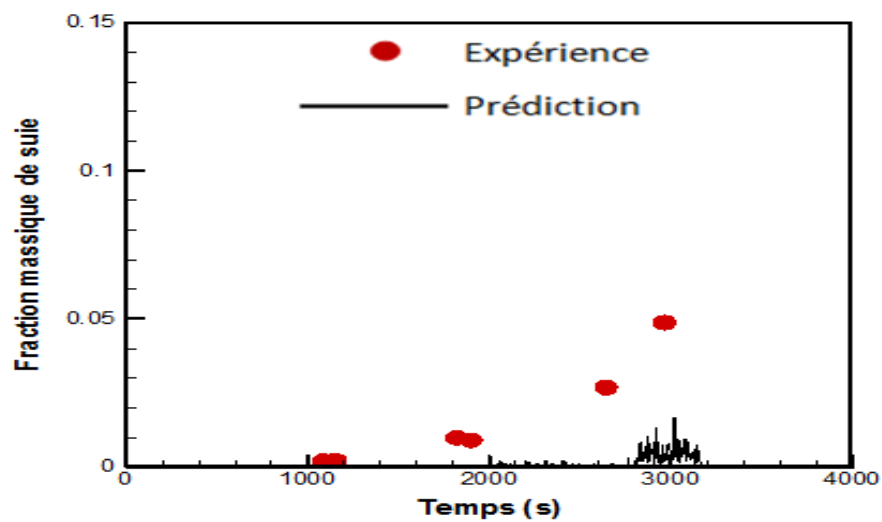


Figure 3. 100 Fraction massique de suie à la sonde avant (EDC)

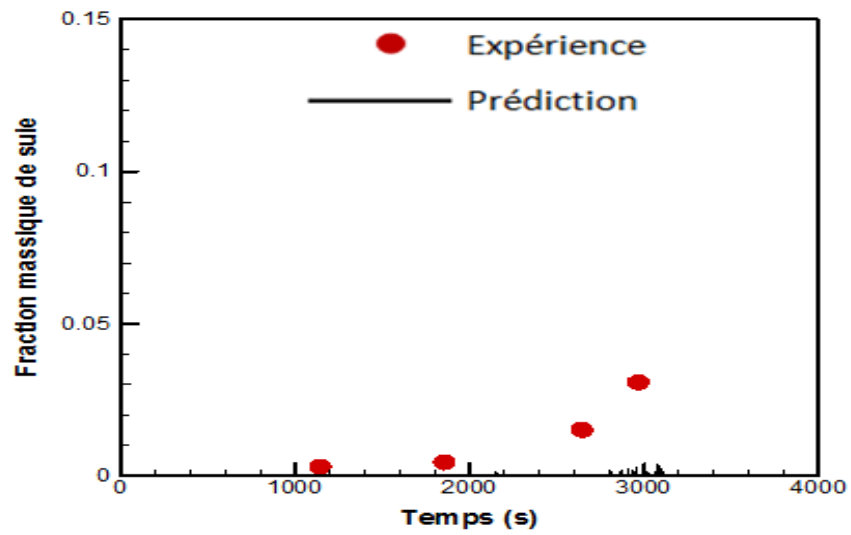


Figure 3. 101 Fraction massique de suie à la sonde arrière (EDC)

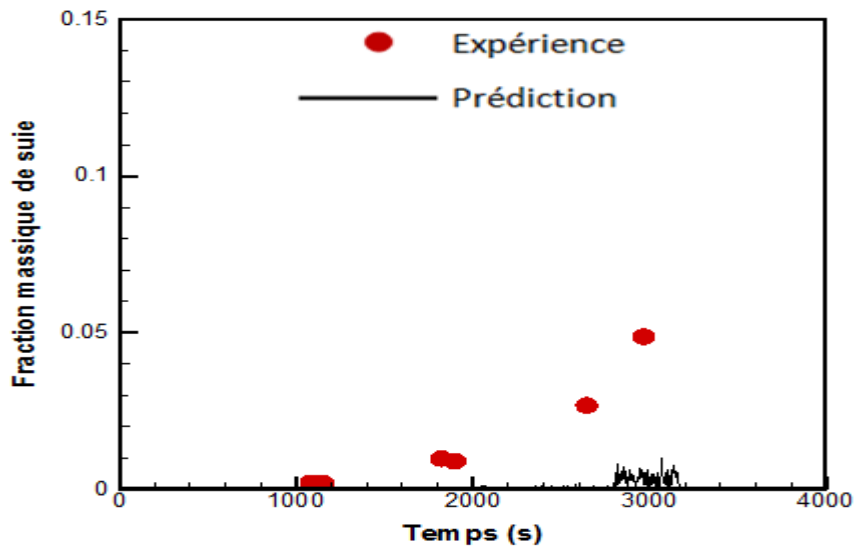


Figure 3. 102 Fraction massique de suie à la sonde avant (Smoke points – cinétique modifiée)

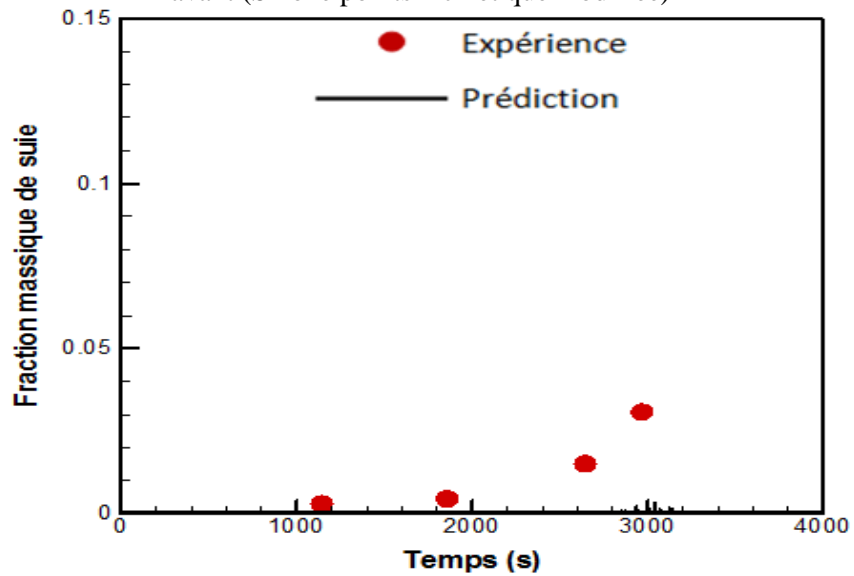


Figure 3. 103 Fraction massique de suie à la sonde arrière (Smoke points – cinétique modifiée)

Lorsque l'approche EDC (Figures 3.100 et 3.101) et l'approche cinétique modifiée (Figures 3.102 et 3.13) sont effectuées pour l'oxydation de suie, la fraction volumique de suie prédite est très faible devant les données expérimentales. En revanche l'approche cinétique par défaut (Figures 3.98 et 3.99) nous donne une bonne prédiction.

3.6 Conclusions

Les modèles numériques sont évalués et validés sur deux types de feux : feu ouvert et feu de compartiment. Avec le feu en milieu ouvert, on a réalisé les calculs sur quatre configurations: la configuration 1 est un feu de méthanol, la configuration 2 est un feu bi dimensionnel de propane, la configuration 3 est un feu vertical de propane et la configuration 4 est un feu de propane et propylène. La taille du foyer et la puissance de feux sont très variées. Les résultats obtenus sont très satisfaisants.

Avec les configurations 1, 2 et 3, on a remarqué que la température et la vitesse prédites sont comparables avec les données expérimentales. L'écart entre la prédiction et l'expérience est inférieure à 15%. On remarque aussi des différences entre la vitesse transversale prédite et celle de l'expérience dans la zone intermittente et dans le panache. Cela peut être dû à l'entraînement d'air qui n'est pas bien traité dans FDS. On n'a pas évalué la production de suie avec ces configurations car en milieu ouvert, la quantité de suie produite par les feux de méthanol et de propane est très faible voire négligeable.

Le modèle de combustion est basé sur l'hypothèse d'une chimie infiniment rapide, ce qui provoque la surestimation du taux de réaction. C'est pourquoi, on a remarqué une sous-estimation de la concentration en oxygène et du monoxyde de carbone et une surestimation de la concentration de vapeur d'eau et du dioxyde de carbone sur l'axe central avec le feu de propane de la configuration 4. Sur deux lignes de mesures horizontales dans la zone persistante de la flamme, les concentrations des espèces sont proches des données expérimentales. Pour estimer la formation de suie, on utilise trois modèles empiriques: modèle de Moss, modèle de Magnussen et modèle Smoke Point. L'oxydation de suie est calculée tout d'abord par une approche cinétique sous forme d'Arrhénius. Quand la prédiction est assez satisfaisante avec le modèle de Magnussen, la production de suie prédite par le modèle de Moss et le modèle Smoke Point est assez surestimée. En considérant que la turbulence peut accélérer l'oxydation de suie, une approche EDC et une approche cinétique modifiée sont utilisées. On voit que le bilan net de suie est diminué significativement. Certainement, ces résultats ne permettent pas d'évaluer globalement les modèles car on utilise une seule géométrie et un seul combustible. De toute façon, on a pu observer une sensibilité du modèle sur l'oxydation de suie.

Un feu de compartiment (NIST) est aussi étudié dans notre validation. Cette fois le feu est semi confiné (une porte du caisson est ouverte) et le combustible utilisé est l'heptane qui produit beaucoup plus de suie que le propylène. La comparaison n'est plus effectuée au-dessus du foyer mais sous le

plafond : la sonde avant se situe près de la porte et la sonde arrière est positionnée près de la paroi qui à l'opposée de la porte. On voit qu'au niveau de la sonde avant et la sonde arrière, la température, la concentration en oxygène et la concentration du dioxyde de carbone sont en bonne corrélation avec les données expérimentales. La vitesse normale simulée à la porte est en bon accord avec l'expérience. Comme le feu en milieu ouvert, pour le feu de compartiment, on utilise les mêmes modèles de production de suie. L'oxydation de suie est d'abord estimée par l'approche cinétique originelle et puis par l'approche EDC et l'approche cinétique modifiée. Contrairement au feu ouvert de propylène, sur le caisson de NIST, la production de suie est beaucoup sous-estimée avec l'approche EDC et l'approche cinétique modifiée. La fraction massique de suie prédite par le modèle de Moss et le modèle Smoke Point est en bon accord avec les points expérimentaux lorsque l'on utilise l'approche cinétique par défaut et une sous-estimation est remarquée avec le modèle de Magnussen. On voit que le choix du modèle de suie est très important car la validité des modèles dépend de la configuration du feu considéré. Car la configuration principale de notre étude est un feu très confiné et le modèle de Moss et le modèle Smoke Point nous donnent une prédiction satisfaisante pour la production de suie sur le caisson semi-confiné du NIST, ces deux modèles sont considérés pour le caisson CERES. Le modèle de Moss utilise les mêmes coefficients globaux pour tous les combustibles. Ces coefficients sont calculés à partir de la flamme de méthane. Cependant, dans notre étude, on utilise l'heptane et le dodécane. On n'a aucune chance de trouver les coefficients appropriés pour ces combustibles. En revanche, le modèle Smoke Point tient compte de l'influence du type de combustible sur la formation de suie: les paramètres sont calculés séparément pour chaque combustible à partir de sa flamme laminaire. Entre deux modèles, on voit que le modèle Smoke Point est plus satisfaisant. Ce modèle est donc utilisé dans tous les calculs qui suivent.

Chapitre 4. Démarche de la simulation numérique du feu dans un compartiment confiné muni d'un système de ventilation

Le chapitre précédent a abordé la validation des modèles effectuée sur des feux en milieu ouvert et un feu de compartiment. Les résultats obtenus ont plus ou moins montré les potentialités de l'outil de simulation numérique utilisé (FDS). Le compartiment abordé dans le chapitre 3 est semi-confiné où la porte est laissée ouverte pour effectuer une ventilation naturelle. En fait, l'objectif de notre étude est une géométrie plus complexe. C'est un compartiment confiné qui est équipé de canalisations de ventilation. Les feux étudiés seront légèrement sous-ventilés voire très sous-ventilés. Les phénomènes couplés sont alors plus compliqués. Ce chapitre est en fait une étape de préparation pour la simulation numérique de notre scène de feu principal. Dans un premier temps, le dispositif expérimental à partir duquel on construit le domaine de calcul est présenté. Puis, les conditions initiales de la simulation sont abordées avec une étude du maillage et une étude sur le choix du régime de ventilation. Les résultats obtenus avec le modèle EDC sont comparés avec ceux du modèle de fraction de mélange afin de vérifier et évaluer le choix du modèle de combustion pour le caisson considéré. Pour simplifier les paramètres d'entrée, le débit calorifique du feu est imposé dans tous les calculs.

4.1 Le dispositif expérimental

Le risque d'inflammation de gaz imbrûlés au cours d'un incendie en milieu confiné-ventilé a été étudié lors du travail réalisé par Lassus [1] à l'institut P' sur un dispositif à échelle réduite. Le dispositif expérimental consiste en un local cubique d'un volume intérieur de $8m^3$ équipé d'un réseau de ventilation (le caisson CERES, cf. Figure 4.1). Les murs sont constitués de Siporex, béton cellulaire incombustible de 200 mm d'épaisseur qui fournit une isolation naturelle, ayant une conductivité thermique de $\lambda = 0.12 (W.m^{-1}.K^{-1})$, une capacité calorifique massique de $c_p = 1 (kJ.kg^{-1}.K^{-1})$ et une masse volumique de $\rho = 400 (kg.m^{-3})$. Le plafond est constitué de deux couches superposées de Promatect H, un silicate de calcium à base de Promaxon de 35 mm d'épaisseur $\pm 1.5 (mm)$ ayant une conductivité thermique de $\lambda = 0.175 (W.m^{-1}.K^{-1})$ à $20^\circ C$, une capacité calorifique massique de $c_p = 0.92 (kJ.kg^{-1}.K^{-1})$ et une masse volumique de $\rho = 870 (m^{-3})$. Un hublot de visualisation, de dimension $0.4 \times 0.4 m^2$, est inséré au milieu du mur nord à 1.4m du sol. Une porte étanche est située au centre du mur sud. Elle a pour dimension $1.9 \times 0.9 m^2$



Figure 4.1 Disposition expérimentale, vue de face

Le dispositif est équipé d'un réseau de ventilation externe constitué d'une gaine d'admission et d'un circuit d'extraction (cf. Figure 4.2). Toutes les gaines sont en acier galvanisé et ont une section carrée de 0.2m de côté. La gaine d'admission est positionnée en partie basse du caisson. Le circuit d'évacuation se trouve en partie haute. Elle est constituée d'une gaine d'extraction et d'une gaine de dilution. La gaine d'extraction mesure 1.1m et son axe central est situé à une hauteur de 1.7m. Elle est connectée perpendiculairement à la branche de dilution. Cette dernière simule l'arrivée d'air frais provenant d'un autre local.

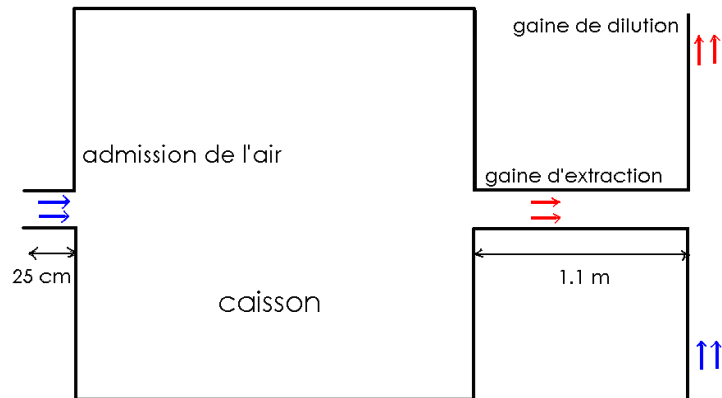


Figure 4.2 Schéma du réseau de ventilation, vue dessus

La température et la concentration des espèces au sein des gaines est un paramètre essentiel à la détermination du risque d'inflammation de gaz imbrûlés puisque cette grandeur intervient directement dans l'estimation des limites inférieures d'inflammabilité et des températures d'auto-inflammation. Au niveau du local, cinquante-trois thermocouples sont répartis sur sept axes fixés entre le plafond et le sol (cf. Figure 4.3). Sur un axe donné, les thermocouples au sein du local sont espacés verticalement. Ces axes seront distingués selon les indices L, A, E ou D qui signifient respectivement la position au niveau du local, de gaine d'admission, d'extraction ou de dilution. Seize thermocouples sont placés au niveau du réseau de ventilation avec la répartition suivante: 7 thermocouples sont positionnés sur l'axe central de la gaine d'extraction et 9 thermocouples sont placés au niveau de la gaine de dilution.

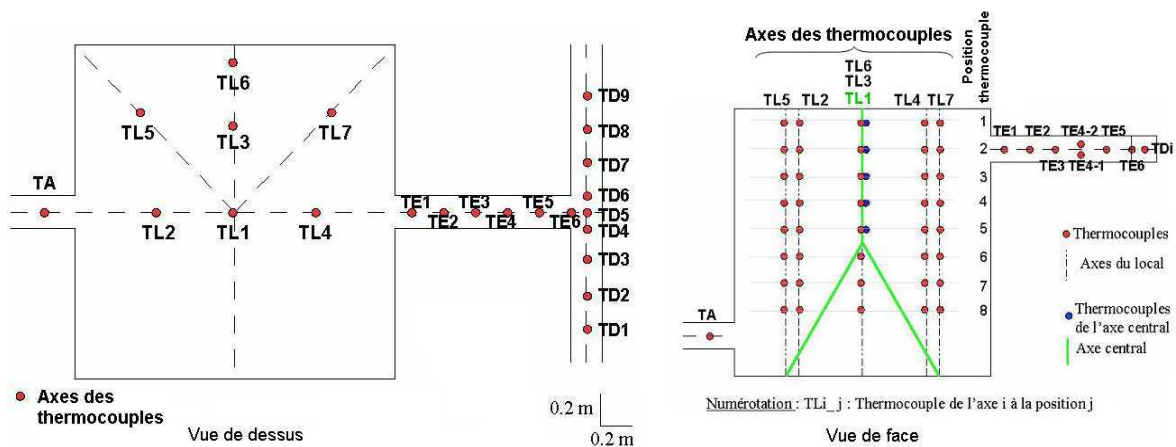


Figure 4.3 Positions des thermocouples au niveau du caisson

La Figure 4.4 présente la géométrie utilisée pour le calcul numérique. Les résultats de la simulation seront comparés avec les données expérimentales de Lassus [1] pour exploiter, développer et valider la possibilité d'utiliser le code FDS pour étudier le risque d'inflammations des gaz imbrûlés. Le domaine de calcul est composé : le caisson, le système de ventilation et le foyer du combustible (cf. Figure 4.4). La cuve de combustible se situe sur un support en acier.

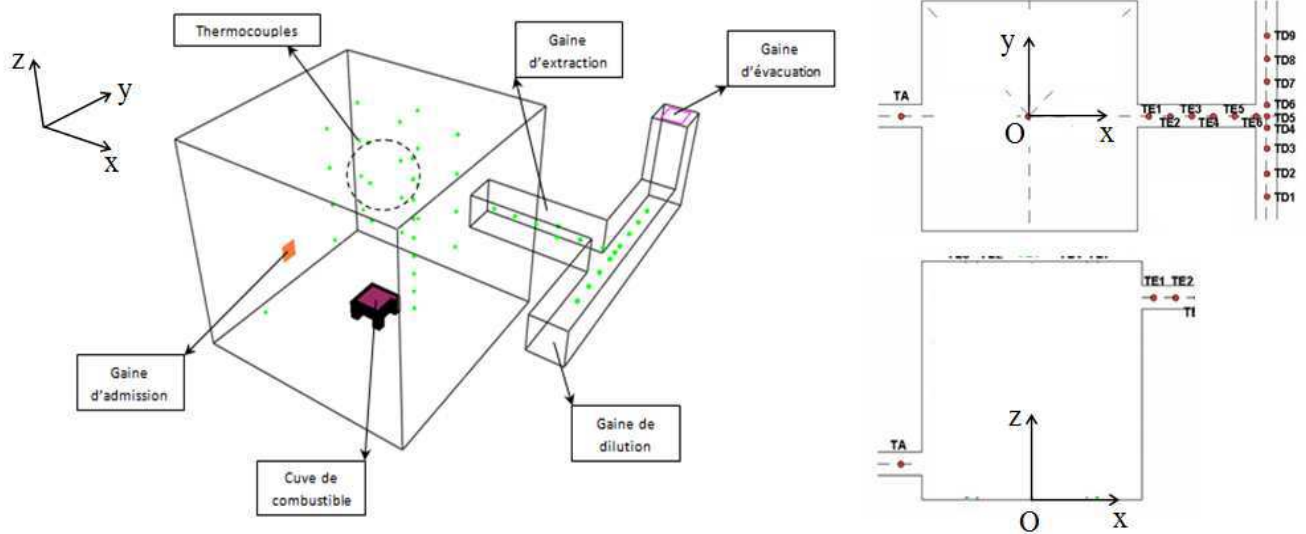


Figure 4. 4 Domaine de calcul (caisson CERES)

4.2 Conditions initiales

4.1.1 Combustible

Les expériences sont réalisées avec deux types de combustibles: heptane et dodécane. Leurs propriétés physiques sont présentées dans le tableau 5.1. Le diamètre de la cuve de combustible est de 23cm, 30 cm et 40 cm.

4.1.2 Renouvellement horaire

Deux valeurs de renouvellement horaire (RH) sont utilisées : 3 et 5. On rappelle que le volume du caisson est de $8m^3$ et l'aire de la gaine d'admission d'air est de $0.04m^2$ ($0.2 \times 0.2 m$).

- Avec 3 RH : le débit volumique est de $3 \times 8 = 24(m^3/h)$. Donc la vitesse d'admission V_{adm} est obtenue comme suivante: $V_{adm} = \frac{24}{3600 \times 0.04} = 0.166 (m/s)$.

De la même façon, on obtient:

- Avec 5 RH: $V_{adm} = 0.277 (m/s)$

	Heptane	Dodécane
Formule chimique	C_7H_{16}	$C_{12}H_{26}$
Masse molaire ($g.mol^{-1}$)	100.20	170.34
T° ébullition (°C)	98.42	216°C
Masse volumique ($kg.m^{-3}$)	683.8	750
Point d'éclair (°C)	-4	74
TAI (°C)	223	204
Chaleur de combustion ($kJ.kg^{-1}$)	44566	44147
Chaleur spécifique ($kJ.kg^{-1}K^{-1}$)	2.2	2.21
Conductivité thermique ($W.m^{-1}.K^{-1}$)	0.13	0.14
Chaleur de vaporisation ($kJ.kg^{-1}$)	321	361 $kJ.kg^{-1}$
Viscosité dynamique (Pa.s)	409×10^{-6}	1324×10^{-6}
LII (%)	1.05	0.6
LSI (%)	6.7	4.7
EMI (mJ)	0.24 mJ	
Diamètre de coincement (mm)	1.75-2.28	

Tableau 4.1 Propriétés physiques des combustibles étudiés

4.3 Etude de sensibilité au maillage

On utilise la formule d'optimisation de la taille du maillage de FDS (cf. chapitre 2) pour optimiser le maillage adopté pour la simulation du caisson CERES. La Figure 4.5 présente l'évolution de la puissance du feu obtenu lors d'un essai avec de l'heptane dont le diamètre du foyer est 30 cm et le taux de renouvellement horaire est 3. Sur cette figure, on voit que le débit calorifique maximal du feu est de 100 kW si on prend la partie stationnaire, on a donc $\dot{Q}=100 \rightarrow D^* \approx 0.38 m$ (partie 2.8, équation 2.92_a). La taille optimale pour la maille au niveau du feu ne doit pas dépasser $\delta = 0.038 m$ (équation 2.92_b). Sur la Figure 4.6, l'évolution de la puissance dégagée en fonction du temps d'un feu d'heptane dont le diamètre de la cuve est de 23 cm avec 3 renouvellements horaires est présentée. On voit que la puissance dégagée maximale est d'environ 40 kW. Dans ce cas là, $\dot{Q} = 40 kW \rightarrow D^* \approx 0.26$. La taille optimale pour la maille au niveau du feu ne doit pas dépasser $\delta = 0.026 m$. On voit que plus la puissance du feu est faible, plus la taille optimale du maillage est petite. Parmi les cas tests considérés, la puissance feu d'heptane de 23 cm avec 3 Rh est la plus faible. La taille maximale d'une maille dans la zone du feu est donc 0.026 m.

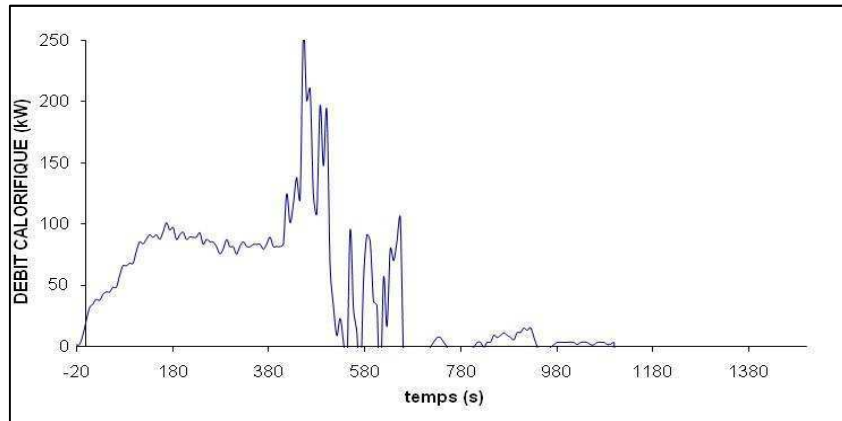


Figure 4.5 Puissance dégagée par la combustion de l’heptane (résultat expérimental avec 3RH, diamètre de cuve de 30 cm)

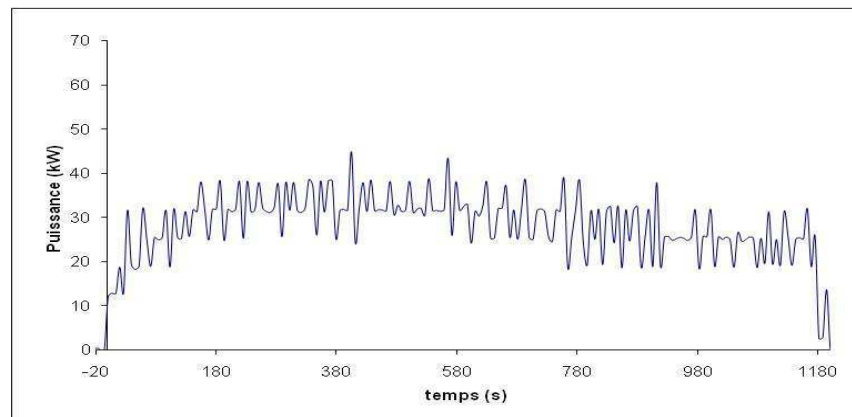


Figure 4.6 **Puissance dégagée** par la combustion de l’heptane (résultat expérimental avec 3RH, diamètre de cuve de 23 cm)

Le domaine de calcul est donc maillé comme suivant :

- Au niveau du local, le nombre de mailles est de $96 \times 96 \times 88 = 811008$ et le local est divisé en 100 blocs, la taille de la maille est de 0.025m. Le caisson est divisé suivant z en quatre étages dont la hauteur est de 0.55 m. Chaque étage se compose de 25 blocs (5 blocs suivant x et 5 blocs suivant y). La disposition des blocs sur le plan xy est illustrée sur la Figure 4.7. Chaque bloc est divisé en 22 mailles suivant z.
- Au niveau du système de ventilation, le nombre de mailles est de 23904 et celui-ci est divisé en 8 blocs:
 - La gaine d’extraction: $36 \times 16 \times 12 = 6912$ mailles. La gaine d’extraction se compose de deux blocs (Figure 4.8), la hauteur de chacun est 0.3 m. Les blocs sont divisés en 12 mailles suivant z.

- La gaine de dilution: $12 \times 96 \times 12 = 13824$ mailles. La gaine d'extraction se compose de deux blocs (Figure 4.9), la hauteur de chacun est 0.3 m. Les blocs sont divisés en 12 mailles suivant z.
- La gaine d'évacuation: $12 \times 12 \times 22 = 3168$ mailles (1 bloc). La taille de la gaine d'évacuation est $0.3 \text{ m} \times 0.3 \text{ m} \times 0.55 \text{ m}$.

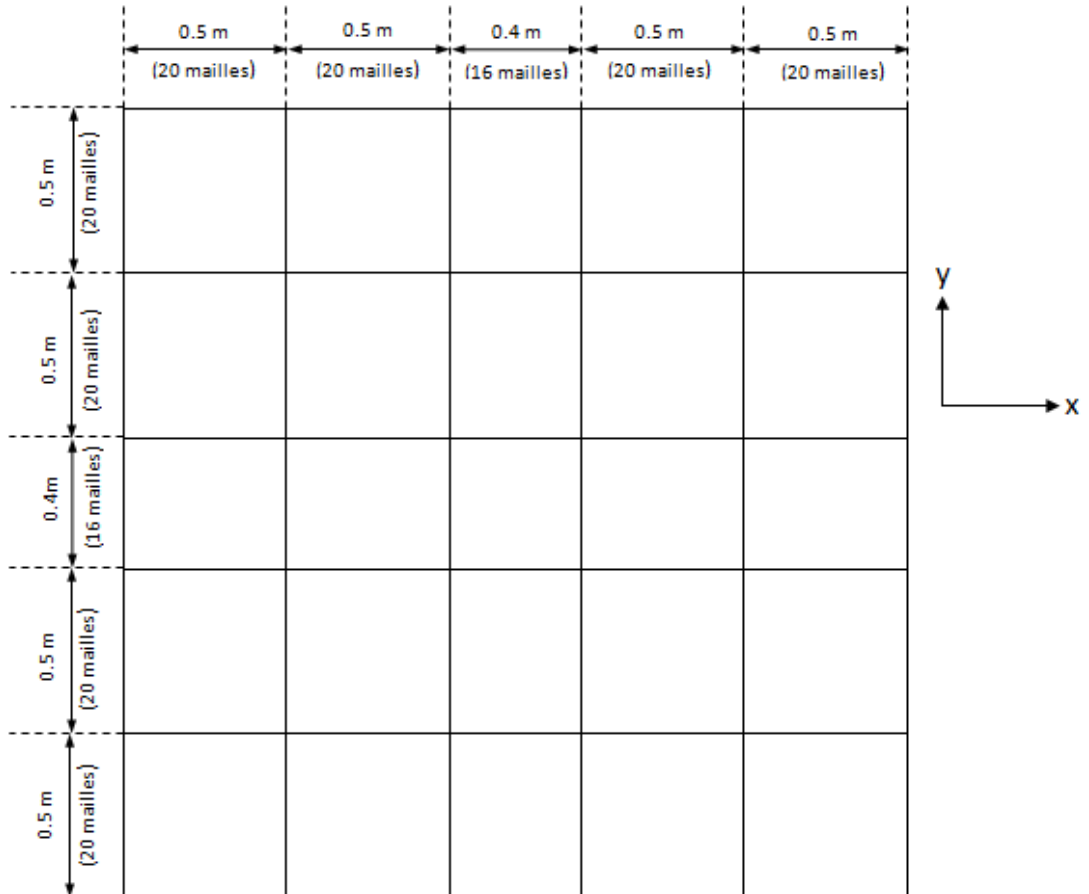


Figure 4. 7 Disposition des maillages sur le plan xy dans le local

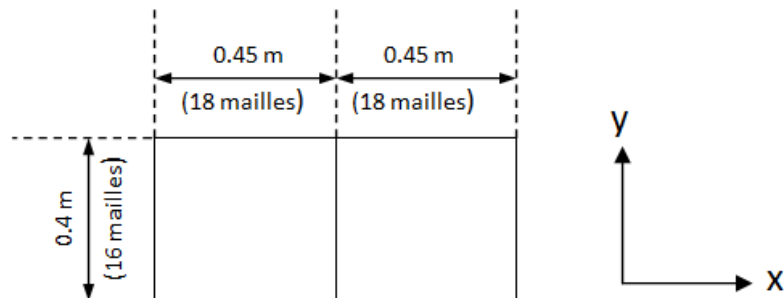


Figure 4. 8 Disposition des maillages sur le plan xy dans la gaine d'extraction

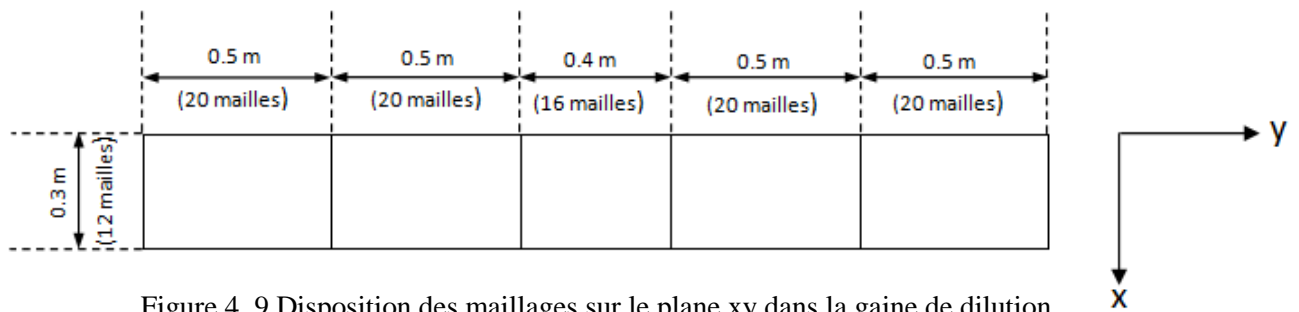


Figure 4. 9 Disposition des maillages sur le plan xy dans la gaine de dilution

4.4 Le choix du régime de ventilation

Dans l'étude de Lassus [1], la vitesse d'évacuation $V_{\text{évac}}$ est supposée constante et égale à la somme de la vitesse d'admission V_{adm} et la vitesse de dilution V_{dil} en début d'expérience. Puis, la vitesse d'admission et la vitesse de dilution évoluent en fonction de la pression dans le caisson. Sur les Figures 4.10 et 4.11, on présente la vitesse d'admission expérimentale de l'air à la gaine d'admission pour des essais avec de l'heptane: respectivement pour 5 RH, diamètre du foyer 23 cm et 3 RH, diamètre du foyer 30 cm. Parmi les cas pour l'heptane, le premier cas est le mieux ventilé et le deuxième est le plus sous-ventilé. On tente de choisir deux cas extrêmes pour l'étude de ventilation.

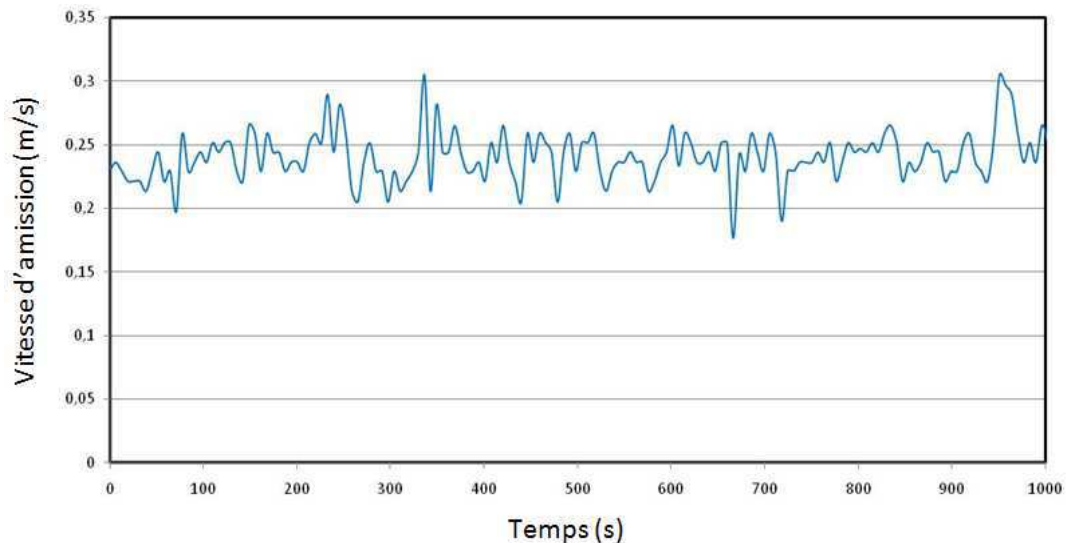


Figure 4. 10 Vitesse à l'entrée de la gaine d'admission (heptane 23 cm 5 Rh)

On constate qu'en réalité, la vitesse d'admission n'est pas constante au cours du temps, en particulier lorsque le feu est moins bien ventilé. Les oscillations observées proviennent des fluctuations de la flamme dans le caisson. Les valeurs qu'on estime dans la partie 4.2 ne représentent que les moyennes de vitesse. Malheureusement, on n'a pas les profils de vitesse expérimentale dans la gaine d'évacuation. Donc, les hypothèses de simplification sont conservées afin d'alléger les paramètres d'entrée. Dans notre simulation, la vitesse d'admission et la vitesse de dilution sont fixées et celles-ci sont calculées à partir des renouvellements horaires désirés. La vitesse utilisée dans la gaine d'évacuation est donc une condition aux limites importante qui influence beaucoup le contrôle

du régime de ventilation. Dans un premier temps, on maintient le renouvellement horaire, le débit massique de combustible et la taille du foyer, le seul paramètre qui est réglé, c'est le régime d'évacuation (régime de ventilation). Cette étude nous permet d'étudier l'influence du régime de ventilation sur le comportement du feu. Plusieurs régimes de ventilation simplifiés ont été supposés pour les calculs (cf. Annexes B et C)

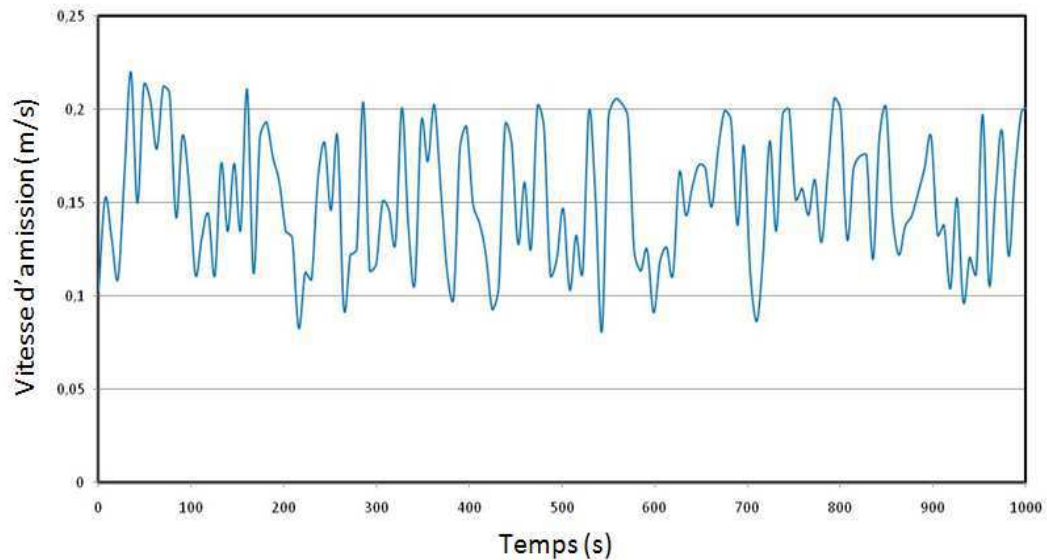


Figure 4. 11 Vitesse à l'entrée de la gaine d'admission (heptane 23 cm 5 Rh)

Trois régimes de ventilation sont donc considérés:

- Frontière libre: la gaine d'évacuation est supposée être à l'air libre et les gaz s'évacuent naturellement (ventilation naturelle) - VN
- La vitesse d'évacuation est fixée et supposée égale à la vitesse d'admission (ventilation mécanique) -VM1
- L'hypothèse de l'expérience est appliquée: la vitesse d'évacuation est la somme de la vitesse d'admission et la vitesse de dilution (ventilation mécanique) - VM2

Dans notre étude du régime de ventilation: VN est la ventilation naturelle, VM1 et VM2 sont les ventilations mécaniques et la vitesse d'évacuation VM1 est inférieure VM2. Les cas tests effectués sont présentés dans le Tableau 4.2. On a réalisé deux séries de tests : cp1 et cp2. La série cp1 est un feu d'heptane dont le diamètre du foyer (D) est de 23 cm et le taux de renouvellement horaire (Rh) est 5. Dans la deuxième série, on étudie aussi un feu d'heptane avec D=30 cm et Rh=3. Les essais expérimentaux montrent que le feu cp1 est légèrement sous-ventilé et le feu cp2 est très sous-ventilé. Dans chaque série, les régimes de ventilation présentés sont appliqués: les indices a, b, c correspondent respectivement aux régimes de ventilation VN, VM1 et VM2.

Nom de cas test	Combustible	D (cm)	Rh	$V_{adm}=V_{dil}$ (m/s)	Régime de ventilation	$V_{évac}$ (m/s)
cp1_a	Heptane	23	5	0.277	VN	Frontière libre
cp1_b	Heptane	23	5	0.277	VM1	0.277
cp1_c	Heptane	23	5	0.277	VM2	0.554
cp2_a	Heptane	30	3	0.167	VN	Frontière libre
cp2_b	Heptane	30	3	0.167	VM1	0.167
cp2_c	Heptane	30	3	0.167	VM2	0.334

Tableau 4.2 Cas tests de l'étude de la vitesse d'évacuation

4.4.1 Première série de cas tests : heptane 23 cm, 5 Rh

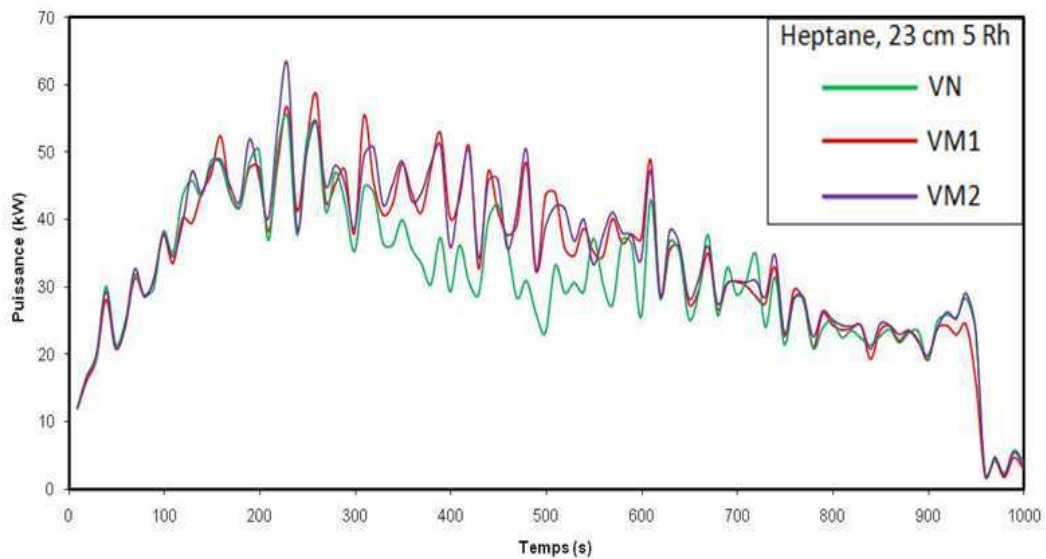


Figure 4.12 Evolution de la puissance du feu (série cp1)

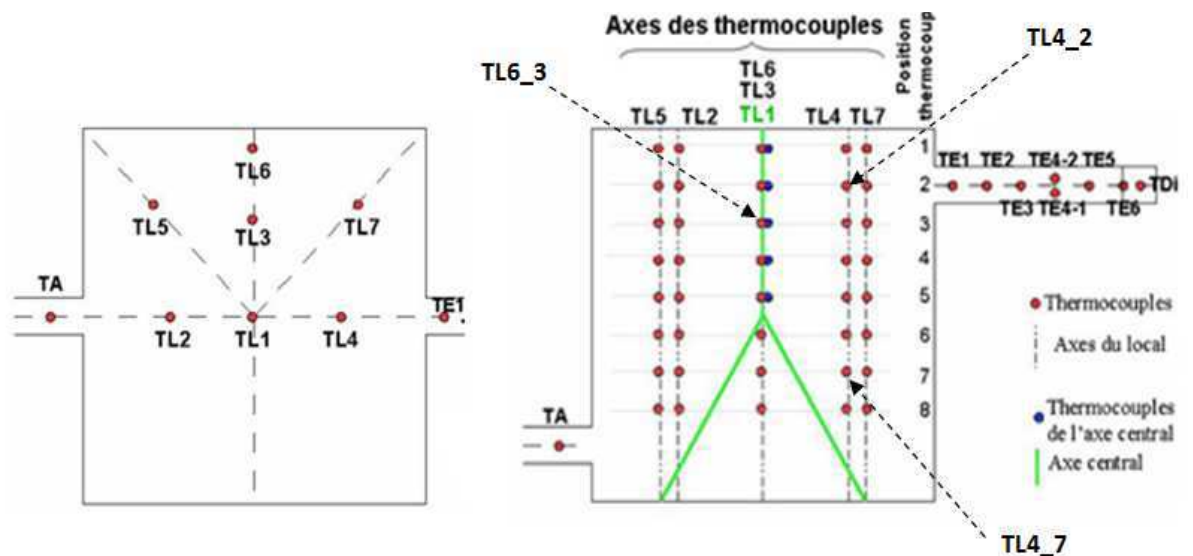


Figure 4.13 Positionnement de thermocouples TL4_2, TL4_7 et TL6_3 dans le local

On étudie maintenant les résultats obtenus avec la série cp1. La Figure 4.12 présente l'évolution de la puissance du feu obtenue avec les régimes de ventilation considérés. Globalement, on trouve une bonne concordance entre les puissances prédites. L'évolution de la température dans le caisson est évaluée aux thermocouples TL4_2 (Figure 4.14), TL4_7 (Figure 4.15) et TL6_3 (Figure 4.16). Les positions des thermocouples sont représentées sur la Figure 4.13.

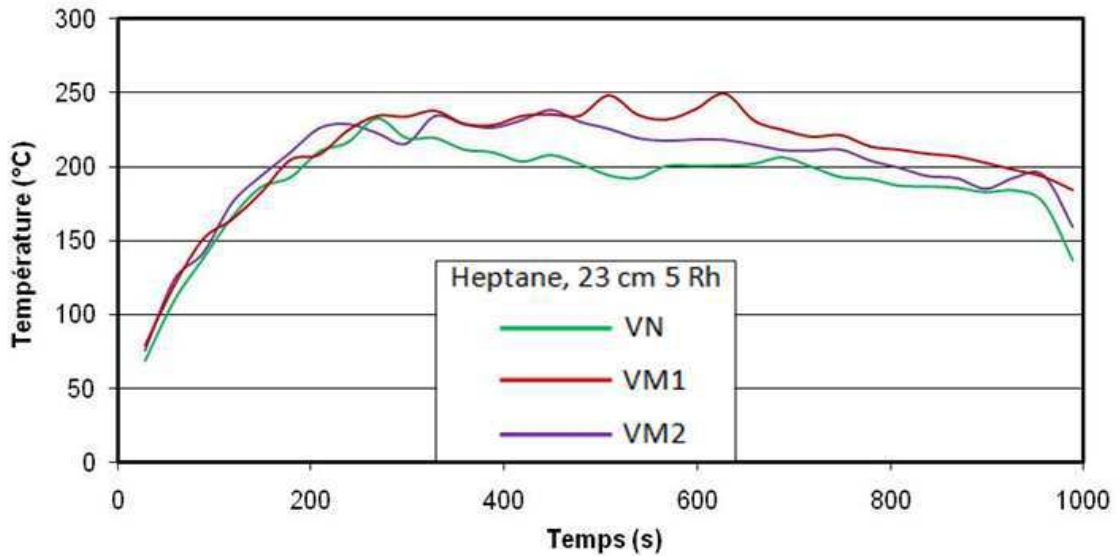


Figure 4. 14 Evolution de température au TL4_2 (série cp1)

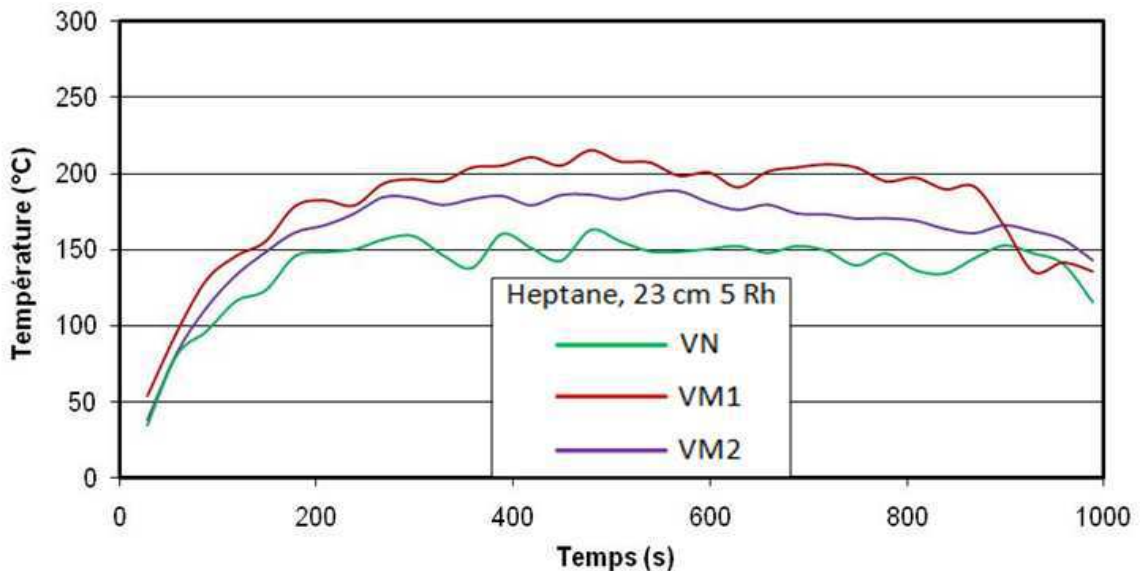


Figure 4. 15 Evolution de température au TL4_7 (série cp1)

Les Figure 4.14, 4.15 et 4.16 présentent la température dans le local pour les différents régimes de ventilation. L'écart entre les courbes est assez faible (de l'ordre de 10 à 20°C). Le choix du régime de ventilation n'a donc pas d'influence significative sur l'évolution du feu dans le local. La Figure 4.18 présente les champs de la vitesse transversale moyenne \bar{U} sur le plan médian dans la gaine d'extraction (cf. la Figure 4.17) (La vitesse est moyennée pour $t=550$ s).

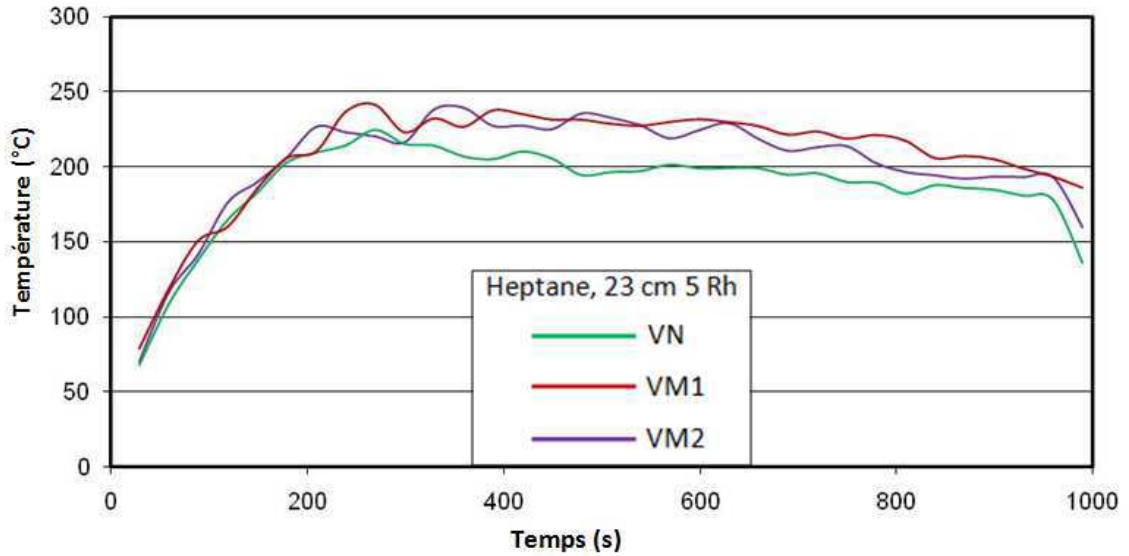


Figure 4. 16 Evolution de la température au TL6_3 (série cp1)

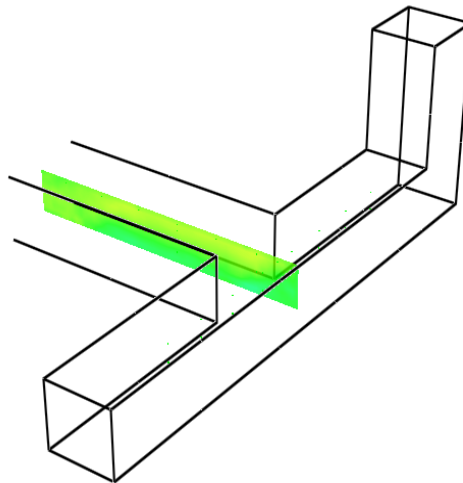


Figure 4.17 Plan médian de la gaine d'extraction

On observe que dans les trois cas tests de la série cp1, en partie basse de la gaine d'extraction, il existe une zone où la vitesse considérée est négative (la vitesse négative correspond à la gamme de couleur bleu au vert léger sur l'échelle des couleurs). Cela montre qu'il y a un écoulement inverse dans la gaine d'extraction. Il est provoqué par le retour d'air venu de la gaine de dilution. Dans la gaine d'extraction, il y a donc deux écoulements qui s'opposent: l'écoulement des gaz chauds venu du caisson et l'écoulement de retour d'air venu de la gaine de dilution. La Figure 4.19 présente le champ de lignes de courant de la vitesse. On peut observer facilement les zones de recirculation. Ces dernières montrent les deux écoulements considérés à contre-courant. A partir de l'échelle de la vitesse, on remarque aussi que les vitesses de l'écoulement inverse sont différentes suivant le régime de ventilation choisi. La vitesse maximale de l'écoulement inverse du cas cp1_a est $0.7 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$ et celles des cas cp1_b et cp1_c sont respectivement $0.35 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$ et $0.2 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$. On voit que le retour d'air avec la ventilation naturelle (cp1_a) est plus important que celui avec la ventilation mécanique (cp1_b et

cp1_c). En termes de ventilation mécanique, comme attendu, le retour d'air du cas cp1_c est plus faible que celui du cas cp1_b car la vitesse d'évacuation du cas cp1_b est plus importante.

L'écoulement venu du caisson se compose de produits de combustion à une température élevée. L'écoulement inverse est de l'air frais à température ambiante. L'écoulement du retour d'air va donc diluer l'écoulement des gaz chauds. L'augmentation ou la diminution du retour d'air peuvent changer significativement la distribution de la température et de la concentration des espèces dans la gaine d'extraction et par conséquent, modifier la possibilité de l'inflammation des imbrûlés.

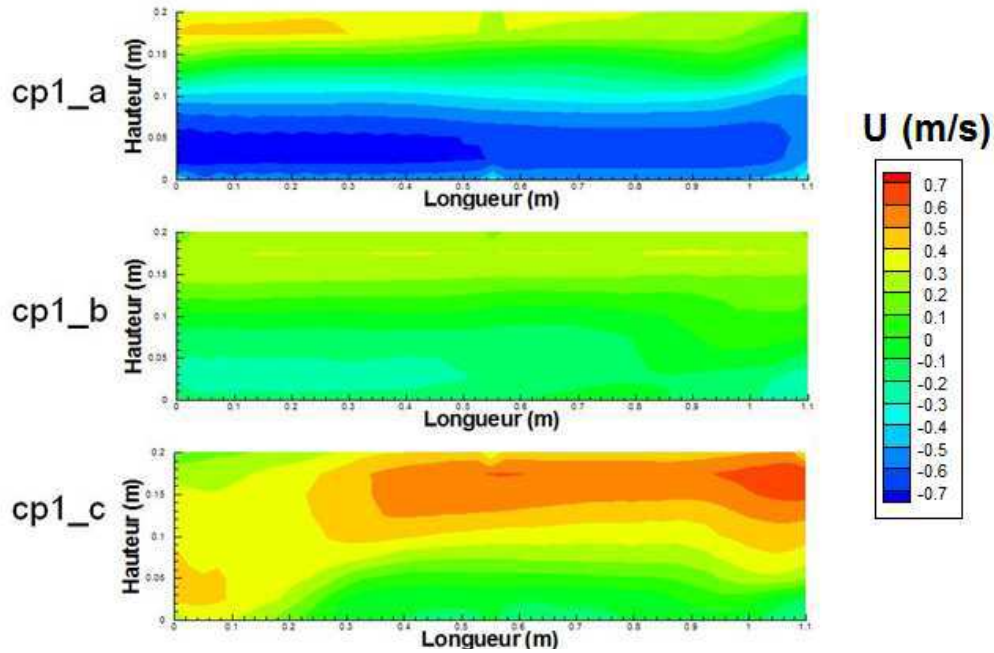


Figure 4.18 Champ de vitesse transversale moyenné \bar{U} à $t=550$ s sur le plan médian de la gaine d'extraction (série cp1).

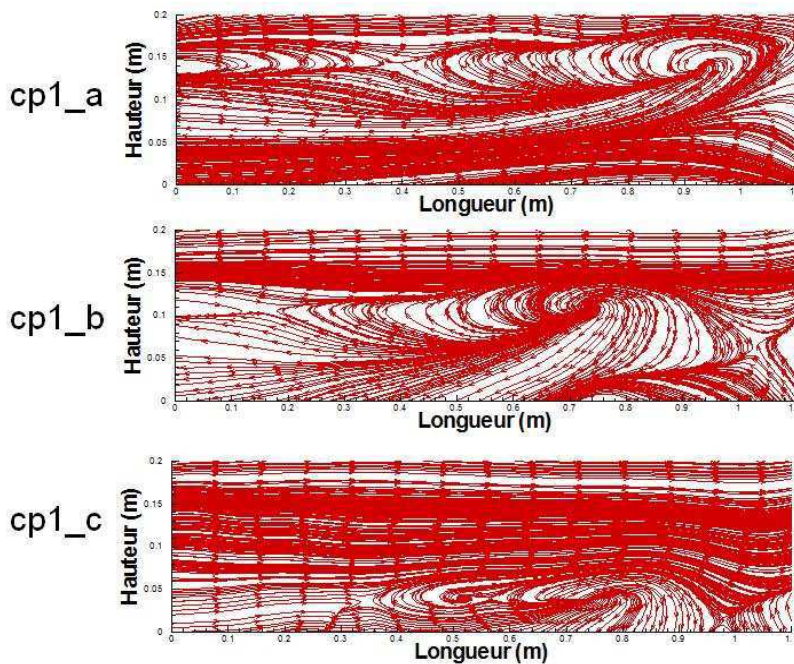


Figure 4.19 Champ de lignes de courant de la vitesse moyennée pour $t=550$ s sur le plan médian de la gaine d'extraction (série cp1).

Sur la Figure 4.20 qui présente le champ de température sur le plan médian de la gaine d'extraction, la stratification de la température nous montre l'effet dilué de l'écoulement inverse. La gaine d'extraction peut être divisée en deux zones: la zone chaude en partie haute et la zone froide en partie basse. On voit que le niveau de température de la zone chaude est suffisant pour déclencher l'auto inflammation des hydrocarbures de longue chaîne carbonée ($T \geq 200^{\circ}\text{C}$). Le risque existe avec les trois cas test de la série cp1, mais on voit que le cas le plus critique est le cas cp1_c (sous le régime de ventilation mécanique VM2) parce que dans ce cas test, la zone chaude est dominante et couvre la gaine d'extraction.

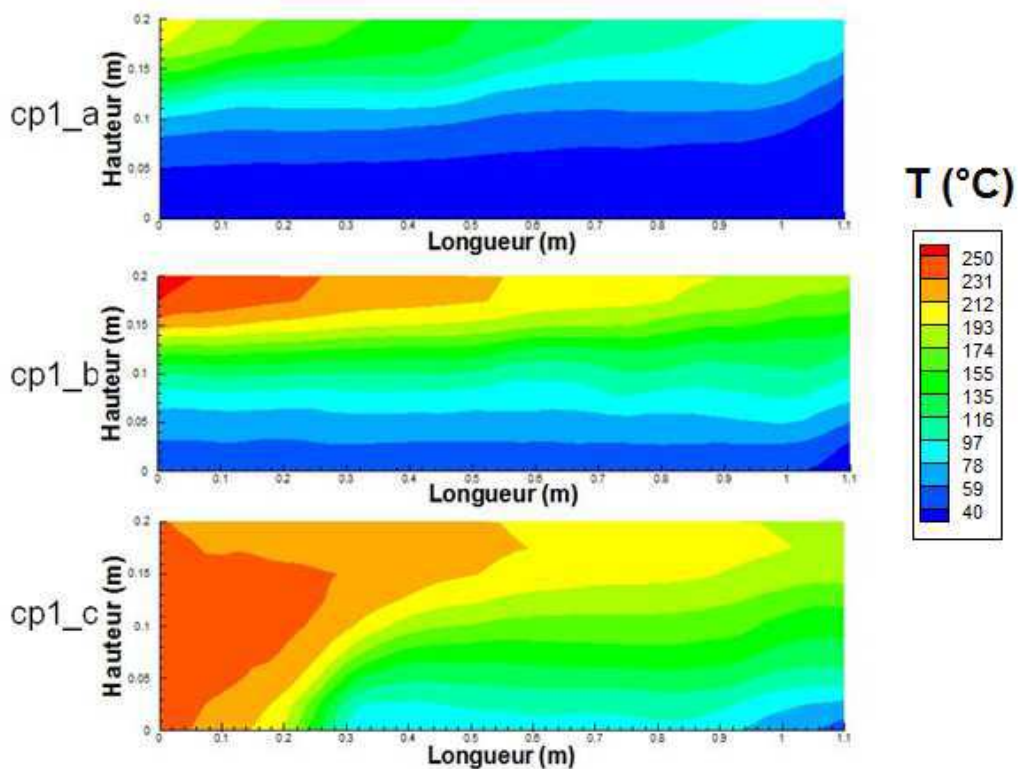


Figure 4.20 Le champ de température \bar{T} moyenné à $t=550$ s sur le plan médian de la gaine d'extraction (série cp1)

Les Figure 4.22 et 4.23 présentent l'évolution de la température et de la concentration en oxygène au niveau du thermocouple TE1 à l'entrée de la gaine d'extraction. La position du TE1 est rappelée sur la Figure 4.21. Sur la Figure 4.22, il n'y a que la température prédite avec le régime VM2 qui est comparable à celle de l'expérience. Sous les régimes VN et VM1, la température dans la gaine d'extraction est très sous-estimée. Cela peut être expliqué par le contre-courant dans la gaine d'extraction: l'écoulement d'air frais venu de la gaine de dilution ralentit et dilue l'écoulement de gaz chauds venu du caisson. Le retour d'air le plus fort est obtenu avec le régime VN où la gaine d'évacuation est supposée être une frontière libre. Parmi deux régimes de ventilation forcée, le retour d'air est plus faible avec le cas VM2 où la vitesse d'évacuation imposée à la gaine d'évacuation est plus grande. L'intensité de l'écoulement inverse avec VN et VM1 est donc plus importante que celle

avec VM2. Par conséquent, les gaz chauds sont plus dilués et la température dans la gaine d'extraction est plus basse avec les approches VN et VM1.

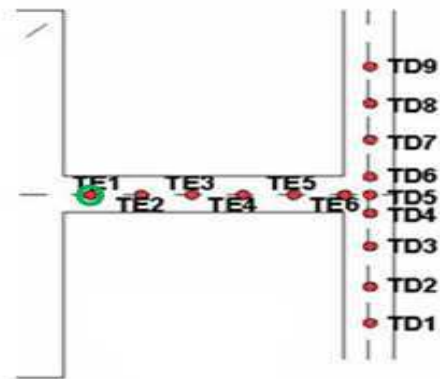


Figure 4.21 Position du thermocouple TE1 dans la gaine d'extraction du caisson CERES

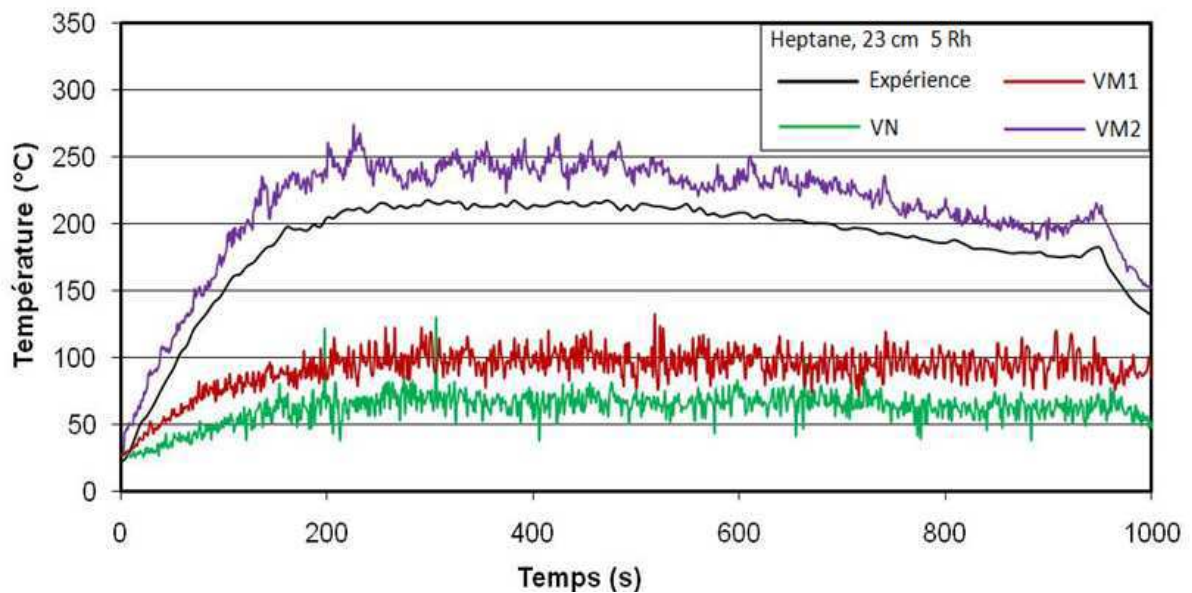


Figure 4.22 Evolution de la température au thermocouple TE1 (cp1_c)

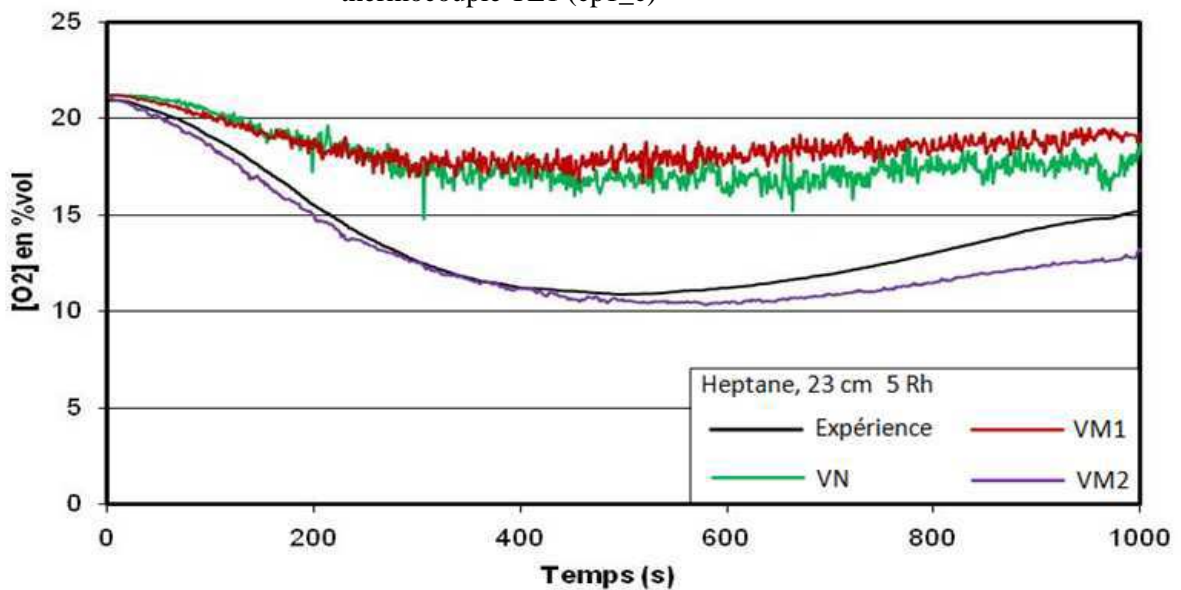


Figure 4.23 Evolution de la concentration en oxygène au thermocouple TE1 (cp1_c)

Sur la Figure 4.23 on voit aussi que la concentration en oxygène prédite avec le régime VM2 est satisfaisante. La surestimation observée avec les régimes VN et VM2 est expliquée par le retour d'air dans la gaine d'extraction. On remarque une phase de croissance de la concentration en oxygène en amont de la gaine d'extraction qui commence vers $t=500$ s jusqu'à la fin de l'essai. Cette période correspond à la phase d'affaiblissement du feu qui provoque une dépression dans le caisson et par conséquent accélère le retour d'air dans la gaine d'extraction. On voit que cette tendance de l'oxygène est assez bien reproduite par le code FDS mais la croissance prédite est plus faible que la réalité. Cela est bien prévu car on n'a aucune chance d'imposer la ventilation réelle dans notre simulation.

4.4.2 Deuxième série de cas tests : heptane 30 cm, 3 Rh

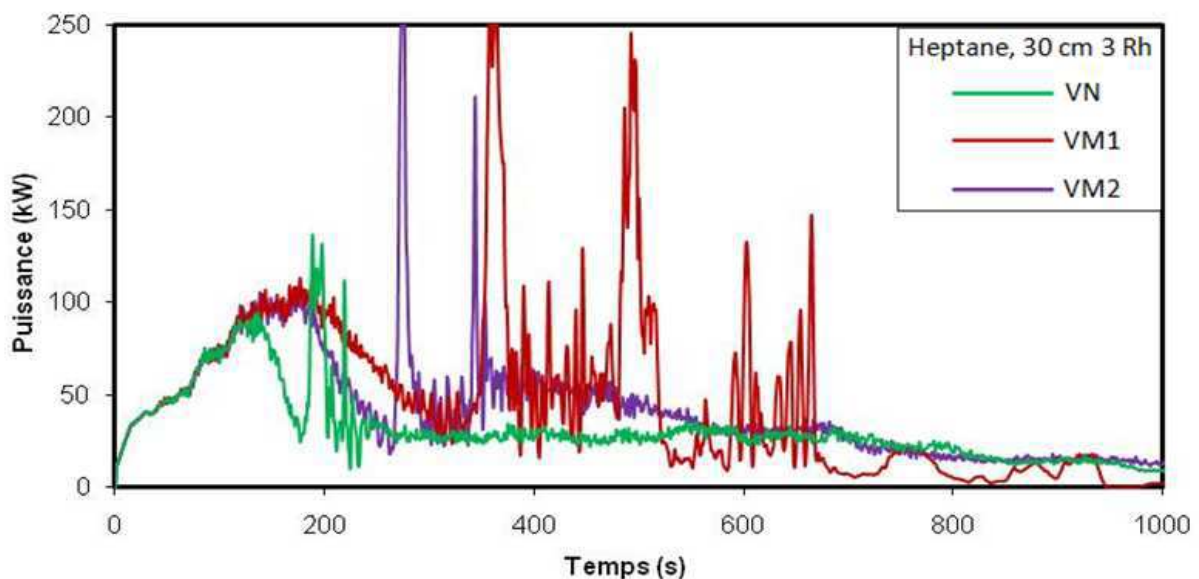


Figure 4. 24 Evolution de la puissance du feu (série cp2)

L'évolution de la puissance du feu obtenue avec la série cp2 est illustrée sur la Figure 4.24. Avec la série cp1, on voit peu de sensibilité du régime de ventilation sur le développement du feu dans le local. Avec la série cp2, un écart très marquée entre les courbes est observée. La concordance entre les puissances reproduites n'est observée qu'en phase de croissance du feu lorsque le feu est suffisamment oxygéné. Il est à noter que le feu de la série cp1 est considéré légèrement sous-ventilé et celui de la série cp2 est considéré très sous-ventilé. En régime sous-ventilé, le feu est piloté par la ventilation. Alors, plus le feu est sous-ventilé, plus l'influence du régime de ventilation sur le développement du feu est significative. Avec VM1 et VM2, on remarque des pics de puissance très élevés (250 kW). Ils correspondent aux moments où le feu est très oxygéné. Avec VN, l'effet de la sous-oxygénation semble moins sévère: le pic le plus élevé est d'environ 150 KW. On a observé que le retour d'air sous la ventilation naturelle (VN) est plus important que celui sous la ventilation forcée (VM1 et VM2). Certainement, un retour d'air plus important permet au feu de s'adapter plus vite à l'épuisement de comburant dans le caisson. Cela est représenté par une période de plate après le pic de sous-oxygénation du feu avec le régime de ventilation VN. Dans la même période, sous la ventilation

forcée, on voit que l'évolution du feu est très fluctuante. L'évolution de la température aux thermocouples TL4_2, TL4_7 et TL6_3 est présentée sur les Figures 4.25, 4.26 et 4.27. On voit que l'évolution de la température est en corrélation avec celle de la puissance du feu. En fait les températures sont très fluctuantes en régime sous-ventilé. Les courbes présentées ont été lissées afin de voir les effets de la ventilation. Aux niveaux des thermocouples considérés, l'écart entre les températures prédites est très marqué, surtout entre la ventilation naturelle et la ventilation mécanique (jusqu'à 100 °C). L'écart entre VM1 et VM2 est d'environ 50 °C mais leurs valeurs moyennes ont le même ordre de grandeur.

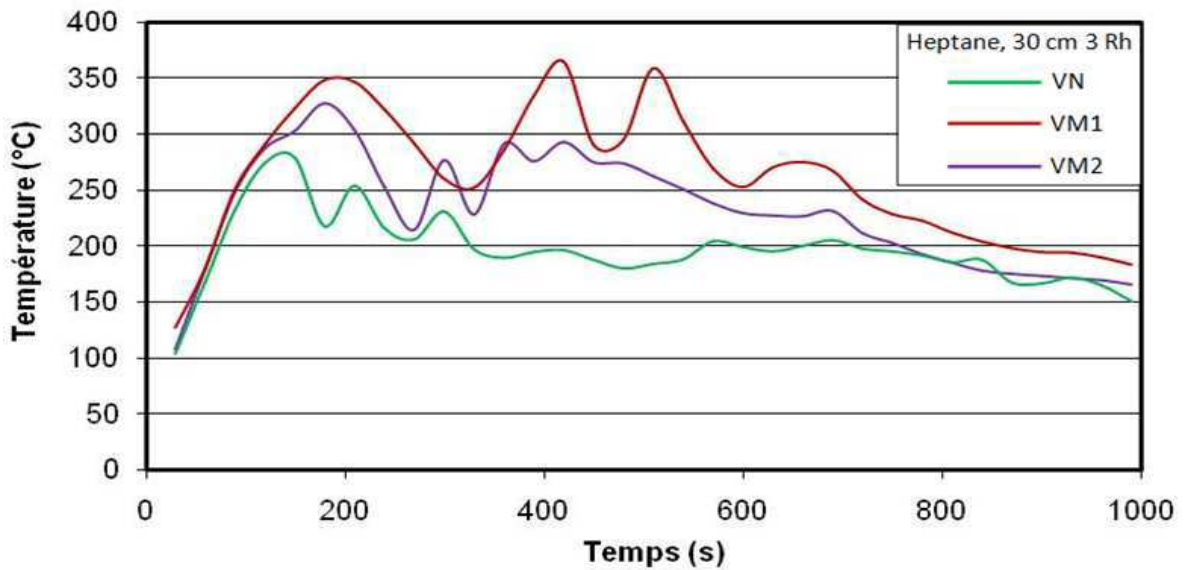


Figure 4. 25 Evolution de température au TL4_2 (série cp2)

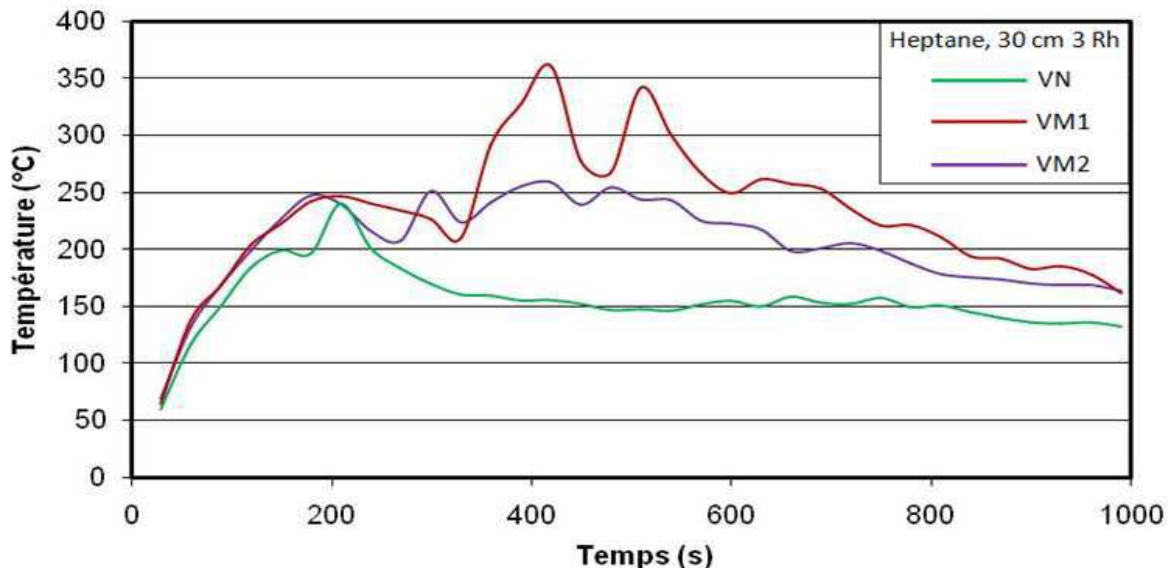


Figure 4. 26 Evolution de température au TL4_7 (série cp2)

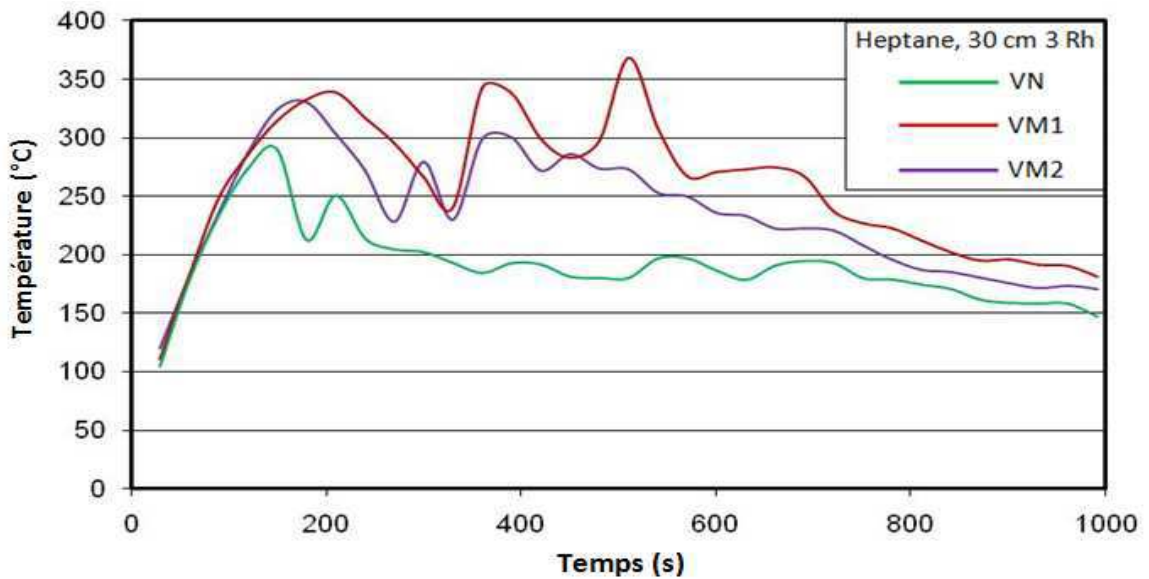


Figure 4. 27 Evolution de température au TL6_3 (série cp2)

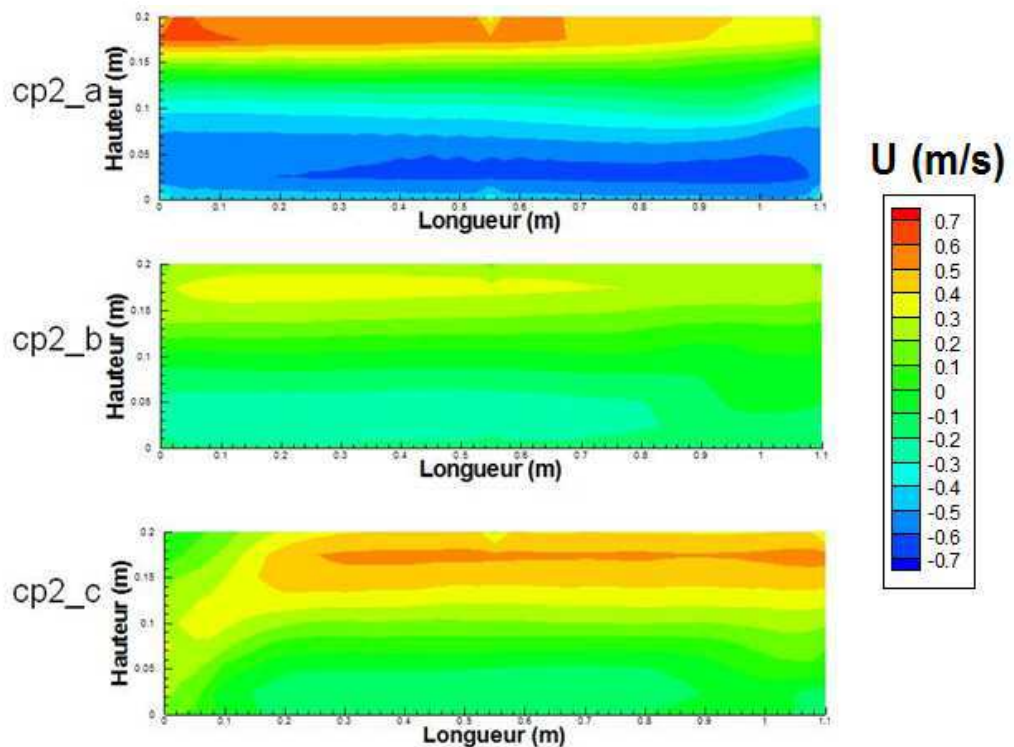


Figure 4.28 Le champ de vitesse transversale \bar{U} moyennée à $t=550$ s sur le plan médian de la gaine d'extraction (série cp2)

Sur la Figure 4.28, on présente le champ de vitesse transversale moyenne sur le plan médian de la gaine d'extraction. Comme avec la série cp1, dans les trois cas tests de la série cp2 (cp2_a, cp2_b et cp2_c), on peut observer la zone de vitesse négative en partie basse de la gaine d'extraction. Avec la série cp2, on remarque aussi le retour d'air dans la gaine d'extraction. On rappelle que les conditions sont les suivantes: la ventilation naturelle (le frontière libre à la gaine d'évacuation) pour le cas test cp2_a et la ventilation mécanique pour les cas tests cp2_b et cp2_c ($V_{\text{évac}}$ du cas cp2_b < $V_{\text{évac}}$ du cas cp2_c). Les cas tests sont rangés dans l'ordre décroissance de la vitesse maximale de l'écoulement

inverse comme suivant: cp2_a, cp2_b et cp2_c. Ce résultat est en cohérence avec les conclusions de la série cp1: le retour d'air sous la ventilation naturelle est plus fort que celui avec la ventilation mécanique et plus la vitesse d'évacuation est élevée, plus le retour d'air est faible.

Sur la Figure 4.29, on présente le champ de température sur le plan médian dans la gaine d'extraction. On retrouve l'effet de dilution de l'écoulement de retour d'air. On voit que la température dans la couche chaude est suffisante pour l'inflammation des imbrûlés.

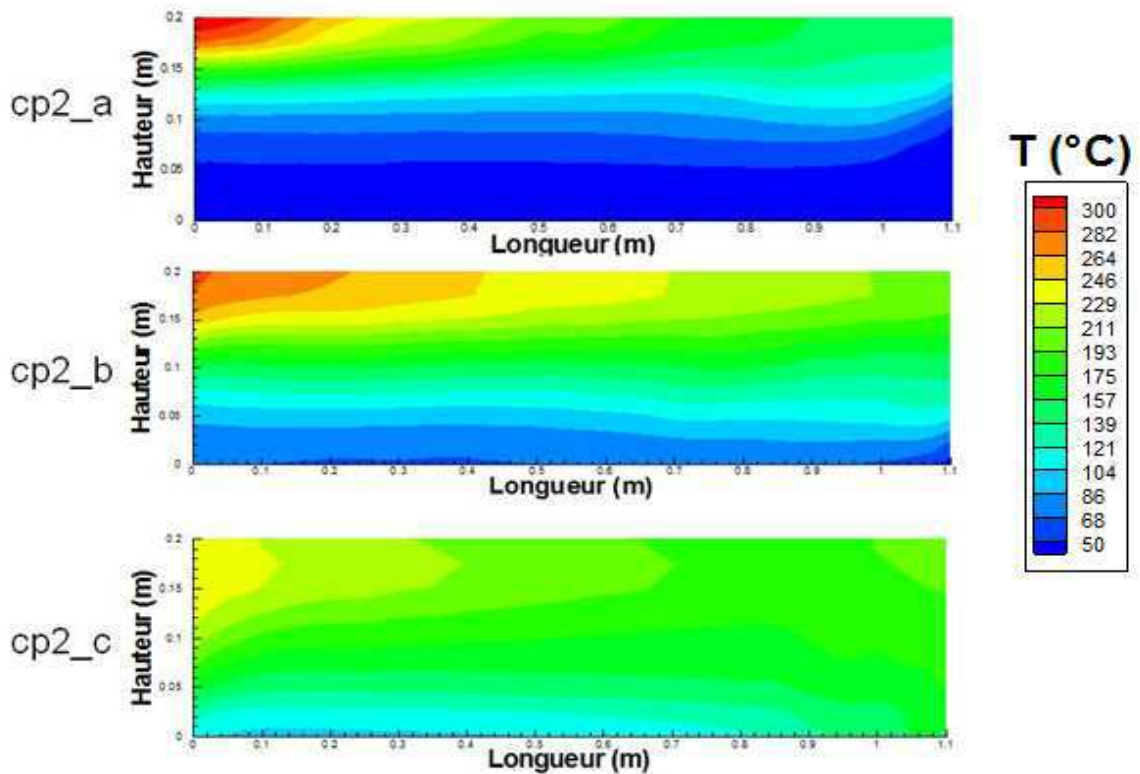


Figure 4. 29 Le champ de température \bar{T} moyenné à $t=550$ s sur le plan médian de la gaine d'extraction (série cp2)

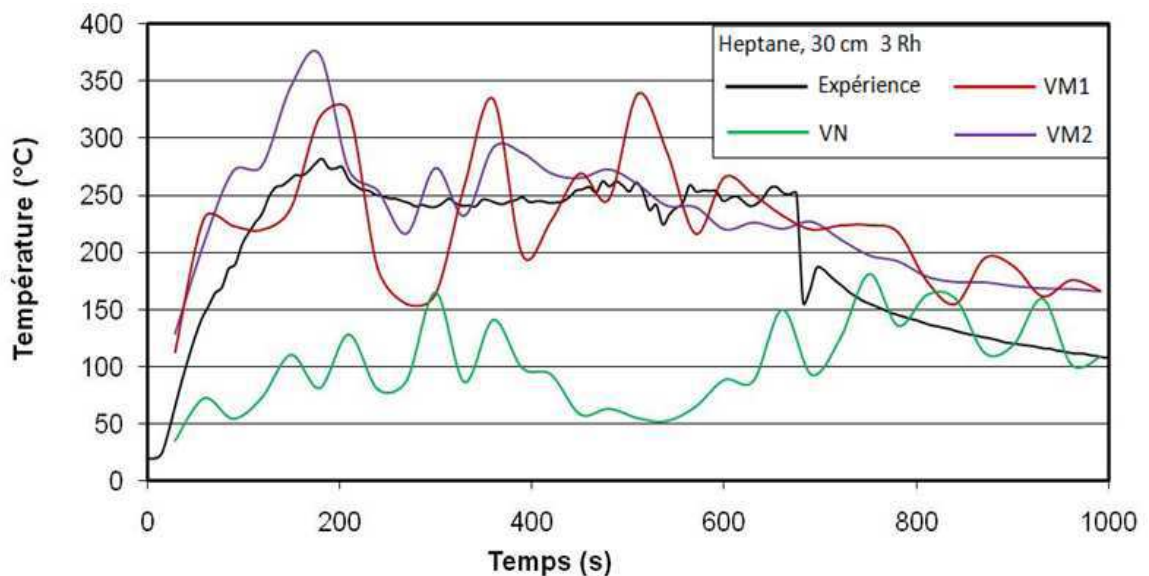


Figure 4. 30 Evolution de la température au thermocouple TE1 (série cp2)

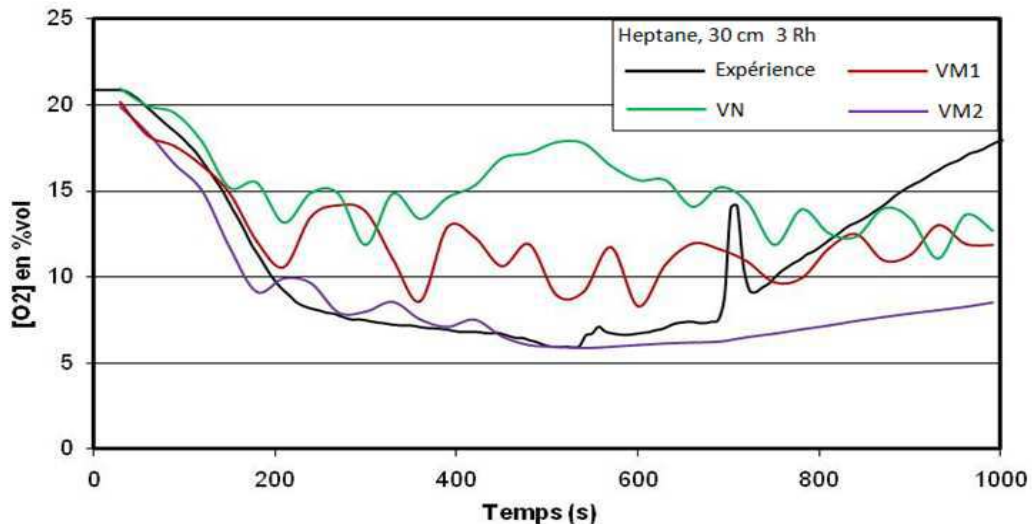


Figure 4. 31 Evolution de la concentration en oxygène au thermocouple TE1 (série cp2)

Sur les Figures 4.30 et 4.31, on présente les évolutions de la température et de la concentration en oxygène du cas cp2_c au niveau du thermocouple TE1 dans la gaine d'extraction (la position de TE1 est présentée sur la Figure 4.21). Sur la Figure 4.30, on voit que la température prédite avec l'approche VN est inférieure à celle de l'expérience. Cela est dû à la dilution de l'écoulement d'air venu de la gaine d'extraction. Avec la ventilation forcée, malgré la fluctuation de la prédiction, la tendance d'évolution de la température à l'entrée de la gaine d'extraction est reproduite de manière satisfaisante. Sur la Figure 4.31, on voit que l'écart entre la concentration en oxygène prédite avec VN et VM1 et celle de l'expérience est très marqué. Cela est provoqué par le retour d'air dans la gaine d'extraction. On a remarqué qu'avec le régime de ventilation VM2, le retour d'air est le plus faible. Par conséquent, pour l'évolution de la concentration en oxygène, la prédiction VM2 est inférieure à celle de VN et celle de VM1. Avec VM2, la tendance d'évolution de l'oxygène est bien reproduite jusqu'à l'extinction du foyer (à $t=600$ s). L'extinction du feu provoque une dépression dans le caisson ce qui accélère le retour d'air dans la gaine d'extraction. Cela entraîne l'augmentation de la concentration en oxygène dans la gaine d'extraction. On voit que la prédiction reproduit aussi l'augmentation de l'oxygène mais la courbe simulée s'accroît plus graduellement que la courbe expérimentale. Cette sous-estimation de la croissance de l'oxygène a été observée avec le cas test cp1_c (Figure 4.23) mais dans ce cas là, l'écart entre la prédiction et l'expérience est plus faible. Cela est dû au fait que le feu de cas cp2_c est plus sous-oxygéné et sa puissance est plus importante. Par conséquent, au cas test cp2_c la dépression est plus forte et son influence sur l'évolution de l'oxygène est plus significative. Donc, plus le feu est sous-ventilé, plus il est difficile de prédire son comportement.

Le régime de ventilation VM2 est proposé pour simplifier le système de ventilation. En réalité, les vitesses entrantes dans la gaine de dilution et la gaine d'admission ne sont pas constante (Figures 4.10 et 4.11). Des vitesses constantes sont imposées avec pour objectif de diminuer le nombre de

paramètres à utiliser pour le calcul. On va comparer maintenant le cas cp2_c avec un cas test supplémentaire noté cp2_c_sp. Tous les paramètres d'entrée de cp2_c et cp2_c_sp sont identiques sauf les vitesses entrantes. Pour le cas test cp2_c_sp, on impose les vitesses temporelles à la gaine d'admission et la gaine de dilution (la vitesse d'évacuation est constante et correspond à 3 renouvellements horaires: 0.334 m/s). Sur la Figure 4.32, les évolutions de la puissance du feu obtenues avec les cas tests sont présentées. On voit que les prédictions des deux cas tests ont la même tendance.

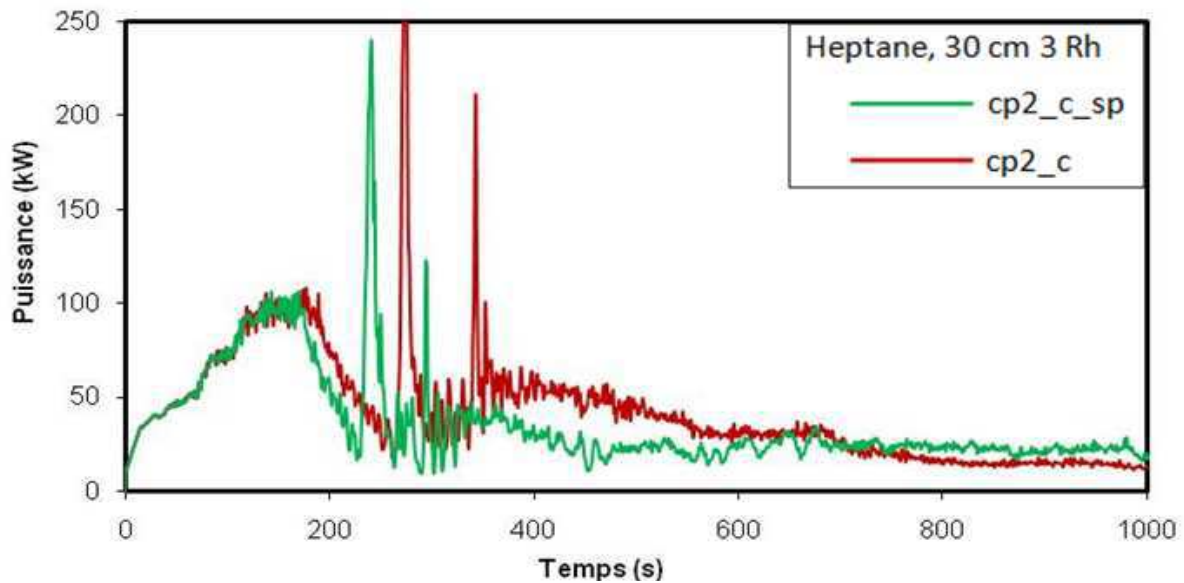


Figure 4. 32 Puissance du feu (cp2_c et cp2_c_sp)

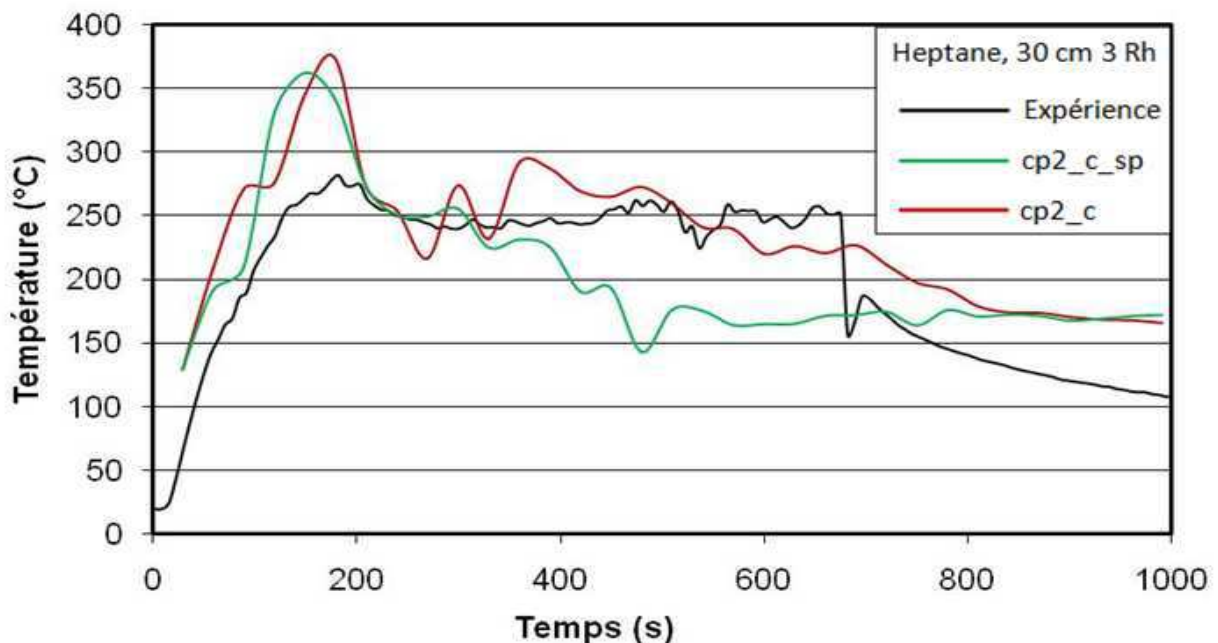


Figure 4. 33 Température au TE1 (cp2_c et cp2_c_sp)

L'évolution de la température au niveau de thermocouple TE1 est présentée sur la Figure 4.33. De $t=300$ s à $t=700$ s, on constate un écart très marqué entre deux courbes simulées. Cela correspond à l'écart entre les puissances prédites dans la même période (Figure 4.32). On voit que la température

prédite du cas cp2_c est la plus proche de la courbe expérimentale. Sur la Figure 4.34, on présente l'évolution de la concentration en oxygène à l'entrée de la gaine d'extraction. En phase de décroissance de l'oxygène, la prediction de cp2_s est similaire à celle de cp2_c_sp. En phase de croissance de l'oxygène lors de la dépression dans le caisson, la concentration en oxygène est sous-estimée avec les cas tests.

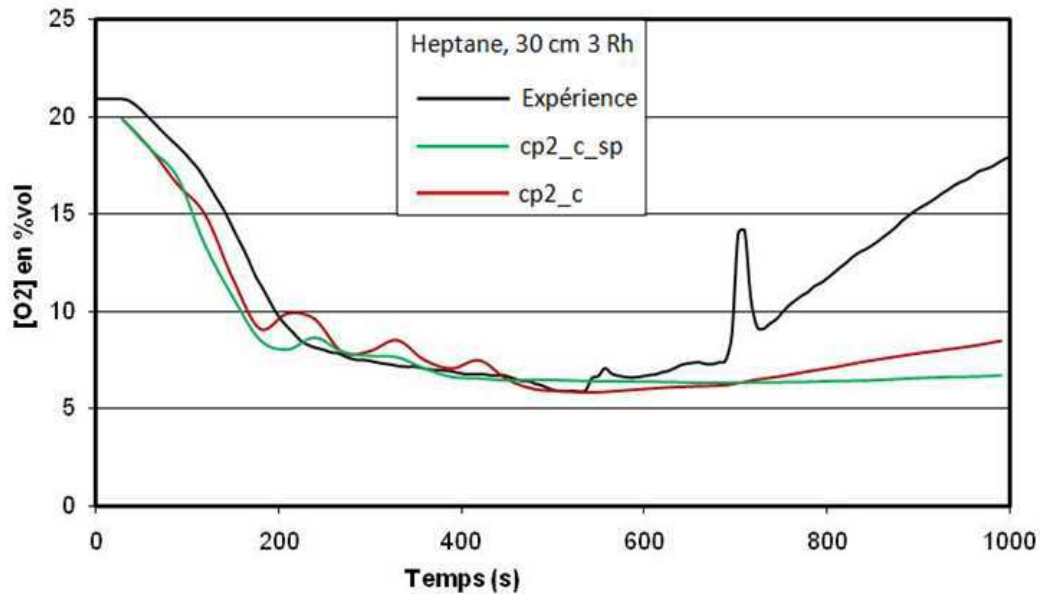


Figure 4. 34 Concentration en oxygène au TE1 (cp2_c et cp2_c_sp)

Il semble que les vitesses temporelles imposées ne permettent pas d'améliorer la prédiction des grandeurs dans la gaine d'extraction. Cela montre que l'évolution de la vitesse dans la gaine d'évacuation joue un rôle très important sur le transport de chaleur et d'espèces dans les canalisations du système de ventilation. Malheureusement, le débit sortant de gaz dans la gaine d'évacuation n'a pas été mesuré et par conséquent, on n'a aucune chance de représenter précisément la ventilation réelle du caisson. En considérant que le régime VM2 est un choix raisonnable pour représenter ce qui se passe dans l'étude expérimentale, cette approche est retenue pour tous les calculs qui suivent.

4.5 Comparaison du modèle EDC avec le modèle de fraction de mélange

Dans le chapitre 2, différents modèles de combustion ont été étudiés (EDC, fraction de mélange utilisé par défaut dans FDS). Dans notre simulation, le modèle EDC est approprié mais on a effectué aussi les calculs avec le modèle de fraction de mélange en considérant que les comparaisons entre notre modèle et le modèle de fraction de mélange sont nécessaires pour évaluer le modèle EDC. Lors de l'application du modèle de fraction de mélange, on a effectué aussi une étude de régimes de ventilation. Les résultats obtenus montrent aussi que le régime VM2 est un choix raisonnable parmi les régimes de ventilation supposés.

On a effectué les comparaisons pour les deux modèles pour un feu d'heptane de 23 cm avec 5 Rh, un feu d'heptane de 30 cm avec 3 Rh et un feu de dodécane de 30 cm avec 3Rh.

4.5.1 Feu d'heptane, 23 cm 5 Rh

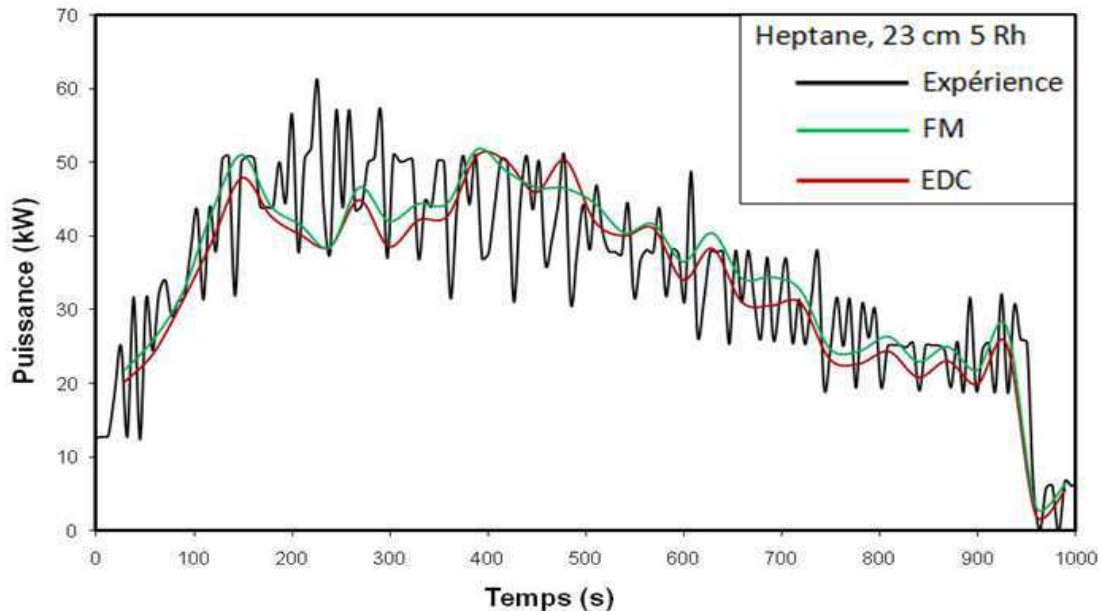


Figure 4.35 Puissance dégagée du feu (EDC et FM, heptane 23 cm 5 Rh)

L'évolution de la puissance du feu est illustrée sur la Figure 4.35. On voit que la chaleur dégagée du feu est reproduite de manière satisfaisante avec le modèle EDC et le modèle de fraction de mélange. En termes de température dans le local, les comparaisons sont effectuées aux niveaux des thermocouples TL4_2 (cf. Figure 4.36), TL4_7 (cf. Figure 4.37) et TL6_3 (cf. Figures 4.38) dans le caisson. Au niveau du thermocouple TL4_2, on voit que les deux modèles prédisent assez bien l'évolution de la température. Aux niveaux des thermocouples TL4_7 et TL6_3, les températures prédites sont légèrement surestimées: l'écart du modèle de fraction de mélange est 15% (30 °C au maximum) et celui du modèle EDC est 12% (20°C au maximum). Donc, en termes d'évolution du feu dans le caisson, les deux modèles nous donnent des prédictions satisfaisantes et l'écart du modèle EDC est plus faible. L'évolution de la température au niveau du thermocouple TE1 dans la gaine d'extraction est présentée sur la Figure 4.39. Les températures prédites sont supérieures aux données expérimentales mais l'écart entre la prédiction et l'expérience n'est pas étonnant: 15% (30 °C au maximum) pour les deux modèles.

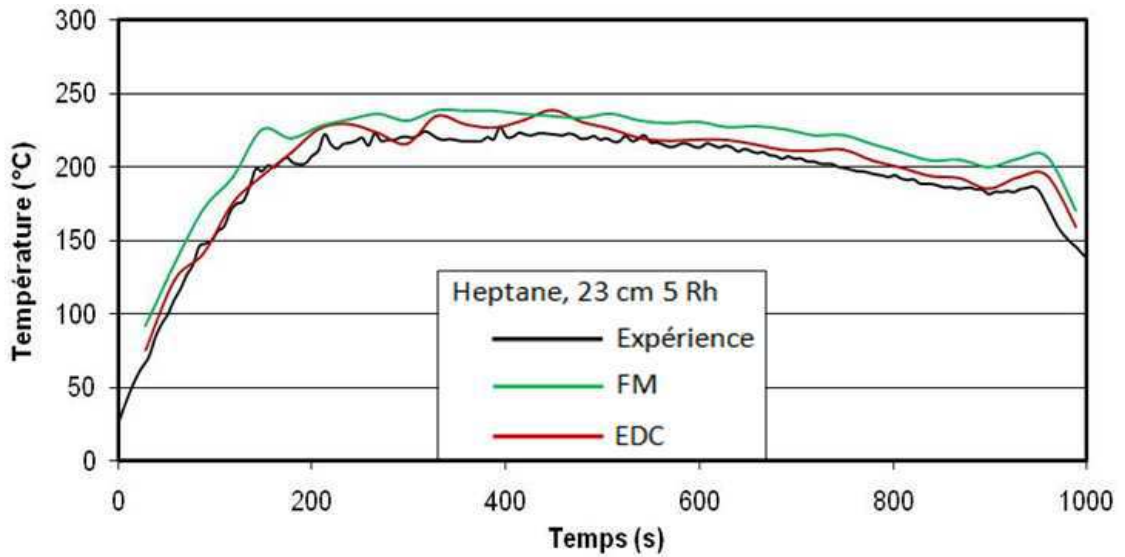


Figure 4. 36 Température au TL4_2 (EDC et FM, heptane 23 cm 5 Rh)

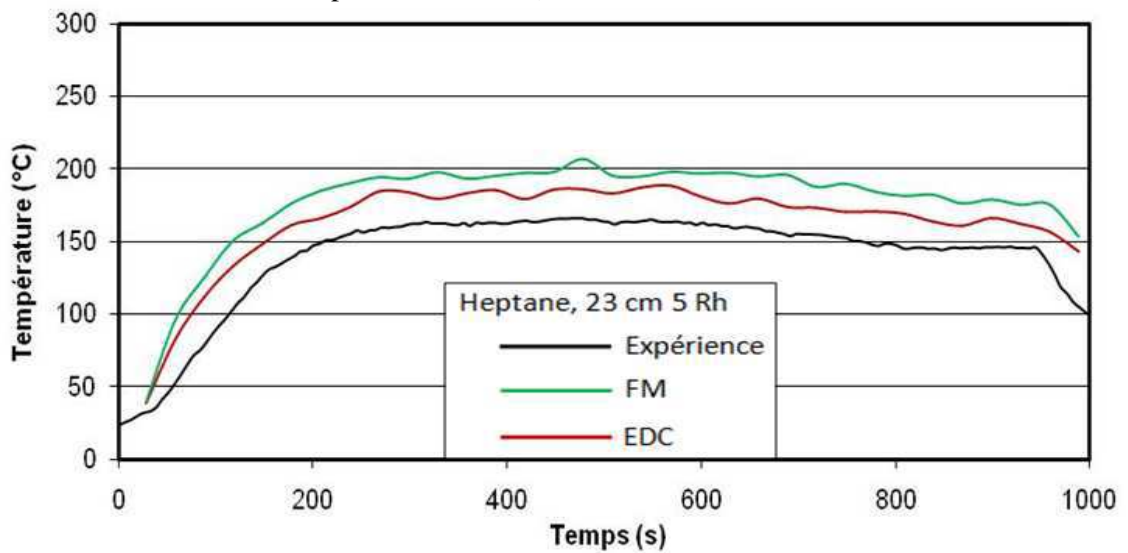


Figure 4. 37 Température au TL4_7 (EDC et FM, heptane 23 cm 5 Rh)

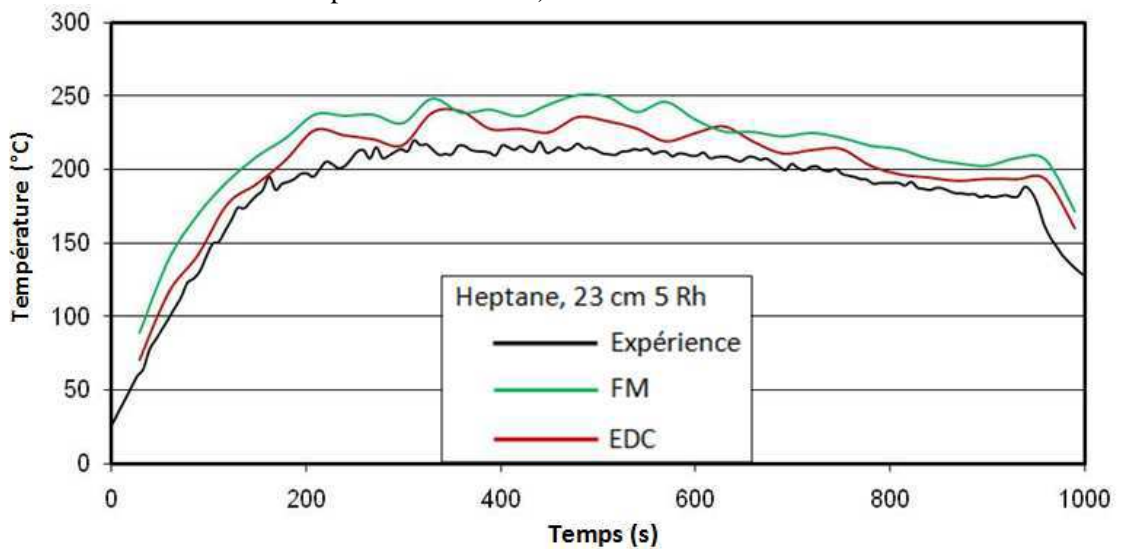


Figure 4. 38 Température au TL6_3 (EDC et FM, heptane 23 cm 5 Rh)

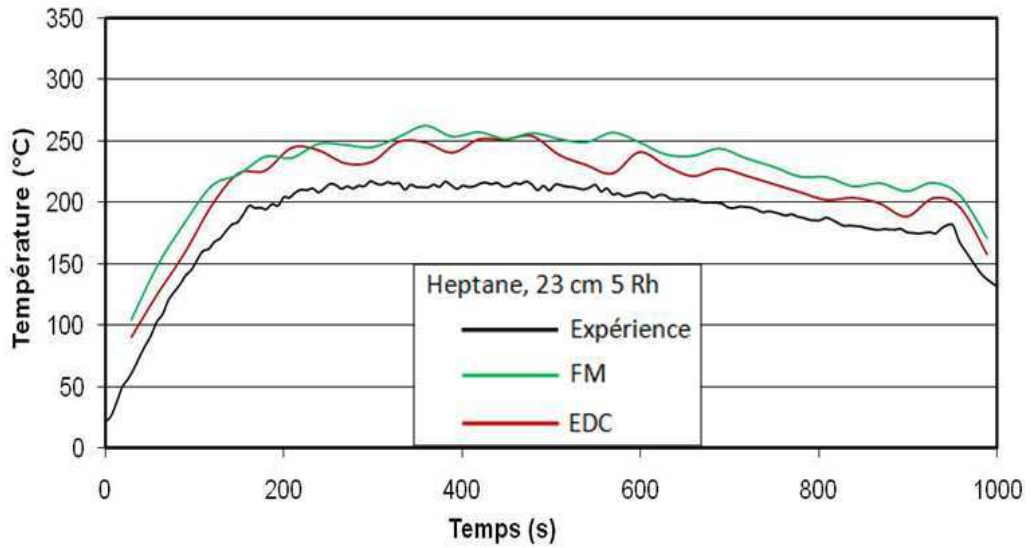


Figure 4. 39 Température au TE1 (EDC et FM, heptane 23 cm 5 Rh)

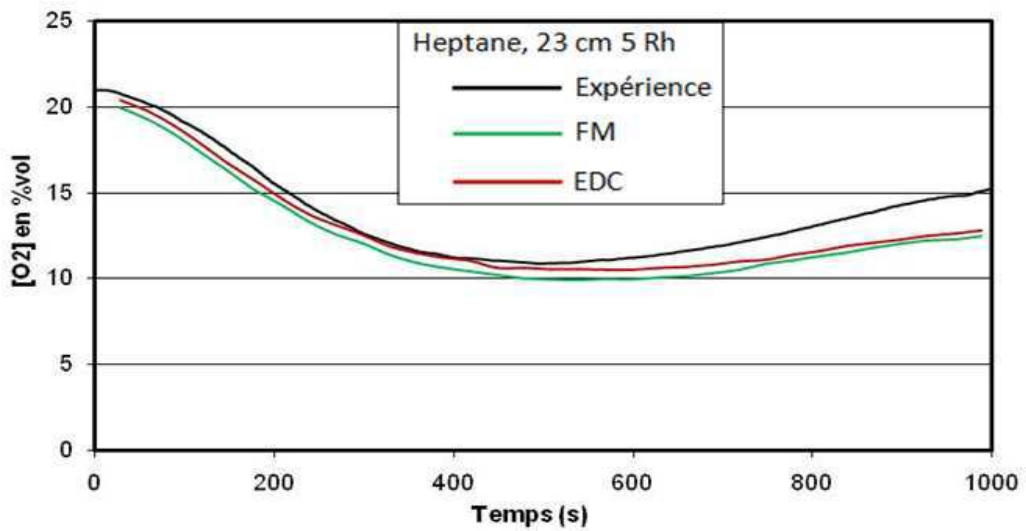


Figure 4. 40 Concentration en oxygène (EDC et FM, heptane 23 cm 5 Rh)

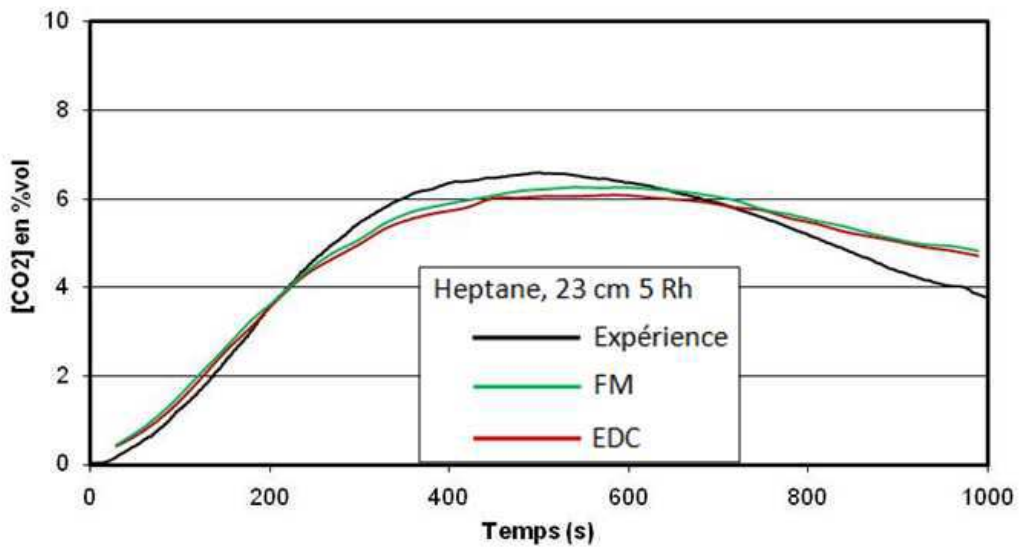


Figure 4. 41 Concentration du dioxyde de carbone (EDC et FM, heptane 23 cm 5 Rh)

L'évolution de la concentration en oxygène et celle de la concentration en dioxyde de carbone sont présentées respectivement sur la Figure 4.40 et la Figure 4.41. La prédiction du modèle EDC et celle du modèle de fraction de mélange sont similaires. L'écart entre la simulation et l'expérience n'est pas important.

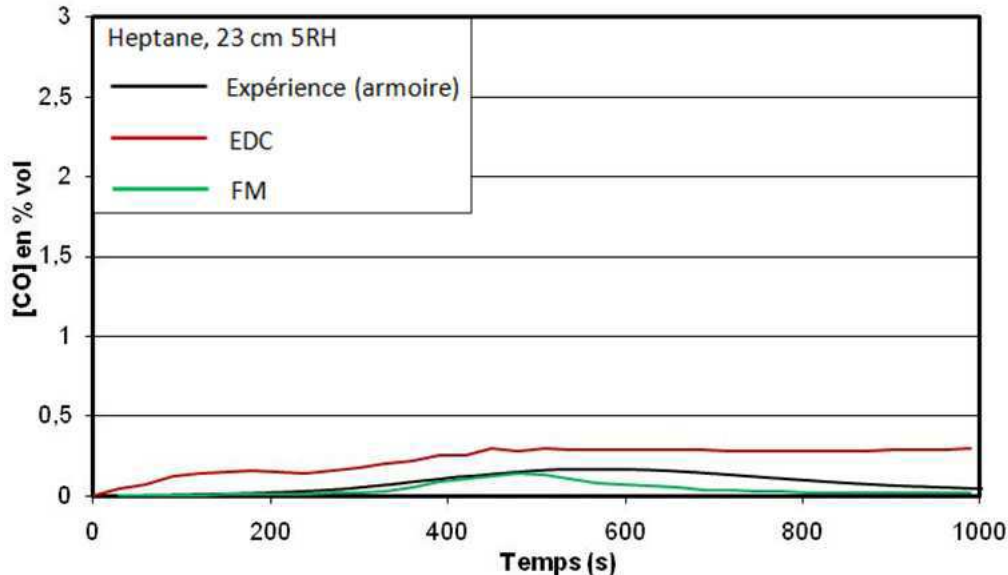


Figure 4. 42 Concentration du monoxyde de carbone (EDC et FM, heptane 23 cm 5 Rh)

Les profils de la concentration volumique du monoxyde de carbone sont présentés sur la Figure 4.42. Normalement, il y a de types de données expérimentales qui correspondent aux deux techniques de mesure de la concentration volumique en CO: la mesure en continu à l'aide d'une armoire d'analyse de gaz et la mesure ponctuelle par des prélèvements d'échantillon de gaz. Lors d'un prélèvement, un système de piston est utilisé pour aspirer le mélange gazeux. En fait la mesure ponctuelle est plus fiable mais elle n'est pas fournie dans tous les cas. Avec le modèle de fraction de mélange, la fraction volumique du monoxyde de carbone est sous-estimée, surtout en période de $t=500$ s à $t=1000$ s mais la tendance d'évolution est reproduite. En revanche, la prédiction du modèle EDC montre toujours est légèrement surestimé. Il est à noter aussi qu'avec le modèle de fraction de mélange, l'algorithme imposé pour la production de CO peut prédire sa formation et de son éventuelle oxydation à des températures élevées mais ne peut pas prédire la concentration en CO des gaz d'échappement qui sortent de la région enflammée. Le rendement post-flamme de CO est donc traité via un rendement empirique de CO estimé pour un feu bien ventilé (CO_YIELD). Certainement il n'existe pas une valeur universelle de CO_YIELD applicable pour tous les calculs. C'est un inconvénient du modèle de fraction de mélange, car pour chaque feu considéré, il nécessite de faire le choix d'une valeur raisonnable pour le CO_YIELD. Manquant de rendements pour l'heptane et le dodécane, dans tous nos calculs avec le modèle de fraction de mélange, on utilise $CO_YIELD=0.015$.

4.5.2 Feu d'heptane, 30 cm avec 3 Rh

Le feu considéré précédemment est presque bien ventilé et on a vu que les prédictions du modèle EDC sont globalement similaires à celles du modèle de fraction de mélange (sauf le monoxyde de carbone). Le feu abordé maintenant est beaucoup moins bien ventilé. La Figure 4.43 présente les évolutions temporelles de la chaleur dégagée par le feu. Cette fois, on voit que les prédictions des modèles ne sont plus en cohérence avec la puissance expérimentale. L'écart entre la simulation et l'expérience sera abordé plus tard. Dans cette partie, on ne se concentre qu'à analyser la comparaison entre le modèle EDC et le modèle de fraction de mélange. On voit qu'au début jusqu'à 500 s, les modèles sont globalement en accord sur l'évolution de la puissance du feu. Puis, la puissance prédite par le modèle de fraction de mélange est supérieure à celle prédite par le modèle EDC.

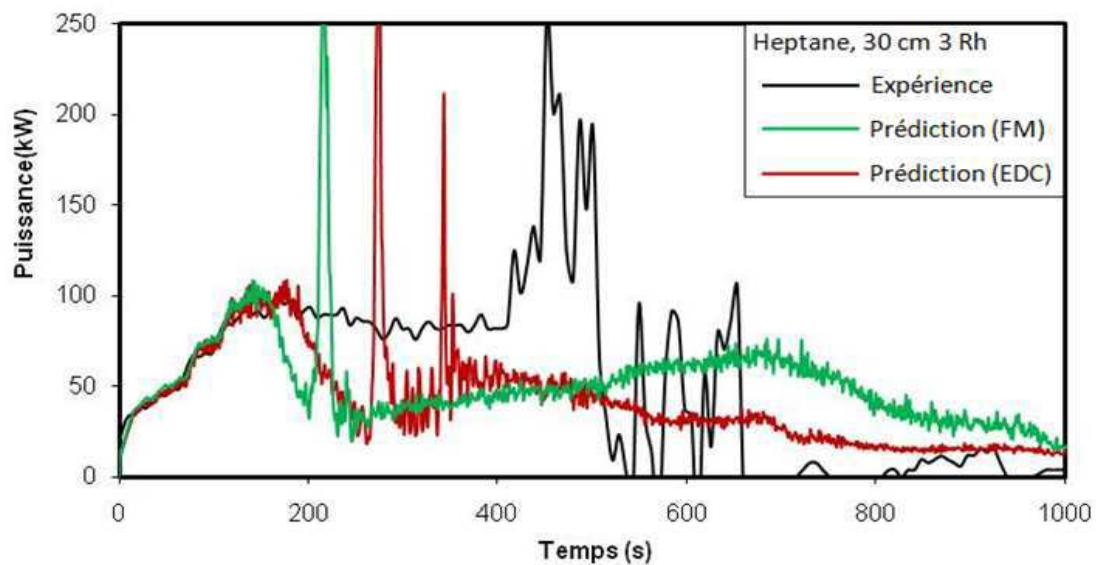


Figure 4. 43 Puissance du feu (EDC et FM, heptane 30 cm 3 Rh)

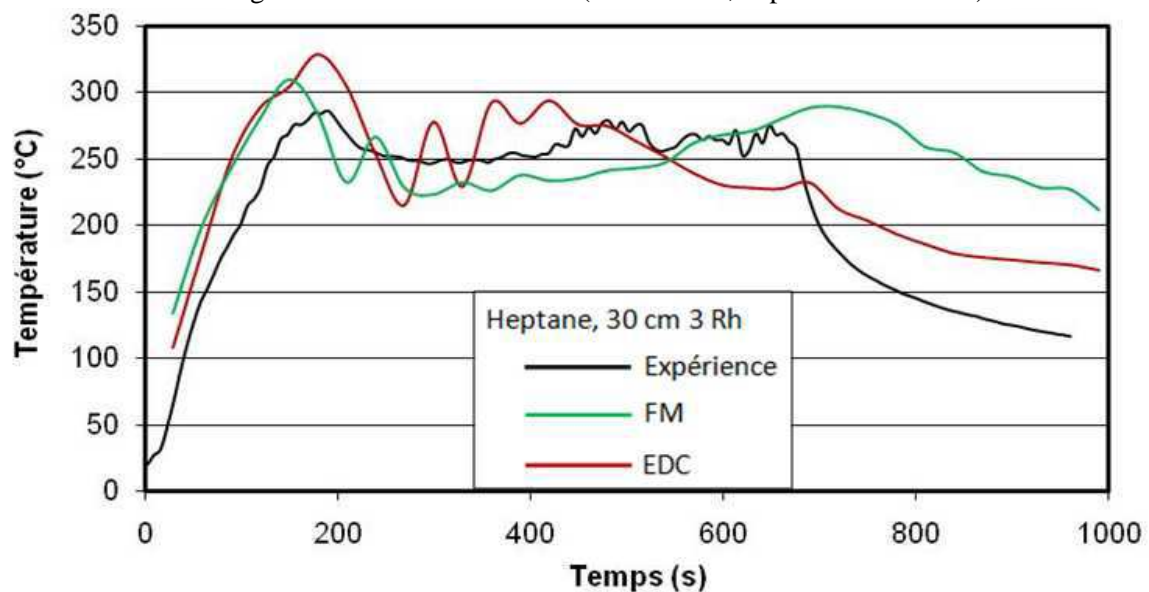


Figure 4. 44 Température au TL4_2 (EDC et FM, heptane 30 cm 3 Rh)

Les températures locales prédites sont comparées aux thermocouples TL4_2 (cf. Figure 4.44) et TL6_3 (cf. Figure 4.45). On voit que les deux modèles prédisent assez bien la tendance d'évolution de la température jusqu'à $t = 700$ s, mais la décroissance de la température à partir de ce moment là est sous-estimée par les modèles. Les températures simulées diminuent plus graduellement que la température mesurée. La surestimation de la température du modèle de fraction de mélange correspond à la surestimation de la puissance en période de 600 s à 1000 s. Dans cette période, le modèle EDC est plus proche de l'expérience que le modèle de fraction de mélange (l'écart du modèle de fraction de mélange est 100°C et celui du modèle EDC est 50°C). Il semble que l'évolution de la température est mieux reproduite par le modèle EDC.

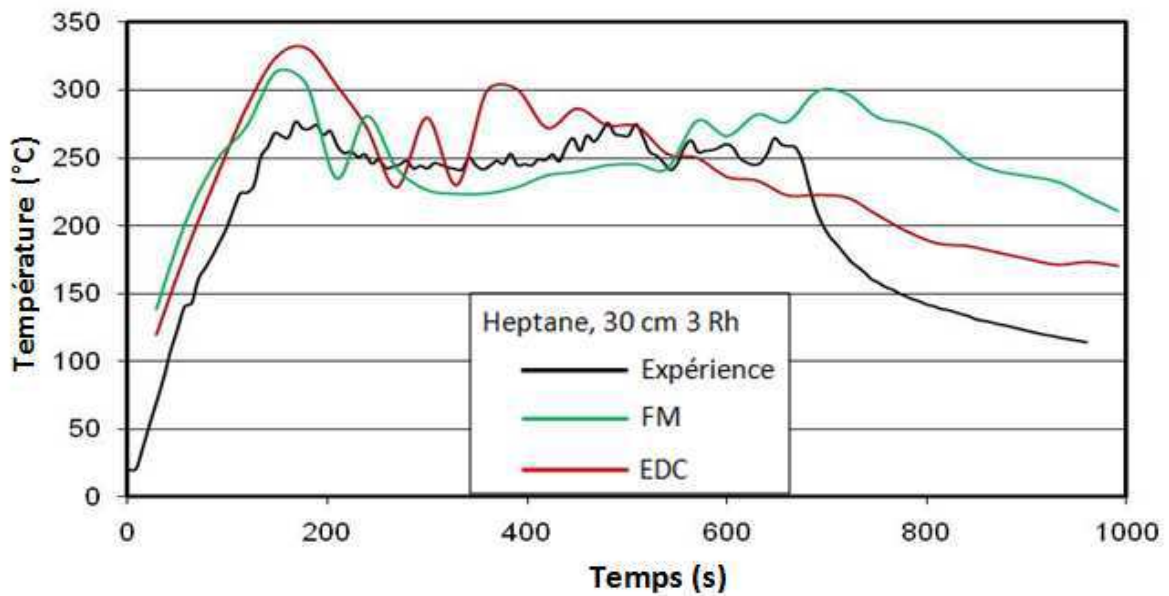


Figure 4. 45 Température au TL6_3 (EDC et FM, heptane 30 cm 3 Rh)

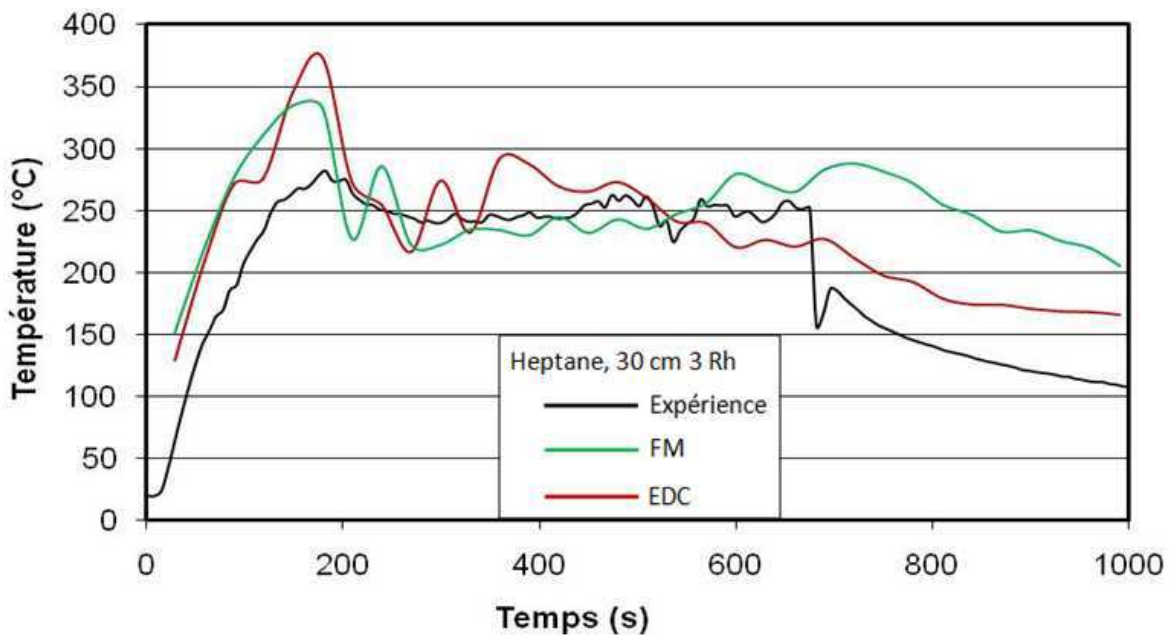


Figure 4. 46 Température au TE1 (EDC et FM, heptane 30 cm 3 Rh)

Les profils de la température au thermocouple TE1 à l'entrée de la gaine d'extraction sont présentés sur la Figure 4.46. Comme avec l'évolution de la température dans le local, on constate aussi qu'avec les deux modèles, la tendance d'évolution de la température est bien reproduite au début jusqu'à $t=700s$, la décroissance de la température de $t=700s$ à $t=1000s$ est plus graduelle que l'expérience et le modèle EDC approche mieux les données expérimentales. Les Figure 4.47 et 4.48 montrent les évolutions de l'oxygène et du dioxyde de carbone à l'entrée de la gaine d'extraction. On voit que l'évolution des espèces est mieux reproduite avec le modèle EDC

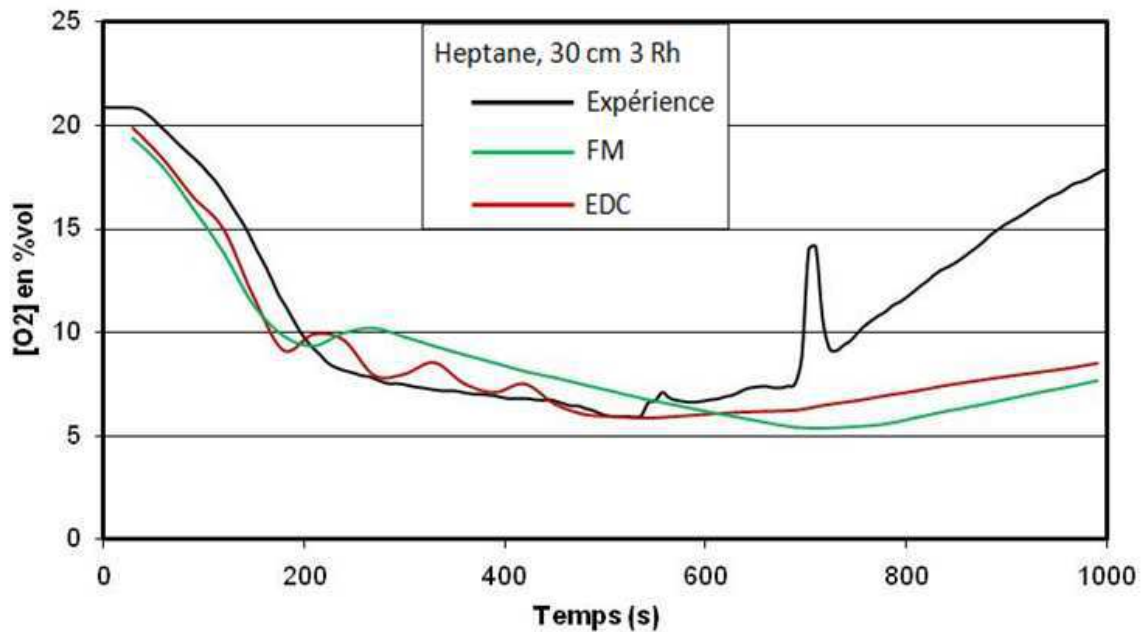


Figure 4. 47 Concentration en oxygène au TE1 (EDC et FM, heptane 30 cm 3 Rh)

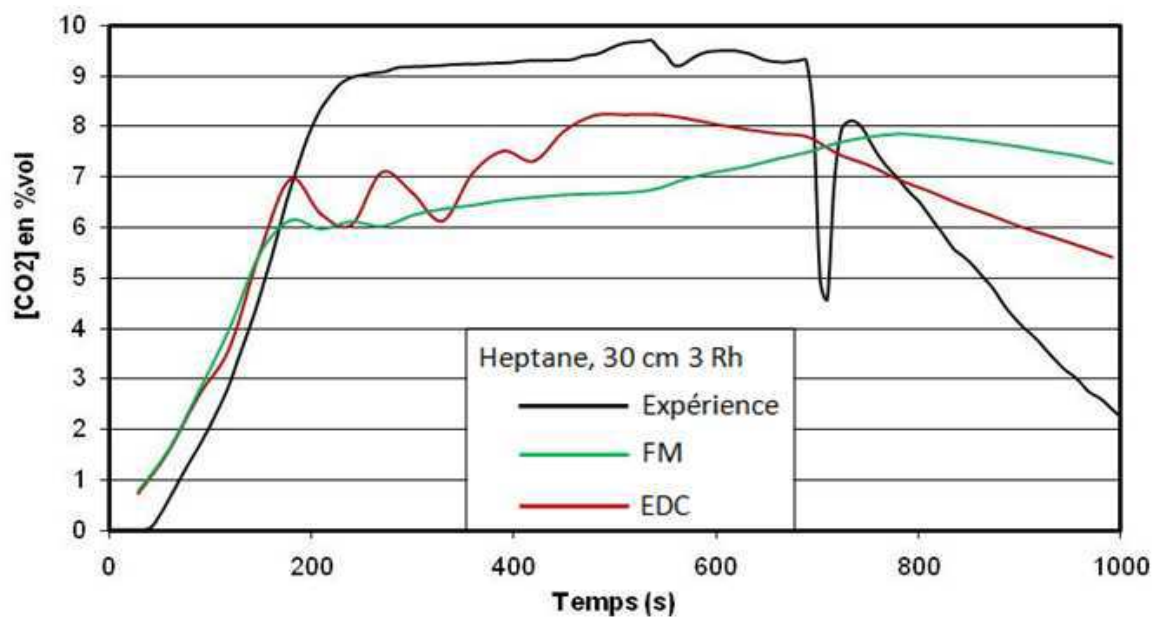


Figure 4. 48 Concentration du dioxyde de carbone au TE1 (EDC et FM, heptane 30 cm 3 Rh)

La Figure 4.49 présente les profils de la fraction volumique en monoxyde de carbone. On voit que la prédiction du modèle EDC est plus proche de l'expérience que celle du modèle de fraction de mélange.

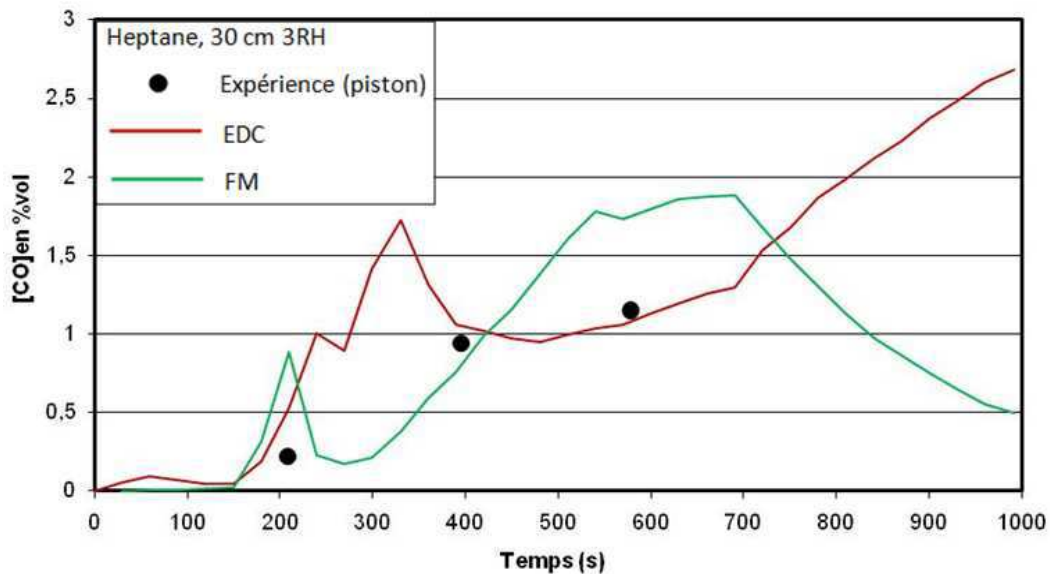


Figure 4. 49 Fraction volumique en monoxyde de carbone (EDC et FM, heptane 30 cm 3Rh)

4.5.3 Feu de dodécane 30 cm 3Rh

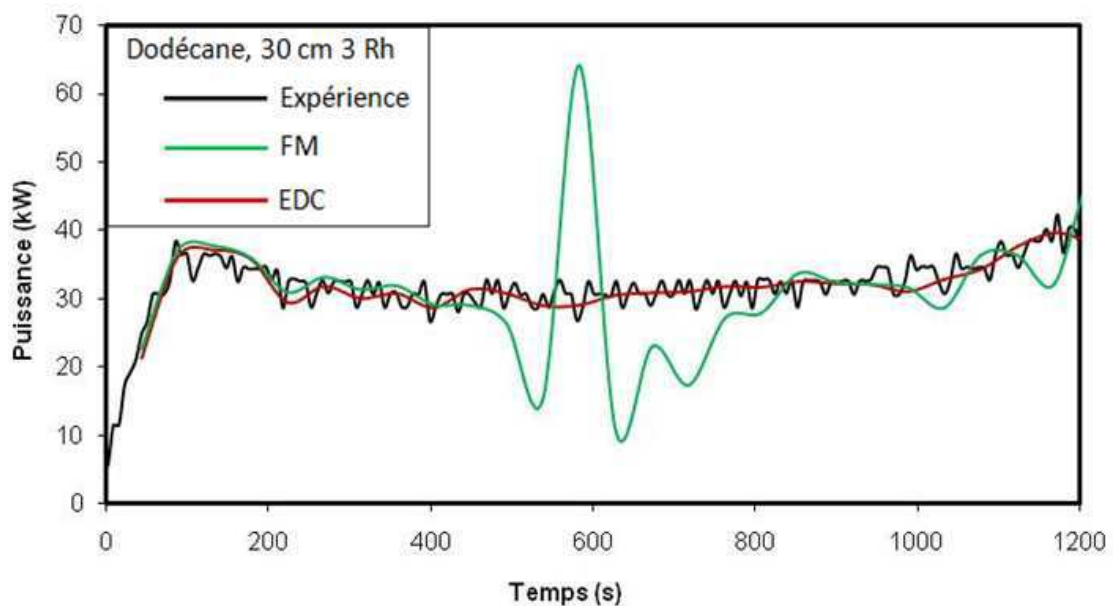


Figure 4. 50 Puissance du feu (EDC et FM, dodécane 30 cm 3Rh)

Un feu de dodécane est abordé maintenant. La Figure 4.50 présente les profils du débit calorifique du feu. La tendance d'évolution de la puissance du feu est globalement reproduite par le modèle EDC et le modèle de fraction de mélange. On constate que le modèle EDC représente mieux les données expérimentales car la puissance du feu estimée par le modèle de fraction de mélange présente une période de fluctuation de $t=500$ s à $t=800$ s. Sur les Figures 4.51, 4.52 et 4.53, les profils de la température dans le local au niveau des thermocouples TL4_2, TL4_7 et TL6_3 sont présentés. On

voit que dans le caisson, les températures prédites par les deux modèles sont presque similaires. L'écart entre la simulation est acceptable (15 % avec FM et 10% avec EDC)

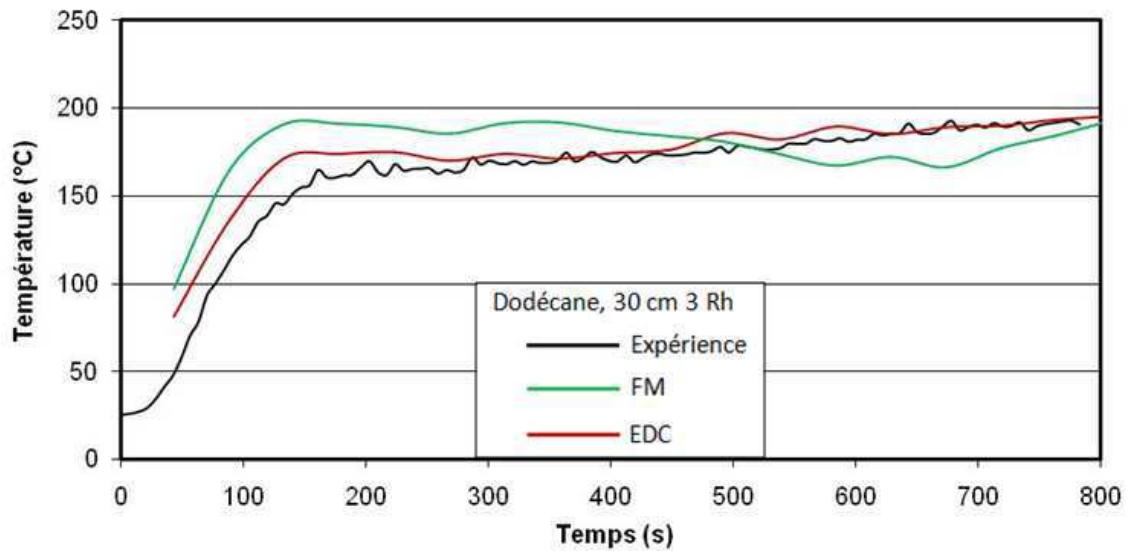


Figure 4. 51 Température au TL4_2 (EDC et FM, dodécane 30 cm 3Rh)

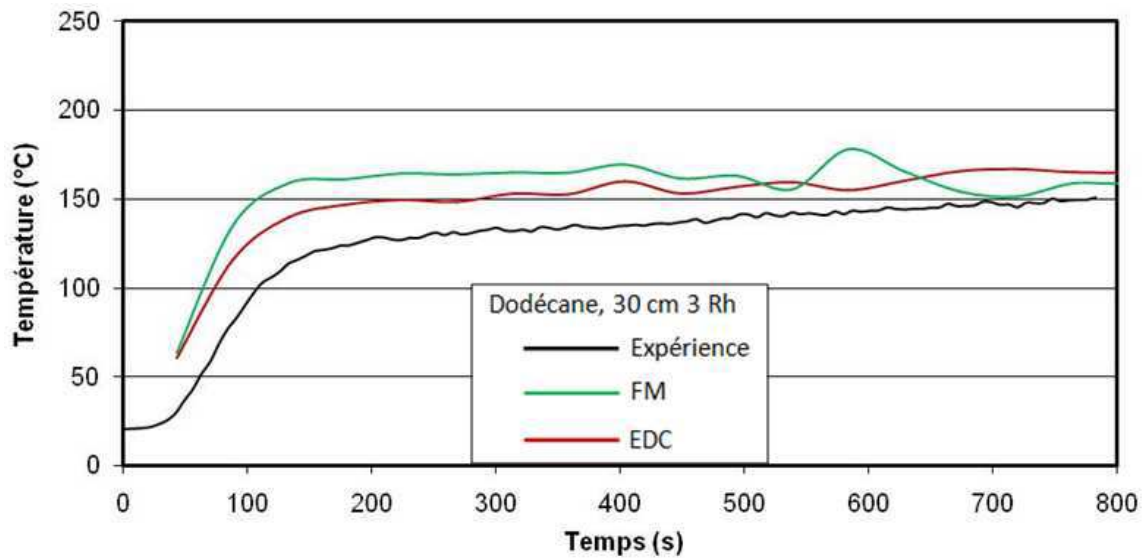


Figure 4. 52 Température au TL4_7 (EDC et FM, dodécane 30 cm 3Rh)

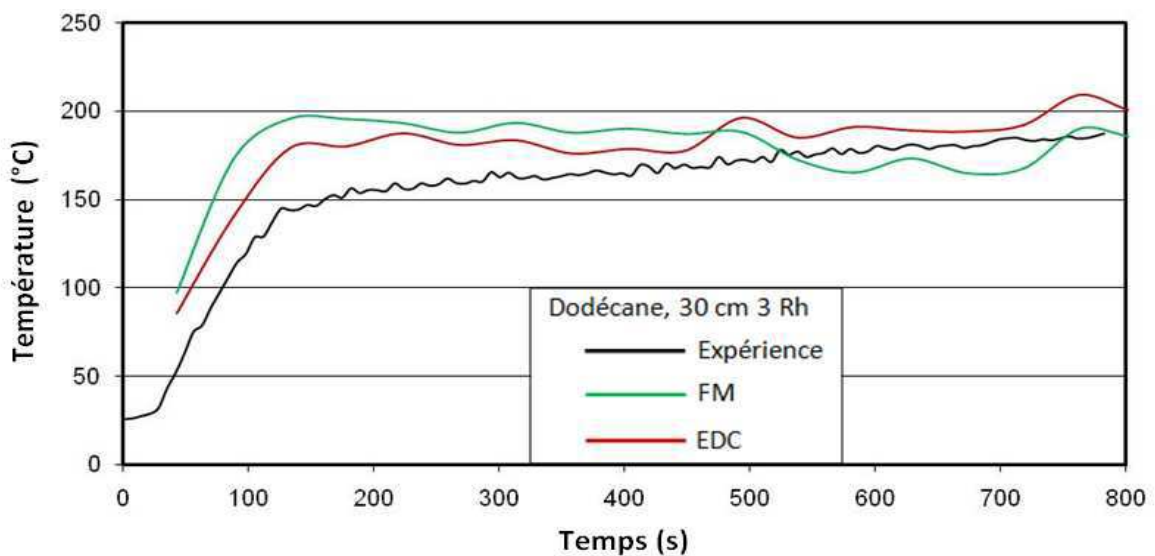


Figure 4. 53 Température au TL6_3 (EDC et FM, dodécane 30 cm 3Rh)

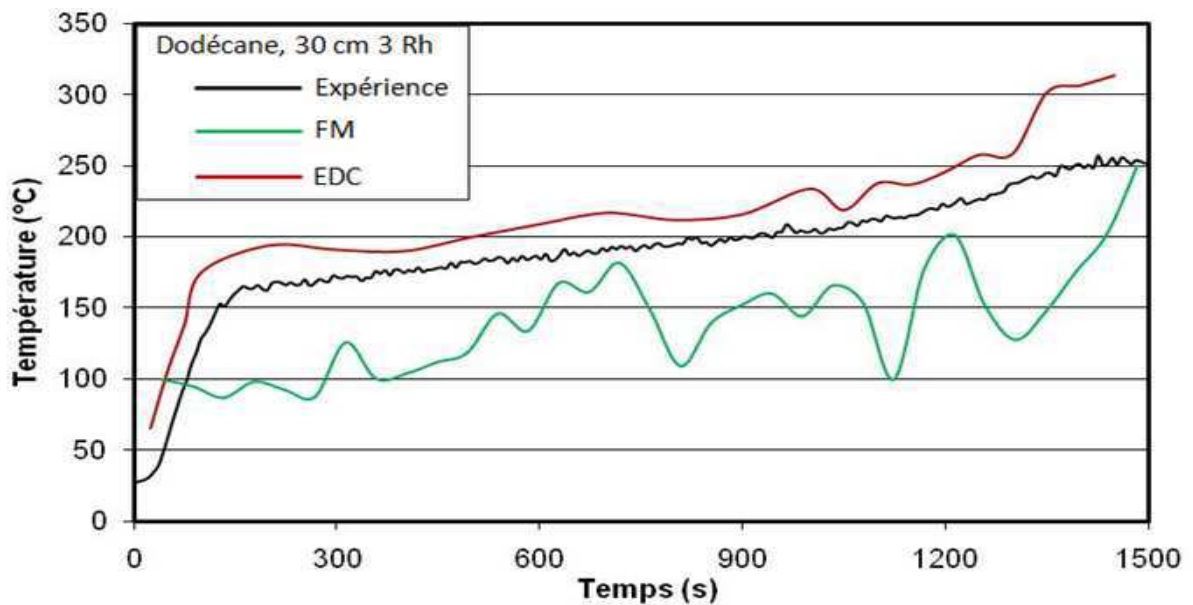


Figure 4. 54 Température au TE1 (EDC et FM, dodécane 30 cm 3 Rh)

Sur la Figure 4.54, on présente l'évolution de la température à l'entrée de la gaine d'extraction. On voit que la prédiction du modèle EDC est plus précise que celle du modèle de fraction de mélange. Pendant que l'écart entre le modèle de fraction de mélange et l'expérience est très marqué, celui entre le modèle EDC et l'expérience est acceptable (20% au maximum). Les évolutions de la concentration en oxygène et de la concentration en dioxyde carbone sont présentées sur les Figures 4.55 et 4.56. Globalement, les deux modèles reproduisent assez bien la tendance d'évolution des espèces mais il semble que le modèle EDC représente mieux les données expérimentales.

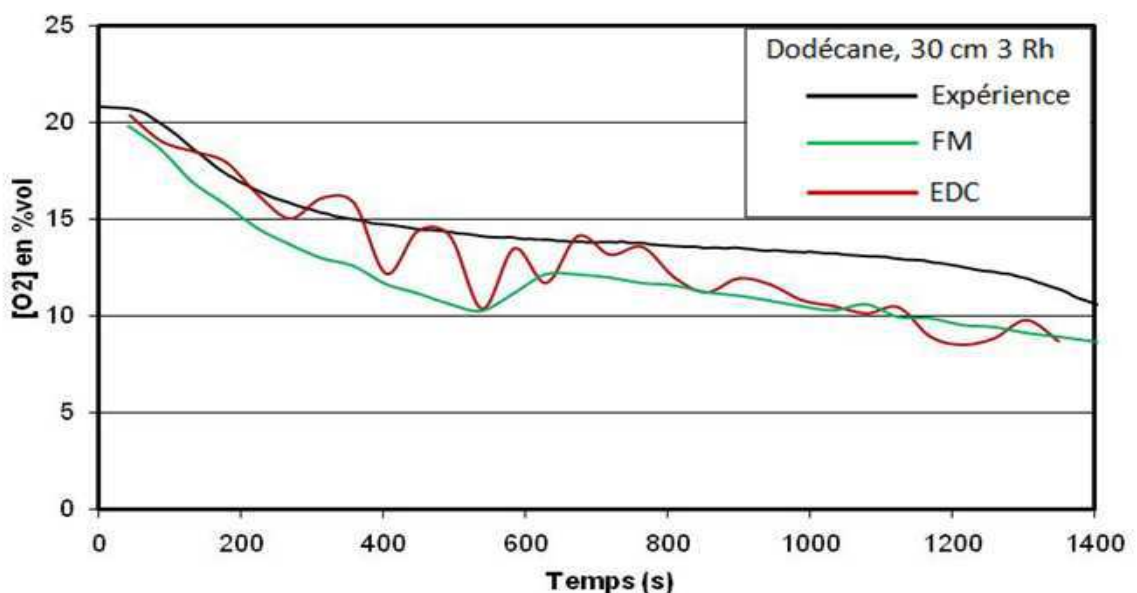


Figure 4. 55 Concentration en oxygène au TE1 (EDC et FM, dodécane 30 cm 3 Rh)

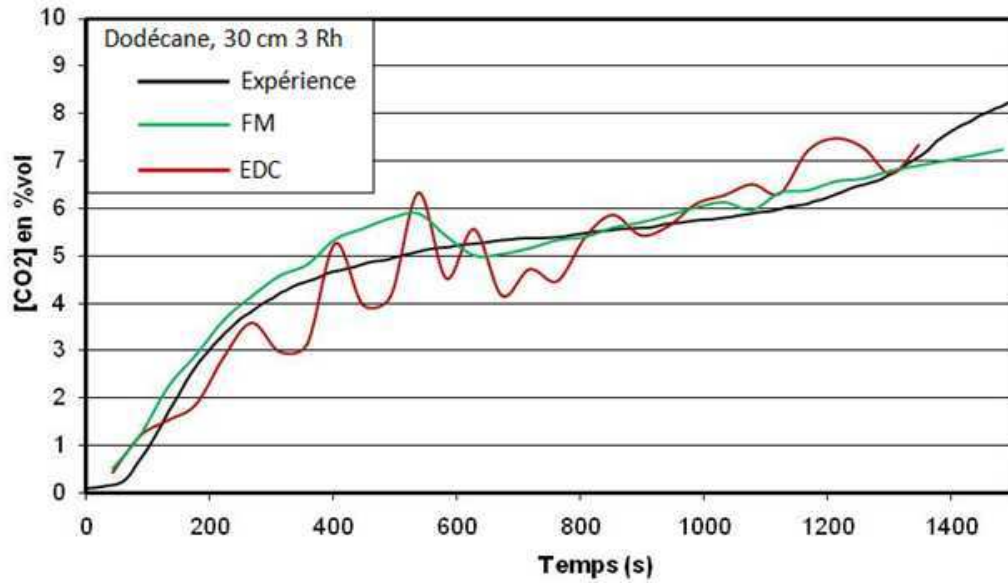


Figure 4. 56 Concentration en dioxyde de carbone au TE1 (EDC et FM, dodécane 30 cm 3 Rh)

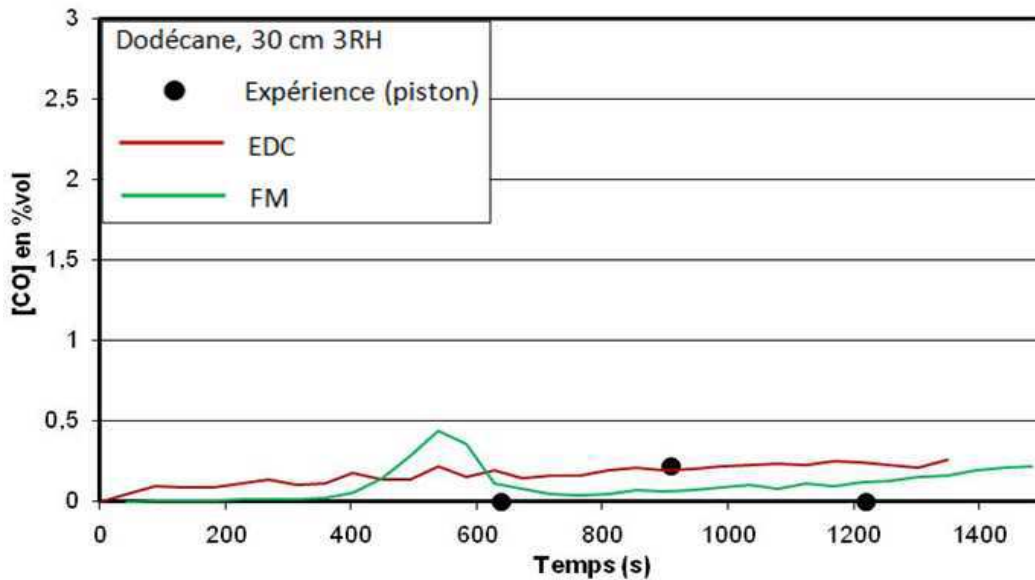


Figure 4. 57 Concentration en monoxyde de carbone (EDC et FM, dodécane 30 cm 3 Rh)

L'évolution de la concentration en monoxyde de carbone est présentée sur la Figure 4.47. On constate qu'avec le feu de dodécane considéré, le modèle EDC prédit mieux la fraction volumique en monoxyde de carbone.

4.6 Conclusions

En considérant que la ventilation réelle est trop compliquée pour la simulation avec FDS, quelques hypothèses sont proposées afin de simplifier ce régime pour l'adapter dans notre simulation. On a testé trois régimes de ventilation (régime d'évacuation) : VN - ventilation naturelle, VM1 et VM2 - ventilation mécanique ($V_{\text{évac-VM1}} < V_{\text{évac-VM2}}$). L'étude du régime d'évacuation est réalisé sur deux séries de tests : cp1 (heptane 23 cm, 5Rh – légèrement sous ventilé) et cp2 (heptane 30 cm 3 Rh – très

sous ventilé). Dans tous les cas tests effectués, il existe une zone de vitesse U (vitesse transversale suivant x) négative en partie basse dans la zone d'extraction. Ceci montre le retour d'air venu de la gaine de dilution. L'écoulement inverse du retour d'air dilue l'écoulement des gaz chauds venu du caisson et par conséquent, ralentit le transport de la chaleur et des espèces dans la gaine d'extraction. L'effet dilué de l'écoulement d'air est aussi montré par la distribution de la température dans cette dernière: la couche chaude se situe en partie haute de la gaine. Le niveau de la température dans cette zone chaude présente un risque d'inflammation des imbrûlés. On remarque aussi que: le retour d'air dans le cas d'une ventilation naturelle est plus important qu'avec une ventilation mécanique; plus la vitesse d'évacuation est élevée plus le retour d'air est faible. Le régime VM2 est très proche de la réalité et comme attendu, dans les deux cas tests cp1_c et cp2_c, la température et la concentration prédites à l'entrée de la gaine d'extraction sont comparables avec les données expérimentales. Ce régime est donc retenu pour les calculs qui suivent.

Les comparaisons effectuées montrent une bonne cohérence entre l'approche EDC ajoutée par notre équipe et le modèle de fraction de mélange utilisé par défaut dans FDS. De plus, dans notre géométrie considérée, le modèle EDC prédit mieux les évolutions de la température et des concentrations en oxygène et en dioxyde de carbone. En termes de concentration en monoxyde de carbone, on voit que le modèle EDC reproduit assez bien l'ordre de grandeur de la fraction volumique de CO avec les feux d'heptane. De plus, l'évolution de CO est bien prédite lorsque l'on aborde le feu de dodécane. Ces résultats montrent les potentialités de l'approche imposée et nous encouragent à l'exploiter et à l'améliorer afin d'atteindre des prédictions plus précises.

Chapitre 5. Evaluation du risque d'inflammation au niveau du système de ventilation induit par des imbrûlés issus d'un feu sous-ventilé avec une approche non prédictive

Dans le chapitre 2, on a abordé deux méthodes pour modéliser le feu: l'une est non prédictive et l'autre est semi-prédictive. Avec la méthode non prédictive, la perte de masse expérimentale est imposée dans le code pour représenter l'évaporation du combustible liquide (la pyrolyse n'est pas prise en compte dans le calcul), par conséquent la surface du combustible devient un brûleur. Avec la méthode semi-prédictive, un modèle de pyrolyse est couplé pour prédire le débit massique du gaz combustible généré par l'évaporation de liquide. Notre objectif principal est l'estimation du risque à l'entrée de la gaine d'extraction: la zone considérée est une zone adjacente au caisson en feu et on s'intéresse aux températures et les concentrations des espèces dans cette zone. La simulation de l'évaporation au niveau du foyer n'est donc pas notre premier intérêt. De plus, la simulation directe de la pyrolyse d'un liquide est assez compliquée car elle nécessite de coupler d'une part les transferts de chaleur entre la flamme et la surface du liquide (rayonnement, convection, conduction) et d'autre part les transferts de chaleur à l'intérieur du liquide. La modélisation de la pyrolyse ou l'évaporation du liquide demande de traiter un grand nombre de paramètres empiriques, ce qui la rend difficile à vérifier et à valider. Normalement, cette approche est effectuée principalement pour le diagnostic. Pour ces raisons, au préalable, on s'intéresse à la méthode non prédictive. Les combustibles utilisés sont le dodécane et l'heptane et on s'intéresse aux feux légèrement sous-ventilés voire très sous-ventilés. Une étude de risque de l'inflammation des imbrûlés dans les canalisations du système de ventilation est aussi conduite.

5.1 Simulation non prédictive

L'étude des régimes de ventilation réalisée dans le chapitre précédent a permis de choisir un régime de ventilation raisonnable pour étudier le feu dans le caisson considéré. La comparaison entre le modèle de fraction de mélange et le modèle EDC a été réalisée. En continuant d'utiliser l'approche non-prédictive où la perte de masse du combustible liquide est imposée au foyer, on va analyser plus profondément l'évolution du feu, de la température et des gaz dans le local et dans la gaine d'extraction. Les combustibles utilisés sont l'heptane et le dodécane et le taux de renouvellement horaire utilisé est 3 ou 5. Les diamètres du foyer adoptés sont respectivement 23 cm et 30 cm pour l'heptane et 30 cm et 40 cm pour le dodécane. Les feux sont soit sous-ventilés (heptane 23 cm, dodécane 30 cm) soit très sous-ventilés (heptane 30 cm, dodécane 40 cm) (cf. Annexe D). Les essais expérimentaux ont montré que les feux légèrement sous-ventilés s'éteignent à cause du manque de combustible et les feux très sous-ventilés s'éteignent faute de comburant. Le comportement des feux très sous-ventilés est très difficile à prédire. Les expériences effectuées sur le caisson CERES montrent que l'inflammation des imbrûlés dans la gaine d'extraction n'a lieu qu'avec les feux très sous-ventilés et les paramètres clés sont la température et les concentrations des gaz. Tout d'abord, on va aborder les feux légèrement sous-ventilé pour évaluer la prédiction des paramètres clés dans le système de ventilation. Puis, les feux très sous-ventilés seront étudiés afin d'estimer le risque d'inflammation des imbrûlés.

5.1.1 Feux légèrement sous-ventilés

Nom de cas test	Combustible	D (cm)	Rh
H1_np	Heptane	23	3
H2_np	Heptane	23	5
D1_np	Dodécane	30	3
D2_np	Dodécane	30	5

Tableau 5.1 Les cas tests réalisés - légèrement sous ventilé - non prédictive

Le Tableau 5.1 présente les cas tests du feu légèrement sous ventilé réalisés avec l'approche non prédictive. On a effectué deux cas tests pour l'heptane : H1_np est un feu de 23 cm de diamètre avec 3 renouvellements horaires et H2_np est un feu de 23 cm de diamètre avec 5 renouvellements horaires. Deux cas tests sont aussi réalisés avec le feu de dodécane : D1_np dont le diamètre est de 30 cm avec 3 renouvellements horaires et D2_np dont le diamètre est de 30 cm avec 5 renouvellements horaires. Lorsque l'on applique le même taux de renouvellement horaire, avec les diamètres utilisés (23 cm pour l'heptane et 30 cm pour le dodécane) le feu d'heptane et le feu de dodécane ont la même magnitude de la chaleur dégagée (la chaleur de combustion du dodécane est plus faible que l'heptane, pour atteindre la même puissance, la surface du dodécane doit être donc plus importante). Les

comparaisons sont effectuées dans le local (axes TL4 et TL6) et dans le système de ventilation (thermocouples TE1 et TD7). Les positions des thermocouples sont déjà illustrées sur les Figures 4.3 et 4.13.

a) 3 renouvellements horaires

Sur la Figures 5.1, on présente l'évolution de la puissance du feu d'heptane de 23 cm avec 3 RH. Celle du feu de dodécane est présentée sur la Figure 5.2. Pour les deux combustibles considérés, la puissance du feu est reproduite de manière satisfaisante.

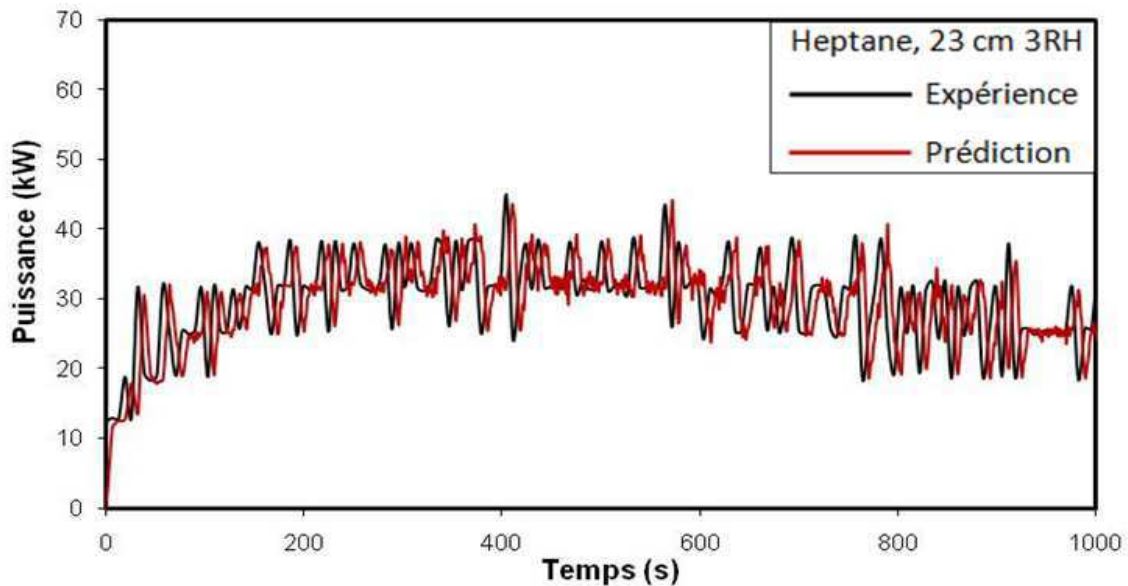


Figure 5. 1 La puissance du feu (H1_np)

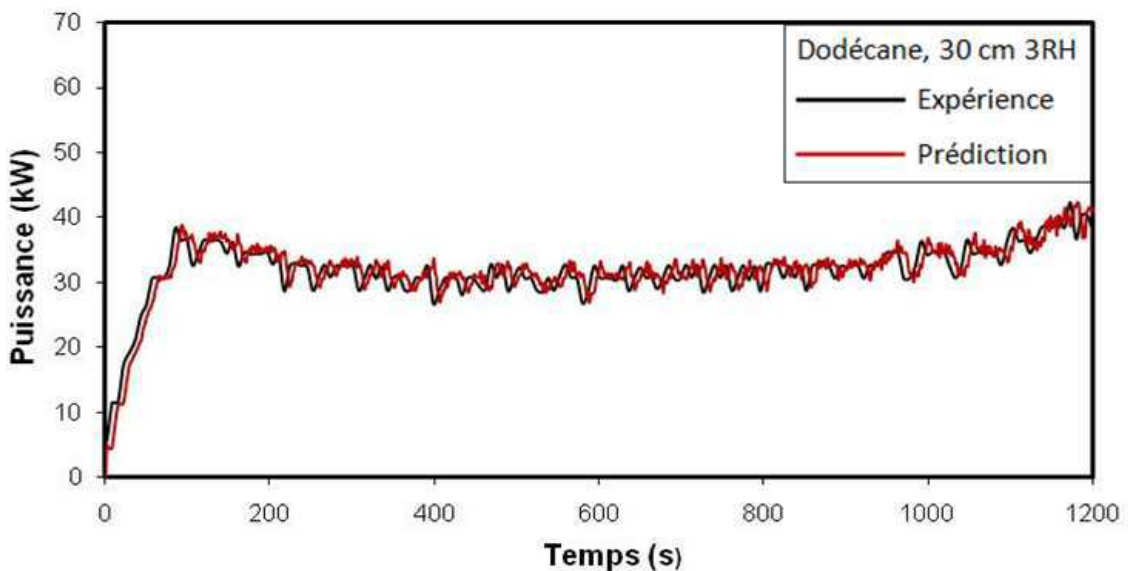


Figure 5. 2 La puissance du feu (D1_np)

L'évolution de la température aux niveaux des thermocouples TL4_2, TL4_7, TL6_3 et TL6_7 dans le local du cas test H1_np est présentée respectivement sur les Figures 5.3, 5.4, 5.5 et 5.6. La température est assez bien prédite aux niveaux des thermocouples TL4_2 et TL6_3. La température prédite aux niveaux des thermocouples TL4_7 et TL6_7 est surestimée. L'écart maximal entre la

prédiction et l'expérience est environ 15%. Il est à noter que ces thermocouples sont positionnés au niveau de la zone persistante du feu. La surestimation remarquée peut être provoquée par un feu plus chaud que la réalité, ce qui est causée par l'hypothèse de la réaction infiniment rapide.

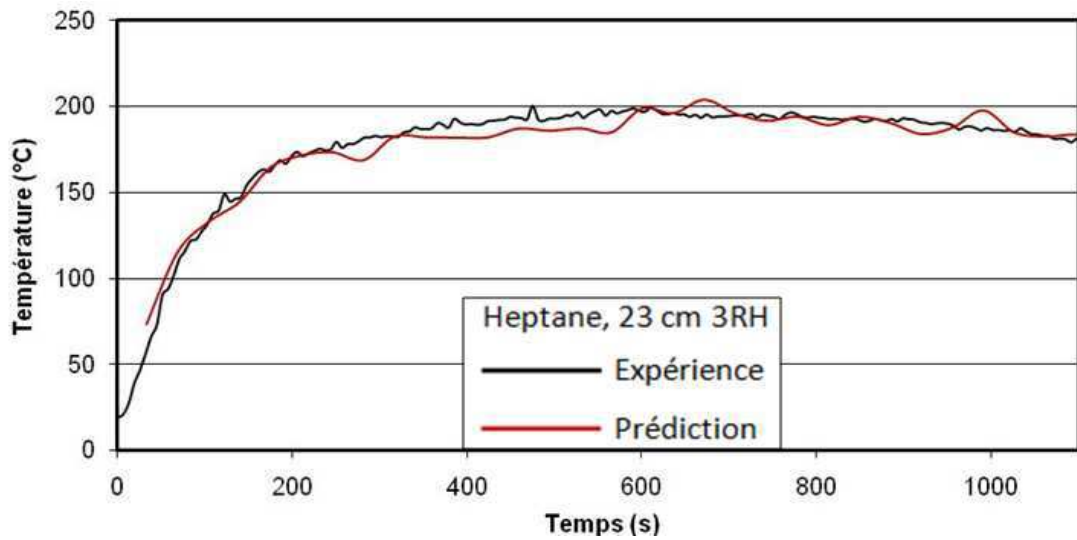


Figure 5. 3 Température au TL4_2 (H1_np)

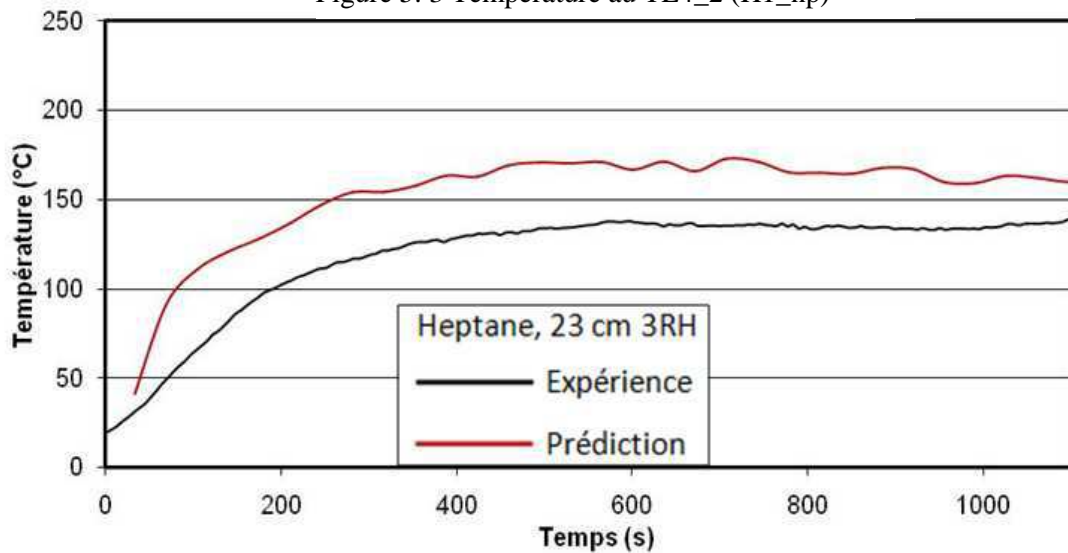


Figure 5. 4 Température au TL4_7 (H1_np)

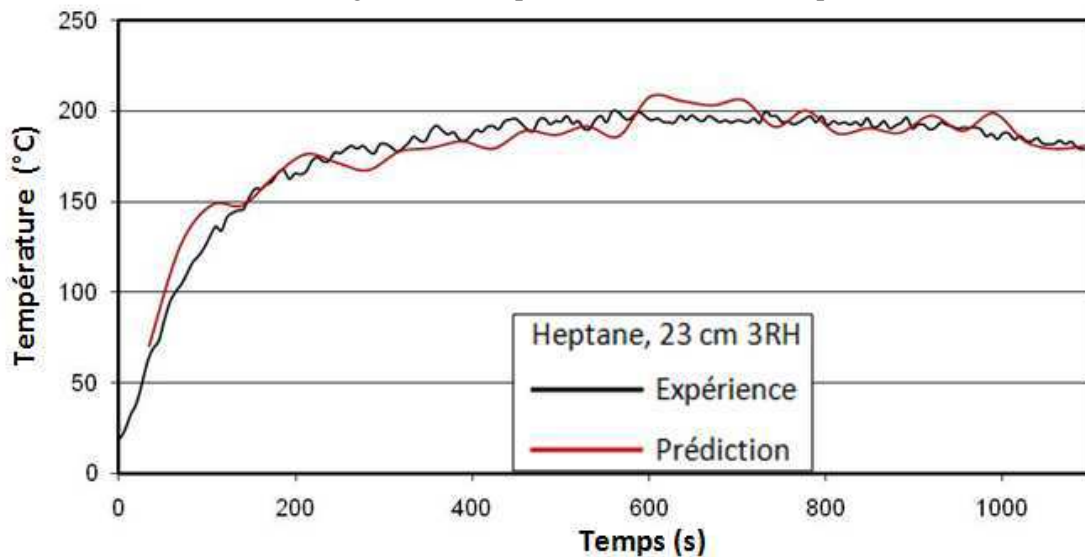


Figure 5. 5 Température au TL6_3 (H1_np)

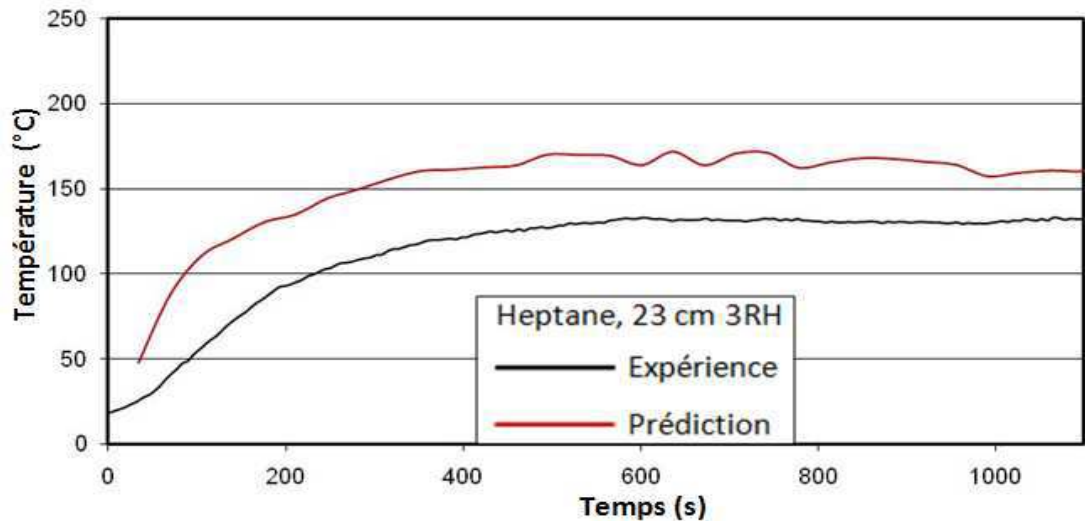


Figure 5. 6 Température au TL6_7 (H1_np)

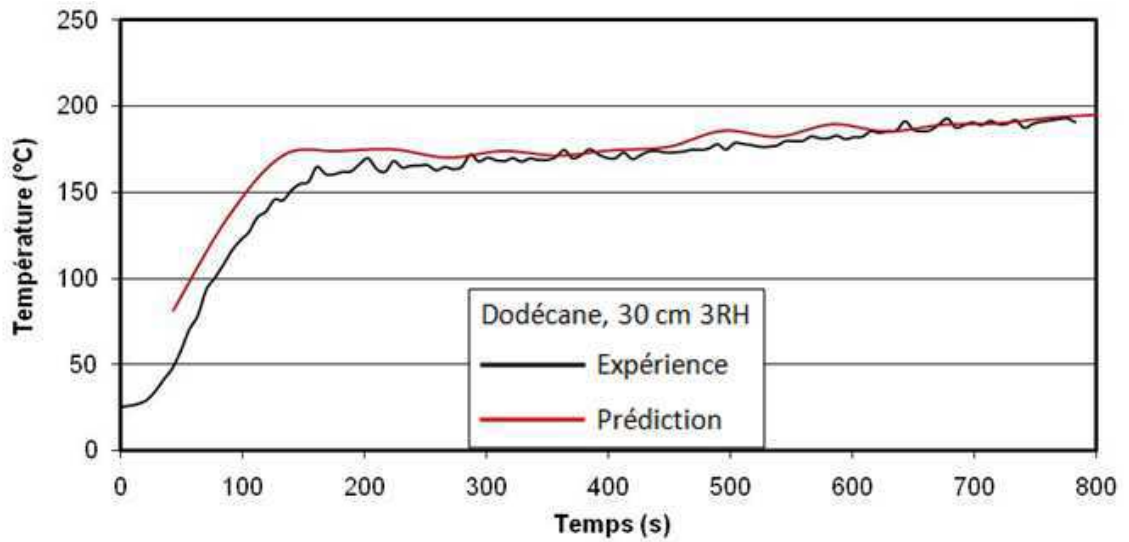


Figure 5. 7 Température au TL4_2 (D1_np)

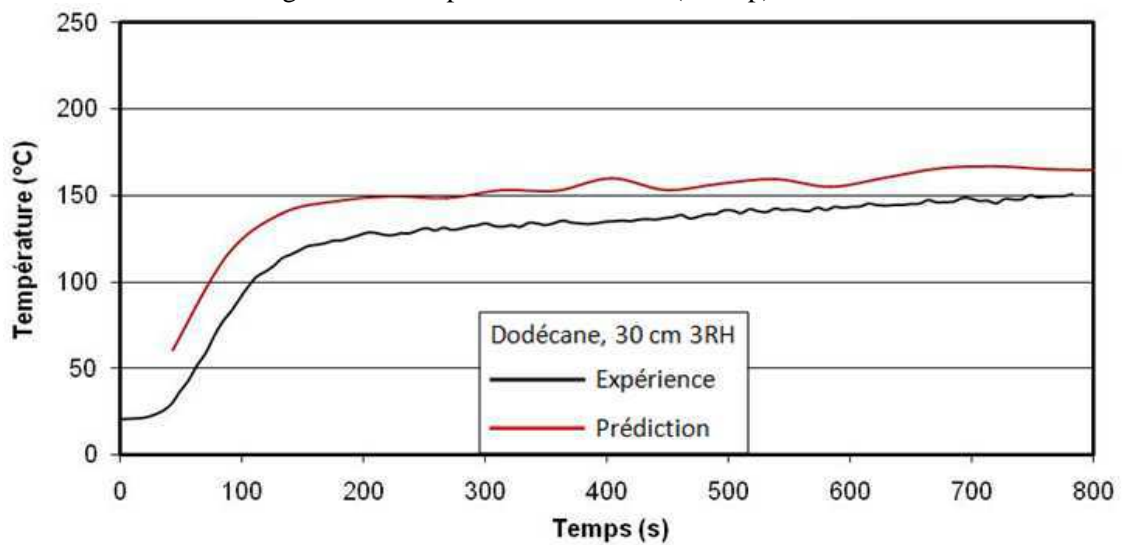


Figure 5. 8 Température au TL4_7 (D1_np)

Avec le cas test du feu de dodécane D1_np, on présente respectivement les évolutions de la température aux thermocouples TL4_2, TL4_7, TL6_3 et TL6_7 sur les Figures 5.7, 5.8, 5.9 et 5.10. On observe encore l'écart entre l'expérience et la prédiction aux niveaux des thermocouples TL4_7 et TL6_7 mais la différence n'est pas importante (15%). Aux niveaux des thermocouples TL4_2 et TL6_3, l'évolution de la température est assez bien reproduite. Donc, avec les feux légèrement sous-ventilés (3 Rh), la température dans le local est prédite de manière satisfaisante.

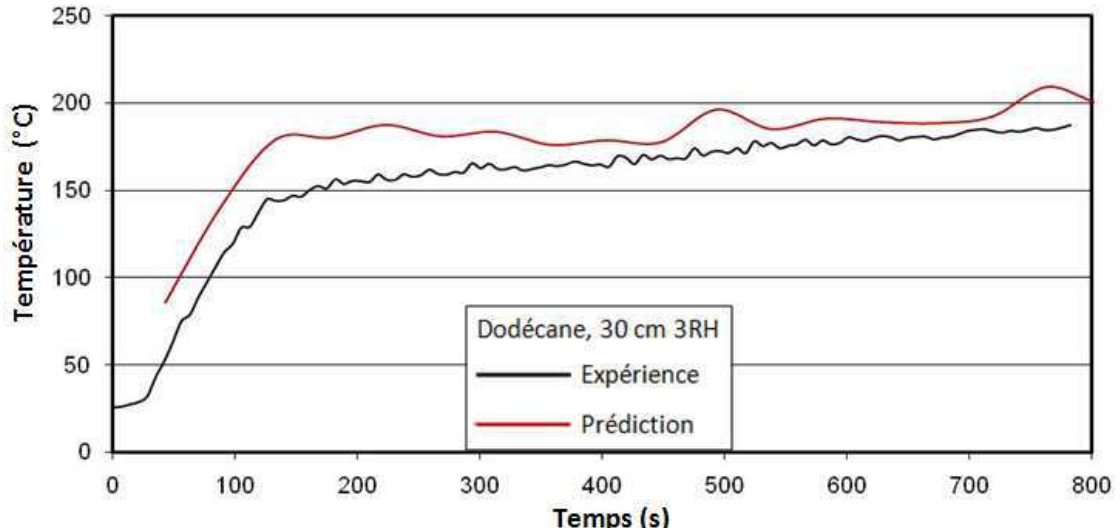


Figure 5. 9 Température au TL6_3 (D1_np)

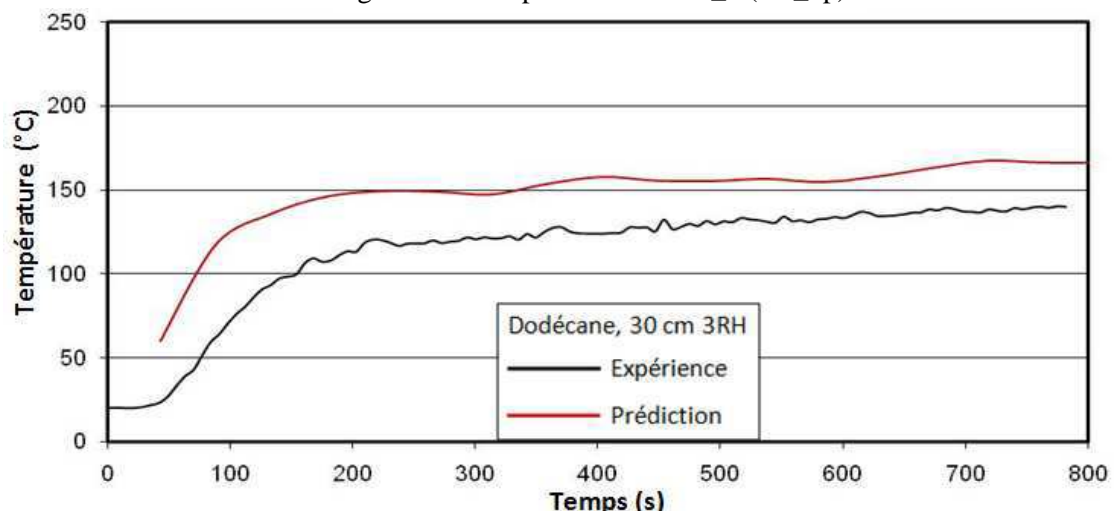


Figure 5. 10 Température au TL6_7 (D1_np)

La température prédite au niveau du thermocouple TE1 à l'entrée de la gaine d'extraction est présentée sur la Figure 5.11 pour l'heptane et sur la Figure 5.12 pour le dodécane. On voit que la température dans la gaine d'extraction est assez bien reproduite pour l'heptane et le dodécane. La température maximale dans la gaine d'extraction est de l'ordre de 200 °C. Il est à noter que la température d'auto-inflammation de l'heptane est de 223 °C et celle du dodécane est de 204 °C. Le niveau de température dans la gaine d'extraction est proche de la température critique pour l'auto-inflammation des imbrûlés, notamment pour le dodécane.

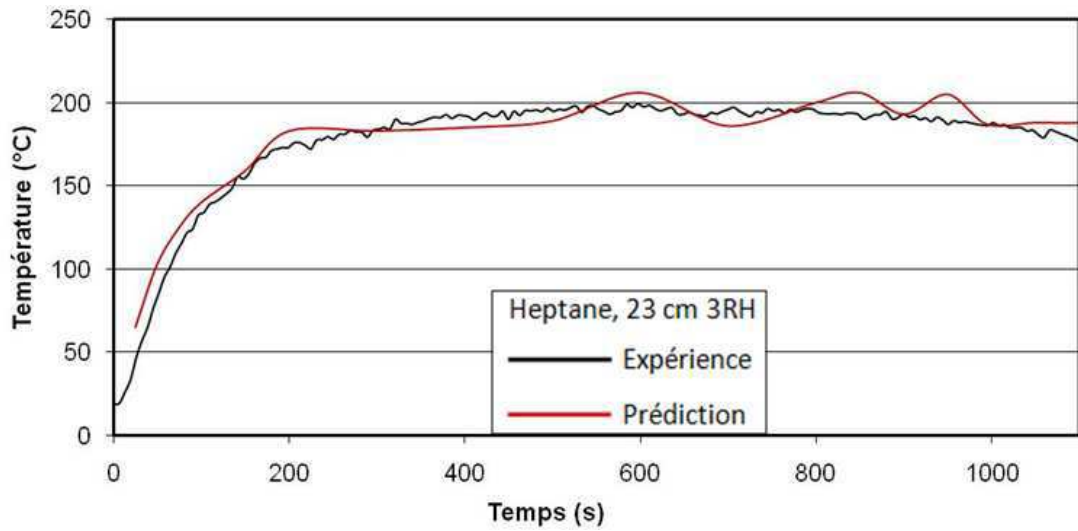


Figure 5. 11 Température au TE1 (H1_np)

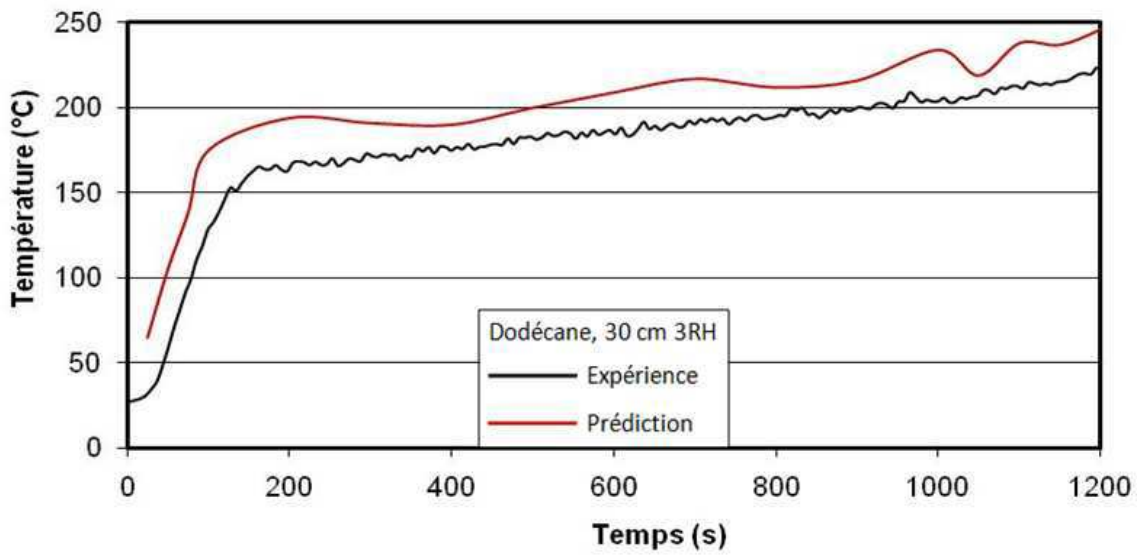


Figure 5. 12 Température au TE1 (D1_np)

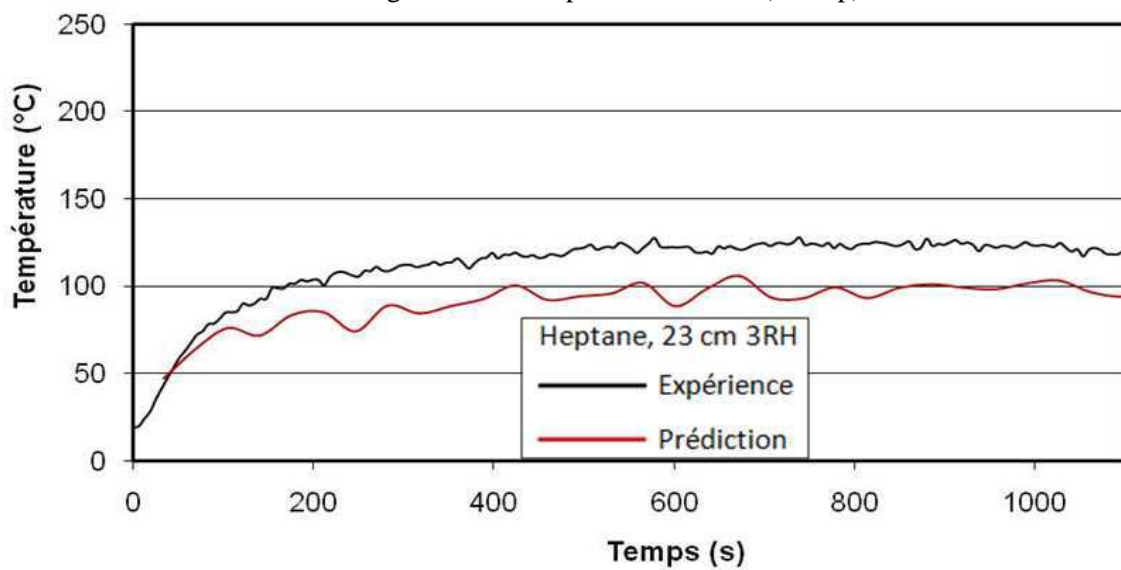


Figure 5. 13 Température au TD7 (H1_np)

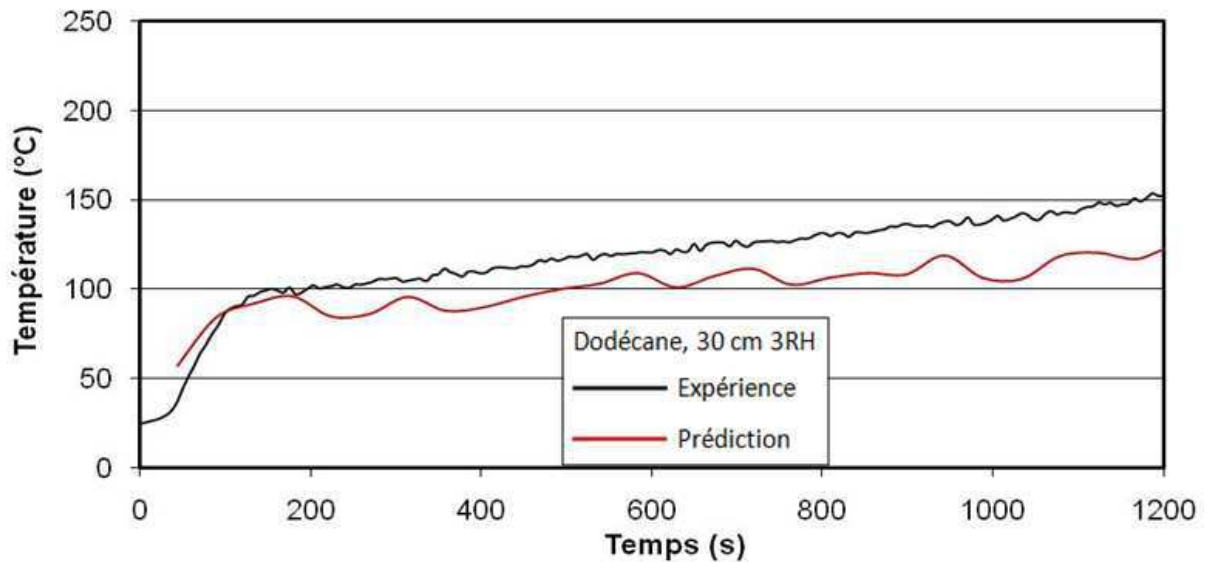


Figure 5. 14 Température au TD7 (D1_np)

L'évolution de la température au niveau du thermocouple TD7 des cas tests H1_np et D1_np est présentée sur les Figures 5.13 et 5.14. Malgré la sous-estimation de la prédiction, la tendance d'évolution de la température est reproduite. L'écart remarqué n'est pas important: 15% au maximum. L'évolution de la concentration en oxygène à l'entrée de la gaine d'extraction (TE1) des cas tests réalisés est présentée sur les Figures 5.15 et 5.16. Les Figure 5.17 et 5.18 représentent l'évolution de la concentration du dioxyde de carbone au niveau du thermocouple TE1 obtenue pour H1_np et D1_np. Pour le premier cas, l'évolution de l'oxygène peut être divisée en deux parties: une période de décroissance correspondant à la phase de croissance du feu et une période de croissance correspondant à la phase d'affaiblissement du feu (cf. Figure 5.1). La phase de croissance représente le retour d'air dans la gaine d'extraction provoqué par une dépression dans le caisson lorsque la puissance du feu décroît. Le minimum de la concentration en oxygène correspond au pic maximum de puissance, vers $t=600$ s. A l'entrée de la gaine d'extraction, l'oxygène évolue donc inversement à la puissance du feu. Globalement, la concentration en oxygène prédite est en bon accord avec l'expérience. Une sous-estimation est remarquée durant la phase de décroissance, ce qui est due à un problème de modélisation du régime de ventilation réel. La concentration du dioxyde de carbone du cas test H1_np prédite par la simulation est en bon accord avec les données expérimentales. On voit que le dioxyde de carbone évolue de façon inverse à celle de l'oxygène. Avec le feu de dodécane, jusqu'à la fin du calcul, le feu est encore en phase de croissance (cf. Figure 5.2). L'évolution de l'oxygène et celle du dioxyde de carbone sont par conséquent monotones: la concentration en oxygène décroît toujours et la concentration du dioxyde de carbone est toujours en phase de croissance. Malgré les fluctuations de la prédiction, l'évolution des gaz est reproduite de manière satisfaisante.

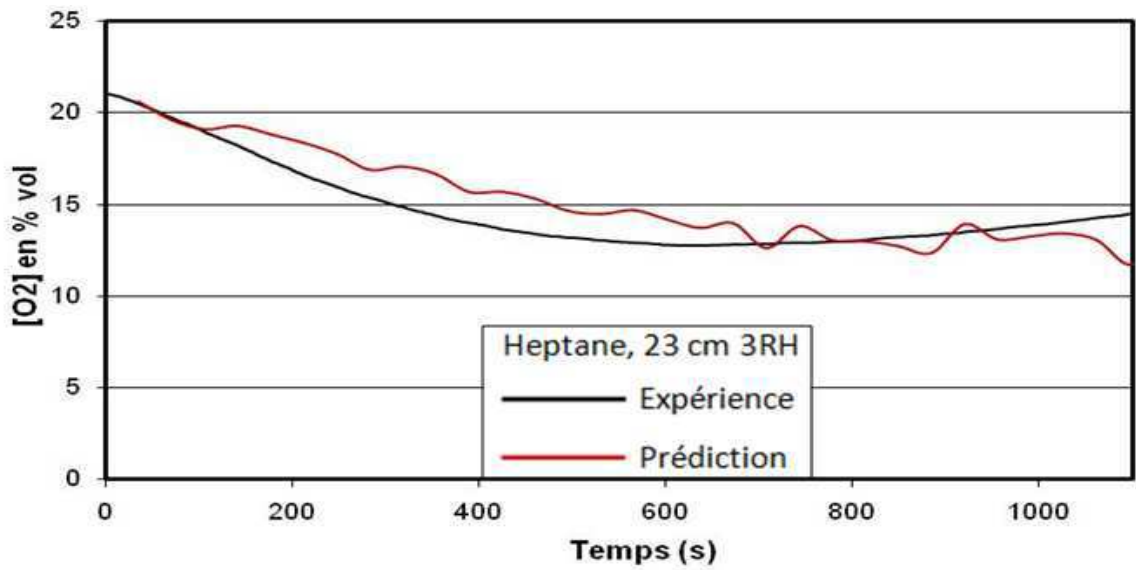


Figure 5. 15 Concentration en oxygène au TE1 (H1_np)

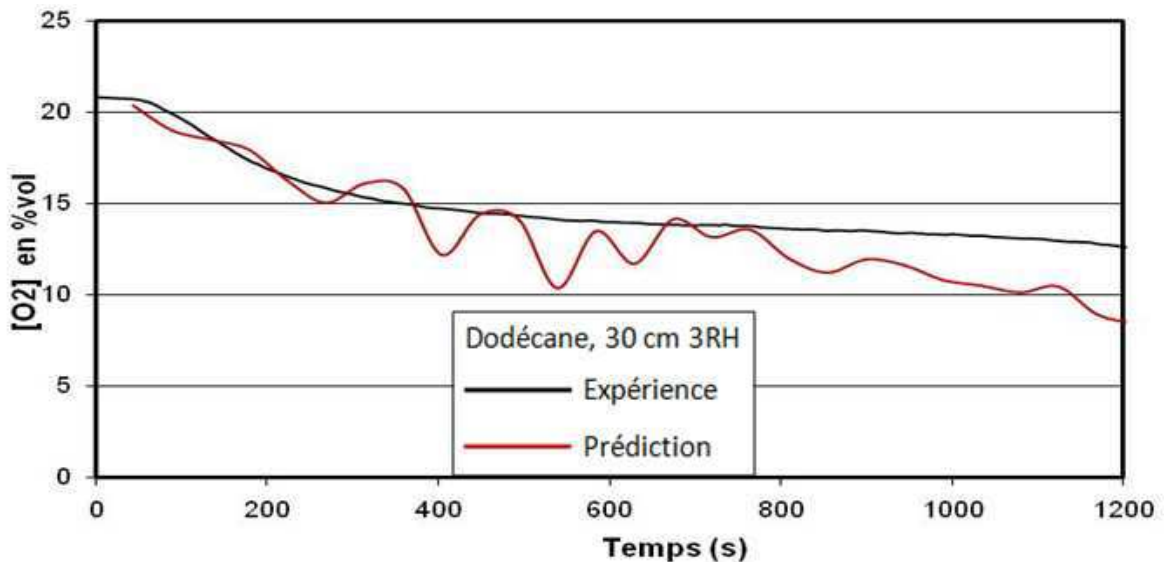


Figure 5. 16 Concentration en oxygène au TE1 (D1_np)

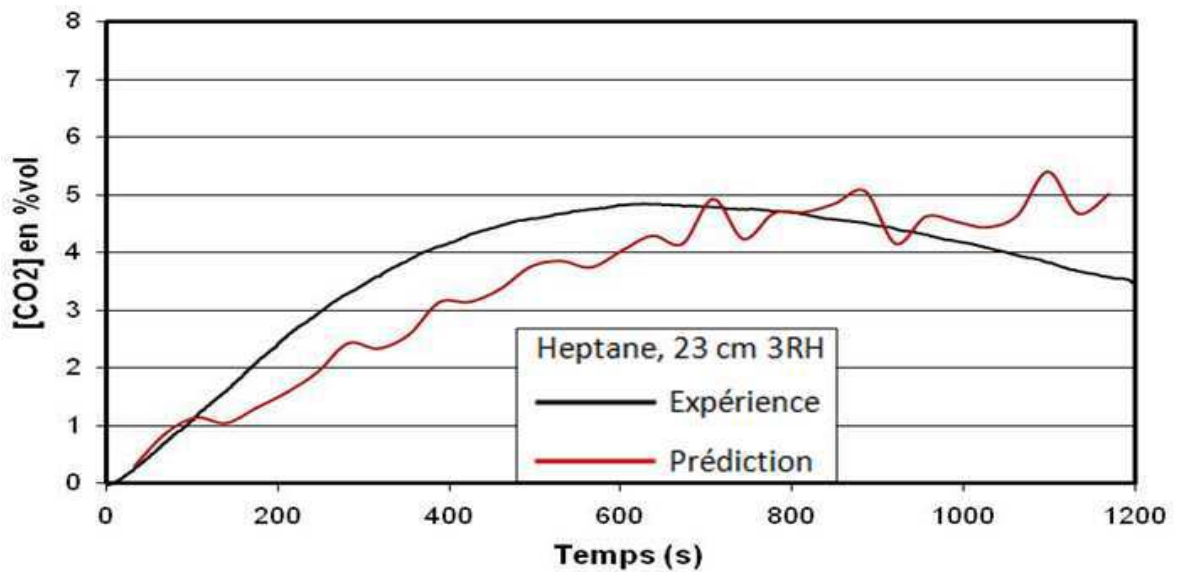


Figure 5. 17 Concentration du dioxyde de carbone au TE1 (H1_np)

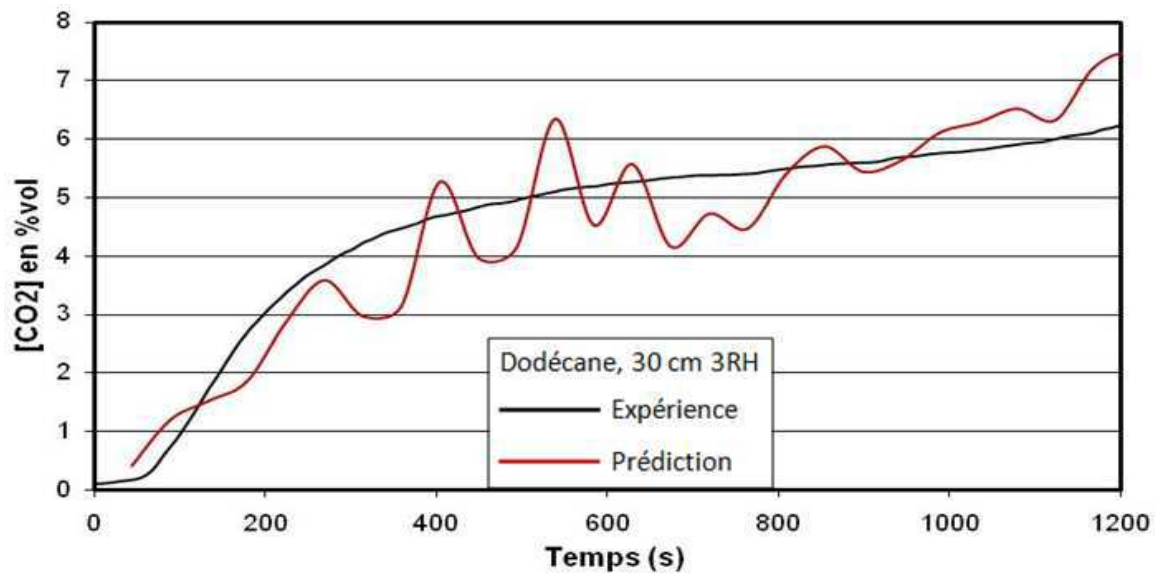


Figure 5. 18 Concentration du dioxyde de carbone au TE1 (D1_np)

b) 5 renouvellements horaires

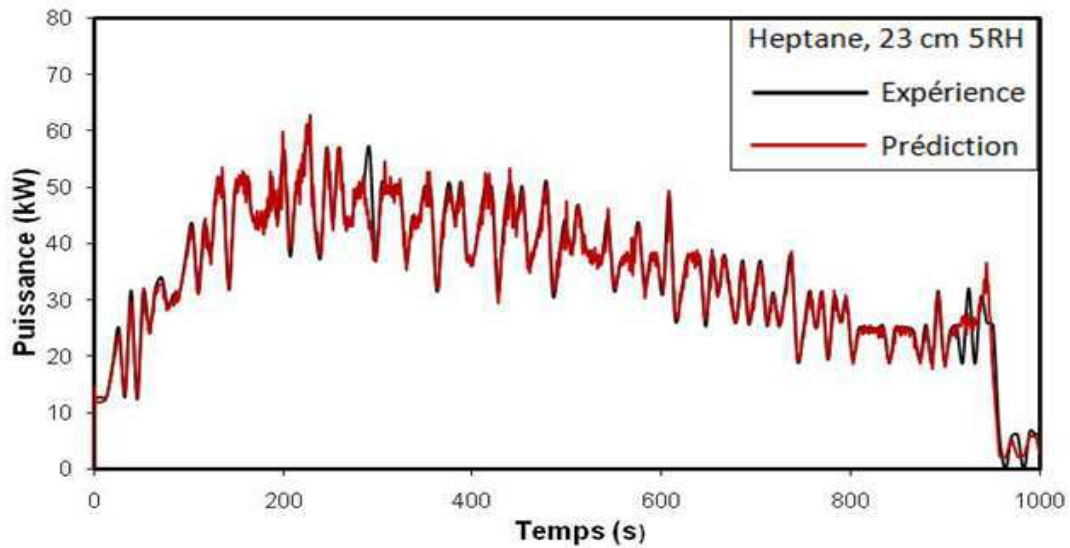


Figure 5. 19 Puissance du feu (H2_np)

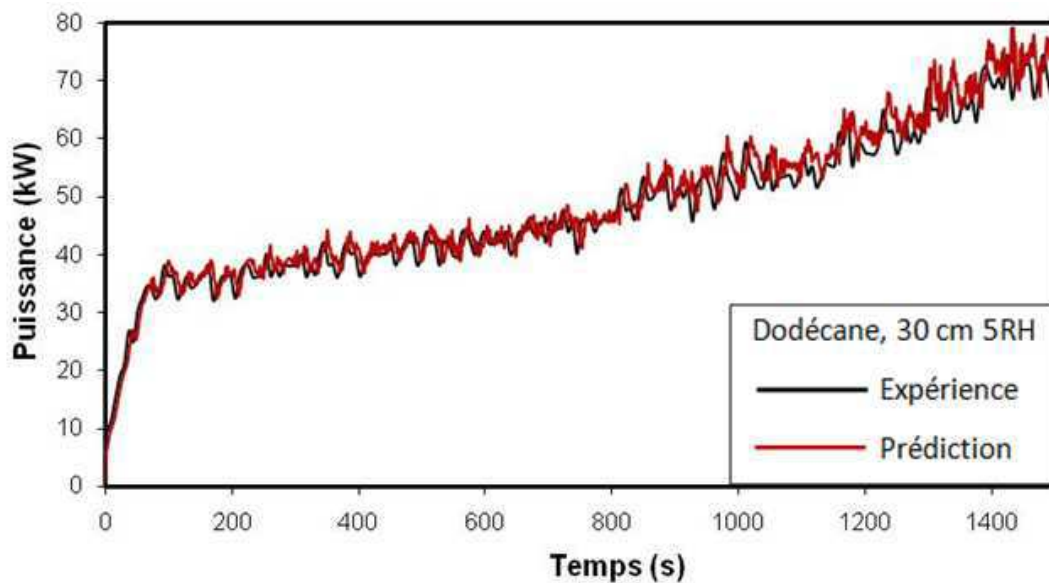


Figure 5. 20 Puissance du feu (D2_np)

Les Figures 5.19 et 5.20 présentent les évolutions de la puissance du feu des cas tests effectués avec 5 renouvellements horaires. Similaire aux cas tests réalisés avec 3 renouvellements horaires, la puissance du feu est bien reproduite. Donc, avec les feux légèrement sous-ventilé, la puissance du feu estimée avec l'approche non prédictive est en bon accord avec l'expérience. Lorsque l'on augmente le taux de ventilation de 3 à 5, la puissance du feu augmente significativement: de 40 kW à 60 kW avec l'heptane et de 40 kW à 80 kW avec le dodécane. Une puissance du feu plus élevée va augmenter la température dans le caisson et par conséquent augmenter la température dans la gaine d'extraction. On constate que le dodécane brûle plus graduellement que l'heptane. Le feu d'heptane atteint la phase pleinement développée vers $t=200$ s et s'éteint à $t=1000$ s. Jusqu'à $t=1500$ s, le feu de dodécane est encore en phase de croissance. Dans ces essais, le feu s'éteint faute de combustible, par conséquent la durée du feu de dodécane est plus longue que celle du feu de l'heptane. Il est à noter que la quantité de combustible utilisée pour le cas test D2_np (1803 g dodécane) est plus importante que celle utilisée pour le cas test H2_np (759g heptane).

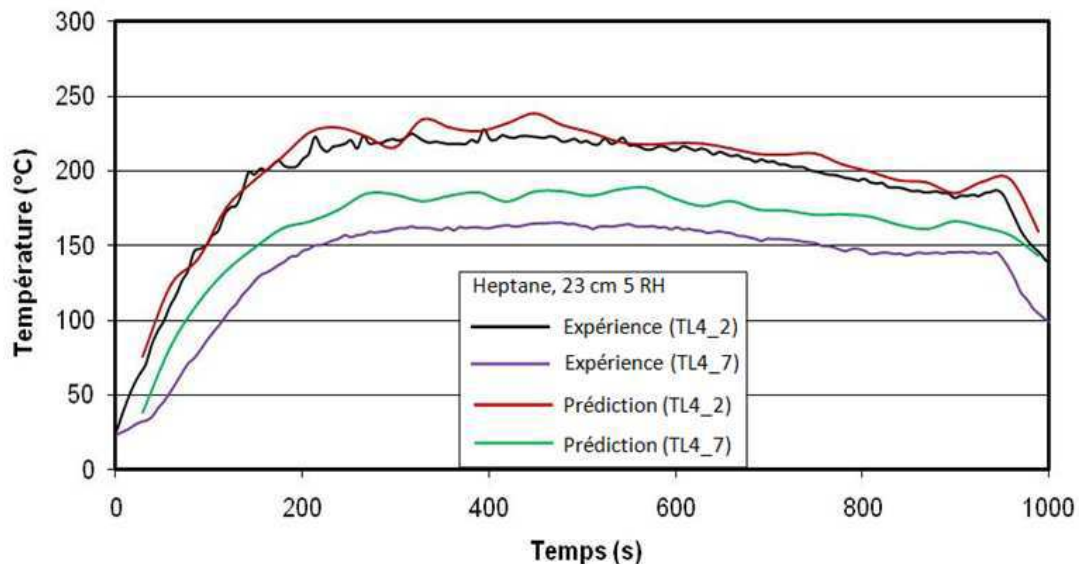


Figure 5. 21 Température sur l'axe TL4 (H2_np)

La prédiction de la température du cas H2_np sur l'axe TL4 (TL4_2 et TL4_7) dans le caisson est présentée sur la Figure 5.21. Sur la Figure 5.22, on présente l'évolution de la température sur l'axe TL6 (TL6_3 et TL6_7) dans le même cas test. Globalement, pour le feu d'heptane, la température dans le local est estimée de manière satisfaisante. On remarque une légère surestimation de la température aux thermocouples TL4_7 et TL6_7 mais l'écart n'est pas important (12% au maximum). La température prédite sur les axes TL4 et TL6 pour le feu du dodécane est illustrée sur les Figure 5.23 et 5.24. La prédiction de la température dans le local du cas D2_np est en bonne corrélation avec l'expérience.

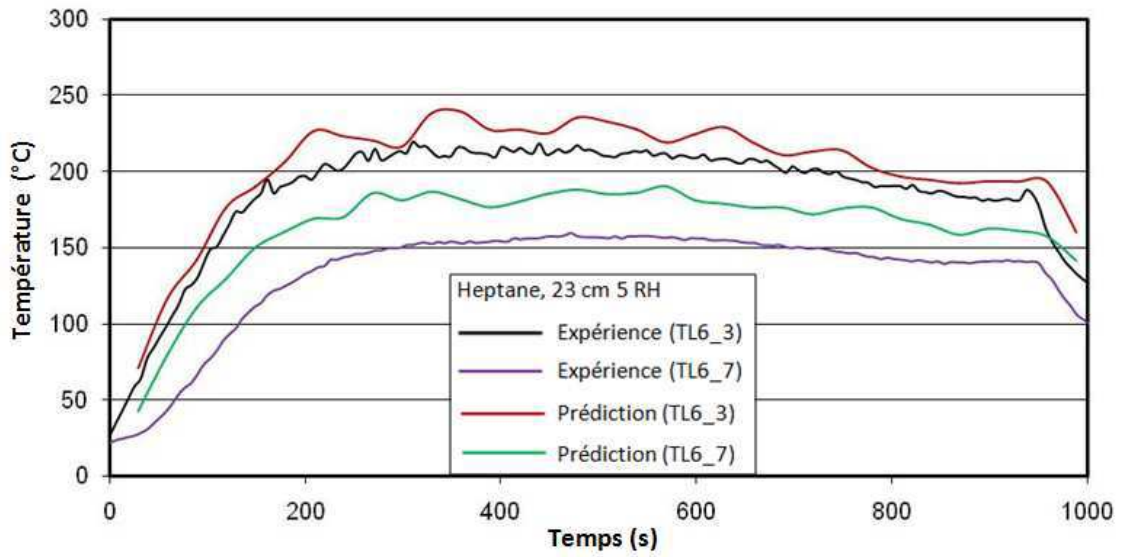


Figure 5. 22 Température sur l'axe TL6 (H2_np)

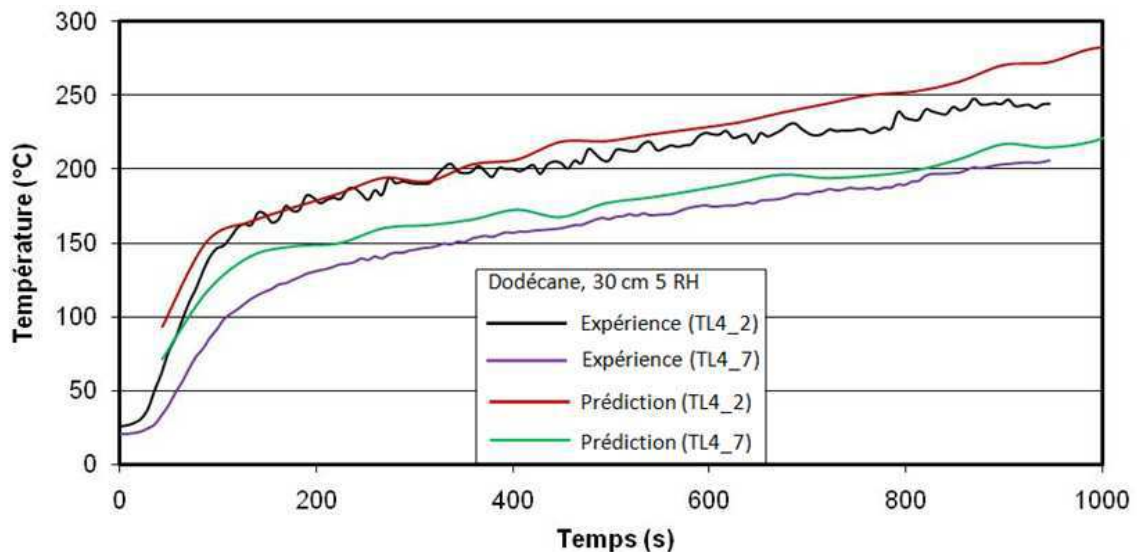


Figure 5. 23 Température sur l'axe TL4 (D2_np)

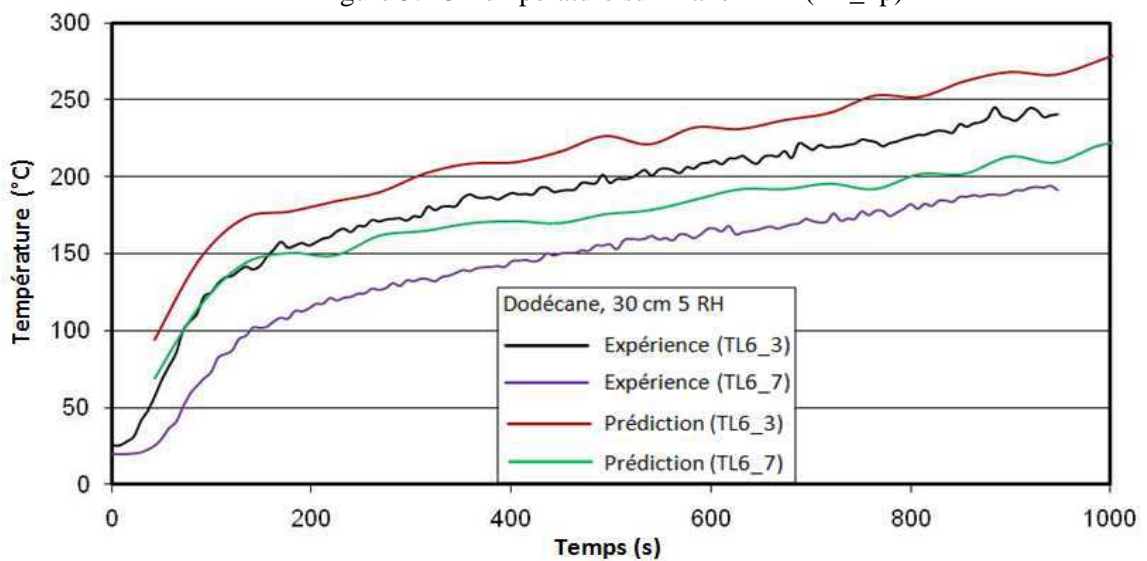


Figure 5. 24 Température sur l'axe TL6 (D2_np)

Les Figures 5.25 et 5.26 présentent les prédictions de la température à l'entrée de la gaine d'extraction. L'évolution de la température est assez bien reproduite mais la température est surestimée, ce qui peut être expliquée par la surestimation du taux de réaction (l'inconvénient de l'hypothèse de la chimie infiniment rapide). L'écart avec le dodécane est plus important que celui avec l'heptane. Cela provient du fait que la température dans la gaine d'extraction dépend de la puissance du feu et on voit que la puissance du feu de dodécane (80 kW) est plus élevée que le feu d'heptane (60 kW). Il semble que plus la puissance du feu est importante, plus la température est surestimée.

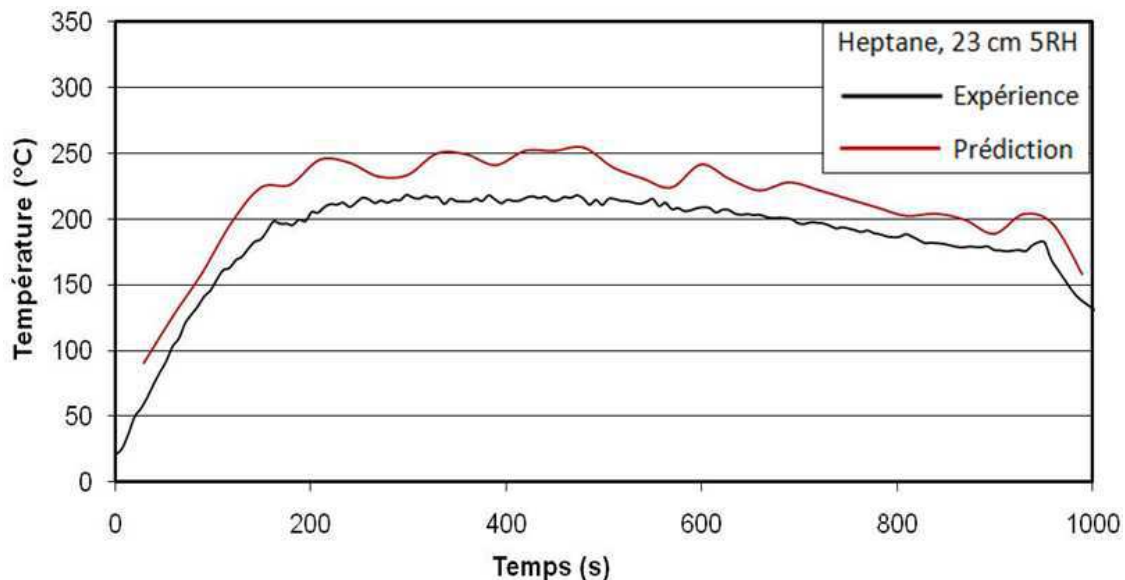


Figure 5. 25 Température au TE1 (H2_np)

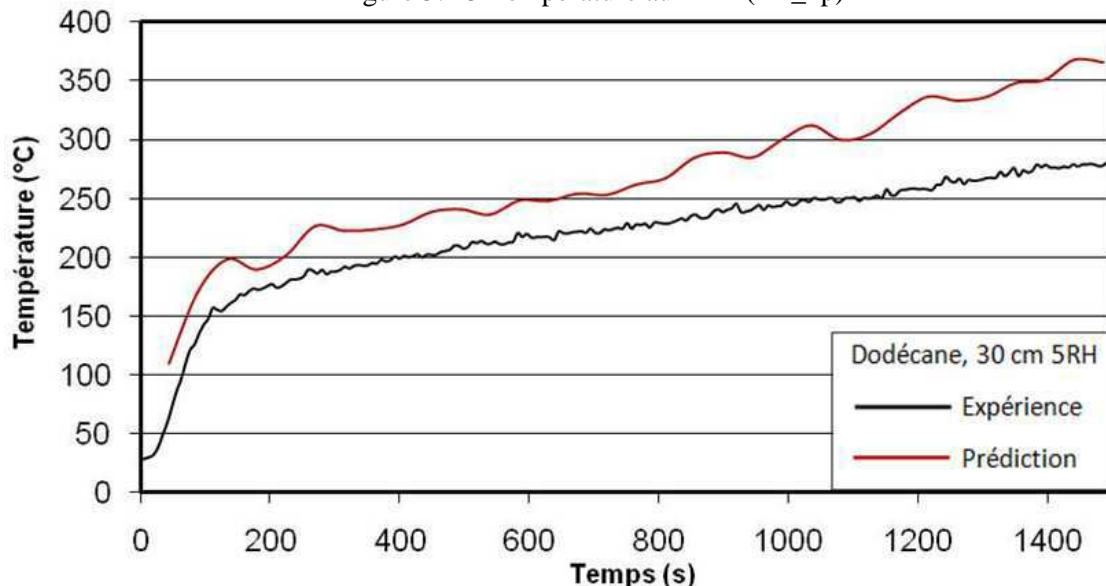


Figure 5. 26 Température au TE1 (D2_np)

Les Figures 5.27 et 5.28 comparent la température prédite lorsque l'on utilise les différents taux de renouvellement horaire. On peut observer très clairement que la température dans la gaine d'extraction augmente lorsque l'on augmente le taux de renouvellement horaire. D'après la loi empirique de Burgess Wheeler, plus la température est élevée, plus la limite inférieure d'inflammabilité (LII) du mélange combustible diminue. Et par conséquent le mélange est plus inflammable. De plus, avec les

cas H2_np et D2_np, On voit que la température maximale dans la gaine d'extraction est supérieure à la température d'auto-inflammation de combustible. Il semble que plus on augmente le taux de renouvellement horaire, plus la possibilité de l'inflammation des imbrûlés est augmentée. Le taux de renouvellement horaire est donc un paramètre clé dans la prédiction du risque.

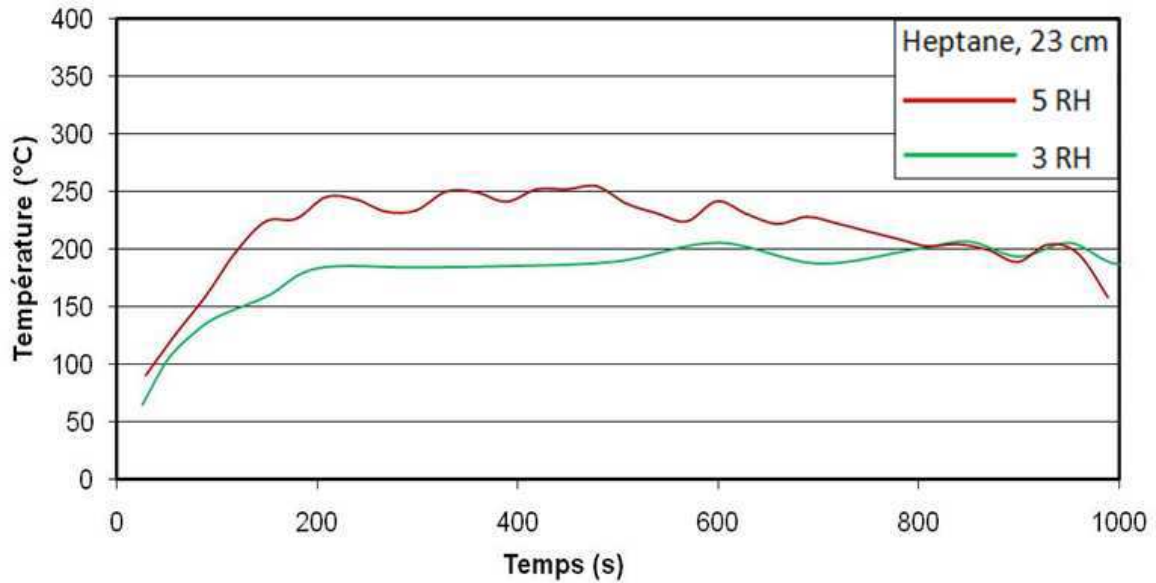


Figure 5. 27 Température au TE1 (H1_np et H2_np)

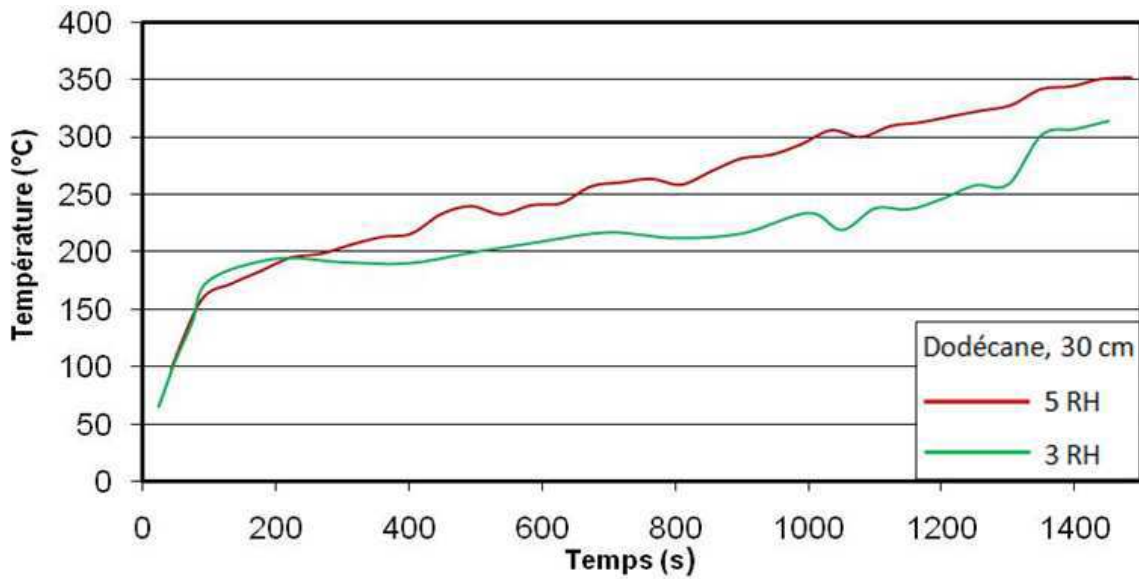


Figure 5. 28 Température au TE1 (D1_np et D2_np)

Les Figures 5.29 et 5.30 présente la température prédite au niveau du thermocouple TD7 dans la gaine de dilution. Par rapport à l'expérience, on voit que la prédiction présente des fluctuations, mais la tendance d'évolution est bien reproduite.

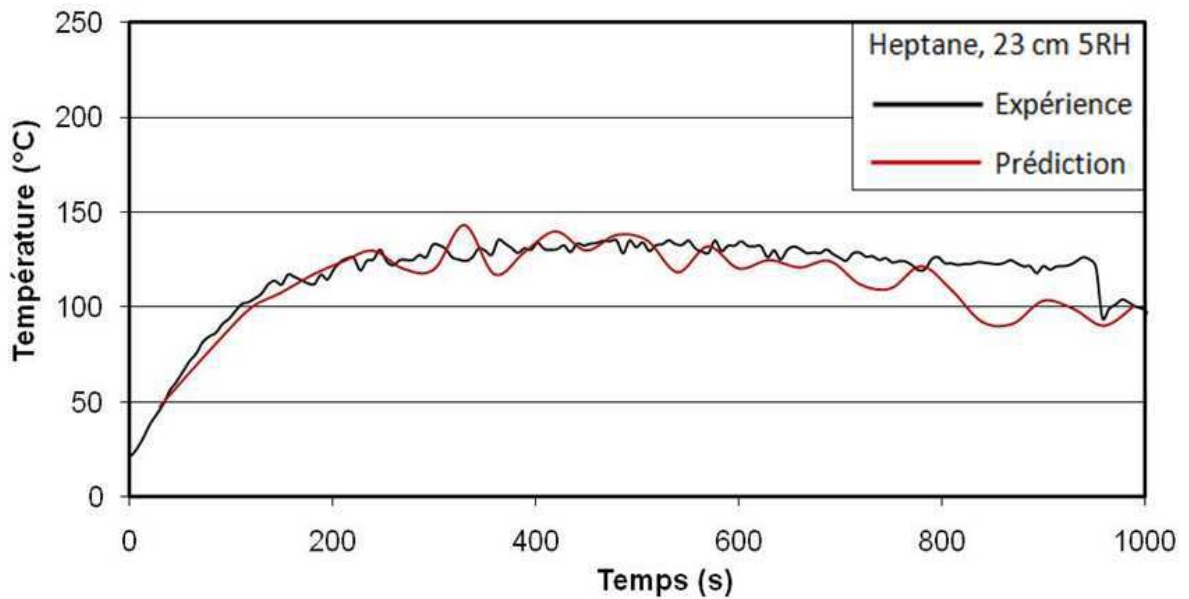


Figure 5. 29 Température au TD7 (H2_np)

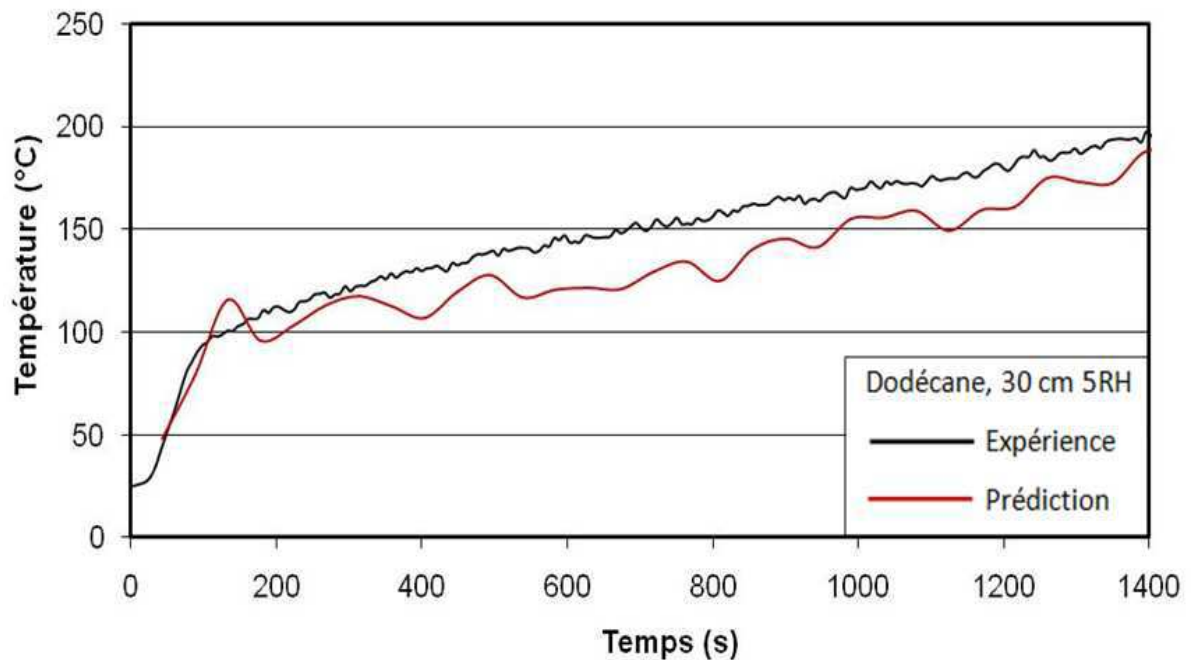


Figure 5. 30 Température au TD7 (D2_np)

Les Figures 5.32 et 5.33 présentent le profil des températures maximales au sein de la gaine de dilution pour les cas test H2_np et D2_np ($y=0$ correspond au thermocouple TD5). Le profil prédit est comparable avec l'expérience mais on voit que la simulation ne peut pas reproduire les températures maximales aux TD5 et TD6. En fait TD5 et TD6 sont positionnés dans une zone sensible où les gaz chauds provenant du local et l'air frais venant de l'entrée de la gaine de dilution entre en contact (cf. Figure 5.31), la prédiction de la température est donc assez délicate. Le régime de ventilation simplifié contribue aussi à la différence entre la prédiction et l'expérience.

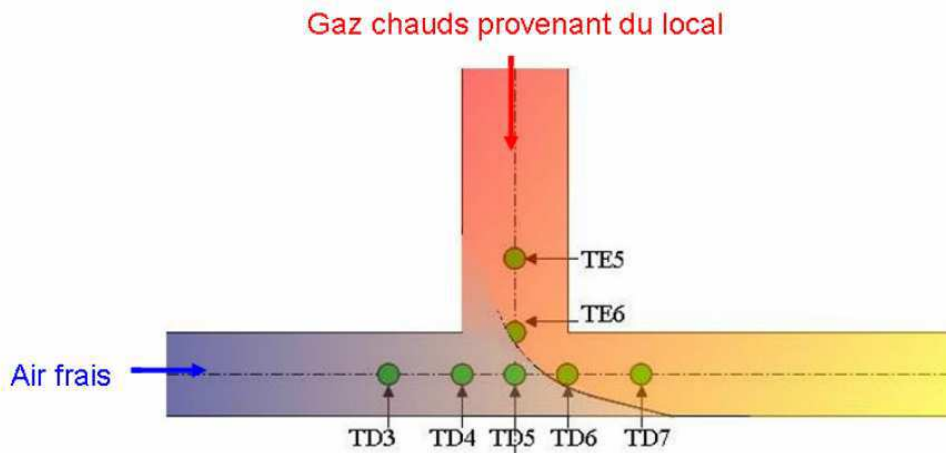


Figure 5. 31 Schéma des écoulements des gaz au sein du réseau d'extraction (vue de dessus)

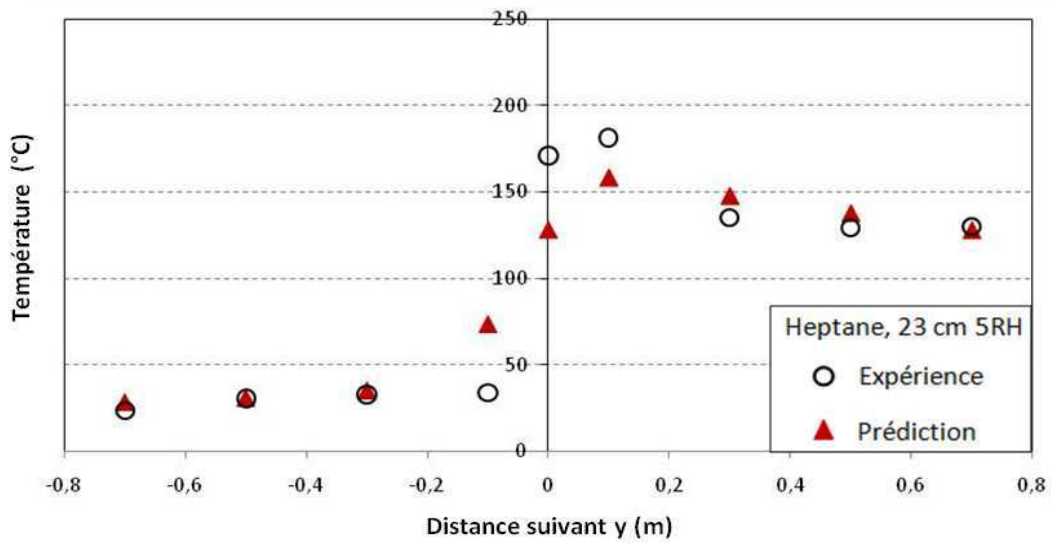


Figure 5. 32 Profil des températures maximales au sein de la gaine de dilution (H2_np)

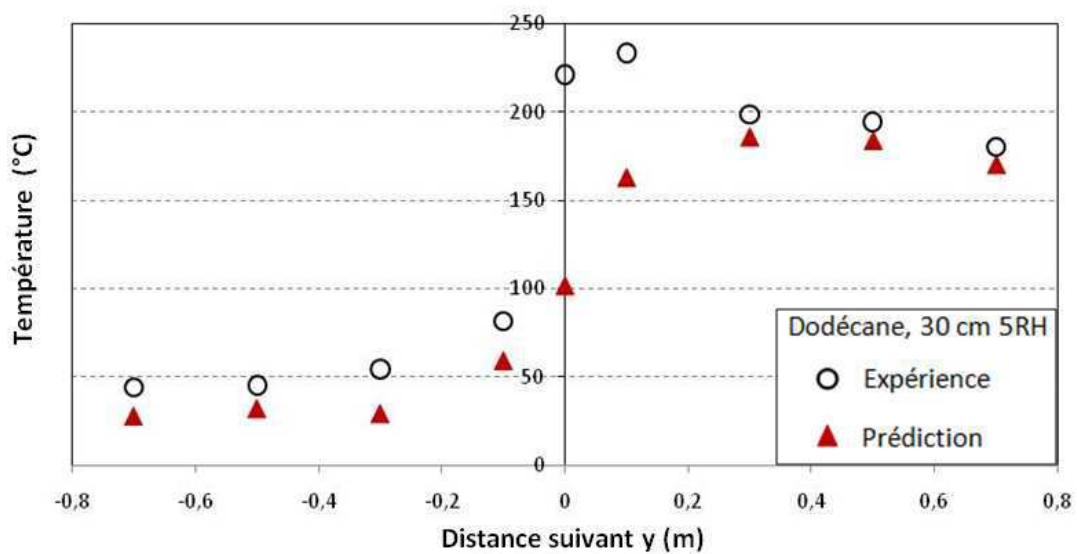


Figure 5. 33 Profil des températures maximales au sein de la gaine de dilution (D2_np)

La prédiction de la concentration en oxygène à l'entrée de la gaine d'extraction est présentée sur la Figure 5.34 pour l'heptane et sur la Figures 5.35 pour le dodécane. Pour l'heptane, on retrouve une tendance similaire au cas test avec 3 RH (H1_np). Pendant que la simulation reproduit assez bien la décroissance de l'oxygène, on observe toujours l'écart entre la prédiction et l'expérience en période de croissance. Pour le dodécane : la décroissance de l'oxygène est bien prédite au début. Puis à partir de $t=1100$ s jusqu'à la fin du calcul, quand le profil expérimental continue à décroître, la prédiction donne une évolution stationnaire (cf. Figure 5.35).

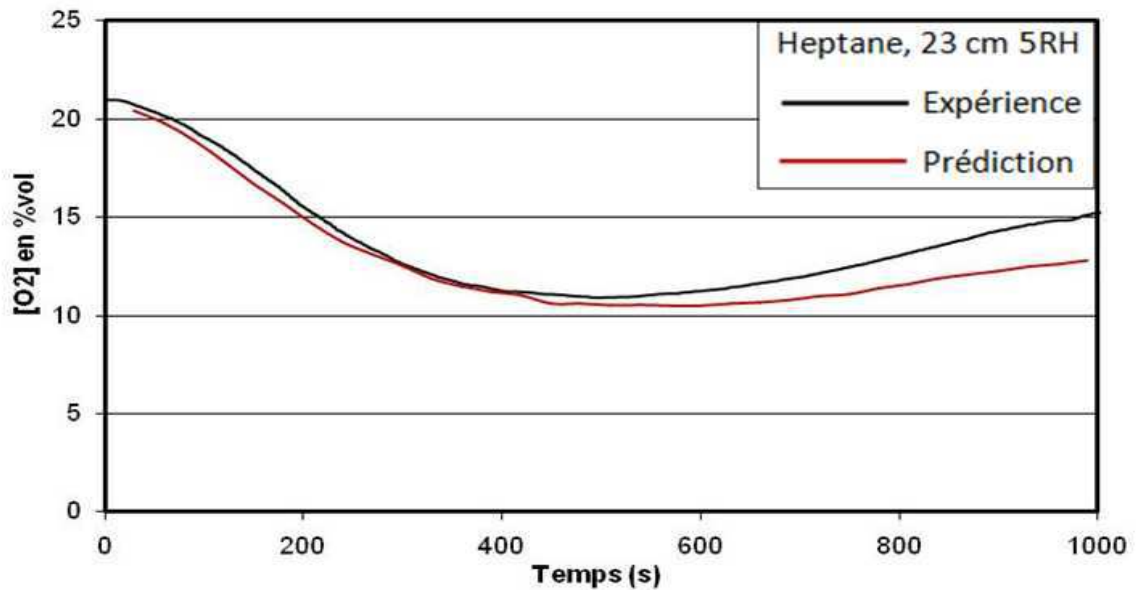


Figure 5. 34 Concentration en oxygène au TE1 (H2_np)

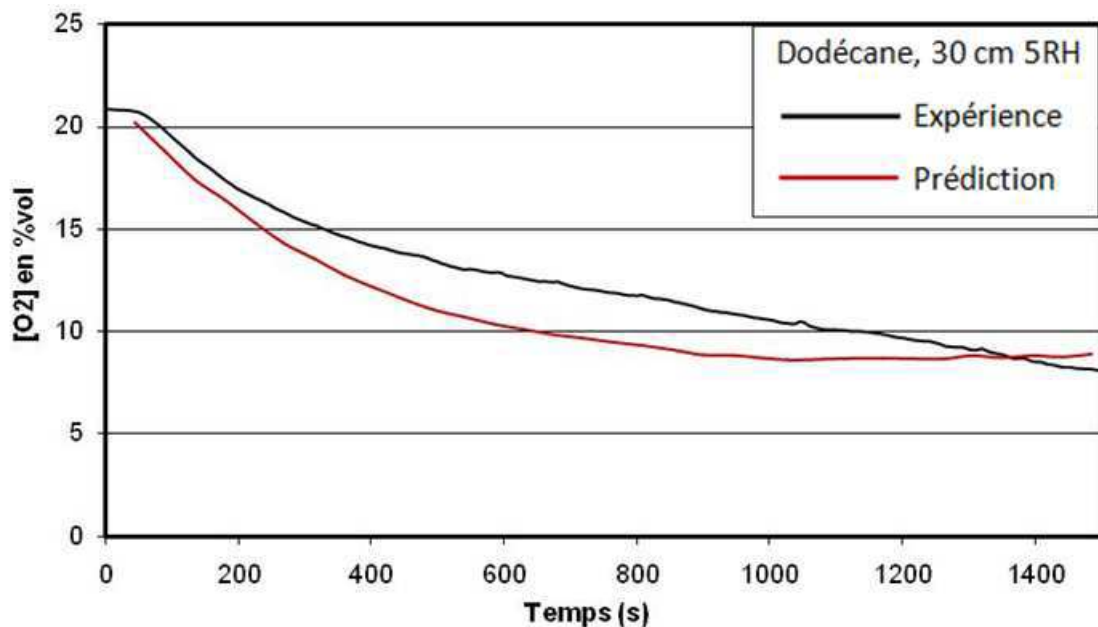


Figure 5. 35 Concentration en oxygène au TE1 (D2_np)

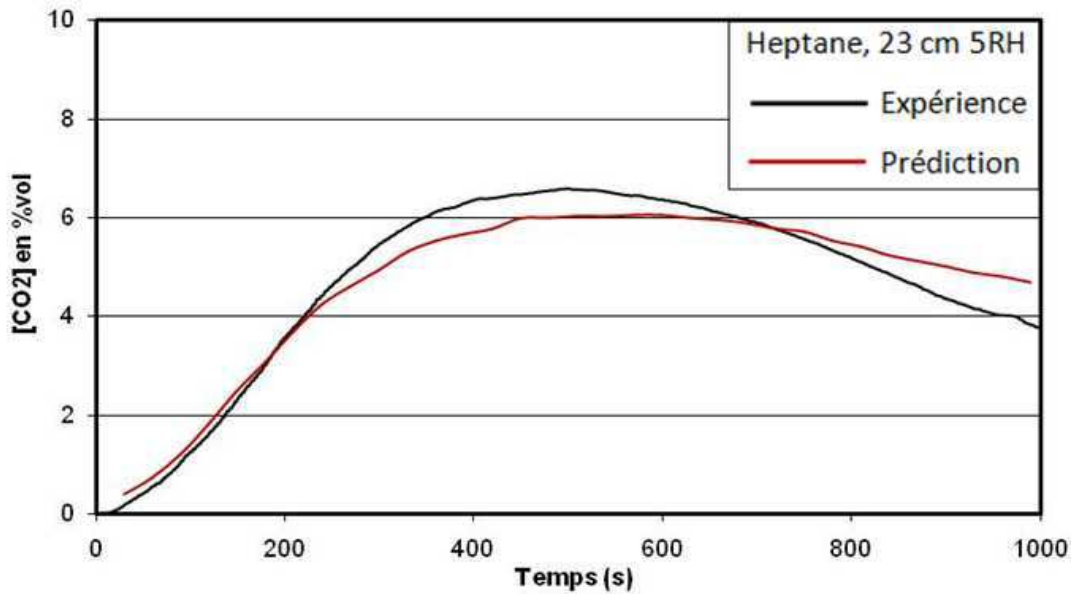


Figure 5. 36 Concentration du dioxyde de carbone au TE1 (H2_np)

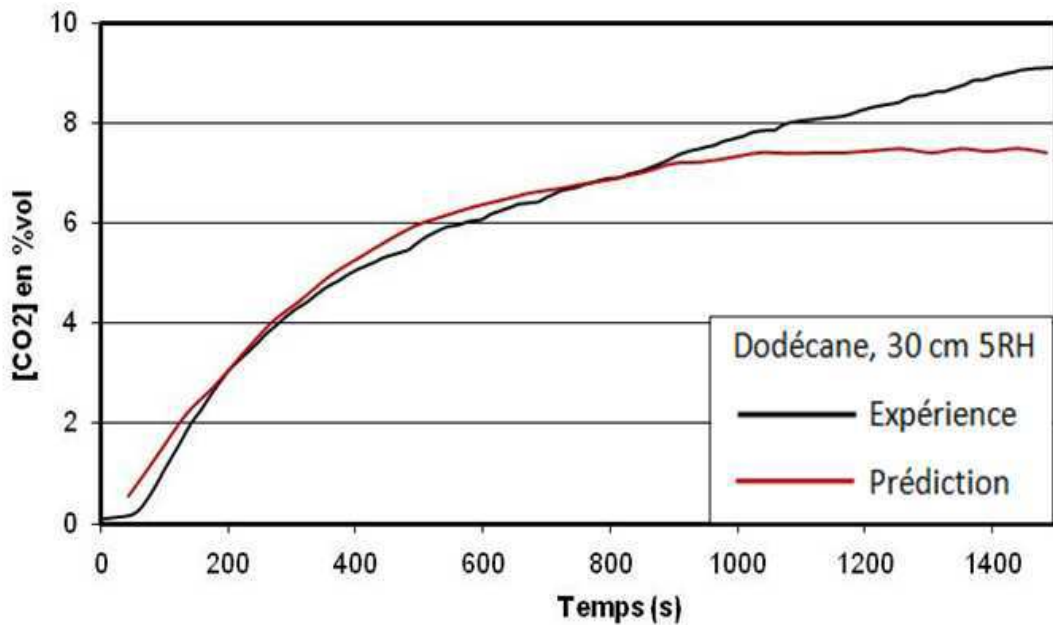


Figure 5. 37 Concentration du dioxyde de carbone au TE1 (D2_np)

La prédiction de la concentration du dioxyde de carbone pour les cas tests H2_np et D2_np au thermocouple TE1 est présentée sur les Figures 5.36 et 5.37. Globalement, l'évolution du dioxyde de carbone est reproduite de manière satisfaisante avec le cas test H2_np. Avec le cas test D2_np, la prédiction est en bonne corrélation avec l'expérience jusqu'à $t=1100$ s, puis une sous-estimation très marquée est observée. Cette sous-estimation correspond à la surestimation de l'oxygène remarquée sur la Figure 5.35.

5.1.2 Feu très sous-ventilé

Le Tableau 5.2 présente les cas tests réalisés avec un feu très sous-ventilé. Les taux de renouvellements horaires utilisés sont toujours 3 et 5 mais le diamètre du foyer est plus grand: 30 cm pour l'heptane et 40 cm pour le dodécane. En réalité, pour le feu de dodécane de 40 cm avec cinq renouvellements horaires, l'inflammation des imbrûlées dans la gaine d'extraction a été observée avec certain essais expérimentaux. On présente donc deux cas tests pour le dodécane: D4_np (sans inflammation) et D4_np_inf (avec inflammation)

Nom de cas test	Combustible	D (cm)	Rh
H3_np	Heptane	30	3
H4_np	Heptane	30	5
D3_np	Dodécane	40	3
D4_np	Dodécane	40	5
D4_np_inf	Dodécane	40	5

Tableau 5.2 Les cas tests réalisés - très sous ventilés - non prédictifs

a) 3 renouvellements horaires

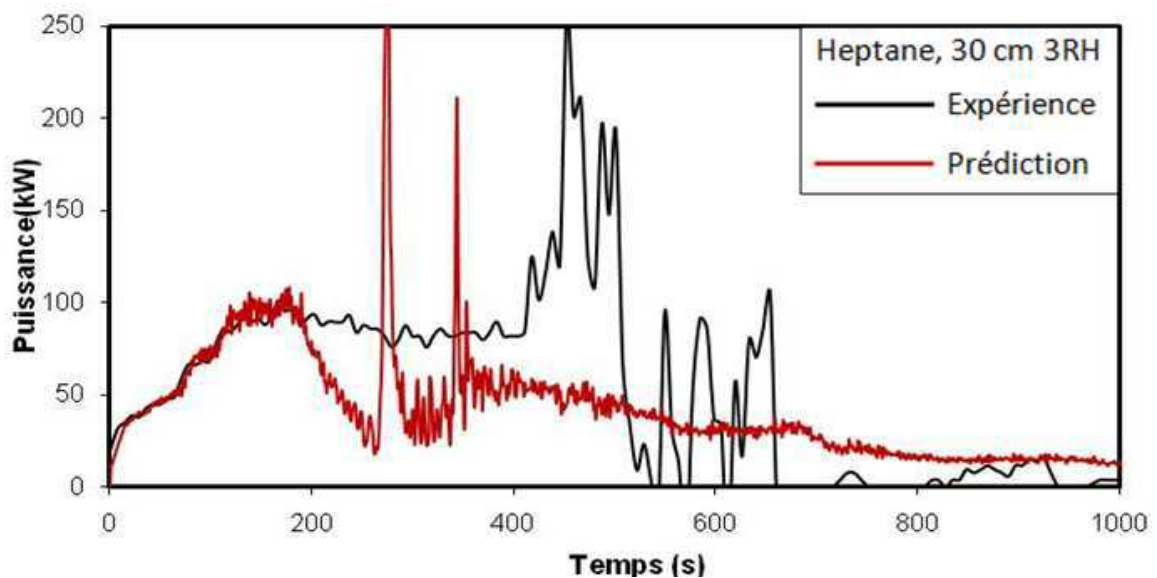


Figure 5. 38 Puissance du feu (H3_np)

L'évolution temporelle de la puissance du feu d'heptane est présentée sur la Figure 3.58 et celle du feu de dodécane est représentée sur la Figure 3.59. Pendant que les cas tests précédents avec le feu légèrement sous-ventilé montrent un bon accord entre la prédiction et l'expérience, on observe des écarts très marqués lorsque le feu est très sous-ventilé. Pour l'heptane et le dodécane, la simulation ne reproduit bien que la période de croissance du feu suivie d'une courte période stationnaire jusqu'à ce que le feu devienne bien sous-ventilé comme on le verra avec la concentration en oxygène plus loin dans le texte.

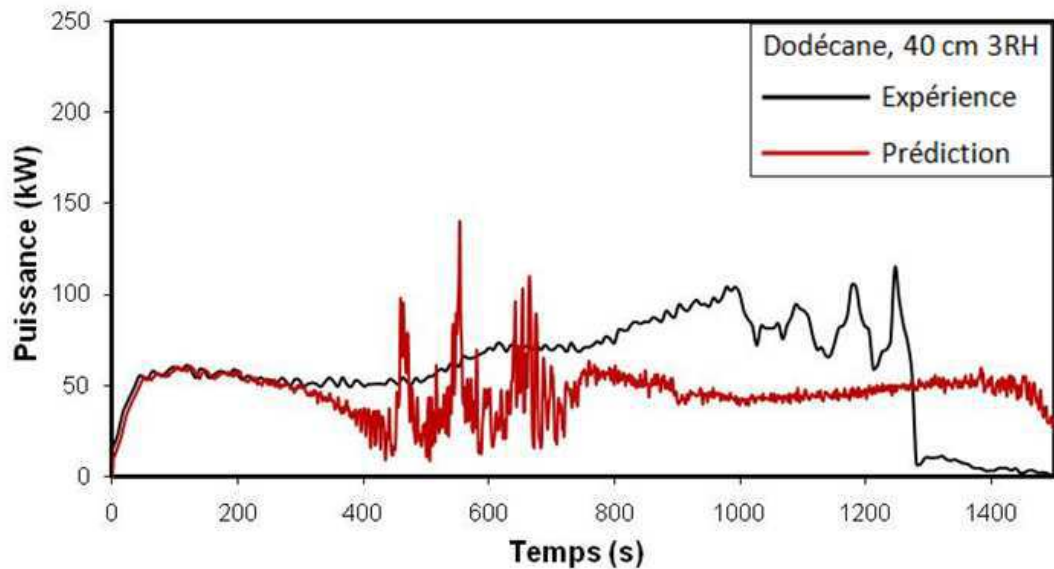


Figure 5. 39 Puissance du feu (D3_np)

Avec le cas test H3_np (feu d’heptane), la simulation ne prédit quasiment pas le régime stationnaire après la croissance. Les fluctuations observées sur l’évolution du feu montrent que le feu devient très sous-ventilé. Il est à noter que le pic de la puissance maximale (de l’ordre de 250 kW) sur le profil expérimental correspond au moment où le feu devient très sous-oxygéné. Sur le profil prédit, on remarque aussi que ce pic de puissance apparaît beaucoup plus tôt que l’expérience. On obtient le même résultat avec le feu de dodécane. Il semble que le feu simulé est sous-oxygéné plus rapidement que la réalité. Ceci peut être expliqué par la surestimation du taux de consommation en oxygène, ce qui est causée par l’hypothèse de la réaction infiniment rapide du modèle de combustion. Cependant, on a pu observer qu’avec un feu légèrement sous-ventilé, la puissance du feu est assez bien reproduite. Une deuxième cause contribuant au décalage entre la simulation et l’expérience peut être la méthode adoptée pour estimer la puissance du feu.

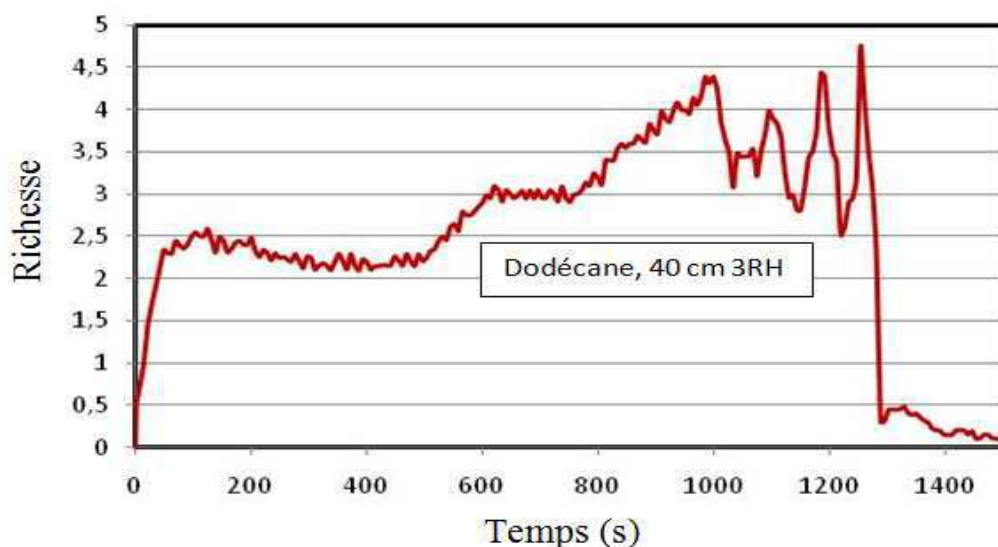
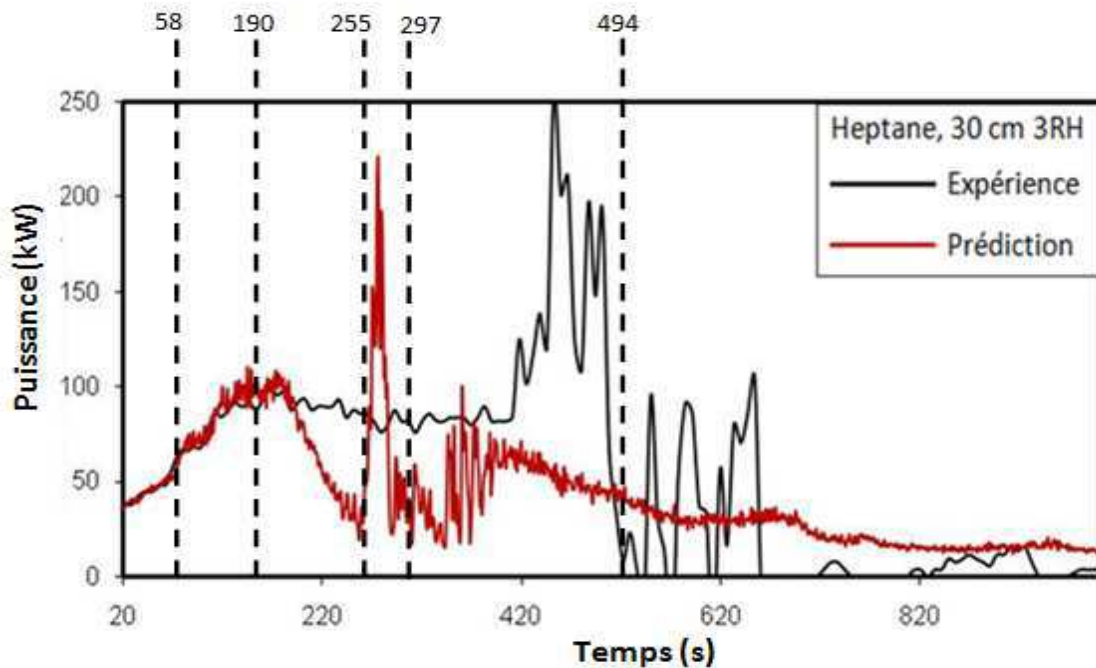


Figure 5. 40 La richesse globale (D3_np)

Le profil expérimental est estimé empiriquement à partir de la perte de masse du combustible ($\dot{Q}(t) = \dot{m}''(t)\Delta H_c$). Cette approche est convenable lorsque le feu est bien ventilé mais lorsque le feu est très sous ventilé, cette approche ne nous donne qu'une valeur idéale car la combustion est incomplète. Sur la Figure 5.40, on présente la richesse globale du mélange dans le caisson pour le feu de dodécane, on voit que la richesse maximale est de l'ordre de 4. Le mélange est donc très riche, ce qui diminue significativement le rendement de la combustion. FDS calcule la puissance par la quantité de combustible consommée par la réaction de combustion. A son tour, le taux de consommation du combustible est réglé par le modèle d'extinction où une concentration critique en oxygène est utilisée pour calculer la zone de réaction (équation 2.91). L'approche de FDS est plus raisonnable en régime sous-ventilé parce que dans une atmosphère viciée, l'évolution du feu est globalement contrôlée par le comburant. Certainement, en régime bien ventilé, l'approche de la perte de masse et l'approche du code donnent des résultats identiques. Cela est montré par la cohérence entre la prédiction et l'expérience obtenue avec quatre cas tests effectués pour l'étude de feu légèrement sous-ventilé (H1_np, D1_np, H2_np et D2_np). Sur la Figure 5.38, le profil expérimental du feu de l'heptane présente trois petits pics vers t=600 s, ce qui correspond aux périodes consécutives de l'extinction et de la ré-inflammation du feu dans le local. Cependant ces pics ne sont pas reproduits par le calcul. Avec le feu de dodécane, ils ne peuvent pas non plus être simulés. Il est évident que la sous-ventilation influence beaucoup la précision de la simulation parce que le comportement du feu est plus difficile à prédire.



Pour illustrer l'effet de la sous-ventilation sur le comportement du feu, on va analyser son évolution instantanée. Les temps correspondants pour le feu d'heptane sont illustrés sur la Figure 5.41.

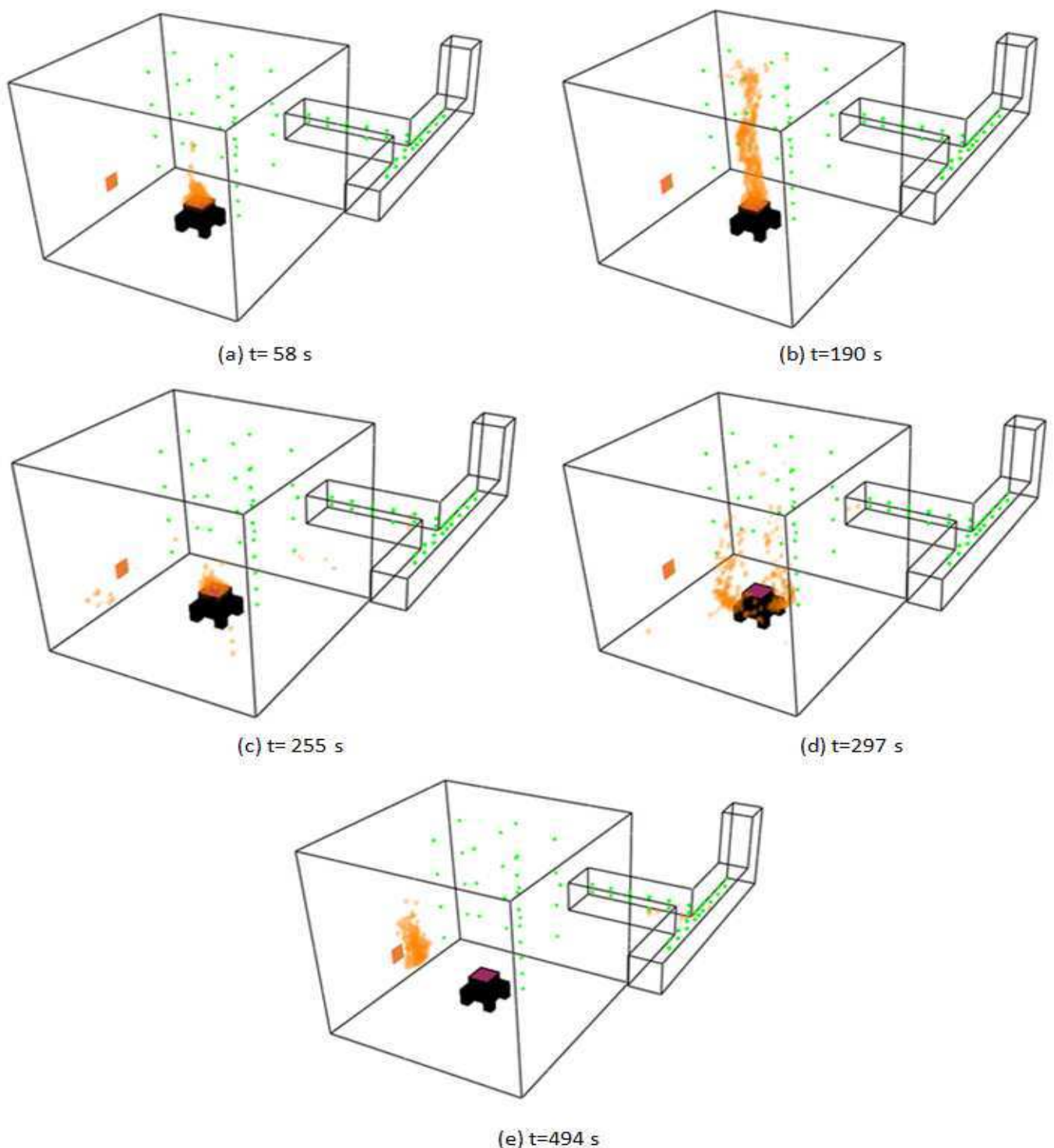


Figure 5. 42 Evolution instantanée du feu d'heptane 30 cm, 3Rh

A $t=58.1$ s (cf. Figure 5.42.a), le feu est en phase de croissance, il est localisé au foyer. A $t=190.4$ s (cf. Figure 5.42.b), le feu est en phase de plein développement. A $t=255$ s (cf. Figure 5.42.c), le pic observé montre que le feu est très sous-oxygéné, la flamme est éclatée dans le caisson. Cela peut être provoqué par la propagation de la flamme. Lorsque le feu est sous-oxygéné, la quantité d'oxygène présente ne peut pas brûler toute la quantité de combustible vaporisé généré par le foyer.

Les gaz combustibles sont diffusés dans tout le caisson et peuvent s'enflammer localement lorsqu'ils sont mis en contact avec une quantité suffisante d'oxygène. A $t=297$ s (cf. Figure 5.42.d) le feu s'éteint globalement au niveau du foyer, les flammes dispersées sont toujours observées dans le caisson et en particulier à l'entrée de la gaine d'extraction (cf. Figure 5.43). A $t=494$ s (cf. Figure 5.42.e), le feu est trop sous-oxygéné, les flammes ne sont plus disséminées mais se localisent près de la gaine d'admission où l'air frais est toujours apporté. Donc, à cause de l'épuisement de l'oxygène autour du foyer, la flamme se déplace vers l'ouverture afin de chercher l'approvisionnement en oxygène. Ce phénomène est similaire à la flamme fantôme étudiée par Most et al. [31]. On remarque aussi des flammes en aval de la gaine d'extraction près du coude entre la gaine d'extraction et la gaine de dilution (cf. Figure 5.44). Ceci montre la présence d'imbrûlés dans le système de ventilation.

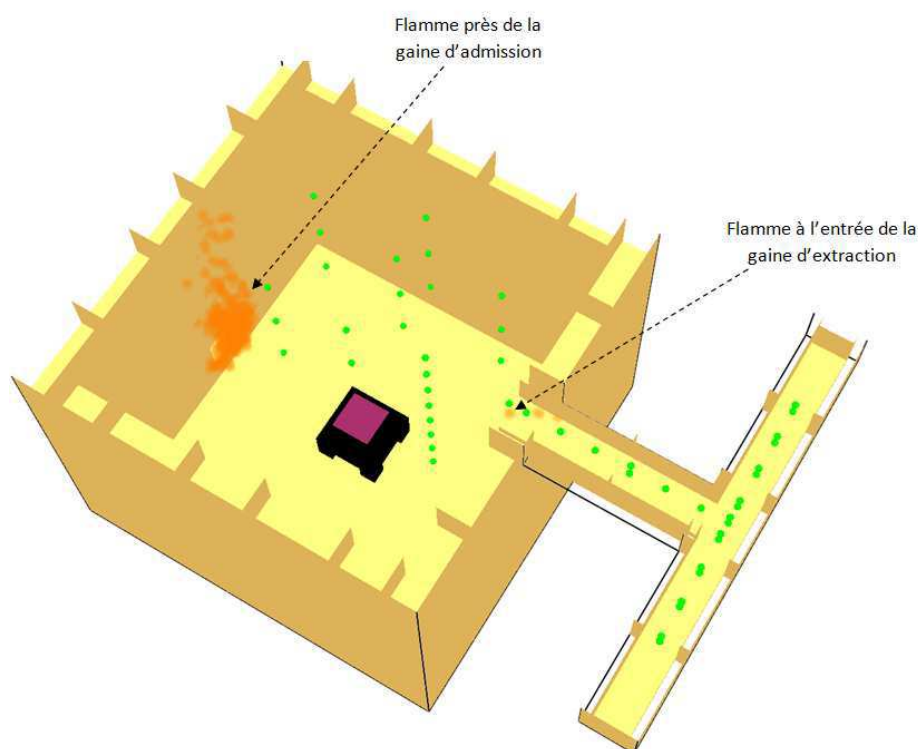


Figure 5. 43 Flamme dans le caisson ($t=494$ s, heptane 30 cm 3 Rh)

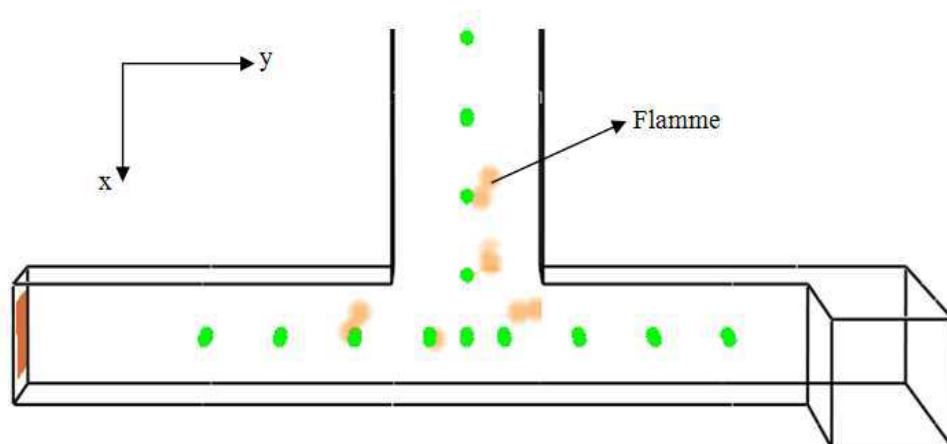


Figure 5. 44 Flammes dans les canalisations de ventilation, vue de dessus ($t=494$ s, heptane 30 cm 3Rh)

L'évolution instantanée pour le feu du dodécane au cas test D3_np est illustrée sur la Figure 5.46 dont les moments de référence sont présentés sur la Figure 5.45. A $t=115$ s (cf. Figure 5.46.a), le feu est en phase de croissance, il est localisé au foyer. A $t=271$ s (cf. Figure 5.46.b), le feu s'affaiblit. Il commence à être sous-oxygéné, des fluctuations de la flamme apparaissent. A $t=420$ s (cf. Figure 5.46.c), le feu n'est plus localisé au foyer, la flamme se creuse vers les zones alentours pour chercher l'oxygène, l'atmosphère dans le caisson est très sous-oxygénée. A $t=532$ s (cf. Figure 5.46.d) et à $t=615$ s (cf. Figure 5.46.e), on voit que le feu ne se concentre plus autour du foyer. Les zones de flammes se dispersent dans tout le caisson et elles ont tendance à se déplacer vers la gaine d'admission où l'air frais est alimenté. A $t=1000$ s (cf. Figure 5.46.f), on peut observer un feu localisé près de la gaine d'admission et dans le système de ventilation (cf. Figure 5.47). Donc, pour l'heptane et le dodécane, l'effet de la sous-ventilation est reproduit qualitativement. On a pu observer le phénomène de la propagation du feu dans le caisson voire dans le système de ventilation. Ces phénomènes ne se retrouvent pas avec les feux légèrement sous-ventilés. L'apparition de la flamme dans le système de ventilation marquée avec les cas très sous-ventilés ne permet pas de tirer les conclusions concrètes sur l'inflammation des imbrûlés dans cette zone car notre modèle de combustion est basée sur l'hypothèse de la chimie infiniment rapide: la combustion a lieu partout où le combustible est mis en contact avec l'oxygène. Cependant, cela montre la présence d'imbrûlés dans le système de ventilation, donc un risque potentiel.

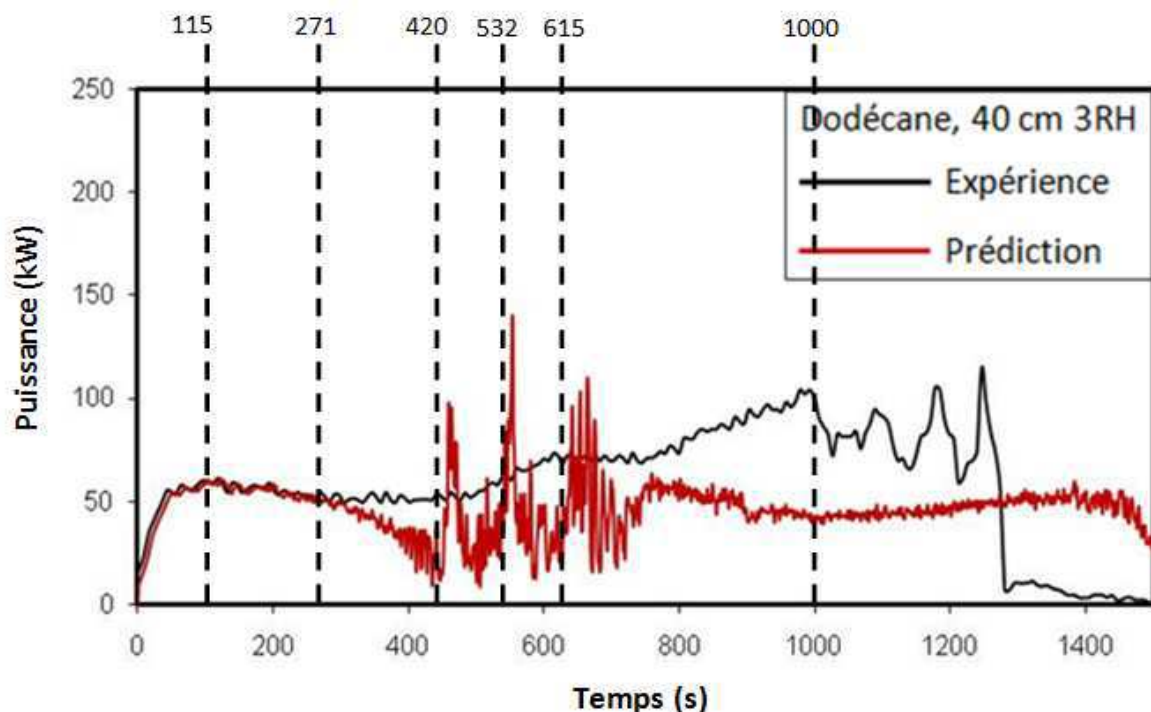


Figure 5. 45 Temps de référence pour l'évolution ponctuelle de feu (heptane 40 cm 3 Rh)

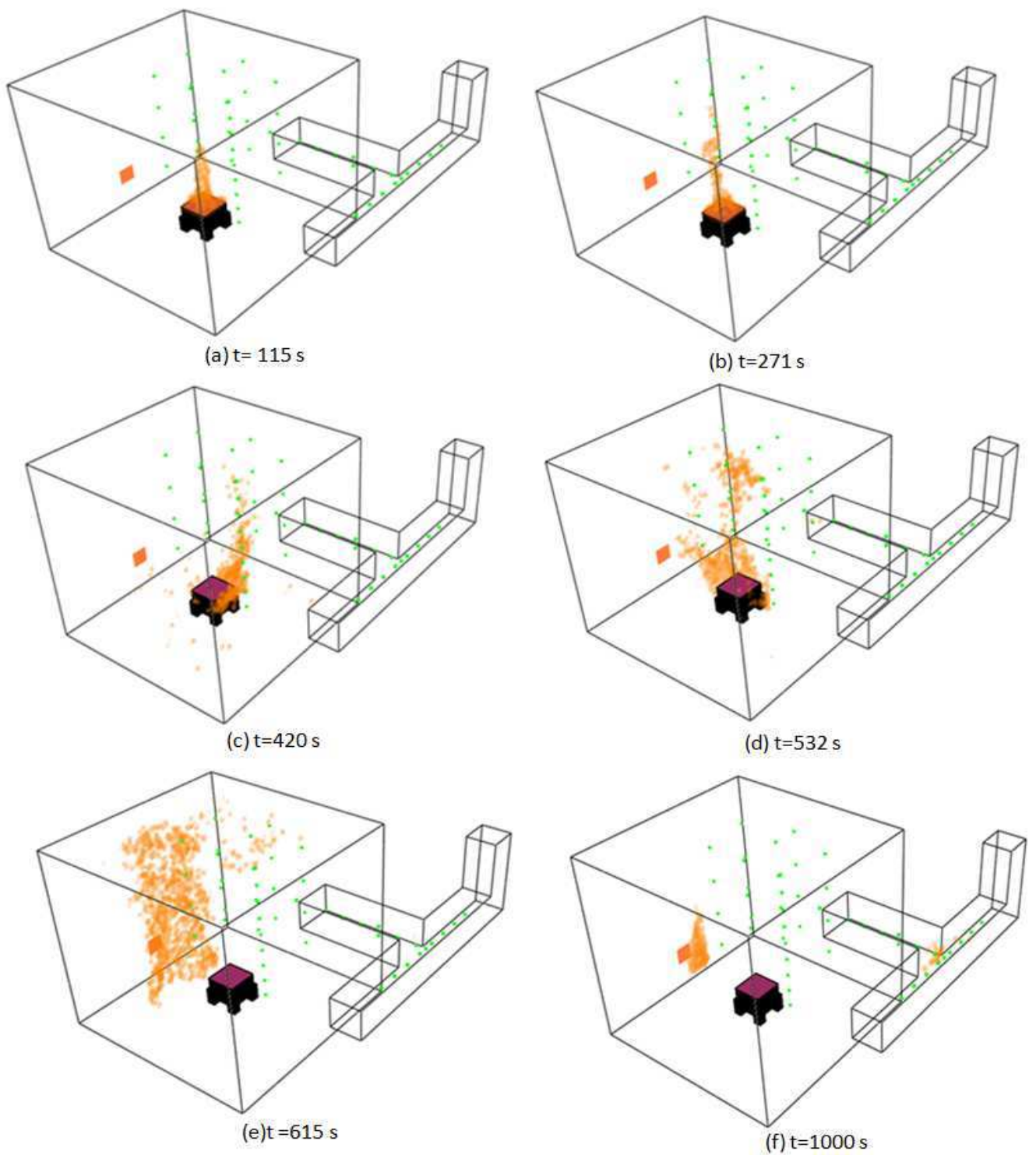


Figure 5. 46 Evolution instantanée du feu de dodécane 40 cm, 3Rh

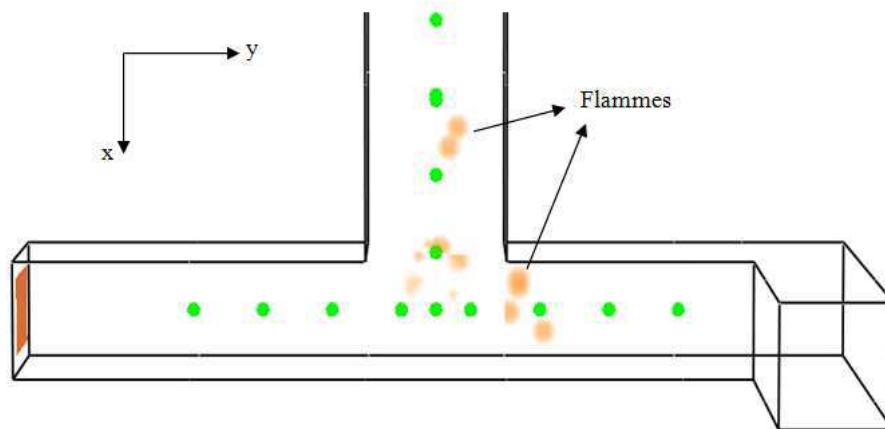


Figure 5. 47 Flammes dans les canalisations de ventilation, vue de dessus (t=1000 s, dodécane 40 cm 3Rh)

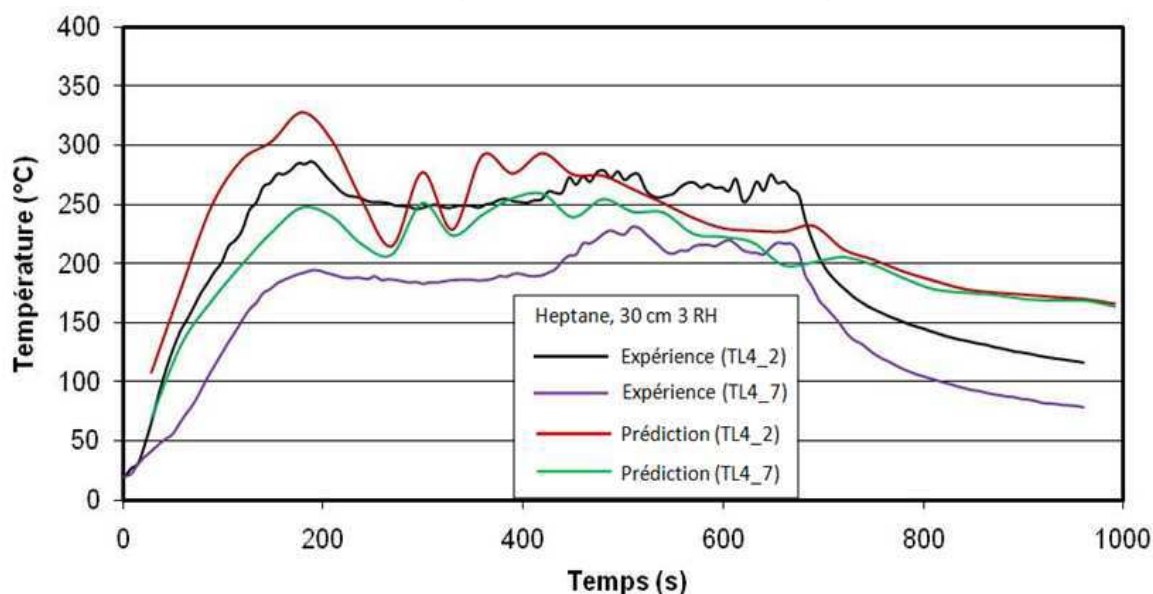


Figure 5. 48 Température sur l'axe TL4 (H3_np)

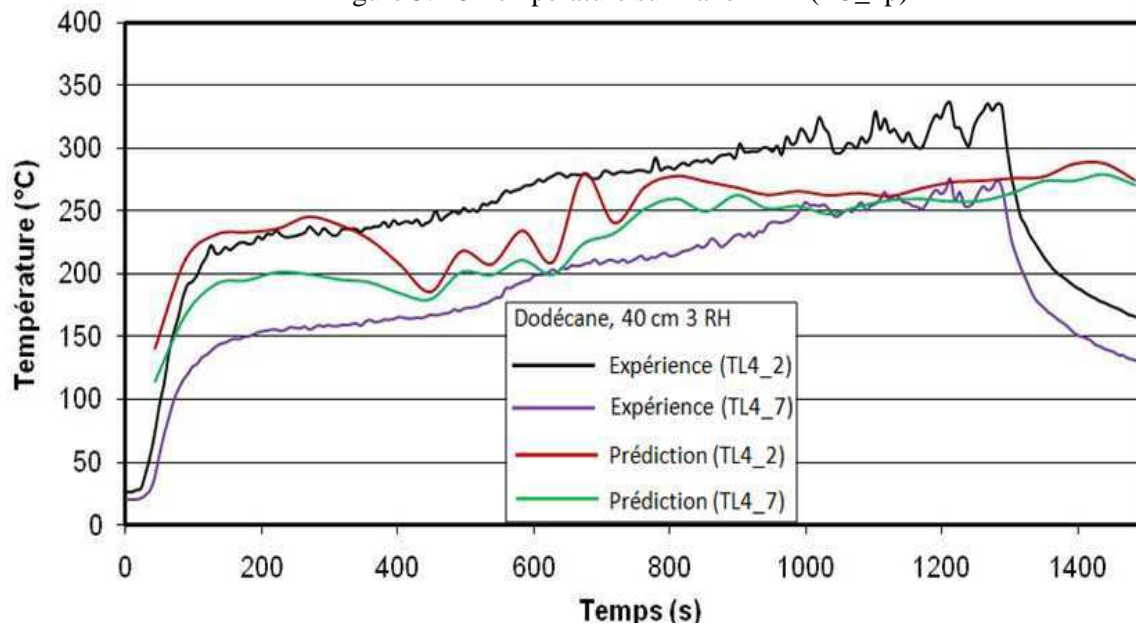


Figure 5. 49 Température sur l'axe TL4 (D3_np)

Les profils de température sur l'axe TL4 dans le local (TL4_2 et TL4_7) pour l'heptane et le dodécane sont présentés sur les Figures 5.48 et 5.49. Pendant que les données expérimentales montrent un écart de température très marqué entre le thermocouple TL4_2 et le thermocouple TL4_7 (50°C pour l'heptane et 80°C pour le dodécane), celui de la simulation est plus faible. Il semble que la stratification de la température prédite sur les axes considérés est plus serrée que celle de l'expérience. En régime sous-ventilé, les valeurs prédites fluctuent mais la tendance d'évolution est reproduite. Une surestimation très marquée à partir de $t=700$ s pour le cas H3_np et de $t=1300$ s pour le cas D3_np est observée, ce qui peut être causé par le modèle de combustion appliqué (hypothèse de la chimie infiniment rapide) et la simplification du régime de ventilation réel.

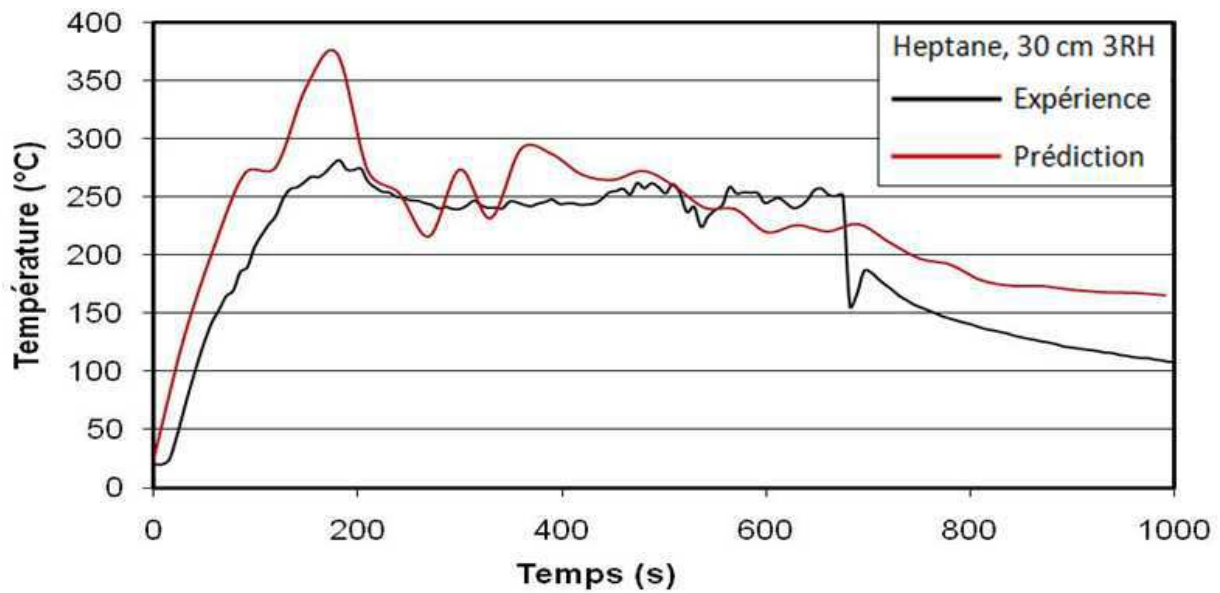


Figure 5. 50 Température au TE1 (H3_np)

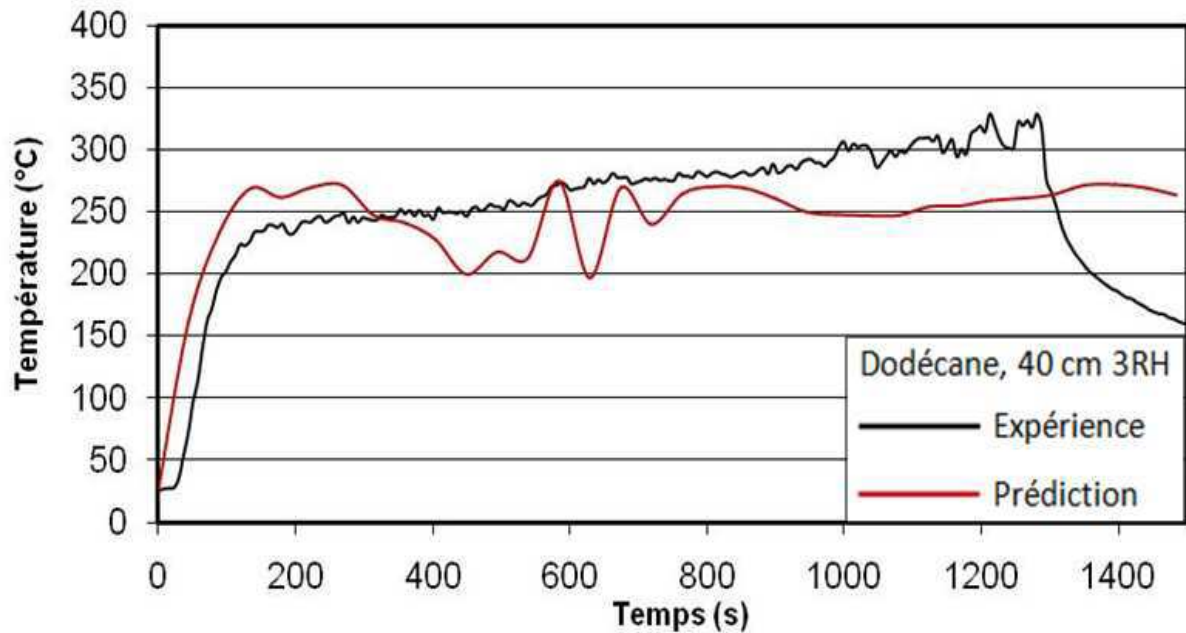


Figure 5. 51 Température au TE1 (D3_np)

Les Figure 5.50 et 5.51 présentent les évolutions de la température à l'entrée de la gaine d'extraction (TE1). La température au thermocouple TE1 évolue en cohérence avec la température dans le local et la puissance du feu. La tendance d'évolution de la température est reproduite avec une légère surestimation de 20% parfois.

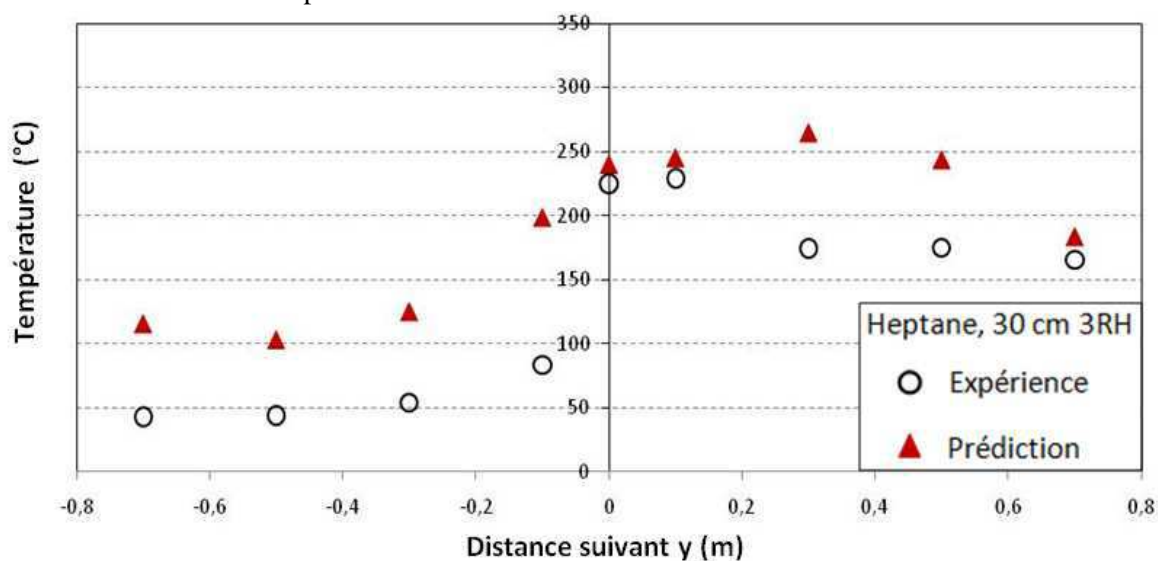


Figure 5. 52 Profil des températures maximales au sein de la gaine de dilution (H3_np)

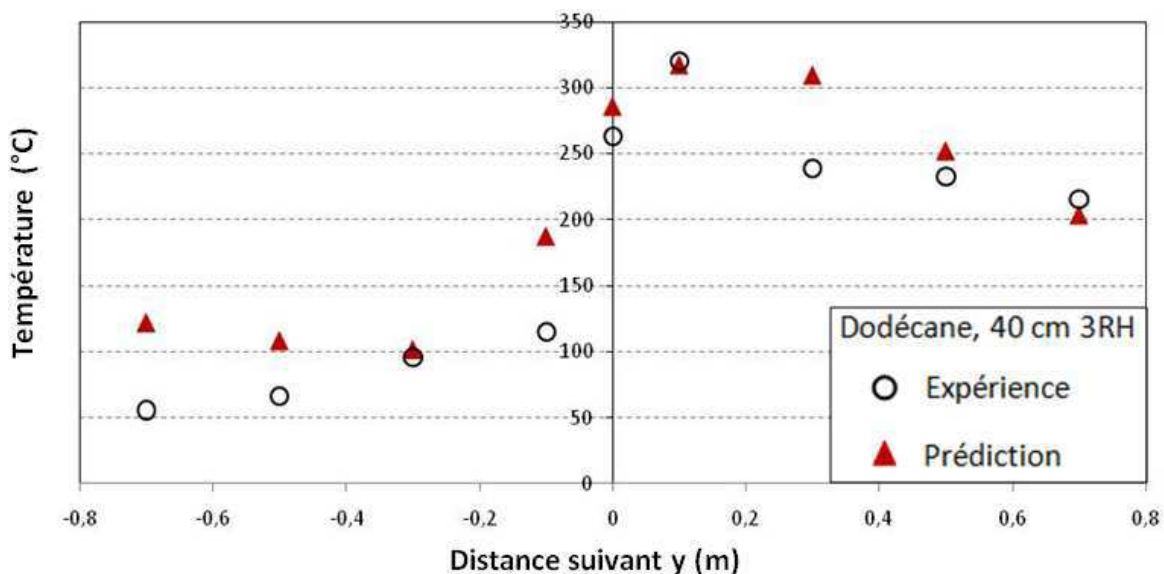


Figure 5. 53 Profil des températures maximales au sein de la gaine de dilution (D3_np)

Le profil des températures maximales au sein de la gaine de dilution est présenté sur les Figures 5.52 et 5.53. On voit que la température maximale prédite est plus élevée que l'expérience. En réalité, les essais qui correspondent aux essais H3_np et D3_np ne présentent que quelques auto-inflammations autour de la cuve et aucune inflammation n'a été observée dans le système de ventilation. Notre simulation montre aussi des flammes dans le système de ventilation, ce qui est due à la présence d'imbrûlés dans le système de ventilation. Les imbrûlés réagissent spontanément avec

l'oxygène sous l'hypothèse de la chimie infiniment rapide. C'est pourquoi les températures maximales prédites dans la gaine de dilution sont plus élevées que l'expérience. Le point le plus chaud est néanmoins reproduit par la simulation. Il semble que l'approche numérique surestime la probabilité de risque mais les résultats obtenus sont très encourageants par montrer le risque potentiel d'auto-inflammation.

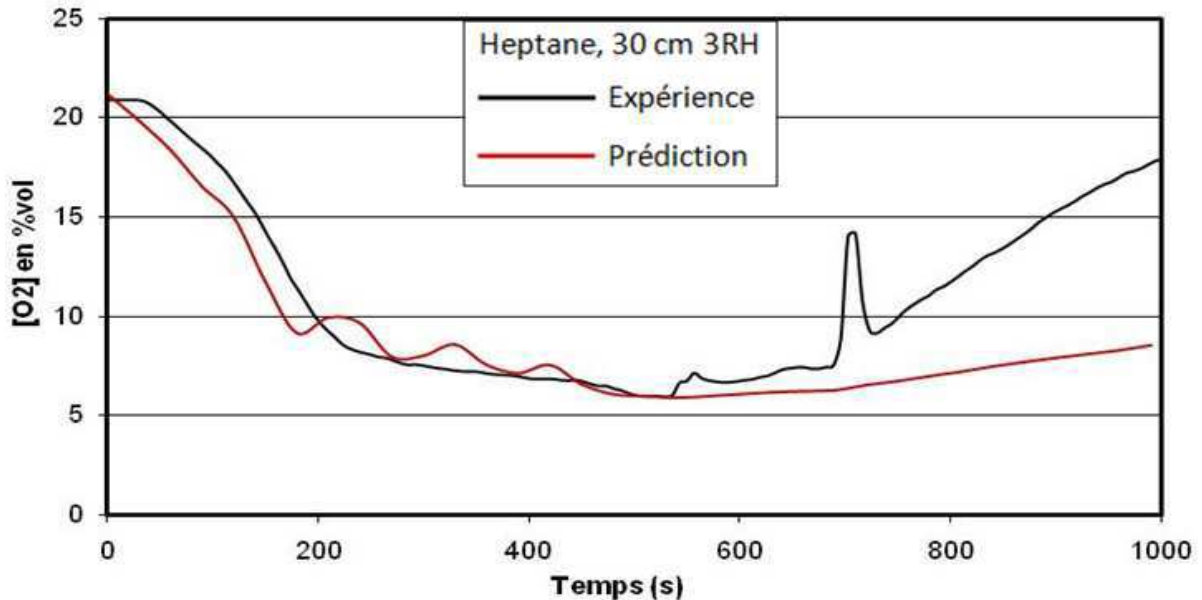


Figure 5. 54 Concentration en oxygène au TE1 (H3_np)

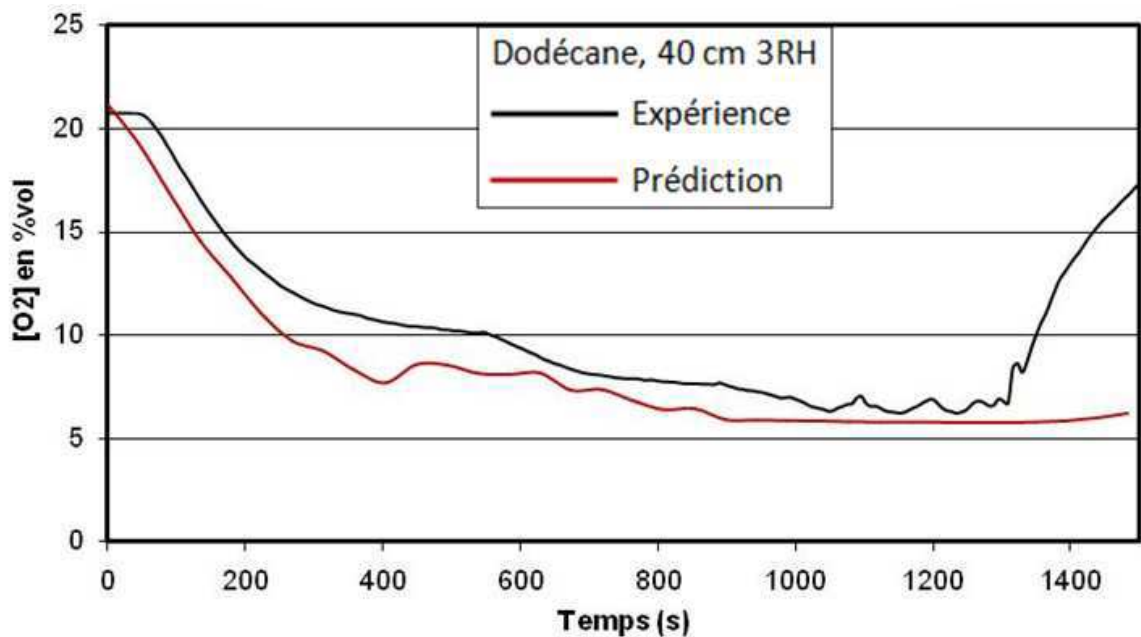


Figure 5. 55 Concentration en oxygène au TE1 (D3_np)

Le profil de la concentration en oxygène au thermocouple TE1 est présenté sur les Figures 5.54 et 5.55. Au début, la prédiction est en cohérence avec l'expérience durant la période de décroissance de la concentration en oxygène jusqu'à $t=700$ s pour l'heptane et $t=1300$ s pour le dodécane. Ensuite, on voit que la croissance de l'oxygène est sous-estimée pour les deux combustibles. On a remarqué cette sous-estimation avec les feux légèrement sous-ventilés mais avec ces deux cas tests avec des feux très

sous-ventilés, les décalages sont très marqués. Encore une fois, on voit que l'effet de la dépression dans le local n'est pas bien estimé par les calculs avec le régime de ventilation adopté. Le comportement compliqué du feu en régime sous-oxygéné contribue aussi à cette mauvaise prédiction. Une évolution de l'oxygène qui n'est pas bien prédite entraînera un décalage entre la prédiction et l'expérience pour la concentration du dioxyde de carbone (cf. Figure 5.56 et 5.57).

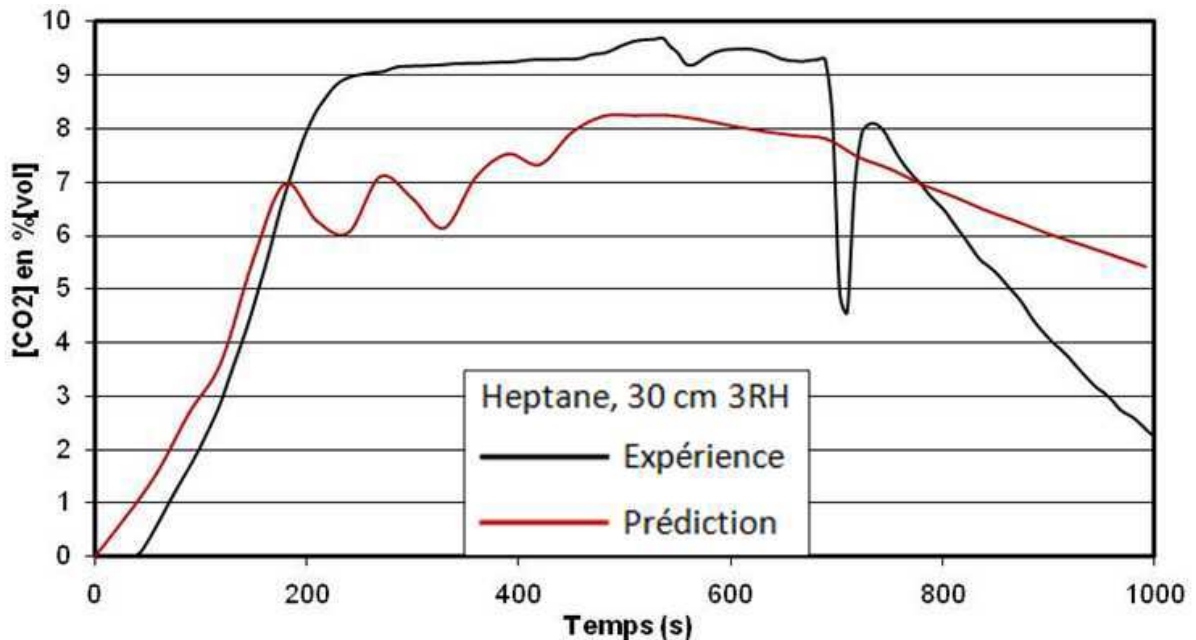


Figure 5. 56 Concentration du dioxyde de carbone au TE1 (H3_np)

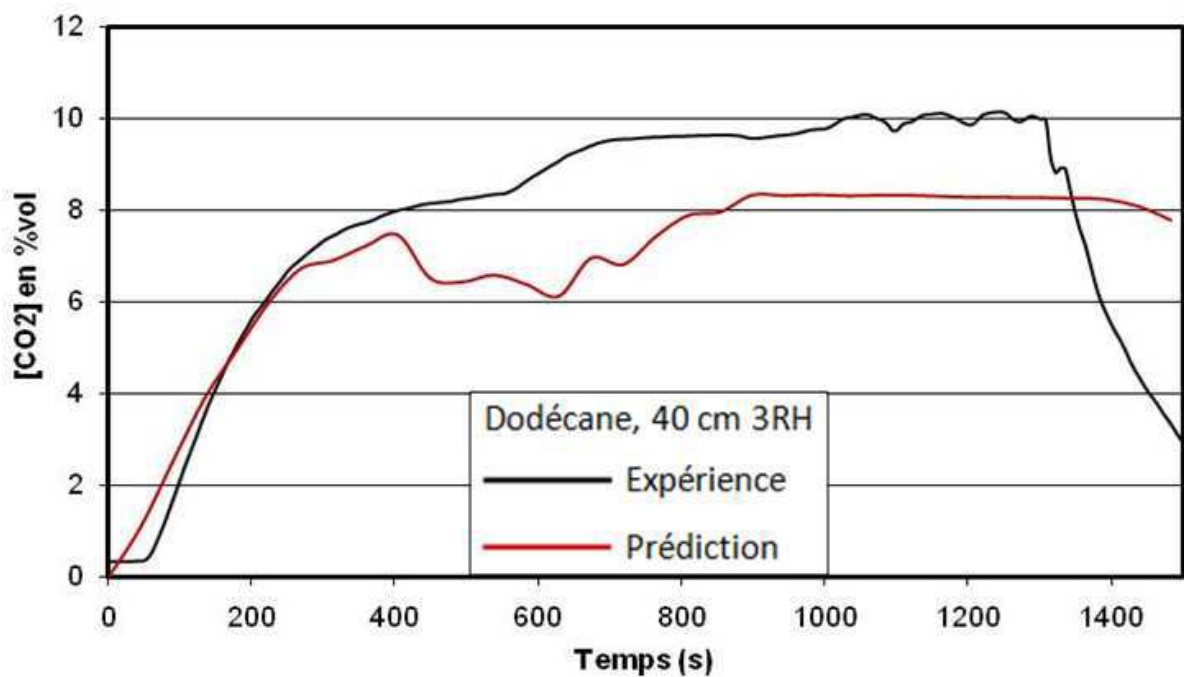


Figure 5. 57 Concentration du dioxyde de carbone au TE1 (D3_np)

b) 5 renouvellements horaires

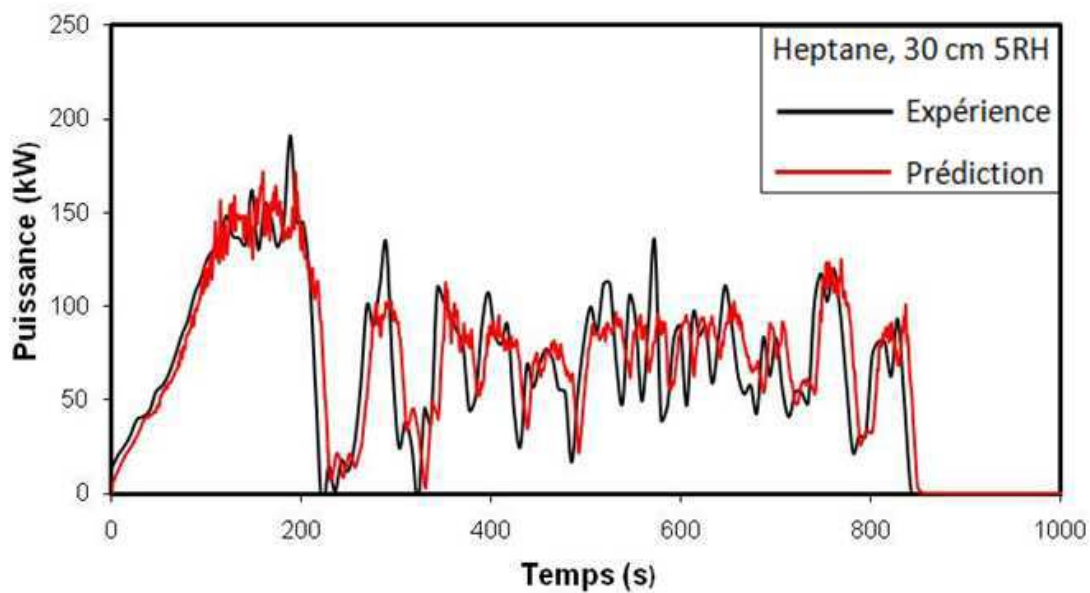


Figure 5. 58 La puissance du feu (H4_np)

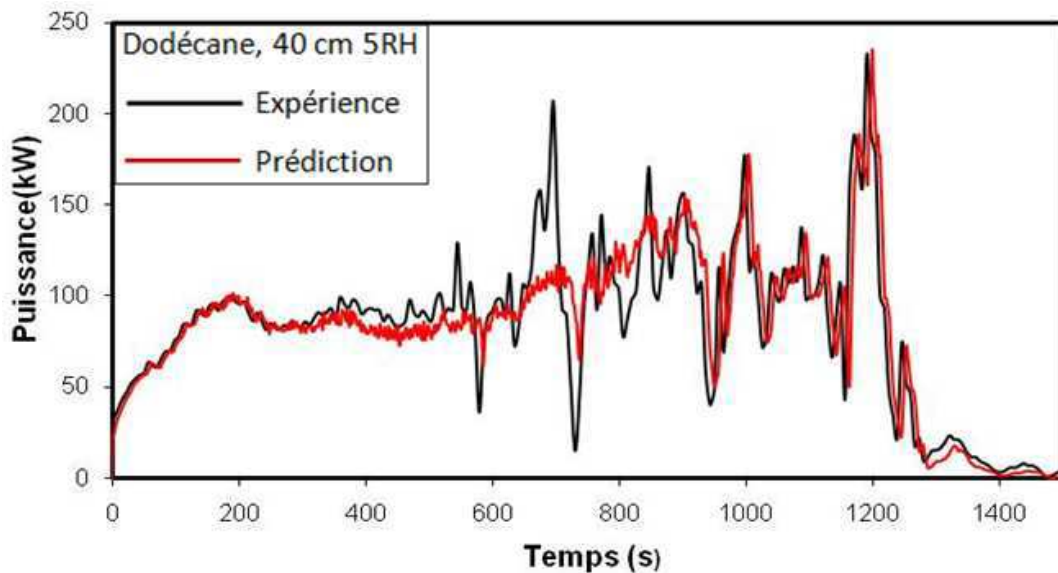


Figure 5. 59 La puissance du feu (D4_np)

Les profils de la puissance du feu des cas tests H4_np et D4_np sont présentés sur les Figures 5.58 et 5.59. Globalement, l'évolution de la puissance est reproduite. Par rapport aux cas test H3_np et D3_np où on avait utilisé 3 renouvellements horaires, les feux de cas tests H4_np et D4_np sont mieux ventilés (5 renouvellements horaires). Donc, pour tous les feux considérés, plus le feu est bien ventilé, plus la puissance prédite est en cohérence avec l'expérience. L'évolution de la température sur l'axe TL4 du cas test avec l'heptane est présentée sur la Figure 5.60 et celle du cas test avec le dodécane est présentée sur la Figure 5.61. Lorsque la puissance est bien estimée, on voit que l'évolution de la température sur l'axe TL4 est reproduite de manière satisfaisante pour les deux cas tests. On voit que la prédiction pour l'heptane est en meilleur accord.

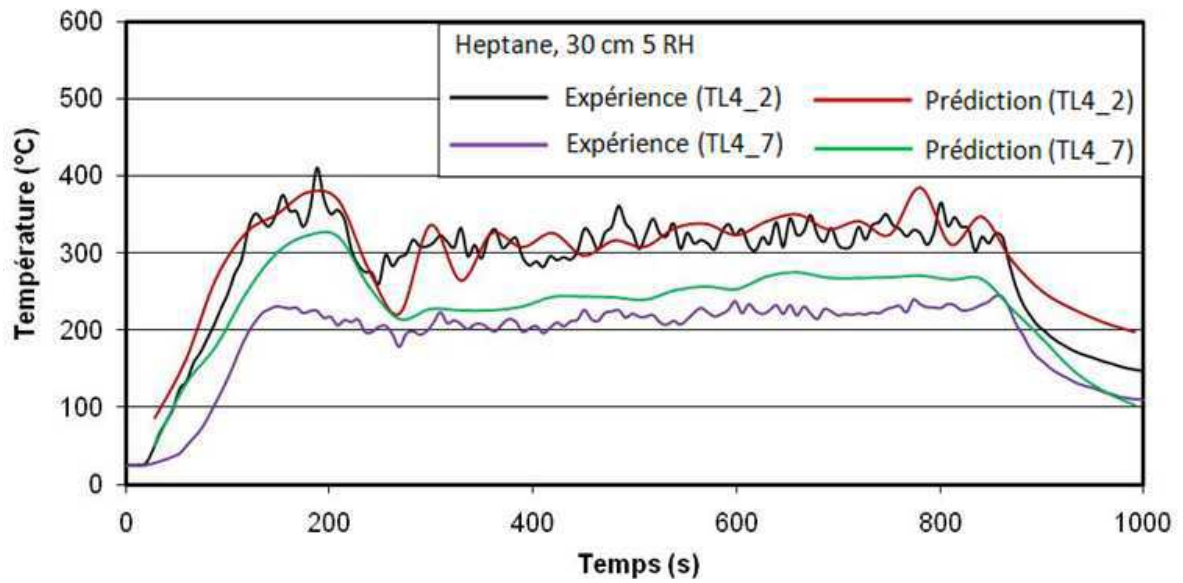


Figure 5. 60 Température sur l'axe TL4 (H4_np)

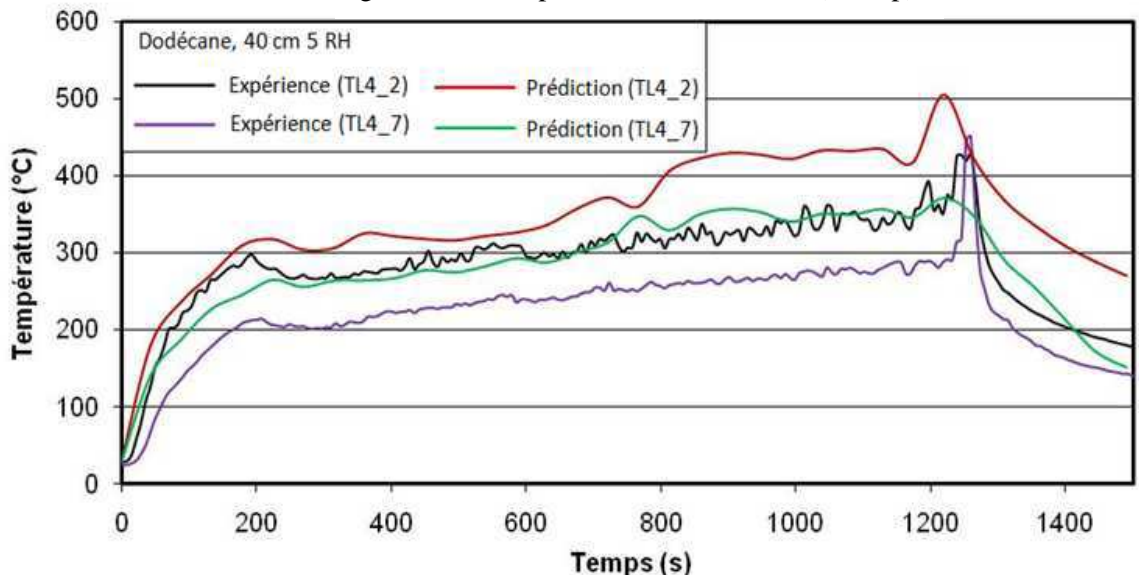


Figure 5. 61 Température sur l'axe TL4 (D4_np)

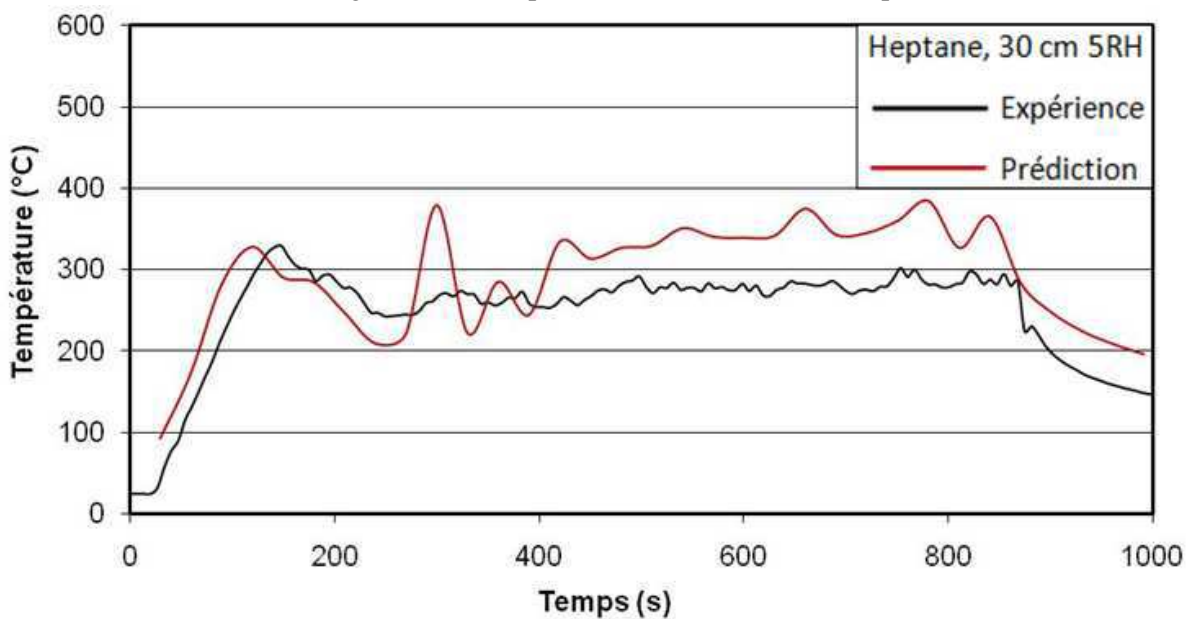


Figure 5. 62 Température au TE1 (H4_np)

On présente les profils de la température au thermocouple TE1 sur les Figures 5.62 et 5.63. La tendance d'évolution de la température est bien reproduite mais on remarque une surestimation avec les deux cas tests: la différence maximale est de 100 °C pour l'heptane et de 120 °C pour le dodécane. Ces décalages sont dus d'une part à la puissance élevée du feu (de l'ordre de 200 kW) et d'autre part aux inflammations spontanées dans la gaine d'extraction qu'on a pu observer dans les simulations.

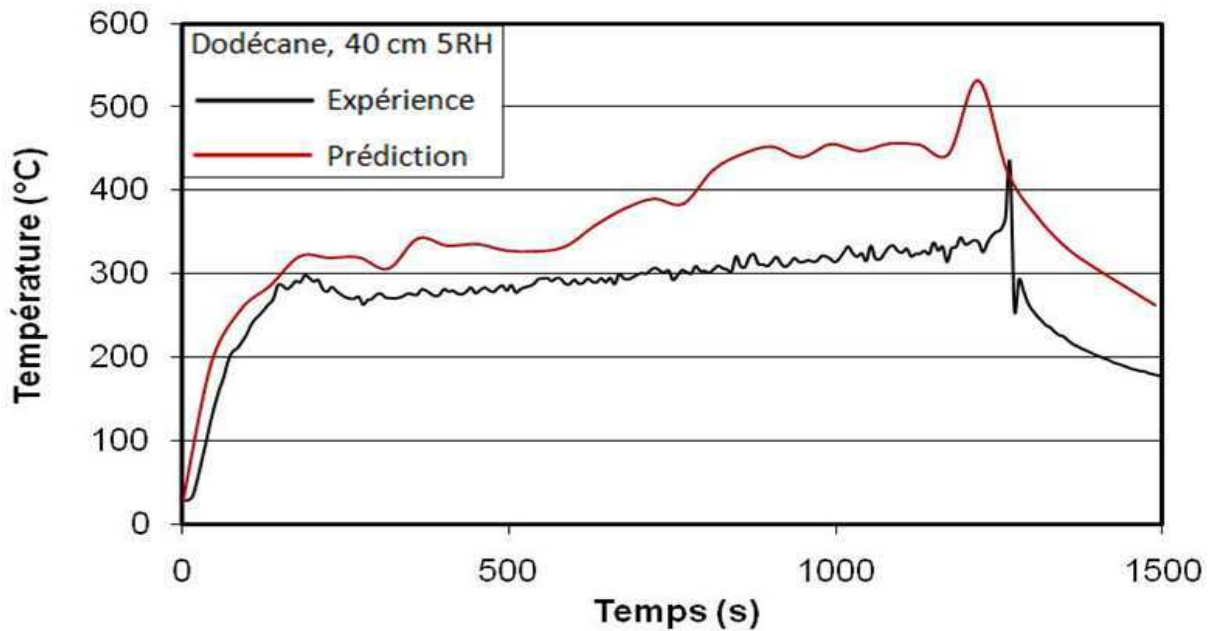


Figure 5. 63 Température au TE1 (D4_np)

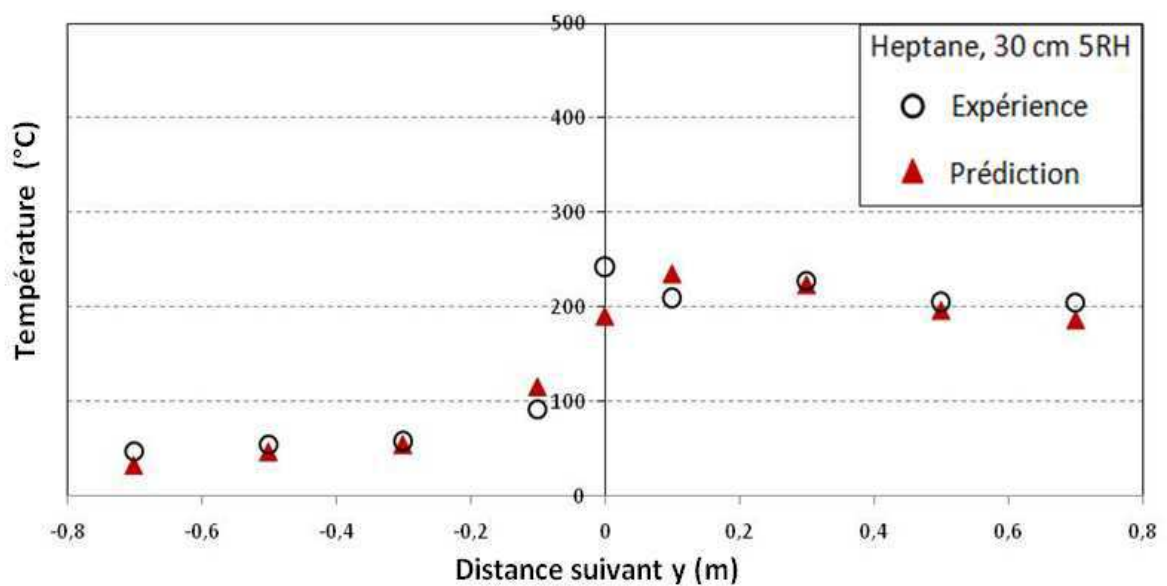


Figure 5. 64 Profil des températures maximales au sein de la gaine de dilution (H4_np)

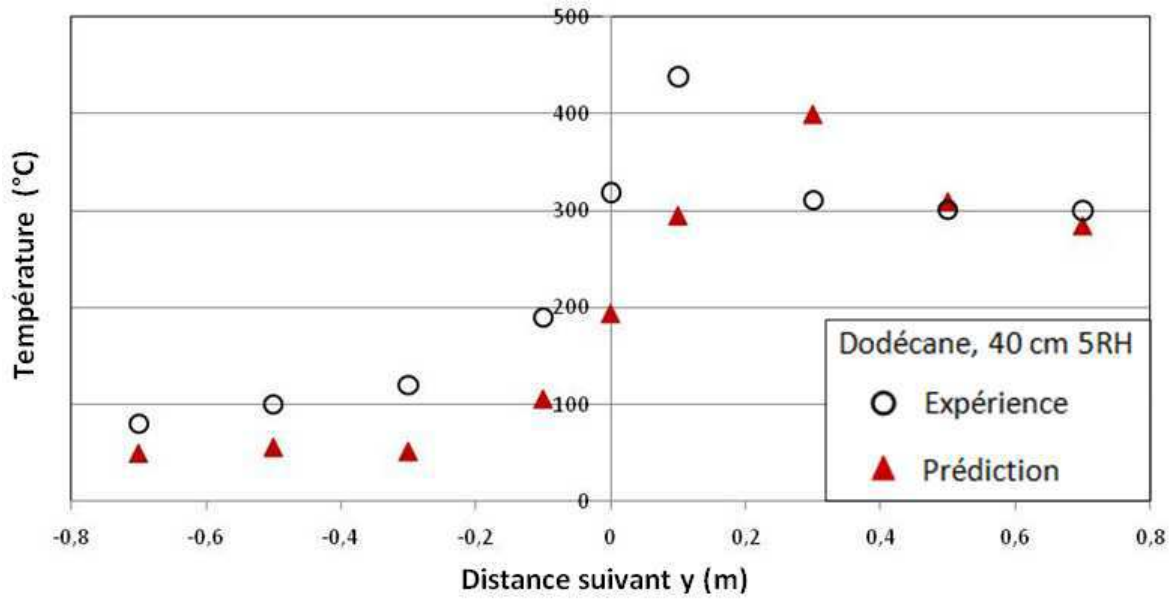


Figure 5. 65 Profil des températures maximales au sein de la gaine de dilution (D4_np)

Le profil des températures maximales dans la gaine de dilution est présenté sur les Figures 5.64 et 5.65. Pour l'heptane ; on voit que la prédiction est en bonne corrélation avec l'expérience. Avec le feu de dodécane, on observe un décalage entre la prédiction et l'expérience. Selon les données expérimentales, la température maximale dans la gaine de dilution est atteinte au niveau du thermocouple TD6 (438°C). La simulation montre une température maximale au niveau du thermocouple TD7 (400°C). La tendance d'évolution et l'ordre de grandeur de la température sont reproduits par la simulation numérique.

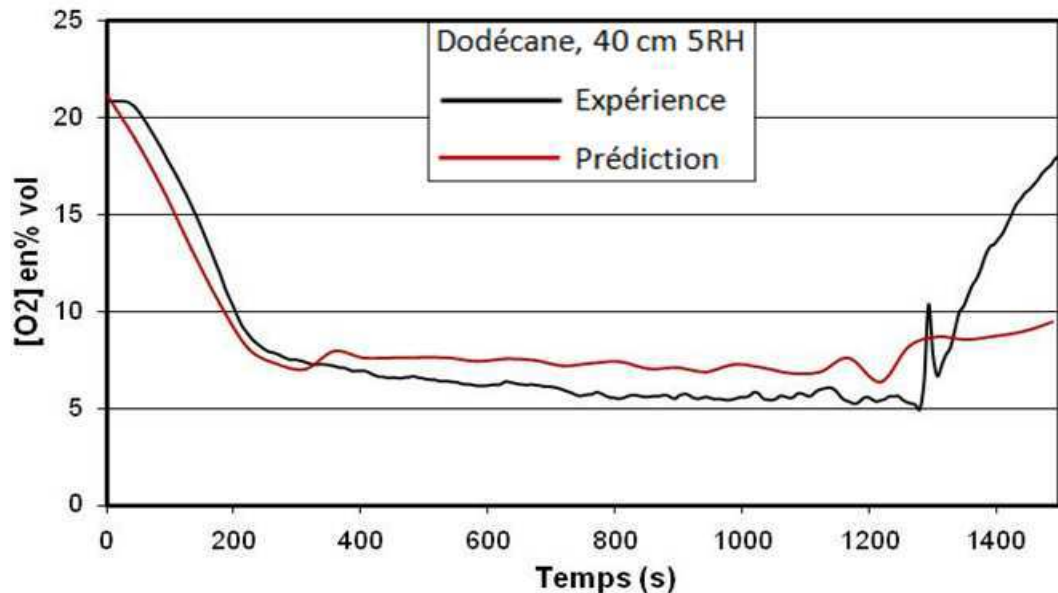


Figure 5. 66 Concentration en oxygène au TE1 (D4_np)

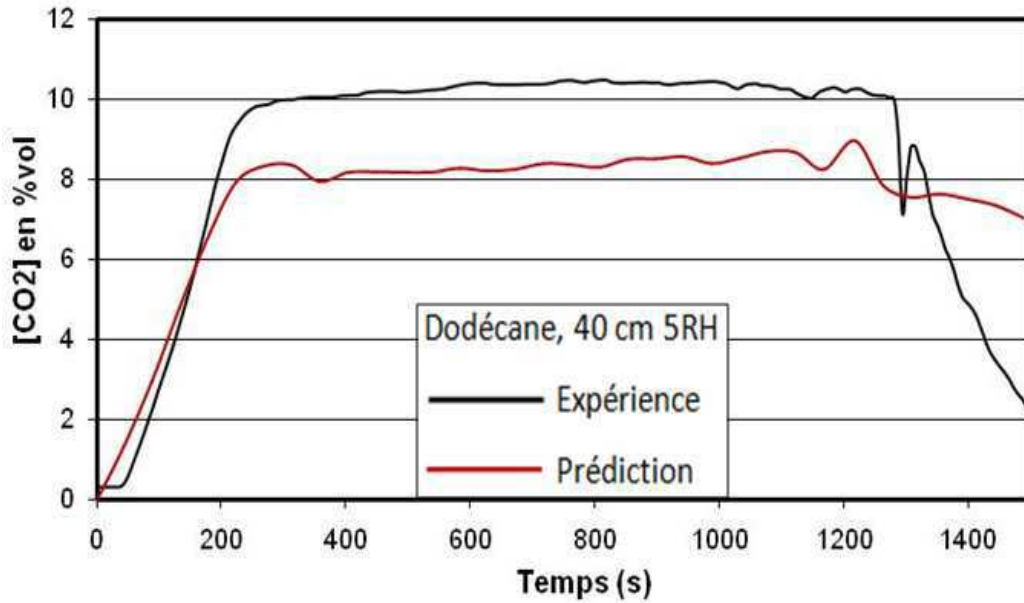


Figure 5. 67 Concentration du dioxyde de carbone au TE1 (D4_np)

Les profils de la concentration en oxygène et de la concentration du dioxyde de carbone pour le cas test D4_np sont présentés sur les Figures 5.66 et 5.67. Durant la phase de décroissance de la concentration en oxygène, le calcul reproduit bien l'expérience mais affiche un minimum légèrement supérieure à l'expérience. En revanche, sur l'évolution de la concentration en dioxyde de carbone, le calcul montre un maximum inférieur à l'expérience. On obtient la même conclusion avec le cas H4_np (Figures 5.68 et 5.69).

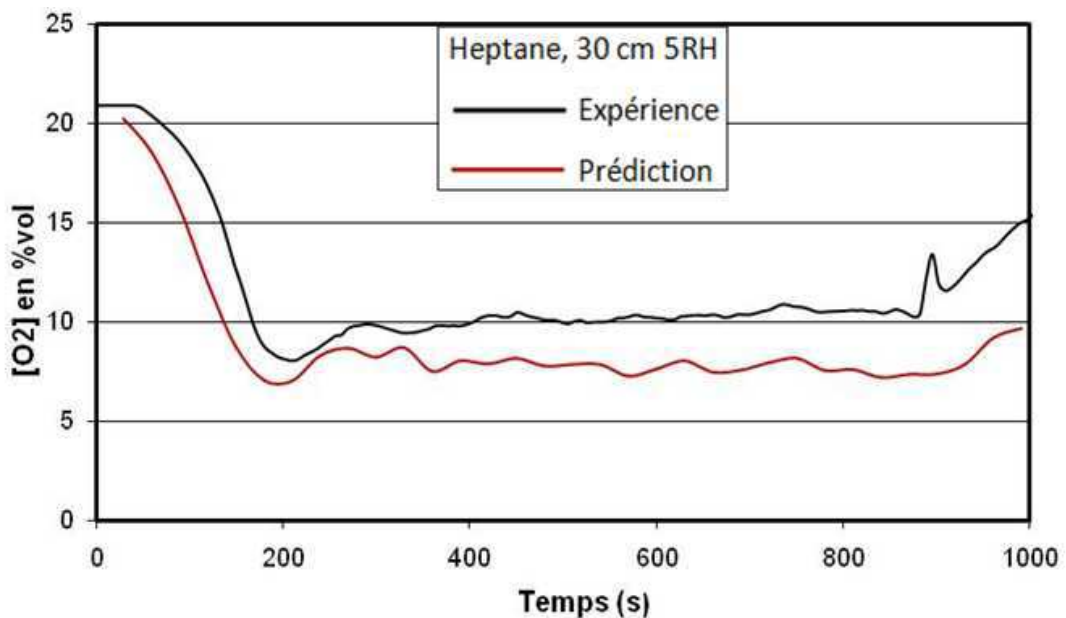


Figure 5. 68 Concentration en oxygène au TE1 (H4_np)

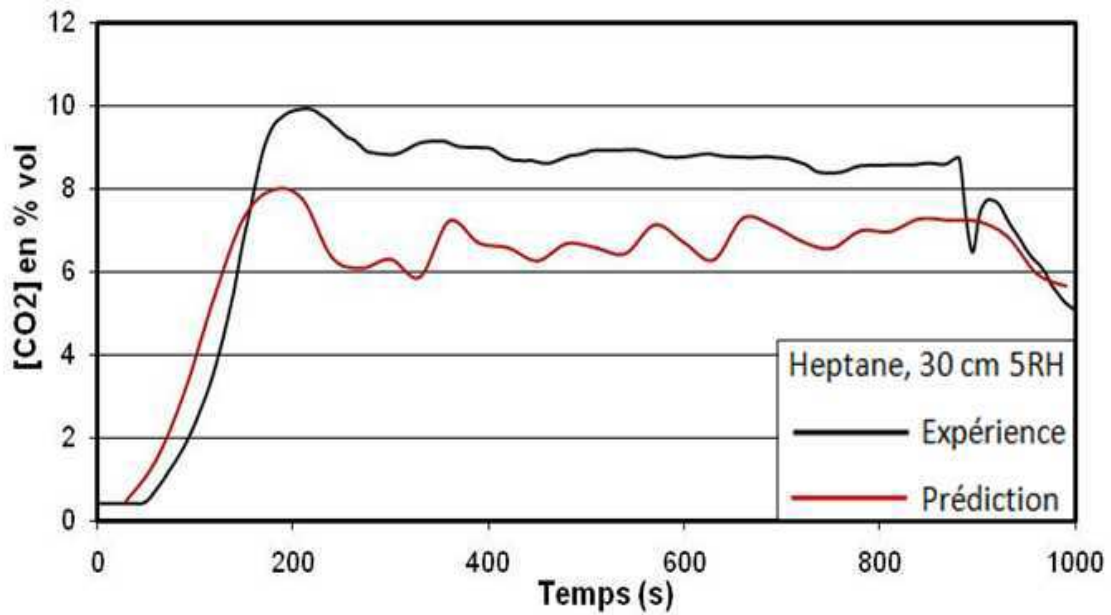


Figure 5. 69 Concentration du dioxyde de carbone au TE1 (H4_np)

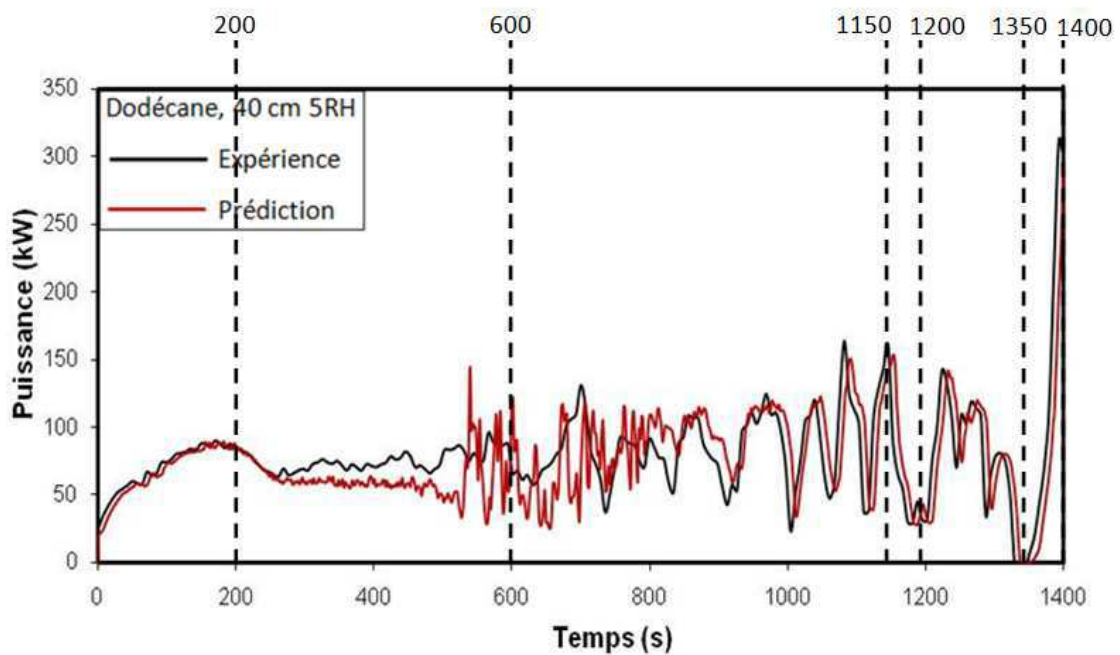


Figure 5. 70 Puissance du feu (D4_np_inf)

Parmi les cas tests choisis, l'inflammation n'est observée qu'avec le cas D4_np_inf. Il est donc primordial d'évaluer la simulation numérique pour ce cas test afin d'étudier le risque. Sur la Figure 5.70, l'évolution temporelle de la puissance du feu de D4_np_inf est représentée. On voit que la puissance du feu est numériquement reproduite. Sur la Figure 5.71, l'évolution instantanée du feu de D4_np est présentée. Les temps de référence pour l'évolution ponctuelle du feu sont illustrés sur la Figure 5.70.

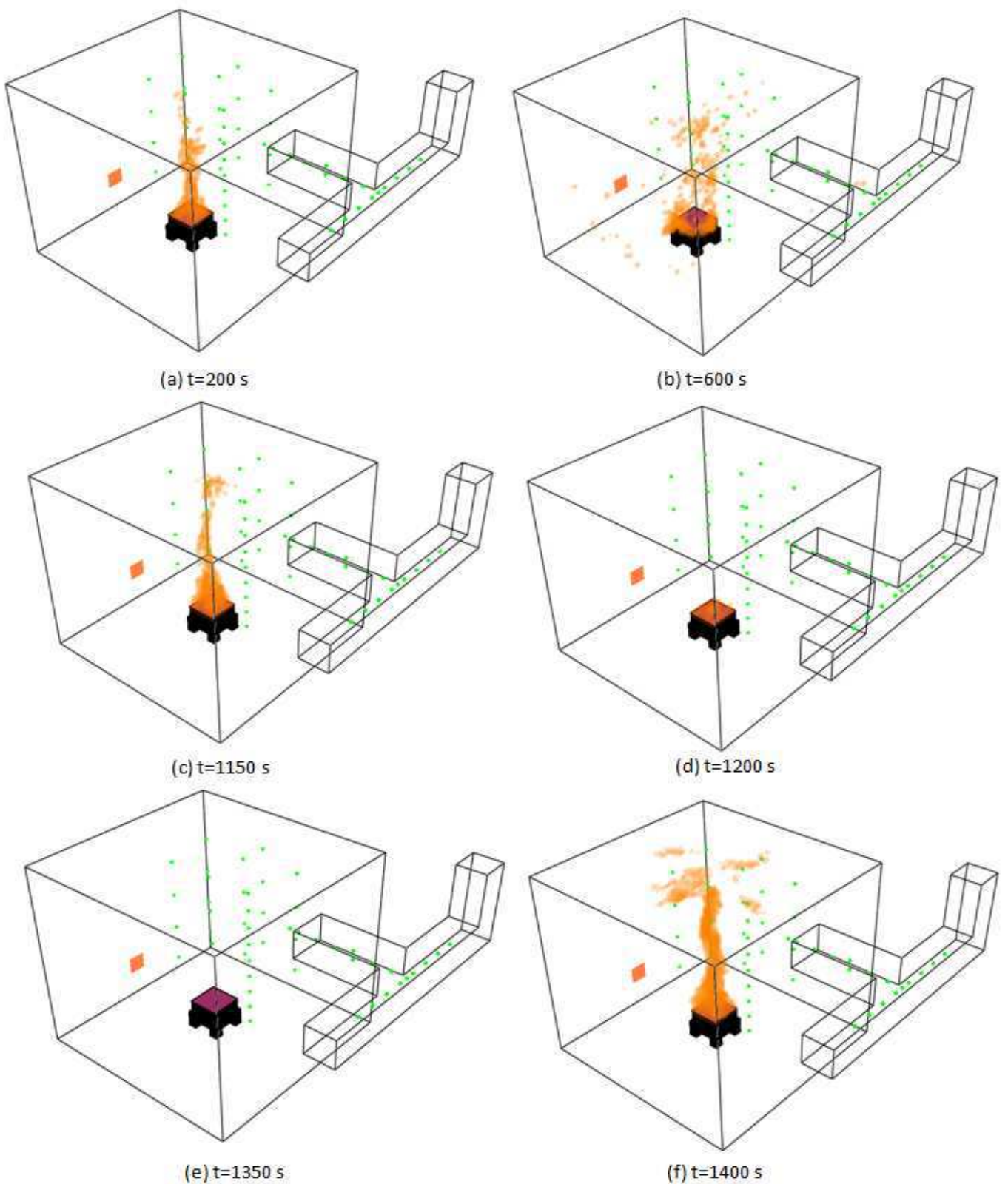


Figure 5. 71 Evolution instantanée du feu de dodécane 40 cm, 5Rh (D4_np_inf)

A $t=200$ s, le feu est encore suffisamment oxygéné, il est localisé au foyer (Figure 5.71.a). A $t=600$ s, le feu est sous-oxygéné, il est encore localisé au foyer mais déstructuré. On remarque aussi le

déplacement du feu vers la gaine d'extraction (Figure 5.71.b). En régime sous-oxygéné, le feu est très fluctuant, sa puissance varie très brusquement. Cela est bien montré en comparant la hauteur du feu à $t=1150$ s (Figure 5.71.c) avec celle à $t=1200$ s (Figure 5.71.d). L'extinction totale du feu à $t=1350$ s est numériquement reproduite (Figure 5.71.e). Le pic très élevé de la puissance du feu à $t=1400$ s représente la reprise du feu. Cela est illustré sur la Figure 5.71.f.

Sur les Figures 5.72 et 5.73, les évolutions de la température aux niveaux des thermocouples TL4_2 et TL4_7 sont représentées. On voit que la température dans le local est prédite de manière satisfaisante.

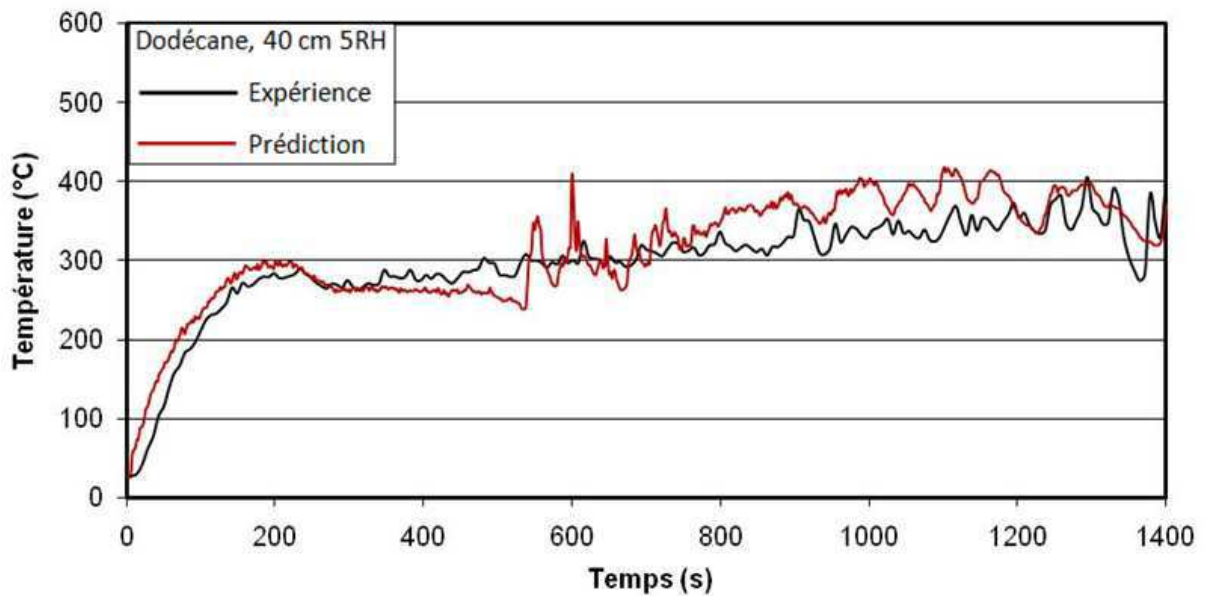


Figure 5. 72 Température au TL4_2 (D4_np_inf)

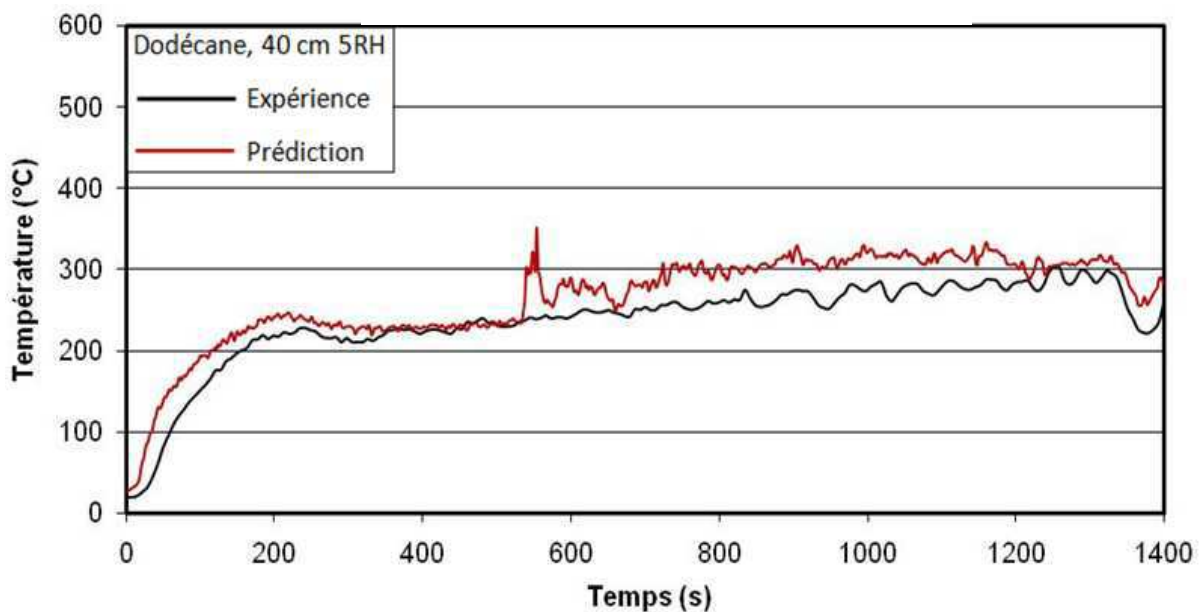


Figure 5. 73 Température au TL4_2 (D4_np_inf)

Sur la Figure 5.74, l'évolution de la température au niveau du thermocouple TE1 dans la gaine d'extraction est représentée. On remarque toujours une surestimation de la température au TE1 mais la tendance d'évolution de la température est numériquement reproduite. Sur la Figure 5.75, on présente le profil des températures maximales au sein de la gaine de dilution. On voit que l'évolution de la température dans la gaine de dilution est qualitativement prédite par la simulation numérique.

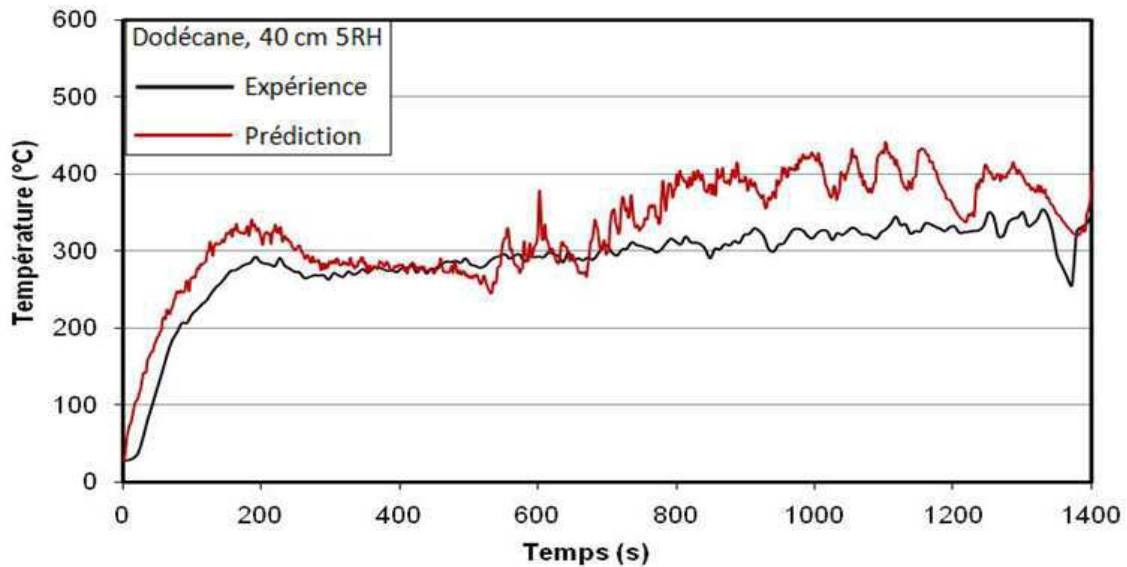


Figure 5. 74 Température au TE1(D4_np_inf)

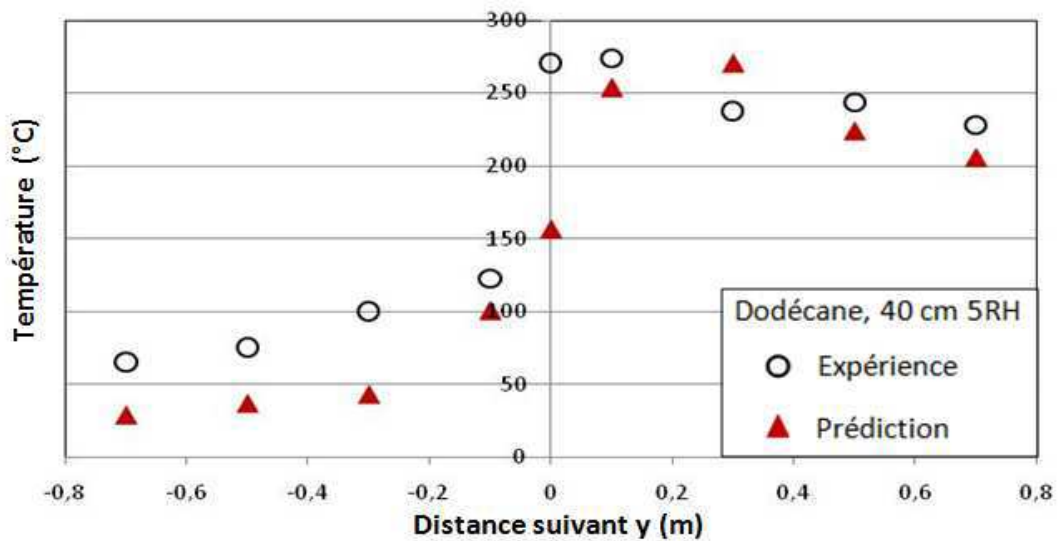


Figure 5. 75 Profil des températures maximales dans la gaine de dilution (D4_np_inf)

L'évolution de la concentration en oxygène au niveau du thermocouple TE1 est représentée sur la Figure 5.76. On voit que la concentration en oxygène est numériquement reproduite jusqu'à $t=1000$ s puis la simulation n'est plus en accord avec l'expérience.

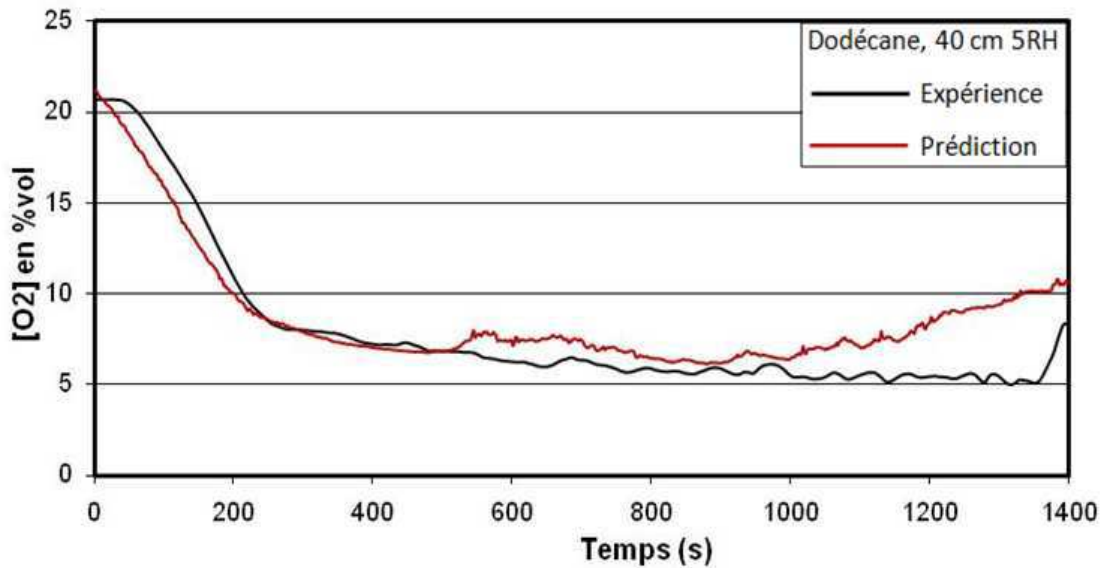


Figure 5. 76 Concentration en oxygène au TE1(D4_np_inf)

5.2 Estimation du risque

Notre première préoccupation est d'estimer le risque d'inflammation d'imbrûlés dans le système de ventilation. L'évaluation du risque est basée sur l'estimation de l'inflammabilité de mélange d'imbrûlés, notamment la limite inférieure d'inflammabilité. Cela est réalisé par des lois empiriques donc la température et les concentrations des espèces sont des variables primordiales.

5.2.1 Gaz imbrûlés

Les compositions expérimentales des gaz imbrûlés pour les feux d'heptane et les feux de dodécane [1] sont présentées dans les Tableaux 5.3 et 5.4. Comme on l'a présenté dans le chapitre 2, notre modèle de combustion comporte deux réactions: une réaction de l'oxydation de combustible pour former le vapeur d'eau et le monoxyde de carbone et une réaction de l'oxydation de monoxyde de carbone en dioxyde de carbone. Donc, dans le mélange d'imbrûlés, la simulation ne peut présenter que deux espèces: le combustible (l'heptane où le dodécane) et le monoxyde de carbone.

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 5.3 Espèces imbrûlées par ordre décroissant de leurs concentrations pour le feu de l'heptane dans le caisson CERES [39]

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 5.4 Espèces imbrûlées par ordre décroissant de leurs concentrations pour le feu de dodécane dans le caisson CERES [39]

a) Combustible

Sur les Figures 5.77 et 5.78, les profils de la concentration du combustible au niveau du thermocouple TE1 pour les feux très sous-ventilés sont représentés (les concentrations prédites pour les feux légèrement sous-ventilés sont trop faibles et on ne les représente pas ici (heptane 23 cm et dodécane 30 cm)). Tout d'abord, avec les cas tests considérés, on voit que la concentration de combustible à l'entrée de la gaine d'extraction est très marquée (de 0.1 % à 0.4%). Puis on constate que pour les deux combustibles, plus le feu est sous-ventilé (le taux de renouvellement horaire diminue), plus la concentration de combustible augmente. Donc plus le feu est sous-ventilé, plus le risque potentiel augmente. Cette quantité très marquée de combustible en amont de la gaine d'extraction peut expliquer les inflammations observées. Certainement, l'absence de prédictions d'autres hydrocarbures ne nous permet pas de comparer quantitativement la prédiction avec l'expérience. On ne peut donc pas utiliser directement la concentration de combustible prédite pour estimer la LII du mélange imbrûlé. Les hydrocarbures seront traités par une approche empirique proposée plus tard.

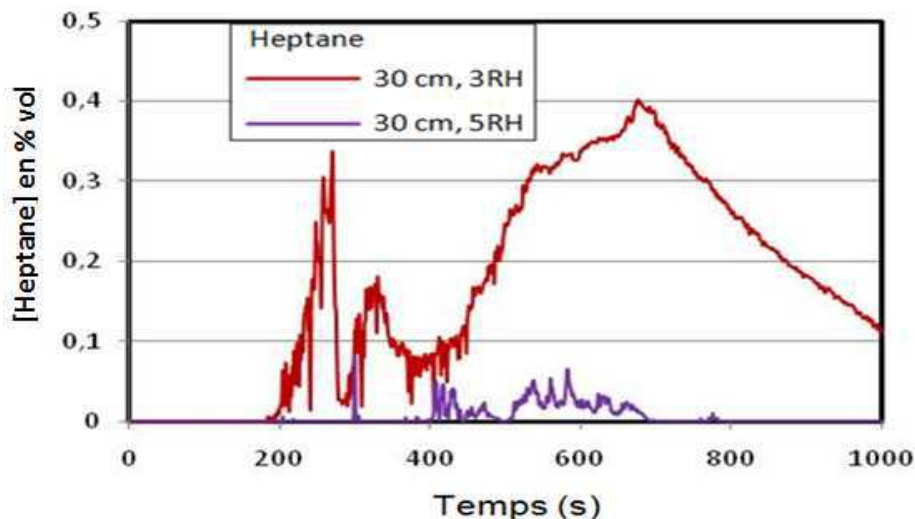


Figure 5. 77 Concentration de l'heptane au TE1 (H3_np et H4_np)

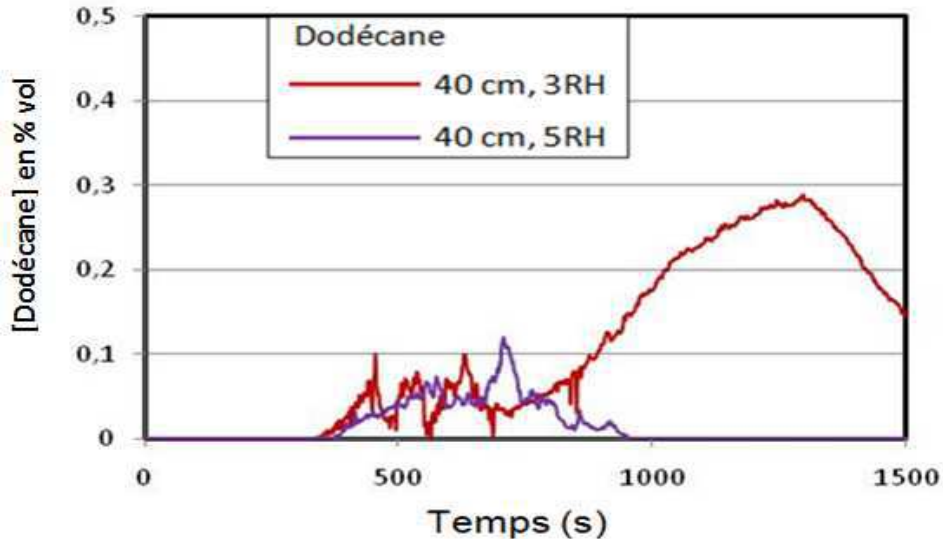


Figure 5. 78 Concentration du dodécane au TE1 (D3_np et D4_np)

b) Monoxyde de carbone

Le monoxyde de carbone est un composant majoritaire dans le mélange des gaz imbrûlés (Tableaux 5.3 et 5.4). La prédiction de la concentration du CO est indispensable pour estimer le risque d'inflammation des imbrûlés. La prédiction du CO dans la gaine d'extraction est assez difficile car la zone considérée est influencée par beaucoup de paramètres: la géométrie compliquée (l'échelle change brusquement: la taille de la gaine (0.2 m) est très petite devant la taille du caisson (2 m)), la ventilation (encore mal caractérisée), les mécanismes de transport, la température et la concentration en oxygène. Parallèlement avec la simulation directe, on a testé aussi des relations empiriques permettant de calculer la concentration du CO. Selon les études expérimentales et bibliographiques de Lassus [1], l'évolution du monoxyde de carbone en fonction de l'oxygène pouvait se décomposer de la manière suivante:

$$[CO] = \begin{cases} 0 & \text{pour: } CMO \leq [O_2] \leq 21\% \\ \frac{-c}{CMO} [O_2] + c & \text{pour: } CMO_{CO} \leq [O_2] \leq CMO \\ \frac{-d}{CMO_{CO}} [O_2] + d + c \left(1 - \frac{CMO_{CO}}{CMO}\right) & \text{pour } [O_2] \leq CMO_{CO} \end{cases} \quad (5.1)$$

Où $[CO]$ et $[O_2]$ sont les fractions volumiques 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

c et d sont des coefficients empiriques expérimentaux (c est proche du rendement maximal de combustible)

Le tableau 5.5 présente les grandeurs adoptées pour l'heptane et le dodécane.

Grandeurs	Heptane	Dodécane
CMO	11.55 %	11.1%
CMO _{CO}	6.25%	6.25%
c	1.96	1.98
d	8	8

Tableau 5.5 Grandeurs empiriques de l'heptane et du dodécane

A partir de la concentration en oxygène simulée, il est donc possible de prédire la concentration du CO aussi bien avec FDS qu'avec Lassus [1]. Sur les Figures 5.79, 5.80, 5.81, 5.82, 5.83, 5.84, 5.85 et 5.86, on présente les évolutions (numérique, empirique et expérimentale) de la concentration du CO à l'entrée de la gaine d'extraction (TE1) pour les cas test D1_np, H2_np, D2_np, H3_np, D3_np, H4_np, D4_np et D4_np_inf.

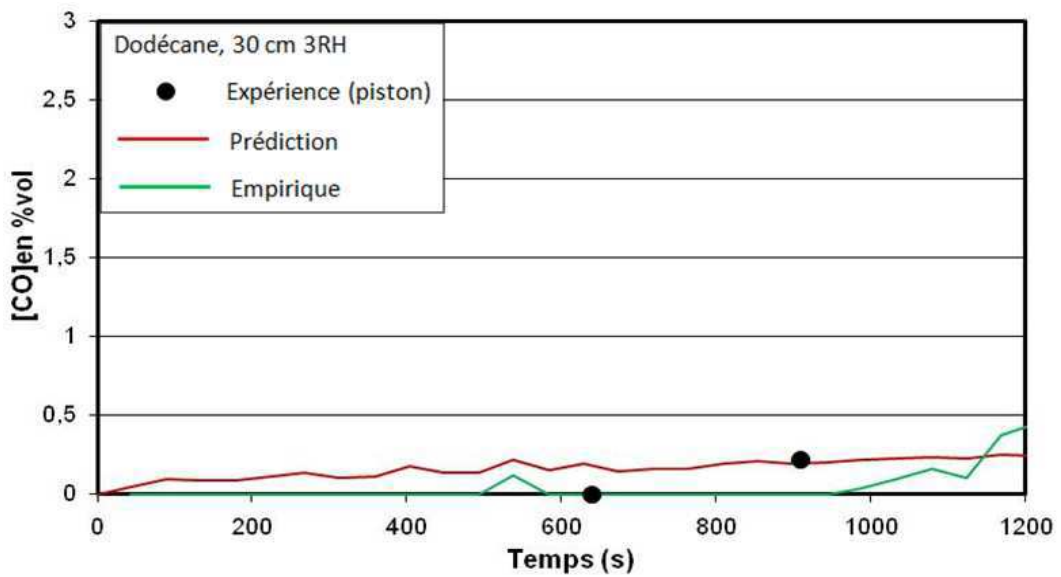


Figure 5. 79 Concentration du CO au TE1 (D1_np)

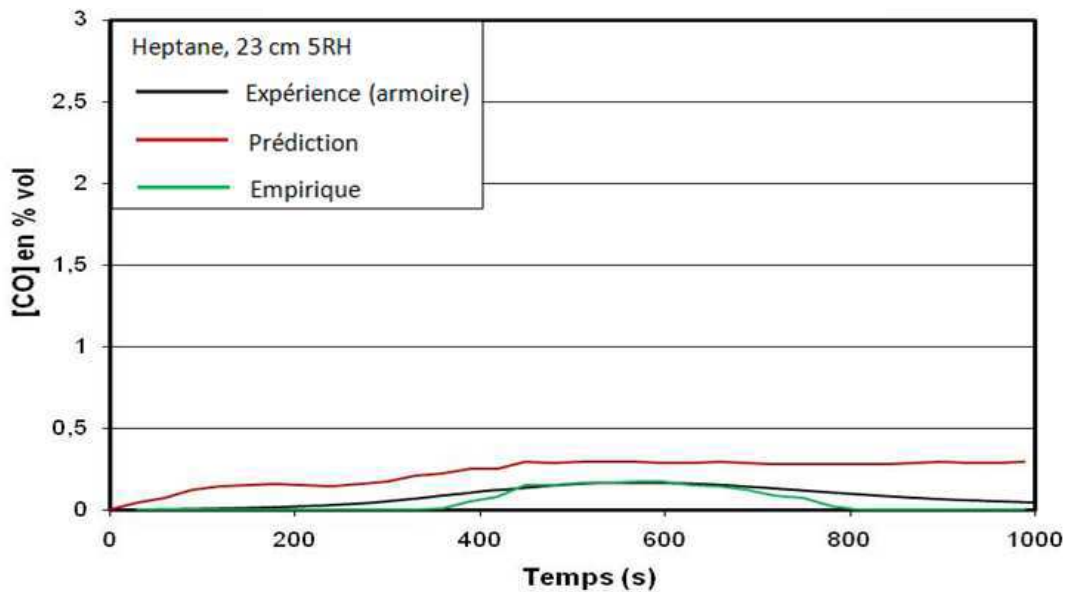


Figure 5. 80 Concentration du CO au TE1 (H2_np)

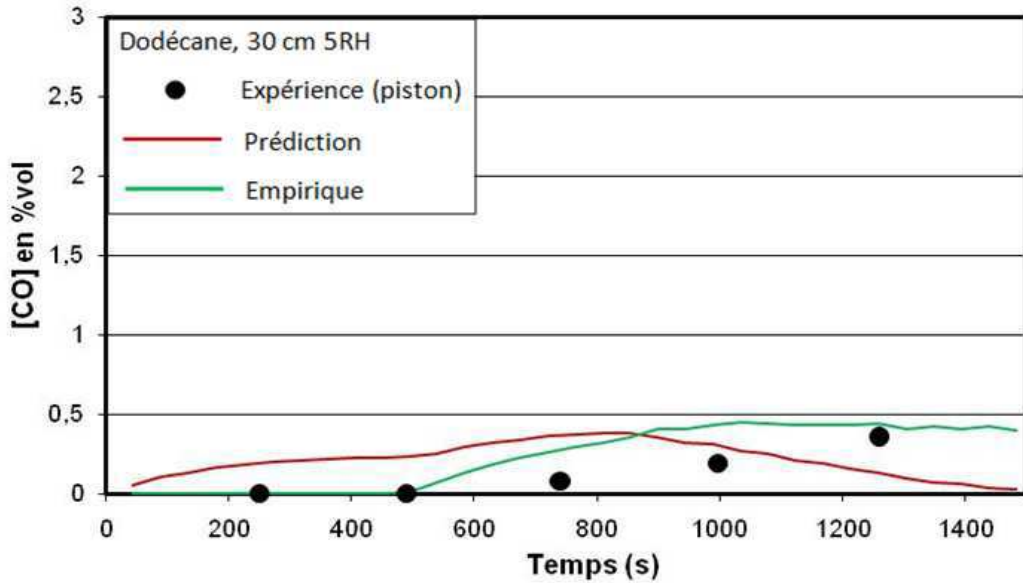


Figure 5. 81 Concentration du CO au TE1 (D2_np)

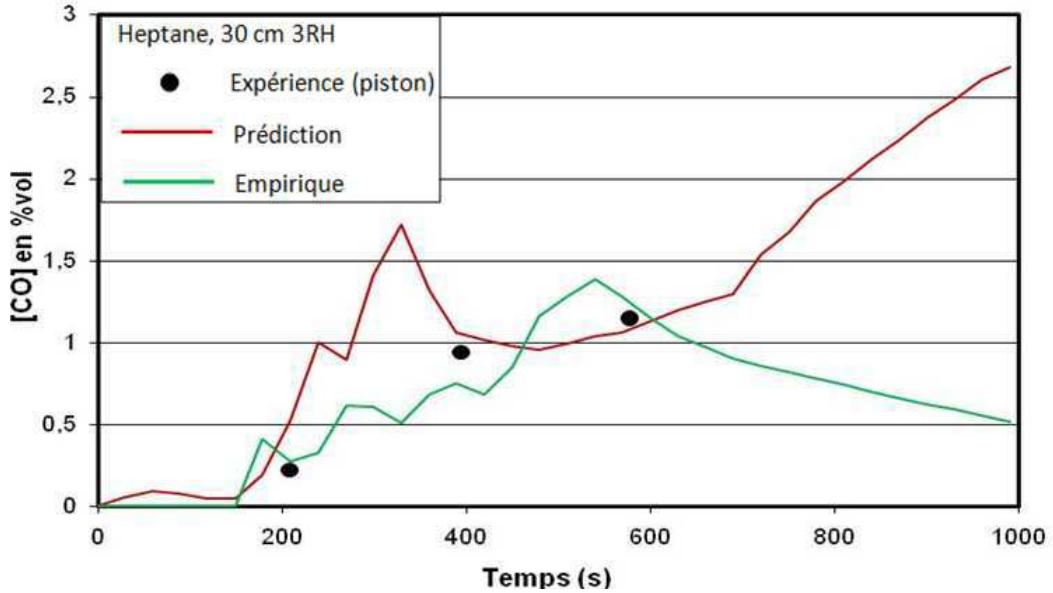


Figure 5. 82 Concentration du CO au TE1 (H3_np)

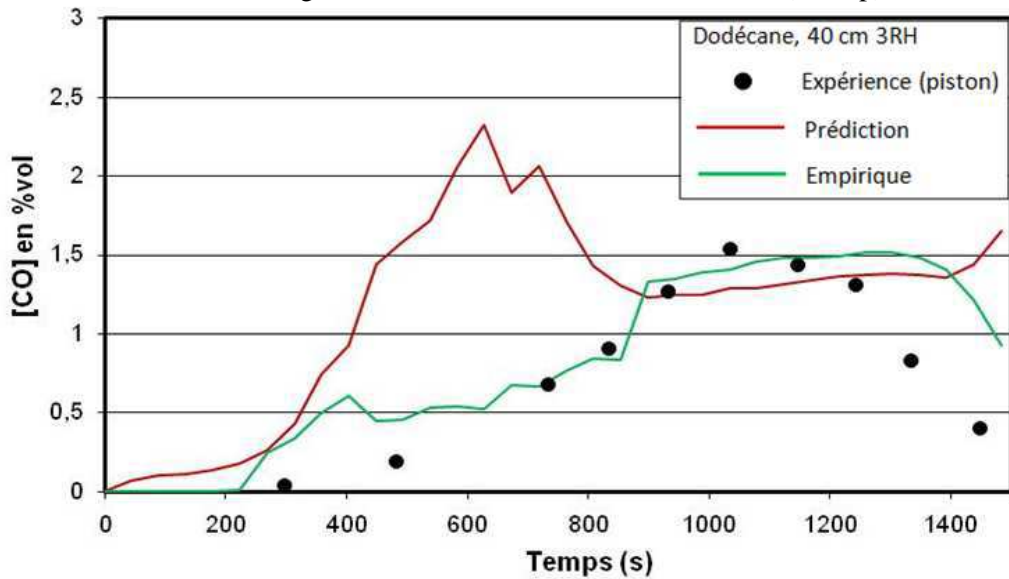


Figure 5. 83 Concentration du CO au TE1 (D3_np)

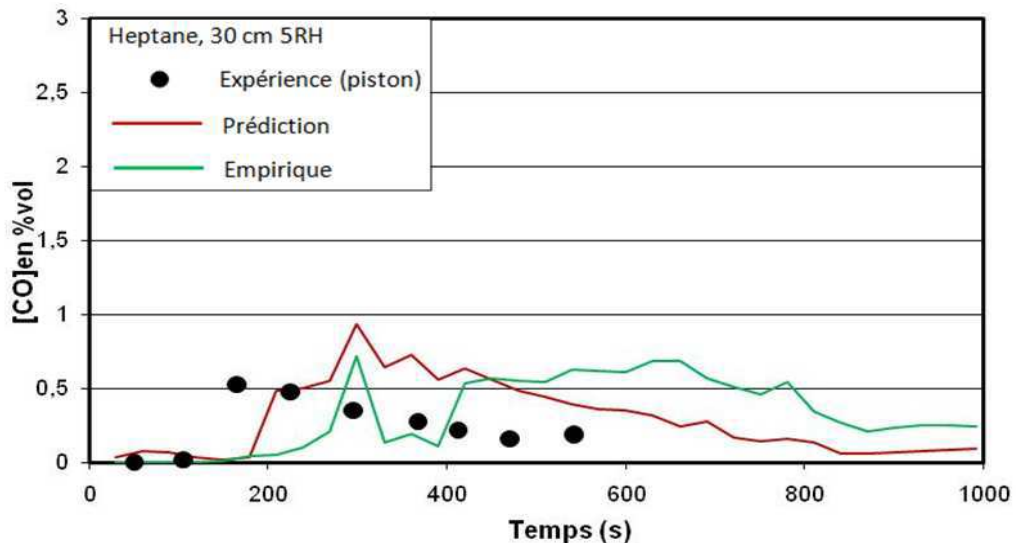


Figure 5. 84 Concentration du CO au TE1 (H4_np)

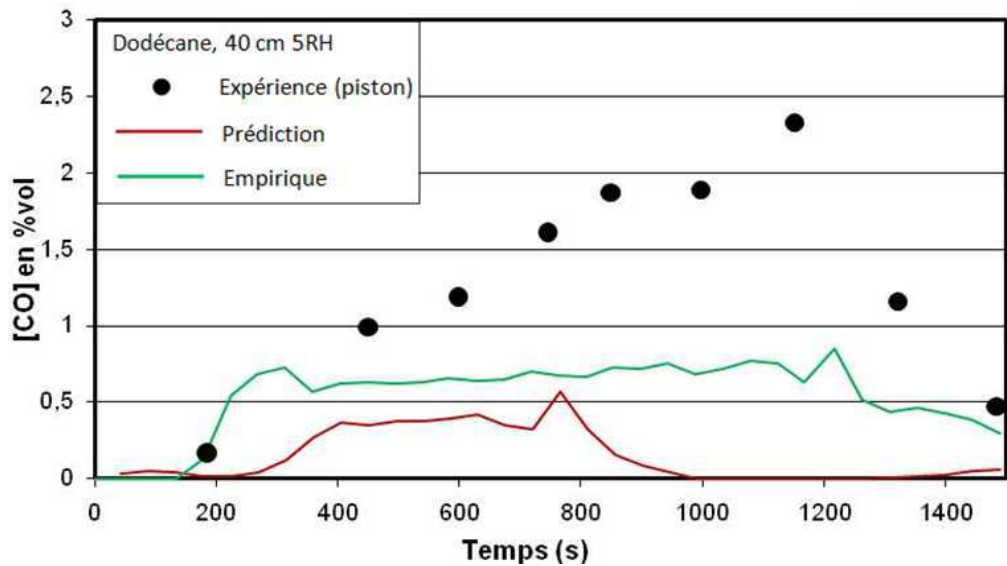


Figure 5. 85 Concentration du CO au TE1 (D4_np)

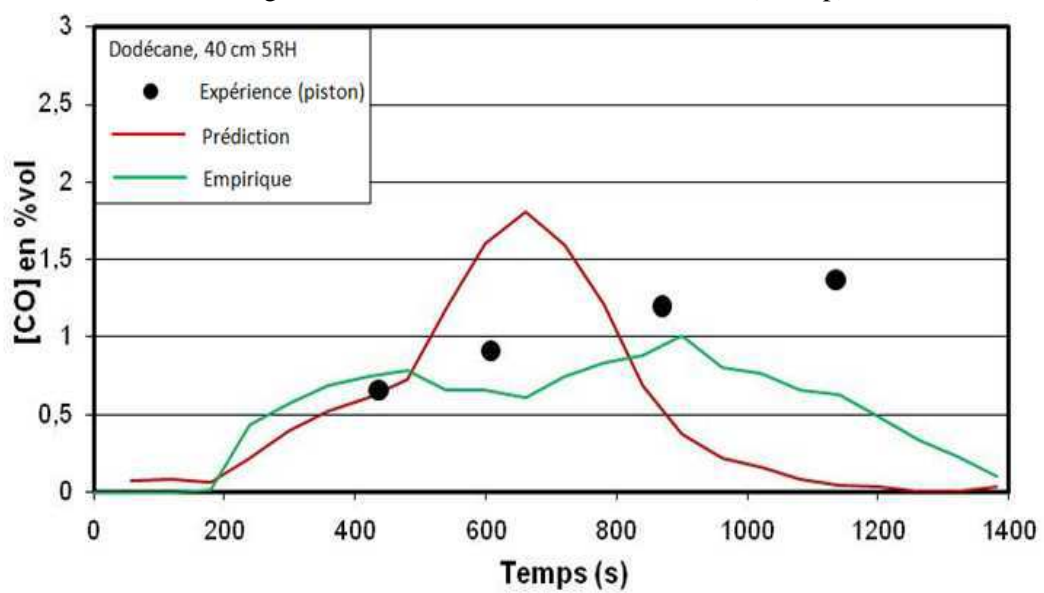


Figure 5. 86 Concentration du CO au TE1 (D4_np_inf)

Pour les cas H2_np, H3_np et D3_np, la tendance d'évolution de la concentration du CO est mieux estimée par la formule empirique (Figures 5.80, 5.82 et 5.83). Pour les cas D1_np et H4_np (Figures 5.79 et 5.84), on voit que l'évolution du monoxyde de carbone est mieux reproduite par la simulation. Pour le cas D2_np (Figure 5.81), les approches ne reproduisent que l'ordre de grandeur de la concentration en monoxyde de carbone. Pour le cas test D4_np (Figure 5.85), les approches n'arrivent pas à prédire l'évolution du monoxyde de carbone. Pour le cas test D4_np_inf (Figure 5.86), il semble que la concentration en monoxyde de carbone empirique est plus proche de l'expérience mais cette approche sous-estime la concentration maximale. Lorsque les paramètres de calcul sont changés, la précision de notre modèle varie significativement. Dans la majorité des calculs, la simulation a reproduit soit la tendance d'évolution soit l'ordre de grandeur. Ces résultats sont assez encourageants, notamment si on considère les difficultés provoquées par la géométrie complexe et la sous-ventilation.

5.2.2 Limite d'Inflammabilité Inférieure (LII)

Sur les Tableaux 5.3 et 5.4, on a vu que le mélange d'imbrûlés est composé de: monoxyde de carbone, d'hydrogène et d'hydrocarbures. Dans le mélange prédit, il n'y a que le combustible et le monoxyde de carbone. L'absence de l'hydrogène dans le mélange prédit va augmenter la limite inférieure d'inflammabilité du mélange car $LII_{H_2} = 4 \ll LII_{CO} = 12.5$ et donc l'estimation de l'inflammabilité sera certainement incorrecte (cf. Annexe E). Donc, pour estimer les imbrûlés, on tente d'appliquer quelques hypothèses. Les essais expérimentaux réalisés par Lassus [1] ont montré qu'avec les feux d'heptane et de dodécane dans le caisson CERES, on peut considérer que dans le mélange des gaz imbrûlés, la somme de la concentration de l'hydrogène et celle des hydrocarbures est égale à la concentration du CO ($[CO] = [H_2] + \sum [C_xH_y]$). Pour estimer la LII des hydrocarbures, on les représente par l'espèce dont la LII est la plus basse (le combustible utilisé: l'heptane ou le dodécane). Deuxième remarque de l'expérience est que l'on peut considérer que la concentration de l'hydrogène est égale à celle des hydrocarbures. Dans le mélange proposé on a donc: $[CO]=50\%$, $[H_2]=25\%$ et $[\text{hydrocarbures}]=25\%$. Le monoxyde de carbone représente la moitié des imbrûlés.

La LII du mélange proposé est calculée comme suivant:

- Les LII des différents combustibles considérés sont déterminées à la température du mélange par la loi de Burgess-Wheeler [9] : $LII(T_2) = LII(T_1) \left[1 - \frac{T_2 - T_1}{1300 - T_1} \right]$. A la température de référence $T_1 = 25^\circ C$ on a : $LII_{CO} = 12.5$, $LII_{H_2} = 4$, $LII_{heptane} = 1.05$ et $LII_{dodécane} = 0.6$.
- La loi de Le Châtelier [13] est ensuite utilisée pour déterminer la LII du mélange: $LII = \frac{100}{\sum \frac{x_i}{LII_i}}$.

Pour obtenir l'auto-inflammation, le mélange doit satisfaire les conditions suivantes:

- Le mélange atteint la Température d'Auto Inflammation (TAI).

- La concentration des imbrûlés se trouve dans la zone d'inflammabilité (déterminé e par la Limite Inférieure d'Inflammabilité LII) ($[imbrûlés] > LII$). Car le CO représente la moitié des imbrûlés, la valeur maximale de la concentration en monoxyde de carbone est la plus importante à simuler pour prédire le risque que la tendance de [CO].

La TAI des gaz inflammables dans notre mélange de combustibles est comme suivant [10]: $TAI_{CO} = 588 \text{ °C}$, $TAI_{hydrogène} = 520 \text{ °C}$, $TAI_{heptane} = 223 \text{ °C}$ et $TAI_{dodécane} = 204 \text{ °C}$. Premièrement, on voit que la TAI des hydrocarbures est beaucoup plus faible que celle du monoxyde de carbone et celle de l'hydrogène. La TAI du mélange est donc proche de celle des combustibles (l'heptane et le dodécane). La zone dont la température est plus élevée que 200 °C présente un risque d'inflammation des imbrûlés. Deuxièmement, la TAI du dodécane est plus basse que celle de l'heptane, l'auto-inflammation est donc plus facile avec les feux de dodécane.

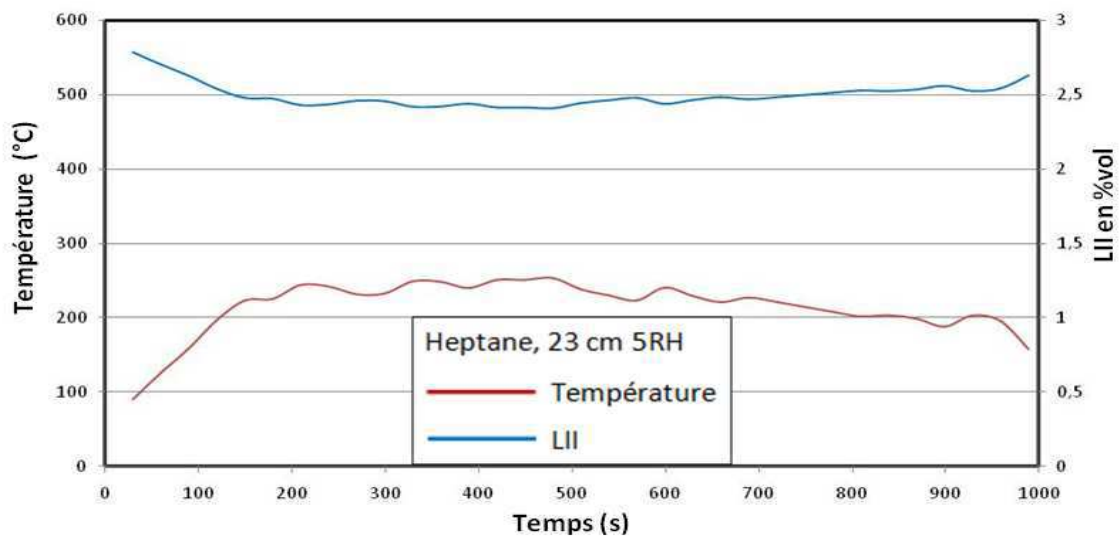


Figure 5. 87 Evolution de la LII et de la température au TE1 (H2_np)

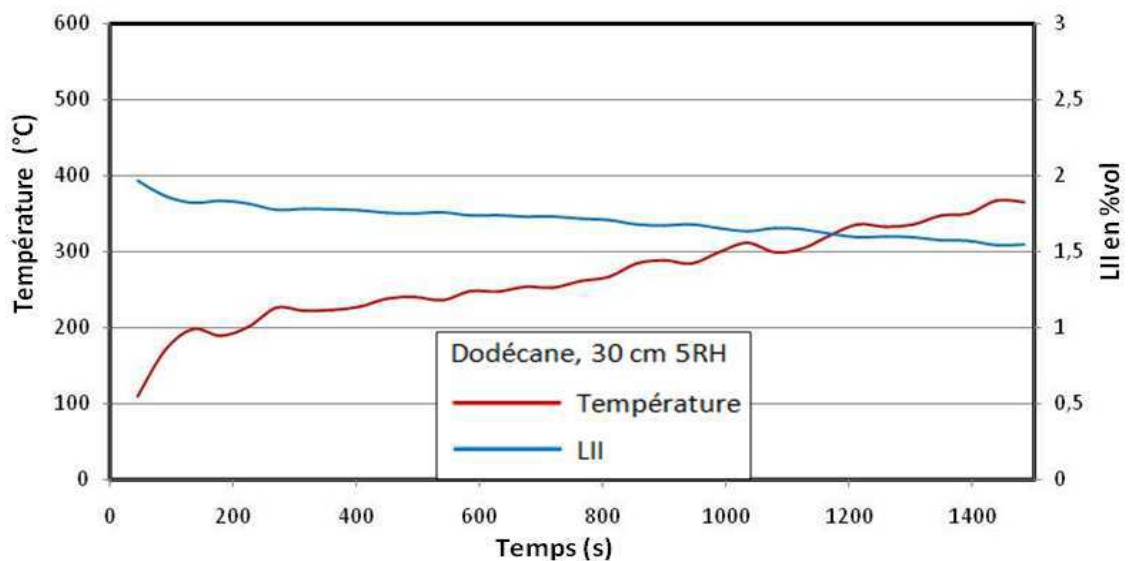


Figure 5. 88 Evolution de la LII et de la température au TE1 (D2_np)

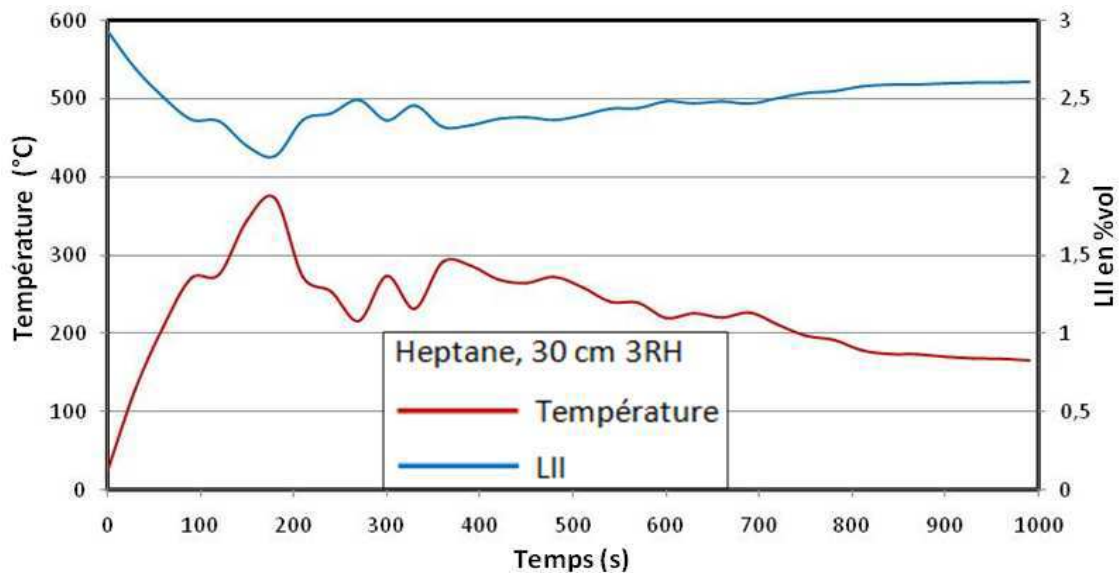


Figure 5. 89 Evolution de la LII et de la température au TE1 (H3_np)

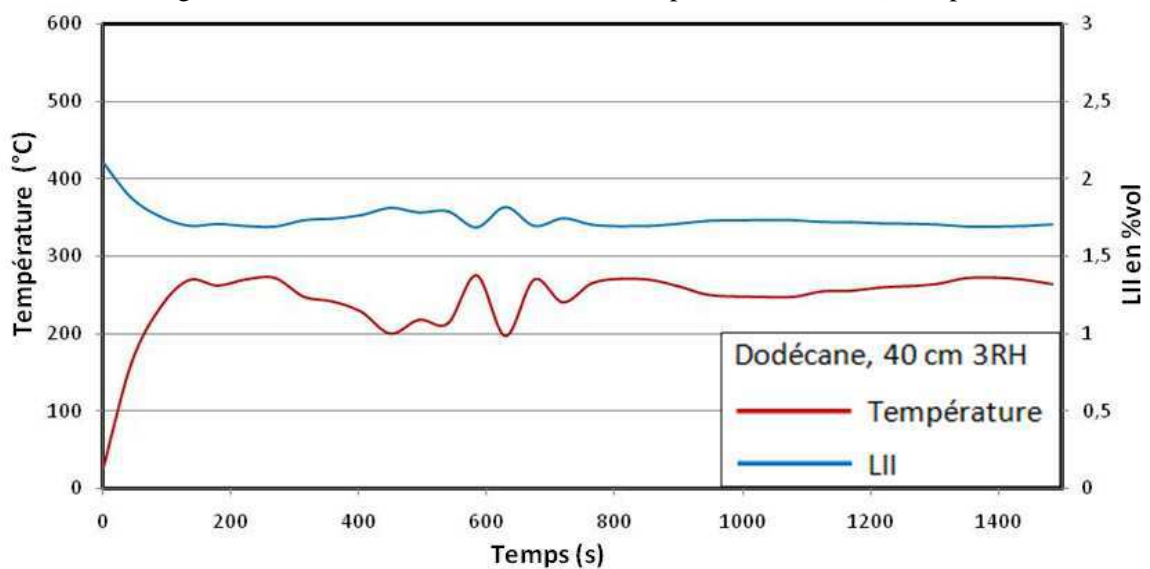


Figure 5. 90 Evolution de la LII et de la température au TE1 (D3_np)

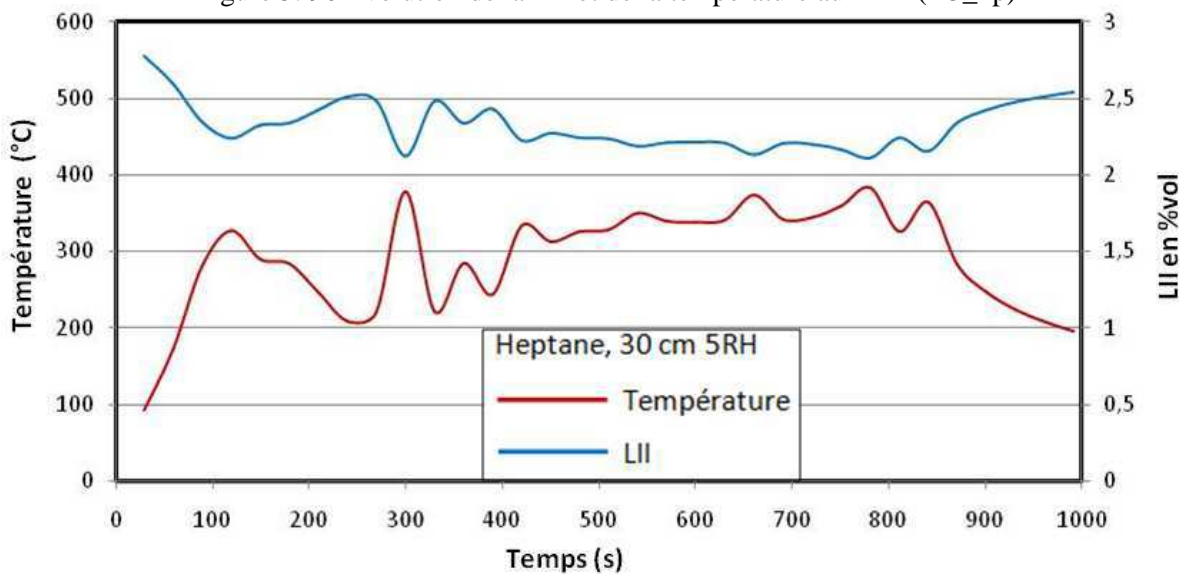


Figure 5. 91 Evolution de la LII et de la température au TE1 (H4_np)

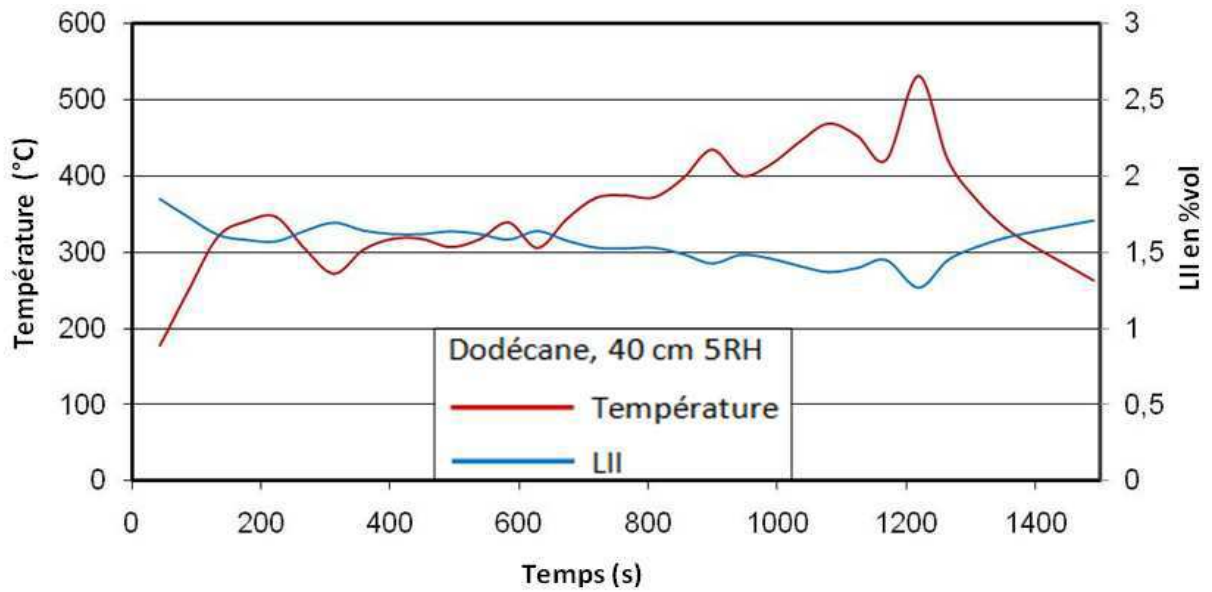


Figure 5.92 Evolution de la LII et de la température au TE1 (D4_np)

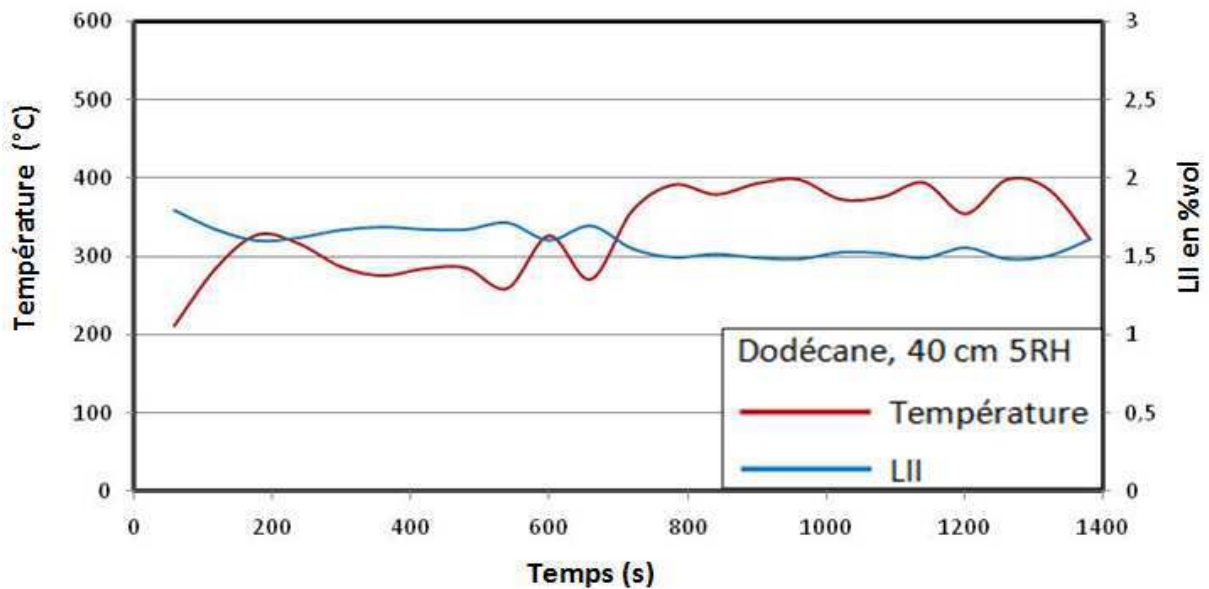


Figure 5.93 Evolution de la LII et de la température au TE1 (D4_np_inf)

Sur les Figures 5.87, 5.88, 5.89, 5.90, 5.91, 5.92 et 5.93, on présente l'évolution de la Limite Inférieure d'Inflammabilité du mélange d'imbrûlés à l'entrée de la gaine d'extraction (au niveau du thermocouple TE1) pour les cas tests H2_np, D2_np, H3_np, D3_np, H4_np, D4_np et D4_np_inf. L'évolution de la température est aussi représentée sur ces Figures.

Avec tous les cas considérés, la température maximale obtenue dans la gaine d'extraction est plus élevée que 200 °C. La première condition de l'auto-inflammation est donc satisfaite. Maintenant, on va considérer l'évolution de la LII. On voit que plus la température augmente, plus la LII diminue. On remarque aussi que la LII des feux de dodécane est plus basse que celle des feux d'heptane à même niveau de température, le risque est donc plus élevé avec le dodécane. La LII des cas tests en régime sous-ventilé (H3_np, D3_np, H3_np, D4_np et D4_np_inf) est inférieure à celle au régime légèrement

sous-ventilé (H2_np et D2_np), ceci montre l'influence de la ventilation sur le phénomène considéré : plus le feu est sous-ventilé, plus l'inflammation des imbrûlés dans le système de ventilation est favorisée.

Pour estimer la proportion des imbrûlés dans le mélange, on a adopté l'hypothèse que le monoxyde de carbone représente la moitié du mélange d'imbrûlés. La concentration du monoxyde de carbone est obtenue soit à partir de la concentration en oxygène par la formule empirique [1] soit par la prédiction du calcul. En cohérence avec les méthodes appliquées pour estimer la quantité de CO, la concentration des imbrûlés est soit empirique soit prédite. Les Figures 5.94 et 5.95 comparent la LII et la concentration des imbrûlés pour les cas tests légèrement sous-ventilés : H2_np et D2_np. On voit que la concentration des imbrûlés est beaucoup plus basse que la LII. Le risque d'inflammation des imbrûlés n'est donc pas possible pour ces deux cas. Ceci est en cohérence avec les essais expérimentaux de Lassus [1].

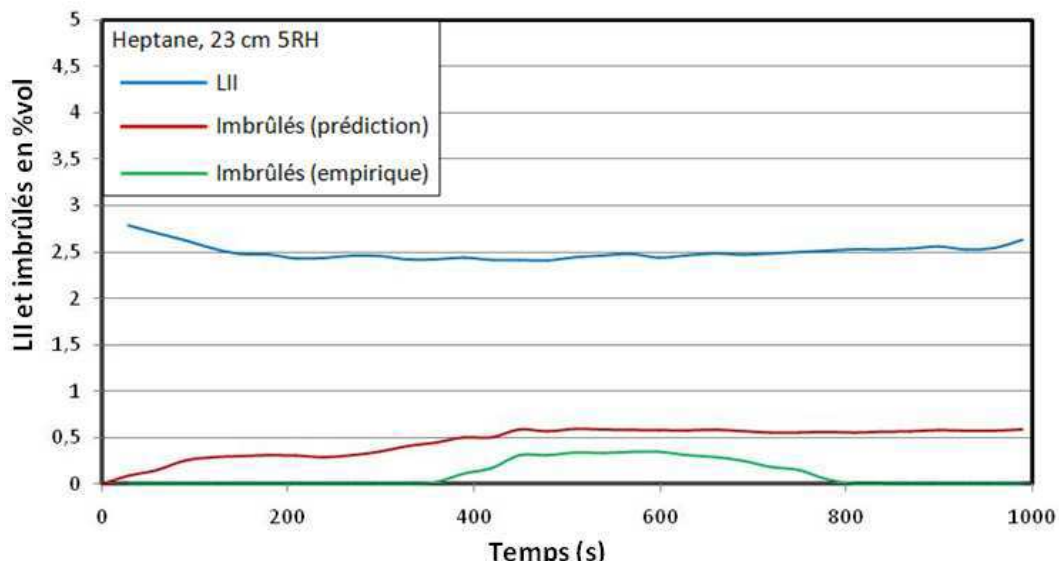


Figure 5. 94 Evolution de la LII et de la concentration des imbrûlés au TE1 (H2_np)

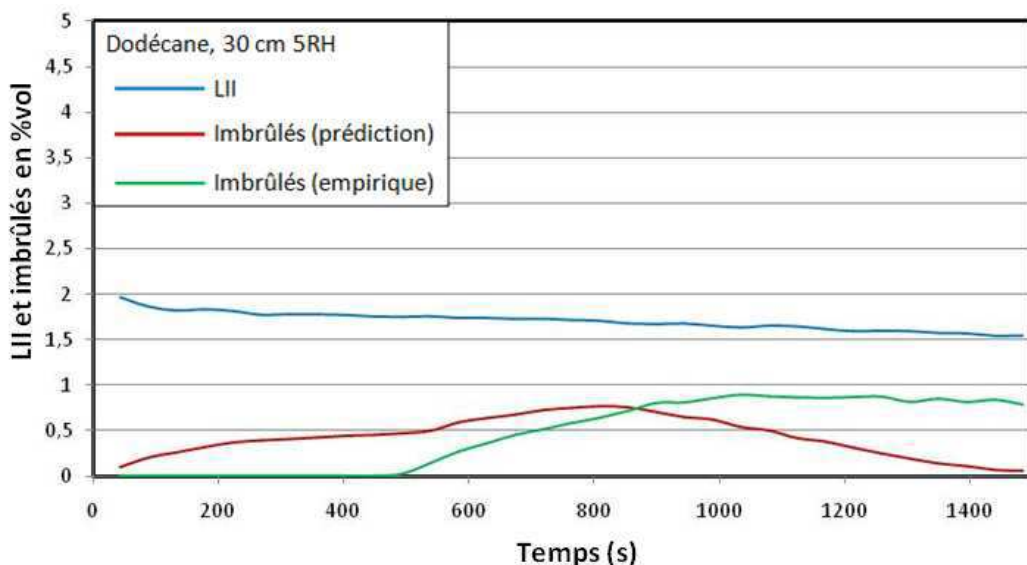


Figure 5. 95 Evolution de la LII et de la concentration des imbrûlés au TE1 (D2_np)

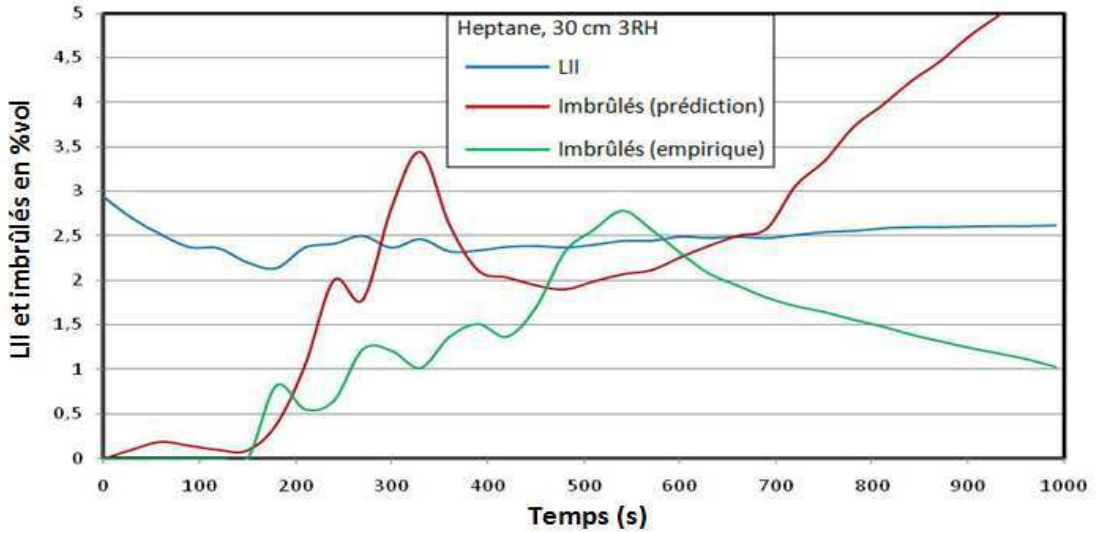


Figure 5. 96 Evolution de la LII et de la concentration des imbrûlés au TE1 (H3_np)

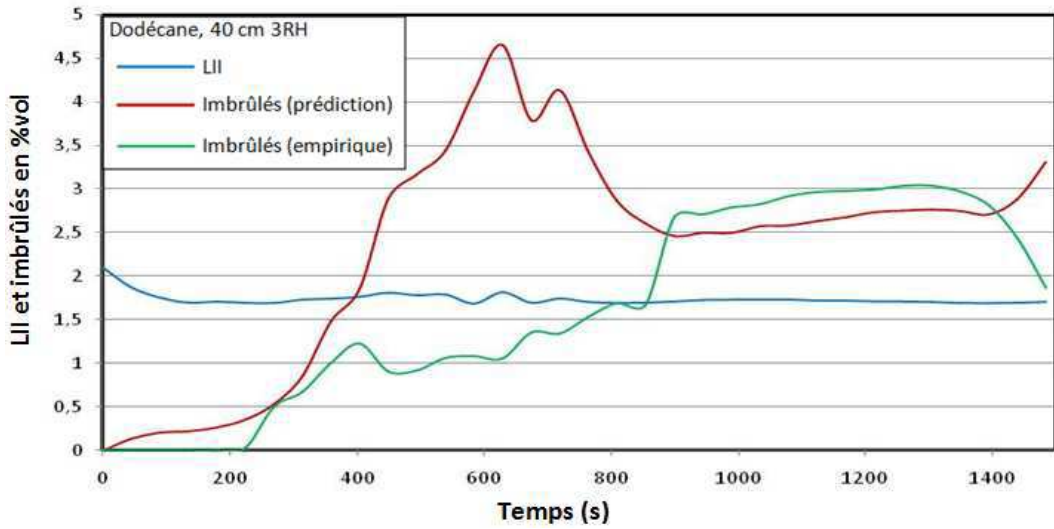


Figure 5. 97 Evolution de la LII et de la concentration des imbrûlés au TE1 (D3_np)

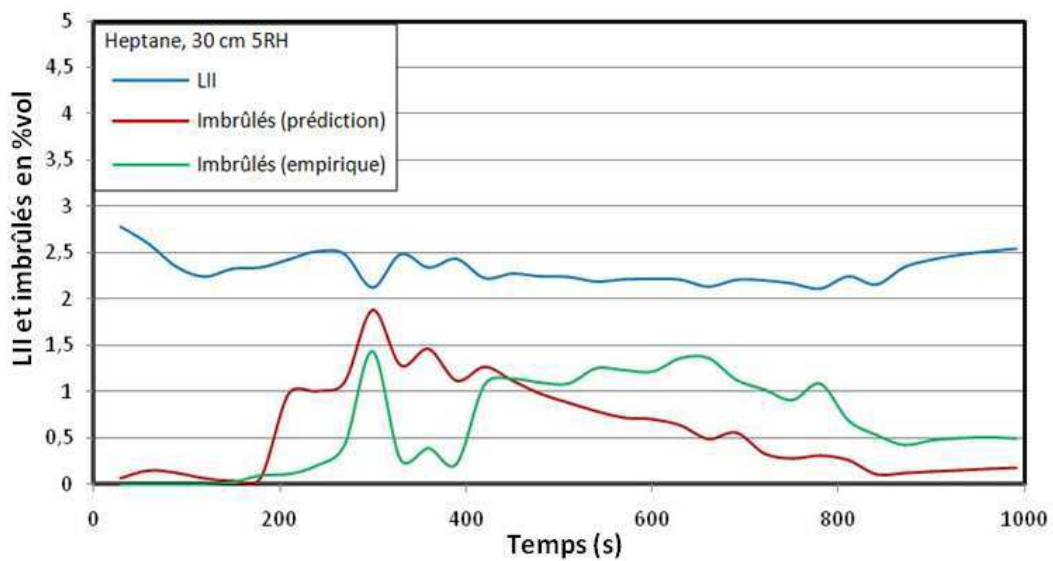


Figure 5. 98 Evolution de la LII et de la concentration des imbrûlés au TE1 (H4_np)

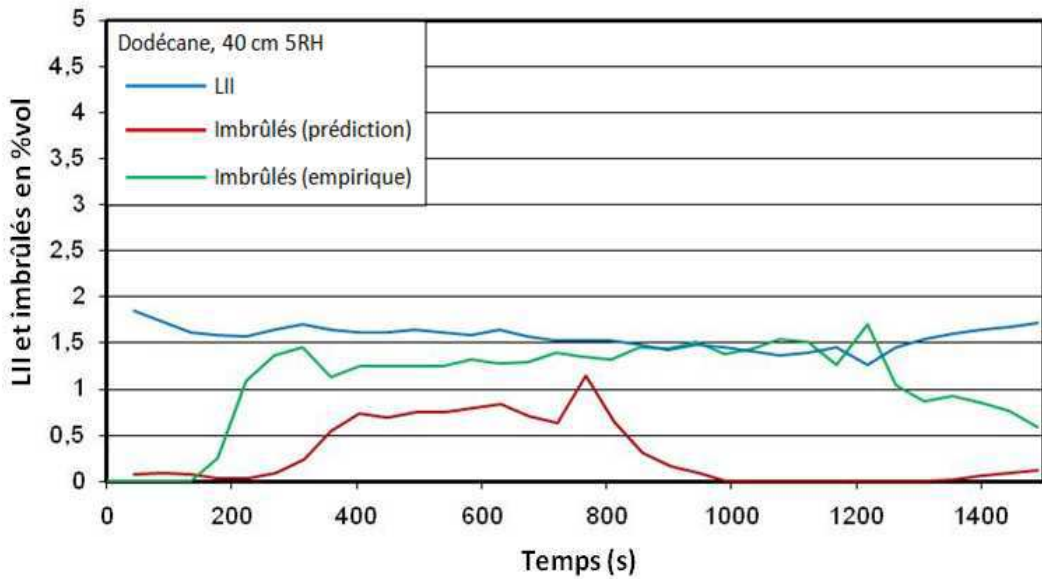


Figure 5. 99 Evolution de la LII et de la concentration des imbrûlés au TE1 (D4_np)

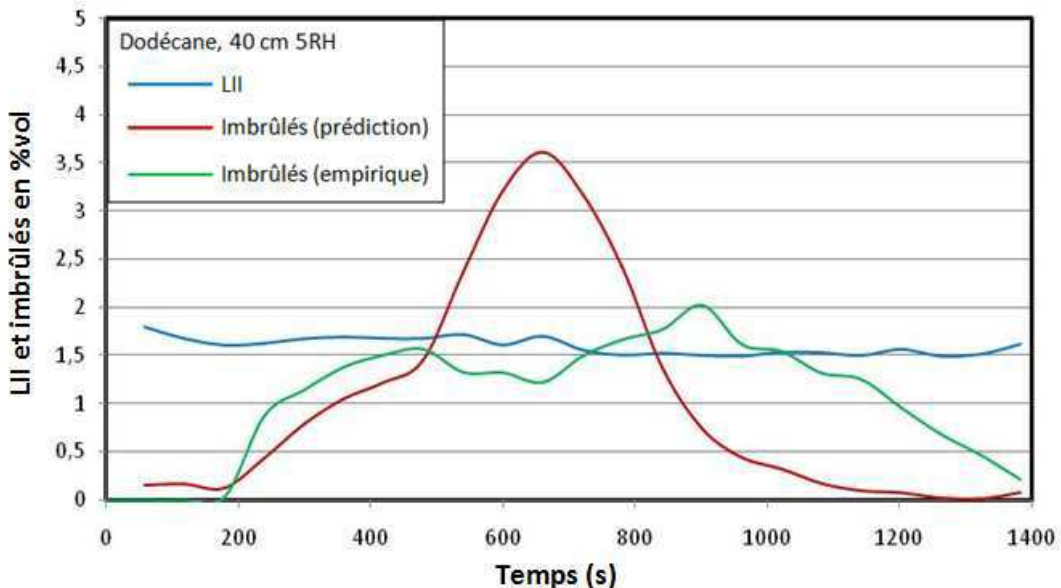


Figure 5. 100 Evolution de la LII et de la concentration des imbrûlés au TE1 (D4_np_inf)

Les Figures 5.96, 5.97, 5.98, 5.99 et 5.100 comparent la LII et la concentration des imbrûlés pour les cas tests très sous-ventilés: H3_np, D3_np, H4_np, D4_np et D4_np_inf. Pour le feu d'heptane de 30 cm avec 3 RH (Figure 5.96), on voit que la concentration d'imbrûlés estimée avec les deux approches (prédiction et empirique) est supérieure à la LII. Un risque est donc potentiel pour le cas H3_np. Pour le feu d'heptane de 30 cm avec 5 Rh (Figure 5.98), la concentration prédite et la concentration empirique sont inférieures à la LII. Pour le cas H4_np, les deux approches montrent que le risque n'est pas présent. Pour le feu de dodécane de 40 cm avec 3 RH, les deux approches montrent le risque (Figure 5.97). Pour le feu de dodécane de 40 cm avec 5 Rh sans inflammation (D4_np), la concentration d'imbrûlés prédite est inférieure à la LII et celle estimée par la relation empirique est légèrement supérieure à la LII. Pour le cas D4_np_inf (Figure 5.100), la concentration des imbrûlés estimée par les deux approches est supérieure à la LII, le risque est donc possible et observé par

Lassus [1]. Globalement, le risque est potentiel avec les cas H3_np, D3_np, D4_np et D4_np_inf et il n'est pas présent avec le cas H4_np. Qualitativement, ces conclusions sont en bon accord avec les résultats expérimentaux de Lassus [1].

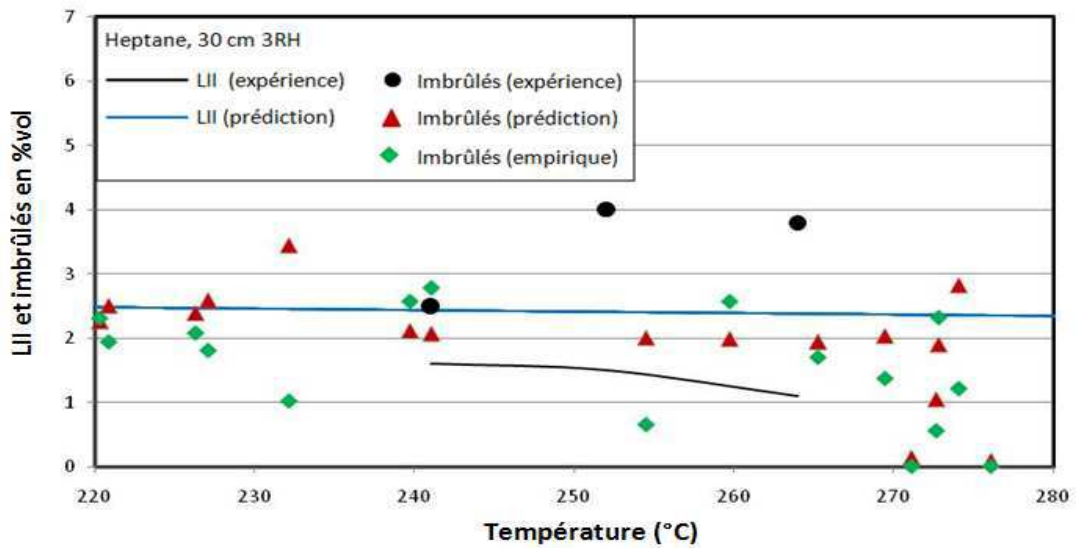


Figure 5. 101 Domaine d'inflammabilité en fonction de la température (H3_np)

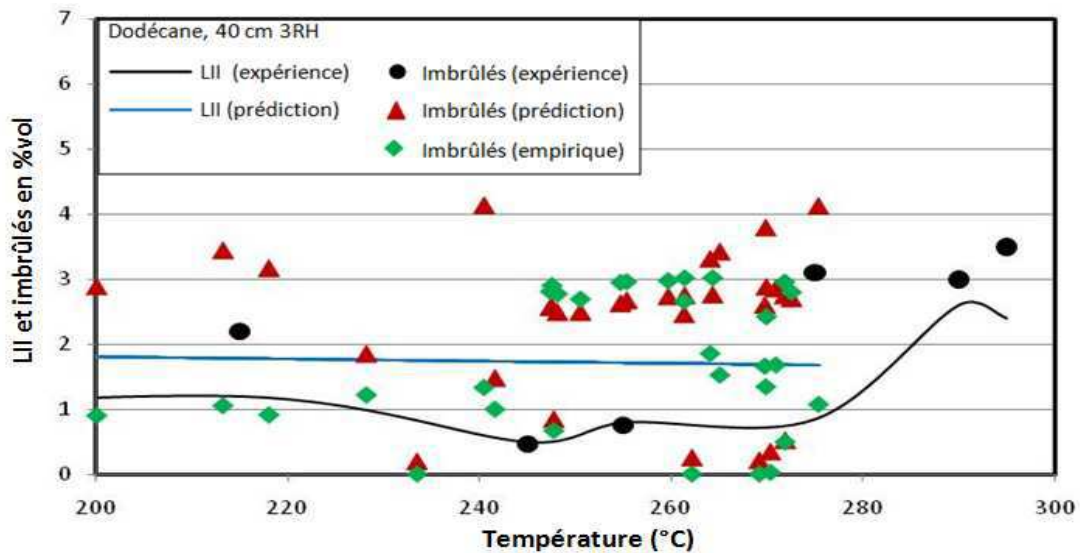


Figure 5. 102 Domaine d'inflammabilité en fonction de la température (D3_np)

Sur les Figures 5.101 et 5.102, on compare le domaine d'inflammabilité prédit avec celui de l'expérience pour les cas H3_np, D3_np. A partir de ces Figures, on voit que l'ordre de grandeur de la concentration d'imbrûlés est reproduit mais la LII estimée est supérieure à celle de l'expérience. Dans la zone où la température est supérieure à la TAI des combustibles, on voit que la concentration des imbrûlés est au-dessus la LII. Le risque est donc potentiel avec les cas H3_np et D3_np. Le domaine d'inflammabilité prédit du cas D4_np_inf est représenté sur la Figure 5.103. Similaire aux cas H3_np et D3_np, pour le cas D4_np, la simulation reproduit qualitativement l'ordre de grandeur de la concentration des imbrûlés. On voit aussi que le risque est bien prédit par la simulation numérique. Donc, malgré la surestimation de la LII, le risque d'inflammation des imbrûlés dans les canalisations de ventilation est qualitativement montré par le calcul.

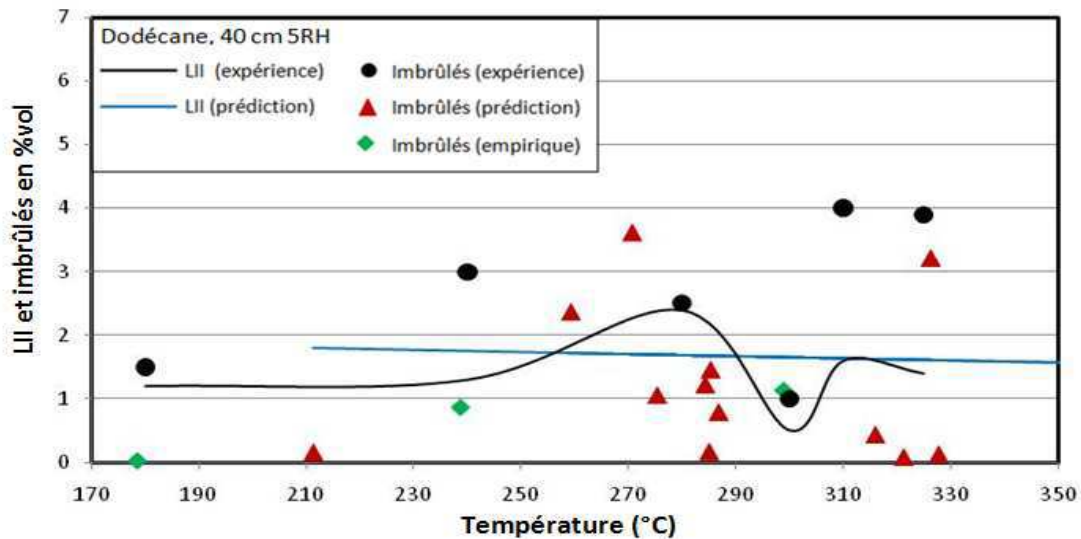


Figure 5. 103 Domaine d'inflammabilité en fonction de la température (D4_np_inf)

5.3 Conclusions

Ce chapitre aborde la simulation numérique des feux d'heptane et de dodécane dans le caisson CERES par une approche non-prédictive: le débit massique expérimental du combustible est imposé au foyer pour modéliser l'évaporation de combustible liquide. Dans notre simulation, les taux de renouvellements horaires adoptés sont de 3 et 5. Les diamètres du foyer pour l'heptane est de 23 cm et 30 cm et ceux pour le dodécane sont de 30 cm et 40 cm. Neuf cas tests ont été effectués:

- H1_np : heptane, 23 cm 3 Rh
- H2_np : heptane, 23 cm 5 Rh
- H3_np : heptane, 30 cm 3 Rh
- H4_np : heptane, 30 cm 5 Rh
- D1_np : dodécane, 30 cm 3 Rh
- D2_np : dodécane, 30 cm 5 Rh
- D3_np : dodécane, 40 cm 3 Rh
- D4_np : dodécane, 40 cm 5 Rh (sans inflammation)
- D4_np_inf : dodécane, 40 cm 5 Rh (avec inflammation)

Parmi les cas tests réalisés, les cas H1_np, H2_np, D1_np et D2_np sont considérés légèrement sous-ventilés et les cinq cas restants sont considérés très sous-ventilés. L'étude des feux légèrement sous-ventilés montrent une bonne corrélation entre la prédiction et l'expérience pour la température

dans le local et dans la gaine d'extraction. Les concentrations en oxygène et du dioxyde de carbone à l'entrée de la gaine d'extraction sont reproduites de manière satisfaisante par la simulation numérique.

Avec les cas tests de feux très sous-ventilés, on a pu observer l'effet de la sous-ventilation sur le comportement du feu. Lorsque le taux de renouvellement horaire est de 5, la puissance du feu est en accord avec l'expérience mais quand on diminue le taux de renouvellements horaires donc la ventilation dans le caisson jusqu'à 3, on voit que la puissance prédite n'est pas en corrélation avec les données expérimentales. Ce décalage peut être expliqué par les lacunes du modèle de combustion et par la méthode adoptée pour estimer la puissance du feu. Le modèle de combustion est basé sur l'hypothèse de la chimie infiniment rapide, ce qui surestime le taux de réaction et par conséquent, le feu simulé est sous-oxygéné plus rapidement que la réalité. Quand la puissance du feu expérimentale est calculée par la méthode de la perte de masse qui n'est raisonnable que pour un feu bien ventilé, FDS estime la puissance du feu par la quantité de combustible consommée dans la réaction. Ces deux approches donnent des estimations similaires pour les feux légèrement sous-ventilés comme on a pu l'observer. Lorsque la puissance n'est pas bien estimée, on ne peut pas obtenir une bonne prédiction de la température dans le local et dans le système de ventilation. Cependant, on voit que les évolutions sont bien reproduites et l'écart entre la prédiction et l'expérience n'est pas trop important. La concentration en oxygène prédite est en bon accord mais la croissance de l'oxygène causée par la dépression dans le local durant la phase d'affaiblissement du feu n'est pas bien reproduite.

L'absence de l'hydrogène et des hydrocarbures majoritaires dans la composition du mélange de gaz imbrûlés prédit ne permet pas de calculer directement l'inflammabilité du mélange d'imbrûlés. Une approche empirique couplée permet de prendre en compte l'hydrogène et les hydrocarbures dans le mélange. Le mélange peut être décomposé de la façon suivante: du monoxyde de carbone, de l'hydrogène et le mélange des hydrocarbures qui est représenté par le combustible (l'heptane et le dodécane). La température prédite à l'entrée de la gaine d'extraction permet d'estimer les Limites Inférieures d'Inflammabilité des composants par la loi de Burgess-Wheeler. Puis, la Loi de Le Châtelier est adoptée pour calculer la LII du mélange d'imbrûlés. Les résultats obtenus sont très encourageants d'un point de vue qualitatif. Le risque d'inflammabilité prédit est comparable avec celle de l'expérience et le risque potentiel montré par la simulation est en cohérence avec le travail de Lassus [1].

L'inconvénient de l'approche non prédictive est qu'il faut fournir les données expérimentales pour modéliser le feu. En considérant que dans la phase de croissance, le feu évolue comme un feu en milieu ouvert, on envisage une autre approche, une approche semi-prédictive: le débit massique d'un feu ouvert est imposé au début pour initier le feu, puis un modèle d'évaporation est couplé, le débit massique est calculé par le bilan d'énergie à la surface de combustible. La réalisation de l'approche semi-prédictive permettra de simplifier le dispositif expérimental car les études de feux en milieu

ouvert sont plus faciles à réaliser et il y a aussi beaucoup d'études déjà menées dans la littérature. L'approche semi-prédictive est abordée dans le chapitre qui suit.

Chapitre 6. Simulation numérique de feux confinés sous-ventilés avec une approche semi-prédictive

Dans le chapitre précédent, les feux sous-ventilés ont été simulés par l'approche non-prédictive. Les calculs ont assez bien reproduit l'évolution des grandeurs considérées telles que la température et la concentration des espèces dans la gaine d'extraction. Ils ont reproduit qualitativement la potentialité de risque d'inflammation d'imbrûlés dans le système de ventilation. Ce chapitre aborde le feu sous-ventilé avec une approche semi-prédictive, ce qui permet de diminuer le nombre de paramètres d'entrée et simplifier les données expérimentales nécessaires pour la simulation. Dans le chapitre précédent, on a montré qu'il est possible de prédire le risque, du moment que l'on puisse prédire de manière satisfaisante la température et la concentration en oxygène dans la gaine d'extraction. Donc, avec l'approche semi-prédictive, ces deux grandeurs sont évaluées.

Pendant que l'approche non prédictive utilise un débit massique imposé pour modéliser la pyrolyse de combustible liquide, dans l'approche semi-prédictive le débit expérimental n'est imposé que durant cent premières secondes pour modéliser l'ignition du feu puis la combustion de gaz est couplée avec un modèle de pyrolyse permettant de prendre en compte le bilan d'énergie à la surface de combustible. En effet, il a été montré lors d'un précédent travail (Lassus [1]) puis repris par Nasr [23] que durant les cents premières secondes, un feu en milieu confiné se comporte comme un feu en milieu ouvert. L'approche semi-prédictive permet à la modélisation du feu d'être plus proche de la réalité. Similaire au chapitre précédent, les combustibles utilisés sont l'heptane et le dodécane. Les calculs semi-prédictifs sont menés pour les feux légèrement sous-ventilés de différents diamètres de cuve avec trois où cinq renouvellements horaires. Similaire au chapitre précédent, une étude de risque d'inflammation des imbrûlés dans la gaine d'extraction est aussi réalisée.

6.1 Feux d'heptane

Les calculs réalisés pour le feu d'heptane sont présentés dans le Tableau 6.1.

Nom de cas	Combustible	Diamètre de foyer (cm)	Taux de renouvellement horaire
H1_sp	Heptane	23 cm	3
H2_sp	Heptane	23 cm	5
H3_sp	Heptane	30 cm	3
H4_sp	Heptane	30 cm	5

Tableau 6.1 Cas tests réalisés avec l'approche semi-prédictive pour l'heptane

6.1.2 Feux légèrement sous-ventilés

a) Feu d'heptane 23 cm 3 Rh

L'évolution de la puissance du feu pour le cas H1_sp est présentée sur la Figure 6.1. Le feu expérimental atteint son plein développement vers $t=600$ s. Durant cette période de croissance du feu la prédiction est en bon accord avec l'expérience. De $t=600$ s à $t=1200$ s, pendant que la courbe expérimentale décrit un plateau, le feu prédit continue de croître et atteint un plein développement vers $t=900$. La puissance maximale du feu prédit est 50 kW et celle de l'expérience est 45 kW. L'écart n'est pas important. La croissance surestimée du feu prédit peut être expliquée par la surestimation du taux de combustion causée par l'hypothèse de la chimie infiniment rapide. Par conséquent, on voit que le feu prédit montre une période de décroissance beaucoup plus rapide que l'expérience. Le feu prédit s'éteint vers $t=1250$ s et le feu expérimental s'éteint vers $t=1200$ s. La durée du feu est reproduite.

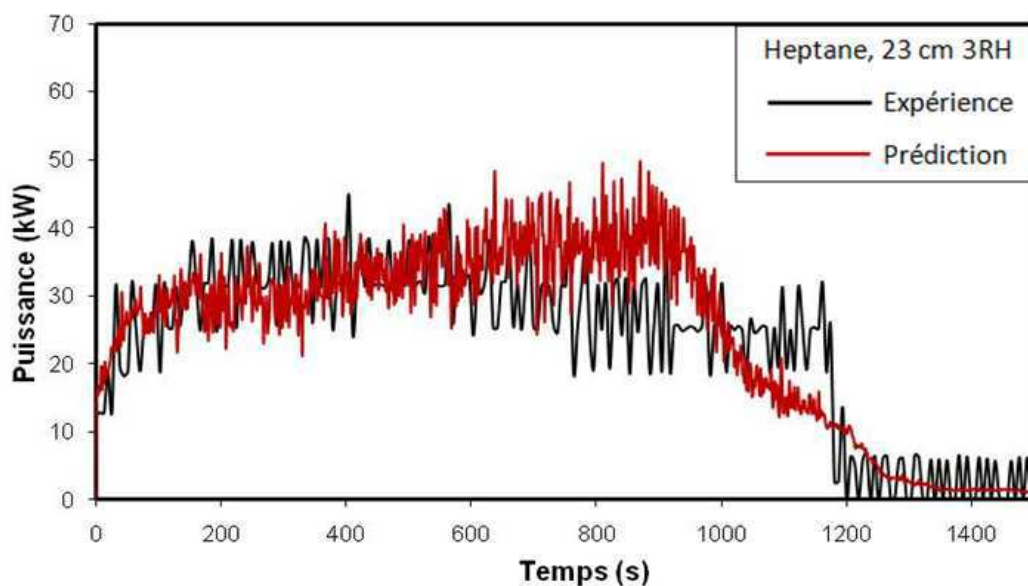


Figure 6. 1 Puissance du feu (H1_sp)

La température dans le local est évaluée sur les axes TL4 et TL6. Les évolutions de la température aux niveaux des thermocouples TL4_2, TL4_7, TL6_3 et TL6_7 sont respectivement présentées sur les Figures 6.2, 6.3, 6.4 et 6.5.

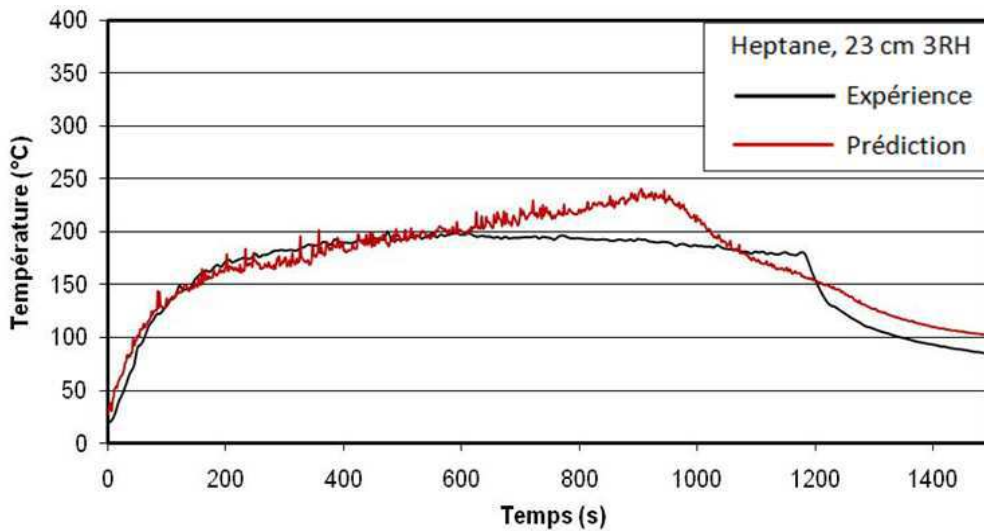


Figure 6. 2 Température au TL4_2 (H1_sp)

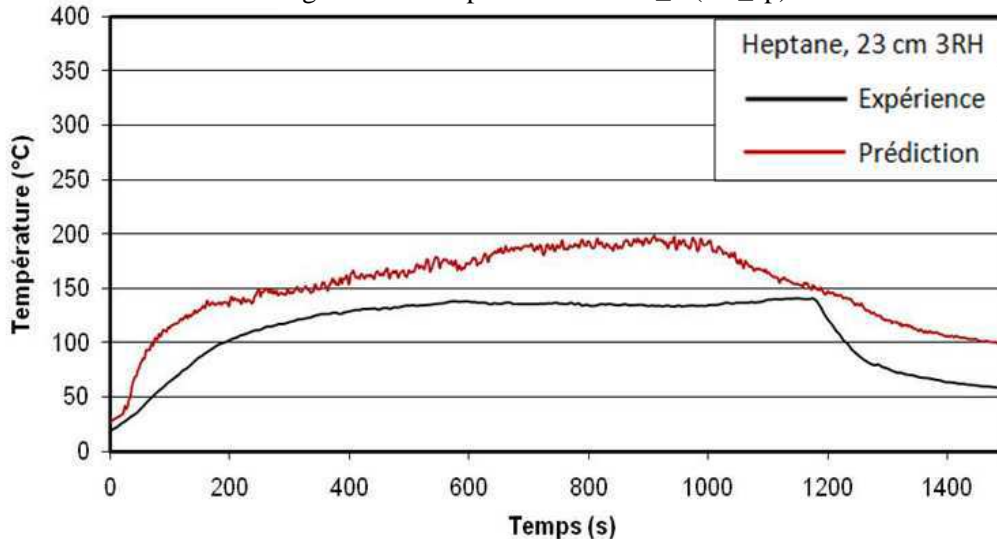


Figure 6. 3 Température au TL4_7 (H1_sp)

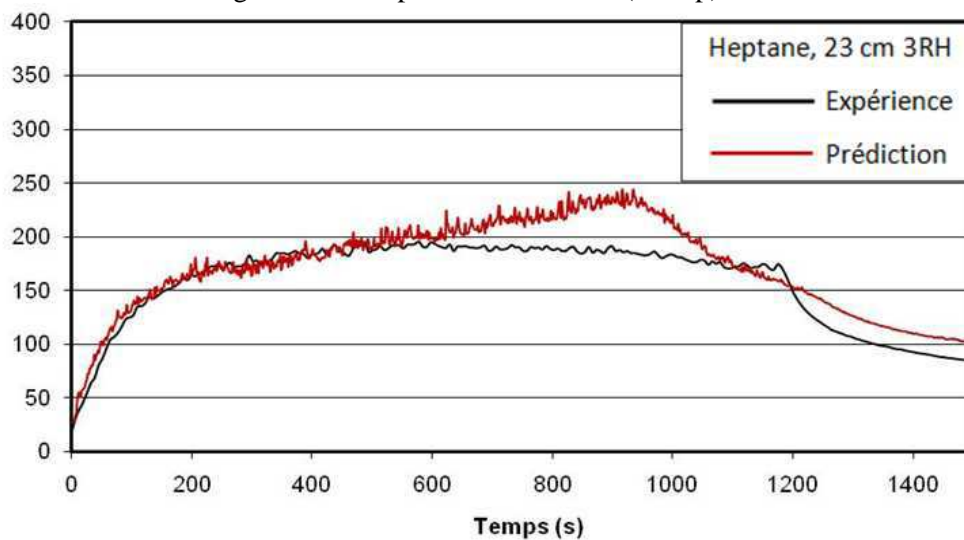


Figure 6. 4 Température au TL6_3 (H1_sp)

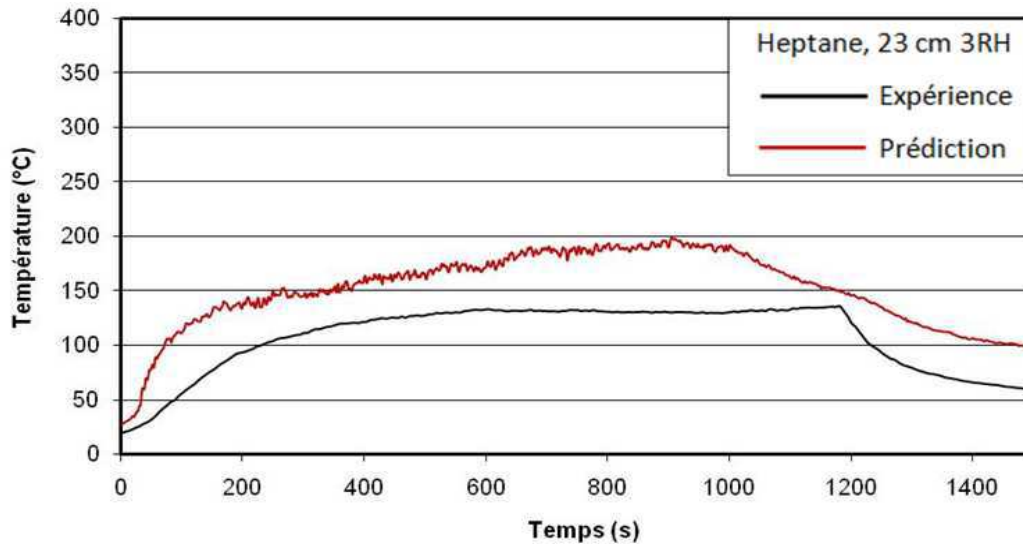


Figure 6. 5 Température au TL6_7 (H1_sp)

Globalement, on voit que l'évolution de la température est numériquement reproduite sur les axes de mesures considérés, notamment aux niveaux des thermocouples TL4_2 et TL6_3. Les écarts observés sont dus à la surestimation du taux de combustion que l'on a remarqué sur l'évolution de la puissance du feu. Aux TL4_2 et TL6_3, l'écart maximal entre la prédiction et l'expérience est 15% et celui aux TL4_7 et TL6_7 est 30 %. Il est à noter que les thermocouples TL6_7 et TL4_7 sont positionnés près de la zone réactive du feu et par conséquent, ces deux thermocouples sont plus sensibles à la surestimation de la croissance du feu. Les évolutions de la température aux niveaux des thermocouples TE1 dans la gaine d'extraction et TD7 dans la gaine de dilution sont présentées sur les Figures 6.6 et 6.7. Malgré les écarts observés, on voit que la tendance d'évolution et l'ordre de grandeur de la température sont reproduits.

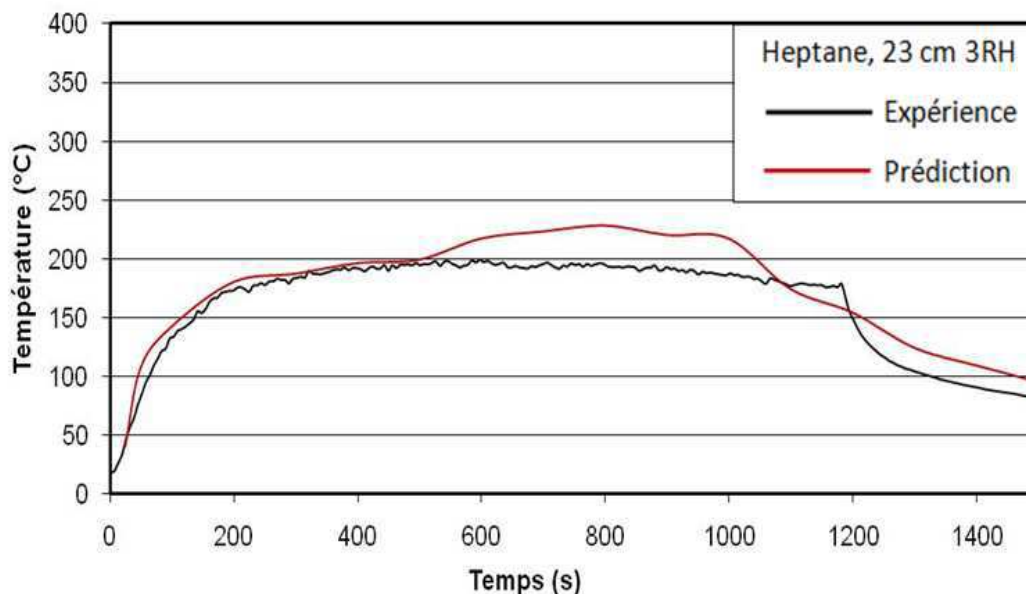


Figure 6. 6 Température au TE1 (H1_sp)

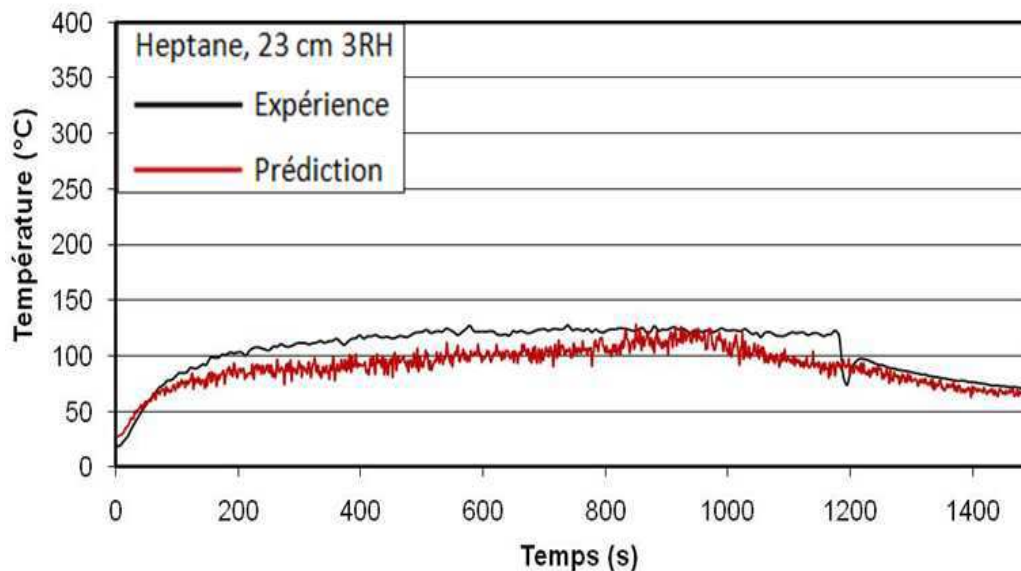


Figure 6. 7 Température au TD7 (H1_sp)

L'évolution de la concentration en oxygène au thermocouple TE1 est présentée sur la Figure 6.8. La tendance de l'évolution de la concentration en oxygène présente une phase de décroissance suivie par une phase de croissance, tendance moins marquée par la simulation que par l'expérience. Généralement, la décroissance de l'oxygène correspond à la croissance du feu. Le feu simulé montre une période de décroissance plus longue que le feu réel correspondant à une période de développement supérieure à l'expérience. Cela se traduit par une phase de décroissance plus longue que la réalité et son minimum (10%) est aussi inférieur à l'expérience (13%). Il faut noter que le modèle d'extinction est influencé significativement par la température locale, plus la température est élevée, plus la concentration limite en oxygène pour maintenir le feu est diminuée et par conséquent le taux de consommation en oxygène est plus surestimé. La surestimation de la température au TE1 contribue aussi à la sous estimation de la concentration en oxygène.

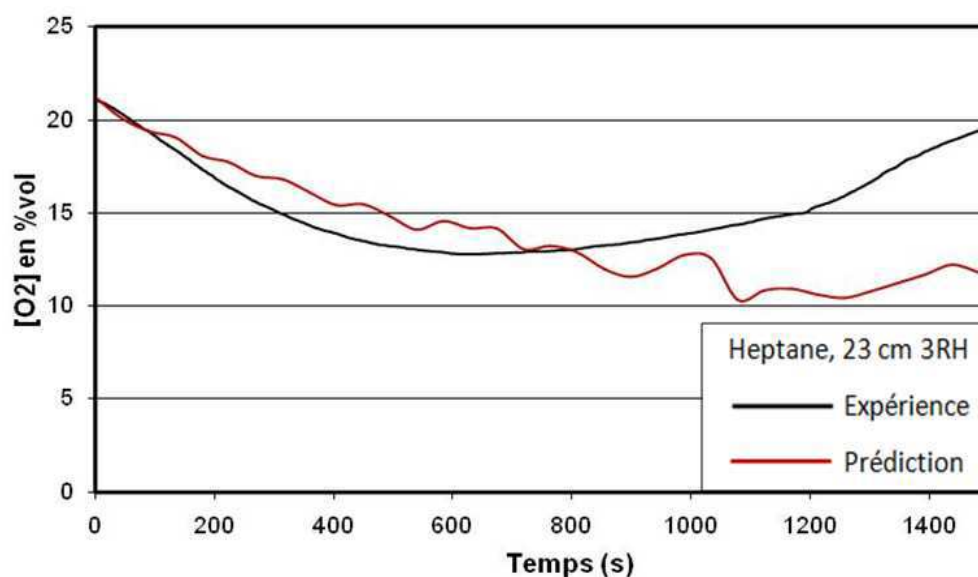


Figure 6. 8 Concentration en oxygène au TE1 (H1_sp)

b) feu d'heptane 23 cm 5 Rh

L'évolution de la puissance du feu pour le cas H2_sp est présentée sur la Figure 6.9. La puissance expérimentale est imposée au foyer durant les cent premières secondes. Comme attendu, on voit que la puissance prédite est en bon accord avec l'expérience. Le modèle d'évaporation est pris en compte à partir de $t=100$ s. De $t=200$ s à $t=600$ s, la puissance prédite présente une période quasi stationnaire et est légèrement surestimée (l'écart entre la prédiction et l'expérience est inférieur à 10%). Similaire au cas H1_sp, pour le cas H2_sp, la décroissance du feu est plus rapide que l'expérience, ce qui est due à la surestimation de la puissance en période de plein développement. Globalement, on voit que la durée du feu est reproduite.

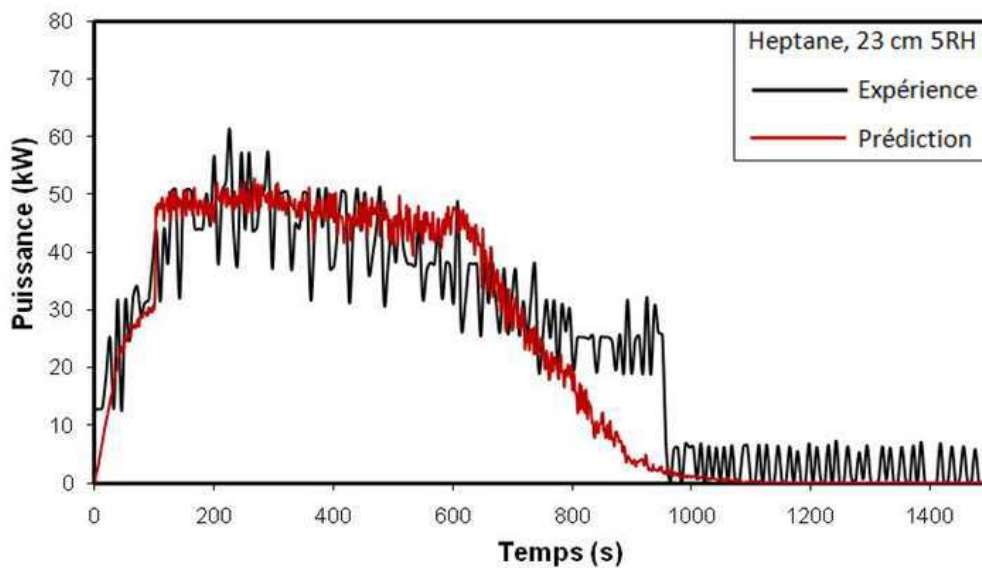


Figure 6. 9 Puissance du feu (H2_sp)

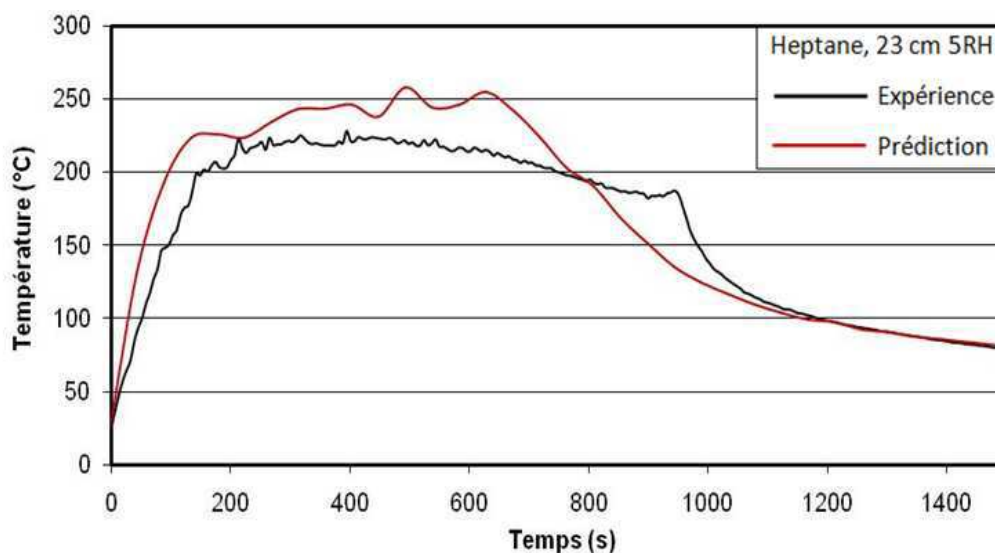


Figure 6. 10 Température au TL4_2 (H2_sp)

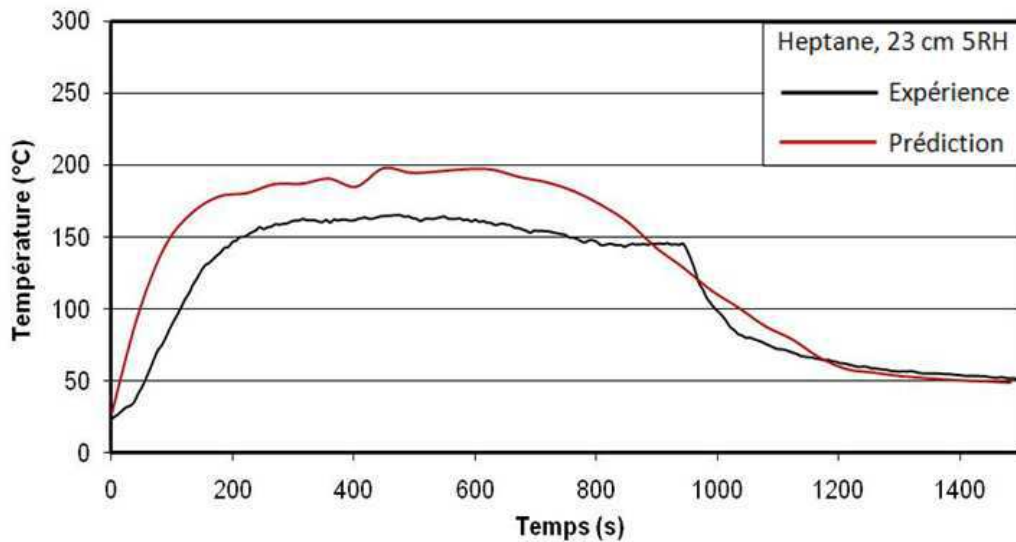


Figure 6. 11 Température au TL4_7 (H2_sp)

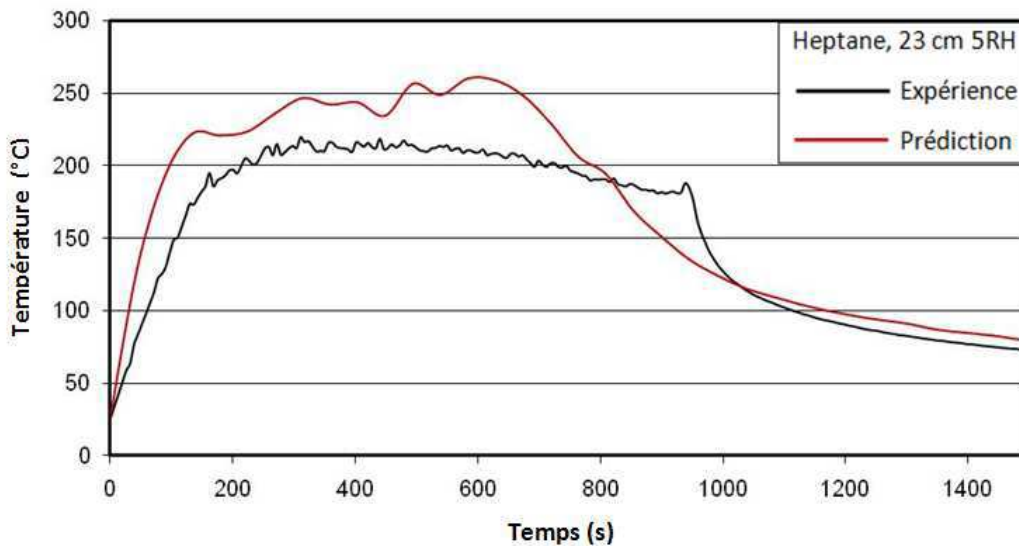


Figure 6. 12 Température au TL6_3 (H2_sp)

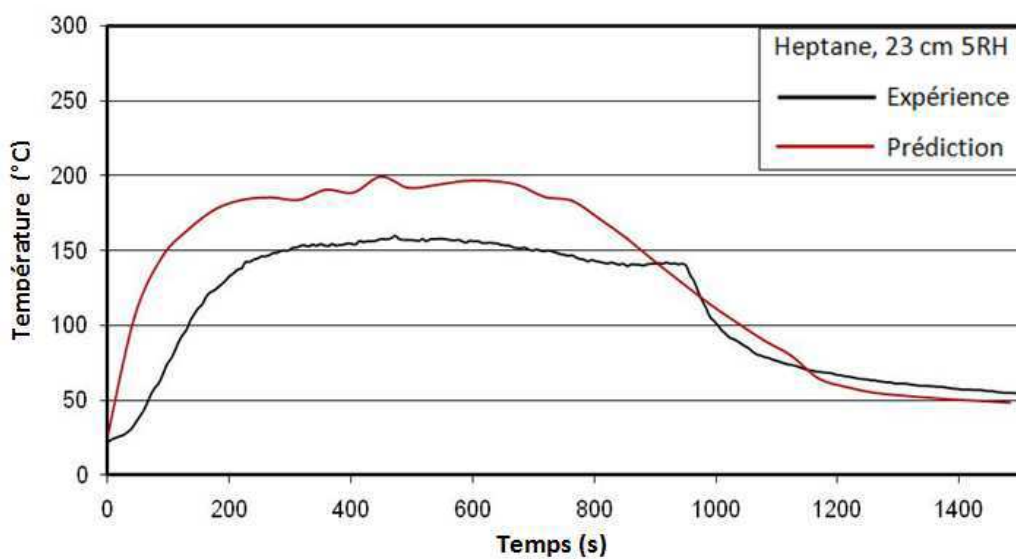


Figure 6. 13 Température au TL6_7 (H2_sp)

Les évolutions de la température aux niveaux des thermocouples TL4_2, TL4_7, TL6_3 et TL6_7 dans le caisson sont respectivement présentées sur les Figures 6.9, 6.10, 6.11 et 6.12. Pour la

simulation, on voit que la tendance d'évolution de la température est similaire à celle de la puissance du feu. Sur les axes de mesures considérés, l'évolution de la température est reproduite. Malgré la surestimation remarquée, l'écart entre la prédiction et l'expérience n'est pas important (TL4_2 et TL6_3: 15% au maximum, TL4_7 et TL6_7: 20% au maximum). Donc, pour le cas H2_sp, le développement du feu dans le caisson est globalement reproduit.

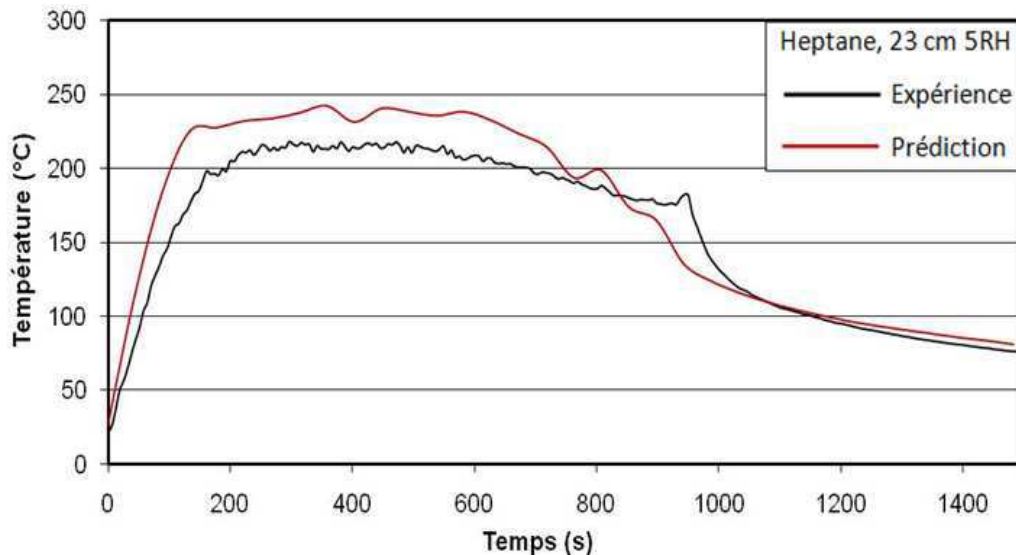


Figure 6.14 Température au TE1 (H2_sp)

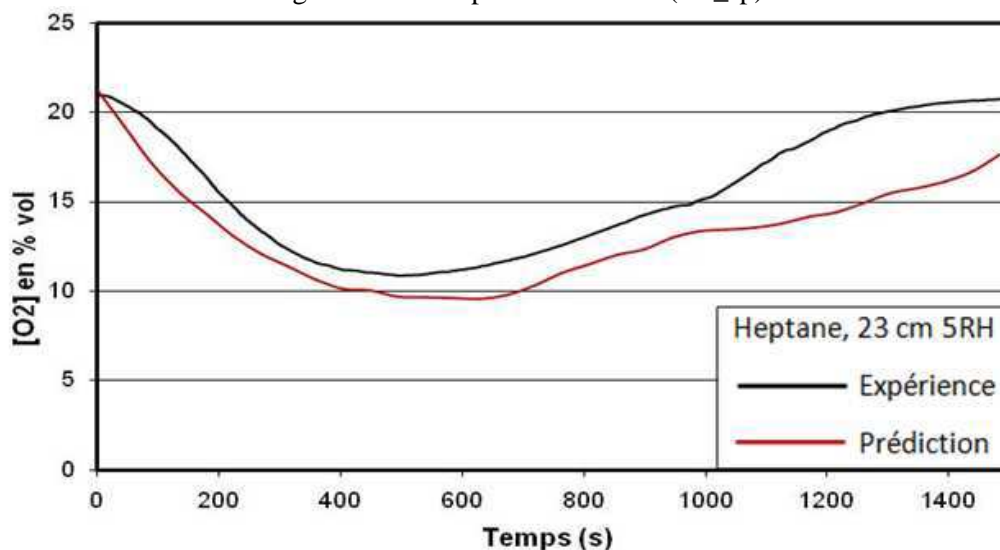


Figure 6.15 Concentration en oxygène au TE1 (H2_sp)

L'évolution de la température à l'entrée de la gaine d'extraction est présentée sur la Figure 6.14. La température est surestimée. La sous-estimation remarquée entre $t=800$ s et $t=1000$ s est due à une décroissance plus rapide que la réalité. L'évolution de la température au niveau du thermocouple TE1 est reproduite et l'écart entre la prédiction et l'expérience n'est pas important (15 % au maximum). Sur la Figure 6.15, on voit que la tendance d'évolution de la concentration en oxygène est reproduite. La sous-estimation observée correspond à la surestimation du taux de combustion causée par la surestimation de la puissance dégagée du feu. L'écart entre la prédiction et l'expérience avant l'extinction du feu est de 15 % au maximum. Après l'extinction, l'écart est plus important (25% au

maximum). Cela montre que la simulation a sous-estimé la dépression dans le caisson causée par l'affaiblissement et l'extinction du feu, ce qui peut être expliqué par les simplifications proposées pour le régime de ventilation.

On peut dire que, pour l'heptane, avec les cas légèrement sous-ventilés, l'approche semi-prédictive reproduit les évolutions des grandeurs considérées avec un écart acceptable.

6.1.2 Feux très sous-ventilés

a) Feu d'heptane 30 cm 3 Rh

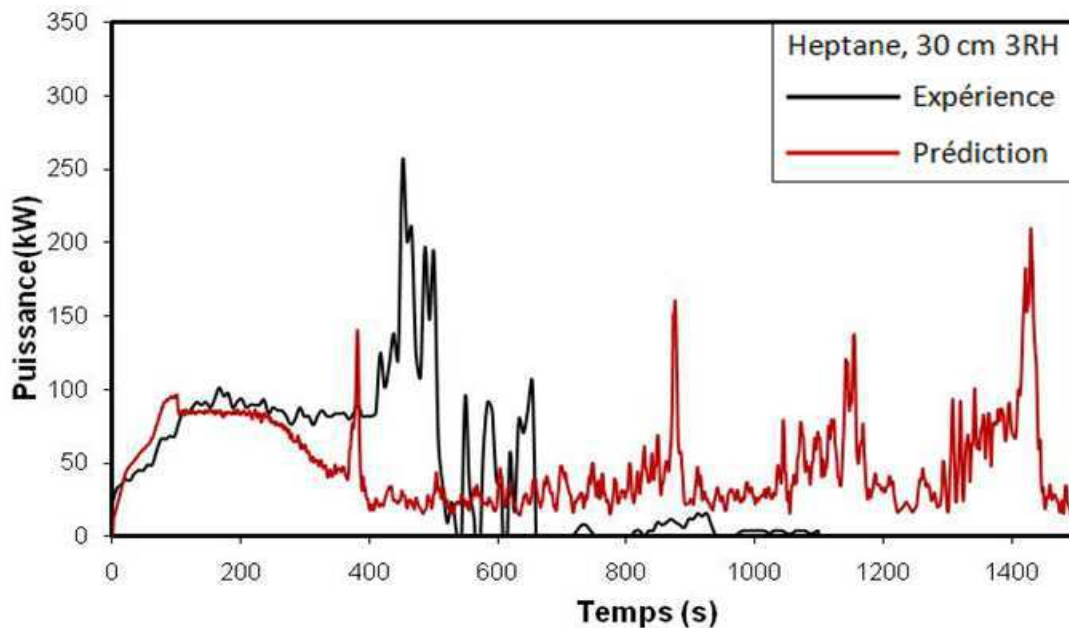


Figure 6. 16 Puissance du feu (H3_sp)

L'évolution de la puissance du feu pour le cas H3_sp est présentée sur la Figure 6.16. Tout d'abord, on voit que la durée du feu prédit (1500 s) est beaucoup plus importante que celle de l'expérience (1100 s). L'évolution de la puissance est bien reproduite durant une période allant de $t=0$ jusqu'à $t=300$ s où le feu est encore suffisamment oxygéné. Sur la courbe expérimentale, on observe une puissance très importante (250 kW). Ce pic correspond à une inflammation des imbrûlés dans le caisson. Ce pic est aussi observé sur la courbe simulée mais il apparaît plus tôt et sa puissance est moins élevée (150 kW). Il semble que le feu prédit est sous-oxygéné plus rapidement que l'expérience, ce qui peut être expliqué par la surestimation du taux de consommation de l'oxygène provoquée par l'hypothèse de la réaction infiniment rapide. Pendant que le feu expérimental est très fluctuant en régime sous-oxygéné, le feu prédit brûle graduellement. Sur la courbe simulée, on observe trois pics représentatifs de la sous-oxygénation d'une période de fluctuation. La surestimation de la durée du feu montre qu'en régime très sous-ventilé, le modèle d'évaporation sous-estime la perte de masse (ou le débit massique de combustible vaporisé). Cela peut être expliqué par les raisons suivantes:

- La diminution trop rapide de la concentration en oxygène au niveau du foyer (la perte de masse est proportionnelle à la concentration locale en oxygène) est provoquée par le modèle de combustion. Cela diminue la perte de masse et par conséquent diminue le taux de combustion. Le feu prédit ne s'éteint pas au foyer mais s'adapte à la sous-oxygénation et brûle lentement.

- Dans la relation empirique pour évaluer la perte de masse, il n'y a que la contribution de la convection thermique qui est prise en compte. L'effet du flux radiatif externe a été négligé. En réalité, les flux radiatifs contribuent aussi au réchauffement du liquide. La convection à l'intérieur du liquide n'est pas prise en compte.

- Le modèle d'extinction basé simplement sur la concentration en oxygène critique ne permet pas d'approcher la combustion du feu en régime très sous-ventilé.

Il est certain que le problème de prédiction de l'évolution du feu provoquera une mauvaise prédiction de la température dans le local et dans la gaine d'extraction. Cela est bien montré sur les évolutions de la température aux niveaux des thermocouples TL4_2 (Figure 6.17), TL4_7 (Figure 6.18) sur l'axe TL4 dans le local et au niveau du thermocouple TE1 (Figure 6.19) à l'entrée de la gaine d'extraction.

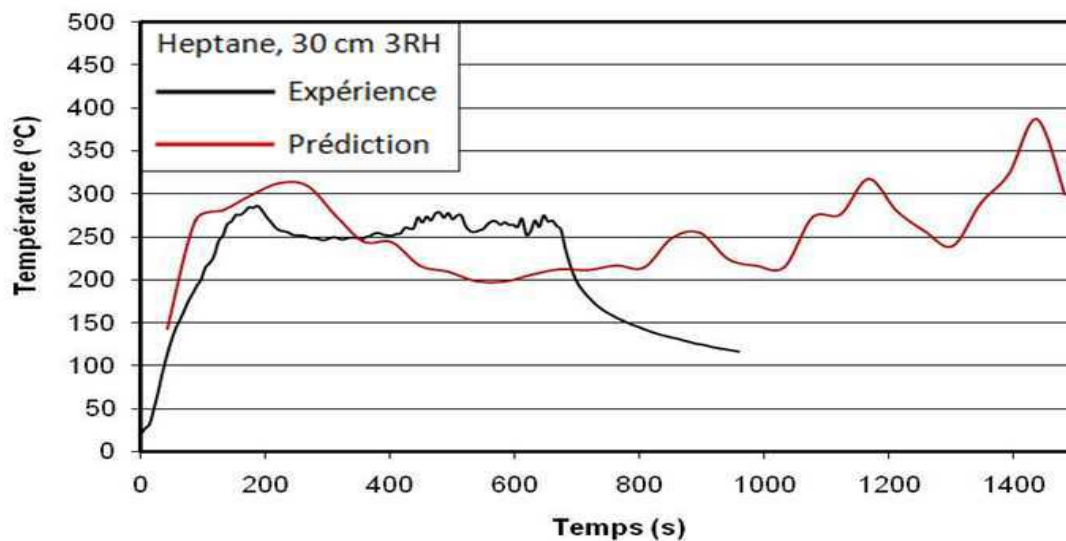


Figure 6. 17 Température au TL4_2 (H3_sp)

L'évolution de la concentration en oxygène au niveau du thermocouple TE1 est présentée sur la Figure 6.20. Similaire à l'évolution de la température, on observe un grand écart entre la prédiction et l'expérience pour l'oxygène. Cela est provoqué par le problème de prédiction de la puissance et la durée du feu. On voit que la courbe prédite montre une décroissance plus graduelle que celle de l'expérience. La courbe expérimentale atteint son minimum vers $t=500s$ alors que la courbe simulée l'atteint vers $t=1200s$. La combustion lente au niveau du foyer diminue l'effet de la surpression dans le caisson et par conséquent augmente le retour d'air dans la gaine d'extraction. Cela est bien montré sur les champs de la fraction massique en oxygène vers $t=647s$ (le moment où le feu expérimental

s'éteint) présenté sur la Figure 6.21. On voit qu'en partie basse du caisson et dans la gaine d'extraction, la fraction massique en oxygène du cas H3_sp est beaucoup plus importante que celle du cas H3_np (heptane 30 cm 3 Rh avec l'approche non prédictive) (Figure 6.21).

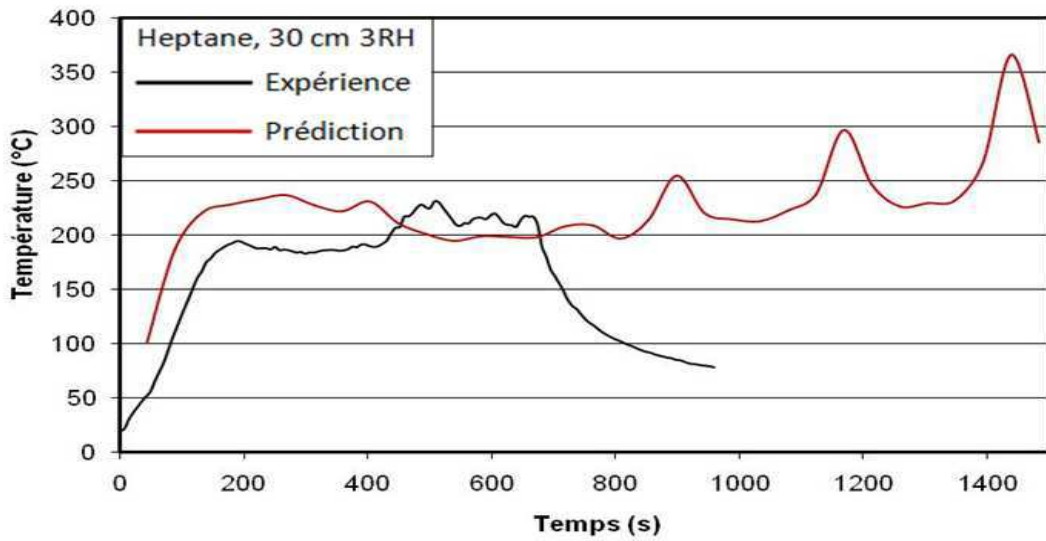


Figure 6. 18 Température au TL4_7 (H3_sp)

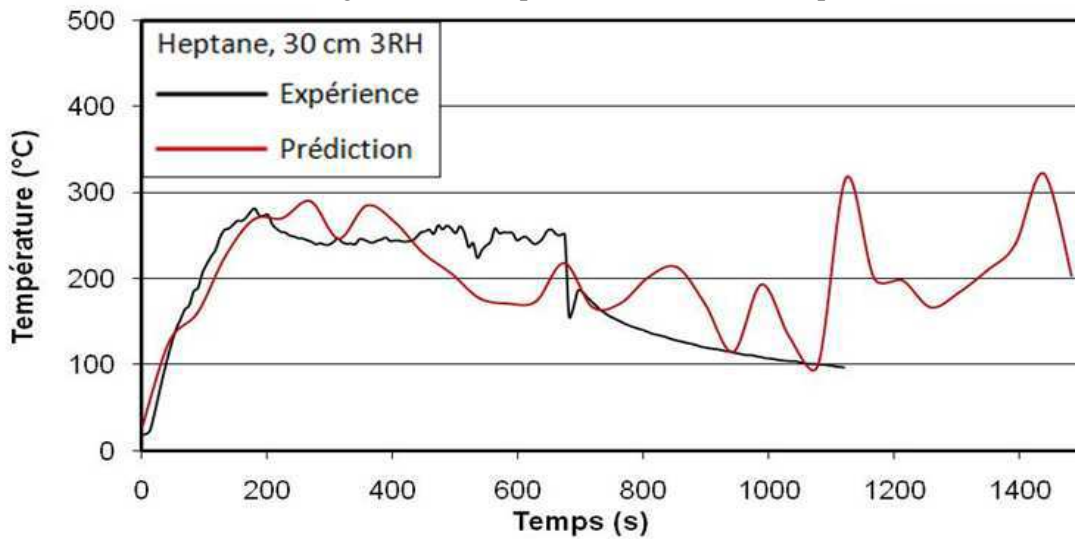


Figure 6. 19 Température au TE1 (H3_sp)

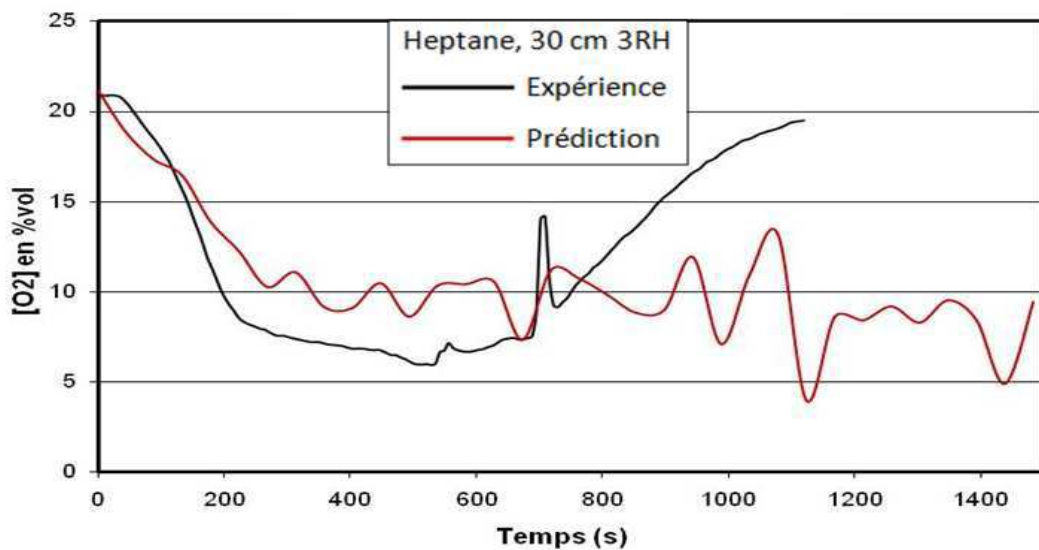


Figure 6. 20 Concentration en oxygène au TE1 (H3_sp)

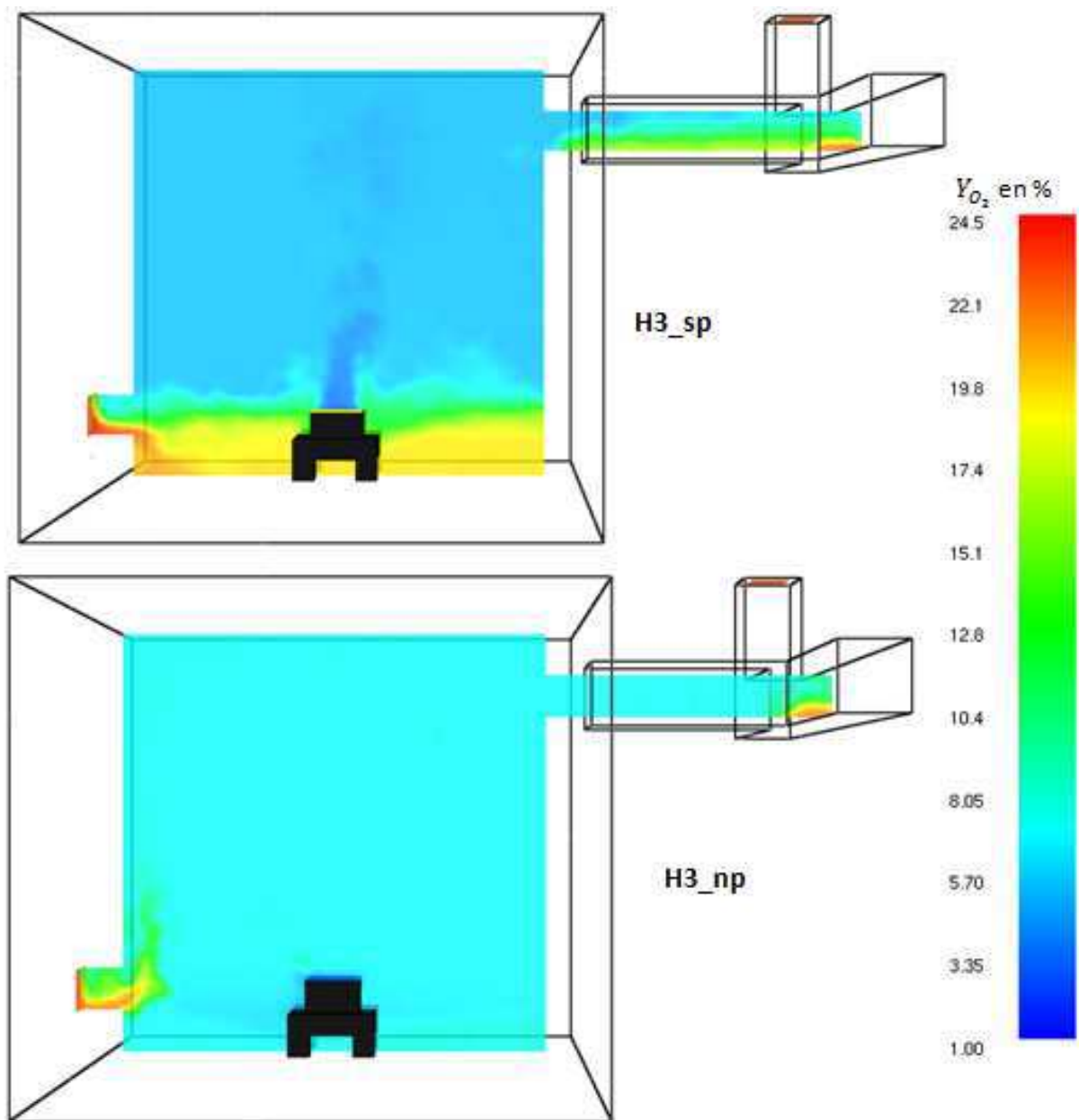


Figure 6. 21 Champ de la fraction massique en oxygène sur le plan yz

b) Feu d'heptane 30 cm 5RH

L'évolution de la puissance du feu pour le cas H4_sp est présentée sur la Figure 6.22. Par rapport au cas H3_sp, l'évolution de la puissance est mieux reproduite en moyenne. La courbe simulée ne peut pas représenter toutes les fluctuations observées sur la courbe expérimentale mais l'ordre de grandeur de la puissance est globalement prédit. La durée du feu de la simulation est encore plus importante que l'expérience mais l'écart (200 s) est plus faible que celui au cas H3_sp (500 s). Donc, l'évolution du feu est mieux prédite lorsque le feu est mieux ventilé.

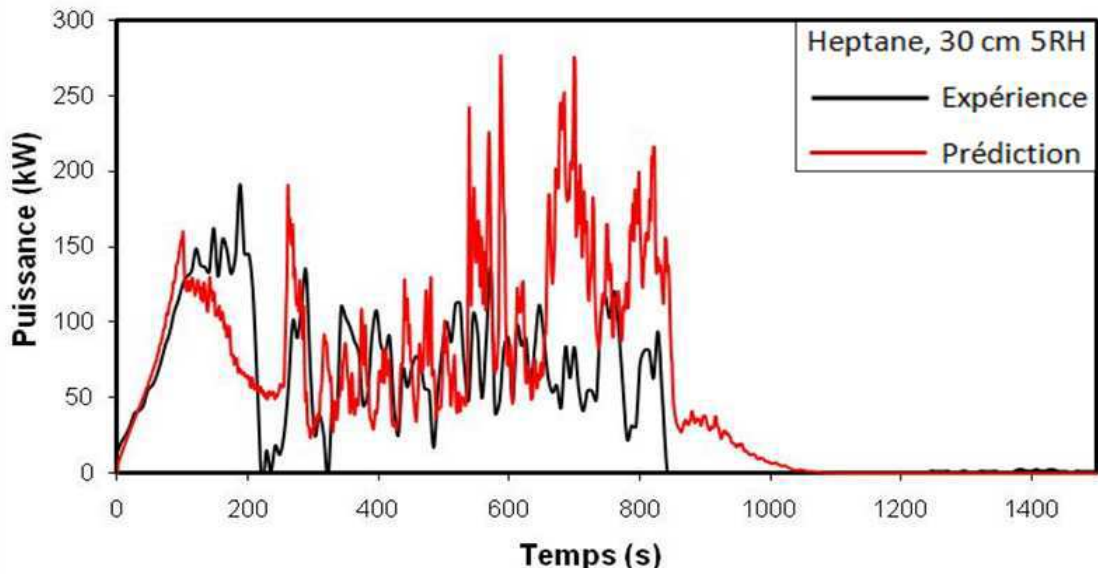


Figure 6. 22 Puissance du feu (H4_sp)

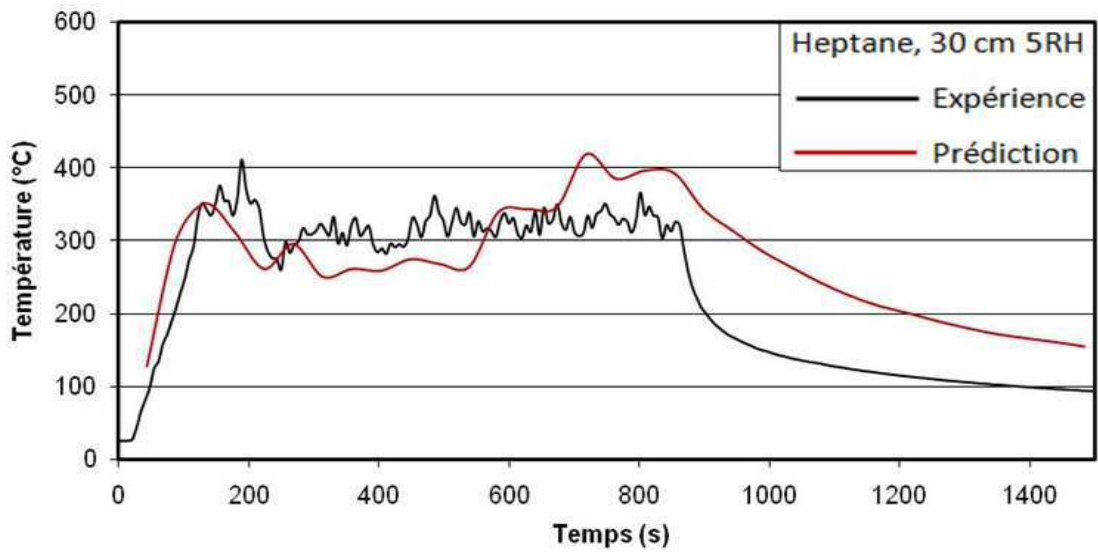


Figure 6. 23 Température au TL4_2 (H4_sp)

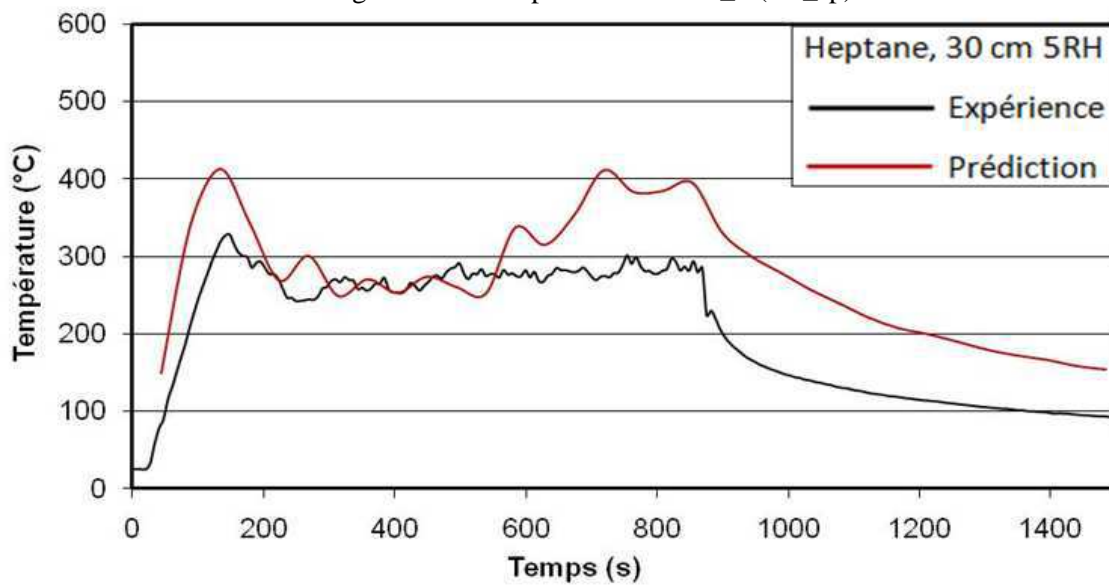


Figure 6. 24 Température au TE1 (H4_sp)

Grâce à la bonne prédiction de la puissance du feu, les évolutions de la température aux niveaux des thermocouples TL4_2 (Figure 6.23) et TE1 (Figure 6.24) sont qualitativement reproduites avec un écart de l'ordre de 100°C durant la période de $t=700$ s à l'extinction.

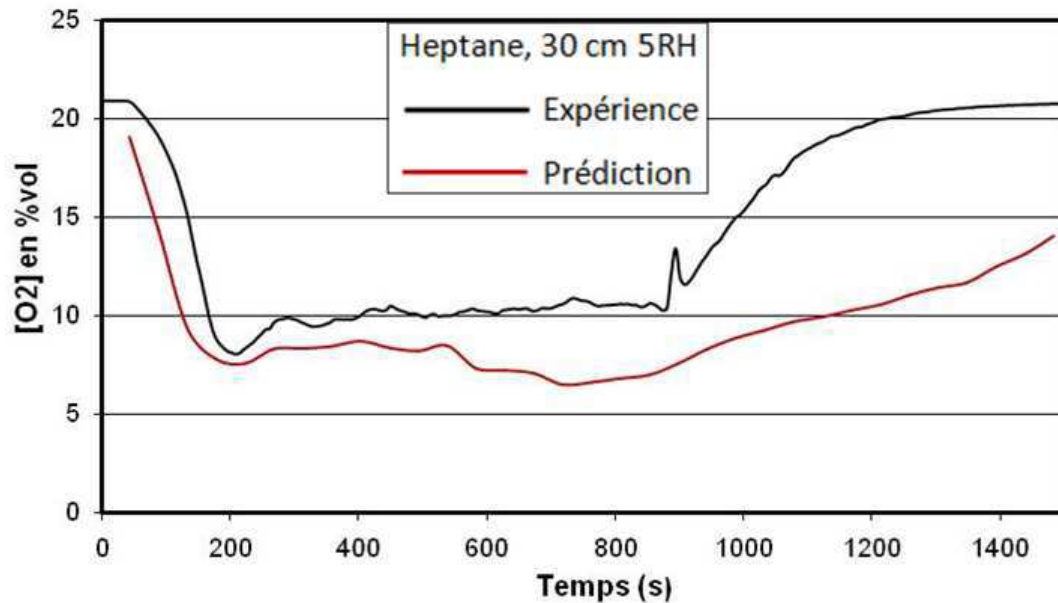


Figure 6. 25 Concentration en oxygène au TE1 (H4_sp)

Sur la Figure 6.25, on voit que l'évolution de la concentration en oxygène à l'entrée de la gaine d'extraction est qualitativement reproduite. La sous-estimation remarquée peut être liée à la surestimation de la durée du feu et au modèle de combustion. En régime très sous-ventilé, l'approche semi-prédictive n'arrive pas à prédire le développement du feu pour le cas H3_sp. Pour le cas H4_sp où le feu est mieux ventilé, le développement du feu est qualitativement reproduit, comme l'approche non-prédictive, l'utilisation de l'approche semi-prédictive est significativement influencée par le régime de ventilation.

6.2 Feux de dodécane

Les cas étudiés pour le feu de dodécane avec l'approche semi-prédictive sont présentés sur le Tableau 6.2

Nom de cas	Combustible	Diamètre de foyer (cm)	Taux de renouvellement horaire
D1_sp	Dodécane	30 cm	3
D2_sp	Dodécane	30 cm	5
D3_sp	Dodécane	40 cm	3
D4_sp	Dodécane	40 cm	5

Tableau 6.2 Cas tests réalisés avec l'approche semi-prédictive pour le dodécane

6.2.2 Feux légèrement sous-ventilés

a) Feu de dodécane 30 cm, 3 Rh

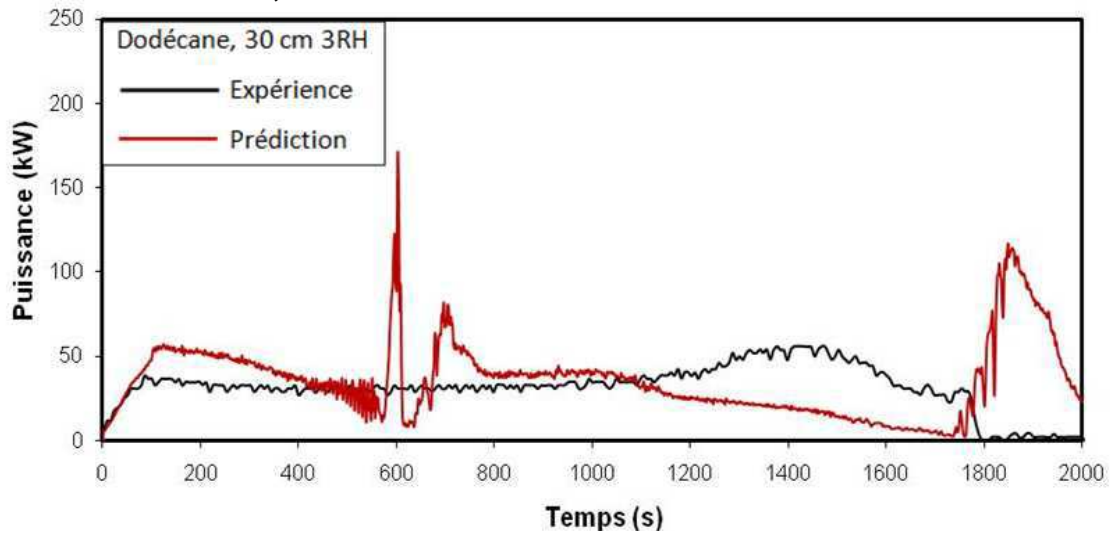


Figure 6. 26 Puissance du feu (D1_sp)

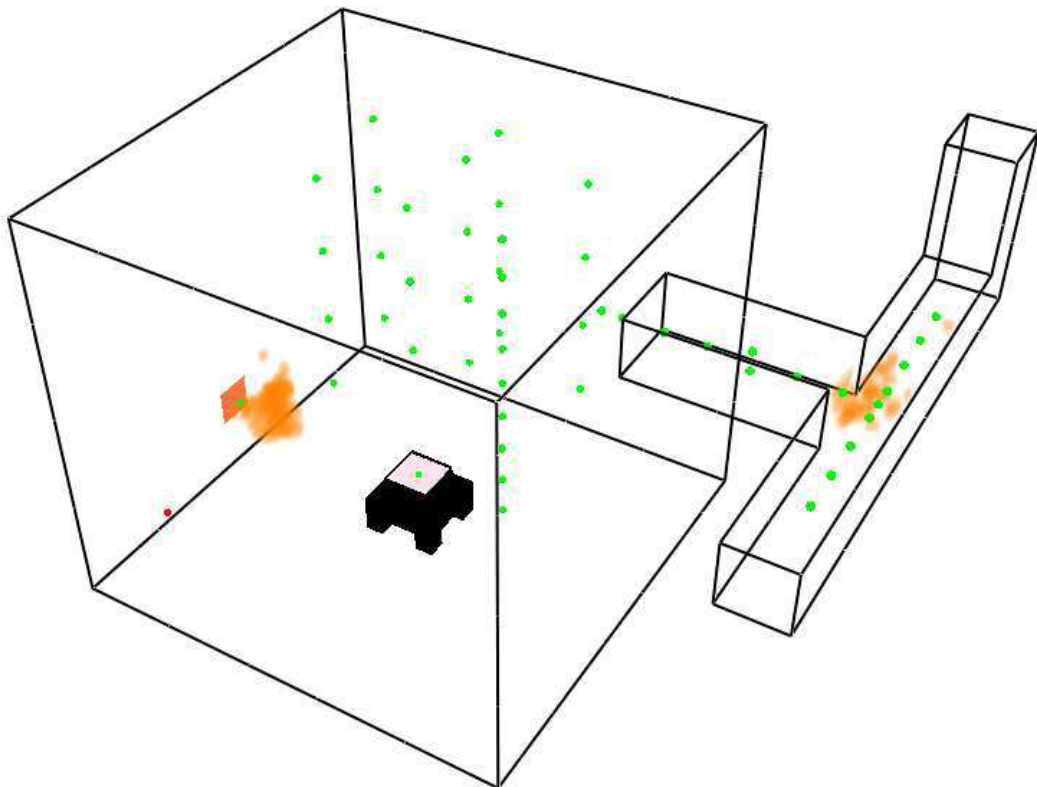


Figure 6. 27 Positionnement du feu dans le caisson et dans le système de ventilation vers t= 800 s (D1_sp)

L'évolution de la puissance du feu de D1_sp est présentée sur la Figure 6.26. La tendance d'évolution est qualitativement reproduite jusqu'à t=580 s. On voit que le feu simulé est sous-oxygéné très rapidement. Cela est montré par les fluctuations durant la période allant de t=600 s et t=800 s. Cette sous-oxygénation très rapide du feu simulé a été remarquée avec les feux d'heptane. La période stationnaire de t= 800 s à t=1100 est reproduite mais la puissance du feu est très sous-estimée durant

cette période. Le feu simulé s'éteint vers $t=2000$ s, soit 200 s plus tard que le feu expérimental. En fait pour la simulation, le feu au foyer s'éteint vers $t=800$ s puis on a observé le déplacement de la flamme vers la gaine d'admission et la gaine d'extraction, ce qui bloque l'approvisionnement en oxygène vers le foyer (cf. Figure 6.27). Il est clair que l'approche numérique actuelle est significativement influencée par le régime de ventilation. Cela est dû à l'hypothèse de la réaction infiniment rapide et le modèle d'extinction, ce qui provoque l'extinction trop rapide du feu au foyer. Il est certain qu'une mauvaise prédiction de la puissance du feu ne permet pas de prédire précisément les évolutions de la température (Figure 6.28) et de la concentration en oxygène dans la gaine d'extraction (Figure 6.29).

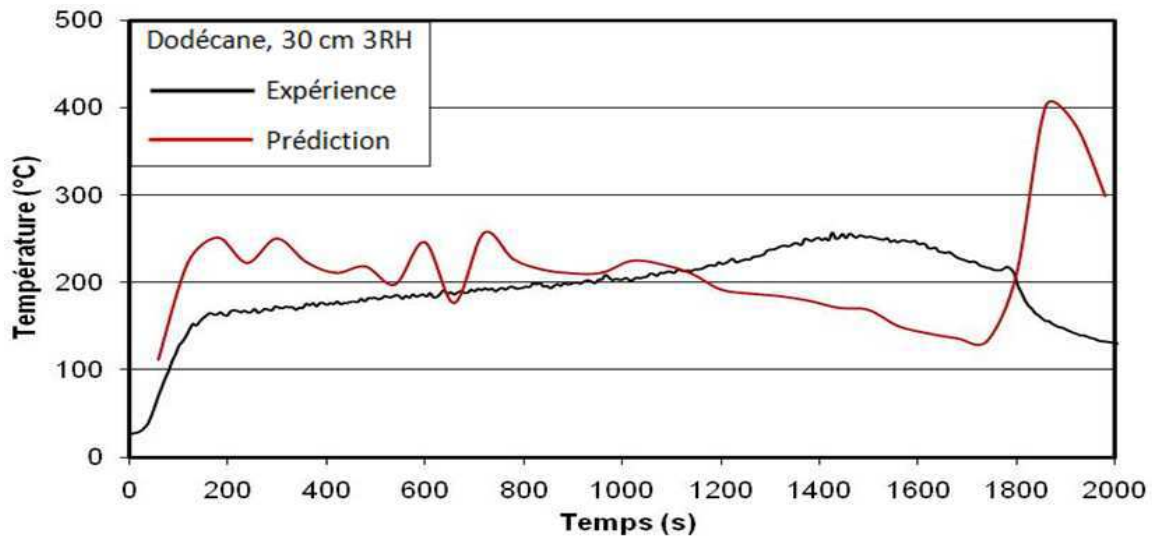


Figure 6. 28 Température au TE1 (D1_sp)

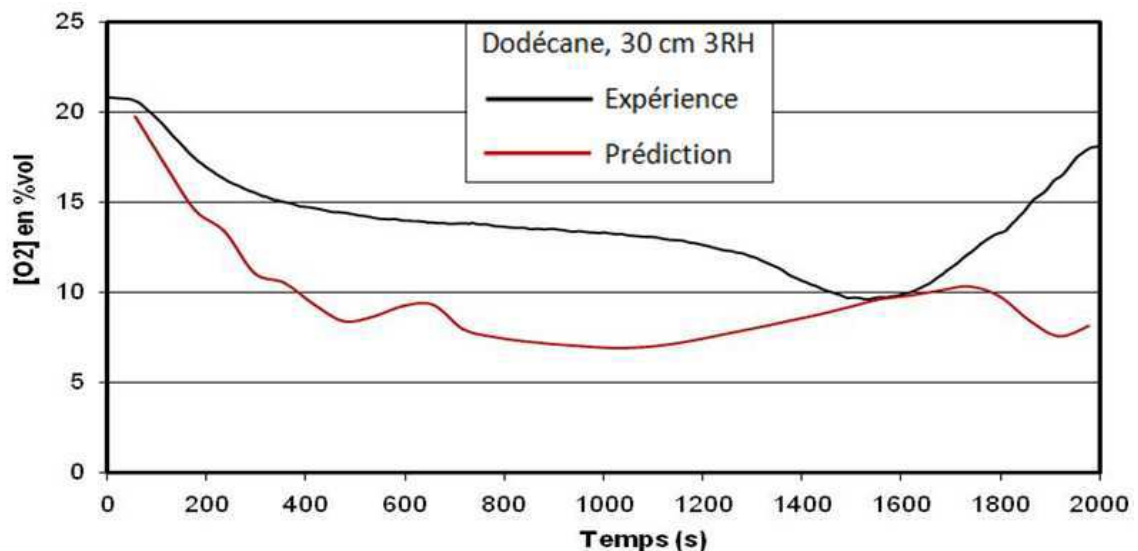


Figure 6. 29 Concentration en oxygène (D1_sp)

b) Feu de dodécane 30 cm, 5 Rh

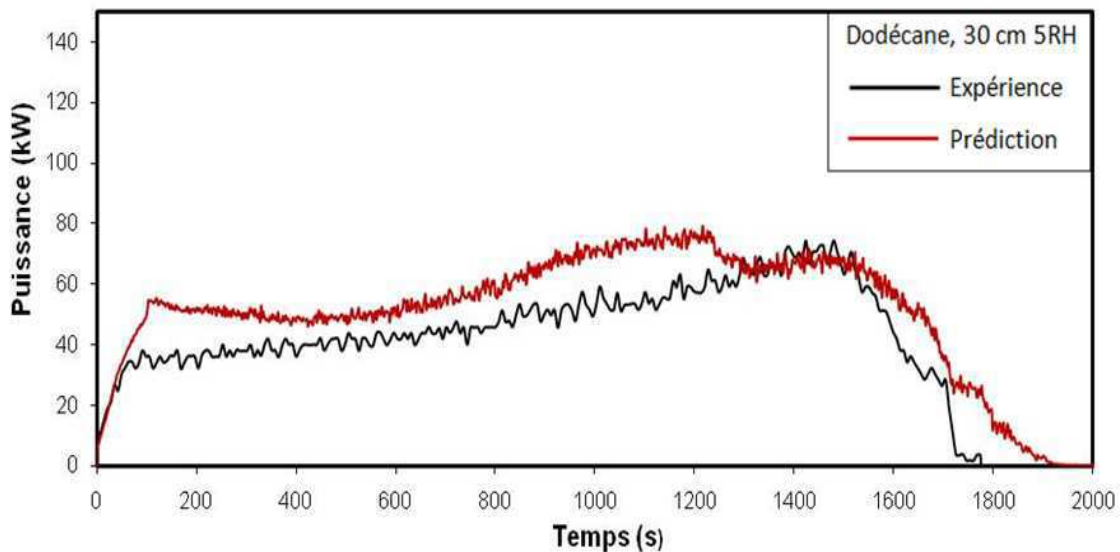


Figure 6. 30 Evolution de la puissance du feu (D2_sp)

L'évolution de la puissance du feu pour le cas D2_sp est présentée sur la Figure 6.30. Similaire au cas précédents, on voit que le feu prédit s'accroît plus fortement que la réalité et atteint son plein développement (vers t=1200 s) plus tôt que le feu expérimental (vers t=1500 s). Le feu simulé montre aussi une période de décroissance plus graduelle que celle de l'expérience. Au moins la tendance d'évolution et la durée du feu sont reproduites. Le feu simulé s'éteint vers t=1900 s et celui de l'expérience vers t= 1800 s.

La surestimation de la puissance du feu en période de croissance provoquera la surestimation de la température dans le caisson étudié. Cela est bien montré sur les évolutions de la température aux niveaux des thermocouples TL4_2 (Figure 6.31), TL4_7 (Figure 6.32) et TL6_3 (Figure 6.33) dans le local et TE1 (Figure 6.34) à l'entrée de la gaine d'extraction.

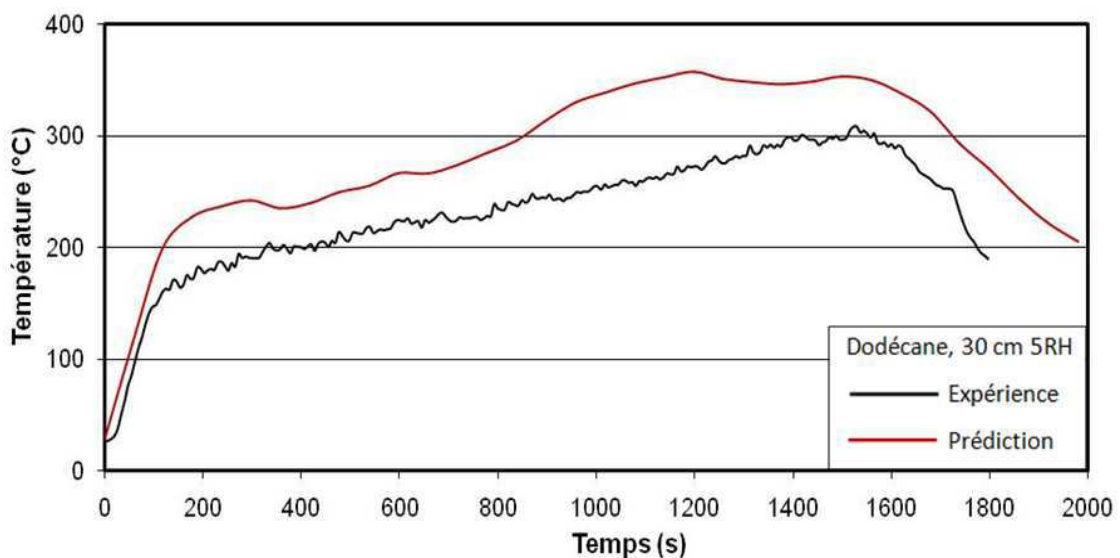


Figure 6. 31 Evolution de température au TL4_2 (D2_sp)

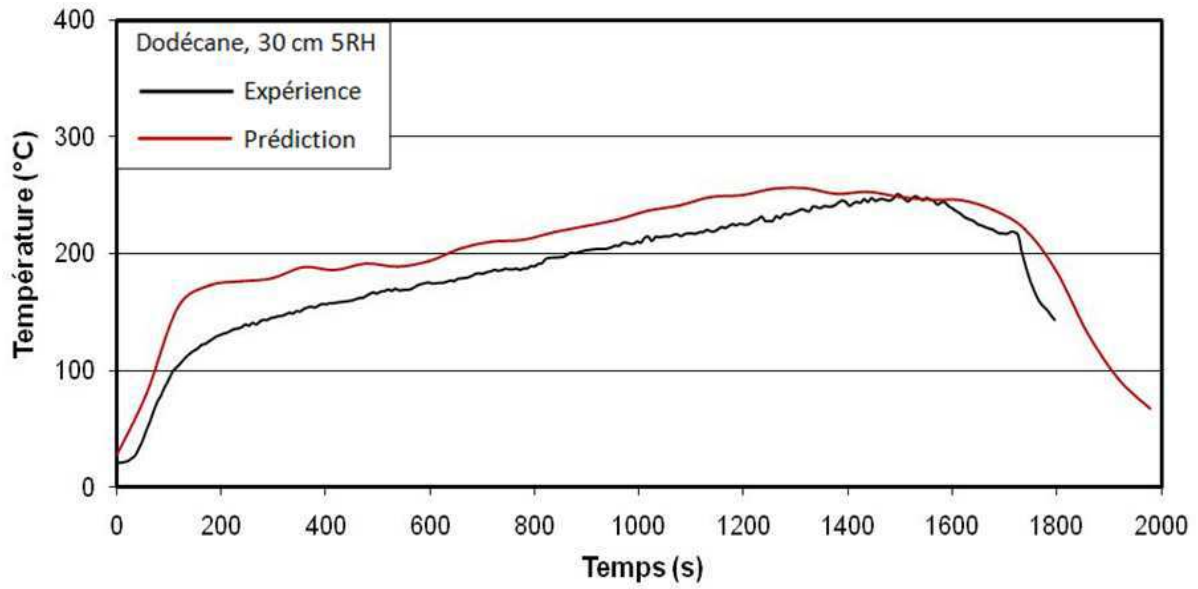


Figure 6. 32 Evolution de température au TL4_7 (D2_sp)

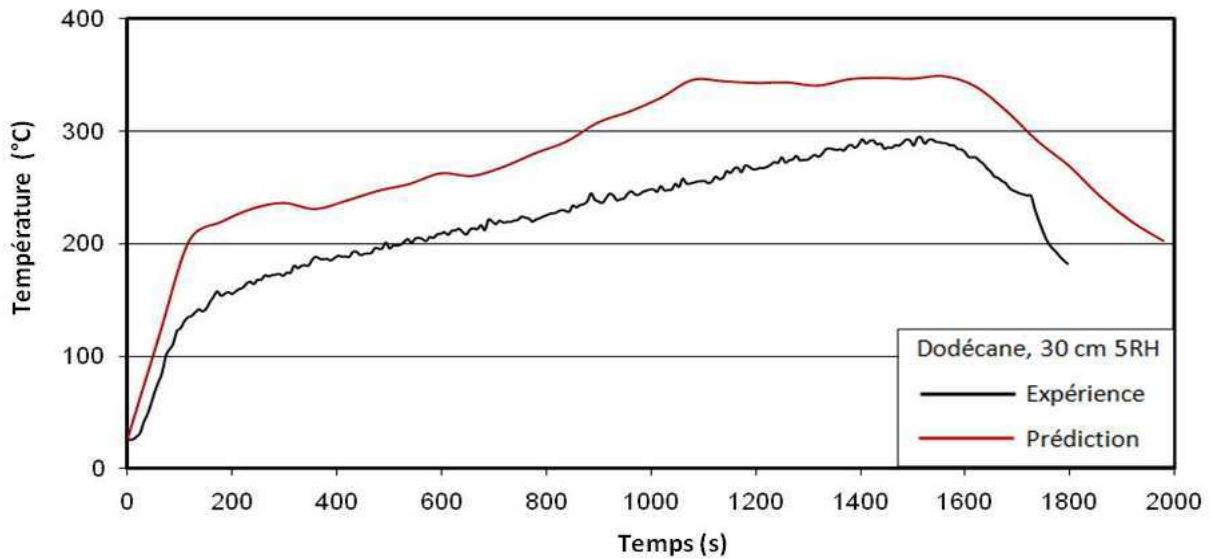


Figure 6. 33 Evolution de température au TL6_3 (D2_sp)

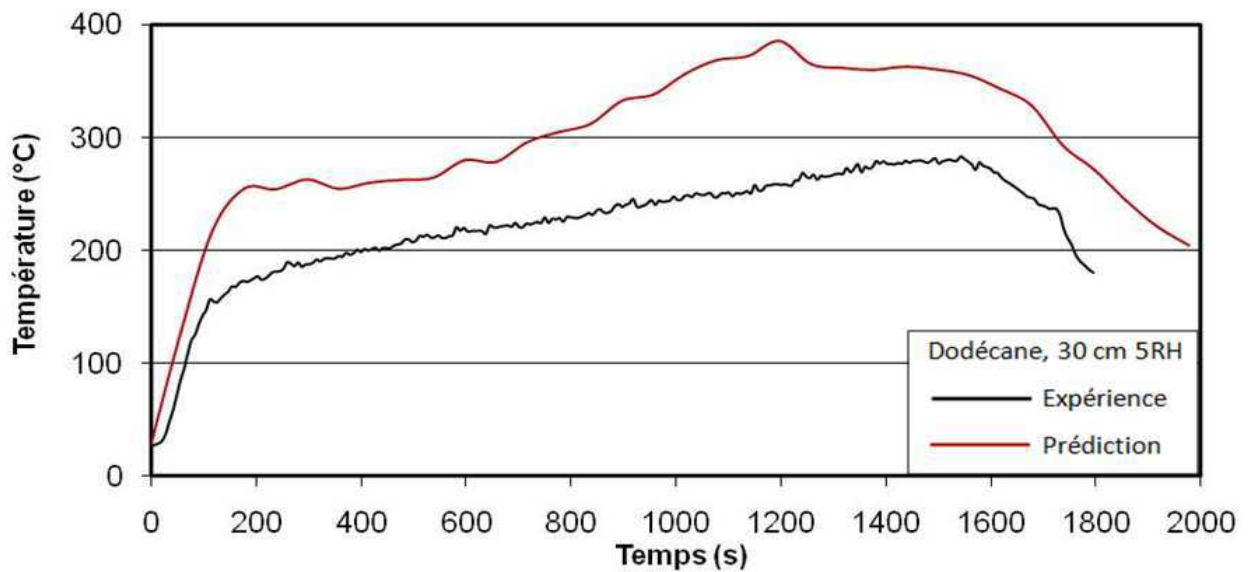


Figure 6. 34 Evolution de température au TE1 (D2_sp)

Malgré la surestimation de la température aux niveaux des thermocouples considérés, l'évolution de la température est bien reproduite et l'écart n'est pas trop important, notamment au TL4_7. Au TL4_2, l'écart entre la température maximale de la simulation et celle de l'expérience est de 16%. Celui-ci au TL6_3 et TE1 est respectivement de 13% et de 25%. L'évolution de la concentration en oxygène au niveau du thermocouple TE1 est présentée sur la Figure 6.35. On voit qu'elle est qualitativement reproduite avec une période de croissance et une période de décroissance. La courbe simulée montre une décroissance plus rapide et une croissance plus graduelle que l'expérience. Cela correspond à la surestimation de la puissance en phase de croissance du feu et la sous-estimation de la puissance en phase d'affaiblissement du feu. On a remarqué que le feu simulé atteint le plein développement plus tôt que l'expérience et par conséquent on voit que l'oxygène simulée atteint le minimum plus tôt que l'expérience.

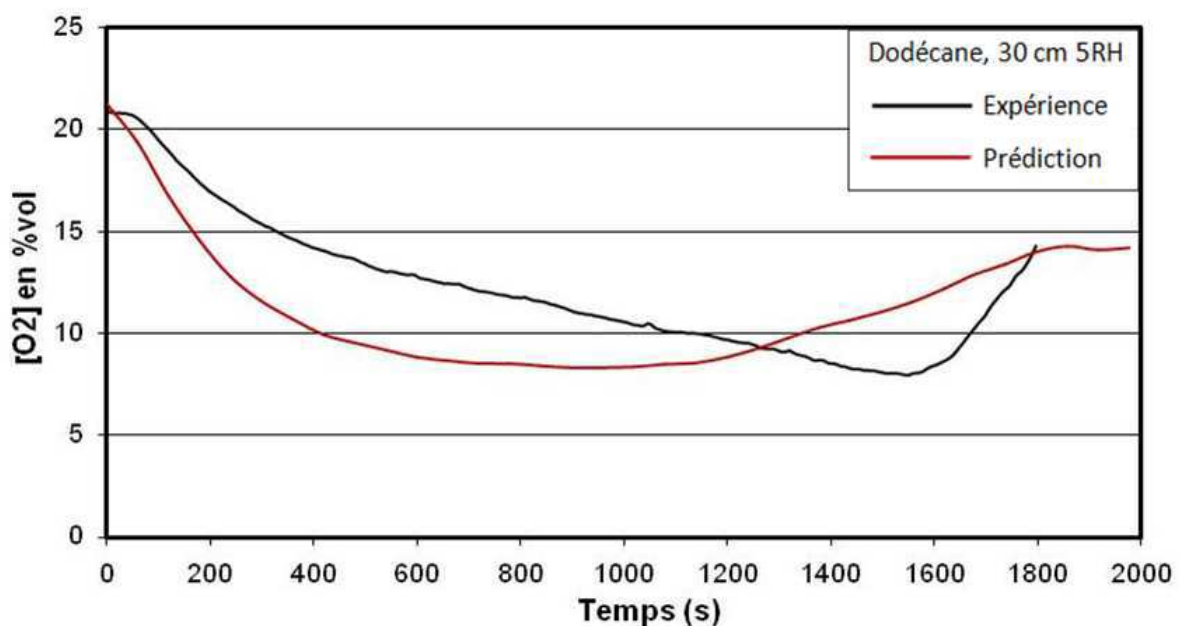


Figure 6. 35 Concentration en oxygène au TE1 (D2_sp)

6.2.3 Feux très sous-ventilés

a) Feu de dodécane 40 cm, 3 Rh

L'évolution de la puissance du feu pour le cas D3_sp est présentée sur la Figure 6.36. Parmi les cas tests réalisés pour le dodécane, le feu de 40 cm avec trois renouvellements horaires est le cas le plus sous-ventilé. On voit que la simulation ne peut reproduire ni l'évolution de la puissance ni la durée du feu. Similaire au cas H3_sp, le feu de D3_sp est sous-oxygéné plus rapidement que la réalité. Avec une mauvaise prédiction de l'évolution du feu, on n'a aucune chance d'avoir des bonnes prédictions de la température dans le local et dans la gaine d'extraction. Les écarts très marqués sont observés aux niveaux des thermocouples TL4_2 (Figure 6.37) et TE1 (Figure 6.38).

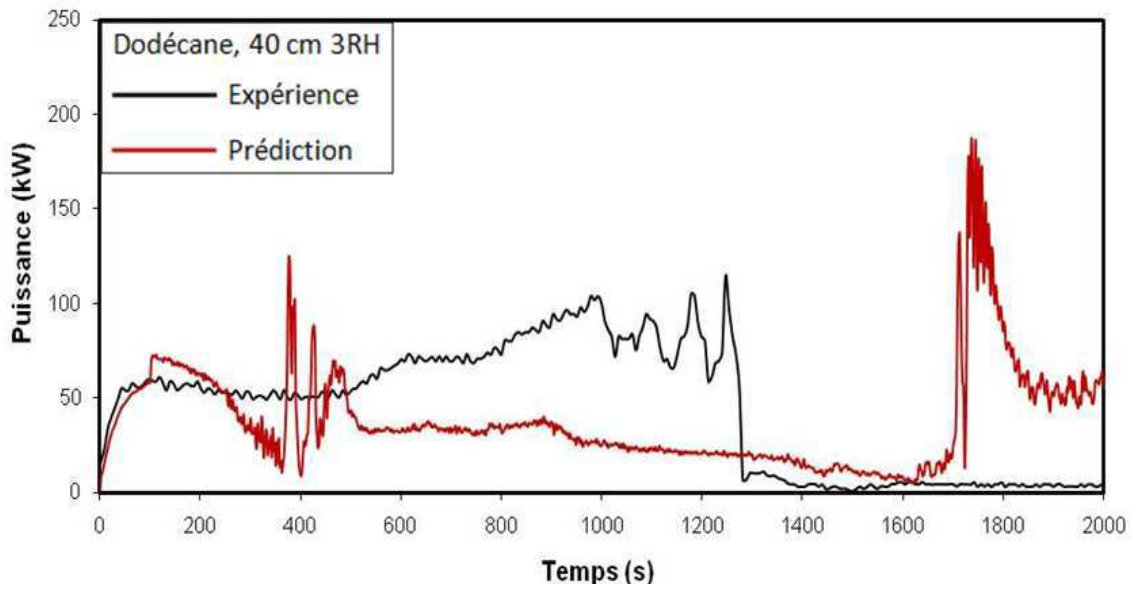


Figure 6. 36 Puissance du feu (D3_sp)

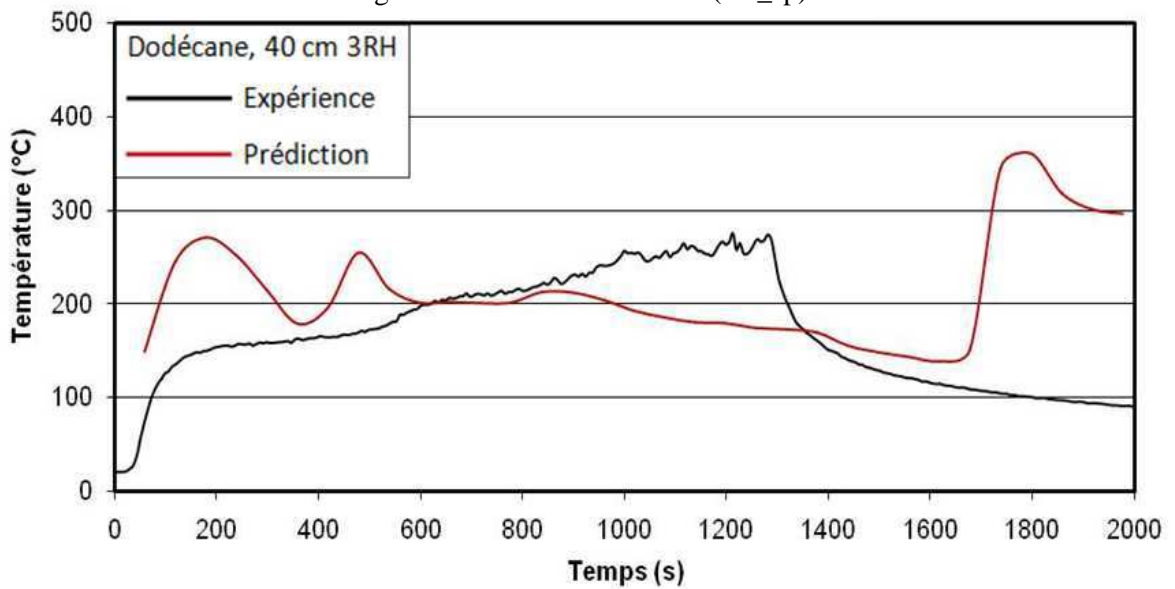


Figure 6. 37 Température au TL4_2 (D3_sp)

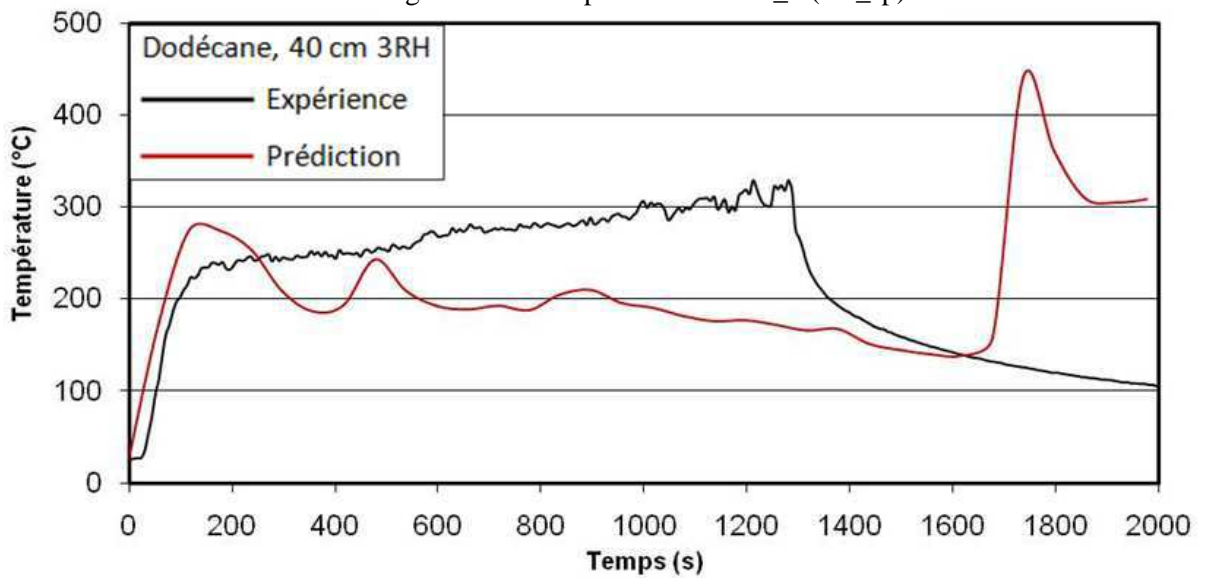


Figure 6. 38 Température au TE1 (D3_sp)

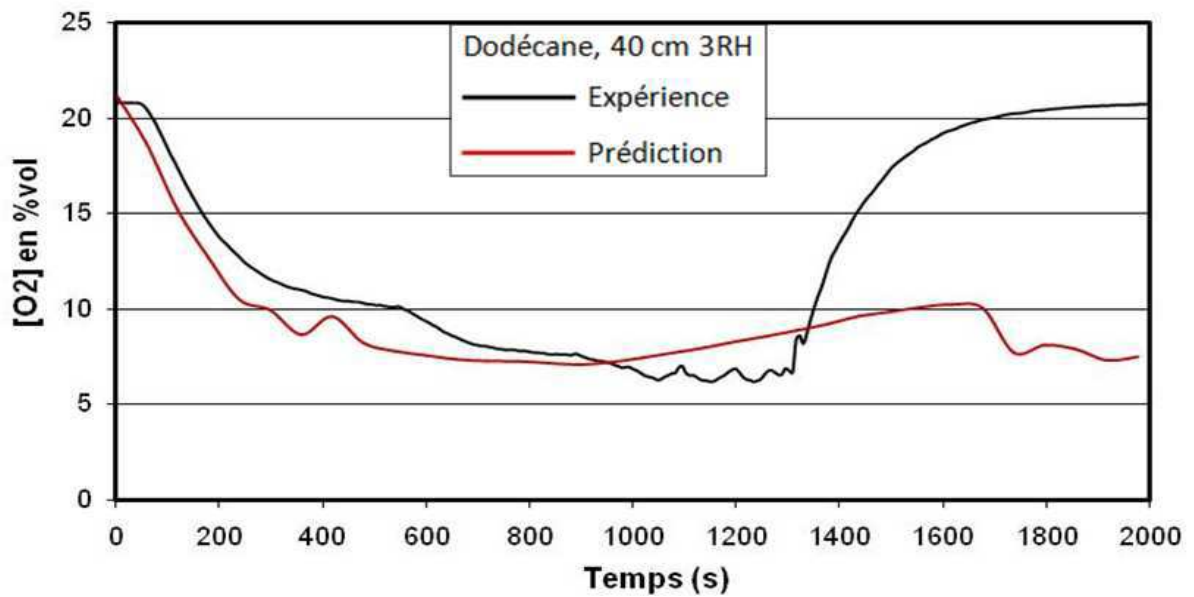


Figure 6. 39 Concentration en oxygène au TE1 (D3_sp)

L'évolution de la concentration en oxygène au TE1 est représentée sur la Figure 6.39. Elle est reproduite jusqu'à $t=1000$ s et au delà, la simulation ne représente pas du tout l'expérience. La décroissance de la concentration en oxygène à partir de $t=1600$ s est liée à la mauvaise prédiction de la durée du feu.

b) Feu de dodécane 40 cm, 5 Rh

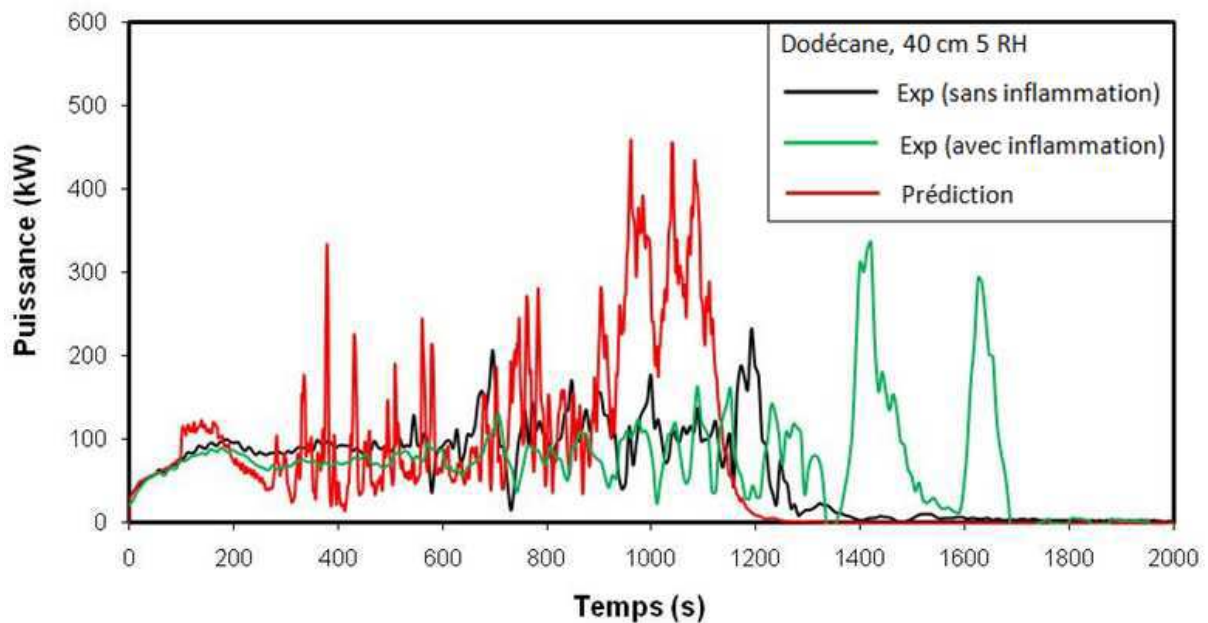


Figure 6. 40 Evolution de la puissance du feu (D4_sp)

L'évolution du feu pour le cas D4_sp est présentée sur la Figure 6.40. Il est à noter que pour le feu de dodécane de 40 cm avec cinq renouvellements horaires, il y a deux types de données expérimentales: avec inflammation observée (Lassus [1]) et sans inflammation. On présente les deux cas sur les Figures afin d'évaluer la prédiction de l'approche semi-prédictive. On voit que la durée du

feu simulé est en accord avec celle d'un essai sans inflammation mais sa tendance d'évolution est proche d'un essai avec l'inflammation. Le feu simulé s'éteint beaucoup plus tôt que l'expérience avec l'inflammation. Cela est dû à la surestimation du taux de combustion comme on l'a remarqué dans les simulations précédentes, ce qui provoque aussi la surestimation de la puissance du feu. Le feu simulé est sous-oxygéné plus rapidement que la réalité. Malgré les écarts remarqués, on voit que le risque d'inflammation peut être qualitativement prédit avec l'approche semi-prédictive. Aux niveaux des thermocouples TL4_2 (Figure 6.41) dans le caisson et TE1 (Figure 6.42) dans la gaine d'extraction, l'évolution de la température est qualitativement reproduite surtout jusqu'à la période allant de l'initiation du foyer à 700s. De plus, on voit que la température maximale aux niveaux des thermocouples avec l'essai avec inflammation est numériquement reproduite. Cela est indispensable pour évaluer l'inflammabilité du mélange combustible.

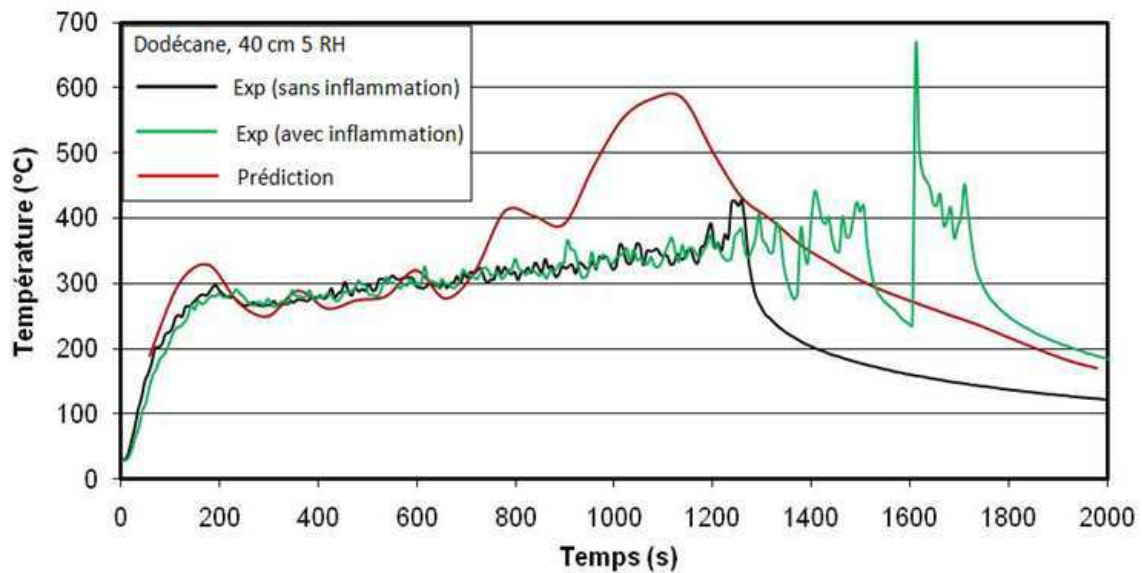


Figure 6. 41 Evolution de température au TL4_2 (D4_sp)

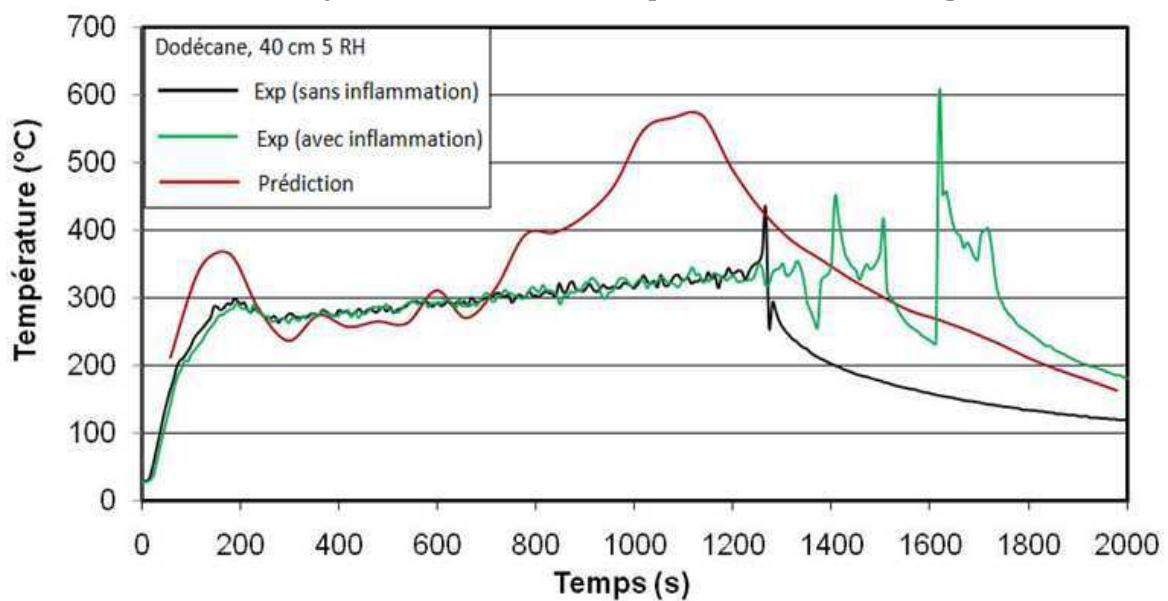


Figure 6. 42 Evolution de température au TE1 (D4_sp)

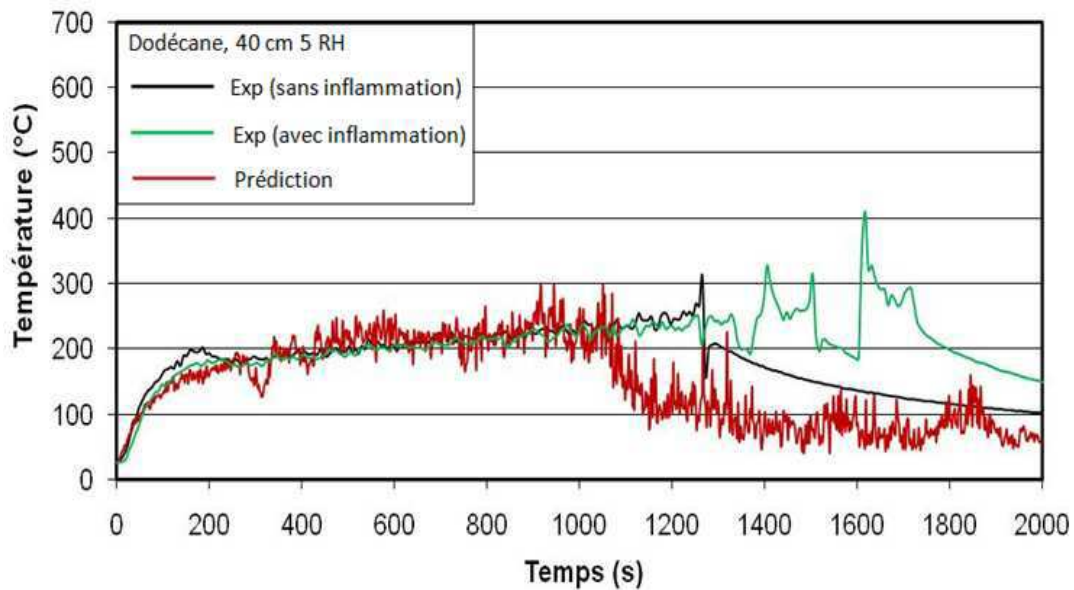


Figure 6. 43 Evolution de température au TD7 (D4_sp)

L'évolution temporelle de la température au niveau du thermocouple TD7 dans la gaine de dilution est représentée sur la Figure 6.43. La température est relativement bien reproduite durant la période de l'initiation du foyer à $t=1000$ s puis la simulation est plus proche de l'expérience avec inflammation. Lors de l'expérience avec inflammation, la température maximale au TD7 est de $400\text{ }^{\circ}\text{C}$ et celle de la simulation est $300\text{ }^{\circ}\text{C}$.

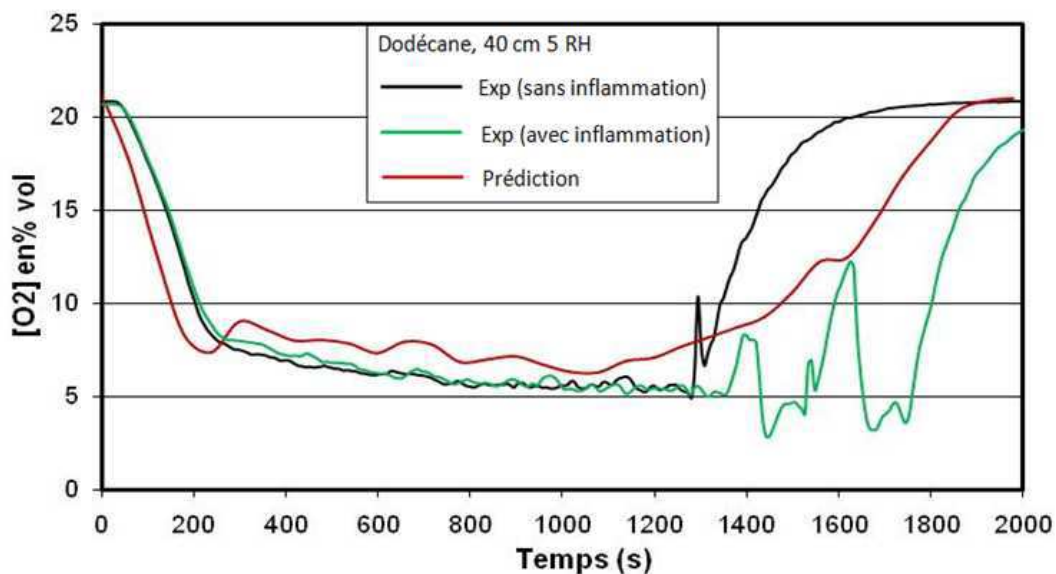


Figure 6. 44 Concentration en oxygène au TE1 (D4_sp)

L'évolution de la concentration en oxygène au TE1 est présentée sur la Figure 6.44. Globalement, la tendance d'évolution de la concentration en oxygène est reproduite, notamment en période de décroissance en oxygène. Durant la croissance de la concentration en oxygène, la prédiction est inférieure à l'expérience sans inflammation, ce qui est dû à la surestimation de la puissance. Cependant dans cette période, la prédiction est supérieure à l'expérience avec l'inflammation. Cela est dû au fait que le feu simulé atteint le plein développement plus rapidement et s'éteint plus tôt que cette

expérience. Malgré les écarts, on voit que la tendance d'évolution de la concentration en oxygène est numériquement reproduite. Le cas D4_sp est considéré très sous-ventilé mais le feu est mieux ventilé que le cas D3_sp et par conséquent l'évolution du feu est mieux prédite.

6.3 Estimation du risque

Pour estimer l'inflammabilité du mélange combustible, on reprend les formules empiriques abordées dans le chapitre précédent. A partir de la température prédite, la loi de Burgess-Wheeler est utilisée pour estimer la LII de chaque imbrûlé, puis la loi de Le Châtelier est appliquée pour estimer la LII du mélange combustible. On suppose toujours que dans le mélange combustible: $[CO]=50\%$, $[H_2]=25\%$ et $[hydrocarbures]=25\%$. Les hydrocarbures totaux sont représentés par le combustible pour estimer leur LII. Dans le chapitre précédent, on a remarqué que les cas qui présentent le risque sont les suivants: feu d'heptane de 30 cm avec 3 Rh, feu de dodécane de 40 cm avec 3 Rh et feu de dodécane de 40 cm avec 5 Rh. Ces cas sont retenus pour évaluer le risque avec l'approche semi-prédictive. Donc, on va aborder les cas tests suivants : H3_sp, D3_sp et D4_sp.

6.3.1 Le monoxyde de carbone

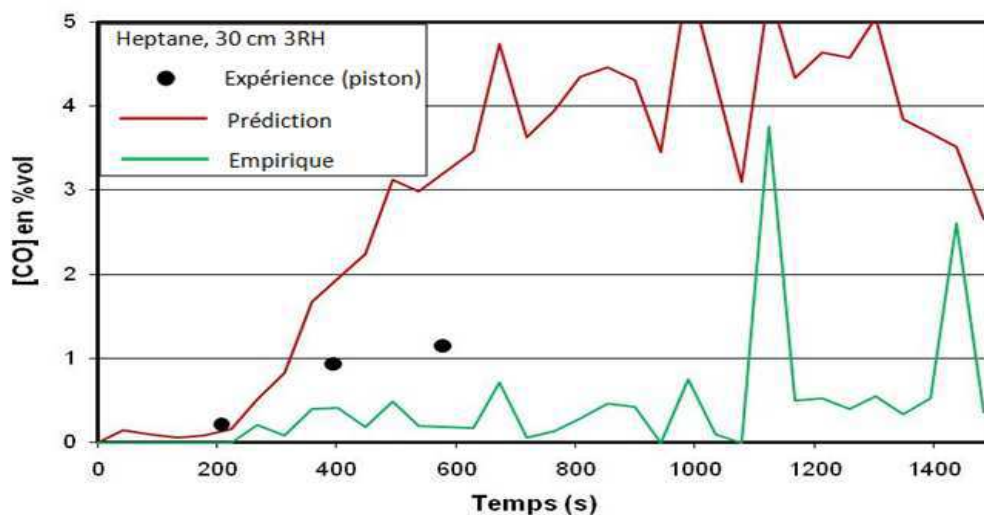


Figure 6. 45 Concentration du monoxyde de carbone au TE1 (H3_sp)

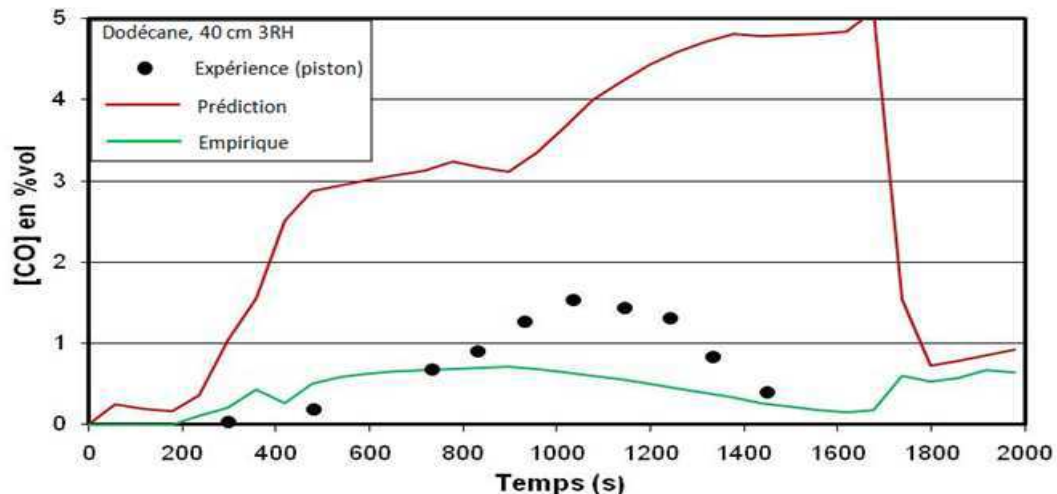


Figure 6. 46 Concentration du monoxyde de carbone au TE1 (D3_sp)

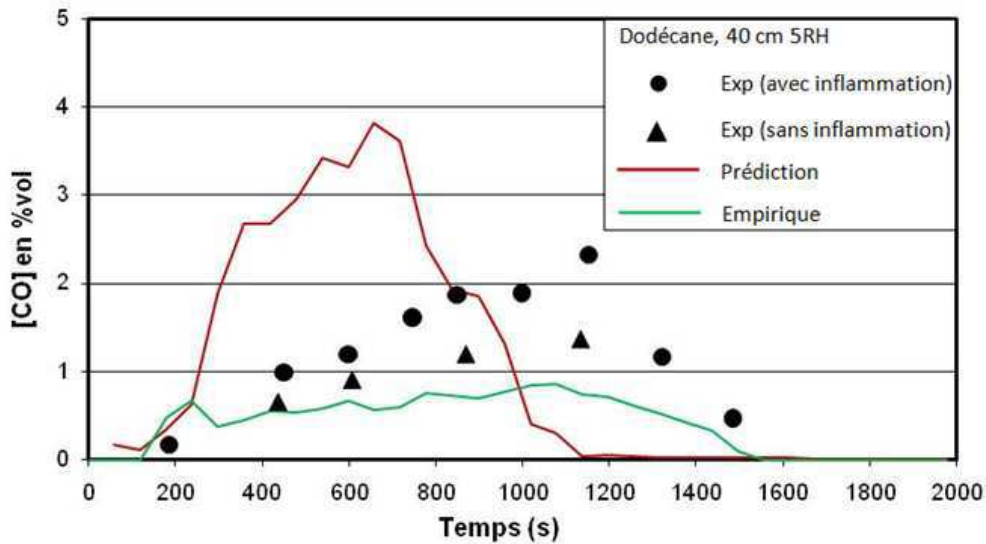


Figure 6. 47 Concentration du monoxyde de carbone au TE1 (D4_sp)

Comme le monoxyde de carbone représente la moitié des imbrûlés, l'évaluation du CO est primordiale pour estimer le risque. Similaire au chapitre précédent, la concentration en CO est évaluée soit par la prédiction de la simulation soit à partir de la concentration en oxygène via une formule empirique [1]. Sur les Figures 6.4, 6.46 et 6.47, les évolutions temporelles de la concentration en monoxyde de carbone au niveau du thermocouple TE1 pour les cas H3_sp, D3_sp et D4_sp sont représentées. On voit que la concentration en monoxyde de carbone est beaucoup surestimée par la simulation numérique, notamment en régime très sous-ventilé. Cela est dû à la mauvaise prédiction de l'évolution du feu et la surestimation de la température dans la gaine d'extraction comme on l'a remarquée précédemment. La concentration en CO estimée par la formule empirique est plus proche de l'expérience.

6.3.2 LII du mélange combustible

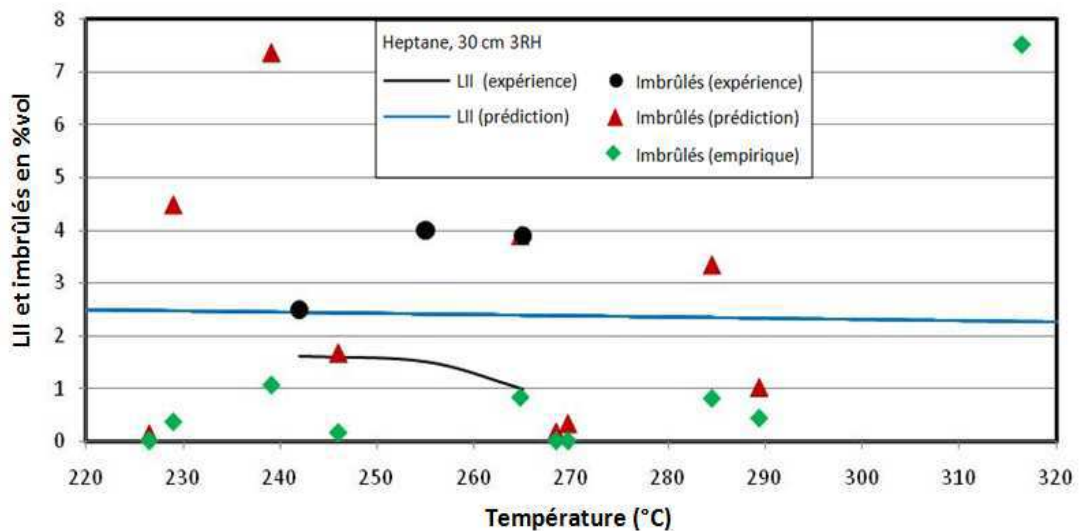


Figure 6. 48 Domaine d'inflammabilité en fonction de la température (H3_sp)

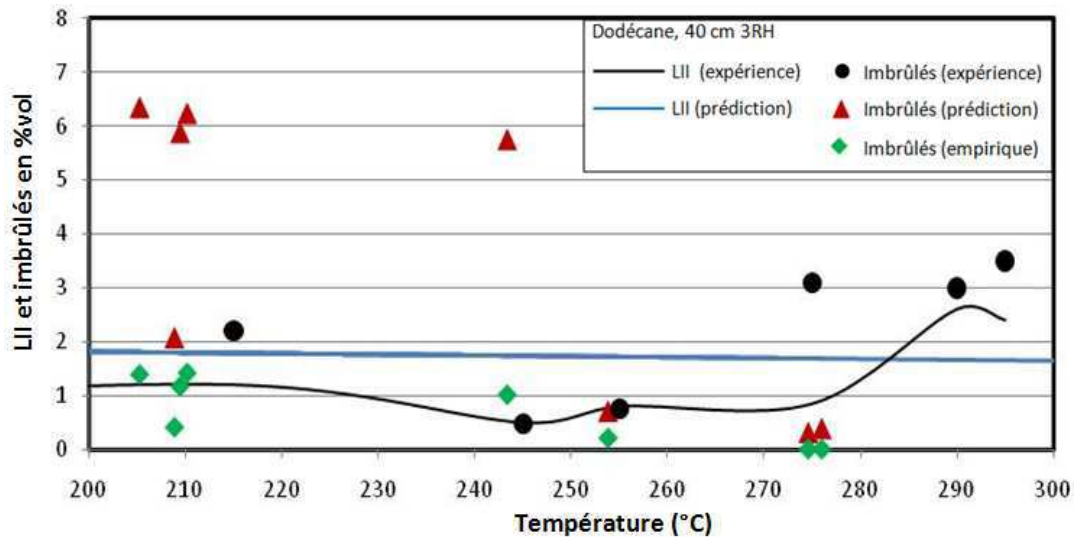


Figure 6. 49 Domaine d'inflammabilité en fonction de la température (D3_sp)

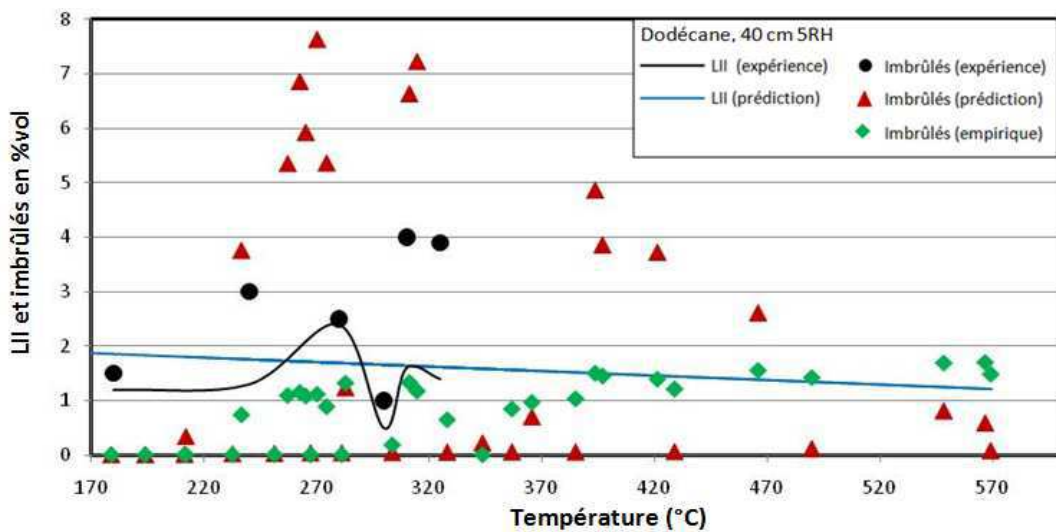


Figure 6. 50 Domaine d'inflammabilité en fonction de la température (D4_sp)

Sur les Figures 6.48, 6.49 et 6.50, le domaine d'inflammabilité du mélange combustible au niveau du thermocouple TE1 pour les cas test H2_sp, D3_sp et D4_sp est représenté. Lorsque l'on utilise la concentration du monoxyde de carbone prédite pour estimer la concentration des imbrûlés, on voit que la concentration des imbrûlés est très surestimée et beaucoup plus importante que la LII prédite. Donc le risque est présent. Lors de l'utilisation de la formule empirique, on voit que le risque n'est présent que pour les cas H3_sp et D3_sp. On voit que la prédiction du risque dépend fortement de la méthode utilisée pour évaluer la concentration du monoxyde de carbone. Globalement, on constate que malgré une surestimation de la LII et de la concentration en imbrûlés, le risque potentiel observé expérimentalement pour ces cas de figure peut être qualitativement reproduit par la simulation.

6.4 Conclusions

Dans ce chapitre, un modèle d'évaporation du liquide est couplé au modèle de combustion afin de modéliser la combustion de liquide. Huit cas tests ont été réalisés:

- H1_sp : heptane, 23 cm 3 Rh

- H2_sp : heptane, 23 cm 5 Rh
- H3_sp : heptane, 30 cm 3 Rh
- H4_sp : heptane, 30 cm 5 Rh
- D1_sp : dodécane, 30 cm 3 Rh
- D2_sp : dodécane, 30 cm 5 Rh
- D3_sp : dodécane, 40 cm 3 Rh
- D4_sp : dodécane, 40 cm 5 Rh

Pour l'heptane, le développement du feu est assez bien prédit lorsque le feu est légèrement sous-ventilé (H1_sp, H2_sp), ce qui entraîne une bonne prédiction de la température dans le local. Pour ces cas, la température et la concentration en oxygène à l'entrée de la gaine d'extraction sont aussi prédites de manière satisfaisante. Les cas tests H3_sp et H4_sp sont considérés très sous-ventilés. Pour le cas H3_sp, la simulation n'arrive pas à prédire le développement et la durée du feu, et par conséquent, de grands écarts sont remarqués sur les prédictions de la température et de la concentration en oxygène. Pour le cas H4_sp où le feu est mieux ventilé que celui du cas H3_sp, la simulation est plus précise. Les grandeurs considérées sont reproduites qualitativement.

Pour le dodécane, la simulation ne prédit précisément que l'évolution du feu pour le cas D2_sp où le feu est bien ventilé. Pour le cas D4_sp, l'évolution du feu est qualitativement reproduite et la durée du feu est bien prédite. Pour les cas tests D1_sp et D3_sp, l'évolution du feu est mal prédite, le feu est sous-oxygéné très rapidement puis la courbe simulée montre une période stationnaire où la puissance en moyenne est inférieure à la réalité. Pour ces deux cas tests, la durée du feu simulé est beaucoup plus importante que celle de l'expérience. On voit que la précision de l'approche semi-prédictive est significativement influencée par le régime de ventilation.

Les résultats obtenus montrent que notre approche proposée est très significativement influencée par le régime de ventilation et la nature de combustible. Pour l'heptane et le dodécane, le feu simulé est sous-oxygéné plus rapidement que l'expérience et s'adapte très rapidement à l'appauvrissement en oxygène dans le caisson. Lorsque le feu est très sous-oxygéné, pendant que l'expérience montre des fluctuations, la simulation montre des périodes stationnaires dont la puissance en moyenne est plus faible que l'expérience et par conséquent, la durée du feu prédit est plus importante que la réalité. La sous-oxygénation très rapide du feu simulé peut être expliquée par un taux de combustion surestimé. On voit aussi que le modèle simple d'extinction ne permet pas d'approcher la combustion lente dans une atmosphère très viciée. De plus, le modèle de pyrolyse ne permet pas de prendre en compte l'effet des flux externes sur l'évaporation de liquide. Les prédictions satisfaisantes obtenues pour les feux

sous-ventilés sont très encourageantes (H1_sp, H2_sp, H4_sp, D2_sp, D4_sp). Une étude de risque d'inflammation des imbrûlés a été réalisée. Le risque a été qualitativement reproduit dans certain cas tests. Cependant, l'évaluation du risque dépend fortement de l'évaluation de CO.

Conclusions générales et perspectives

Nous résumerons ici les apports de cette recherche et indiquons les perspectives en matières de développements futurs.

Au cours d'un incendie dans un local confiné, sous-ventilé, un manque d'oxygène peut engendrer une production importante de gaz imbrûlés. Lors de leur évacuation dans la gaine d'extraction, ces gaz peuvent être mis en présence d'air frais provenant d'un autre conduit de ventilation et s'enflammer à ce contact. Des travaux expérimentaux [1] ont montré que pour un feu sous-ventilé, l'inflammation d'imbrûlés dans le système de ventilation est possible. Notre étude a pour but de prédire qualitativement voire quantitativement ce risque par une approche numérique. Pour le réaliser, le dispositif expérimental mis en place au cours d'un travail précédent (Lassus [1]) est utilisé pour être confronté à un code CFD (FDS) approprié pour les problèmes d'incendie.

Afin de limiter le nombre de paramètres d'étude, une analyse bibliographique a été effectuée dans le premier chapitre. Cette étude a montré que les principaux paramètres intervenant sur l'inflammation d'imbrûlés sont la température, la ventilation du local, la concentration des imbrûlés et la nature des combustibles. Cette inflammation peut se produire soit par une auto-inflammation soit par une inflammation pilotée du mélange gazeux. L'auto-inflammation survient lorsque la concentration du mélange combustible est supérieure à sa Limite Inférieure d'Inflammabilité (LII) et sa température est supérieure à la Température d'Auto-Inflammation (TAI) du mélange. L'inflammation pilotée ne nécessite qu'un critère sur la concentration en gaz combustibles qui doit être supérieure à la LII du mélange. Cette dernière dépend de la température du mélange, de la nature des combustibles, de la pression et de la présence de gaz inertes.

Dans le deuxième chapitre, les modèles numériques considérés pour modéliser les phénomènes fondamentaux couplés au feu sont abordés. On considère que les mécanismes principaux intervenant sur la combustion issue du liquide sont: l'hydrodynamique, la vaporisation de liquide pour alimenter le combustible gazeux, la réaction chimique, les transferts de chaleur, la turbulence et la production de suie. Les équations gouvernantes sont simplifiées en adoptant l'hypothèse de faible nombre de Mach. La turbulence est modélisée par l'approche de la simulation des grandes échelles LES où l'effet des petites échelles est représenté par le modèle de Smagorinski via la viscosité turbulente. Pour éviter d'alourdir la solution numérique pour la production de suie, à l'aide des approches empiriques issues des essais expérimentaux, on a retenu les modèles de Magnussen, de Moss et de Smoke Point. Pour ces modèles, trois mécanismes principaux de la formation de suie sont approchés: la nucléation, le grossissement de la surface et l'oxydation de suie. L'évaporation du combustible liquide est évaluée soit par une approche non-prédictive (la perte de masse issue de l'expérience est imposée, l'évaporation est négligée) soit par une approche semi prédictive. Pour la dernière approche, la perte de masse expérimentale est imposée aux cent premières secondes puis, un modèle de pyrolyse de

liquide est couplé par la prise en compte de transferts de chaleurs vers le liquide. Pour modéliser la combustion de gaz combustibles, l'hypothèse de la chimie infiniment rapide est utilisée, le taux de réaction est calculé par le modèle de la dissipation des tourbillons (EDC). La zone d'inflammabilité du mélange est estimée par un modèle d'extinction permettant d'évaluer la concentration minimale en oxygène pour maintenir une flamme.

Le chapitre trois est consacré à la validation des modèles considérés. Les données expérimentales utilisées provenant de la littérature sont retenues pour deux types d'expériences: le feu en milieu ouvert et le feu semi-confiné. Pour le feu en milieu ouvert, la validation est réalisée sur quatre configurations: un feu de méthanol, un feu bidimensionnel de propane, un feu vertical de propane et un feu de nappe de propane et de propylène. Pour les trois premières configurations, la température et la vitesse axiale sont assez bien reproduites mais des écarts marqués sont observés sur l'évolution de la vitesse transversale, ce qui est dû à une mauvaise maîtrise de l'entraînement d'air. Pour la quatrième configuration, on remarque une sous-estimation de la concentration en oxygène sur l'axe central, notamment dans le panache thermique. Cela est causé par la surestimation du taux de combustion, inconvénient bien connu de l'hypothèse de la réaction infiniment rapide. Par conséquent, dans le panache thermique, une surestimation de la concentration en dioxyde de carbone et en vapeur d'eau est remarquée. En revanche, dans la zone réactive du feu, les évolutions des espèces sont bien prédites. Pour le feu semi-confiné, notre validation est basée sur les données fournies par le NIST pour un feu d'heptane. Le feu est soumis à la convection naturelle au travers d'une ouverture. On obtient une prédiction satisfaisante sur la température, la vitesse normale au niveau de l'ouverture et les concentrations des espèces comme l'oxygène et le dioxyde de carbone. La validation de la production de suie montre des résultats très différents. Pour le feu ouvert de propylène, parmi trois modèles considérés (Magnussen, Moss, Smoke Point), la production de suie n'est bien reproduite qu'avec le modèle de Magnussen. La fraction volumique de suie est très surestimée avec le modèle de Moss et le modèle Smoke Point. La prédiction de ces modèles est améliorée significativement lorsque l'on accélère le taux d'oxydation de suie. Cependant, pour le feu semi-confiné, les prédictions sont assez satisfaisantes avec le modèle de Moss et le modèle de Smoke Point et la production de suie est très sous-estimée par le modèle de Magnussen. L'évaluation du modèle de suie montre que la zone de validité des modèles varie sensiblement lorsque l'on change la configuration du feu. Il faut prendre en compte l'influence de plusieurs paramètres (l'entraînement d'air, le niveau de la turbulence, la nature de combustible, etc.) sur la formation de suie. Comme le modèle de Moss et celui de Smoke Point donnent des prédictions satisfaisantes pour le feu semi-confiné, configuration semblable à la configuration principale de notre sujet (caisson CERES), ces deux modèles sont retenus pour notre étude. Le modèle Smoke Point est plus approprié car il tient compte de la nature du combustible.

Dans le chapitre quatre, le caisson CERES est brièvement représenté. Le domaine de calcul et l'étude du maillage sont aussi abordés. Une analyse du régime de ventilation a été réalisée. Cette étude

a montré l'influence de la vitesse d'évacuation sur l'évolution du feu via le retour d'air dans la gaine d'extraction. Parmi les régimes de ventilation considérés (ventilation naturelle et ventilation mécanique), le régime VM2 (ventilation mécanique, $V_{\text{evac}} = V_{\text{adm}} + V_{\text{dil}}$) est retenu. Les comparaisons effectuées montrent une bonne cohérence entre l'approche EDC implémentée dans FDS dans le cadre de ce travail et le modèle de fraction de mélange utilisé par défaut dans FDS5. Dans certains cas tests, les prédictions du modèle EDC sont meilleures pour l'évolution de la température (local, gaine d'extraction) et la concentration des espèces (gaine d'extraction). Ces résultats montrent les potentialités de l'approche imposée et nous encourageons dans leur exploitation et leur amélioration afin d'atteindre des prédictions plus précises.

Le cinquième chapitre aborde la simulation numérique des feux d'heptane et de dodécane dans le caisson CERES par une approche non-prédictive: le débit massique expérimental du combustible est imposé au foyer pour modéliser l'évaporation de combustible liquide. Les cas tests considérés sont classés en deux groupes: les feux légèrement sous-ventilé et les feux très sous-ventilé. En régime légèrement sous-ventilé, la puissance du feu est très bien reproduite. On obtient aussi une bonne prédiction de la température (local, gaine d'extraction) et des concentrations en oxygène et en dioxyde de carbone (gaine d'extraction). En régime très sous ventilé, avec cinq renouvellements horaires, la puissance du feu est reproduite de manière satisfaisante mais avec trois renouvellements horaires, l'écart entre l'expérience et la simulation est très marqué. Il faut noter que la puissance expérimentale est estimée par l'approche de la perte de masse et la puissance simulée est estimée par le taux de consommation de combustible. Il semble qu'en régime très sous-ventilé, l'approche de EDC est plus raisonnable car la combustion est incomplète. Pour les feux très sous-ventilés, l'évolution de la température et de la concentration en oxygène est qualitativement reproduite. En termes d'évolution du monoxyde de carbone, dans la plupart des cas tests, l'ordre de grandeur de la concentration en monoxyde de carbone est retrouvé. Dans certains cas, la tendance d'évolution du monoxyde de carbone est numériquement reproduite. Le sujet principal de ce travail est l'estimation du risque d'inflammation d'imbrûlés dans la gaine d'extraction. Pour se faire, il faut estimer la zone d'inflammabilité du mélange combustible, notamment la Limite Inférieure d'Inflammabilité (LII). La température prédite à l'entrée de la gaine d'extraction permet d'estimer les Limites Inférieures d'Inflammabilité des composants par la loi de Burgess-Wheeler. Puis, la Loi de Le Châtelier est adoptée pour calculer la LII du mélange d'imbrûlés. Cependant, la réaction de combustion simplifiée ne permet pas de prendre en compte l'hydrogène et les hydrocarbures dans le mélange de la simulation. Dans le mélange d'imbrûlés, la simulation ne présente que le monoxyde de carbone et le combustible (soit l'heptane soit le dodécane). Pour surmonter cet inconvénient, une approche empirique couplée permet de prendre en compte l'hydrogène et les hydrocarbures dans le mélange. Le mélange peut être décomposé de la façon suivante: le monoxyde de carbone, l'hydrogène et le mélange des hydrocarbures qui est représenté par le combustible. On suppose un mélange dont la

composition est la suivante: $[CO]=50\%$, $[H_2]=25\%$ et $[hydrocarbures]=25\%$ (hypothèse effectuée par Lassus [1] à partir de ses résultats expérimentaux obtenus). Le monoxyde de carbone représente la moitié des imbrûlés. La concentration en monoxyde de carbone peut être estimée soit par la simulation soit par une relation empirique proposée par Lassus [1] à partir de la concentration en oxygène. La zone d'inflammabilité prédite est comparable avec celle de l'expérience et le risque potentiel montré par la simulation est en cohérence avec le travail de Lassus [1].

Dans le dernier chapitre, le feu de liquide est approché par une approche semi-prédictive. La puissance du feu est imposée dans les premiers instants de la croissance du feu puis un modèle d'évaporation du liquide est couplé au modèle de combustion afin de modéliser la combustion de liquide. Il a été montré lors d'un précédent travail [1] puis repris par Nasr [23] que durant les cents premières secondes, un feu en milieu confiné se comporte comme un feu en milieu ouvert. Dans le cinquième chapitre, on a montré qu'il est possible de prédire le risque, du moment que l'on puisse prédire de manière satisfaisante la température et la concentration en oxygène dans la gaine d'extraction. Donc, avec l'approche semi-prédictive, ces deux grandeurs sont évaluées. Les prédictions sont assez satisfaisantes pour les feux légèrement sous-ventilés. Cependant, en régime fortement sous-ventilé, le modèle de pyrolyse n'arrive pas à prédire la durée et l'évolution temporelle du feu. Il semble que l'évaporation en fonction de la concentration en oxygène n'est pas correctement prise en compte. L'objectif de notre étude est de prédire le risque d'inflammation des imbrûlés. Cela peut-être réalisé de manière qualitative aussi bien avec l'approche non-prédictive mais aussi malgré une surestimation aussi bien de la LII mais surtout de la concentration en CO et donc d'imbrûlés, par une approche semi-prédictive.

Ce travail ouvre donc de nombreuses perspectives de recherche. Du point de vue de nos résultats, les modèles numériques pourraient être améliorés en prenant en compte un mécanisme de réaction plus détaillé permettant de prendre en compte l'hydrogène et les hydrocarbures dans le mélange combustible simulé. Il faut raffiner aussi la relation entre la flamme et la vitesse d'évacuation des gaz brûlés pour mieux évaluer la dépression du feu. Une évaluation de la production de suie et son influence sur l'évolution du feu sera aussi nécessaire. Pour estimer la durée du feu, des approches simples basées sur une fraction massique en oxygène critique n'ont pas permis d'approcher la phase d'extinction du feu, notamment en régime très sous-ventilé. Le phénomène d'extinction du feu doit être traité de façon plus détaillé en prenant en compte la chimie se déroulant dans la flamme (cf. [70]). L'amélioration des modèles nous permettra d'aborder les configurations fortement sous-ventilées et plus risquées (local en feu avec l'arrêt du soufflage ou introduction d'une cible [1]).

Du point de vue de l'expérience, l'étude d'autres combustibles liquides ou solides serait nécessaire afin d'étendre les données expérimentales pour la phase de vérification et de validation du schéma numérique à apporter. Une meilleure évaluation du couplage entre la flamme et le régime de

ventilation nécessite aussi de mesurer la vitesse en continu au niveau de la gaine d'évacuation, ce qui permettra d'améliorer le bilan des espèces. Il nécessite aussi d'évaluer l'influence de la position du foyer où la position de la gaine d'extraction sur l'évolution du feu.

ANNEXE A

Sensibilité du domaine de calcul

Le chapitre 3 présente plusieurs simulations correspondant à différents feux de nappe en milieu ouvert. En fait, la simulation de ces configurations nécessite un domaine de calcul suffisamment large pour éviter une interaction artificielle entre le panache de fumée et les frontières latérales. En général, il est recommandé d'utiliser un domaine de calcul d'une dimension 10 fois plus grande que le diamètre caractéristique D^* du feu (cf. équation 2.92_a). Dans notre étude, le domaine de calcul choisi est seulement 3 ou 4 fois plus large que le diamètre D^* . Ce choix est effectué suite à une étude de sensibilité du domaine de calcul. Par exemple, on considère la configuration 4 avec le feu de propane (cf. Figure 3.44). Pour cette configuration, le diamètre caractéristique D^* est égal à 0.5 m. Afin d'étudier la sensibilité du maillage, on a utilisé différentes largeurs pour le domaine de calcul. Les tailles effectuées varient de trois fois à dix fois D^* (cf. Figure A.1).

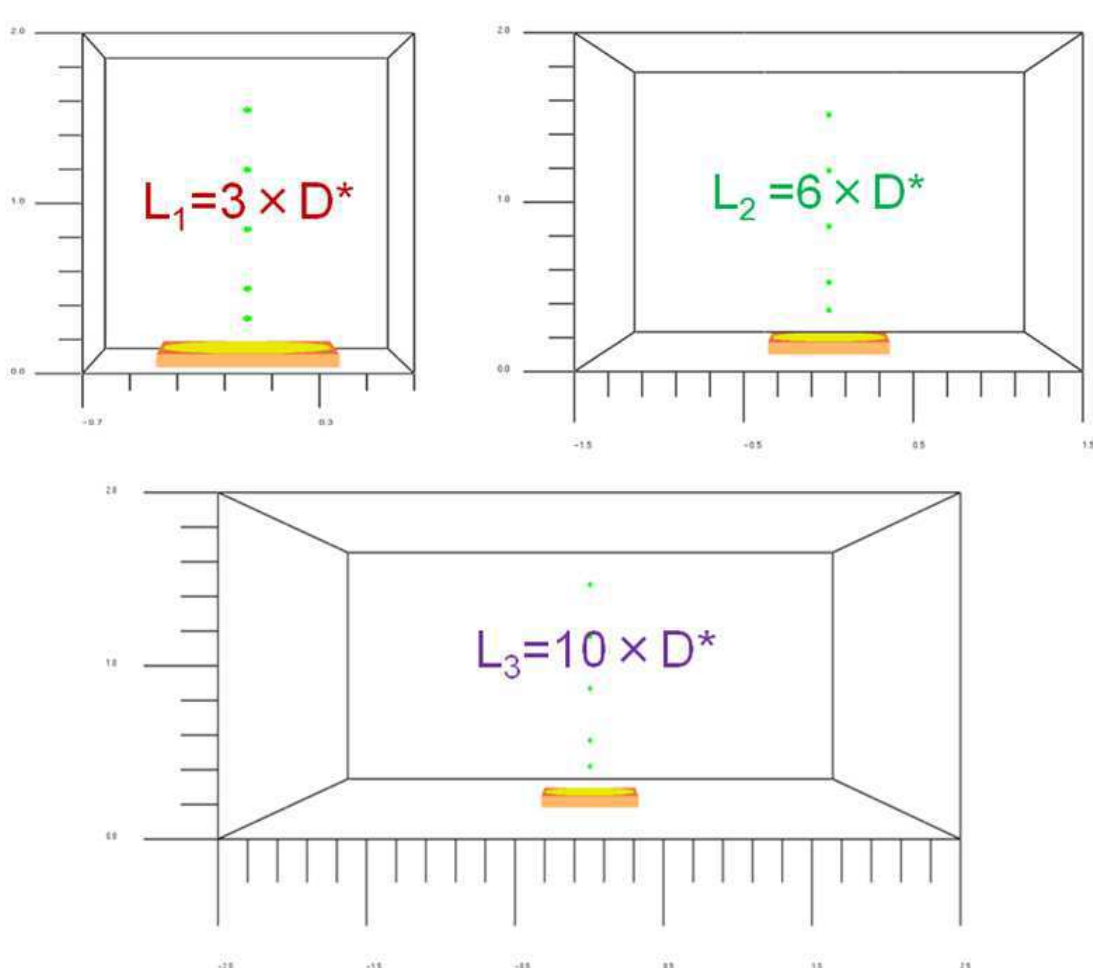


Figure A. 1 Les domaines de calcul utilisés pour l'étude de sensibilité

En traçant les évolutions de la température, la vitesse longitudinale et la fraction massique en oxygène sur les axes longitudinal (cf. Figures A.2, A.3 et A.4) et transversal (cf. Figure A.6, A.7 et A.8), on constate qu'une largeur trois fois plus grande que D^* est déjà suffisante, les prédictions ne

changent pas significativement lorsque l'on fait varier la taille du domaine de calcul. Notre choix est donc validé.

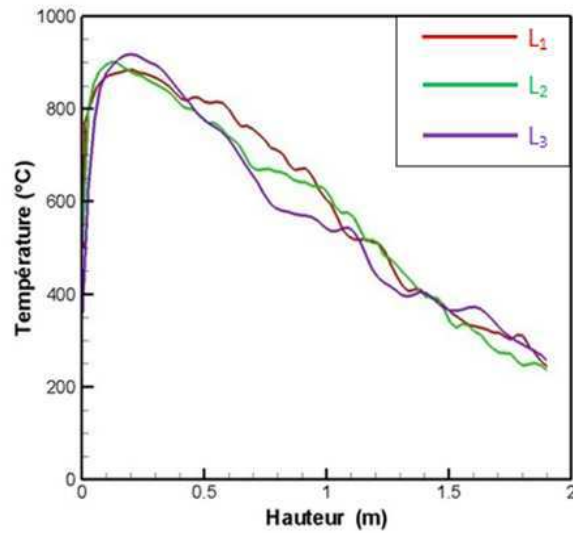


Figure A. 2 Evolution de la température sur l'axe central

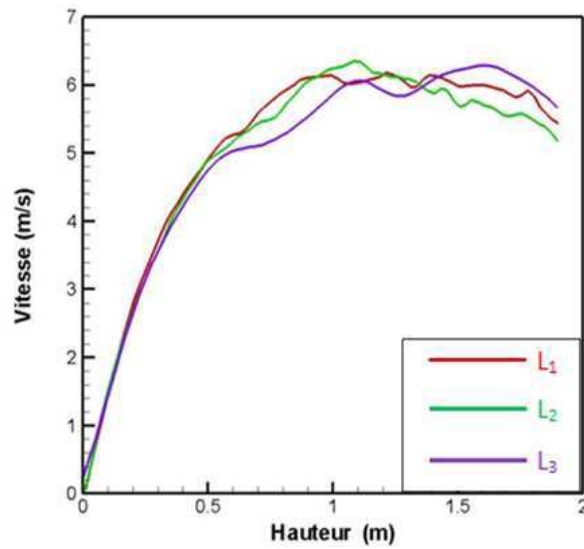


Figure A. 3 Evolution de la vitesse axiale sur l'axe central

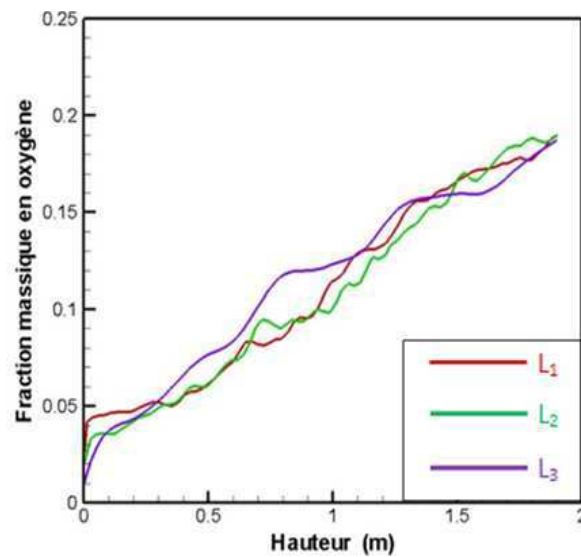


Figure A. 4 Evolution de la fraction massique en oxygène sur l'axe central

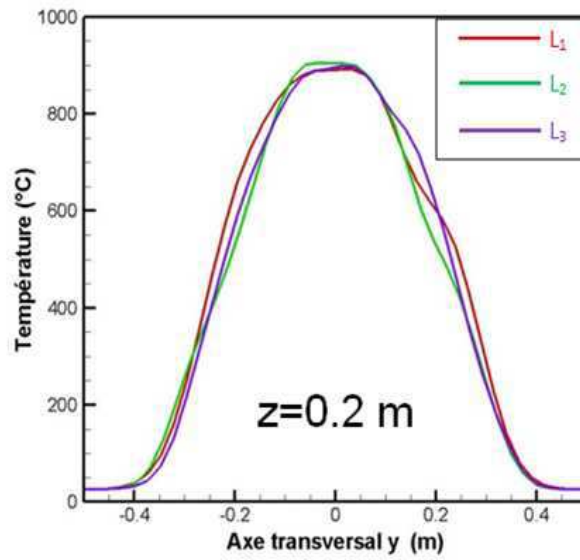


Figure A. 5 Evolution de la température sur l'axe transversal

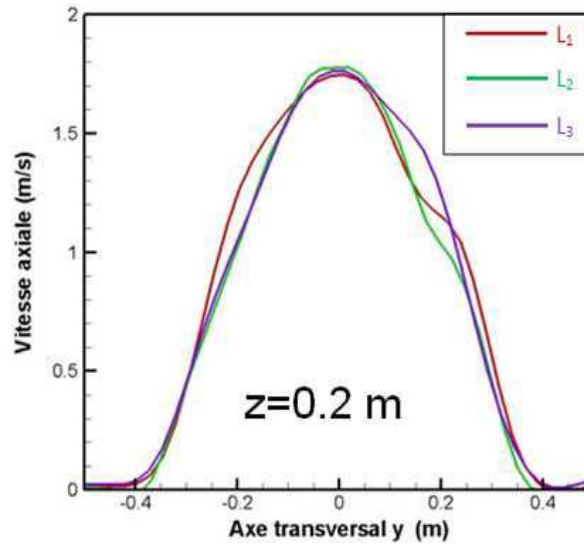


Figure A. 6 Evolution de la vitesse axiale sur l'axe transversal

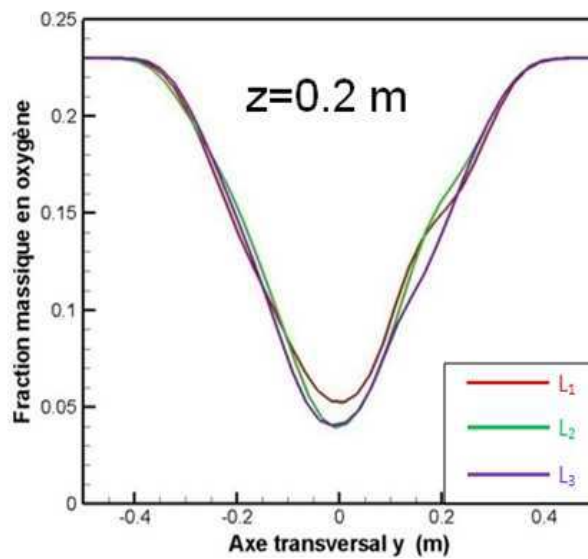


Figure A. 7 Evolution de la fraction massique en oxygène sur l'axe transversal

Annexe B

Régime de ventilation

Dans le chapitre 4, on a abordé le choix du régime de ventilation. Comme l'évolution de la vitesse d'évacuation n'est pas fournie dans les données expérimentales, il est très difficile de représenter le régime de ventilation du dispositif expérimental. Pour simplifier le problème, on a supposé que la vitesse d'évacuation est égale à la somme de la vitesse d'admission et de la vitesse de dilution. En fait, l'évolution de la vitesse d'évacuation doit être basée sur un bilan massique (cf. Figure B.1).

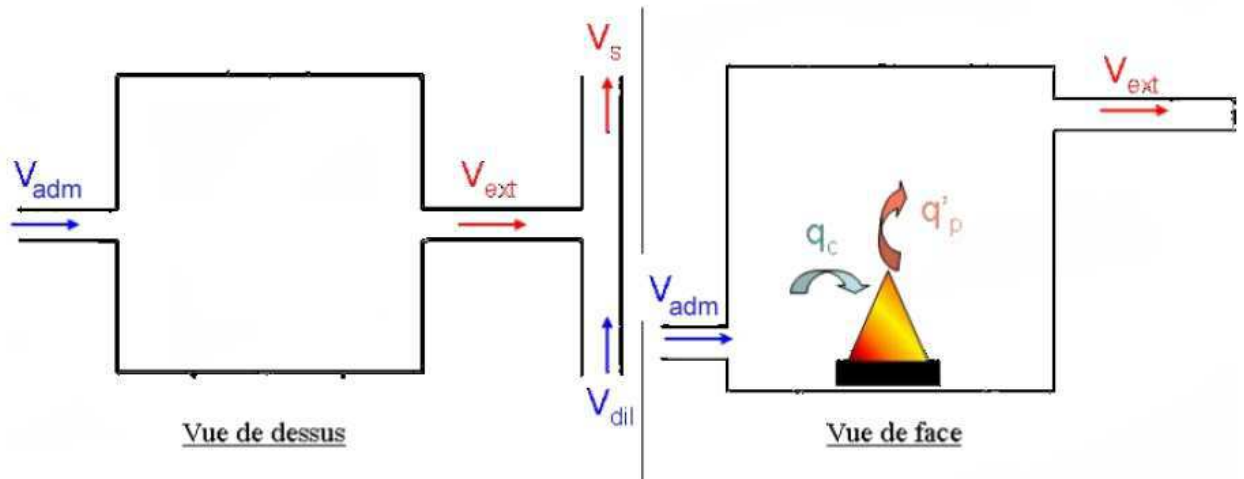


Figure B. 1 Schéma des écoulements au niveau du caisson

Le bilan massique du dispositif est donnée par:

$$\dot{q}_s = \dot{q}_{adm} + \dot{q}_{dil} + \dot{q}_{feu} \quad (\text{B.1})$$

A l'instant initial, $\dot{q}_{feu} = 0$, le bilan peut être déterminé par:

$$\dot{q}_s = \dot{q}_{adm} + \dot{q}_{dil} \quad (\text{B.2})$$

Notre hypothèse n'est donc raisonnable qu'à l'instant initial. Lorsque le feu est initié, si on note V le volume total du système et S la surface qui limite ce volume, le bilan intégral de conservation de masse s'écrit de manière suivante :

$$\int_V \frac{\partial \rho}{\partial t} dV + \int_S \rho \vec{u} \cdot \vec{n} dS = 0 \quad (\text{B.3})$$

Si on note A la section des gaines (admission, évacuation, dilution), le bilan de conservation de masse se traduit par la relation suivante:

$$\int_V \frac{\partial \rho}{\partial t} dV + \rho_1 A V_{\acute{e}vac} - \rho_0 A (V_{adm} + V_{dil}) = 0 \quad (\text{B.4})$$

On a : $\int_V \frac{\partial \rho}{\partial t} dV < 0$ en régime de combustion, donc : $\rho_1 A V_{\text{évac}} - \rho_0 A (V_{\text{adm}} + V_{\text{dil}}) > 0$. La densité

à l'évacuation est inférieure à la densité de l'air frais ($\rho_1 < \rho_0$), donc $V_{\text{évac}} > V_{\text{adm}} + V_{\text{dil}}$. La combustion conduite à une situation de surpression au sein de l'enceinte. De plus, l'extinction du feu peut entraîner une dépression dans le local. En particulier, le comportement du feu en régime sous-ventilé est très compliqué avec les extinctions et les inflammations locales de la flamme. La prise en compte du bilan massique est trop compliquée pour la simulation numérique. Afin de simplifier le calcul, on a calibré la vitesse d'évacuation (cf. Tableau B.1). Ici, on considère le feu d'heptane dont le diamètre du foyer est de 23 cm et le taux de renouvellement horaire est 5 ($V_{\text{évac}} = V_{\text{dil}} = 0.227$ m/s).

Cas test	$V_{\text{évac}}$ (m/s)
c1	Frontière libre
c2	0.227
c3	0.5
c4	0.554
c5	0.6
c6	0.7
c7	1.

Tableau B.1 Cas tests pour calibrer la vitesse d'évacuation

L'évolution de la puissance du feu et les évolutions des grandeurs (température, concentration en oxygène) à l'entrée de la gaine d'extraction sont présentées respectivement sur les Figures B.2, B.3 et B.4. Les résultats montrent que lorsque la vitesse d'évacuation approche une valeur critique qui est égale à la somme des vitesses entrantes (c4), les prédictions approchent les données expérimentales. Donc, cette valeur est choisie comme la condition aux limites pour la vitesse sortante.

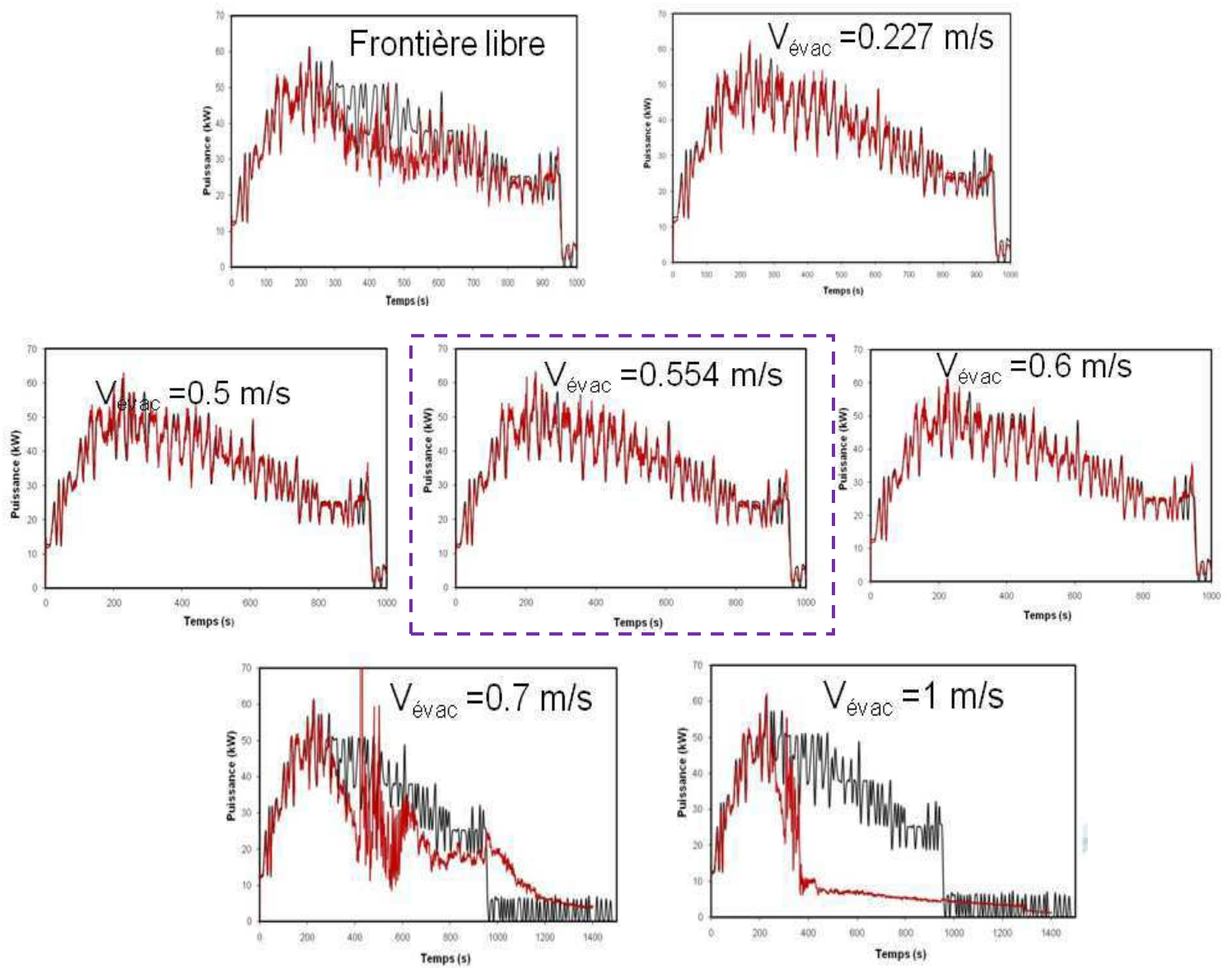


Figure B. 2 Evolution de la puissance du feu

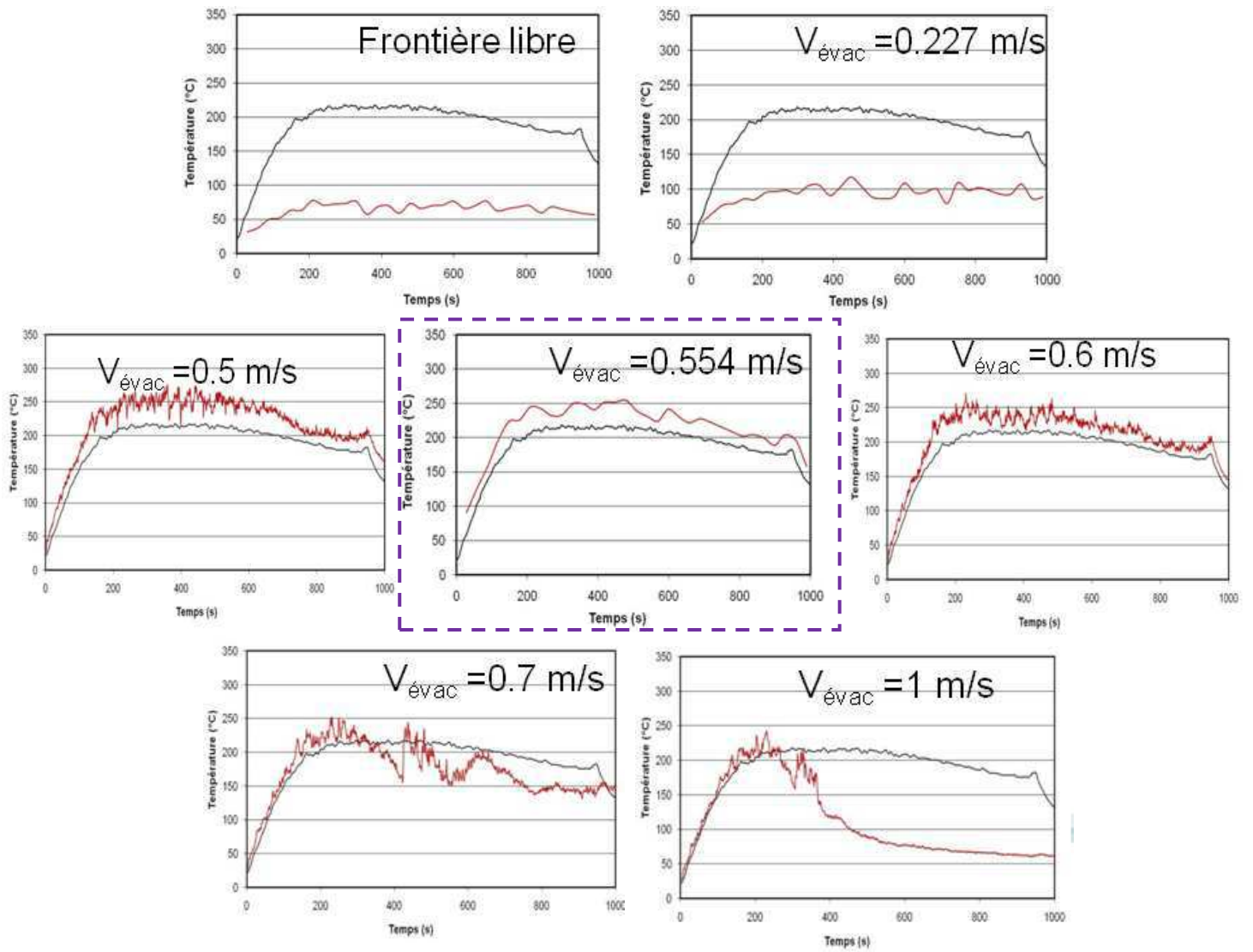


Figure B. 3 Evolution de la température au TE1

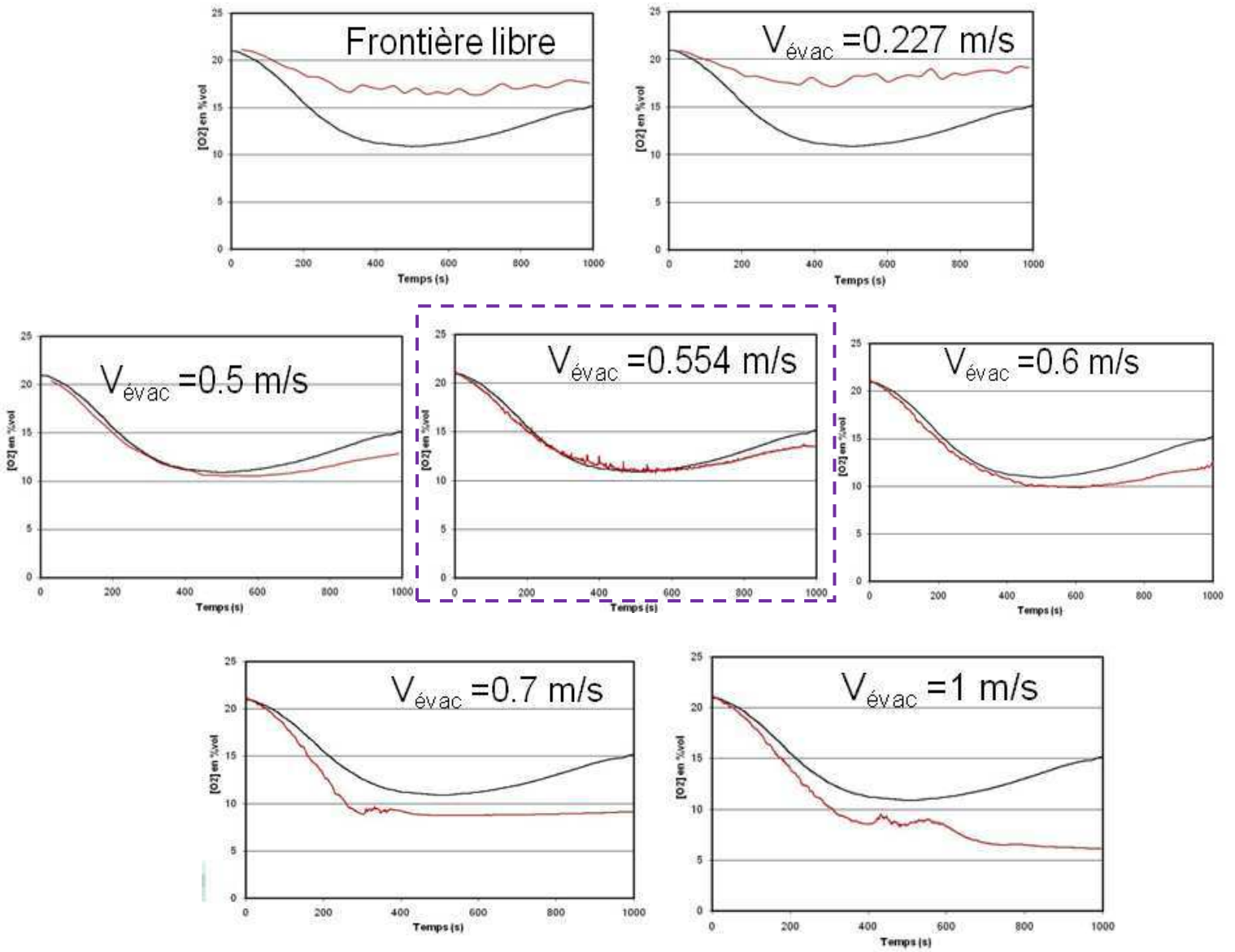


Figure B. 4 Evolution de la concentration en oxygène

Annexe C

Pression

La pression est aussi un paramètre important pour la compréhension de la dynamique des feux confinés pour les locaux équipés d'une ventilation mécanique. L'évaluation du bilan de masse du caisson est liée strictement à l'évolution de la pression. Malheureusement, on ne peut pas représenter précisément le régime de ventilation du dispositif expérimental avec la simulation numérique. Par conséquent, le calcul ne peut pas prédire la pression locale de manière satisfaisante. En fait, les variations de la pression dans le local ne sont pas ajoutées aux conditions aux limites lorsque l'on impose les vitesses sortantes et entrantes. C'est un inconvénient bien connu du code FDS. Dans la littérature, plusieurs études ont été menées avec, pour but de mieux prendre en compte le 'feedback' entre le feu et le comportement du régime de ventilation mais les améliorations sont encore limitées, en particulier lors d'un feu confiné sous-ventilé. Dans notre étude, on a testé plusieurs régimes de ventilation et on a constaté que l'évolution de la pression simulée dans le local est très sensible aux conditions aux limites, notamment à la sortie de la gaine d'évacuation. On considère maintenant un feu d'heptane de 23 cm avec 3 renouvellements horaires. L'évolution temporelle de la pression du local issue des données expérimentales sont représentées sur la Figure C.1.

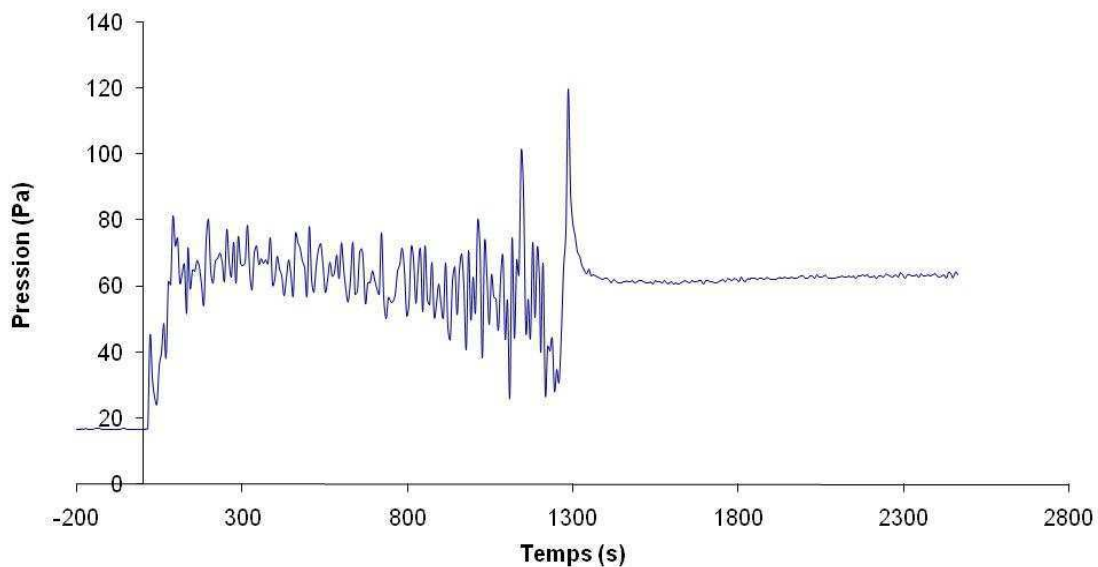


Figure C. 1 Evolution de la pression du local (expérience)

Sur les Figure C.2 et C.3, on présente les pressions instantanées (vers $t=600$ s) issues de la simulation numérique lorsque la frontière libre est imposée à l'entrée de la gaine de dilution et à la sortie de la gaine d'évacuation. Sur la Figure C.4, la pression simulée instantané (vers $t=600$ s) issue d'un cas test où la vitesse d'évacuation est imposée ($V_{\text{évac}}=0.7 \text{ m/s} > V_{\text{adm}} + V_{\text{dil}}$). On peut constater que la pression locale varie significativement lorsque l'on évalue le régime de ventilation. Une vitesse d'évacuation imposée peut entraîner une surestimation de la dépression où de la surpression dans le caisson. Pour simplifier le problème on a dû faire des compromis. Dans ses études expérimentales,

Lassus [1] a montré que la variation de la pression dans le local a peu d'influences sur la Limite Inférieure d'Inflammabilité (LII) du mélange d'imbrûlé. On a donc négligé les impacts de la pression sur l'évolution de la LII.

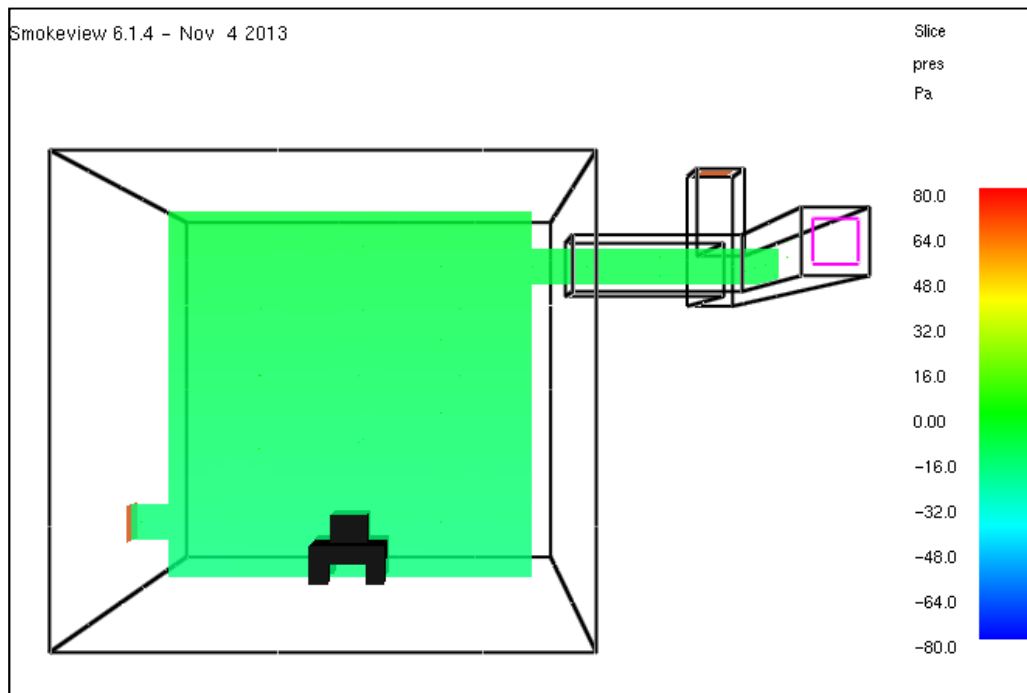


Figure C. 2 Pression numérique instantanée (gaine de dilution : frontière libre)

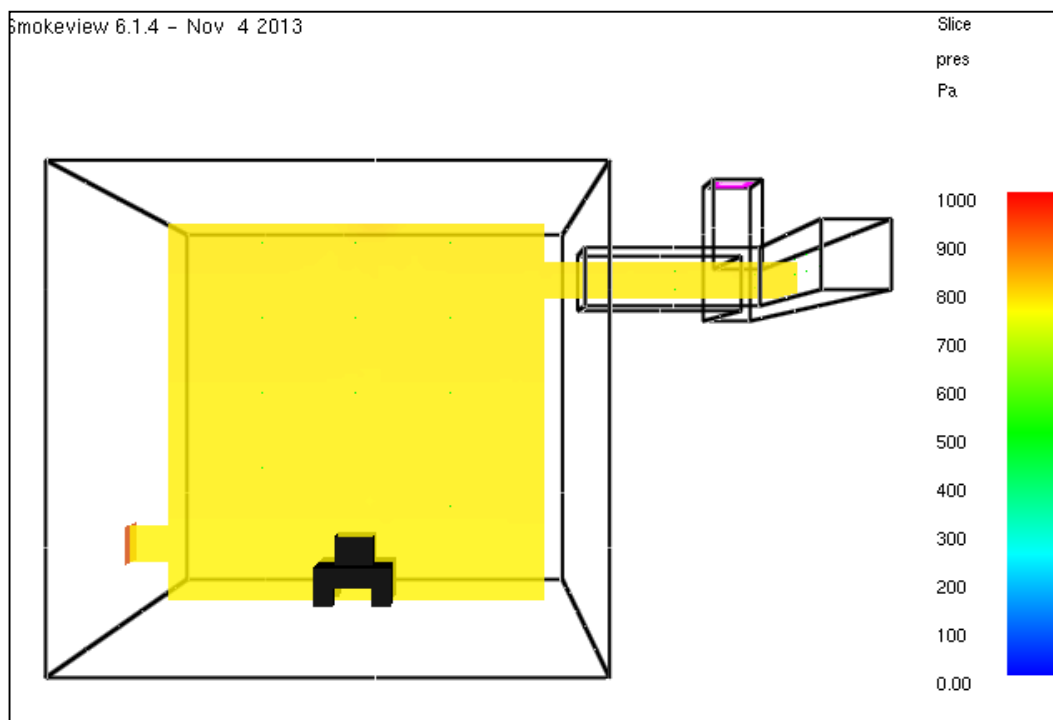


Figure C. 3 Pression numérique instantanée (gaine d'évacuation : frontière libre)

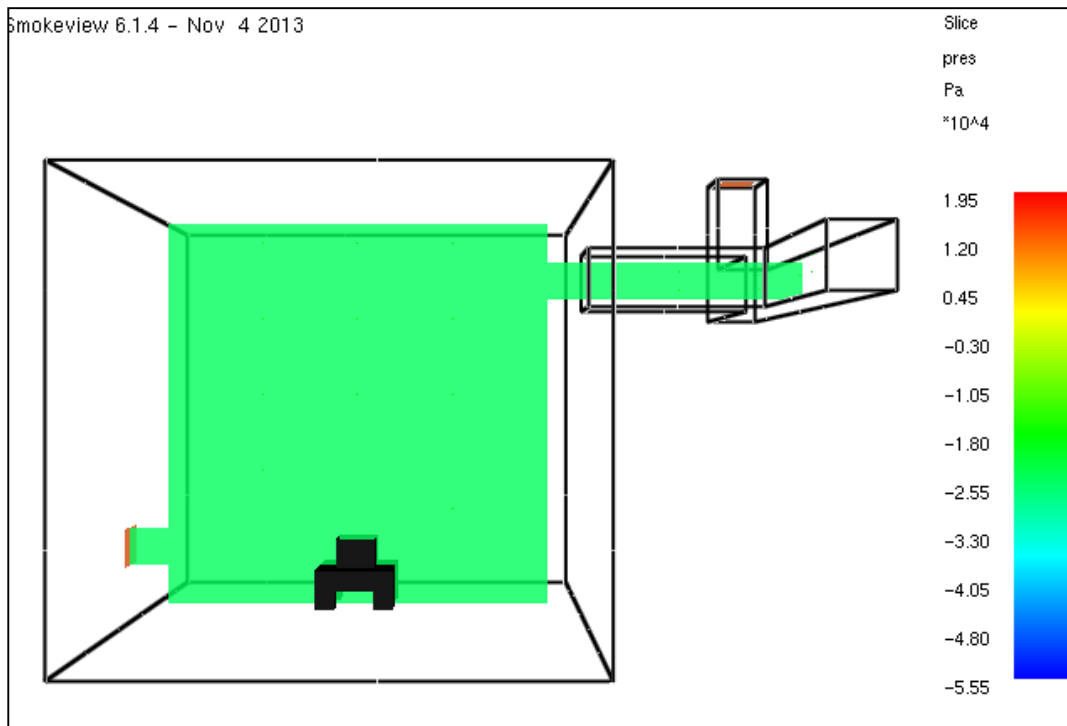


Figure C. 4 Pression numérique instantanée ($V_{\text{évac}}=0.7$ m/s)

Annexe D

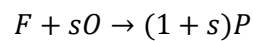
Richesse globale

Les feux considérés dans notre étude sont sous-ventilés voire très sous-ventilés. Pour calibrer le taux de ventilation du caisson, on utilise la richesse globale R . Cela est défini comme suivant:

$$R = \frac{s}{\dot{m}_O/\dot{m}_F} \quad (\text{D.1})$$

Ici:

- s est la fraction massique stoechiométrique en oxydant dans la réaction chimique globale:



Avec : F , O , P sont respectivement le combustible, l'oxydant (l'air) et le produit de la combustion

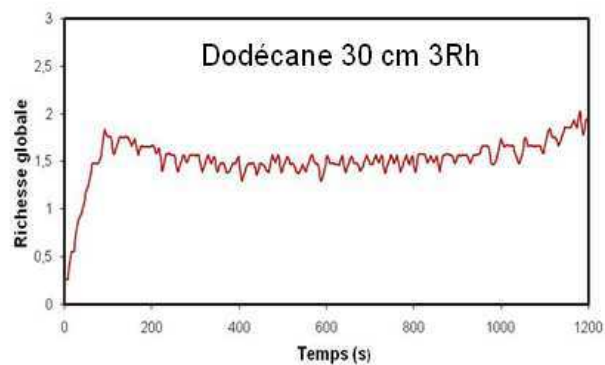
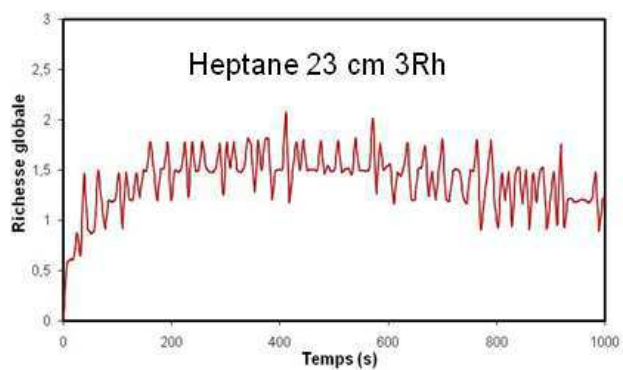
- \dot{m}_O est le débit massique de l'oxydant fournit au caisson. Cela dépend du taux de renouvellement horaire utilisé. Par exemple, avec trois renouvellements horaires (l'air dans le caisson est renouvelé trois fois par heure), le débit massique d'air est calculé comme suivant:

$$\dot{m}_O = \frac{3 \times 8 \text{ m}^3}{1.2 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \times 3600 \text{ s}} = 5.5 \times 10^{-3} \text{ kg/s} \quad (\text{D.2})$$

- \dot{m}_F est le débit massique de combustible. Cela est calculé à partir de la perte de masse ou de la puissance du feu.

Sur les Figures D1, on présente les évolutions de la richesse globale dans le caisson pour le feu d'heptane 23 cm 3 Rh, le feu de dodécane 30 cm 3Rh, le feu d'heptane 30 cm 3Rh et le feu de dodécane 40 cm 3RH. Pour les feux sous ventilés, la richesse globale est de l'ordre de 2. Cela est de l'ordre de 5 pour les feux très sous-ventilés.

Sous ventilé:



Très sous ventilé:

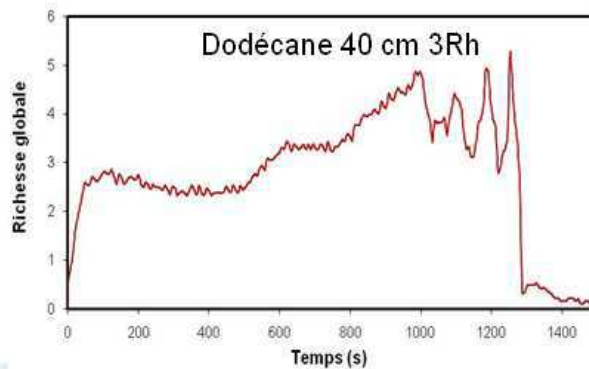
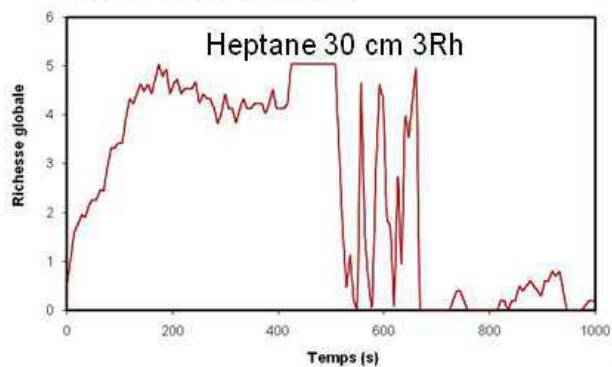


Figure D. 1 Evolution de la richesse globale

Annexe E

Concentration des imbrûlés

Dans notre étude, on utilise une approche *ad hoc* dans la quelle les espèces inflammables dans les fumées sont le monoxyde de carbone, l'hydrogène et les vapeurs d'heptane ou de dodécane. Ces espèces sont supposées être dans des proportions fixes (50% CO, 25% H₂, et 25% de vapeurs d'heptane ou de dodécane), ce qui permet une estimation de la fraction massique des espèces inflammables à partir de la connaissance de la fraction massique du monoxyde de carbone. En fait, la simulation fournit aussi les quantités de vapeurs d'heptane ou de dodécane imbrûlés. Cependant, on n'utilise pas ces valeurs car l'hypothèse de la réaction infiniment rapide provoque toujours une surestimation du taux de réaction. Par conséquent on a une surestimation de la production de monoxyde de carbone et une sous-estimation de la concentration en vapeurs combustibles (l'heptane ou le dodécane). Le mélange des imbrûlés simulé n'est composé que de deux espèces: CO et le combustible où la concentration du CO est beaucoup plus importante que celle du combustible ([imbrulés]=[CO]+[combustible]). Cela est montré sur la Figure E.1 qui présente les évolutions temporelles des concentrations du CO et du combustible imbrûlé à l'entrée de la gaine d'extraction pour un feu d'heptane 30 cm avec 3 RH.

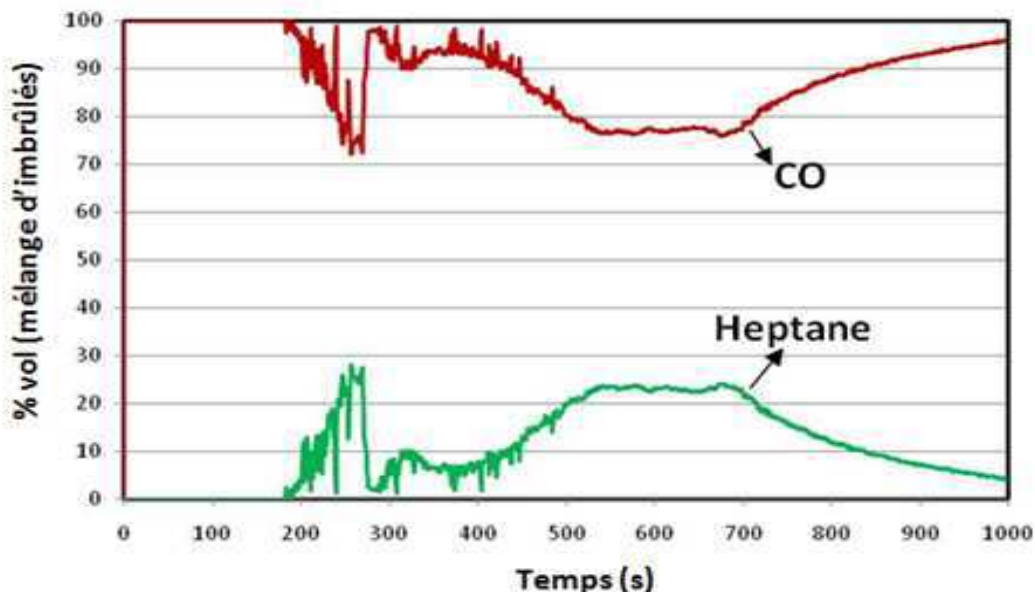


Figure E. 1 Evolutions des espèces imbrûlées simulées

La Figure E.2 présente l'évolution de la LII des espèces imbrûlées. On constate que la LII du CO est beaucoup plus importante que celle du combustible. Par conséquent, la LII du mélange d'imbrûlé est surestimée et plus élevée que la concentration des imbrûlés (cf. Figure E.3). Cela peut sous-estimer la possibilité de risque d'inflammation des imbrûlés. Lorsque l'on utilise les espèces imbrûlées simulées, le risque n'est pas présent pour un feu d'heptane 30 cm 3 Rh. Cela est contraire à l'observation de Lassus [39] pour ce cas de figure où le feu est fortement sous-ventilé. On a donc

appliqué une approche *ad hoc* qui est basée aussi sur les formules empiriques développées à partir des essais expérimentaux pour compenser les lacunes du modèle de combustion.

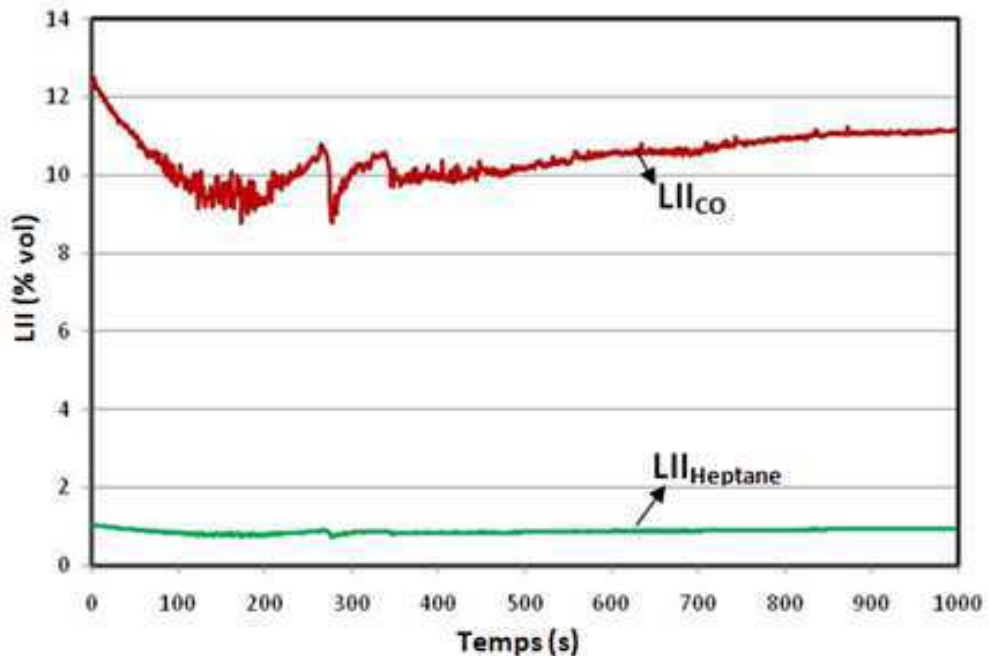


Figure E. 2 Evolution de la LII des espèces imbrûlées

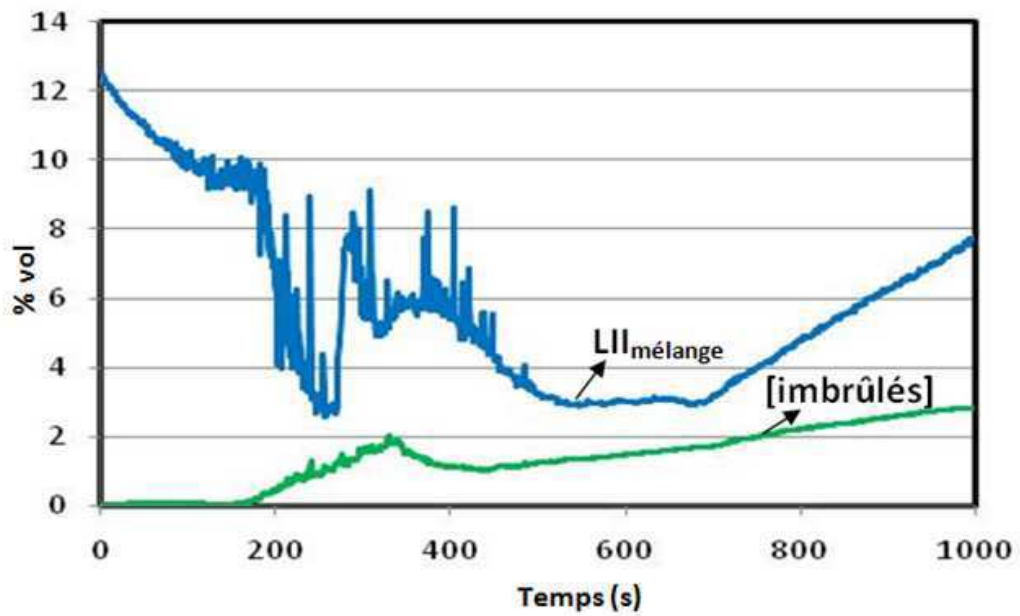


Figure E. 3 Evolutions de la LII du mélange et de la concentration des imbrûlés

Liste des figures

Figure 1. 1 Triangle du feu.....	2
Figure 1. 2 Propagation de la combustion par transmission de chaleur	2
Figure 1. 3 Flamme d'un bec Bunsen.....	4
Figure 1. 4 Structure d'une flamme pré- mélangée laminaire dans un tube.....	4
Figure 1. 5 Schéma d'une flamme de diffusion.....	5
Figure 1. 6 Structure de la flamme de diffusion.....	6
Figure 1. 7 Evolution des feux de solide et de liquide en milieu ouvert	6
Figure 1. 8 Evolutions possibles d'un feu en milieu confiné	7
Figure 1. 9 Schéma de principe d'un feu de nappe	12
Figure 1. 10 Structure d'un feu de nappe	13
Figure 1. 11 Allure d'évolution du débit massique surfacique en fonction du diamètre D du foyer pour un feu de nappe.....	16
Figure 1. 12 Evolution de la LII de différents combustibles en fonction de leur chaîne carboné [10] .	20
Figure 1. 13 Domaine d'inflammabilité	20
Figure 1. 14 Evolution de la TAI en fonction de la longueur de chaîne carbonée des différents combustibles [10]	22
Figure 1. 15 Les courants de gravité	24
Figure 1. 16 Feu au cours d'un backdraft.....	26
Figure 1. 17 Backdraft et flash-over.....	27
Figure 1. 18 Le backdraft étudié par Gojkovic.....	33
Figure 1. 19 Etude expérimentale de Pierre-Louis Lamballais [27].....	34
Figure 1. 20 Ouvertures utilisées dans les études de Fleishmann et al.....	35
Figure 1. 21 Résultat du cas de pleine ouverture [29].....	36
Figure 1. 22 Résultat du cas de $h1/3$ ouverture [29].....	36
Figure 1. 23 Ouvertures utilisées dans l'étude de Most et al. [30].....	37
Figure 1. 24 Forme de la flamme dans une atmosphère naturellement ventilée [31].....	39
Figure 1. 25 L'apparition de la flamme fantôme [31].....	39
Figure 1. 26 les ouvertures effectuées sur le compartiment à échelle réduite de Weng et al. [32, 33] .	40
Figure 2.1 Comparaison de RANS, LES et DNS.....	49
Figure 2.2 Régime de combustion d'une flamme de diffusion	54
Figure 2. 3 Concept du transfert d'énergie sur la cascade des échelles turbulentes	58
Figure 2.4 Formation d'un cycle benzénique	60
Figure 2.5 Mécanisme de formation des hydrocarbures aromatiques polycycliques (Hydrogen Abstraction - Carbon Addition).....	61
Figure 2.6 Loi empirique de l'extinction locale	72
Figure 2. 7 Système de coordonnées de la discrétisation angulaire	76
Figure 3.1 Domaine de calcul.....	79
Figure 3.2 Evolution de T sur l'axe transversal x , à $z = 2$ cm.....	80
Figure 3.3 Evolution de T sur l'axe transversal x à $z = 18$ cm.....	80

Figure 3.4 Evolution de w sur l'axe transversal x , à $z = 18$ cm	81
Figure 3.5 Evolution de w sur l'axe transversal x , à $z = 30$ cm	81
Figure 3.6 Evolution de l'énergie cinétique turbulente sur l'axe transversal y , à $z = 18$ cm	82
Figure 3.7 Evolution de l'énergie cinétique turbulente sur l'axe transversal y , à $z = 30$ cm	83
Figure 3.8 Evolution de la température prédite avec SGS1 et SGS2 sur l'axe transversal y , à $z = 18$ cm	83
Figure 3.9 Evolution de la vitesse axiale prédite avec SGS1 et SGS2 sur l'axe transversal y , à $z = 18$ cm	83
Figure 3. 10 Evolution de l'énergie cinétique turbulente instantanée sur l'axe central à $z=20$ cm.....	84
Figure 3. 11 Evolution de la température instantanée sur l'axe central à $z=20$ cm.....	84
Figure 3.12 Cascade de l'énergie turbulente	85
Figure 3.13 Comparaison d'évolutions de T sur l'axe transversal x , à $z = 2$ cm).....	86
Figure 3.14 Comparaison d'évolutions de T sur l'axe transversal x , à $z = 10$ cm	86
Figure 3.15 Comparaison d'évolutions de w sur l'axe transversal x , à $z = 18$ cm.....	86
Figure 3.16 Comparaison d'évolutions de w sur l'axe transversal x , à $z = 30$ cm.....	87
Figure 3.17 Domaine de calcul.....	87
Figure 3.18 Champ de vitesse	88
Figure 3.19 Evolution de w sur l'axe transversale y à $z=0.015$ m	88
Figure 3.20 Evolution de w sur l'axe transversal y à $z=0.035$ m	89
Figure 3.21 Evolution de w sur l'axe transversal y à $z=0.07$ m	89
Figure 3.22 Evolution de w sur l'axe transversal y à $z=0.13$	89
Figure 3.23 Evolution de w sur l'axe transversal y à $z=0.23$ m.....	90
Figure 3.24 Evolution de w sur l'axe transversal y à $z=0.36$ m.....	90
Figure 3.25 . Evolution de w sur l'axe transversal y à $z=0.46$ m.....	90
Figure 3.26 Evolution de v sur l'axe transversal y à $z=0.015$ m.....	91
Figure 3.27 Evolution de v sur l'axe transversal y à $z=0.035$ m.....	91
Figure 3.28 Evolution de v sur l'axe transversal y à $z=0.070$ m.....	92
Figure 3.29 Evolution de v sur l'axe transversal y à $z=0.130$ m.....	92
Figure 3.30 Evolution de v sur l'axe transversal y à $z=0.460$ m.....	92
Figure 3. 31 Evolution de la température sur l'axe transversal y à $z=0.015$ m	93
Figure 3. 32 Evolution de la température sur l'axe transversal y à $z=0.46$ m	93
Figure 3. 33 Domaine de calcul.....	94
Figure 3. 34 Champ de vitesse prédite	94
Figure 3. 35 Evolution de w sur l'axe transversal y à $z=0.015$ m.....	95
Figure 3. 36 Evolution de w sur l'axe transversal y à $z=0.230$ m.....	95
Figure 3. 37 . Evolution de w sur l'axe transversal y à $z=0.470$ m.....	95
Figure 3. 38 Evolution de v sur l'axe transversal y à $z=0.015$ m.....	96
Figure 3. 39 Evolution de v sur l'axe transversal y à $z=0.470$ m.....	96
Figure 3. 40 Evolution de v sur l'axe transversal y à $z=0.720$ m.....	97
Figure 3. 41 Evolution de la température sur l'axe transversal y à $z=0.150$ m (Config. 3)	97
Figure 3. 42 Evolution de la température sur l'axe transversal y à $z=0.470$ m (Config. 3)	97
Figure 3. 43 Evolution de la température sur l'axe transversal y à $z=0.720$ m	98
Figure 3. 44 Domaine de calcul.....	99
Figure 3. 45 Lignes de mesures.....	99
Figure 3. 46 Température sur l'axe central	100

Figure 3. 47 Vitesse axiale sur l'axe central.....	100
Figure 3. 48 L'évolution de l'oxygène sur l'axe central (propane).....	101
Figure 3. 49 L'évolution de l'oxygène sur la ligne horizontale 52 mm au-dessus du brûleur (propane)	101
Figure 3. 50 L'évolution de l'oxygène sur la ligne horizontale 120 mm au-dessus du brûleur (propane)	102
Figure 3. 51 L'évolution de la vapeur d'eau sur l'axe central (propane).....	102
Figure 3. 52 L'évolution de la vapeur d'eau sur la ligne horizontale 52 mm au-dessus du brûleur (propane).....	103
Figure 3. 53 L'évolution de la vapeur d'eau sur la ligne horizontale 120 mm au-dessus du brûleur (propane).....	103
Figure 3. 54 Evolution du dioxyde de carbone sur l'axe central (propane).....	104
Figure 3. 55 Evolution de CO ₂ sur la ligne horizontale 52 mm au-dessus du brûleur (propane).....	104
Figure 3. 56 Evolution de CO ₂ sur la ligne horizontale 120 mm au-dessus du brûleur (propane).....	104
Figure 3. 57 Evolution des fractions de mélange sur l'axe centrale (propane).....	105
Figure 3. 58 Evolution de la fraction massique du CO en fonction de la fraction de mélange (propane)	106
Figure 3. 59 Evolution de fraction volumique de suie sur l'axe central ($d_p = 0.02 \mu\text{m}$).....	107
Figure 3. 60 Evolution de fraction volumique de suie sur l'axe central ($d_p = 0.0225 \mu\text{m}$).....	107
Figure 3. 61 Evolution de fraction volumique de suie sur l'axe central ($d_p = 0.025 \mu\text{m}$).....	107
Figure 3. 62 L'évolution de fraction volumique de suie sur la ligne 52 mm ($d_p = 0.0225 \mu\text{m}$).....	108
Figure 3. 63 L'évolution de fraction volumique de suie sur la ligne 120 mm ($d_p = 0.0225 \mu\text{m}$).....	108
Figure 3. 64 L'évolution de fraction volumique de suie sur la ligne horizontale 52 mm (Moss).....	109
Figure 3. 65 Evolution de fraction volumique de suie sur la ligne horizontale 120 mm (Moss).....	109
Figure 3. 66 L'évolution de fraction volumique de suie sur l'axe central (Moss).....	109
Figure 3. 67 L'évolution de fraction volumique de suie sur la ligne horizontale 52 mm (propylène, Moss – oxydation EDC).....	110
Figure 3. 68 L'évolution de fraction volumique de suie sur la ligne horizontale 52 mm.....	111
Figure 3. 69 L'évolution de fraction volumique de suie sur la ligne horizontale 120 mm.....	111
Figure 3. 70 L'évolution de fraction volumique de suie sur l'axe central.....	111
Figure 3. 71 L'évolution de fraction volumique de suie sur l'axe central (Smoke Point, oxydation EDC).....	112
Figure 3. 72 L'évolution de fraction volumique de suie sur la ligne horizontale 52 mm (Smoke Point, oxydation EDC).....	112
Figure 3. 73 L'évolution de fraction volumique de suie sur la ligne horizontale 120 mm (Smoke Point, oxydation EDC).....	113
Figure 3. 74 L'évolution de fraction volumique de suie sur l'axe central (Smoke Points, oxydation – cinétique modifiée).....	113
Figure 3. 75 L'évolution de fraction volumique de suie sur la ligne horizontale 52 mm (Smoke Point, oxydation - cinétique modifiée).....	114
Figure 3. 76 L'évolution de fraction volumique de suie sur la ligne horizontale 52 mm (Smoke Point, oxydation - cinétique modifiée).....	114
Figure 3. 77 Champ instantané de la fraction volumique de suie (feu de propylène).....	115
Figure 3.78 Le caisson d'essai de NIST avec l'illustration des sondes.....	116
Figure 3. 79 La configuration utilisée pour la simulation de l'essai de NIST.....	116
Figure 3. 80 La vue paramétrique du domaine de calcul.....	117

Figure 3. 81 La puissance au niveau du brûleur	117
Figure 3. 82 Température au niveau de la sonde avant	117
Figure 3. 83 Température au niveau de la sonde arrière	118
Figure 3. 84 Champ de vitesse, $Q = 80 kW$	118
Figure 3. 85 Champ de vitesse, $Q = 220 kW$	119
Figure 3. 86 Champ de vitesse, $Q = 300 kW$	119
Figure 3. 87 Vitesse normale à la porte – HRR = 80 kW,	120
Figure 3. 88 Vitesse normale à la porte – HRR = 220kW	120
Figure 3. 89 Vitesse normale à la porte – HRR = 300kW	120
Figure 3. 90 Fraction volumique en O ₂ à la sonde avant	121
Figure 3. 91 Fraction volumique en O ₂ à la sonde arrière	121
Figure 3. 92 Fraction volumique du CO ₂ à la sonde avant	122
Figure 3. 93 Fraction volumique du CO ₂ à la sonde arrière	122
Figure 3. 94 Fraction massique de suie à la sonde avant (Moss)	123
Figure 3. 95 Fraction massique de suie à la sonde arrière (Moss).....	123
Figure 3. 96 Fraction massique de suie à la sonde avant.....	124
Figure 3. 97 Fraction massique de suie à la sonde arrière.....	124
Figure 3. 98 Fraction massique de suie à la sonde avant (cinétique par défaut)	125
Figure 3. 99 Fraction massique de suie à la sonde arrière (cinétique par défaut).....	125
Figure 3. 100 Fraction massique de suie à la sonde avant (EDC)	125
Figure 3. 101 Fraction massique de suie à la sonde arrière (EDC)	126
Figure 3. 102 Fraction massique de suie à la sonde avant (Smoke points – cinétique modifiée)	126
Figure 3. 103 Fraction massique de suie à la sonde arrière (Smoke points – cinétique modifiée).....	126
Figure 4.1 Disposition expérimental, vue de face	130
Figure 4.2 Schéma du réseau de ventilation, vue dessus.....	131
Figure 4.3 Positions des thermocouples au niveau du caisson	131
Figure 4. 4 Domaine de calcul (caisson CERES).....	132
Figure 4.5 Puissance dégagée par la combustion de l’heptane (résultat expérimental avec 3RH, diamètre de cuve de 30 cm).....	134
Figure 4.6 Puissance dégagé par la combustion de l’heptane (résultat expérimental avec 3RH, diamètre de cuve de 23 cm).....	134
Figure 4. 7 Disposition des maillages sur le plan xy dans le local	135
Figure 4. 8 Disposition des maillages sur le plan xy dans la gaine d’extraction.....	135
Figure 4. 9 Disposition des maillages sur le plane xy dans la gaine de dilution	136
Figure 4. 10 Vitesse à l’entrée de la gaine d’admission (heptane 23 cm 5 Rh).....	136
Figure 4. 11 Vitesse à l’entrée de la gaine d’admission (heptane 23 cm 5 Rh).....	137
Figure 4. 12 Evolution de la puissance du feu (série cp1).....	138
Figure 4. 13 Positionnement de thermocouples TL4_2, TL4_7 et TL6_3 dans le local	138
Figure 4. 14 Evolution de température au TL4_2 (série cp1)	139
Figure 4. 15 Evolution de température au TL4_7 (série cp1)	139
Figure 4. 16 Evolution de la température au TL6_3 (série cp1).....	140
Figure 4.17 Plan médian de la gaine d’extraction	140

Figure 4.18 Champ de vitesse transversale moyenné U à $t=550$ s sur le plan médian de la gaine d'extraction (série cp1).....	141
Figure 4.19 Champ de lignes de courant de la vitesse moyennée pour $t=550$ s sur le plan médian de la gaine d'extraction (série cp1).....	141
Figure 4.20 Le champ de température T moyenné à $t=550$ s sur le plan médian de la gaine d'extraction (série cp1).....	142
Figure 4.21 Position du thermocouple TE1 dans la gaine d'extraction du caisson CERES	143
Figure 4.22 Evolution de la température au thermocouple TE1 (cp1_c)	143
Figure 4.23 Evolution de la concentration en oxygène au thermocouple TE1 (cp1_c)	143
Figure 4. 24 Evolution de la puissance du feu (série cp2).....	144
Figure 4. 25 Evolution de température au TL4_2 (série cp2)	145
Figure 4. 26 Evolution de température au TL4_7 (série cp2)	145
Figure 4. 27 Evolution de température au TL6_3 (série cp2)	146
Figure 4.28 Le champ de vitesse transversale U moyennée à $t=550$ s sur le plan médian de la gaine d'extraction (série cp2).....	146
Figure 4. 29 Le champ de température T moyenné à $t=550$ s sur le plan médian de la gaine d'extraction (série cp2).....	147
Figure 4. 30 Evolution de la température au thermocouple TE1 (série cp2).....	147
Figure 4. 31 Evolution de la concentration en oxygène au thermocouple TE1 (série cp2).....	148
Figure 4. 32 Puissance du feu (cp2_c et cp2_c_sp).....	149
Figure 4. 33 Température au TE1 (cp2_c et cp2_c_sp)	149
Figure 4. 34 Concentration en oxygène au TE1 (cp2_c et cp2_c_sp).....	150
Figure 4.35 Puissance dégagée du feu (EDC et FM, heptane 23 cm 5 Rh).....	151
Figure 4. 36 Température au TL4_2 (EDC et FM, heptane 23 cm 5 Rh)	152
Figure 4. 37 Température au TL4_7 (EDC et FM, heptane 23 cm 5 Rh)	152
Figure 4. 38 Température au TL6_3 (EDC et FM, heptane 23 cm 5 Rh)	152
Figure 4. 39 Température au TE1 (EDC et FM, heptane 23 cm 5 Rh)	153
Figure 4. 40 Concentration en oxygène (EDC et FM, heptane 23 cm 5 Rh).....	153
Figure 4. 41 Concentration du dioxyde de carbone (EDC et FM, heptane 23 cm 5 Rh).....	153
Figure 4. 42 Concentration du monoxyde de carbone (EDC et FM, heptane 23 cm 5 Rh).....	154
Figure 4. 43 Puissance du feu (EDC et FM, heptane 30 cm 3 Rh).....	155
Figure 4. 44 Température au TL4_2 (EDC et FM, heptane 30 cm 3 Rh)	155
Figure 4. 45 Température au TL6_3 (EDC et FM, heptane 30 cm 3 Rh)	156
Figure 4. 46 Température au TE1 (EDC et FM, heptane 30 cm 3 Rh)	156
Figure 4. 47 Concentration en oxygène au TE1 (EDC et FM, heptane 30 cm 3 Rh).....	157
Figure 4. 48 Concentration du dioxyde de carbone au TE1 (EDC et FM, heptane 30 cm 3 Rh).....	157
Figure 4. 49 Fraction volumique en monoxyde de carbone (EDC et FM, heptane 30 cm 3Rh)	158
Figure 4. 50 Puissance du feu (EDC et FM, dodécane 30 cm 3Rh).....	158
Figure 4. 51 Température au TL4_2 (EDC et FM, dodécane 30 cm 3Rh).....	159
Figure 4. 52 Température au TL4_7 (EDC et FM, dodécane 30 cm 3Rh).....	159
Figure 4. 53 Température au TL6_3 (EDC et FM, dodécane 30 cm 3Rh).....	159
Figure 4. 54 Température au TE1 (EDC et FM, dodécane 30 cm 3 Rh).....	160
Figure 4. 55 Concentration en oxygène au TE1 (EDC et FM, dodécane 30 cm 3 Rh)	160
Figure 4. 56 Concentration en dioxyde de carbone au TE1 (EDC et FM, dodécane 30 cm 3 Rh).....	161
Figure 4. 57 Concentration en monoxyde de carbone (EDC et FM, dodécane 30 cm 3 Rh)	161

Figure 5. 1 La puissance du feu (H1_np)	165
Figure 5. 2 La puissance du feu (D1_np)	165
Figure 5. 3 Température au TL4_2 (H1_np)	166
Figure 5. 4 Température au TL4_7 (H1_np)	166
Figure 5. 5 Température au TL6_3 (H1_np)	166
Figure 5. 6 Température au TL6_7 (H1_np)	167
Figure 5. 7 Température au TL4_2 (D1_np)	167
Figure 5. 8 Température au TL4_7 (D1_np)	167
Figure 5. 9 Température au TL6_3 (D1_np)	168
Figure 5. 10 Température au TL6_7 (D1_np)	168
Figure 5. 11 Température au TE1 (H1_np)	169
Figure 5. 12 Température au TE1 (D1_np)	169
Figure 5. 13 Température au TD7 (H1_np)	169
Figure 5. 14 Température au TD7 (D1_np)	170
Figure 5. 15 Concentration en oxygène au TE1 (H1_np)	171
Figure 5. 16 Concentration en oxygène au TE1 (D1_np)	171
Figure 5. 17 Concentration du dioxyde de carbone au TE1 (H1_np)	171
Figure 5. 18 Concentration du dioxyde de carbone au TE1 (D1_np)	172
Figure 5. 19 Puissance du feu (H2_np)	172
Figure 5. 20 Puissance du feu (D2_np)	172
Figure 5. 21 Température sur l'axe TL4 (H2_np)	173
Figure 5. 22 Température sur l'axe TL6 (H2_np)	174
Figure 5. 23 Température sur l'axe TL4 (D2_np)	174
Figure 5. 24 Température sur l'axe TL6 (D2_np)	174
Figure 5. 25 Température au TE1 (H2_np)	175
Figure 5. 26 Température au TE1 (D2_np)	175
Figure 5. 27 Température au TE1 (H1_np et H2_np)	176
Figure 5. 28 Température au TE1 (D1_np et D2_np)	176
Figure 5. 29 Température au TD7 (H2_np)	177
Figure 5. 30 Température au TD7 (D2_np)	177
Figure 5. 31 Schéma des écoulements des gaz au sein du réseau d'extraction (vue de dessus)	178
Figure 5. 32 Profil des températures maximales au sein de la gaine de dilution (H2_np)	178
Figure 5. 33 Profil des températures maximales au sein de la gaine de dilution (D2_np)	178
Figure 5. 34 Concentration en oxygène au TE1 (H2_np)	179
Figure 5. 35 Concentration en oxygène au TE1 (D2_np)	179
Figure 5. 36 Concentration du dioxyde de carbone au TE1 (H2_np)	180
Figure 5. 37 Concentration du dioxyde de carbone au TE1 (D2_np)	180
Figure 5. 38 Puissance du feu (H3_np)	181
Figure 5. 39 Puissance du feu (D3_np)	182
Figure 5. 40 La richesse globale (D3_np)	182
Figure 5. 41 Temps de référence pour l'évolution ponctuelle de feu (heptane 30 cm 3 Rh)	183
Figure 5. 42 Evolution instantanée du feu d'heptane 30 cm, 3Rh	184
Figure 5. 43 Flamme dans le caisson (t=494 s, heptane 30 cm 3 Rh)	185

Figure 5. 44	Flammes dans les canalisations de ventilation, vue de dessus (t=494 s, heptane 30 cm 3Rh).....	185
Figure 5. 45	Temps de référence pour l'évolution ponctuelle de feu (heptane 40 cm 3 Rh)	186
Figure 5. 46	Evolution instantanée du feu de dodécane 40 cm, 3Rh.....	187
Figure 5. 47	Flammes dans les canalisations de ventilation, vue de dessus (t=1000 s, dodécane 40 cm 3Rh).....	188
Figure 5. 48	Température sur l'axe TL4 (H3_np).....	188
Figure 5. 49	Température sur l'axe TL4 (D3_np).....	188
Figure 5. 50	Température au TE1 (H3_np).....	189
Figure 5. 51	Température au TE1 (D3_np).....	189
Figure 5. 52	Profil des températures maximales au sein de la gaine de dilution (H3_np)	190
Figure 5. 53	Profil des températures maximales au sein de la gaine de dilution (D3_np)	190
Figure 5. 54	Concentration en oxygène au TE1 (H3_np).....	191
Figure 5. 55	Concentration en oxygène au TE1 (D3_np).....	191
Figure 5. 56	Concentration du dioxyde de carbone au TE1 (H3_np).....	192
Figure 5. 57	Concentration du dioxyde de carbone au TE1 (D3_np).....	192
Figure 5. 58	La puissance du feu (H4_np)	193
Figure 5. 59	La puissance du feu (D4_np)	193
Figure 5. 60	Température sur l'axe TL4 (H4_np).....	194
Figure 5. 61	Température sur l'axe TL4 (D4_np).....	194
Figure 5. 62	Température au TE1 (H4_np).....	194
Figure 5. 63	Température au TE1 (D4_np).....	195
Figure 5. 64	Profil des températures maximales au sein de la gaine de dilution (H4_np)	195
Figure 5. 65	Profil des températures maximales au sein de la gaine de dilution (D4_np)	196
Figure 5. 66	Concentration en oxygène au TE1 (D4_np).....	196
Figure 5. 67	Concentration du dioxyde de carbone au TE1 (D4_np).....	197
Figure 5. 68	Concentration en oxygène au TE1 (H4_np).....	197
Figure 5. 69	Concentration du dioxyde de carbone au TE1 (H4_np).....	198
Figure 5. 70	Puissance du feu (D4_np_inf).....	198
Figure 5. 71	Evolution instantanée du feu de dodécane 40 cm, 5Rh (D4_np_inf).....	199
Figure 5. 72	Température au TL4_2 (D4_np_inf).....	200
Figure 5. 73	Température au TL4_2 (D4_np_inf).....	200
Figure 5. 74	Température au TE1(D4_np_inf).....	201
Figure 5. 75	Profil des températures maximales dans la gaine de dilution (D4_np_inf)	201
Figure 5. 76	Concentration en oxygène au TE1(D4_np_inf)	202
Figure 5. 77	Concentration de l'heptane au TE1 (H3_np et H4_np)	203
Figure 5. 78	Concentration du dodécane au TE1 (D3_np et D4_np).....	204
Figure 5. 79	Concentration du CO au TE1 (D1_np)	205
Figure 5. 80	Concentration du CO au TE1 (H2_np)	205
Figure 5. 81	Concentration du CO au TE1 (D2_np)	206
Figure 5. 82	Concentration du CO au TE1 (H3_np)	206
Figure 5. 83	Concentration du CO au TE1 (D3_np)	206
Figure 5. 84	Concentration du CO au TE1 (H4_np)	207
Figure 5. 85	Concentration du CO au TE1 (D4_np)	207
Figure 5. 86	Concentration du CO au TE1 (D4_np_inf).....	207

Figure 5. 87 Evolution de la LII et de la température au TE1 (H2_np)	209
Figure 5. 88 Evolution de la LII et de la température au TE1 (D2_np)	209
Figure 5. 89 Evolution de la LII et de la température au TE1 (H3_np)	210
Figure 5. 90 Evolution de la LII et de la température au TE1 (D3_np)	210
Figure 5. 91 Evolution de la LII et de la température au TE1 (H4_np)	210
Figure 5. 92 Evolution de la LII et de la température au TE1 (D4_np)	211
Figure 5. 93 Evolution de la LII et de la température au TE1 (D4_np_inf)	211
Figure 5. 94 Evolution de la LII et de la concentration des imbrûlés au TE1 (H2_np).....	212
Figure 5. 95 Evolution de la LII et de la concentration des imbrûlés au TE1 (D2_np).....	212
Figure 5. 96 Evolution de la LII et de la concentration des imbrûlés au TE1 (H3_np).....	213
Figure 5. 97 Evolution de la LII et de la concentration des imbrûlés au TE1 (D3_np).....	213
Figure 5. 98 Evolution de la LII et de la concentration des imbrûlés au TE1 (H4_np).....	213
Figure 5. 99 Evolution de la LII et de la concentration des imbrûlés au TE1 (D4_np).....	214
Figure 5. 100 Evolution de la LII et de la concentration des imbrûlés au TE1 (D4_np_inf)	214
Figure 5. 101 Domaine d'inflammabilité en fonction de la température (H3_np).....	215
Figure 5. 102 Domaine d'inflammabilité en fonction de la température (D3_np).....	215
Figure 5. 103 Domaine d'inflammabilité en fonction de la température (D4_np_inf)	216

Figure 6. 1 Puissance du feu (H1_sp).....	220
Figure 6. 2 Température au TL4_2 (H1_sp)	221
Figure 6. 3 Température au TL4_7 (H1_sp)	221
Figure 6. 4 Température au TL6_3 (H1_sp)	221
Figure 6. 5 Température au TL6_7 (H1_sp)	222
Figure 6. 6 Température au TE1 (H1_sp)	222
Figure 6. 7 Température au TD7 (H1_sp).....	223
Figure 6. 8 Concentration en oxygène au TE1 (H1_sp).....	223
Figure 6. 9 Puissance du feu (H2_sp).....	224
Figure 6. 10 Température au TL4_2 (H2_sp)	224
Figure 6. 11 Température au TL4_7 (H2_sp)	225
Figure 6. 12 Température au TL6_3 (H2_sp)	225
Figure 6. 13 Température au TL6_7 (H2_sp)	225
Figure 6. 14 Température au TE1 (H2_sp)	226
Figure 6. 15 Concentration en oxygène au TE1 (H2_sp).....	226
Figure 6. 16 Puissance du feu (H3_sp).....	227
Figure 6. 17 Température au TL4_2 (H3_sp)	228
Figure 6. 18 Température au TL4_7 (H3_sp)	229
Figure 6. 19 Température au TE1 (H3_sp)	229
Figure 6. 20 Concentration en oxygène au TE1 (H3_sp).....	229
Figure 6. 21 Champ de la fraction massique en oxygène sur le plan yz.....	230
Figure 6. 22 Puissance du feu (H4_sp).....	231
Figure 6. 23 Température au TL4_2 (H4_sp)	231
Figure 6. 24 Température au TE1 (H4_sp)	231
Figure 6. 25 Concentration en oxygène au TE1 (H4_sp).....	232
Figure 6. 26 Puissance du feu (D1_sp).....	233

Figure 6. 27 Positionnement du feu dans le caisson et dans le système de ventilation vers $t= 800$ s (D1_sp).....	233
Figure 6. 28 Température au TE1 (D1_sp)	234
Figure 6. 29 Concentration en oxygène (D1_sp).....	234
Figure 6. 30 Evolution de la puissance du feu (D2_sp).....	235
Figure 6. 31 Evolution de température au TL4_2 (D2_sp)	235
Figure 6. 32 Evolution de température au TL4_7 (D2_sp)	236
Figure 6. 33 Evolution de température au TL6_3 (D2_sp)	236
Figure 6. 34 Evolution de température au TE1 (D2_sp)	236
Figure 6. 35 Concentration en oxygène au TE1 (D2_sp).....	237
Figure 6. 36 Puissance du feu (D3_sp).....	238
Figure 6. 37 Température au TL4_2 (D3_sp)	238
Figure 6. 38 Température au TE1 (D3_sp)	238
Figure 6. 39 Concentration en oxygène au TE1 (D3_sp).....	239
Figure 6. 40 Evolution de la puissance du feu (D4_sp).....	239
Figure 6. 41 Evolution de température au TL4_2 (D4_sp)	240
Figure 6. 42 Evolution de température au TE1 (D4_sp)	240
Figure 6. 43 Evolution de température au TD7 (D4_sp).....	241
Figure 6. 44 Concentration en oxygène au TE1 (D4_sp).....	241
Figure 6. 45 Concentration du monoxyde de carbone au TE1 (H3_sp).....	242
Figure 6. 46 Concentration du monoxyde de carbone au TE1 (D3_sp).....	242
Figure 6. 47 Concentration du monoxyde de carbone au TE1 (D4_sp).....	243
Figure 6. 48 Domaine d'inflammabilité en fonction de la température (H3_sp)	243
Figure 6. 49 Domaine d'inflammabilité en fonction de la température (D3_sp)	244
Figure 6. 50 Domaine d'inflammabilité en fonction de la température (D4_sp)	244
Figure A. 1 Les largeurs effectuées pour l'étude de sensibilité du domaine de calcul.....	252
Figure A. 2 Evolution de la température sur l'axe central.....	253
Figure A. 3 Evolution de la vitesse axiale sur l'axe central	253
Figure A. 4 Evolution de la fraction massique en oxygène sur l'axe central	253
Figure A. 5 Evolution de la température sur l'axe transversal	254
Figure A. 6 Evolution de la vitesse axiale sur l'axe transversal.....	254
Figure A. 7 Evolution de la fraction massique en oxygène sur l'axe transversal.....	254
Figure B. 1 Schéma des écoulements au niveau du caisson.....	255
Figure B. 2 Evolution de la puissance du feu.....	257
Figure B. 3 Evolution de la température au TE1	258
Figure B. 4 Evolution de la concentration en oxygène.....	259
Figure C. 1 Evolution de la pression du local (expérience).....	260
Figure C. 2 Pression numérique instantanée (gaine de dilution : frontière libre).....	261
Figure C. 3 Pression numérique instantanée (gaine d'évacuation : frontière libre)	261
Figure C. 4 Pression numérique instantanée ($V_{\text{évac}}=0.7$ m/s)	262

Figure D. 1 Evolution de la richesse globale.....	264
Figure E. 1 Evolutions des espèces imbrûlées simulées.....	265
Figure E. 2 Evolution de la LII des espèces imbrûlées	266
Figure E. 3 Evolutions de la LII du mélange et de la concentration des imbrûlés	266

Liste des tableaux

Tableau 1.2 LII, LSI, masse molaire et TAI de différents combustibles [10, 7].....	19
Tableau 2.2 LSP et A_f de quelques combustibles.....	65
Tableau 3.1 Les configurations considérées pour le feu ouvert.....	80
Tableau 4.1 Propriétés physiques des combustibles étudiés.....	134
Tableau 4.2 Cas tests de l'étude de la vitesse d'évacuation.....	139
Tableau 5.1 Les cas tests réalisés - légèrement sous ventilé - non prédictive.....	165
Tableau 5.2 Les cas tests réalisés - très sous ventilés - non prédictifs.....	182
Tableau 5.3 Espèces imbrûlées par ordre décroissant de leurs concentrations pour le feu de l'heptane dans le caisson CERES [1].....	203
Tableau 5.4 Espèces imbrûlées par ordre décroissant de leurs concentrations pour le feu de dodécane dans le caisson CERES [1].....	204
Tableau 5.5 Grandeurs empiriques de l'heptane et du dodécane.....	206
Tableau 6.1 Cas tests réalisés avec l'approche semi-prédictive pour l'heptane.....	221
Tableau 6.2 Cas tests réalisés avec l'approche semi-prédictive pour le dodécane.....	233

Bibliographie

- [1] Julie Lassus. '*Risque d'inflammation de gaz imbrûlés au cours d'un incendie en milieu confiné*'. Rapport de thèse 2009.
- [2] J. G. Quintiere. '*Fundamentals of fire phenomena*'. John Wiley and Sons, 2006.
- [3] Murty Kanury. '*Introduction to combustion phenomena*'. Gordon and Breach, 1977.
- [4] Aykut Yilmaz. '*Radiation transport measurements in methanol pool fires with fourier transform infrared spectroscopy*'. Rapport de thèse 2009.
- [5] B. Debray, N. Gobeau et F. Waymel. '*Incendie en milieu confiné - Formalisation du savoir et des outils dans le domaine des risques majeurs*'. Rapport d'études – INERIS (Institut National de l'Environnement Industriel et des Risques), 11/01/2007.
- [6] H. C. Hottel. '*Certain laws governing diffusive burning of liquids*'. Review of V.I. Blinov et G.N. Khudiakov's paper. Journal of Fire Protection Engineering, volume 12, 5-7, 2002.
- [7] M. G. Zabetakis. '*Flammability characteristics of combustible gases and vapours*'. Bulletin 627 - US Dept of the Interior, Bureau of Mines, 1965.
- [8] D. S. Burgess, A. Strasser, and J. Grumer. '*Diffusive burning of liquids in open trays*'. Fire Research Abstracts and Review, volume 3, 177:192, 1961.
- [9] M. J. Burgess and R. V. Wheeler. '*The lower limit of inflammation of mixtures of paraffin hydrocarbons with air*'. Journal of Chemical Society Transactions, XCIX – 2013:2030, 1911.
- [10] V. Babrauskas. '*Ignition Handbook*'. Fire Science Publishers, chapter 4, 41:140, 2003.
- [11] B. Lewis and G. Von Elbe. '*Theory of flame propagation*'. 2nd Symposium International on Combustion, 183-188, 1965.
- [12] F. T. Bodurtha. '*Industrial explosion prevention and protection*'. Mc Graw-Hill, 1980.
- [13] Le Châtelier and O. Boudourd. '*On the flammability limits of gaseous mixtures*'. Bulletin de la Société Chimique de France, volume 74, 483 : 488, 1898.
- [14] Gregory E. Gorbett et Ronald Hopkins. '*The current knowledge & training regarding backdraft, flashover, and other rapid fire progression phenomena*'. National Fire Protection Association (NFPA) World Safety Conference, 2007.
- [15] Daniel T. Gottuk, Michelle J. Peatross, John P. Farley and Frederick W. Williams. '*The development and mitigation of backdraft: a real-scale shipboard study*'. Naval Research Laboratory, USA, 1999.
- [16] J. Lassus, E. Studer, J. P. Garo, J. P. Vantelon, P. Jourda and P. Aine. '*Influence of Ventilation on Ignition Risk of Unburnt Gases in the Extraction Duct of Underventilated Compartment Fire*'. Combustion Science and Technology volume 182, 517-528, 2010.

- [17] J. Lassus, L. Courty, J. P. Garo, E. Studer, P. Jourda, P. Aine. 'Ventilation effects in confined and mechanically ventilated fires'. *International Journal of Thermal Sciences*, volume 75, 87-94, 2014.
- [18] Matthew Bundy, Anthony Hamins, Erik L. Johnsson, Sung Chan Kim, Gwon Hyun Ko, David B. Lenhart. '*Mesurement of Heat and Combustion Products in Reduce-Scale Ventilation Limited Compartment Fire*'. NIST Technical Note 1483.
- [19] Bertrans Sapa. '*Contribution à l'extension d'un schema incompressible pour les flames à bas nombre de Froude - Pré-requis à la modélisation de l'incendie*'. Rapport de thèse 2011.
- [20] K.J. Syed, C.D. Steawart, and J.B. Moss. '*Modelling soot formation and thermal radiation in buoyant turbulent diffusion flames*'. 23th Symposium International on Combustion, 1533-1541, 1990.
- [21] J. Nagle and R.F. Strickland-Constable. '*Oxidation of carbon between 1000 and 2000*'. 5th Carbon Conference, volume 1, 154-164, 1962.
- [22] A. Nasr et al. '*Heat feedback to the fuel surface of a pool fire in an enclosure*'. *Fire Safety Journal*, volume 60, 56-63, 2013.
- [23] A. Nasr. '*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.
- [24] Y. Utiskul. '*Theoretical and experimental study on fully-developed compartment fires*'. Rapport de these 2006.
- [25] M. J. Peatross and C. L. Beyler. '*Ventilation effect on compartment fire characterization*'. In International Association for Fire Safety Science, 5th International Symposium of Fire Safety Science, volume 5, 403-414, 1997.
- [26] D. Gojkovic. '*Initial Backdraft Experiments*'. Report 3121, Department of Fire Safety Engineering, Lund University, Sweden, 2000.
- [27] Pierre-Louis Lamballais. '*Anatomie d'un backdraft*'. Version 2.10.
- [28] Pierre-Louis Lamballais. '*Le backdraft ouvert*'. Version 1.50, juin 2005.
- [29] C.M. Fleischman, K.B. McGrattan. '*Numerical and experimental gravity currents related to backdrafts*'. *Fire Safety Journal*, volume 33, 21-34, 1999.
- [30] Jean-Michel Most et al. . '*The Influence of thermal instabilities on the initial conditions of the backdraft phenomenon*'. *Combustion Science and Technology*, volume 182, 613-624, 2010.
- [31] Jean-Michel Most, Gilles Bertin et Mickaël Coutin. '*Wall fire behavior in an under-ventilated room*'. *Fire Safety Journal*, volume 37, 615-630, 2002.
- [32] W. G. Weng, W. C. Fan, L. Z. Yang, H. Song, Z. H. Deng, J. Qin, G. X. Liao. '*Experimental study of back-draft in a compartment with openings of different geometries*'. *Combustion and Flame* volume 132, 709-714, 2003.

- [33] W. G. Weng et W. C. Fan. '*Critical condition of backdraft in compartment fires: a reduced scale experimental study*'. Journal of Loss Prevention in the Process Industries volume 16, 19–26, 2003.
- [34] R.G. Rehm and H.R. Baum. '*The Equations of Motion for Thermally Driven, Buoyant Flows*'. Journal of Research of the NBS, volume 82, 297–308, 1978.
- [35] Kevin McGrattan, Simo Hostikka, Jason Floyd, Howard Baum and Ronald Rehm. '*Fire Dynamics Simulator (version 5). Technical reference guide*'. NIST publication 1018-5.
- [36] Baris Ali Sen, Evatt R. Hawkes and Suresh Menon. '*Large eddy simulation of extinction and reignition with artificial neural networks based chemical kinetics*'. Combustion and Flame, volume 157, 556-578, 2010.
- [37] Xiaochuan Chai and Krishnan Mahesh. '*Dynamic k-Equation Model for Large Eddy Simulation of Compressible Flows*'. Journal of Fluid Mechanics, volume 699, 385-413, 2012.
- [38] D. Drysdale. '*An introduction to fire dynamics*'. John Wiley and Sons, 1985.
- [39] . K. Westbrook and F. L. Dryer. '*Simplified reaction mechanisms for the oxidation of hydrocarbon fuels in flames*'. Combustion Science and Technology, volume 17, 31-43, 1981.
- [40] B. Cuenot and T. Poinso. '*Effects of curvature and unsteadiness in diffusion flames, implications for turbulent diffusion combustion*'. 25th Symposium International on Combustion, 1383-1390, 1994.
- [41] J. E. Floyd and K. B. McGrattan. '*Extending the mixture fraction concept to address under-ventilated fires*'. Fire Safety Journal volume 44, 291-300, 2009.
- [42] F. Magnussen. '*On the structure of turbulence and a generalized eddy dissipation concept for chemical reaction in turbulent flow*'. 19th American Institute of Aeronautics and Astronautics Aerospace Science Meeting. January 12-15, 1981.
- [43] F. Magnussen. '*The eddy dissipation turbulence energy cascade model*'. Combustion Science and Technology, December 1999.
- [44] F. magnussen. '*The eddy dissipation concept a bridge between science and technology*'. Invited paper at ECCOMAS Thematic Conference on Computational Combustion, Lisbon, June 21-24, 2005.
- [45] P.A. Tesner, T.D. Snegiriova, and V.G. Knorre. '*Kinetics of dispersed carbon formation*'. Combustion and Flame, volume 17, 253-260, 1971.
- [46] M. Frenklach. '*Detailed Mechanism and Modeling of Soot Formation*'. Extended abstracts of the conference on mechanism of non-uniform combustion, Tokyo Institute of Technology, Japan, 115-124, 1990.
- [47] I.M. Kennedy. '*Models of soot formation and oxidation*'. Progress in Energy and Combustion Science, volume 23, 95–132, 1997.

- [48] J.B. Moss and C.D. Stewart. '*Flamelet-based smoke properties for the field modelling of fires*'. Fire Safety Journal, volume 30 ,229–250, 1997.
- [49] M. A. Delichatsios. '*A phenomenological model for smoke point and soot formation in laminar flames*'. Combustion Science and Technology, volume 100, 283-298, 1994.
- [50] B. F. Magnussen and B. H. Hjertager. '*On mathematical modeling of turbulent combustion with special emphasis on soot formation and combustion*'. 16th Symposium International on Combustion, volume 16, 719-729, 1977.
- [51] Hui Ying Wang, Juan Luis Florenciano Merino and Philippe Dagaut. '*Effects of soot formation on shape of nonpremixed laminar flame established in a shear boundary layer in microgravity*'. Journal of Physics: Conference Series, volume 327, 2011.
- [52] Wei Yao, Jianping Zhang, Ali Nadjai, Tarek Beji, Michael A. Delichatsios. '*A global soot model developed for fires: validation in laminar flames and application in turbulent pool fires*'. Fire safety journal, volume 46, 371-387, 2011.
- [53] Wei Yao, Tarek Beji, Jianping Zhang, Michael Delichatsios. '*Numerical Soot Modelling in Fires*'. 6th International Seminar on Fire & Explosion Hazards, 2010.
- [54] R. A. Hunt. '*Relation of smoke point to molecular structure*'. Industrial and engineering chemistry, volume 45, 602-606, 1953.
- [55] F. L. Dryer and I. Glassman. '*High temperature oxidation of CO and CH₄*'. 14th Symposium International on Combustion, 987- 1003.
- [56] W. G. Radcal. '*A narrow band model for radiation calculations in a combustion environment*'. NIST Technical Note TN 1402, National Institute of Standards and Technology, Gaithersburg, Maryland, 1993.
- [57] R. Siegel and J. R. Howell. '*Thermal Radiation Heat Transfer*'. Taylor & Francis, New York, 4th edition, 2002.
- [58] J. Warnatz, Ulrich Maas and Robert W. Dibble. '*Combustion - Physical and Chemical Fundamentals, Modeling and Simulation, Experiments, Pollutant Formation*'. 4th edition.
- [59] J. G. Quintiere and A. S. Rangwala. '*A theory for flame extinction based on flame temperature*'. Fire and Materials, volume 28, 387-402, 2004.
- [60] Z. B. Chen, J. X. Wen, B. P. Xu and S. Dembele. '*The extension of Eddy Dissipation Concept in the Frame work of Large Eddy Simulation and the Subsequent Modification*'. ICEDER 23rd, USA, 2011.
- [61] E. J. Weckman and A. B. Strong. '*Experimental investigation of the turbulence structure of medium-scale methanol pool fire*'. Combustion and Flame, volume 105, 245-266, 1996.
- [62] Marcelo De Oliveira Annarumma. '*Modélisation numérique et validation expérimentale des flammes de diffusion turbulentes dominées par les effets de gravité*'. Rapport de thèse 1989.

- [63] Orloff L., Ris J. and Delicatsios M.A. '*Chemical modeling of gaseous species in turbulent fires*'. Technical report from FM Global, 1985.
- [64] Orloff L., Ris J. and Delicatsios M.A. '*Chemical Effects on Molecular Species Concentrations in Turbulent Fires*'. Combustion and Flame, volume 69, 273-289, 1987.
- [65] Orloff L. and Ris J. '*Froude modeling of pool fires*'. 19th Symposium International on Combustion, The Combustion Institute, 885-895, 1981.
- [66] University of Ulster – FireSERT. '*Pool fire modeling with FDS*'. 29 and 30 September 2011.
- [67] B.J. McCaffrey. '*Purely buoyant diffusion flames : Some experimental results*'. Technical Report NBSIR 79-1910, National Bureau of Standards, 1979.
- [68] H. Q. Dong, J.P. Garo and H. Y. Wang. '*Numerical modeling on molecular species concentrations in buoyancy dominated turbulent non-premixed flames*'. 8th Mediterranean Combustion Symposium, Turkey, September 8-13, 2013.
- [69] Matthew Bundy, Anthony Hamins, Erik L. Johnsson, Sung Chan Kim, Gwon Hyun Ko, David B. Lenhert. '*Mesurement of Heat and Combustion Products in Reduce-Scale Ventilation Limited Compartment Fire*'. NIST Technical Note 1483.
- [70] Jozef Jarosinski and Bernard Veyssiere. '*Combustion phenomena: selected mechanisms of flame formation, propagation and extinction*'. CRC press, 2008.

