



**HAL**  
open science

# 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

Ayoub Nasr

► **To cite this version:**

Ayoub 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. Autre. ISAE-ENSMA Ecole Nationale Supérieure de Mécanique et d'Aérotechnique - Poitiers, 2011. Français. NNT : 2011ESMA0021 . tel-00657278

**HAL Id: tel-00657278**

**<https://theses.hal.science/tel-00657278>**

Submitted on 6 Jan 2012

**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.

# THÈSE

pour l'obtention du Grade de  
DOCTEUR DE L'ÉCOLE NATIONALE SUPÉRIEURE DE  
MÉCANIQUE ET D'AÉROTECHNIQUE

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

Secteur de Recherche : Énergie, Thermique, Combustion

Présenté par

**Ayoub NASR**

\* \* \* \* \*

sous la direction de :

J.-P. GARO et H. EL-RABII

Institut PPRIME

\* \* \* \* \*

*Titre : 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*

Soutenue le 12 décembre 2011  
devant la Commission d'Examen

## JURY

A. TROUVÉ	Professeur à l'université de Maryland	Rapporteur
P. BOULET	Professeur à l'université de Nancy, LEMTA	Rapporteur
H. EL-RABII	Chargé de recherche au CNRS, PPRIME	Examineur
J.P. GARO	Professeur à l'université de Poitiers, PPRIME	Examineur
L. GAY	Ingénieur-Chercheur EDF, Paris	Examineur
P. JOULAIN	Directeur de recherche au CNRS, PPRIME	Examineur
B. PORTERIE	Professeur à l'université de Marseille, IUSTI	Examineur
S. SUARD	Ingénieur-Chercheur IRSN, Cadarache	Examineur



*A ma famille,  
A ma mère, A mon père,  
A ma fiancée, A mes amis.*

# Remerciements

Je tiens à exprimer tout d'abord mes remerciements aux membres du jury, qui ont accepté d'évaluer mon travail de thèse : Professeur Arnaud Trouvé pour avoir accepté de faire le voyage depuis les Etats-Unis afin d'être rapporteur, Professeur Pascal Boulet pour avoir accepté d'être rapporteur également, Professeur Bernard Porterie et aux autres membres du jury qui ont accepté de juger ce travail : H. El-Rabii, L. Gay, P. Joulain et S. Suard.

J'exprime mes profonds remerciements à mon directeur de thèse, Jean-Pierre Garo, pour avoir accepté de diriger cette thèse et dont l'aide précieuse m'a été indispensable sur le plan scientifique et lors des essais expérimentaux. Je tiens également à le remercier pour la confiance et la sympathie qu'il m'a témoignées au cours de ces trois années de thèse.

Un remerciement particulier pour Sylvain Suard, mon encadrant au sein de l'IRSN, qui m'a permis d'effectuer cette thèse dans de très bonnes et très agréables conditions de travail. Tout au long de ces trois années, il m'a apporté une compréhension plus approfondie de divers aspects du sujet et m'a appris à maîtriser le code à champs ISIS.

Mes remerciements vont aussi à Hazem El-Rabii, mon second directeur de thèse, qui a en grande partie contribué à l'avancement de thèse et à la préparation des articles. Son oeil critique m'a été très précieux pour structurer le travail et pour améliorer la qualité des différentes sections.

Je remercie également vivement Laurent Gay, Ingénieur-Chercheur chez EDF, pour l'aide compétente qu'il m'a apportée, pour son intuition et ses nombreux conseils.

A Laurence Rigollet, chef du laboratoire d'étude de l'incendie et de développement de méthodes pour la simulation et les incertitudes (LIMSI) à l'IRSN, merci de m'avoir accueilli au sein de ton équipe, pour ta gentillesse et ton sourire sans cesse présent tout au long de ces trois ans. Tes conseils étaient toujours pertinents, et ton soutien un atout précieux.

Ma gratitude s'adresse aussi à Laurent Audouin et Stéphane Mélis sans oublier Hugues Pretrel. Tout d'abord pour leurs conseils techniques et pratiques, mais surtout pour les nombreuses discussions que nous avons eues dans les domaines du

feu. Je remercie Fabrice Babik et Céline Lapuerta qui m'ont aidé à résoudre les difficultés que j'ai rencontrées avec l'utilisation du logiciel de calcul ISIS.

Je tiens à remercier l'ensemble des personnels du laboratoire et plus particulièrement Marie-Claire, Caroline et Jocelyne pour leur gentillesse et leur soutien lors des difficultés administratives ou logistiques que j'ai rencontrées. Je souhaite aussi remercier Véronique Bertin qui m'a fait part de ses commentaires et suggestions. Une mention très particulière pour mes collègues : Laura et Philippe toujours prêts à aider en Latex, Jean-Paul, Marc, Matthieu ainsi que Talal, Justin, Etienne, Benjamin et Quang pour la grande qualité de leur humour et Walid, Sachin et William pour leur angélisme et leur candeur.

J'adresse naturellement un grand merci à toute ma famille qui a toujours été présente lorsque j'en ai eu besoin, en particulier à mon père et à ma mère.

Enfin, espérons que ce travail apportera aux chercheurs des informations et des éléments de réponses au vaste sujet de feux de compartiments. Il peut constituer une base solide et utile pour éclairer les futurs travaux sur le domaine de l'incendie.

# Table des matières

<b>Nomenclature</b>	<b>8</b>
<b>Table des figures</b>	<b>11</b>
<b>Liste des tableaux</b>	<b>17</b>
<b>Introduction</b>	<b>18</b>
<b>1 Incendie en milieu confiné et ventilé</b>	<b>22</b>
1.1 Terminologie . . . . .	22
1.2 Feux en milieu confiné-ventilé . . . . .	26
1.3 Effet de la ventilation . . . . .	27
1.4 Effet thermique externe . . . . .	30
1.5 Etude de l'influence d'échelle . . . . .	31
1.6 Phénomène de l'extinction de la flamme . . . . .	34
1.7 Conclusion . . . . .	38
<b>2 Détermination du débit massique de combustible</b>	<b>40</b>
2.1 Synthèse des approches existantes pour déterminer le débit massique de combustible . . . . .	40
2.2 Développement d'une formulation analytique . . . . .	55
<b>3 Simulation avec le code ISIS</b>	<b>68</b>
3.1 Présentation du code . . . . .	68
3.2 Description des dispositifs expérimentaux étudiés . . . . .	69
3.3 Simulations non-prédictives . . . . .	71
3.4 Simulations prédictives . . . . .	72
3.5 Conclusion . . . . .	83
<b>4 Etude expérimentale</b>	<b>84</b>
4.1 Essais expérimentaux à échelle réduite . . . . .	84
4.2 Etudes des phénomènes liés à un feu dans un local confiné . . . . .	95

4.3	Détermination des flux thermiques à la surface de la nappe . . . . .	101
4.4	Résultats pour une cuve d'heptane de 30 cm . . . . .	107
4.5	Résultats pour une cuve d'heptane de 26 cm . . . . .	117
4.6	Phénomène d'extinction de la flamme . . . . .	125
4.7	Comportement du panache thermique dans le local . . . . .	126
4.8	Conclusion . . . . .	127
<b>5</b>	<b>Validation de l'approche théorique</b>	<b>130</b>
5.1	Reproduction des essais à échelle réduite . . . . .	130
5.2	Synthèse des résultats . . . . .	135
5.3	Conclusion . . . . .	143
	<b>Conclusion</b>	<b>145</b>
	<b>Appendices</b>	<b>151</b>
<b>A</b>	<b>Modèles physiques avec ISIS</b>	<b>152</b>
A.1	Modèle de combustion . . . . .	152
A.2	Modèle de transfert radiatif . . . . .	154
<b>B</b>	<b>Spécification de la corrélation de Peatross et Beyler</b>	<b>155</b>
<b>C</b>	<b>Calcul de la correction apportée à la mesure du flux radiatif dans la cuve de combustible</b>	<b>157</b>
	<b>Bibliographie</b>	<b>160</b>



# Nomenclature

$\dot{m}''_{\infty}$	débit massique surfacique pour une nappe de taille infinie (kg/m <sup>2</sup> /s)
$\dot{m}''_F$	débit massique surfacique de combustible (kg/m <sup>2</sup> /s)
$\dot{m}_a$	débit massique d'air (kg/s)
$\dot{Q}$	débit calorifique (W)
$\dot{q}''_{e,r}$	flux thermique radiatif externe (W/m <sup>2</sup> )
$\dot{q}''_{f,c}$	flux thermique convectif issu de la flamme (W/m <sup>2</sup> )
$\dot{q}''_{f,r}$	flux thermique radiatif issu de la flamme (W/m <sup>2</sup> )
$\dot{q}''_{s,r}$	flux ré-rayonné par la nappe de combustible (W/m <sup>2</sup> )
$\dot{q}''_f$	flux thermique de la flamme (W/m <sup>2</sup> )
$\dot{q}''_L$	flux de chaleur perdu à travers la surface du combustible (W/m <sup>2</sup> )
$\dot{Q}_r$	puissance radiative de la flamme (W)
$A_f$	surface horizontale du feu (m <sup>2</sup> )
$B$	nombre de transfert de masse
$c_p$	chaleur spécifique à une pression constante (J/kg/K)
$D$	diamètre de cuve (m)
$E$	énergie d'activation (J/mol)
$F_g, F_w$	facteurs de forme liés à la configuration gaz-surface et mur-surface
$f_v$	fraction volumique de suie
$g$	accélération due à la gravité (m/s <sup>2</sup> )
$Gr$	nombre de Grashof

$H$	hauteur de la surface du combustible (m)
$h$	hauteur de la flamme (m)
$h_c$	coefficient de transfert de chaleur par convection ( $W/m^2/K$ )
$h_g$	hauteur de la couche de fumée (m)
$K$	coefficient d'extinction de la nappe ( $m^{-1}$ )
$k$	conductivité thermique du gaz ( $W/m/K$ )
$K_r$	facteur comprenant la constante de Stefan-Boltzmann et le facteur de forme lié à la configuration flamme - surface ( $W/K^4$ )
$K_{cond}$	constante qui comprend les différents termes liés au transfert conductif ( $W/m/K$ )
$L$	longueur caractéristique (m)
$L_m$	chaleur de gaséification modifiée (J/kg)
$L_v$	chaleur de gaséification (J/kg)
$L_\lambda$	luminance du rayonnement incident ( $W/m^2/sr$ )
$Nu$	nombre de Nusselt
$O_2$	concentration en oxygène (%)
$Pr$	nombre de Prandtl
$T_\infty$	température des gaz au voisinage du foyer (K)
$T_a$	température ambiante (K)
$T_f$	température de la flamme (K)
$T_g$	température des gaz dans le local (K)
$T_p$	température des parois (K)
$T_s$	température de surface de combustible (K)
$V_f$	volume de la flamme ( $m^3$ )
$Y_{O_2,\infty}$	fraction massique d'oxygène au voisinage du foyer
<b>Greek</b>	
$\beta$	coefficient de dilatation (1/K)
$\chi$	rendement de la combustion

$\chi_r$	fraction d'énergie radiative dégagée par la flamme vers la surface de combustible
$\Delta H_c$	chaleur de combustion par unité de masse de combustible (J/kg)
$\Delta H_{ox}$	chaleur de combustion par unité de masse d'oxygène (J/kg)
$\Delta h_{vap}$	chaleur de vaporisation (J/kg)
$\kappa$	coefficient d'extinction ( $m^{-1}$ )
$\mu$	viscosité dynamique (kg/m/s)
$\nu_g$	viscosité cinématique ( $m^2/s$ )
$\rho_f$	masse volumique ( $kg/m^3$ )
$\sigma$	constante de Stefan-Boltzmann ( $W/m^2/K^4$ )
$\varepsilon$	émissivité
$\varphi$	facteur de vue

### Subscripts

$\infty$	ambiante
21	conditions normales de ventilation
cr	critique
F	combustible
f	flamme
g	gaz
p	parois
s	surface du combustible

# Table des figures

1	Test D1 (essais PRISME-Source [1]). Extinction par défaut de combustible. . . . .	19
1.1	Illustration des processus de transfert de masse et de chaleur à la surface d'une nappe de combustible [2]. . . . .	24
1.2	Phases d'un feu en milieu confiné-ventilé. . . . .	27
1.3	Evolution de la fraction massique de suies en fonction de la concentration en oxygène [3]. . . . .	29
1.4	Rayonnement externe appliqué aux surfaces du combustible occupée et non occupée par la flamme. . . . .	31
1.5	Evolution de la vitesse de combustion en fonction du diamètre pour différents produits [4]. . . . .	32
1.6	Débit massique dégagé sous une ventilation enrichie en oxygène [5].	34
1.7	Concentration en oxygène en fonction de la température pour le polystyrène [6]. . . . .	35
1.8	Débit massique critique à l'extinction [6]. . . . .	37
1.9	Débit massique critique du combustible en fonction de la température des gaz [6]. . . . .	37
1.10	Diagramme d'inflammabilité pour une flamme de diffusion, en fonction des propriétés de l'air alimentant la flamme $Y_{O_2,\infty}$ et $T_{O_2,\infty}$ [7]. . . . .	38
2.1	Débit massique surfacique de PMMA et de polyuréthane en fonction de la concentration en oxygène et du flux radiatif externe [8]. . . . .	43
2.2	Evolution du débit massique de combustion normalisé en fonction de la concentration en oxygène[9]. . . . .	45
2.3	Variation du débit massique de combustion en fonction du degré de ventilation [10]. . . . .	46
2.4	Evolution du débit massique de combustion en fonction de la concentration en oxygène [10]. . . . .	47
2.5	Modèle de couche limite pour déterminer la perte de masse de combustible [11]. . . . .	48

2.6	Comparaison des modèles avec les données du PRISME-Source [1, 12].	53
2.7	Comparaison de la corrélation de Peatross et Beyler avec les données du PRISME-Leak [13].	54
2.8	Débit massique surfacique en fonction du diamètre pour de feux d'heptane.	64
2.9	Effet de la concentration en oxygène sur le débit massique normalisé.	65
2.10	Effet de la concentration en oxygène sur les flux thermiques issus de la flamme.	66
3.1	Exemple d'une simulation avec ISIS d'un feu dans un local confiné-ventilé.	69
3.2	Local de 120 m <sup>3</sup> utilisé lors du programme PRISME.	70
3.3	Variation de la concentration en oxygène au voisinage du foyer [1, 12].	72
3.4	Variation de la pression dans le local [1, 12].	73
3.5	Variation de la température des gaz dans le local [1, 12].	74
3.6	Comparaison entre les résultats expérimentaux du test PRS-D1 [1, 12] et numériques obtenus en utilisant la corrélation de Peatross et Beyler [14].	75
3.7	Comparaison entre les résultats expérimentaux du test PRS-D1 [1, 12] et numériques obtenus en utilisant la formulation théorique.	77
3.8	Comparaison entre les résultats expérimentaux du test PRS-LK2 [13] et numériques obtenus en utilisant la formulation théorique.	78
3.9	Flux thermiques issus de la flamme, Test PRS-D1 [1, 12].	79
3.10	Demi-vue schématique du dispositif expérimental à échelle réduite [15].	80
3.11	Comparaison entre les résultats expérimentaux d'Utiskul [15] et numériques obtenus en utilisant la formulation théorique. Variation du débit massique de combustible.	81
3.12	Comparaison entre les résultats expérimentaux d'Utiskul [15] et numériques obtenus en utilisant la formulation théorique. Variation de la concentration en oxygène.	82
3.13	Comparaison entre les résultats expérimentaux d'Utiskul [15] et numériques obtenus en utilisant la formulation théorique. Variation du débit de ventilation.	82
4.1	Schéma du caisson à échelle réduite au sein de l'institut PPRIME	89
4.2	Plaque métallique positionnée en face de la gaine d'admission d'air.	90
4.3	Schéma du réseau de ventilation et des points de mesure (vue de dessus)	91
4.4	Schéma de la cuve pour les mesures de flux rayonnés à la surface de combustible	92

4.5	Position des thermocouples au sein du dispositif expérimental (vue de face) . . . . .	94
4.6	Reproductibilité du débit calorifique d'un feu d'une cuve d'heptane de 23 cm de diamètre, à 2,6 renouvellements horaires d'air . . . . .	95
4.7	Reproductibilité des températures dans le local, au niveau de l'axe vertical gauche (A1), d'un feu d'une cuve d'heptane de 23 cm de diamètre, à 2,6 renouvellements horaires d'air . . . . .	96
4.8	Niveaux de température le long des axes verticaux, d'un feu d'une cuve d'heptane de 23 cm de diamètre, à 2,6 renouvellements horaires d'air, admission d'air dans la partie supérieure du local . . . . .	97
4.9	Niveaux de température le long des axes verticaux, d'un feu d'une cuve d'heptane de 23 cm de diamètre, à 2,6 renouvellements horaires d'air, admission d'air dans la partie inférieure du local . . . . .	98
4.10	Mesure du flux radiatif reçu par les parois du local, d'un feu d'une cuve d'heptane de 23 cm de diamètre, à 2,6 renouvellements horaires d'air . . . . .	99
4.11	Evolution du débit massique d'un feu d'une cuve d'heptane de 23 cm de diamètre, à 2,6 renouvellements horaires d'air . . . . .	100
4.12	Evolution du débit massique d'un feu d'une cuve d'heptane de 23 cm de diamètre, à 1 renouvellement horaire d'air, admission d'air dans la partie supérieure du local . . . . .	100
4.13	Bilan thermique radiatif à la surface de l'heptane . . . . .	102
4.14	Répartition des flux radiatifs à l'intérieur du local à échelle réduite. . . . .	103
4.15	Simulation avec ISIS du réseau de ventilation dans le local. Champs des vitesses suivant l'axe (x) obtenus à 4 renouvellements horaires d'air avec une admission d'air dans la partie supérieure. . . . .	108
4.16	Evolution d'un feu de cuve d'heptane de 30 cm de diamètre, admission d'air dans la partie supérieure du local. . . . .	108
4.17	Evolutions du débit massique de combustible et de la concentration en oxygène obtenus avec un feu d'une cuve d'heptane de 30 cm de diamètre, à 4 renouvellements horaires d'air, admission d'air dans la partie supérieure du local. . . . .	109
4.18	Evolutions du débit massique de combustible et de la concentration en oxygène obtenus avec des feux d'une cuve d'heptane de 30 cm de diamètre, admission d'air dans la partie inférieure du local, pour différents renouvellements horaires d'air. . . . .	110
4.19	Niveaux de température le long de l'axe central de la flamme, d'un feu d'une cuve d'heptane de 30 cm de diamètre, admission d'air dans la partie inférieure du local, pour différents renouvellements horaires d'air. . . . .	111

4.20	Niveaux de température le long de l'axe vertical gauche (A1), d'un feu d'une cuve d'heptane de 30 cm de diamètre, admission d'air dans la partie inférieure du local, pour différents renouvellements horaires d'air. . . . .	112
4.21	Evolutions des flux radiatifs reçus à la surface de combustible et en-dessous de la cuve, obtenus avec un feu d'une cuve d'heptane de 30 cm de diamètre, à 1 renouvellement horaire d'air, admission d'air dans la partie inférieure du local. . . . .	114
4.22	Gradient de température dans le combustible, d'un feu d'une cuve d'heptane de 30 cm de diamètre, à 4 renouvellements horaires d'air, admission d'air dans la partie inférieure du local. . . . .	115
4.23	Evolutions des flux conductifs transmis à travers les parois du local, obtenus avec des feux d'une cuve d'heptane de 30 cm de diamètre, admission d'air dans la partie inférieure du local, pour différents renouvellements horaires d'air. . . . .	116
4.24	Evolutions du débit massique de combustible et de la concentration en oxygène obtenus avec des feux d'une cuve d'heptane de 26 cm de diamètre, à 4 et 2 renouvellements horaires d'air, admission d'air dans la partie supérieure du local. . . . .	117
4.25	Evolutions du débit massique de combustible et de la concentration en oxygène obtenus avec des feux d'une cuve d'heptane de 26 cm de diamètre, admission d'air dans la partie supérieure du local, pour différents renouvellements horaires d'air. . . . .	118
4.26	Evolutions de la concentration en oxygène et de la pression locale obtenus avec des feux d'une cuve d'heptane de 26 cm de diamètre, à 1/4 renouvellement horaire d'air, admission d'air dans la partie supérieure du local. . . . .	119
4.27	Evolutions du débit massique de combustible et de la concentration en oxygène obtenus avec des feux d'une cuve d'heptane de 26 cm de diamètre, admission d'air dans la partie inférieure du local, pour différents renouvellements horaires d'air. . . . .	120
4.28	Niveaux de température le long de l'axe central de la flamme, d'un feu d'une cuve d'heptane de 26 cm de diamètre, admission d'air dans la partie supérieure ou inférieure du local, pour différents renouvellements horaires d'air. . . . .	121
4.29	Niveaux de température le long de l'axe vertical gauche (A1), d'un feu d'une cuve d'heptane de 26 cm de diamètre, admission d'air dans la partie supérieure du local, pour différents renouvellements horaires d'air. . . . .	122

4.30	Niveaux de température le long de l'axe vertical gauche (A1), d'un feu d'une cuve d'heptane de 26 cm de diamètre, admission d'air dans la partie inférieure du local, pour différents renouvellements horaires d'air. . . . .	123
4.31	Comparaison entre le diagramme d'inflammabilité de Hu [7] et les données expérimentales. . . . .	125
4.32	Niveaux de température le long de l'axe vertical positionné au centre du local. . . . .	126
4.33	Evolutions des fractions radiative et convective du flux thermique issu de la flamme avec des feux d'heptane de 26 cm de diamètre, admission d'air dans la partie inférieure du local. . . . .	128
5.1	Puissance calorifique dégagée par un foyer d'heptane de 26 cm de diamètre, admission d'air dans la partie supérieure du local. . . . .	131
5.2	Maillage utilisé avec le code ISIS pour simuler les feux dans un local à échelle réduite. . . . .	132
5.3	Comparaison entre les résultats expérimentaux et numériques issus des simulations non-prédictives. Variation de la concentration en oxygène au voisinage du foyer, pour différents renouvellements horaires d'air. . . . .	133
5.4	Schéma de principe du circuit aéraulique dans le local. . . . .	134
5.5	Transition entre le débit massique expérimental en atmosphère libre et le modèle théorique durant la phase de croissance. . . . .	135
5.6	Comparaison entre les résultats expérimentaux et numériques. Variation du débit massique de combustible, pour différents renouvellements horaires d'air. . . . .	136
5.7	Comparaison entre les résultats expérimentaux et numériques. Variation de la concentration en oxygène au voisinage du foyer, pour différents renouvellements horaires d'air. . . . .	137
5.8	Comparaison entre les résultats expérimentaux et numériques. Variation de la température des gaz dans le local, pour différents renouvellements horaires d'air. . . . .	139
5.9	Comparaison entre les résultats expérimentaux et numériques. Variations des flux radiatifs de la flamme, pour différents renouvellements horaires d'air. . . . .	140
5.10	Comparaison entre les résultats expérimentaux et numériques. Variations des flux convectifs de la flamme, pour différents renouvellements horaires d'air. . . . .	141
5.11	Variation du facteur de blocage en fonction du débit massique de combustible. Simulation avec ISIS d'un feu d'une cuve d'heptane de 30 cm de diamètre, à 1 renouvellement horaire d'air. . . . .	142



5.12	Comparaison entre les résultats expérimentaux et numériques. Variation du flux radiatif reçu par la paroi côté nord du local, à une hauteur de 48,5 cm, pour différents renouvellements horaires d'air. .	143
B.1	Domaine volumique utilisé avec ISIS pour simuler la fraction massique d'oxygène au voisinage du foyer . . . . .	156
C.1	Mesure du flux radiatif à l'intérieur du bac . . . . .	158
C.2	Définition des paramètres nécessaires pour le calcul de $\Omega_{\text{masque}}$ [16] .	159

# Liste des tableaux

3.1	Essais réalisés à échelle réelle à l'IRSN [1, 12]. . . . .	71
4.1	Rapports adimensionnels . . . . .	86
4.2	Propriétés physiques de combustible . . . . .	89
4.3	Mesures expérimentales obtenues à l'état stationnaire, d'un feu d'une cuve d'heptane de 23 cm de diamètre. . . . .	106
4.4	Mesures des flux thermiques à l'état stationnaire, d'un feu d'une cuve d'heptane de 30 cm de diamètre, admission d'air dans la partie inférieure du local. . . . .	113
4.5	Mesures des débits massiques de combustible et des flux thermiques à l'état stationnaire, d'un feu d'une cuve d'heptane de 26 cm de diamètre. . . . .	124
5.1	Essais expérimentaux utilisés pour comparer avec les calculs ISIS. .	131
5.2	Résultats expérimentaux obtenus durant la phase stationnaire du feu. Flux thermiques de la flamme reçus à la surface de combustible, pour différents renouvellements horaires d'air. . . . .	139

# Introduction

Les connaissances élémentaires du comportement du feu fournissent une base pour la compréhension de son développement dans un compartiment, sa propagation à travers la structure, ainsi que pour les tactiques et stratégies de lutte. Ce manuscrit de thèse présente les travaux de recherche réalisés durant trois ans au sein de l'Institut de Radioprotection et de Sécurité Nucléaire (IRSN), dont l'objectif est d'améliorer la compréhension du comportement du feu et de contribuer indirectement à la lutte contre les incendies dans les structures. Une étude à caractère théorique constitue la majeure partie du travail de thèse en parallèle avec des essais expérimentaux réalisés à l'Institut PPRIME.

## Contexte de l'étude

La propagation d'un incendie dans une installation nucléaire constitue une préoccupation de sécurité majeure. De plus, l'étude du comportement des incendies est primordial pour que le fonctionnement d'une installation n'entraîne aucun effet dommageable sur les individus et l'environnement. En conséquence, l'IRSN mène depuis plus de vingt ans, un programme de recherche dédié à la simulation des incendies dans des locaux confinés et ventilés.

Lors d'un incendie dans une installation nucléaire, la durée du feu est une conséquence immédiate sur la sécurité de l'établissement. Pour un régime de sur ventilation, elle est prédite en fonction de la masse initiale de combustible et du débit massique de celui-ci. Dans ce cas, la flamme s'éteint par défaut de combustible. Lorsque le mode de combustion est limité par la ventilation des locaux, la flamme s'éteint soit par défaut d'oxygène soit par défaut de combustible. Dans le premier cas, la concentration en oxygène baisse significativement ainsi que le débit de combustible vaporisé. La combustion est alors limitée par la quantité d'oxygène disponible ; et la durée du feu peut être inférieure à celle d'un incendie en atmosphère libre. Dans l'autre cas, le niveau d'oxygène du local décroît au cours du feu et peut se stabiliser de telle manière que le débit massique de combustible s'adapte au niveau de la ventilation du local.

Des essais réalisés à l'IRSN [1], dans un local de  $120 \text{ m}^3$  confiné et ventilé mécaniquement, en utilisant du dodécane, ont montré un débit massique de combustible qui s'adapte à la quantité d'oxygène présente au niveau du local. Cette configuration (figure 1) permet de consommer tout le combustible disponible avec un débit massique très faible. Ce débit massique constitué essentiellement de réactifs gazeux, bien que supérieur à une valeur critique nécessaire pour entretenir le feu, est nettement inférieur à celui obtenu en atmosphère libre. Cela se traduit par une durée du feu de 2,5 fois supérieure à celle obtenue en milieu ouvert. Ces résultats expérimentaux montrent clairement qu'il devient primordial pour la sûreté d'une installation, de pouvoir prédire correctement à la fois la puissance dégagée par le feu mais également la durée de l'incendie dans de telles configurations.

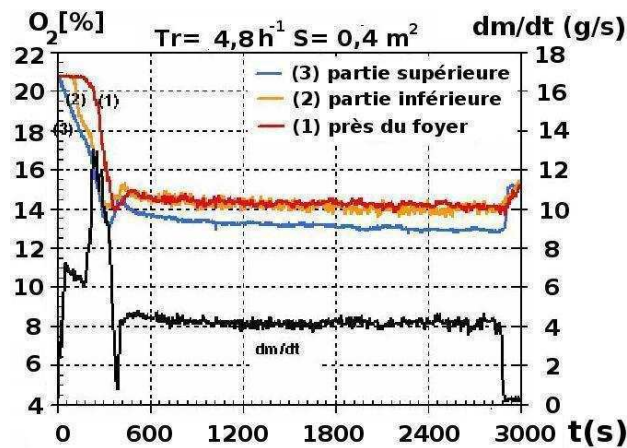


FIG. 1 – Test D1 (essais PRISME-Source [1]). Extinction par défaut de combustible.

### Objectif de la thèse

L'objectif de ce travail de recherche est de déterminer une modélisation de l'évolution de la puissance du foyer jusqu'à son extinction et cela pour un combustible liquide ou solide soumis à un régime de combustion sous-ventilé. Le modèle retenu doit pouvoir en particulier prédire l'effet du niveau d'oxygène dans le local feu sur le débit massique de combustible, le tout afin de pouvoir prédire la puissance thermique dégagée par le foyer ainsi que les durées de feu.

### Phases de réalisation

Dans un premier temps, une analyse du sujet s'appuyant sur une étude bibliogra-

phique et sur les acquis de l'IRSN (simulations, essais) permettra d'appréhender la question posée. L'analyse bibliographique permettra de recenser les différentes approches existantes pour traiter le phénomène de vaporisation de combustible. Les processus d'évaporation ou de pyrolyse seront traités, dans un premier temps, par une approche corrélative décrivant l'effet du niveau d'oxygène sur le débit massique surfacique de combustible. Une approche détaillée nécessitant la détermination du bilan des flux à l'interface et le calcul de la phase liquide ou solide sera également envisagée par la suite. Notons que la solution proposée devra être applicable à la problématique des feux dans des locaux confinés et mécaniquement ventilés à échelle réelle, avec des combustibles liquides ou solides issus des scénarios réels. Le phénomène d'extinction trop complexe pour être modélisé par une chimie détaillée se basera sur des approches plus globales telles que la détermination d'une température ou d'un débit massique de combustible critique.

Dans un second temps, les modèles « globaux » seront implémentés dans l'outil de simulation de l'IRSN (code CFD ISIS) permettant de prédire le débit massique de combustible. Après une phase de validation simple des modèles proposés, la modélisation retenue sera confrontée à des données expérimentales issues de la littérature et des essais réels réalisés à l'IRSN et à PPRIME (Pôle Poitevin de Recherche pour l'Ingénieur en Mécanique). L'analyse des résultats permettra d'évaluer l'efficacité de la modélisation proposée, notamment en ce qui concerne les éléments attendus que sont les prédictions du débit massique de combustible et de la durée du feu.

## **Plan du texte**

Une étude bibliographique portant sur la phénoménologie des feux en milieu confiné et ventilé mécaniquement est présentée dans le premier chapitre de cette thèse. L'effet de la ventilation ou de la concentration en oxygène dans le local sur la pyrolyse ou l'évaporation d'un combustible est abordé. L'influence du rayonnement externe et de la surface du foyer sur le développement du feu est également traitée. Enfin, le processus d'extinction de la flamme et les principaux mécanismes responsables de ce phénomène sont examinés.

Le deuxième chapitre présente différents modèles de la littérature permettant de déterminer, en milieu confiné, le débit massique de combustible vaporisé. Des modèles empiriques et théoriques permettant de relier le débit massique de combustible à la concentration en oxygène au voisinage du foyer sont présentés. Dans ce cadre, les modèles de Peatross et Beyler [14] et d'Utiskul [17, 15] sont utilisés analytiquement afin de prédire le débit masse de combustible lors de certains essais

du programme PRISME-Source [1, 12]. Dans un second temps, une formulation analytique, basée sur le bilan énergétique à la surface, est présentée ce qui permet de déterminer le débit massique de combustible en prenant en compte la viciation d'air au voisinage du foyer et l'effet du confinement. Cette approche est ainsi confrontée, dans un premier temps, avec des données expérimentales obtenues en atmosphère libre [18, 19] et avec la corrélation de Babrauskas [20]. Ensuite, elle est comparée avec la corrélation de Peatross et Beyler [14] et les résultats de Pretrel [1, 12] et de Tewarson [21], obtenus en atmosphère vicié.

Le code de calcul ISIS, développé à l'IRSN, est utilisé durant cette thèse afin de simuler numériquement un feu dans un milieu confiné et ventilé. La description de cet outil est présentée dans le troisième chapitre. Certains essais expérimentaux du programme PRISME-Source mettant en jeu des feux de TPH dans des compartiments à échelle réelle, sont, dans un premier temps, utilisés pour tester le code ISIS. Des simulations prédictives sont ensuite réalisées en calculant la perte de masse de combustible à partir de la corrélation empirique de Peatross-Beyler [14], puis en utilisant la formulation analytique développée dans le deuxième chapitre. La comparaison entre les résultats numériques et expérimentaux des essais PRISME [1, 12, 13] va permettre de vérifier la validité de la corrélation empirique et de la formulation analytique, utilisées dans un code CFD, pour prédire le débit massique de combustible dans ce type de configuration.

Le quatrième chapitre est consacré à la description des essais expérimentaux réalisés à échelle réduite. Ces essais vont servir à étudier la pertinence de l'approche théorique proposée durant cette thèse. Le dispositif expérimental et son instrumentation sont décrits, dans un premier temps, puis les résultats expérimentaux obtenus avec un foyer simple sont présentés. Ce chapitre est également consacré à la détermination des flux thermiques à la surface de combustible. A cet effet, une méthode originale permettant de découpler les mesures des flux thermiques reçus à la surface de l'heptane est présentée. L'effet de la sous-ventilation sur les paramètres de combustion, l'influence d'échelle et de la position de l'admission d'air sont également traités dans ce chapitre.

Le dernier chapitre porte sur la simulation numérique des essais expérimentaux réalisés à échelle réduite. La formulation analytique proposée dans le deuxième chapitre est utilisée avec le code ISIS et les résultats numériques et expérimentaux sont ainsi comparés afin d'étudier la validité de l'approche théorique. Afin de répondre à la problématique posée précédemment dans le paragraphe "contexte de l'étude", seuls les essais expérimentaux qui montrent un état stationnaire suffisamment long sont utilisés pour valider les simulations numériques.

# Chapitre 1

## Incendie en milieu confiné et ventilé

L'amélioration de la modélisation des incendies en milieu confiné et ventilé nécessite une étude approfondie de la combustion des foyers solides ou liquides. Les feux de nappe ont largement été utilisés par la communauté scientifique dans le but d'étudier les phénomènes de propagation et d'extinction, dans des milieux confinés ou non. Cette configuration représente en effet une version simplifiée de nombreux foyers dans la mesure où les propriétés physiques de la plupart des combustibles liquides sont relativement bien connues.

Afin de comprendre l'effet du confinement et de la ventilation, il est nécessaire de considérer au préalable le comportement d'un feu en milieu ouvert. Lors d'un tel feu, celui-ci produit un taux de gaz imbrûlés quasi-nul. Le feu en milieu confiné-ventilé est le type de feu étudié dans le cadre de cette étude. Lors d'un feu en milieu clos, certains phénomènes non présents en milieu libre interviennent. Ainsi, en milieu confiné, les transferts de chaleur avec l'environnement et la géométrie du local vont avoir une influence sur l'évolution du feu. De plus, contrairement aux feux en milieu libre, la quantité d'air disponible peut être limitée et entraîner un régime de combustion piloté par la ventilation.

Ce chapitre est consacré à la problématique des incendies en milieu confiné. Il porte sur la description des phénomènes liés à la pyrolyse et à l'influence de la ventilation sur celle-ci. L'effet du flux thermique externe issu des gaz chauds et réfléchis par les parois sur la vitesse de régression de la nappe sont décrits et les phénomènes responsables de l'extinction de la flamme sont abordés à la fin de ce chapitre.

### 1.1 Terminologie

Afin d'étudier un incendie dans un local confiné et mécaniquement ventilé, la nomenclature ainsi que les grandeurs caractéristiques qui déterminent le comporte-

ment d'un feu sont décrites dans cette première partie. Le bilan énergétique de la combustion est présenté et le débit calorifique dégagé par unité de temps est défini en fonction du taux de combustible consommé. Le type de foyers étudiés dans cette étude sont des feux de nappe de combustible liquide. Cette configuration permet de décrire le processus de combustion comme étant celui d'une flamme de diffusion ou non-prémélangée puisque combustible et comburant sont initialement séparés et réagissent localement en se mélangeant au dessus de la surface de combustible.

Ces feux de nappe se différencient des flammes de type jets (flammes de briquets, de moteurs fusées, fuite de gaz,..) principalement à travers la détermination du débit massique de combustible gazeux. Pour ce type de flammes, celui-ci est indépendant du processus de combustion et est généralement déterminé par la configuration. Dans le cas des feux de solide ou de liquide (flamme de bougie, feu de nappe,..), le débit massique de combustible gazeux est directement lié au processus de combustion à travers les transferts de chaleur de la flamme vers la surface de combustible solide ou liquide (figure 1.1). Le débit massique surfacique est déterminé de la façon suivante :

$$\dot{m}_F'' = \frac{\dot{q}_f'' - \dot{q}_L''}{\Delta h_{vap}} \quad (1.1)$$

où  $\dot{q}_f''$  représente le flux de chaleur transmis par la flamme et  $\dot{q}_L''$  représente les pertes de chaleur exprimées comme un flux absorbé par la surface de combustible.  $\Delta h_{vap}$  est la chaleur de vaporisation de combustible. Dans cette relation, le flux de chaleur  $\dot{q}_f''$  doit être déterminé par la connaissance de l'énergie dégagée par la flamme et des différents mécanismes de transferts de chaleur. La détermination du débit massique de combustible qui est une donnée intrinsèque du processus de combustion d'un feu nécessite donc un couplage entre la phase solide ou liquide et la phase gazeuse.

### 1.1.1 Chaleur de combustion et débit calorifique

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

Le débit calorifique représente l'énergie dégagée par unité de temps pendant la combustion :

$$\dot{Q} = \chi A_F \dot{m}_F'' \Delta H_c \quad (1.2)$$

où  $\dot{m}_F''$  représente le débit massique surfacique de combustible,  $A_F$  la surface de combustible et  $\chi$ , le rendement de la combustion, défini comme le rapport des éner-



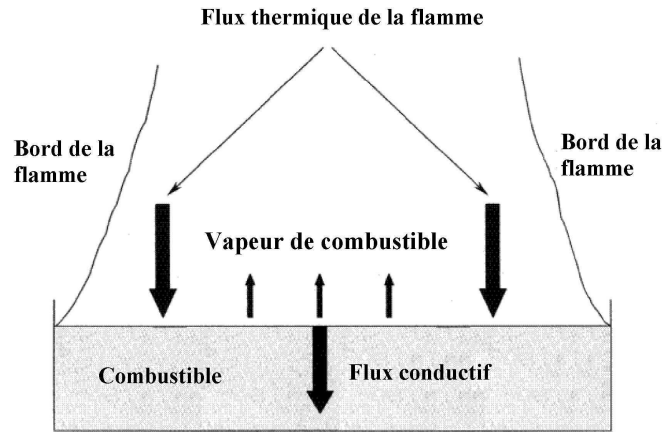


FIG. 1.1 – Illustration des processus de transfert de masse et de chaleur à la surface d’une nappe de combustible [2].

gies effective et totale dégagées lors d’une combustion réelle et d’une combustion complète ( $\chi$  est proche de 1 en milieu ouvert).

La détermination de  $\dot{Q}$  à l’aide de la chaleur de combustion de combustible suivant le taux de combustible dégagé est généralement utilisée pour un feu bien ventilé, lorsque le régime de combustion est limité par la quantité de combustible présente. Dans le cas où la ventilation est insuffisante, la quantité d’oxygène présente au niveau de la surface de combustible limite le débit calorifique. Toute la quantité d’oxygène disponible est alors consommée par la réaction chimique. La combustion est alors qualifiée d’incomplète entraînant la formation d’imbrûlés et de suies. Dans cette configuration, une partie de combustible gazeux ne participe pas à la réaction chimique et peut ainsi former des imbrûlés susceptibles de s’enflammer soit dans le local, soit dans le réseau de ventilation de l’installation [22, 23]. En supposant que tout l’oxygène présent dans le local est consommé par la réaction chimique, le débit calorifique peut s’écrire de la manière suivante :

$$\dot{Q} = \dot{m}_o \Delta H_{ox} \quad (1.3)$$

où  $\dot{m}_o$  représente le débit d’oxygène consommé et  $\Delta H_{ox}$  la chaleur de combustion par unité de masse d’oxygène consommée.

### 1.1.2 Taux de combustion

Le débit de combustible dégagé,  $\dot{m}_F$ , est le taux de production de combustible gazeux au cours du temps en fonction des échanges thermiques avec le milieu

ambiant (flamme, gaz chaud et confinement) :

$$\dot{m}_F = \dot{m}_b + \dot{m}_u \quad (1.4)$$

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

D'autre part, on définit le Rapport Equivalent Global (REG) comme le rapport entre le débit massique de produits de combustion sur l'air admis, normalisé par le rapport stœchiométrique :

$$\phi = \frac{\dot{m}_F}{\dot{m}_o} r \quad ; \quad r = \left( \frac{\dot{m}_o}{\dot{m}_F} \right)_{\text{stœ}} \quad (1.5)$$

Cela nous permet de déterminer la relation entre  $\dot{m}_F$  et le débit de combustible gazeux consommé par la réaction chimique  $\dot{m}_b$  comme suivant :

- Le mélange est pauvre et le régime de combustion est surventilé :  $\phi \leq 1$   
 $\Rightarrow \dot{m}_b = \dot{m}_F$
- Le mélange est riche et le régime de combustion est sous-ventilé :  $\phi > 1 \Rightarrow \dot{m}_b = \dot{m}_o/r$

L'équation 1.2 devient :  $\dot{Q} = \dot{m}_b \Delta H_c$

### 1.1.3 Température de la flamme

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

#### 1.1.3.1 Température d'une flamme dans un milieu ouvert

Le travail de McCaffrey [24] constitue le point de départ pour aborder cette partie. Un bruleur à gaz a été utilisé et des mesures expérimentales ont été réalisées pour étudier la température à l'intérieur d'une flamme turbulente. McCaffrey a décrit trois régimes différents dans la flamme :

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

D'autres travaux réalisés par Audouin [25], ont montré des valeurs de la température de la flamme identiques à celles de McCaffrey. Cox et Chity [26] ont également observé des résultats similaires. Concernant les incendies dans un entrepôt, Inga-son [27] a mesuré une valeur de la température de la flamme de 870 ° C.

De plus, à partir des résultats décrits dans [24, 25, 28, 29], il est déduit que pour des petites tailles de nappe de liquide ( $D < 1$  m), une température de la flamme de  $900^\circ\text{C}$  doit être attendue. Pour des grandes tailles, la valeur de celle-ci peut atteindre  $1100 - 1200^\circ\text{C}$ .

### 1.1.3.2 Température d'une flamme dans un milieu confiné

Concernant un feu dans un milieu confiné, les mesures expérimentales révèlent une température maximale de la flamme d'environ  $1200^\circ\text{C}$  [30]. Des températures de  $900 \sim 1000^\circ\text{C}$  ont été également mesurées. En fait, celle-ci dépend du réchauffement de l'environnement au voisinage de la flamme ce qui explique pourquoi la température maximale d'une flamme positionnée en atmosphère libre est légèrement inférieure à celle dans un local confiné. En effet, la chaleur rayonnée vers l'environnement ( $T_a = 25^\circ\text{C}$ ) est plus importante dans le premier cas ce qui tend à diminuer la température de la flamme. Cependant, dans un milieu confiné, les parois du local sont chauffés au cours du temps et la température des gaz chauds est élevée. Ainsi, la perte thermique radiative issue de la flamme vers l'environnement est moins importante et par conséquent une température de flamme plus élevée est mesurée.

## 1.2 Feux en milieu confiné-ventilé

En espace confiné, la quantité d'oxygène disponible est un paramètre fondamental qui va gouverner le développement ou non du feu. Ainsi, selon la ventilation, la combustion peut être ralentie voire s'arrêter et on parle alors de feux sous ventilé. L'évolution d'un feu en milieu confiné-ventilé est généralement constituée de 2 phases (figure 1.2) :

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

Au début de la phase de croissance, les gaz chauds issus de la combustion montent au plafond sous l'effet des forces d'Archimède. La température moyenne au sein du local est basse et le feu reste localisé à son point d'origine. De plus, le débit calorifique du feu est identique à celui obtenu en milieu ouvert avec un foyer équivalent (figure 1.2). A la fin de cette phase, la fumée commence à descendre du plafond et occupe peu à peu le compartiment. Ainsi, le manque d'oxygène rend la

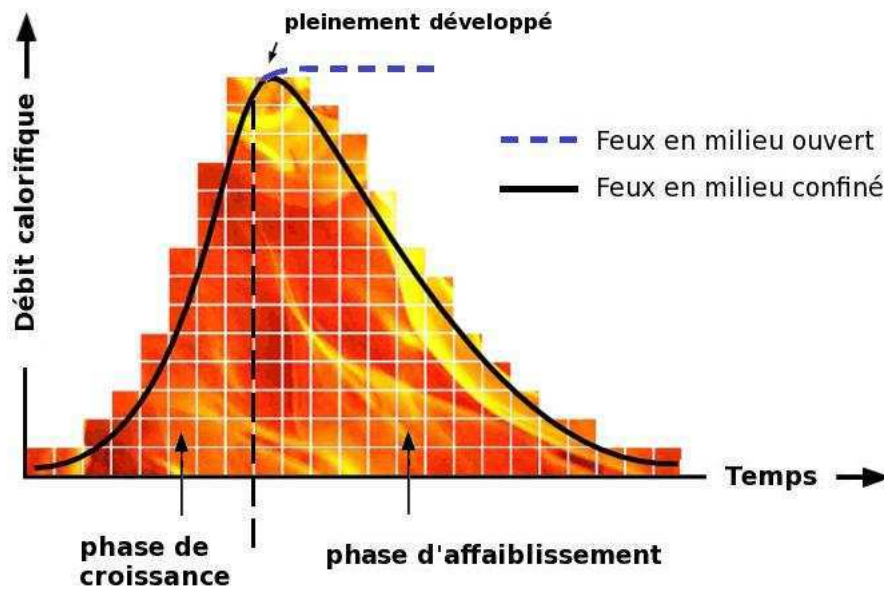


FIG. 1.2 – Phases d'un feu en milieu confiné-ventilé.

combustion incomplète et la quantité de gaz imbrûlés importante, ce qui conduit à la diminution du débit calorifique.

## 1.3 Effet de la ventilation

Le débit calorifique dégagé étant proportionnel au débit massique de combustible [cf. 1.1.2], il est primordial de comprendre l'influence de la ventilation sur le phénomène de perte de masse de combustible. L'effet de la ventilation sur le bilan des transferts thermiques entre la flamme et la surface du combustible est abordé dans cette partie. Des résultats expérimentaux issus des travaux de Brohez *et al.* [3] sont également présentés afin de comprendre l'effet de la concentration en oxygène sur la production de suies dans la flamme.

### 1.3.1 Effet de la concentration en oxygène sur les paramètres de combustion

Bien que le flux radiatif de la flamme constitue le transfert thermique prédominant à grande échelle, le travail de Tewarson *et al.* [21] a montré qu'il peut être aussi important à petite échelle en faisant varier la concentration en oxygène au niveau du foyer. Le flux radiatif de la flamme augmente avec la concentration en oxygène et le flux convectif diminue à l'exception de certains combustibles comme

le polyoxyméthylène POM (production de suies moins importante). Il a également été montré dans cette étude que l'évolution du flux radiatif est généralement plus sensible à la variation de la concentration en oxygène que le flux convectif.

D'autre part, des essais expérimentaux ont été effectués sur des feux de PMMA pour des concentrations en oxygène différentes [31]. Les résultats ont montré que la variation du taux d'oxygène au niveau du local modifiait certaines propriétés comme l'émissivité et le rayonnement de la flamme. La conséquence directe a été une variation nette du débit massique de combustible.

Beaulieu et Dembsey [32], ont réalisé des mesures expérimentales dites mesures d'inflammabilité avancée (AFM). Ces dernières ont été effectuées avec une concentration ambiante en oxygène de 20,9 et de 40 %. Les combustibles utilisés, tels que le polyméthacrylate (PMMA), le propylène et le polyoxyméthylène (POM), ont été choisis pour étudier l'influence de la quantité de suies produite dans la flamme. Les résultats ont montré qu'une flamme plus "lumineuse" est observée avec l'addition d'oxygène, indiquant une grande proportion de suies et (ou) une température de flamme élevée. Cela se traduit par une émissivité plus importante de la flamme en utilisant le PMMA ou le propylène mais une température de flamme plus élevée en utilisant le POM.

### 1.3.2 Effet de la concentration en oxygène sur la production de suies dans la flamme

La quantité de suies formée dans la flamme dépend de la nature du combustible étudié et du type de combustion. Pour un combustible donné, la présence d'oxygène dans sa formule chimique favorise l'oxydation des particules de suie dès leur production, ainsi une quantité moins importante de suies est dégagée.

Dans la littérature, plusieurs études ont porté sur l'effet de la concentration en oxygène sur la production des espèces dans la flamme et notamment la production de suies. Des essais expérimentaux ont été réalisés par Brohez *et al.* [3] sur des feux de pyridine à échelle réduite afin d'étudier la variation de la fraction de suies dans la flamme en fonction de la concentration en oxygène. Deux régimes de ventilation ont été adoptés : un régime sous ventilé ( $\Phi = 1,1$ ) et un régime bien ventilé ( $0,1 < \Phi < 0,25$ ). La figure (1.3) décrit les résultats obtenus en diluant l'air admis par deux gaz inertes ( $N_2$  et  $CO_2$ ) ce qui amène à la diminution de la concentration en oxygène. Ces essais ont été réalisés sous un régime de combustion bien ventilé où le débit d'air alimentant la flamme était constant. Il ressort de ces essais que la fraction de suies est d'abord constante dans un premier temps, lorsque la concentration en oxygène diminue à partir de sa valeur ambiante. A partir d'une

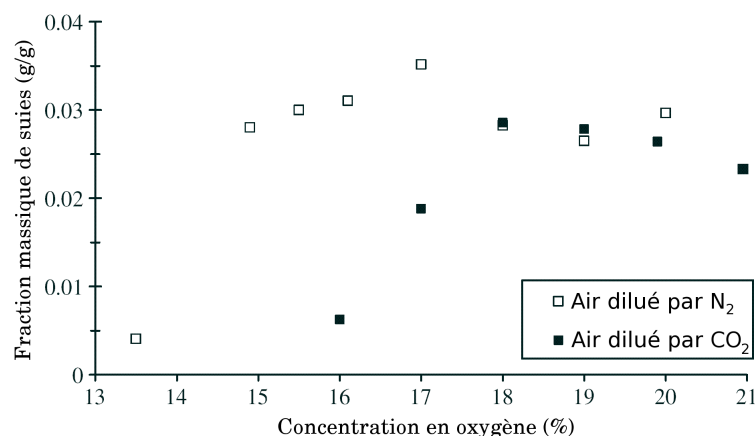


FIG. 1.3 – Evolution de la fraction massique de suies en fonction de la concentration en oxygène [3].

certaine valeur de concentration en oxygène, la fraction de suies diminue progressivement. Il est aussi observé que la fraction de suies dans la flamme diminue plus rapidement en utilisant le dioxyde de carbone à la place du diazote pour diluer l'air alimentant la flamme.

Lorsque le débit de gaz inerte utilisé a été augmenté, la longueur mais également la température de flamme ont été diminuées. En effet, le même phénomène a été décrit par Beaulieu et Dembsey [32], où il a été montré que l'augmentation de la concentration en oxygène de 20.9 % à 40 % entraînait une augmentation de la température de la flamme. Enfin, il est déduit [3] que la production de suies dans la flamme est liée à la température de celle-ci, plus précisément à sa température maximale.

En effet, l'introduction d'un gaz inerte abaisse la valeur de la température de la flamme en augmentant la capacité thermique du milieu. Autrement dit, la présence des gaz inertes conduit à l'absorption d'une partie de l'énergie calorifique dégagée par la flamme ce qui entraîne une diminution de la température de flamme. La capacité thermique du dioxyde de carbone étant supérieure à celle du diazote, une température de flamme plus basse est mesurée avec l'ajout de ce premier.

Beaulieu et Dembsey [32] ont étudié deux catégories de combustible : les combustibles qui produisent une grande quantité de suies comme le polyméthacrylate et le propylène, et ceux qui produisent une quantité négligeable comme le polyoxyméthylène (POM). Lorsque la première catégorie de combustible a été utilisée, il a été montré qu'une augmentation de la concentration en oxygène au voisinage du foyer conduit à l'accélération de la réaction chimique. Cela a pour principale

conséquence d'augmenter l'énergie calorifique dégagée ainsi que la température de flamme. La quantité de suies dans la flamme est également plus importante ce qui conduit à une forte émissivité de la flamme.

Lorsque le polyoxyméthylène (POM) a été utilisé, la perte radiative de la flamme a été minimale, ce qui est due à une production négligeable de suies. Une température de flamme plus élevée a été mesurée en augmentant la concentration locale en oxygène et le flux convectif de la flamme s'est avéré être dominant.

## 1.4 Effet thermique externe

L'effet du rayonnement externe issu des gaz chauds et réfléchi par les parois du local, a été reconnu comme un mécanisme important conduisant à un flux thermique supplémentaire qui contribue à la dégradation de combustible. L'énergie radiative émise par les gaz chauds provient principalement des produits gazeux de combustion comme le dioxyde de carbone et la vapeur d'eau aussi bien que des particules lumineuses comme la suie.

L'émissivité de la zone chaude du local est définie en fonction du coefficient d'extinction de gaz  $\kappa_g$  et d'une longueur caractéristique  $L$  [17] :

$$\varepsilon_g = 1 - e^{-\kappa_g L} \quad (1.6)$$

Pour un régime de combustion surventilé ( $\phi \leq 1$ ) ou sous-ventilé ( $\phi > 1$ ), le coefficient d'extinction des gaz  $\kappa_g$  est proportionnel à celui de la flamme  $\kappa_f$  [17] :

$$\kappa_g = \kappa_f \frac{T_f}{T} \left( \frac{1+r}{\phi+r} \right) \phi \quad \phi \leq 1 \quad (1.7)$$

$$\kappa_g = \kappa_f \frac{T_f}{T} \left( \frac{1+r}{\phi+r} \right) \quad \phi > 1 \quad (1.8)$$

De plus, Utiskul [17] a défini le rayonnement externe transmis vers la surface de combustible de deux manières différentes. En effet, la flamme n'occupe pas toute la surface de combustible dans le cas d'un régime de combustion sous-ventilé, ainsi

$$\dot{q}_{e,r} = (\dot{q}_{e,r})_b + (\dot{q}_{e,r})_n \quad (1.9)$$

$(\dot{q}_{e,r})_b$  et  $(\dot{q}_{e,r})_n$  représentent respectivement les puissances radiatives externes reçues par la surface de combustible occupée ou non par la flamme :

$$(\dot{q}_{e,r})_b = \underbrace{F_g(1 - \varepsilon_f)\varepsilon_g A_{f,b} \sigma(T_g^4 - T_s^4)}_{\text{issu des gaz chauds}} + \underbrace{F_p(1 - \varepsilon_g)(1 - \varepsilon_f)A_{f,b} \sigma(T_p^4 - T_s^4)}_{\text{réfléchi par les parois}} \quad (1.10)$$

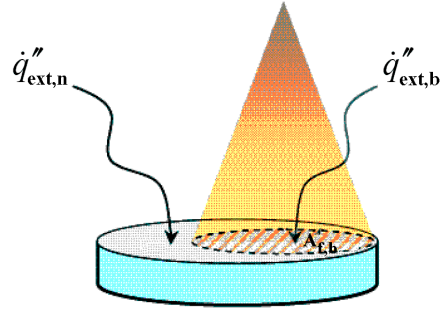


FIG. 1.4 – Rayonnement externe appliqué aux surfaces du combustible occupée et non occupée par la flamme.

et

$$(\dot{q}_{e,r})_n = F_g \varepsilon_g (A_f - A_{f,b}) \sigma (T_g^4 - T_s^4) + F_p (1 - \varepsilon_g) (A_f - A_{f,b}) \sigma (T_p^4 - T_s^4) \quad (1.11)$$

où  $A_f$  et  $A_{f,b}$  représentent la surface totale du combustible et celle occupée par la flamme, respectivement.  $F_g$  et  $F_p$  sont les facteurs de forme liés à la configuration gaz-combustible et parois-combustible.

## 1.5 Etude de l'influence d'échelle

Cette partie porte essentiellement sur l'effet du dimensionnement du foyer utilisé sur la vitesse de régression du combustible. Takeda *et al.* [33], ont examiné l'influence du confinement du local sur l'évolution du débit massique du méthanol. Celui-ci est 7,2 fois plus important pour un foyer dans un local confiné qu'en atmosphère libre. Fleischman *et al.* [34] ont montré le même résultat en utilisant de l'heptane. Ce phénomène dépendrait en fait de l'effet du rayonnement thermique externe qui pourrait avoir un effet significatif sur le débit massique vaporisé dans certaines configurations. Dans une atmosphère libre ou dans un local de grande taille, le flux radiatif externe peut être négligé.

### 1.5.1 Effet de la taille du foyer

De manière générale, le débit massique surfacique de combustion tend vers une valeur constante pour des diamètres de feux importants. Ce constat est d'ailleurs corrélé par les travaux de Blinov et Kyudyakov [4] dont la figure (1.5) est extraite. Celle-ci représente l'évolution de la vitesse de combustion en fonction du diamètre de nappe de liquide en utilisant plusieurs combustibles : cette représentation a



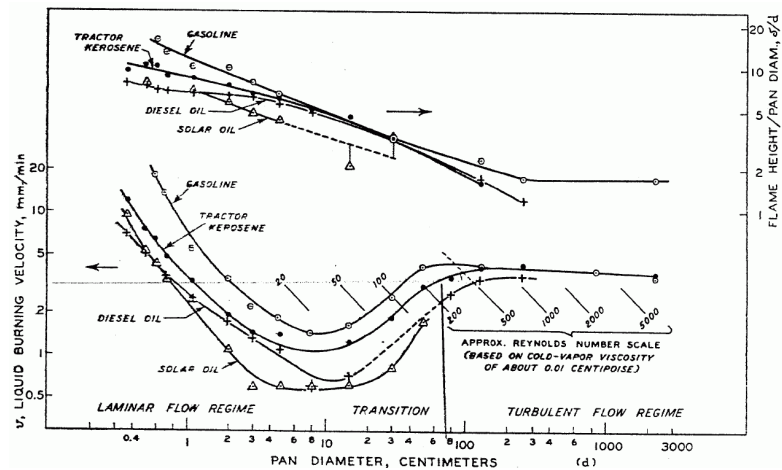


FIG. 1.5 – Evolution de la vitesse de combustion en fonction du diamètre pour différents produits [4].

permis de distinguer trois régimes de la combustion en fonction de la taille du foyer [4] :

- un régime laminaire pour des diamètres allant jusqu'à environ 10 cm, où la vitesse de régression décroît lorsque la taille du foyer augmente,
- un régime turbulent pour des diamètres supérieurs à 1 mètre environ, où la vitesse devient indépendante de la taille du foyer,
- et enfin un régime intermédiaire, où la vitesse de régression croît lorsque la taille du foyer augmente.

Des études expérimentales ont également étudié l'importance de la taille du foyer sur le débit massique de combustible. Beaulieu *et al.* [32] ont mesuré le flux thermique issu de la flamme en fonction de la taille du foyer. Plusieurs diamètres de bac de combustible ont été utilisés (10.2, 17.8, 61 et 122 cm) avec deux concentrations locales en oxygène 20.9 et 40 %.

Pour une concentration donnée en oxygène, le flux thermique total de la flamme tend à augmenter lorsque la surface du foyer augmente. Ce phénomène a été également observé de manière analytique, où le flux thermique total a été déterminé comme étant la somme des flux radiatif et convectif issus de la flamme.

Orloff et de Ris [35] ont montré que lorsque le diamètre de la nappe de liquide est supérieur à 0.7 m, le rayonnement émis est bloqué par la zone inférieure de la flamme. En fait, lorsque le diamètre de la nappe de liquide augmente, le volume de la partie basse de la flamme, riche en vapeurs de combustible, va augmenter

aussi. Ces vapeurs vont se comporter comme un nuage qui empêche le rayonnement d'atteindre la surface du combustible. Les flux radiatifs issus de la flamme  $\dot{q}_r''$  et ceux rayonnés par les gaz chauds et les parois du local  $\dot{q}_{ext}''$  sont ainsi déterminés en prenant en compte les expressions  $(1 - \beta_r)$  et  $(1 - \beta_{ext})$ , respectivement.  $\beta_r$  et  $\beta_{ext}$  décrivent des fractions de blocage, définies par Xin [36].

Utiskul [17] a déterminé la variation du débit massique vaporisé en fonction de la ventilation du local pour des feux d'heptane et de bois. Il a montré que l'effet thermique externe sur la vaporisation d'heptane est minimal en utilisant un foyer de diamètre de 1 m. En fait, la production de suie ainsi que l'émissivité de la flamme sont très importantes en utilisant un tel diamètre d'heptane. Ainsi, le flux radiatif externe est bloqué par la quantité de suie dans la flamme.

### 1.5.2 Hypothèse de Tewarson

Les travaux expérimentaux de Tewarson [21, 37, 38] ont permis de déterminer la perte de masse de plusieurs combustibles dans des conditions où l'oxygène alimentant la flamme est en excès. Pour un foyer de petite taille et placé en milieu confiné, Tewarson [37] suppose que lorsque la concentration en oxygène au voisinage du foyer augmente de plus de 35 %, le débit massique surfacique va atteindre une valeur asymptotique qui correspond au débit masse surfacique pour une nappe de taille infinie et placée en milieu ouvert  $\dot{m}_\infty''$ . Ce dernier a été défini par Babrauskas [39].

Des essais expérimentaux ont été réalisés par Beaulieu et Dembsey [32] pour mesurer le flux thermique total issu d'une flamme de PMMA, en utilisant deux diamètres du foyer de 10.2 et 122 cm, avec deux concentrations en oxygène au voisinage du foyer de 20,9 et 40 %. Pour un diamètre de 10.2 cm, l'addition d'oxygène jusqu'à 40 % a conduit à un flux total de 30 kW/m<sup>2</sup>. D'autre part, une valeur de  $60 \pm 10$  kW/m<sup>2</sup> a été mesurée en utilisant un diamètre de 122 cm avec une concentration en oxygène de 20,9 % d'oxygène (conditions de ventilation en milieu ouvert). L'effet d'augmenter la concentration en oxygène en utilisant un foyer de petit diamètre (d=10.2 cm), n'a pas permis de représenter le cas d'un grand foyer (d=122 cm) sous les conditions normales de ventilation.

Des essais à échelle réduite ont été effectués sous le calorimètre de Tewarson en utilisant une cuve de combustible de diamètre de 0.067 m [5]. La même technique de Tewarson a été réalisée en augmentant la concentration en oxygène locale pour obtenir une limite asymptotique correspondant à  $\dot{m}_\infty''$ . La figure (1.6) montre que le débit massique vaporisé (MLR : mass loss rate) présente une variation linéaire en fonction de la concentration en oxygène. Ainsi, aucune limite asymptotique n'est observée pour une concentration en oxygène supérieure à 35% et la méthode de

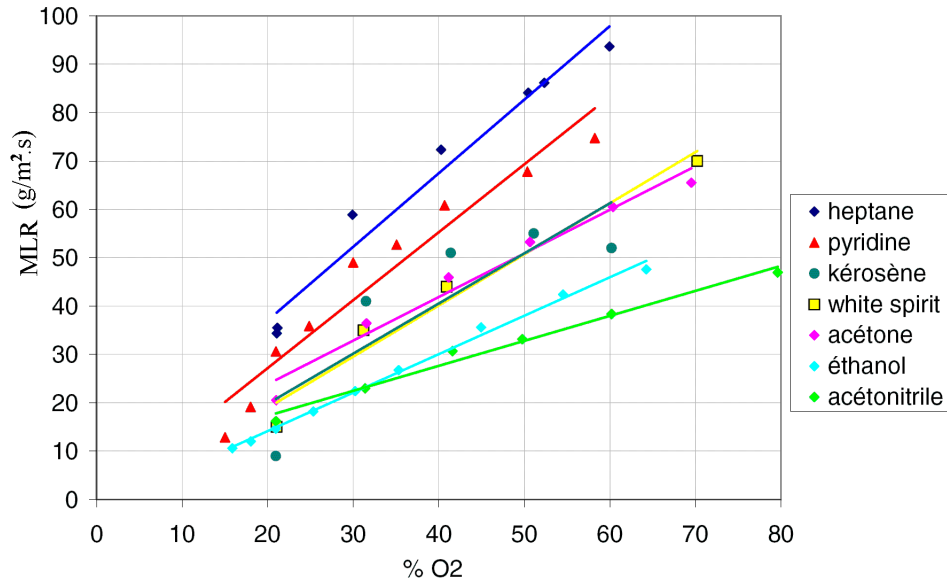


FIG. 1.6 – Débit massique dégagé sous une ventilation enrichie en oxygène [5].

Tewarson n'a pas été validée.

## 1.6 Phénomène de l'extinction de la flamme

Le phénomène d'extinction de la flamme dépend de trois paramètres : la température de flamme, la concentration en oxygène et la quantité de combustible gazeux disponible localement. Des valeurs critiques sont adoptées pour chacun de ces derniers, au-dessous desquelles la flamme ne peut pas être maintenue. Une description détaillée de ces paramètres est présentée.

### 1.6.1 Influence de la température de la flamme

En absence des pertes thermiques à travers la flamme, la température de celle-ci est dite adiabatique. Des résultats expérimentaux issus du travail de Macek [40] sur les feux d'alcane et d'alcools, ont montré que la température adiabatique critique d'une flamme de prémélange est de l'ordre de 1600 K.

Pour une flamme de diffusion, Williams [41] a montré que la température adiabatique de la flamme à l'extinction est de  $1500 \pm 50$  K.

Notons qu'une valeur de  $1300^\circ\text{C}$  est souvent adoptée dans l'ingénierie de l'incendie pour la température adiabatique critique de la flamme.

## 1.6.2 Concentration critique en oxygène

Quintiere et Rangwala [6] ont présenté une méthode pour déterminer la concentration critique en oxygène. A condition de négliger le flux radiatif externe et les termes  $c_p(T_s - T_\infty)$ ,  $\sigma(T_s^4 - T_\infty^4)$  et  $Y_{O_2,\infty}/r$ , la concentration critique est donnée par la relation suivante :

$$Y_{O_2,cr} \approx \frac{c_p(T_f - T_\infty)}{(\Delta H_c - L_v)/r} \quad (1.12)$$

Ainsi, pour une température donnée de la flamme  $T_f$ , lorsque la température ambiante  $T_\infty$  augmente, la concentration critique en oxygène diminue. La figure (1.7) montre la variation de la concentration critique en oxygène en fonction de  $T_\infty$ . Les données expérimentales sur le feu de polystyrène [6] sont présentées simultanément avec les résultats numériques obtenus par l'équation précédente.

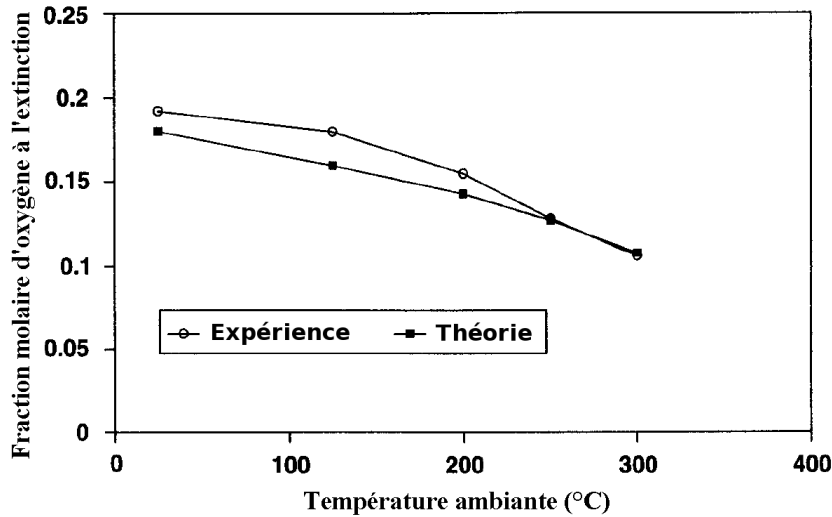


FIG. 1.7 – Concentration en oxygène en fonction de la température pour le polystyrène [6].

## 1.6.3 Débit massique critique de combustion

Il est essentiel d'examiner la valeur critique du débit massique du combustible alimentant la réaction chimique, au-dessous de laquelle l'extinction de la flamme aura lieu. Pour des feux de Tétrahydrofur (THF), étudiés dans le cadre du programme PRISME-Source [1, 12], une valeur critique de  $10 \text{ g/m}^2.\text{s}$  a été adoptée afin de modéliser le comportement du feu en utilisant le code à zones Sylvia [10].

Plus précisément, l'étude réalisée par Quintiere et Rangwala [6] a permis d'exprimer le débit massique critique du combustible en fonction de la concentration en oxygène. La relation précédente (équation 1.12) permet de déterminer la chaleur de gaséification en fonction de la concentration critique en oxygène :

$$L_v = \Delta H_c - \frac{c_p r (T_f - T_\infty)}{Y_{O_2,cr}} \quad (1.13)$$

En outre, le débit massique vaporisé par unité de surface a été défini en fonction d'un nombre de Spalding  $B$  [11]. A l'extinction et pour un nombre  $B$  petit, le débit massique surfacique critique s'écrit [6] :

$$\dot{m}_{F,cr}'' = 1/L_v \left[ \frac{h_c}{c_p} [Y_{O_2,cr} \Delta H_c / r - c_p (T_s - T_\infty)] + \dot{q}_{e,r}'' - \sigma (T_s^4 - T_\infty^4) \right] \quad (1.14)$$

Le flux thermique externe  $\dot{q}_{e,r}''$  aussi bien que les termes  $c_p (T_s - T_\infty)$ ,  $\sigma (T_s^4 - T_\infty^4)$  et  $Y_{O_2,cr}/r$  sont négligés. La substitution de  $L_v$  par sa valeur dans la relation précédente donne :

$$\dot{m}_{F,cr}'' = \frac{h_c (Y_{O_2,cr} \Delta H_c / r) (Y_{O_2,cr} / r)}{c_p [Y_{O_2,cr} \Delta H_c / r - c_p (T_f - T_\infty)]} \quad (1.15)$$

La figure (1.8) montre la variation du débit massique surfacique mesuré à l'extinction en fonction de la fraction massique d'oxygène pour certains combustibles. Il est déduit, que la valeur critique du débit de combustible varie entre 2 et 4 g/m<sup>2</sup>.s pour un régime de combustion bien ventilé. Lorsque la fraction massique d'oxygène diminue sous sa valeur en atmosphère libre, le débit massique surfacique du combustible tend à augmenter pour entretenir une vitesse de réaction chimique nécessaire pour maintenir la flamme. Le débit massique critique de combustion a été également représenté en fonction de la température ambiante dans le local ou celle de gaz chauds [6]. En effet, Quintiere et Rangwala [6] ont supposé que la température ambiante dans le local peut être considérée comme celle de gaz chauds si les fumées dégagées occupent la plupart du local (une seule zone dans le local). Ainsi, le débit massique de combustion à l'extinction augmente avec l'augmentation de la température de gaz chauds, ce qui est illustré par la figure (1.9) pour le cas d'un feu d'heptane avec un diamètre du foyer de 9,5 cm.

### 1.6.3.1 Diagramme d'inflammabilité

Le cas de l'extinction du feu par viciation d'air a été abordé dans le travail de Hu *et al.* [7]. Un diagramme d'inflammabilité est donné en fonction des propriétés de l'air alimentant la flamme, plus précisément en fonction de la fraction massique d'oxygène et de la température au voisinage du foyer. Ce diagramme montre deux

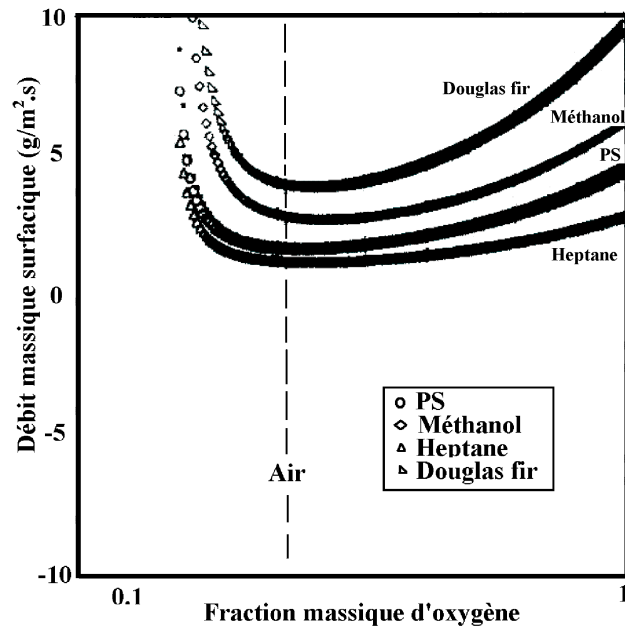


FIG. 1.8 – Débit massique critique à l’extinction [6].

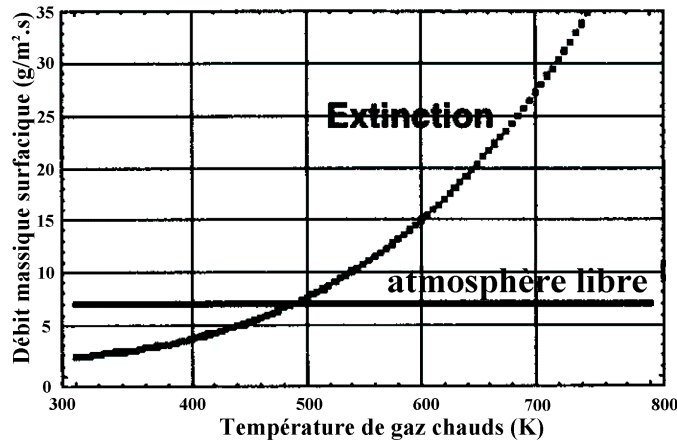


FIG. 1.9 – Débit massique critique du combustible en fonction de la température des gaz [6].

états différents séparés par une droite, représentatifs des cas où l’inflammation du mélange combustible-oxygène peut prendre place ou non (figure 1.10). Par conséquent, l’équation suivante définit la condition pour laquelle la flamme est maintenue :

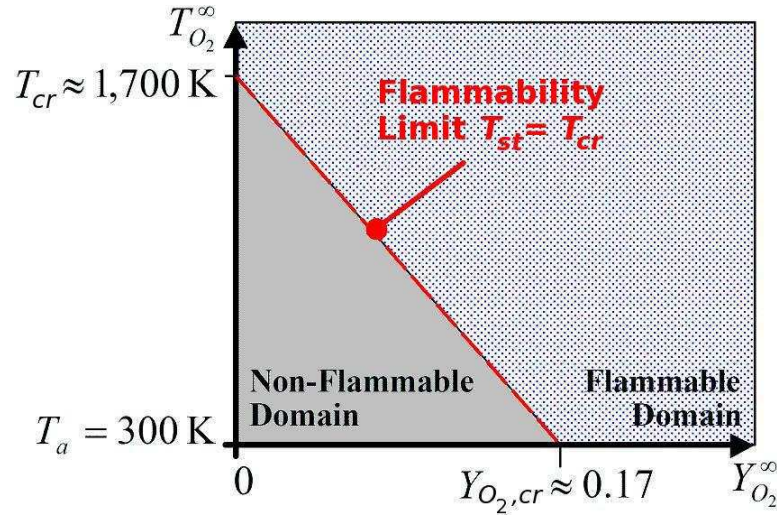


FIG. 1.10 – Diagramme d’inflammabilité pour une flamme de diffusion, en fonction des propriétés de l’air alimentant la flamme  $Y_{O_2,\infty}$  et  $T_{O_2,\infty}$  [7].

$$\frac{Y_{O_2,\infty}}{Y_{O_2,cr}} - \frac{T_{cr} - T_{O_2,\infty}}{T_{cr} - T_a} \geq 0. \quad (1.16)$$

Les valeurs critiques de la température et de la fraction massique d’oxygène,  $T_{cr}$  et  $Y_{O_2,cr}$ , sont considérées comme des paramètres empiriques avec  $T_{cr} \approx 1700$  K et  $Y_{O_2,cr} \approx 0,17$ .

## 1.7 Conclusion

L’objectif de ce premier chapitre est de définir les phénomènes liés à un feu dans un milieu confiné et ventilé. L’idée est de faire un état de l’art global sur le sujet, sans entrer trop dans les détails, car ceci n’est pas l’objectif de ce chapitre.

Les effets de la ventilation du local et de la taille du foyer sur les paramètres de combustion sont étudiés. Il est montré que le débit massique de combustible, les flux thermiques issus de la flamme et la quantité de suies formées dans la flamme diminuent lorsque la concentration en oxygène au voisinage de la flamme est diminuée ou en réduisant le diamètre de la cuve de combustible. La validation de l’hypothèse de Tewarson, fait également l’objet de ce chapitre. Cette hypothèse décrit une technique de renforcement de la proportion locale d’oxygène à échelle réduite afin de déterminer le débit massique vaporisé à grande échelle en atmosphère libre. Les résultats obtenus par des travaux antérieurs montrent que cette hypothèse n’est pas toujours validée [5, 32]. Dans la dernière partie, nous avons

abordé les stratégies responsables à l'extinction de la flamme, comme la température de la flamme, la concentration en oxygène et le débit massique du combustible. En fait, lorsque la température ambiante dans le local augmente, la concentration critique en oxygène nécessaire pour maintenir la flamme va diminuer.



# Chapitre 2

## Détermination du débit massique de combustible

### 2.1 Synthèse des approches existantes pour déterminer le débit massique de combustible

Des modèles corrélatifs [8, 14] ont été proposés dans le passé afin de fournir une relation simplifiée entre le débit massique de combustible vaporisé et la concentration en oxygène au voisinage du foyer. Plus récemment, Utiskul *et al.* [17, 15] ont présenté une analyse théorique basée sur le bilan énergétique entre la flamme et le combustible pour prédire le débit massique de combustible en prenant en compte l'effet thermique externe. Ces modèles sont détaillés dans cette section puis utilisés pour prédire le débit massique de combustible de certains essais du programme PRISME-Source réalisés à l'IRSN [1, 12]. Cette première validation a permis d'orienter par la suite les recherches de ce travail.

#### 2.1.1 Formules de bases

##### 2.1.1.1 Débit massique surfacique de combustible

La vitesse de combustion de combustible  $\dot{m}_F''$  est définie comme le rapport du flux de la chaleur nette gagnée par la surface et de la chaleur de gaséification de combustible  $L_v$  :

$$\dot{m}_F'' L_v = \dot{q}_{net}'' = \dot{q}_f'' + \dot{q}_{e,r}'' - \dot{q}_{s,r}'' \quad (2.1)$$

avec  $\dot{q}_{s,r}''$  le flux re-rayonné par la nappe de combustible :

$$\dot{q}_{s,r}'' = \varepsilon \sigma (T_s^4 - T_\infty^4) \quad (2.2)$$

- $\dot{q}_f''$  : Flux de chaleur issu de la flamme
- $\dot{q}_{e,r}''$  : Flux de chaleur issu des gaz chauds et réfléchi par les parois du local
- $T_s$  : Température de surface de la nappe
- $T_\infty$  : Température du milieu proche du foyer
- $\sigma$  : Constante de Stefan-Boltzmann
- $\varepsilon$  : Emissivité de la nappe de combustible

Le flux de chaleur fourni au combustible à partir de la flamme, est la somme d'un flux convectif, radiatif et conductif [42] :

$$\dot{q}_f'' = \dot{q}_{f,c}'' + \dot{q}_{f,r}'' + \dot{q}_{f,cond}'' \quad (2.3)$$

- $\dot{q}_{f,c}''$  est la puissance fournie par convection :

$$\dot{q}_{f,c}'' = h_c (T_f - T_s) \quad (2.4)$$

- $h_c$  : Coefficient de transfert de chaleur convectif
- $T_f$  : Température de la flamme
- $T_s$  : Température de surface de la nappe

- $\dot{q}_{f,r}''$  est la puissance fournie par rayonnement :

$$\dot{q}_{f,r}'' = 4 \frac{K_r}{\pi D^2} (T_f^4 - T_s^4) (1 - e^{-k_2 \cdot D}) \quad (2.5)$$

- $K_r$  : Facteur comprenant la constante de Stefan-Boltzmann  $\sigma$  et le facteur de forme lié à la configuration flamme - surface
- $k_2$  : 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

- $\dot{q}_{f,cond}''$  est la puissance fournie par conduction :

$$\dot{q}_{f,cond}'' = 4 \frac{K_{cond}}{D} (T_f - T_s) \quad (2.6)$$

- $K_{cond}$  : Constante qui comprend les différents termes liés au transfert conductif

Le flux reçu au niveau de la surface par conduction à travers les parois du bac de combustible,  $\dot{q}_{f,cond}''$ , est négligeable lorsque le diamètre du foyer est supérieur à 10 cm.

Ainsi, lorsque le flux thermique externe est négligeable, le débit massique surfacique de combustible s'écrit :

$$\dot{m}_F'' = \frac{h_{conv}(T_f - T_s) + 4 \frac{K_r}{\pi D^2} (T_f^4 - T_s^4) (1 - e^{-k_2 D}) + 4 \frac{K_{cond}}{D} (T_f - T_s) - \dot{q}_{s,r}''}{L_v} \quad (2.7)$$

Cette équation a mis en évidence l'importance du diamètre du bac de combustible, noté  $D$ . Lorsque le diamètre du bac de combustible augmente, les flux radiatifs et convectifs pilotent le débit massique de combustible. Pour un foyer de grande taille, le transfert radiatif devient prépondérant.

### 2.1.1.2 Corrélation de Babrauskas

La corrélation de Babrauskas [39] montre que l'évolution du débit massique surfacique en atmosphère libre est déterminée en fonction du diamètre du foyer selon la loi exponentielle suivante :

$$\dot{m}_F''(D) = \dot{m}_\infty'' (1 - e^{-K \cdot D}) \quad (2.8)$$

- $\dot{m}_\infty''$  Débit massique surfacique pour une nappe de taille infinie (kg/m<sup>2</sup>.s)
- $K$  Coefficient d'extinction de la nappe (m<sup>-1</sup>)
- $D$  Diamètre équivalent de la nappe (m)

Cette corrélation a été validée pour des foyers de diamètre supérieur à 0.2 m. Elle est cohérente avec les données expérimentales de Blinov et Kyudyakov [4], où le débit massique tend vers une valeur asymptotique  $\dot{m}_\infty''$  lorsqu'une nappe de grande taille est considérée ( $D > 1$  m).

## 2.1.2 Analyse corrélative sur le débit de combustible

Cette partie présente deux modèles empiriques de la littérature permettant de déterminer, en milieu confiné, le débit massique de combustible en fonction de la concentration en oxygène au voisinage du foyer. Une représentation adéquate de la répartition des espèces dans le local constitue alors une condition essentielle pour estimer correctement l'oxygène alimentant le feu. Plusieurs études ont été menées afin d'étudier l'effet de la ventilation sur le comportement des espèces dans un local en feu. Traditionnellement [43], un modèle à deux zones est considéré afin d'étudier le cas d'un feu sous une ventilation naturelle ou forcée. Les variations verticales de la concentration en oxygène et de la température ont permis de distinguer deux zones au niveau du local, une zone inférieure et une zone supérieure et des valeurs homogènes ont été adoptées pour ces grandeurs dans chacune de ces deux zones. L'influence de la position de l'entrée d'air sur le comportement des gaz dans le local a été étudiée [14, 44]. Peatross et Beyler [14] ont montré que la distribution en oxygène dans le local était relativement constante lorsque l'air était admis en partie haute du local. Pour le cas d'un feu sous une ventilation naturelle, une stratification verticale en oxygène a été observée dans le local, exhibant deux zones dites supérieure et inférieure.

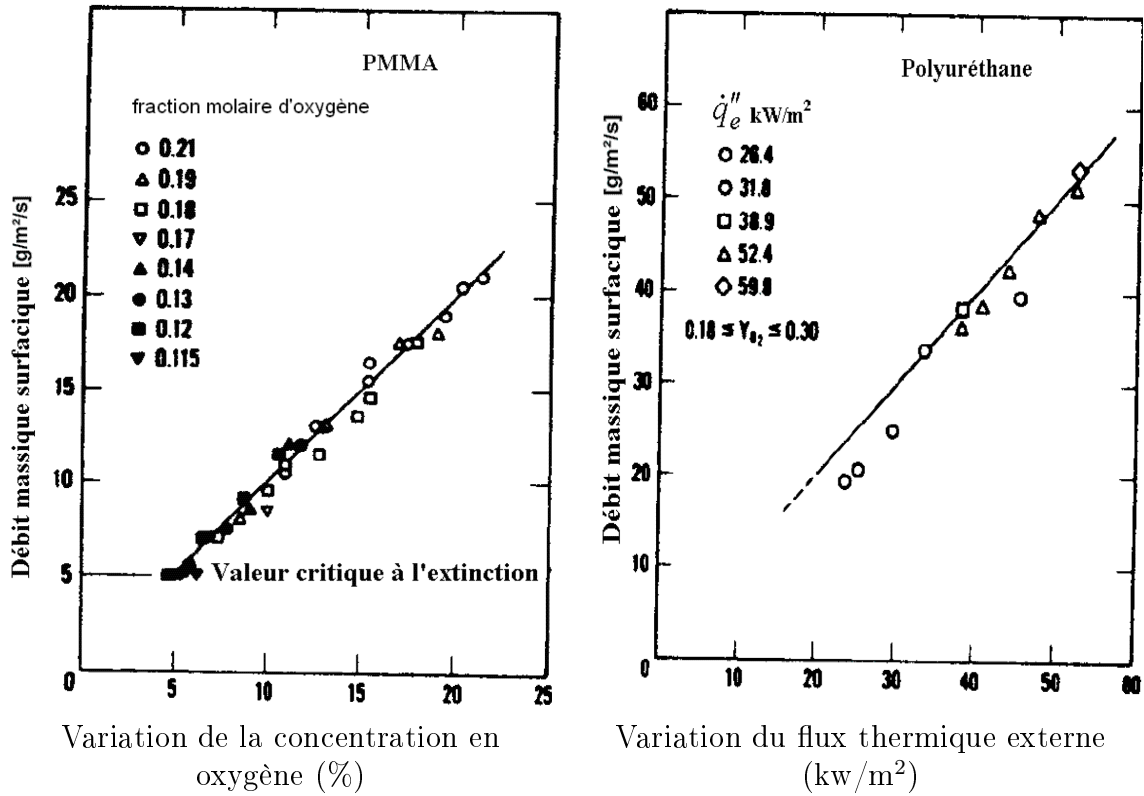


FIG. 2.1 – Débit massique surfacique de PMMA et de polyuréthane en fonction de la concentration en oxygène et du flux radiatif externe [8].

### 2.1.2.1 Corrélation de Tewarson

Tewarson *et al.* [8] ont étudié le débit massique vaporisé d'un combustible à l'état stationnaire pour des feux de liquide ayant une surface de nappe de 80 cm<sup>2</sup>. Les résultats expérimentaux ont permis de fournir une corrélation linéaire entre le débit massique surfacique  $\dot{m}''_F$ , la concentration en oxygène et le flux radiatif externe  $\dot{q}''_{e,r}$  :

$$\dot{m}''_F = \dot{m}''_{21} + \xi(Y_{O_2,\infty} - Y_{O_2,21}) + \frac{\dot{q}''_{e,r} - (\dot{q}''_{f,r})_{21}}{L_v} \quad (2.9)$$

où  $\dot{m}''_{21}$  représente le débit massique surfacique de combustible en atmosphère libre.  $Y_{O_2,\infty}$  est la fraction massique d'oxygène au voisinage du foyer.  $Y_{O_2,21}$  est la fraction massique d'oxygène en atmosphère libre (=0.23).  $(\dot{q}''_{f,r})_{21}$  est le flux radiatif de la flamme reçu à la surface en atmosphère libre.  $\xi$  est un paramètre empirique utilisé pour caractériser la fraction massique d'oxygène.  $L_v$  est la chaleur de gaséification.

Les données expérimentales de Tewarson et Pion [8] sur les feux de polyméthacrylate (PMMA) et de polyuréthane sont présentées sur la figure (2.1). Il est déduit

que la corrélation précédente est en bon accord avec les données expérimentales. Différentes valeurs du flux thermique externe et de la fraction d'oxygène ont été utilisées.

Cette approche corrélatrice présente ainsi une méthode simple pour prédire la perte de masse de combustible. En revanche, elle nécessite la détermination de la valeur empirique  $\xi$ , d'où le fait que cette approche n'ait pas été adoptée au cours de notre travail.

### 2.1.2.2 Corrélation de Peatross et Beyler

Le cas d'un feu dans un local confiné et mécaniquement ventilé a été étudié par Peatross et Beyler [14]. Une relation directe a été obtenue entre le débit massique de combustible et la concentration en oxygène au voisinage du foyer. Douze essais ont été réalisés en utilisant trois types de combustible : le diesel, le bois et le polyuréthane. L'air a été admis au niveau du plafond et l'extraction des gaz a été effectuée près du sol.

Les résultats expérimentaux ont montré que le local présente une seule zone en terme de concentration en oxygène. Celle-ci a été mesurée le long d'un axe vertical dans le local et a indiqué une valeur constante. D'autre part, la variation verticale de la température des gaz dans le local a indiqué une ou deux zones en fonction de la position de la bouche d'admission.

La variation du débit massique surfacique  $\dot{m}_F''$ , normalisé par sa valeur en atmosphère libre, en fonction de la concentration en oxygène est présentée par la figure (2.2). Celle-ci montre les résultats de Peatross et Beyler [14] sur les feux du diesel, obtenus à échelle réelle, et aussi les données expérimentales de Tewarson et Santo sur des feux d'heptane et de PMMA [21, 31], obtenues à échelle réduite. Il a été déduit que le débit massique de combustible est proportionnel à la concentration en oxygène au voisinage du foyer. Ainsi, une corrélation empirique a été définie par les auteurs :

$$\frac{\dot{m}_F''}{\dot{m}_{21}''} = \alpha O_2[\%] - \beta \quad (2.10)$$

$\alpha = 0,1$  et  $\beta = 1,1$

$O_2[\%]$  : Concentration en oxygène mesurée au voisinage du foyer

$\dot{m}_{21}''$  : Débit massique surfacique dans un atmosphère libre ( $O_2[\%] = 21\%$ )

### 2.1.2.3 Application de la corrélation de Peatross-Beyler

Afin d'étudier le domaine de validité de la corrélation de Peatross-Beyler [14], des résultats expérimentaux obtenus à l'IRSN [1, 12] à échelle réelle ont été utilisés.

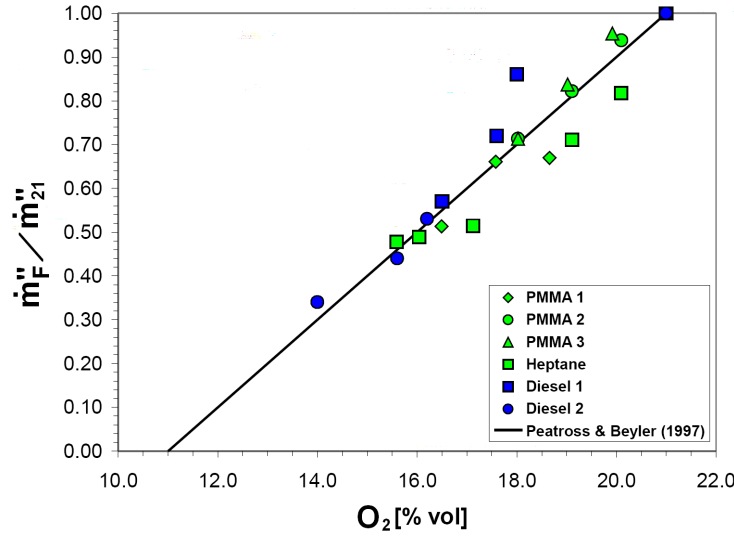


FIG. 2.2 – Evolution du débit massique de combustion normalisé en fonction de la concentration en oxygène[9].

Mélis et Audouin [10], ont établi une relation permettant de déterminer le débit massique de combustible à l'état stationnaire en fonction du degré de ventilation  $\phi$  du local :

$$\bar{m}''_F = \dot{m}''_{21} \frac{1}{1 + (1 + \alpha)\phi \frac{q_0}{\bar{q}}} ; \quad \bar{q} = q_0 \left[ 1 + \left( \frac{T}{T_0} - 1 \right) \frac{P_0 - P_{ext}}{P_{adm} - P_{ext}} \right]^{-1/2} \quad (2.11)$$

$\bar{q}$  : Débit d'air admis durant l'état stationnaire du feu ( $\bar{q} = q_{adm} = q_{ext}$ )

$q_0$  : Débit d'air admis à l'état initial ( $q_0 = q_{adm} = q_{ext}$ )

$\alpha$  : Coefficient lié à la variation de  $\dot{m}''_F$  en fonction de  $q$

$P_{adm}$  : Pression en amont (gaine d'admission)

$P_{ext}$  : Pression en aval (gaine d'extraction)

Le degré de ventilation  $\phi$  du local est défini par :

$$\phi = \frac{A_f \dot{m}''_{21}}{q_0 Y_{O_2,21} r} \quad (2.12)$$

avec  $A_f$  la surface du foyer,  $Y_{O_2,21}$  la fraction massique d'oxygène en atmosphère libre ( $Y_{O_2,21}$ ) et  $r$  le rapport stœchiométrique entre le débit massique d'oxygène et celui de combustible consommés par le feu.

Tant que la température des gaz dans le local n'est pas très élevée et que le flux thermique externe n'est pas significatif, la relation précédente permet de fournir

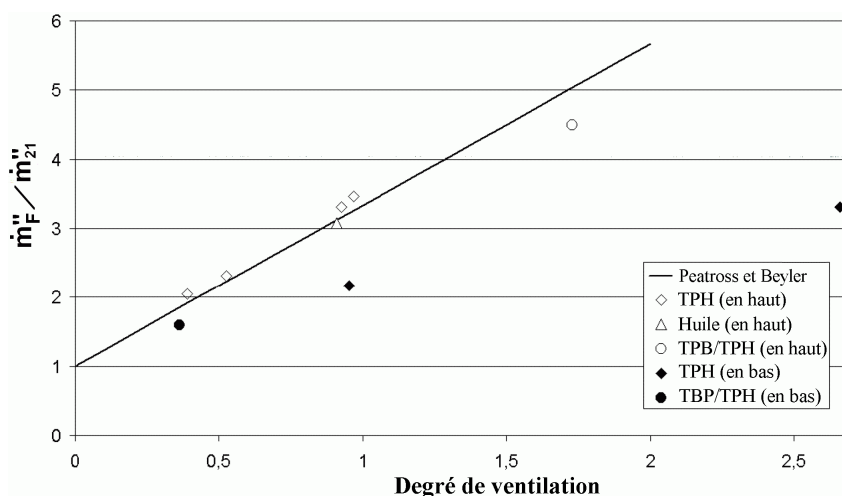


FIG. 2.3 – Variation du débit massique de combustion en fonction du degré de ventilation [10].

une relation dimensionnelle pour le débit massique de combustible. La figure (2.3) présente la variation du rapport  $\dot{m}''_{21}/\dot{m}''_F$  en fonction de  $\phi$ . Les données expérimentales de l'IRSN [1, 12] sont reportées sur cette figure pour des feux de TPH et d'huile avec deux positions différentes d'entrée d'air, dans la partie supérieure ou inférieure du local. La relation (2.11) est également représentée par la droite.

Ainsi, deux comportements différents sont observés pour la variation du débit massique surfacique en fonction du  $\phi$ . Dans le cas où l'air est admis dans la partie supérieure du local, la corrélation empirique (Eq. 2.11) est en bon accord avec les données expérimentales. Cependant, lorsque l'admission d'air est effectuée au niveau du sol, une déviation significative est observée entre les résultats.

D'autre part, la figure (2.4) présente la variation du débit massique surfacique, normalisé par sa valeur en milieu ouvert, en fonction de la concentration en oxygène mesurée au voisinage du foyer. Il est évident que même avec une admission d'air dans la partie inférieure du local, un bon accord peut être observé entre les résultats expérimentaux et la corrélation.

Il a été constaté que lorsque l'admission d'air est réalisée dans la partie inférieure du local, l'application de la corrélation empirique va conduire à une mauvaise estimation du débit massique si une valeur moyenne de concentration en oxygène dans le local est utilisée. Par conséquent, il est primordial d'adopter les mesures de la concentration en oxygène au voisinage du foyer, ce qui amène à une bonne estimation des données expérimentales quelle que soit la position de l'admission de la ventilation.

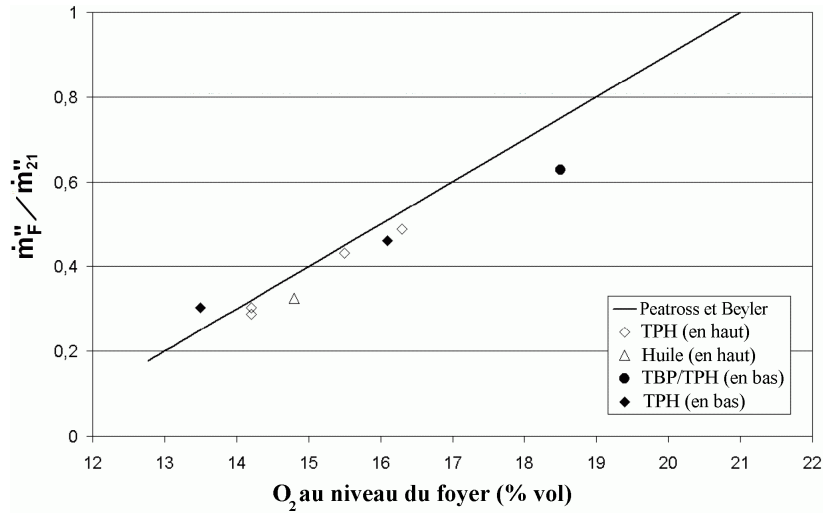


FIG. 2.4 – Evolution du débit massique de combustion en fonction de la concentration en oxygène [10].

### 2.1.3 Approches théoriques

Dans la partie précédente, une corrélation empirique de Peatross et Beyler [14] a été définie pour déterminer le débit massique de combustible en fonction de la concentration en oxygène mesurée autour du feu. Cette corrélation empirique dépend de deux constantes  $\alpha$  et  $\beta$  et sa validité est limitée aux conditions expérimentales reportées dans [10, 14]. Afin de proposer une relation plus générale, il semble préférable d'adopter une approche plus analytique pour prédire le débit massique vaporisé.

Le modèle théorique proposé par Utiskul [17] est présenté ci-après. Initialement cette modélisation avait été proposée par Quintiere [11] et adaptée à un code à zones pour prendre en compte l'effet de la viciation de l'air sur la prédiction du débit massique.

#### 2.1.3.1 Approche de Quintiere

Une analyse théorique, basée sur la théorie de la couche limite, a été présentée par Quintiere [11, 45] pour déterminer le débit massique de combustible en fonction d'un nombre de Spalding  $B$ . Un volume de contrôle d'épaisseur  $\delta$  a été choisi à proximité de la surface de combustible (Fig. 2.5), représentant la couche limite dans la phase gazeuse de la flamme où la diffusion de masse, de chaleur et de quantité de mouvement se produisent. Un écoulement unidimensionnel suivant l'axe  $y$  est considéré puisque les phénomènes de transport suivant l'axe  $x$  sont supposés être



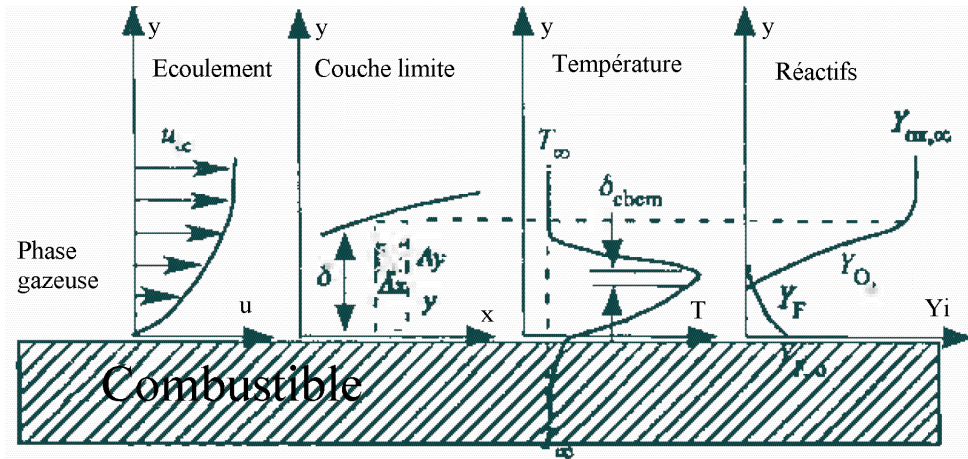


FIG. 2.5 – Modèle de couche limite pour déterminer la perte de masse de combustible [11].

inchangés.

Dans ce volume de contrôle, le système d'équations de conservation de la masse, des espèces et de l'énergie s'écrit :

– Conservation de la masse :

$$\frac{d}{dy}(\rho v) = 0 \quad (2.13)$$

– Conservation des espèces :

$$\frac{d}{dy}(\rho v Y_i) = \frac{d}{dy} \left( \rho D \frac{dY_i}{dy} \right) + \dot{m}_i''' \quad (2.14)$$

– Conservation de l'énergie :

$$c_p \frac{d}{dy}(\rho v T) = \frac{d}{dy} \left( k \frac{dT}{dy} \right) + \dot{m}_F''' \Delta H_c (1 - \chi_r) \quad (2.15)$$

Le nombre de Lewis s'écrit :  $Le = k/(\rho c_p D) = 1$ , avec  $D$  est le coefficient de diffusion.  $k$  est la conductivité thermique dans la phase gazeuse.  $\dot{m}_F'''$  et  $\dot{m}_i'''$  sont respectivement le taux de consommation de combustible et le taux de production d'une espèce  $i$  par unité de volume.  $\Delta H_c$  est la chaleur de combustion par unité de masse de combustible.

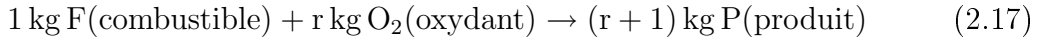
Afin de simplifier l'analyse, et d'après la théorie de la couche limite, les hypothèses suivantes sont considérées :

1. le flux radiatif de la flamme est négligeable, et le flux convectif est le seul transfert de chaleur pris en compte,
2. la chaleur spécifique  $c_p$  est constante ( $c_{p,i} = c_p = \text{cte}$ ),
3. seul le régime laminaire est considéré pour représenter les phénomènes de transport suivant la direction  $y$ ,
4. les autres propriétés sont constantes et indépendantes de la température.

Par ailleurs, la conservation de la quantité de mouvement est implicitement utilisée dans l'approche théorique de Quintiere [11] :

$$\frac{dp}{dy} = 0 \quad (2.16)$$

Une réaction chimique simple a été considérée avec un seul produit (P),



A partir de l'équation (2.13), l'intégration de l'équation différentielle s'écrit

$$\int_0^y \frac{d}{dy}(\rho v) = 0$$

d'où

$$\dot{m}_F'' = \rho v = \text{constant} \quad (2.18)$$

Ainsi, le flux massique ( $\rho v$ ) est alors le débit massique surfacique vaporisé de combustible à  $y = 0$ . La relation (2.16) montre également que la pression est constante suivant  $y$  :

$$p(y) = p_\infty \quad (2.19)$$

Avec ces hypothèses, les équations de conservation de l'énergie et des espèces deviennent :

$$c_p \dot{m}_F'' \frac{dT}{dy} - k \frac{d^2T}{dy^2} = \dot{m}_F''' \Delta H_c (1 - \chi_r) \quad (2.20)$$

$$\dot{m}_F'' \frac{dY_i}{dy} - \rho D \frac{d^2Y_i}{dy^2} = \begin{cases} -\dot{m}_F''', & i = \text{F} \\ -r \dot{m}_F''', & i = \text{O}_2 \\ (r + 1) \dot{m}_F''', & i = \text{P} \end{cases} \quad (2.21)$$

où  $r$  est le rapport stoechiométrique de la masse d'oxygène sur celle de combustible. Ce système d'équations présente quatre équations et cinq inconnues, d'où la nécessité de déterminer les conditions aux limites pour chaque variable. Ceci est réalisé par les conditions à la surface de combustible en  $y = 0$  et dans la zone d'écoulement d'oxygène à  $y = \delta$ , où les conditions environnementales sont connues :

En  $y = \delta$ ,

$$\begin{aligned} T &= T_\infty \\ Y_{O_2} &= Y_{O_2,\infty}(0, 23) \\ Y_P &= Y_{P,\infty}(\approx 0) \\ Y_F &= 0 \end{aligned} \quad (2.22)$$

En  $y = 0$ ,

$$\begin{aligned} T &= T_s \\ Y_{O_2} &= 0 \\ Y_P &\approx 0 \\ Y_F &= Y_{F,o} \end{aligned} \quad (2.23)$$

où  $T_s$  est la température de la surface.

De plus, en prenant en compte des hypothèses considérées précédemment, le flux convectif est le seul transfert thermique à la surface de combustible, ainsi

$$\dot{m}_F'' L_v = \left( k \frac{dT}{dy} \right)_{y=0} \quad (2.24)$$

Enfin, le système des équations est résolu et le débit massique surfacique est déterminé en fonction d'un nombre de Spalding  $B$  comme suit :

$$\dot{m}_F'' = \frac{h_c}{c_p} \ln(1 + B) \quad (2.25)$$

Le nombre de Spalding  $B$  défini par Emmons [46] s'écrit

$$B = \frac{Y_{O_2,\infty}(1 - \chi_r)\Delta H_c/r - c_p(T_s - T_\infty)}{L_m} \quad (2.26)$$

avec  $\chi_r$  la fraction radiative dégagée par la flamme et  $L_m$  représente la chaleur effective de gaséification ou la chaleur de gaséification modifiée.

Notons que le paramètre  $L_m$  a été introduit pour permettre l'utilisation de la théorie de la couche limite réactive tout en prenant en compte les flux radiatifs à la surface de combustible.

Ainsi, le flux convectif de la flamme est donné par :

$$\dot{q}_{f,c}'' = \dot{m}_F'' \cdot L_m \quad (2.27)$$

D'autre part, le bilan énergétique à l'interface combustible-gaz permet de définir le flux convectif de la flamme comme étant

$$\dot{q}_{f,c}'' = \dot{m}_F'' \left[ L_v - \frac{1}{\dot{m}_F''} (\dot{q}_{f,r}'' + \dot{q}_{e,r}'' - \sigma(T_s^4 - T_\infty^4)) \right] \quad (2.28)$$

A partir de ces deux équations, la chaleur de gaséification modifiée  $L_m$  s'écrit

$$L_m = L_v - \frac{1}{\dot{m}_F''} (\dot{q}_{f,r}'' + \dot{q}_{e,r}'' - \sigma(T_s^4 - T_\infty^4)) \quad (2.29)$$

$L_v$  est l'énergie nécessaire pour vaporiser le combustible,  $\dot{q}_{f,r}''$  est le flux radiatif de la flamme,  $\dot{q}_{e,r}''$  est le flux radiatif externe et  $\sigma(T_s^4 - T_\infty^4)$  est le rayonnement émis par la surface de combustible.

### 2.1.3.2 Modèle d'Utiskul

A partir de l'approche de Quintiere, Utiskul [17] a défini le flux thermique convectif de la flamme en fonction du nombre de Spalding  $B$  :

$$\dot{q}_{f,c}'' = \frac{h_c}{c_p} \left[ \frac{\ln(1+B)}{B} \right] (Y_{O_2,\infty}(1-\chi_r)\Delta H_c/r - c_p(T_s - T_\infty)) \quad (2.30)$$

Avec  $B = (Y_{O_2,\infty}(1-\chi_r)\Delta H_c/r - c_p(T_s - T_\infty))/L_m$ .

Le modèle d'Utiskul est obtenu pour un régime de combustion sous ventilé où la fraction massique d'oxygène dans le local diminue. Ainsi, il a été supposé que le nombre  $B$  est petit et que le rapport  $\ln(1+B)/B$  (ou le facteur de blocage) converge vers 1 [47]. Le flux total de la flamme devient :

$$\dot{q}_f'' = \frac{h_c}{c_p} (Y_{O_2,\infty}(1-\chi_r)\Delta H_c/r - c_p(T_s - T_\infty)) + \dot{q}_{f,r}'' \quad (2.31)$$

$$\dot{q}_f'' = \frac{h_c Y_{O_2,\infty}(1-\chi_r)\Delta H_c}{rc_p} - h_c(T_s - T_\infty) + \dot{q}_{f,r}'' \quad (2.32)$$

Le second terme  $h_c(T_s - T_\infty)$  a été négligé pour sa faible contribution dans cette équation. De plus, le flux radiatif issu de la flamme a été supposé négligeable puisque celui-ci diminue avec la concentration en oxygène au voisinage du foyer [21, 31, 32]. Ainsi, cette théorie montre que le flux total de la flamme est proportionnel à la concentration en oxygène  $Y_{O_2,\infty}$  :

$$\dot{q}_f'' \propto Y_{O_2,\infty} \quad (2.33)$$

$Y_{O_2,\infty}$  est la fraction massique d'oxygène au voisinage du foyer.

De même, le flux thermique net issu de la flamme est

$$\dot{q}_{f,net}'' = \dot{q}_f'' - \dot{q}_{s,r}'' \quad (2.34)$$

avec  $\dot{q}_{s,r}''$  le flux ré-rayonné par la surface de combustible.

Alors  $\dot{q}_{f,net}'' \propto Y_{O_2,\infty}$

En milieu ouvert,

$\dot{q}_{f,net,21}'' \propto Y_{O_2,21}$

où  $Y_{O_2,21}$  est la fraction massique d'oxygène en milieu ouvert.

A partir de ces deux équations, Utiskul [17] a défini cette approximation :

$$\frac{\dot{q}_{f,net}''}{\dot{q}_{f,net,21}''} = \frac{Y_{O_2,\infty}}{Y_{O_2,21}}. \quad (2.35)$$

D'autre part,  $\dot{q}_{f,net,21}'' = \dot{m}_{21}'' \cdot L_v$  (le flux externe est négligeable en milieu ouvert).

Enfin,

$$\dot{m}_F'' = \frac{\dot{q}_{f,net}'' + \dot{q}_{e,r}''}{L_v}, \quad (2.36)$$

et

$$\dot{m}_F'' = \dot{m}_{21}'' \frac{Y_{O_2,\infty}}{Y_{O_2,21}} + \frac{\dot{q}_{e,r}''}{L_v}, \quad (2.37)$$

$$\dot{m}_F = \dot{m}_{21}'' A_{f,b} \frac{Y_{O_2,\infty}}{Y_{O_2,21}} + \frac{\dot{q}_{e,r}}{L_v}, \quad (2.38)$$

où  $A_{f,b}$  est la surface de combustible recouverte par la flamme.

Pour certaines dimensions de nappes de liquide ( $D > 0.2$  m), la corrélation de Brauskas [20], définie par l'équation (2.8), permet de déterminer  $\dot{m}_{21}''$ .

#### 2.1.3.2.a Surface de combustion

Le débit massique vaporisé de combustible est déterminé en fonction de la surface de combustible  $A_f$ . En réalité, dans le cas d'une ventilation limitée, une partie de la surface de combustible, notée  $A_{f,b}$ , est couverte par la flamme et non pas toute la surface adoptée. Utiskul et Quintiere [48] ont estimé la surface d'inflammation de combustible pour les feux de nappe de liquide :

$$A_{f,b} = \dot{m}_a / \left( \dot{m}_{21}'' \frac{Y_{O_2,\infty}}{Y_{O_2,21}} + \frac{\dot{q}_{ext,b}''}{L_v} \right) \quad (2.39)$$

$\dot{m}_a$  est le débit massique d'air admis et  $\dot{q}_{ext,b}''$  est le flux radiatif externe transmis à la surface  $A_{f,b}$ .

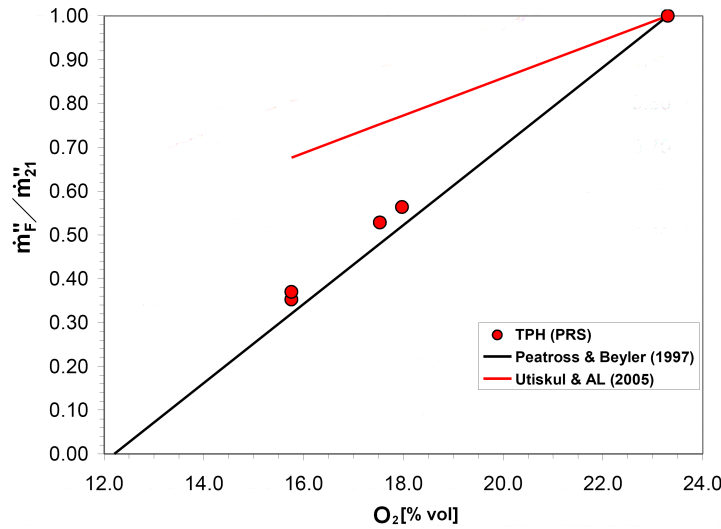


FIG. 2.6 – Comparaison des modèles avec les données du PRISME-Source [1, 12].

### 2.1.4 Validation des modèles avec des essais à échelle réelle

Dans cette partie, les modèles d'Utiskul et de Peatross-Beyler, décrits dans les deux parties précédentes et destinés à déterminer le débit massique vaporisé de combustible, sont comparés à des données expérimentales de l'IRSN (issues du programme PRISME [1, 12, 13]). Ces essais expérimentaux ont été réalisés à échelle réelle en utilisant du TPH avec une surface de bac de 0.2, 0.4 ou 0.6 m<sup>2</sup>. Une ventilation forcée a été mise en oeuvre dans le local avec une admission d'air soit dans la partie supérieure soit dans la partie inférieure. Ces essais sont décrits dans la section (3.2).

A l'état stationnaire du feu, les données expérimentales du programme PRISME-Source [1, 12] sont en bon accord avec la corrélation empirique de Peatross et Beyler [14] comme il est montré sur la figure (2.6). En revanche, le débit massique vaporisé est sur-estimé par l'approche théorique d'Utiskul [17]. Néanmoins, ces comparaisons ne permettent pas de confirmer l'efficacité de la corrélation empirique de Peatross et Beyler [14]. En effet, cette corrélation ne prend pas en compte l'influence du rayonnement issu des gaz chauds et réfléchi par les parois, et pour les essais PRISME-Source, les dimensions importantes du compartiment permettent de négliger les flux thermiques externes. Par conséquent, cette corrélation est comparée avec le test (LK2) issu du programme PRISME-Leak [13] pour lequel les parois du local central sont isolées afin d'augmenter la température des gaz. La figure (2.7) présente l'évolution du débit massique surfacique en fonction du temps. Il est déduit que la corrélation empirique n'est pas capable de reproduire les ré-

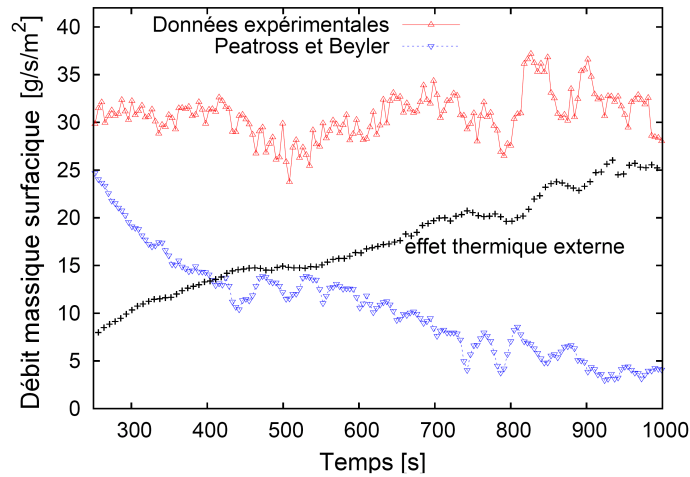


FIG. 2.7 – Comparaison de la corrélation de Peatross et Beyler avec les données du PRISME-Leak [13].

sultats expérimentaux à moins que l'effet thermique externe soit ajouté. En effet, le flux externe compense la manque d'oxygène dans le local, de manière à ce que le débit massique de combustible reste constant. Notons que la variation du flux externe, montré sur la figure (2.7), est obtenue à partir des données expérimentales [13], en fonction de la température des gaz dans le local.

### 2.1.5 Conclusion

Les modèles et corrélations de la littérature pour prédire le débit massique de combustible ont été présentés dans cette partie. La formulation analytique d'Utiskul [17, 15] prévue initialement pour les petites échelles n'a pas permis de prévoir correctement les comportements observés durant les essais PRISME-Source [1, 12] pendant le régime de combustion quasi-stationnaire. D'autre part, la corrélation empirique de Peatross et Beyler [14] permet de reproduire les résultats expérimentaux à condition que l'influence du rayonnement externe soit négligeable.

Cette étude bibliographique a permis d'entrevoir certaines pistes afin d'améliorer le modèle théorique formulé par Utiskul. En effet, la relation de Peatross et Beyler n'est autre qu'une corrélation empirique obtenue à partir des données expérimentales. Son domaine de validité est donc limité aux combustibles des différents essais de l'étude (heptane, diesel, PMMA et TPH). De plus, cette corrélation ne prend pas en compte l'influence du flux thermique externe issu des gaz chauds et réfléchi par les parois.

La formulation d'Utiskul résulte d'une étude théorique basée sur le bilan énergétique à la surface du combustible. La composante radiative du flux thermique issu de la flamme a été négligée. Cette hypothèse est raisonnable dans le cas de feux à échelle réduite où le flux radiatif est négligeable devant la contribution thermique externe issue des gaz chauds et des parois. Toutefois, lorsque la surface de nappe augmente, l'émissivité de la flamme devient plus importante et le flux externe peut-être atténué par les particules de suie dans la flamme. Ainsi, cette hypothèse n'est plus valable pour les feux à grande échelle. De plus, le nombre de Spalding  $B$  a été supposé petit afin que le facteur de blocage  $\ln(1 + B)/B$  converge vers 1. Cette hypothèse ne semble pas être justifiée pour la configuration étudiée dans cette thèse (feux de TPH, de dodécane ou d'heptane) et devra être levée lors de la formulation d'un nouveau modèle de pyrolyse.

En conséquence, il est nécessaire de développer une formulation analytique permettant de prédire le débit massique du combustible, en prenant en compte la viciation de l'air au voisinage du foyer et l'effet du confinement. Une formulation analytique, basée sur le bilan énergétique à la surface, est présentée dans la section ci-après. Celle-ci va permettre d'estimer le débit massique du combustible sans négliger le flux radiatif de la flamme et en supposant que le rapport  $\ln(1 + B)/B$  est différent de 1.

## 2.2 Développement d'une formulation analytique

Les feux d'une nappe de liquide ont toujours été utilisés pour étudier d'une façon plus simple le phénomène de pyrolyse ainsi que la vitesse de vaporisation de combustible. Lorsque les conditions extérieures 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 :

$$\dot{m}'' L_v = \dot{q}_{f,c}'' + \dot{q}_{f,r}'' + \dot{q}_{e,r}'' - \dot{q}_{s,r}'', \quad (2.40)$$

où  $\dot{m}''$  est le débit massique vaporisé,  $L_v$  est la chaleur de gazéification,  $\dot{q}_{f,c}''$  et  $\dot{q}_{f,r}''$  sont respectivement le flux convectif et radiatif issus de la flamme. Le flux thermique externe est défini par  $\dot{q}_{e,r}''$  et le flux de chaleur perdu à travers la surface par  $\dot{q}_{s,r}''$ . Le transfert conductif issu de la flamme est supposé négligeable et la chaleur de gazéification est donnée par la chaleur de vaporisation  $\Delta h_{\text{vap}}$  :

$$L_v = \Delta h_{\text{vap}}. \quad (2.41)$$

L'équation (2.40) suppose que le flux conductif à travers les parois de la cuve peut être négligé, ce qui revient à considérer le cas d'une nappe ayant un diamètre supérieure à 10 cm.



### 2.2.1 Transfert de chaleur par convection

Selon la théorie de la couche limite, le transfert thermique convectif issu de la flamme vers la surface de combustible est donné par :

$$\dot{q}_{f,c}'' = \frac{h_c}{c_p} \left( \frac{\gamma}{e^\gamma - 1} \right) \left[ \frac{Y_{O_2,\infty} \Delta H_c}{r} (1 - \chi_r) - c_p (T_s - T_\infty) \right]. \quad (2.42)$$

La variation de la fraction radiative en fonction de la concentration en oxygène a été étudiée dans [21]. Les valeurs expérimentales observées ont montré que la fraction radiative va seulement varier de 10% à peu près [21]. Pour simplifier l'écriture de l'équation précédente, ce terme est fixé à sa valeur mesurée en milieu ouvert. Dans l'équation (2.42), le terme  $\gamma/(e^\gamma - 1)$  avec  $\gamma = c_p \dot{m}''/h$  est dit le facteur de blocage. Celui-ci doit être pris en compte lors de la modélisation du flux convectif où il tend à diminuer le transfert convectif lorsque le débit massique de combustible augmente. Le facteur de blocage peut aussi être défini en utilisant le nombre de transfert de masse  $B$  (ou le nombre de Spalding) :

$$\frac{\gamma}{e^\gamma - 1} = \frac{\ln(1 + B)}{B}. \quad (2.43)$$

### 2.2.2 Transfert de chaleur par rayonnement

Le flux radiatif de la flamme transmis vers la surface de combustible est défini par Siegel et Howell [32] comme suivant :

$$\dot{q}_{f,r}'' = \varepsilon \varphi \frac{A_1}{A_2} \sigma T_f^4 ; \quad \varepsilon = 1 - e^{(-\kappa L)}. \quad (2.44)$$

$\varepsilon$	Emissivité
$\varphi$	Facteur de vue
$A_1/A_2$	Rapport de la surface de combustible sur la surface de la flamme
$\sigma$	Constante de Stefan Boltzmann
$\kappa$	Coefficient d'extinction
$L$	Longueur caractéristique de la flamme

Cette définition suppose que la flamme est une surface transmettant son rayonnement vers l'environnement, d'où l'intérêt d'utiliser le terme  $\varphi$ . Le coefficient d'extinction  $\kappa_\lambda$  peut être mesuré à l'aide d'un dispositif laser. Cette stratégie a été adoptée lors des travaux de Richard [16] et Beaulieu [32]. En effet, un rayon laser de longueur d'onde  $\lambda$  est émis avec une luminance initiale  $L_{0\lambda}$ , traverse une longueur  $L$  dans la flamme, puis atteint un récepteur avec une luminance  $L_\lambda$ . Celle-ci représente la luminance du rayonnement atténué par les particules de suie

et molécules gazeuses sur le parcours optique. Ainsi,  $\kappa$  est défini suivant la loi de Bouguer-Lambert comme :

$$\kappa_\lambda = \frac{1}{L} \ln \left( \frac{L_\lambda}{L_{0\lambda}} \right). \quad (2.45)$$

La longueur optique  $L$  est supposée égale à  $0.66D$  pour une flamme de forme cylindrique [17], où  $D$  est le diamètre de la cuve de combustible. Elle est définie par Orloff et de Ris [35] comme étant

$$L = 3,6 \frac{V_f}{A_b}. \quad (2.46)$$

$V_f$  et  $A_b$  sont respectivement le volume et l'aire de la surface frontière de la flamme. Pour calculer le volume de la flamme  $V_f$ , Heskestad [49] a défini une corrélation pour déterminer la hauteur de flamme  $z_f$  :

$$z_f/D = 15,6 N^{1/5} - 1,02 \quad (2.47)$$

et

$$N = \frac{c_{p,ref} T_{ref} r_s^3}{g \Delta H_c D^5} \left[ \frac{\chi \dot{m}_F}{\rho_a} \right]^2$$

$$r_s = 137,87 \frac{x + y/4 + z/2}{12x + y + 16z},$$

où  $x$ ,  $y$  et  $z$  sont les coefficients de la formule de l'hydrocarbure utilisé  $C_xH_yO_z$ .

Pour la suite, la flamme est supposée comme étant un volume avec une température moyenne  $T_f$ . Utilisant la définition fournie par Hottel [50], le flux radiatif net issu de la flamme et transmis à la surface de combustible est donnée par

$$\dot{q}_{f,r}'' = \sigma(1 - e^{-\kappa L})(T_f^4 - T_s^4) \approx \sigma(1 - e^{-\kappa L})T_f^4, \quad (2.48)$$

avec  $T_s$  correspond à la température de surface et  $T_f$  à la température effective de la flamme. Notons que la flamme est considérée ici comme un milieu homogène ayant une forme cylindrique.

### 2.2.2.1 Emissivité de la flamme

En présence de suies, une partie de l'énergie de la flamme est restituée au combustible sous forme de rayonnement thermique, ce qui a pour effet de vaporiser le combustible et d'entretenir la réaction de combustion. L'émissivité de la flamme dépend surtout des propriétés de combustible, du phénomène de combustion et du diamètre de la nappe ( $\varepsilon$  tend vers 1 lorsque le diamètre augmente). Dans la

majeur partie des cas, elle est principalement due aux suies et le rayonnement des gaz (dioxyde de carbone et vapeur d'eau) peut être considéré comme négligeable [32].

L'émissivité est fonction du coefficient d'extinction  $\kappa_\lambda$ . Au niveau spectral, ce dernier est défini par :

$$\kappa_\lambda = \kappa_{abs\lambda} + \kappa_{diff\lambda} \quad (2.49)$$

où  $\kappa_{abs\lambda}$  et  $\kappa_{diff\lambda}$  sont respectivement les coefficients spectraux d'absorption et de diffusion de la flamme.

Pour des valeurs typiques de la taille d'une particule de suie à l'intérieur de la flamme, l'interaction d'un rayonnement avec celle-ci peut être considérée comme relevant de l'approximation de Rayleigh de la théorie de Mie. Dans ce cas, l'effet de la diffusion est négligeable devant celui de l'absorption.

Le coefficient d'extinction  $\kappa_\lambda$  varie avec la quantité de suies dans la flamme. Pour la plupart des combustibles, ce coefficient est déterminé en fonction de la fraction volumique de suies dans la flamme, et pour certains combustibles comme le méthane, il faut également prendre en compte le rayonnement des gaz car celui-ci produit peu de suies.

Pour le cas simplifié où le rayonnement des suies est le seul transfert radiatif issu de la flamme, le coefficient d'extinction spectrale de suies ou de la flamme est proportionnel à la fraction volumique de suies  $f_v$  comme suivant [51] :

$$\kappa_{s\lambda} = \frac{B_s \cdot f_v}{\lambda} \quad (2.50)$$

où  $\lambda$  est la longueur d'onde en  $\mu\text{m}$ ,  $f_v$  est la fraction volumique de suies dans la flamme en  $\text{m}^3/\text{m}^3$ ,  $B_s$  est une constante de proportionnalité (= 4,9 selon la littérature) exprimée en fonction des indices de réfraction  $n_1$  et d'absorption  $n_2$ .

L'émissivité spectrale pour une couche homogène de suies d'épaisseur  $L$  s'écrit

$$\varepsilon_{s\lambda} = 1 - e^{(-\kappa_{s\lambda}L)} \quad (2.51)$$

Avec ces définitions et en utilisant une fonction de Planck pour l'émission du corps noir  $e_{b\lambda}(T)$ , l'émissivité devient :

$$\varepsilon_s = (1/\sigma T^4) \int_0^\infty [1 - \exp(-B_s f_v L/\lambda)] e_{b\lambda} d\lambda = 1 - \frac{15}{\pi^4} \psi^{(3)} \left( 1 + \frac{B_s f_v L T}{C_2} \right) \quad (2.52)$$

Avec

$\psi^{(3)}$  : la fonction classique de Pentagamma,  $\psi^{(3)} = \int_0^\infty e^{-xt}/(1 - e^{-t})dt$   
 $C_2$  : la seconde constante de Planck,  $C_2 = 0.0144 \text{ m.K}$

D'autre part, l'expression  $1 - 15/\pi^4\psi^{(3)}(1 + x)$  est estimée par  $1 - e^{-3,6x}$  ce qui donne :

$$\varepsilon_s = 1 - e^{-3,6B_s f_v LT/C_2} = 1 - e^{-\kappa_s L} \quad (2.53)$$

Cette équation permet de déterminer le coefficient d'absorption-émission de la flamme en fonction de la fraction volumique de suies :

$$\kappa_f \approx \kappa_s = 3,6B_s f_v T/C_2 = 1225 f_v T (\text{m}^{-1}) \quad (2.54)$$

L'émissivité de la flamme étant proportionnelle à la fraction volumique de suies, le transfert radiatif de celle-ci est plus important en utilisant un combustible qui émet une grande quantité de suies (polyméthacrylate, propylène,...).

### 2.2.3 Flux thermique externe

L'étude des feux de compartiment a mis en évidence l'effet de confinement à l'intérieur du local ainsi que l'effet des gaz chauds. La somme des flux thermiques issus des gaz chauds et de ceux réfléchis par les parois du local, constitue une source de chaleur additionnelle  $\dot{q}_{ext}''$  qui vient s'ajouter au flux thermique issu de la flamme. Ce paramètre est négligeable en milieu ouvert mais peut également l'être dans un local à grande échelle lorsque la température des gaz est modérée et que le milieu est chargé en suies. Lorsque la longueur optique augmente, ce terme doit être considéré dans la relation (2.40). Selon Utiskul [17], il est défini comme

$$\dot{q}_{e,r}'' = \sigma(1 - \varepsilon_f)\varepsilon_g(T_g^4 - T_s^4) + \sigma(1 - \varepsilon_f)(1 - \varepsilon_g)(T_p^4 - T_s^4), \quad (2.55)$$

où  $T_g$  représente la température du gaz dans le local,  $T_p$  la température des parois, et  $\varepsilon_f$  et  $\varepsilon_g$  représentent l'émissivité de la flamme et de suies, respectivement. Les facteurs de vue entre la surface de combustible et les gaz dans le local d'une part et les parois d'autre part sont fixés à 1. Dans certains cas, le local présente une opacité élevée, due à la production de suies. Ainsi, l'émissivité de suies est supposée égale à 1 et le flux réfléchi par les parois est négligé. Le flux radiatif externe sera

$$\dot{q}_{e,r}'' = \sigma(1 - \varepsilon_f)(T_g^4 - T_s^4). \quad (2.56)$$

### 2.2.4 Flux ré-rayonné

La perte de chaleur par la surface par ré-rayonnement est exprimée comme suivant :

$$\dot{q}_{s,r}'' = \sigma(T_s^4 - T_\infty^4) \quad (2.57)$$

Ce terme peut toujours être négligé vis à vis du rayonnement de la flamme, mais durant cette étude, il va être considéré puisque les résultats expérimentaux qui vont servir à valider l'approche théorique incluent le dodécane (température de vaporisation élevée).

### 2.2.5 Phénomène d'extinction de la flamme

L'extinction de la flamme est réalisée grâce à un manque d'oxygène alimentant la flamme ou un manque de combustible. Un modèle d'extinction est ainsi utilisé en parallèle avec le modèle de pyrolyse, permettant d'estimer la durée du feu. Ce modèle prend en compte une valeur critique de la fraction massique d'oxygène ou de la masse de combustible. L'équation (1.16) proposée par Hu *et al.* [7] est utilisée afin de représenter le cas d'une extinction du feu par manque d'oxygène. Lorsque l'extinction de la flamme est due à un manque de combustible, la relation suivante va permettre de déterminer la masse de combustible restante dans le bac au cours du temps et ainsi d'estimer la durée du feu :

$$m_F = m_{\text{initiale}} - \left( \int_i^{i+1} \dot{m}_F(t) dt + m_i \right), \quad (2.58)$$

où  $m_{\text{initiale}}$  représente la masse initiale de combustible,  $m_i$  est la masse de combustible vaporisée ( $i \geq 0$  et  $m_0 = 0$ ) et  $\dot{m}_F$  est le débit massique de combustible.

Avec le code ISIS, le critère d'extinction par manque d'oxygène (équation 1.16) est pris en compte dans le modèle de combustion en utilisant un terme de source représentant le taux de production de combustible. Les valeurs de  $Y_{O_2, \infty}$  et de  $T_{O_2, \infty}$  dans cette équation sont calculées dans chaque élément du maillage adopté. D'autre part, le critère d'extinction par manque de combustible est pris en compte avec le modèle de pyrolyse.

### 2.2.6 Influence de la viciation de l'air

Afin de développer une formulation analytique destinée à prédire le débit massique vaporisé en prenant en compte la viciation d'air dans le local, il est nécessaire d'exprimer la température de la flamme en fonction des conditions environnementales. Plus précisément, la température de la flamme, utilisée dans l'équation (2.48) pour déterminer le flux radiatif de la flamme, doit être connectée à la fraction massique d'oxygène. Quintiere [52] propose d'utiliser la formulation du flux thermique de la flamme dans le cas d'une flamme de diffusion unidimensionnelle afin d'exprimer sa température en fonction de la concentration en oxygène. Cette définition n'est plus valide dans le cas d'une flamme ayant une fraction radiative importante car elle

conduit à une surestimation du flux radiatif. Une méthode efficace pour déterminer la température de la flamme est de considérer la formulation de Babrauskas [20], où le débit massique vaporisé en milieu ouvert est donné en fonction du diamètre de combustible  $D$  et deux facteurs empiriques  $\dot{m}''_{\infty}$  et  $k\beta$  (pour  $D > 0,2$  m) :

$$\dot{m}''_{21} = \dot{m}''_{\infty}(1 - e^{-k\beta D}) = \dot{m}''_{\infty}\varepsilon_{f,21}, \quad (2.59)$$

Pour une nappe de grande taille, le flux ré-rayonné est négligé et le transfert radiatif issu de la flamme est prépondérant. Ensuite, le débit massique de combustible est défini suivant l'équation (2.48) par :

$$\dot{m}''_{21}L_v = \dot{q}''_{f,r,21} \approx \sigma\varepsilon_{f,21}T_{f,21}^4 \quad (2.60)$$

Dans cette formulation, la température d'une flamme équivalente placée en milieu ouvert  $T_{f,21}$  est déterminée en substituant les deux équations précédentes :

$$T_{f,21} = \sqrt[4]{\frac{L_v\dot{m}''_{\infty}}{\sigma}}. \quad (2.61)$$

D'autre part, le flux convectif de la flamme, donné par l'équation (2.42), s'écrit

$$\dot{q}''_{f,c} = h_c \left( \frac{\gamma}{e^{\gamma} - 1} \right) \left[ \frac{Y_{O_2,\infty}\Delta H_c}{c_p r} (1 - \chi_r) + T_{\infty} - T_s \right] \quad (2.62)$$

et la définition classique du flux convectif issu de la flamme donne

$$\dot{q}''_{f,c} = \zeta (T_f - T_s), \quad (2.63)$$

où  $\zeta$  est le coefficient du transfert de chaleur dans le milieu homogène ayant une forme cylindrique, choisi pour représenter la flamme. Ce facteur prend en compte l'effet de blocage dû au débit massique de combustible.

A partir de l'expression du transfert convectif de la flamme [52], une température de référence peut être déterminée et liée à la concentration ambiante en oxygène :

$$T_R = \frac{Y_{O_2,\infty}\Delta H_c}{c_p r} (1 - \chi_r) + T_{\infty}, \quad (2.64)$$

d'où l'équation (2.62) s'écrit

$$\dot{q}''_{f,c} = h_c \left( \frac{\gamma}{e^{\gamma} - 1} \right) (T_R - T_s). \quad (2.65)$$

A partir des équations (2.63) et (2.65) :

$$\frac{h}{\zeta} G(\gamma) \frac{T_R - T_s}{T_f - T_s} = 1, \quad (2.66)$$

où  $G(\gamma) = \gamma/(e^\gamma - 1)$ . Considérant que  $T_R > T_f \gg T_s$ , l'équation (2.66) amène à

$$\frac{T_f}{T_R} \approx \frac{h}{\zeta} G(\gamma), \quad (2.67)$$

et en supposant que le rapport des facteurs de blocage  $G(\gamma)$  et  $\zeta$  est presque constant, la température effective de la flamme et celle de référence sont ainsi reliées ensemble comme suivant :

$$\frac{T_f}{T_R} \approx \frac{T_{f,21}}{T_{R,21}} \approx \text{constant}, \quad (2.68)$$

où  $T_{f,21}$  est définie en utilisant l'équation (2.64) avec  $Y_{O_2,\infty} = 0,23$ .

Avec cette approximation, la température de la flamme sera exprimée comme

$$T_f = \alpha Y_{O_2,\infty} + \eta, \quad (2.69)$$

avec  $\alpha = (T_{f,21}/T_{R,21})\Delta H_c(1 - \chi_r)/(c_p r)$  et  $\eta = (T_{f,21}/T_{R,21})T_\infty$ .

Ensuite, à partir des équations (2.40, 2.42, 2.48, 2.56, 2.57, et 2.69), le débit massique de combustible devient :

$$\begin{aligned} \dot{m}'' L_v &= \dot{q}_{f,c}'' + \dot{q}_{f,r}'' + \dot{q}_{e,r}'' - \dot{q}_{s,r}'' \\ &= \underbrace{\frac{h_c}{c_p} G(\gamma) [Y_{O_2,\infty} \Delta H_c (1 - \chi_r) / r - c_p (T_s - T_\infty)]}_{\text{flux convectif de la flamme}} \\ &\quad + \underbrace{\sigma \varepsilon_f (\alpha Y_{O_2,\infty} + \eta)^4}_{\text{flux radiatif de la flamme}} + \underbrace{\sigma (1 - \varepsilon_f) (T_g^4 - T_s^4)}_{\text{flux externe}} \\ &\quad - \underbrace{\sigma (T_s^4 - T_\infty^4)}_{\text{flux ré-rayonné}}, \end{aligned} \quad (2.70)$$

où

$$\begin{aligned} \varepsilon_f &= 1 - \exp[-0.66D 1225 f_v (\alpha Y_{O_2,\infty} + \eta)] \\ &= 1 - \exp[-809D f_v (\alpha Y_{O_2,\infty} + \eta)] \end{aligned} \quad (2.71)$$

Le débit massique de combustible normalisé par sa valeur en atmosphère libre ( $Y_{O_2,\infty}=0,23$ ) est alors défini comme suivant :

$$\frac{\dot{m}''}{\dot{m}_{21}''} = c_4 (\alpha Y_{O_2,\infty} + \eta)^4 + c_1 Y_{O_2,\infty} + c_0 \quad (2.72)$$

avec

$$c_i = a_i/\delta,$$

$$a_4 = \sigma\varepsilon_f, \quad a_1 = [h_c G(\gamma)(1 - \chi_r)\Delta H_c/(rc_p)],$$

$$a_0 = -[\sigma(T_s^4 - T_\infty^4) + h_c G(\gamma)(T_s - T_\infty) - \sigma(1 - \varepsilon_f)(T_g^4 - T_s^4)],$$

$$G(\gamma) = \gamma/(e^\gamma - 1) \text{ et } \delta = a_{4,21}(\alpha Y_{O_2,21} + \eta)^4 + a_{1,21}Y_{O_2,21} + a_{0,21}.$$

## 2.2.7 Validation du modèle

Une première validation du modèle est réalisée à partir de la confrontation des résultats avec la corrélation de Babrauskas [20] et des données expérimentales [18, 19], pour des feux d’heptane en atmosphère libre. Ensuite, le modèle théorique est comparé avec la corrélation empirique de Peatross et Beyler [14] et les données de Pretrel [1, 12] et de Tewarson [21], obtenues en atmosphère viciée. Notons que la détermination du débit massique de combustible en utilisant l’équation (2.70) nécessite l’utilisation d’un outil de programmation, notamment pour calculer le facteur de blocage  $G(\gamma)$ , qui dépend du débit massique lui-même (un programme simple a ainsi été utilisé en Fortran 95).

### 2.2.7.1 Résultats en atmosphère libre

La figure (2.8) montre les évolutions du débit massique surfacique de combustible en fonction du diamètre du foyer pour de feux d’heptane réalisés en atmosphère libre. Ces valeurs sont déterminées à l’aide de la corrélation empirique de Babrauskas [20] et en utilisant la formulation analytique donnée par l’équation (2.70). La comparaison des résultats révèle que les deux courbes sont identiques et que le modèle théorique permet de prédire correctement les valeurs du débit massique de combustible pour des foyers de grande taille (diamètre  $> 0,2$  m). Ceci vérifie l’utilisation de la corrélation de Babrauskas dans l’équation (2.59) pour déterminer le débit massique de combustible en utilisant des foyers de large diamètre en atmosphère libre. D’autre part, la comparaison des résultats pour des foyers de petit diamètre (diamètre  $< 0,2$  m) montre que les valeurs prédites sont supérieures à celles obtenues avec la corrélation de Babrauskas (figure 2.8). Ce comportement est dû au fait que la corrélation empirique était obtenue pour des foyers de grande taille où le flux convectif de la flamme dans l’équation (2.70) est négligeable. Nous rappelons que le modèle théorique ne prend pas en compte le flux conductif à travers les parois de la cuve, qui devient significatif en diminuant le diamètre du foyer ( $D < 0,1$  m).



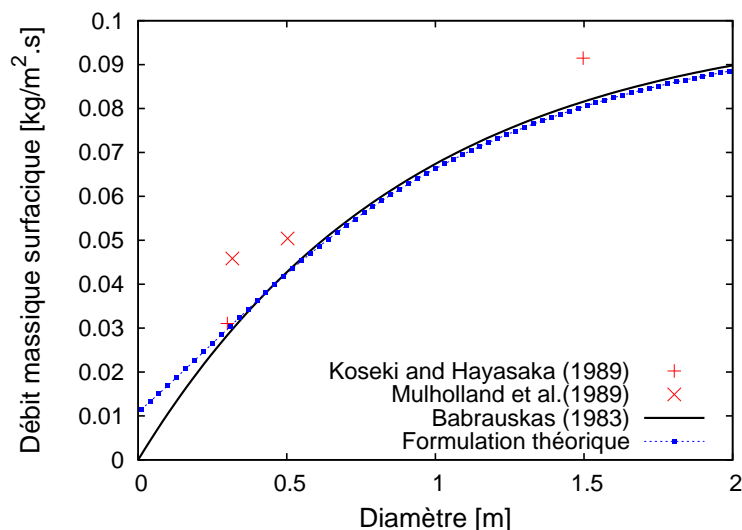


FIG. 2.8 – Débit massique surfacique en fonction du diamètre pour de feux d'heptane.

### 2.2.7.2 Résultats en atmosphère vicié

Afin d'étudier la validité de la formulation analytique décrite dans la partie précédente, celle-ci est comparée avec les résultats expérimentaux fournis par le travail de Pretrel [1, 12] sur les feux de dodécane et avec la corrélation empirique de Peatross et Beyler [14]. La figure (2.9) montre la variation du débit massique normalisé de combustible (divisé par sa valeur en milieu ouvert pour un foyer équivalent) en fonction de la concentration en oxygène au voisinage du foyer. Il est possible de déduire que la formulation analytique est en bon accord avec la corrélation de Peatross et Beyler [14] et elle a également permis de prédire les résultats de Pretrel [1, 12] avec une grande précision.

L'approche théorique diverge de la corrélation empirique autour de la concentration en oxygène de 13% car le phénomène d'extinction de la flamme n'est pas pris en compte par celle-ci. D'autre part, Peatross et Beyler [14] ont utilisé une valeur critique pour la concentration en oxygène de 11%, ce qui permet d'estimer l'extinction de la flamme.

La figure (2.9) montre également que lorsque la concentration en oxygène varie entre 15 et 21 %, le débit massique est surestimé par la corrélation empirique de Beyler d'environ 10% par rapport à celui déterminé à l'aide de la formulation analytique. Il faut noter que l'effet radiatif de la flamme est pris en compte par l'approche théorique ainsi, le débit massique de combustible augmente et présente un profil de forme curviligne lorsque la concentration en oxygène augmente (le

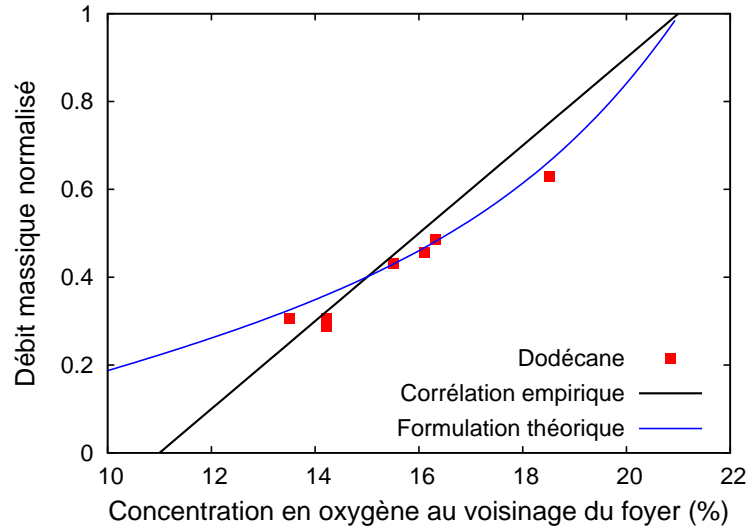


FIG. 2.9 – Effet de la concentration en oxygène sur le débit massique normalisé.

flux radiatif issu de la flamme est en fonction de  $T_f^4$  ou  $Y_{O_2,\infty}^4$ ). Lorsque le régime de combustion devient de plus en plus sous-ventilé ( $O_2[\%] < 15\%$ ), le flux radiatif de la flamme est faible et le transfert convectif est prépondérant. Cette tendance est aussi due au facteur de blocage  $G(\gamma)$ , donné par l'équation (2.42), qui tend à augmenter le flux convectif de la flamme lorsque le débit massique diminue. De plus, le flux convectif varie linéairement avec la concentration en oxygène (équation (2.42) :  $\dot{q}_{f,c}'' = a_1 Y_{O_2,\infty}$ ) ce qui explique la forme linéaire du débit massique vaporisé sur cet intervalle (cf. figure 2.9).

### 2.2.7.3 Variation du flux thermique issu de la flamme

Cette partie présente une comparaison entre les flux thermiques de la flamme, prédits à l'aide de l'équation (2.70), et ceux obtenus par le travail de Tewarson *et al.* [21] sur les feux d'heptane à échelle réduite. Nous rappelons que Tewarson [21] a déterminé les flux thermiques issus de la flamme en utilisant des résultats issus des mesures expérimentales. Celles-ci comprennent la mesure du débit massique, de la fraction massique d'oxygène et de la fraction de l'énergie radiative dégagée par la flamme. La figure (2.10) montre la variation des flux radiatif et convectif de la flamme en fonction de la fraction massique d'oxygène. Il est déduit que l'approche théorique proposée au cours de ce travail est en bon accord avec les données de Tewarson [21]. En effet, les mêmes variations sont observées pour chacun des flux thermiques et l'approche théorique indique que le flux convectif diminue lorsque la fraction d'oxygène augmente. Les propriétés de combustible sont données dans

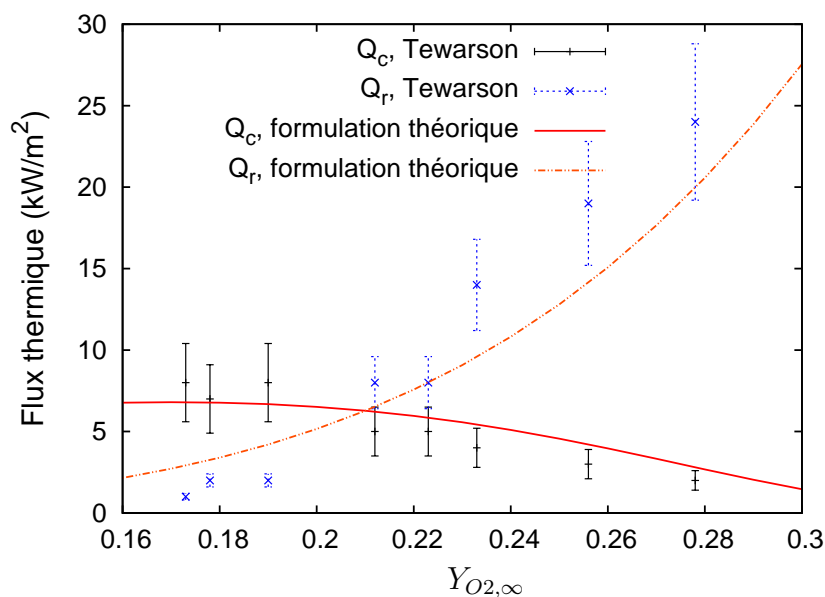


FIG. 2.10 – Effet de la concentration en oxygène sur les flux thermiques issus de la flamme.

[21] :  $h/c_p = 13,6 \text{ g/m}^2$  ;  $\Delta H_c = 44,56 \text{ kJ/g}$  ;  $r = 3,52 \text{ kJ/g}$  ;  $L = 0,48 \text{ kJ/g}$  ;  $T_s = 371 \text{ K}$  ;  $\chi_r = 0,29$ .

## 2.2.8 Conclusion

Dans cette section, une formulation analytique est développée et validée à l'aide des résultats obtenus en atmosphère libre et vicié. Celle-ci permet de prédire le débit massique de combustible en se basant sur le bilan énergétique à la surface. Les flux convectif et radiatif issus de la flamme sont définis suivant la théorie de la couche limite et par Hottel [50]. L'effet de la viciation de l'air est pris en compte en reliant la température de la flamme à la fraction massique d'oxygène au voisinage du foyer. Le flux thermique externe issu des gaz chauds et réfléchi par les parois est donné à l'aide de la définition d'Utiskul [17]. Afin d'estimer la durée du feu, un modèle d'extinction de la flamme est décrit et utilisé en parallèle avec la formulation analytique. Enfin, cette formulation a été validée avec des résultats expérimentaux obtenus en atmosphère libre [18, 19] et par rapport à la corrélation de Babrauskas [20]. De même, la comparaison entre le modèle et la corrélation de Peatross et Beyler [14] a montré un accord satisfaisant et le modèle a permis de prédire les résultats de Pretrel [1, 12] pour des feux de TPH réalisés en atmosphère vicié. La détermination des flux thermiques de la flamme est également en bon

accord avec les données de Tewarson [21] pour des feux d'heptane en atmosphère vicié. Ce modèle théorique a été présenté dans [53, 54, 55].

# Chapitre 3

## Simulation avec le code ISIS

Le calcul numérique est un outil au service de l'industrie et de la recherche. Il autorise une réelle synergie dirigée vers la résolution d'un problème concret d'intérêt commun et se situe à l'intersection de plusieurs points d'intérêt. Le code de calcul ISIS est utilisé durant cette thèse pour simuler des feux dans des locaux confinés et mécaniquement ventilés.

Ce chapitre est consacré à la comparaison de ce code avec les essais PRISME-Source et PRISME-Leak [1, 12, 13] mettant en jeu des feux de TPH. Des simulations dites non-prédictives ont été réalisées, dans un premier temps, en spécifiant comme condition limite le débit massique mesuré expérimentalement. Dans un second temps, des simulations prédictives ont été conduites en utilisant la corrélation empirique de Peatross-Beyler et la formulation analytique développée dans le chapitre précédent. Les résultats numériques et expérimentaux sont comparés afin de tester les formulations empirique et analytique.

### 3.1 Présentation du code

ISIS (Incendie Simulé pour la Sécurité) est un code de calcul destiné à modéliser le développement d'un incendie et le transport de fumées et d'aérosols dans un ou plusieurs locaux développé par l'IRSN. Ce logiciel a été validé sur un ensemble de tests mettant en jeu des écoulements laminaires ou turbulents [56, 57]. Les phénomènes de combustion, de turbulence et de transferts de chaleur sont traités via les équations de conservation de base. Le système des équations est discrétisé en temps en utilisant un schéma semi-implicite et une méthode de projection pour la résolution des équations de Navier-Stokes. Celles-ci sont discrétisées spatialement par la méthode des éléments finis alors que les scalaires utilisent la méthode des volumes finis. Plus de détails se trouvent dans annexe A.

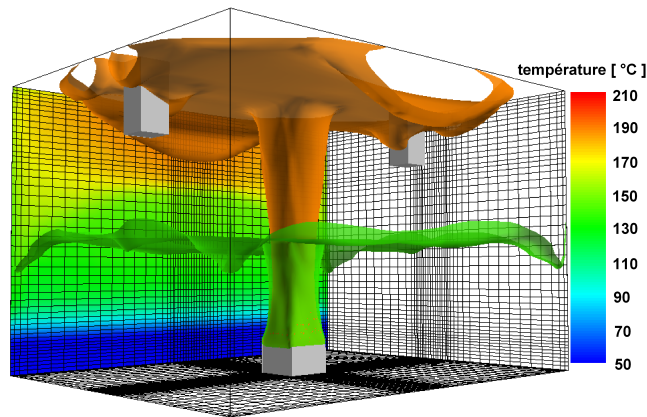


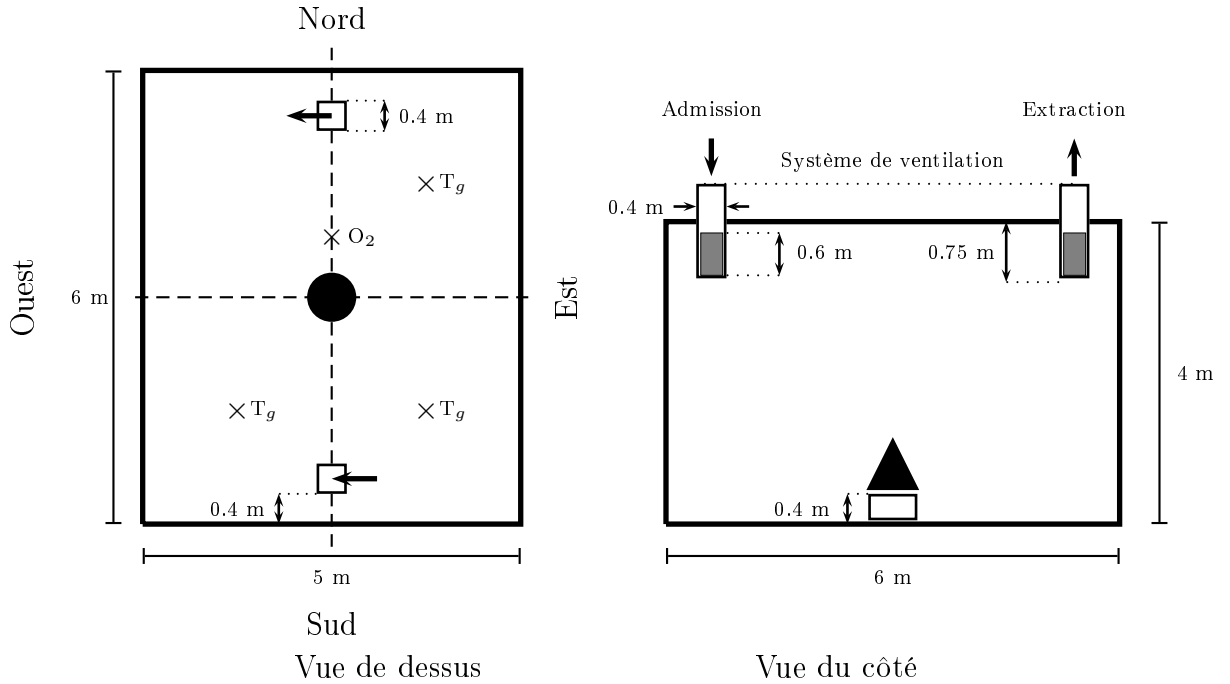
FIG. 3.1 – Exemple d’une simulation avec ISIS d’un feu dans un local confiné-ventilé.

## 3.2 Description des dispositifs expérimentaux étudiés

L’IRSN a défini un programme de recherches baptisé PRISME (Propagation de l’incendie lors de scénarios multilocaux élémentaires) afin d’acquérir de nouvelles connaissances sur les risques d’incendie dans les installations nucléaires. La partie expérimentale de ce programme est réalisée dans les installations DIVA et SATURNE de la plate-forme GALAXIE dédiée à des expérimentations sur les feux. Le combustible adopté est le Tétrahydrofur (THF). Des campagnes ont été réalisées, l’une avec un foyer en milieu ouvert dans l’installation SATURNE et les autres dans l’installation DIVA afin d’étudier la propagation de la chaleur et des fumées en situation d’incendie d’installations nucléaires. Parmi ces derniers, les résultats obtenus lors des programmes PRISME-Source et PRISME-Leak (définis ci-après) sont adoptés au cours de cette thèse pour valider les simulations avec le code ISIS.

### 3.2.1 Programme PRISME-Source

Un local ( $6\text{ m} \times 5\text{ m} \times 4\text{ m}$ ) situé dans l’installation DIVA (figure 3.2) a été utilisé lors de ce programme afin de réaliser des essais expérimentaux permettant d’étudier le comportement du feu sous une ventilation forcée. Les parois sont construites en béton avec une hauteur de  $0,3\text{ m}$ . Un système de ventilation mécanique est utilisé avec une admission d’air réalisée soit dans la partie supérieure ou inférieure du local. Le débit de ventilation varie entre  $185$  et  $1010\text{ m}^3/h$ . Le combustible adopté


 FIG. 3.2 – Local de 120 m<sup>3</sup> utilisé lors du programme PRISME.

est le dodécane d’une formulation chimique équivalente à celle du “tétra propylène hydrogéné (TPH)”. La cuve utilisée pour recevoir le combustible a une surface de 0,2 ou 0,4 m<sup>2</sup> et une hauteur de 10 cm. Elle est placée sur un peson au centre du local à une hauteur de 40 cm par rapport au sol. Les mesures réalisées incluent le débit massique du combustible, la pression et les concentrations des produits gazeux dans le local. La température des parois et le flux thermique total sont également mesurés. Ces essais sont décrits en détail dans [1, 12].

### 3.2.2 Programme PRISME-Leak

Ce programme a été effectué pour étudier les différents modes de propagation de la chaleur et des fumées entre deux compartiments adjacents dans l’installation DIVA à travers différents types d’ouverture. Pour cet objectif, quatre essais ont été réalisés en utilisant le TPH comme combustible avec une surface du foyer de 0,6 m<sup>2</sup> et un renouvellement horaire d’air de 15 h<sup>-1</sup> (débit de ventilation varie entre 1811 et 1917 m<sup>3</sup>/h). Le même local qui a été utilisé lors du programme PRISME-Source (ayant un volume de 120 m<sup>3</sup>) et le même système de ventilation ont été adoptés avec ces essais (figure 3.2). Les parois du local utilisé sont isolées avec des panneaux de laine de roche afin d’augmenter la température des gaz dans le local et le flux thermique externe. Le local adjacent ayant une même dimension de 120 m<sup>3</sup> est également ventilé avec un renouvellement horaire d’air de 3 h<sup>-1</sup>. Des mesures

Test	Surface du foyer	Débit de ventilation	Position d'entrée d'air
PRS-D1	0.4 m <sup>2</sup>	560 m <sup>3</sup> /h	Partie supérieure
PRS-D3	0.4 m <sup>2</sup>	180 m <sup>3</sup> /h	Partie supérieure
PRS-D5	0.2 m <sup>2</sup>	555 m <sup>3</sup> /h	Partie supérieure
PRS-D6	0.4 m <sup>2</sup>	560 m <sup>3</sup> /h	Partie inférieure

TAB. 3.1 – Essais réalisés à échelle réelle à l'IRSN [1, 12].

du débit massique du combustible, de la température et de la concentration des gaz sont effectuées dans le local source. Ces essais sont décrits en détail dans [13, 58].

### 3.3 Simulations non-prédictives

Dans le cas d'un feu confiné, l'influence du développement du feu sur la ventilation du local est prise en compte avec le code ISIS à l'aide d'une relation liant le débit de ventilation et la pression thermodynamique dans le local (relation 5.2 définie dans le chapitre 5). Un maillage de 150,000 cellules, raffiné au niveau du foyer et des parois, est considéré. Un pas de temps adaptatif variant entre  $10^{-3}$  et 1 s est utilisé. Le calcul est réalisé en parallèle sur 18 processeurs.

Le code ISIS est testé en utilisant des résultats expérimentaux sur les feux du TPH, obtenus par Pretrel [1, 12] dans le cadre du programme PRISME-Source. Parmi les essais réalisés, les tests présentés dans le tableau (3.1) ont été choisis afin d'étudier l'influence du débit de ventilation, de la surface du foyer et du positionnement de l'entrée d'air dans le local. Le débit massique expérimental a été utilisé comme condition limite et le code est testé en comparant les résultats expérimentaux et numériques de la concentration en oxygène au voisinage du foyer, de la pression dans le local et de la température des gaz. La figure (3.3) montre un bon accord entre les résultats expérimentaux et numériques concernant la variation de la concentration en oxygène. La variation de la pression dans le local, présentée sur la figure (3.4), montre le même comportement. La température des gaz à une hauteur de 3 m est légèrement sous-estimée avec ISIS (erreur relative inférieure à 7 %) mais légèrement sur-estimée à une hauteur de 1m (figure 3.5). Ces bons résultats montrent que le code ISIS peut être utilisé pour étudier et prédire certains phénomènes rencontrés dans les incendies en milieu confiné et sous-ventilé, en particulier le phénomène de la perte de masse du combustible.



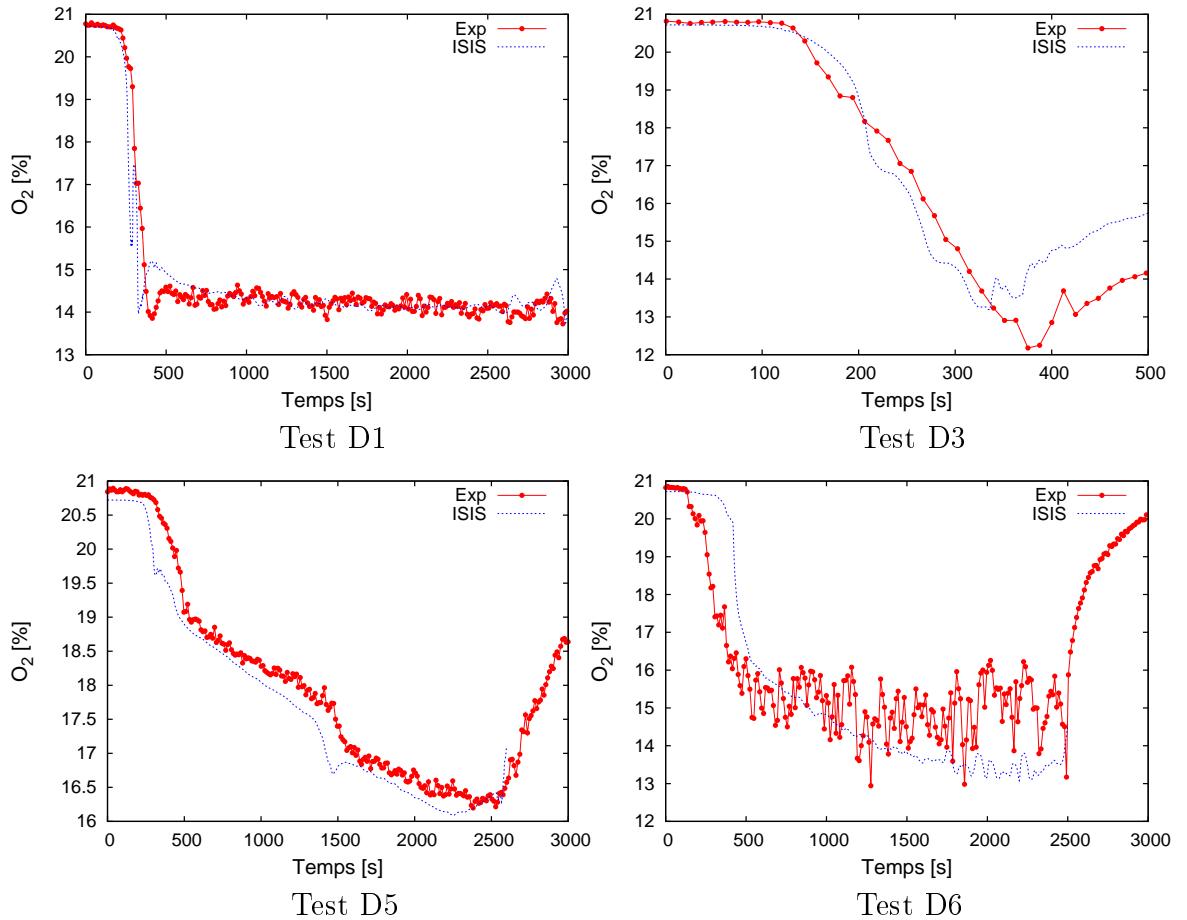


FIG. 3.3 – Variation de la concentration en oxygène au voisinage du foyer [1, 12].

### 3.4 Simulations prédictives

Des simulations prédictives sont présentées dans cette partie en calculant, dans un premier temps, la perte de masse à partir de la corrélation empirique de Peatross-Beyler [14], puis en utilisant la formulation analytique développée dans le chapitre précédent. Les résultats expérimentaux sur les feux du TPH et les feux d’heptane, obtenus par Pretrel [1, 12, 13] et par Utiskul [15] respectivement, sont utilisés pour être comparés avec les simulations.

#### 3.4.1 Validation de la corrélation de Peatross et Beyler

Cette partie présente les résultats de simulations numériques avec le code ISIS où le débit massique du TPH est calculé en utilisant la corrélation empirique de Peatross et Beyler [14]. La concentration en oxygène est simulée à l’aide d’une moyenne

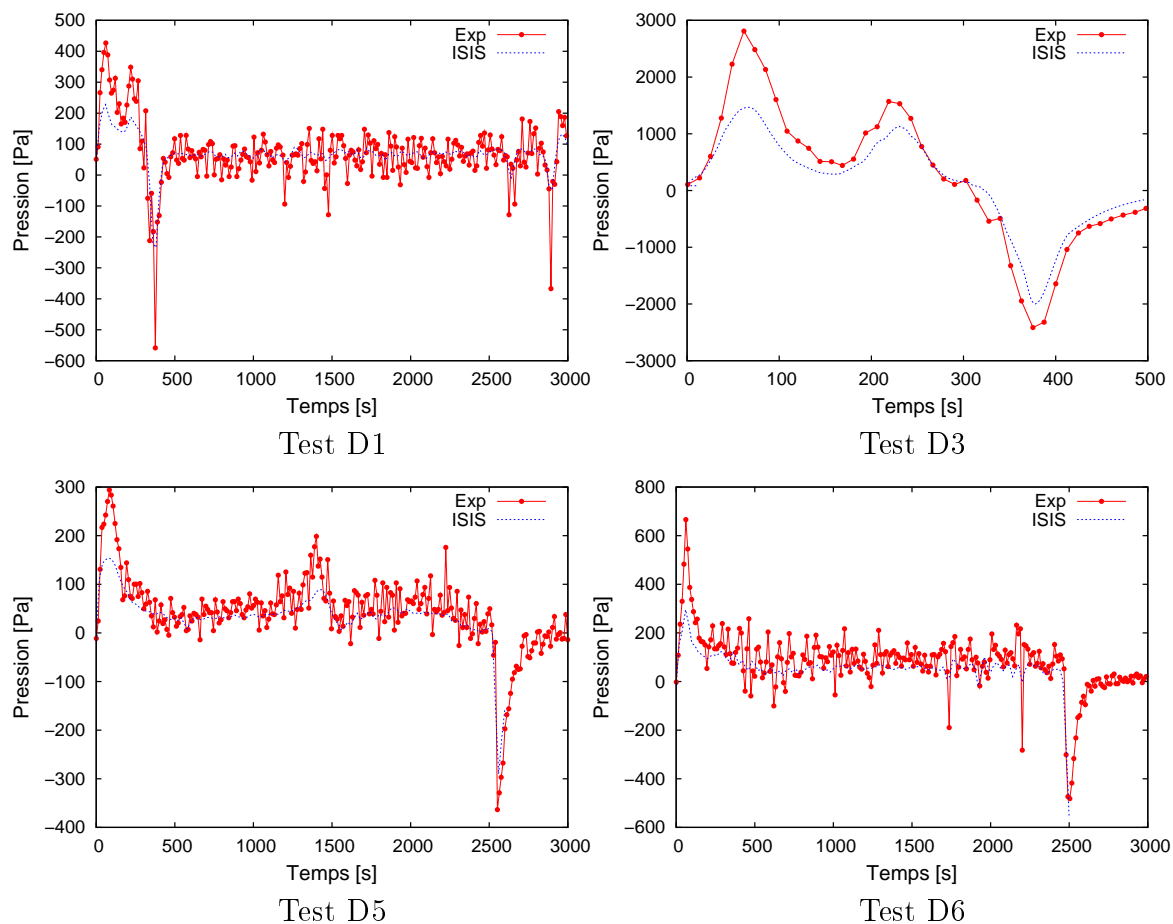


FIG. 3.4 – Variation de la pression dans le local [1, 12].

volumique calculée dans un volume choisi au voisinage du foyer et ayant la même hauteur que la surface du bac de combustible (voir Annexe B). La figure (3.6-a) présente une comparaison entre le débit massique du TPH (MLR : mass loss rate) mesuré lors de l'essai PRISME-Source D1 (tableau (3.1)) et celui calculé avec le code ISIS. Le phénomène d'extinction de la flamme n'est pas pris en compte dans cette simulation. Les résultats numériques sont en bon accord avec les données expérimentales et le code a permis de prédire correctement la valeur du débit massique du TPH notamment durant la phase stationnaire du feu (entre  $t=500$  s et  $t=2500$  s). Le débit massique mesuré en milieu ouvert a été utilisé durant la phase de croissance du feu. En effet, comme il est évoqué dans le chapitre 1 (cf. 1.2), cette phase consiste en une période de développement de la flamme, au cours de laquelle le débit massique est identique à celui en atmosphère libre pour un foyer semblable. Ainsi, le débit massique mesuré en atmosphère libre dans

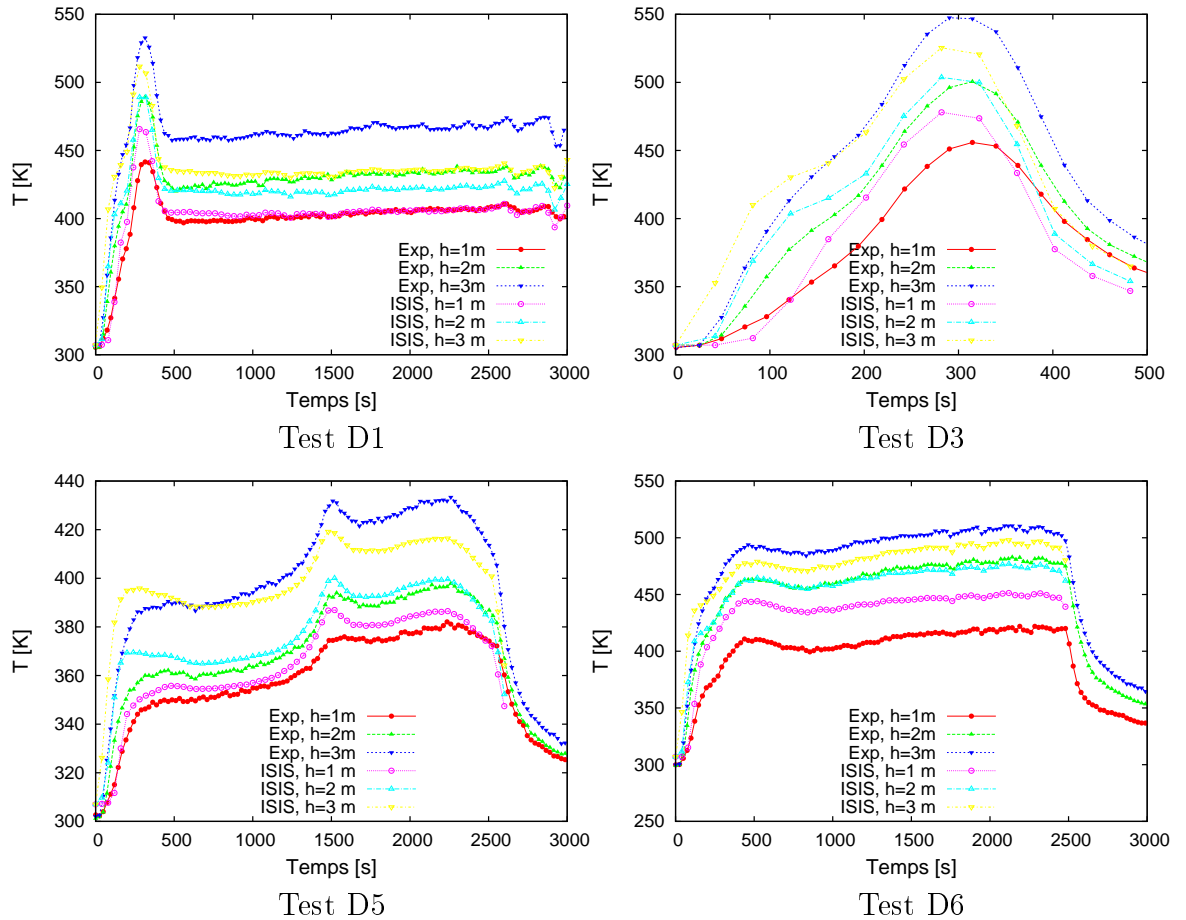


FIG. 3.5 – Variation de la température des gaz dans le local [1, 12].

l'installation SATURNE [1, 12], a été utilisé durant 200 s afin d'estimer cette phase. Durant la phase instationnaire du feu, la corrélation de Peatross et Beyler sous-estime notablement la valeur du débit massique (figure 3.6-a). Ce comportement se comprend, puisque cette corrélation a été établie uniquement à partir de données expérimentales issues de régimes de combustion stationnaire.

La concentration en oxygène au voisinage du foyer et la pression locale sont également bien estimées avec le code ISIS, comme le montrent les figures (3.6-b) et (3.6-c). Les niveaux de température, mesurés pour trois hauteurs différentes dans le quadrant sud-ouest du local, sont présentés par la figure (3.6-d). La température des gaz mesurée à une hauteur de 1 m est en bon accord avec les résultats numériques mais celle mesurée à une hauteur de 2 ou 3 m dans le local est légèrement sous-estimée par le code. Nous rappelons que cette corrélation empirique ne permet pas de reproduire les résultats expérimentaux issus du programme PRISME

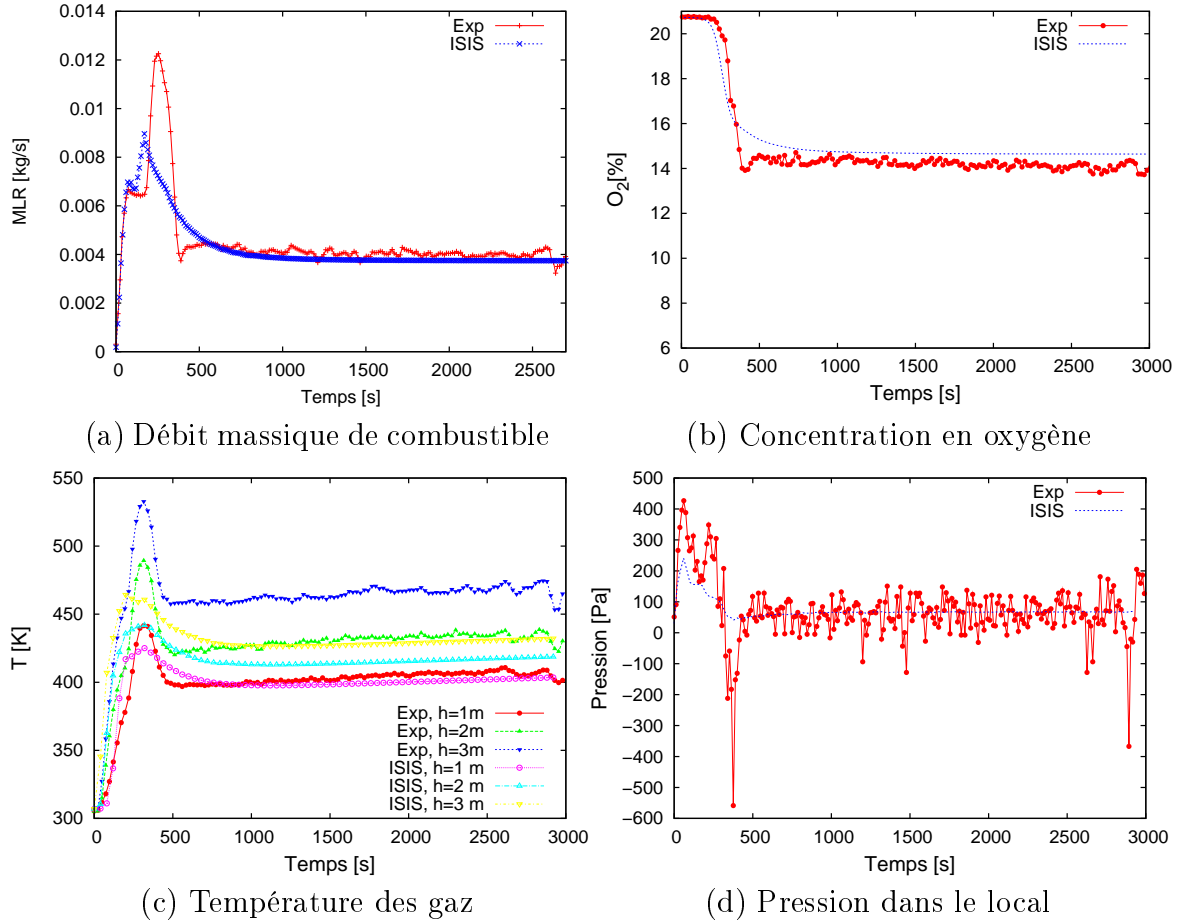


FIG. 3.6 – Comparaison entre les résultats expérimentaux du test PRS-D1 [1, 12] et numériques obtenus en utilisant la corrélation de Peatross et Beyler [14].

Leak (cf. 2.1.4) ainsi, aucune simulation avec ISIS n'a été réalisée pour comparer les résultats.

### 3.4.2 Validation de l'approche théorique

Afin de calculer la perte de masse de combustible, la formulation analytique développée dans le chapitre précédent est utilisée avec le code ISIS. La fraction massique d'oxygène  $Y_{O_2, \infty}$  et la température ambiante  $T_{\infty}$ , dans les équations (2.42) et (2.57), sont considérées au voisinage du foyer. La fraction radiative  $\chi_r$  est fixée à sa valeur mesurée en atmosphère libre ( $\approx 0.35$  pour un feu de TPH selon [59]). La température des gaz dans le local  $T_g$  est obtenue à partir d'une valeur moyenne déterminée dans tout le local (en intégrant les valeurs calculées sur l'ensemble du

maillage). L'émissivité de la flamme, dans les équations (2.48) et (2.56), est estimée à l'aide de l'équation (2.53). A cet effet, une valeur moyenne est déterminée pour la fraction volumique de suie  $f_v$  à l'intérieur d'un volume de forme cylindrique, choisi au niveau de la flamme. La phase d'allumage de combustible n'est pas prise en compte par la simulation ainsi, le débit massique de combustible mesuré en atmosphère libre pour un foyer semblable, est utilisé pour simuler la phase de croissance du feu. La méthode adoptée avec ISIS pour faire la transition entre le débit massique expérimental et celui calculé à l'aide de la formulation analytique (2.70), est décrite dans le chapitre 5.

### 3.4.2.1 Essais à échelle réelle

Les simulations avec ISIS sont comparées avec deux tests expérimentaux à échelle réelle : test (D1), décrit dans le tableau (3.1), et test (LK2), réalisé dans le cadre du programme PRISME-Leak (cf. 3.2.2), ce qui permet d'évaluer l'influence du rayonnement externe sur la validité de l'approche théorique. Pour le test (LK2), une ouverture verticale 173 cm x 1,6 cm a été choisie entre les deux locaux adjacents étudiés [13]. Les figures (3.7) et (3.8) présentent une comparaison entre les résultats numériques et expérimentaux. Les variations temporelles du débit massique de combustible, de la concentration en oxygène, de la température des gaz et de la pression dans le local sont représentées. En général, un bon accord est observé entre les résultats, ce qui montre que l'approche théorique prédit correctement le comportement d'un feu sous l'influence de la viciation d'air et du rayonnement externe. Le débit massique de combustible mesuré en atmosphère libre a été utilisé durant 200 s afin d'estimer le début de la simulation. Après ce laps de temps, le débit massique a été déterminé en utilisant équation (2.70). La variation de cette quantité est présentée par les figures (3.7 a) et (3.8 a). Pour le test (D1), la valeur maximale du débit massique est proche de l'expérience, comme il est montré sur la figure (3.7 a), de plus, la phase de décroissance est bien estimée avec ISIS. Durant la phase stationnaire, le débit massique est sur-estimé de 15%, mais il faut noter qu'aucun étalonnage des constantes utilisées avec la formulation anaytique n'a été fait. D'autre part, pour le test (LK2), la variation du débit massique de combustible ne révèle aucun sommet significatif ni un état stationnaire bien établi. La figure (3.8 a) montre un bon accord entre le calcul et l'expérience durant la phase de développement complet du feu. La variation temporelle de la concentration en oxygène au voisinage du foyer est montrée par les figures (3.7 b) et (3.8 b). Pour le test (D1), la concentration en oxygène est bien estimée durant la première phase jusqu'à 400 s. Durant la phase stationnaire, celle-ci est sous-estimée avec ISIS de 11%, ce qui est due à la surestimation du débit massique de combustible qui agit comme étant le taux de combustion dans les conditions aux limites pour l'équation du bilan énergétique. Sur la figure (3.8 b), la concentration en oxygène

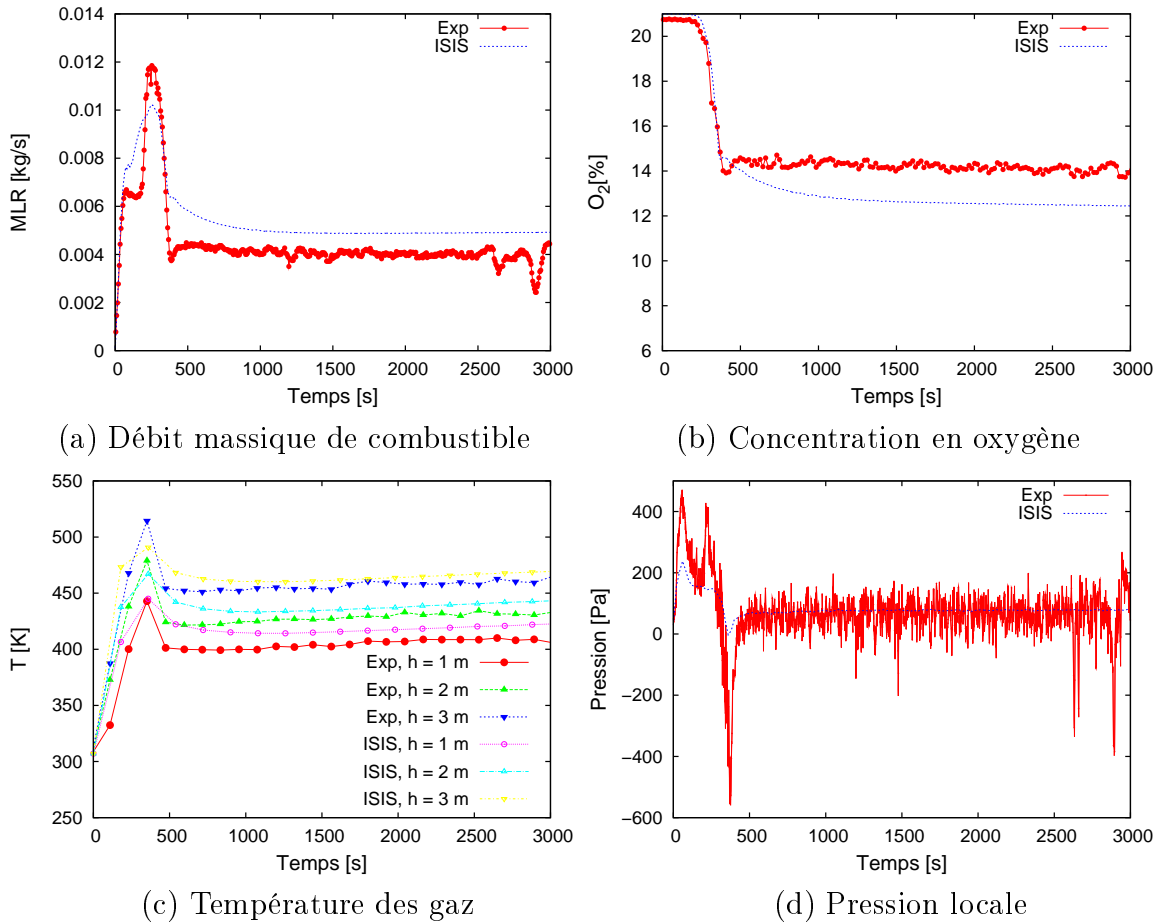


FIG. 3.7 – Comparaison entre les résultats expérimentaux du test PRS-D1 [1, 12] et numériques obtenus en utilisant la formulation théorique.

prédite montre un bon accord avec les mesures expérimentales pour le test (LK2) (erreur relative inférieure à 8%). La variation de la température des gaz pour trois hauteurs différentes situées dans la partie Nord-Est du local, est présentée sur les figures (3.7 c) et (3.8 c). Une fois de plus, on remarque un bon accord entre les simulations avec ISIS et les mesures expérimentales. Pour le test (D1), les valeurs maximales de la température et celles obtenues durant la phase stationnaire pour les trois hauteurs considérées, sont prédites avec une différence d'environ 10 K par rapport à l'expérience. Ainsi, on peut conclure que la surestimation du débit massique a peu d'influence sur l'estimation de la température des gaz dans le local. La comparaison des résultats sur la figure (3.8 c) montre que l'accord entre le modèle et l'expérience pour le test (LK2) n'est pas aussi bon que celui observé pour

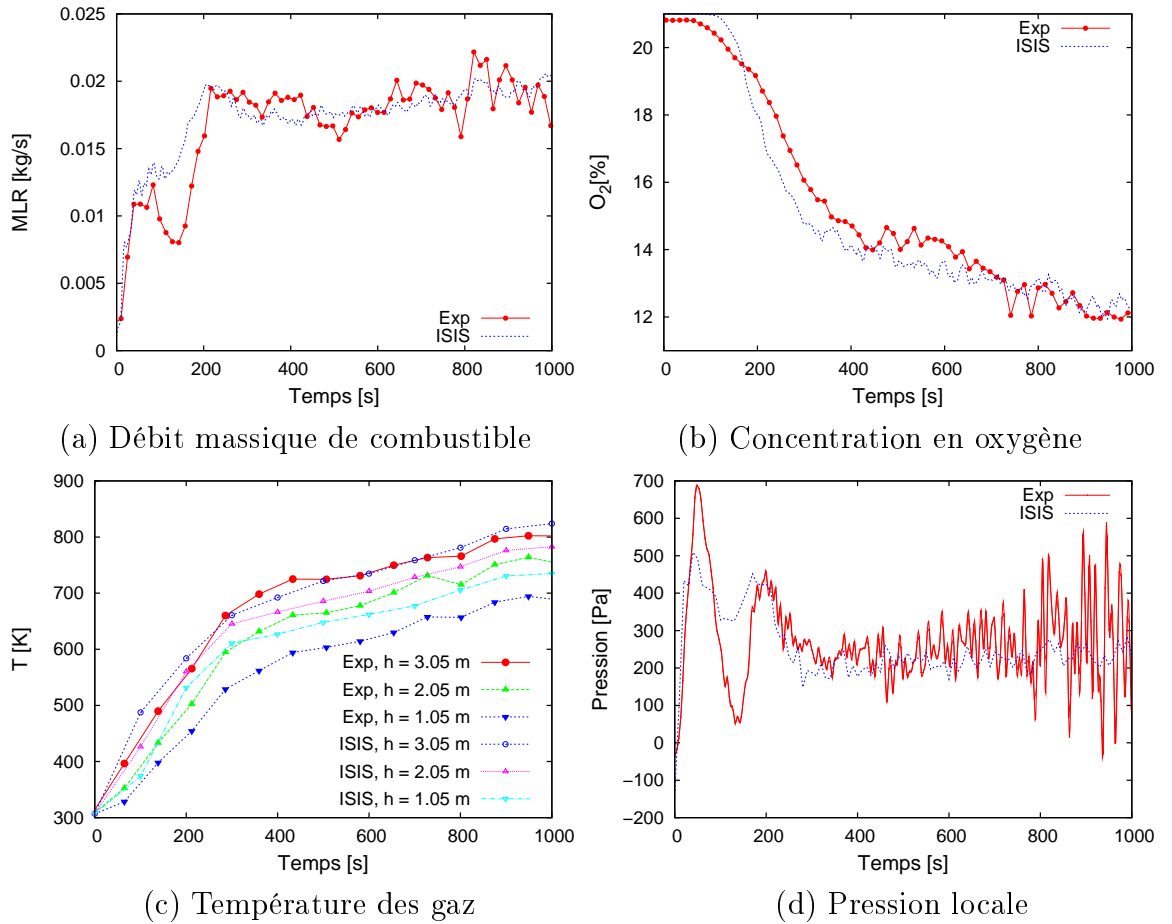


FIG. 3.8 – Comparaison entre les résultats expérimentaux du test PRS-LK2 [13] et numériques obtenus en utilisant la formulation théorique.

le test (D1), notamment à une hauteur de 1,05 m, mais reste satisfaisant (erreur relative inférieure à 19%). Ceci confirme la capacité de l'approche théorique à estimer le comportement des gaz chauds dans un local suffisamment confiné. Enfin et comme il est montré par les figures (3.7 d) et (3.8 d), le code ISIS a permis de prédire avec une bonne précision la variation de la pression du local pour les deux tests étudiés. Cependant, il faut se pencher sur la mauvaise estimation de la pression au début des simulations, ce qui peut être due à l'utilisation du débit massique en atmosphère libre pour représenter cette phase.

### 3.4.2.1.a Variations des flux thermiques issus de la flamme

Pour le test (D1), les variations des flux convectif et radiatif de la flamme sont estimées par le code ISIS et représentées par la figure (3.9). Au début du feu, les résultats indiquent que le rayonnement de la flamme est le transfert thermique prépondérant où une valeur de  $7,5 \text{ kW/m}^2$  est déterminée alors que le flux convectif de la flamme est d'environ  $2 \text{ kW/m}^2$ . Ces évolutions sont similaires avec les données expérimentales obtenues en atmosphère libre [16, 60, 61]. En général, pour une nappe de grande taille, le transfert convectif présente une faible contribution à la vaporisation de combustible. Lorsque la concentration en oxygène dans le local diminue, l'air vicié au voisinage du foyer va affecter le débit massique de combustible et le flux radiatif de la flamme diminue. En même temps, le flux convectif va augmenter ce qui est due au facteur du blocage  $\gamma/(e^\gamma - 1)$  dans l'équation (2.70). Notons que les données expérimentales du PRISME-Source (test D1) ne

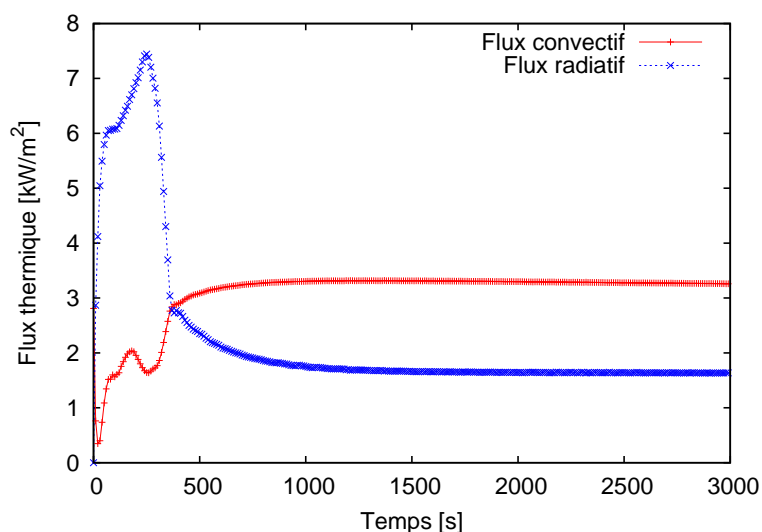


FIG. 3.9 – Flux thermiques issus de la flamme, Test PRS-D1 [1, 12].

permettent pas de valider ces résultats numériques, car aucune mesure expérimentale des flux thermiques à la surface n'a été faite. Cependant, ces résultats sont en bon accord avec le travail expérimental et théorique de Tewarson *et al.* [21]. Ainsi, pour une bonne estimation du débit massique de combustible, il est nécessaire de tenir compte du transfert de chaleur par convection mais aussi du flux radiatif de la flamme, ce qui semble être en désaccord avec l'hypothèse d'Utiskul [17].



### 3.4.2.2 Essais à échelle réduite

Une confrontation entre les simulations numériques avec ISIS et les résultats expérimentaux fournis par Utiskul *et al.* [15] est effectuée afin d'étudier la validité de l'approche théorique pour le cas d'un feu à échelle réduite. Les essais expérimentaux [15] ont été réalisés en utilisant l'heptane dans un compartiment de forme cubique de dimension 40 cm x 40 cm x 40 cm (figure 3.10). Le bac de combustible était localisé au centre du compartiment avec un diamètre variant entre 6,5 et 19 cm. Deux ouvertures de même taille étaient localisées en partie supérieure et inférieure de l'une des parois du compartiment, ce qui permet d'assurer une ventilation naturelle dans le local au cours des essais. La largeur de chaque ouverture variait entre 2 et 40 cm et sa hauteur entre 1 et 3 cm.

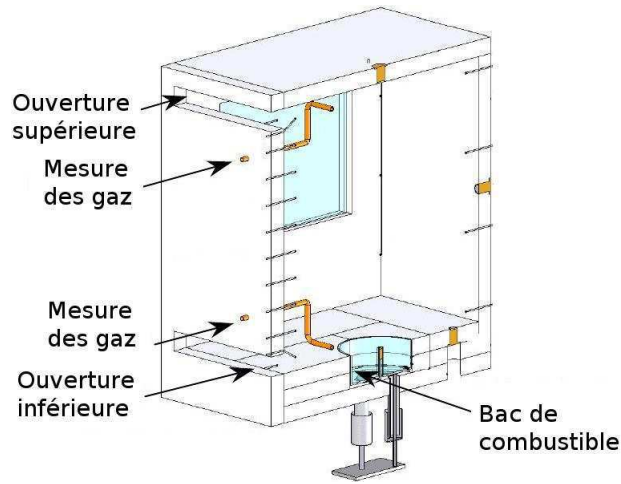


FIG. 3.10 – Demi-vue schématique du dispositif expérimental à échelle réduite [15].

Parmi ces essais, deux tests réalisés avec un diamètre du foyer de 9,5 cm sont comparés avec les résultats numériques : test (A) avec deux ouvertures ayant chacune une dimension 3 cm x 40 cm (hauteur x largeur) et test (B) avec deux ouvertures ayant chacune une dimension 3 cm x 10 cm. Ce choix de tests va permettre d'étudier la validité de l'approche théorique pour deux régimes de combustion : régime bien ventilé et régime sous-ventilé, et d'autre part d'étudier l'influence du rayonnement externe, en particulier le flux radiatif réfléchi par les parois.

La variation du débit massique de combustible en fonction du temps est présentée sur la figure (3.11). Pour les deux tests, la phase de croissance du feu est estimée en fonction du débit massique mesuré en atmosphère libre (essais réalisés sous hotte au sein de Pprime), utilisé durant 80 s. Pour le test (A), la comparaison des

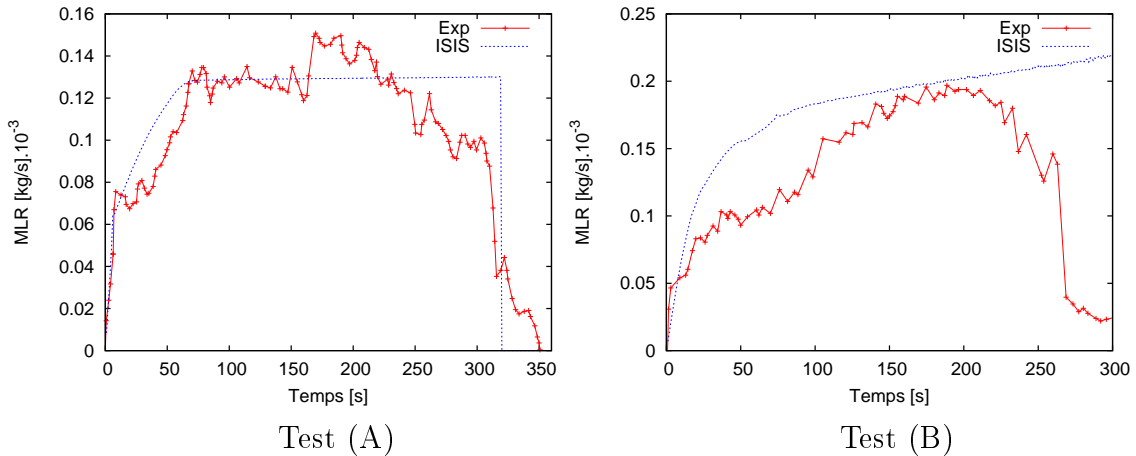


FIG. 3.11 – Comparaison entre les résultats expérimentaux d’Utiskul [15] et numériques obtenus en utilisant la formulation théorique. Variation du débit massique de combustible.

résultats montre que la formulation analytique est en bon accord avec les données expérimentales. L’extinction du feu est réalisée par manque de combustible. Pour le test (B), le palier du débit massique (entre 130 s et 230 s) est bien approché par le code ISIS, mais la phase de croissance du feu est estimée avec une certaine différence (inférieure à 25%). D’autre part, la phase d’extinction de la flamme est mal approchée avec ISIS, où l’utilisation d’un critère d’extinction par manque d’oxygène, ou le diagramme d’inflammabilité, défini dans le chapitre 1 par l’équation (1.16), n’a pas permis d’estimer cette phase. Notons que, après 100 s, le débit massique de combustible pour le test (B) devient supérieur à celui pour le test (A), ce qui est dû à l’effet du rayonnement externe qui tend à augmenter en réduisant la taille des ouvertures de ventilation.

Concernant la variation de la concentration en oxygène dans le compartiment, celle-ci a été mesurée dans la partie supérieure et au voisinage du foyer (figure 3.10). Comme il est montré sur la figure (3.12), une bonne correspondance est observée entre les courbes expérimentales et numériques pour le test (A). D’autre part, les variations de la concentration en oxygène pour le test (B) sont estimées avec une certaine différence.

De même, les variations des débits de ventilation mesurés à l’admission d’air (ouverture inférieure) et à l’extraction des gaz (ouverture supérieure) sont présentées sur la figure (3.13). Les résultats obtenus montrent un très bon accord entre les simulations numériques et les essais expérimentaux. Compte tenu de ce qui précède, la formulation analytique développée dans le chapitre (2) pour prédire le débit massique de combustible est validée pour le cas d’un feu à échelle réduite.

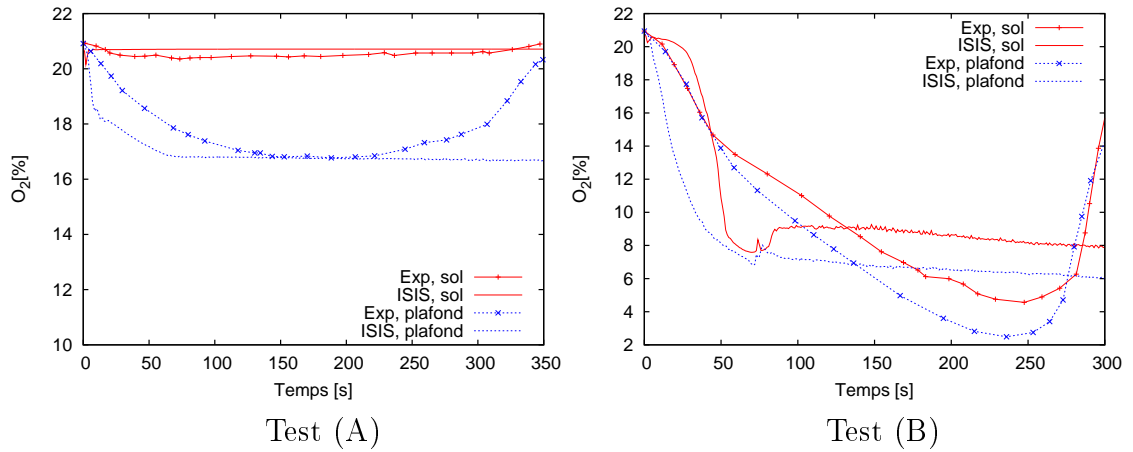


FIG. 3.12 – Comparaison entre les résultats expérimentaux d’Utiskul [15] et numériques obtenus en utilisant la formulation théorique. Variation de la concentration en oxygène.

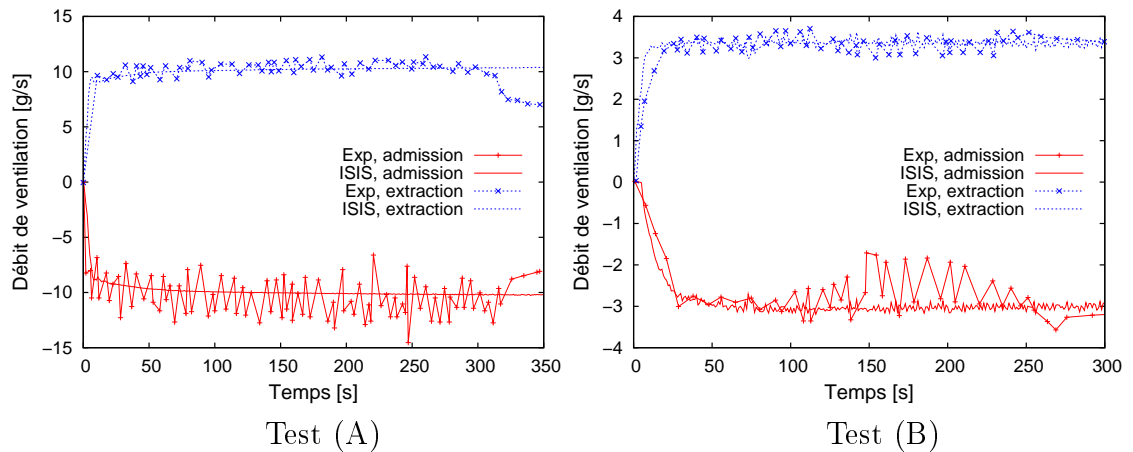


FIG. 3.13 – Comparaison entre les résultats expérimentaux d’Utiskul [15] et numériques obtenus en utilisant la formulation théorique. Variation du débit de ventilation.

### 3.4.2.3 Essais à échelle intermédiaire

Après avoir étudié la validité de l’approche théorique, proposée dans le chapitre précédent, avec les données expérimentales de Pretrel [1, 12, 13] et d’Utiskul [15], il est également nécessaire de la valider avec des essais à échelle intermédiaire, permettant ainsi d’assurer son efficacité. A cet effet, des essais expérimentaux sont

réalisés au sein de l'institut Pprime dans un caisson de dimension 2 m x 2 m x 2 m où les résultats obtenus sont comparés avec les simulations numériques. Le dispositif expérimental est décrit en détail dans le chapitre 4 ci-après.

### 3.5 Conclusion

Dans ce chapitre, il a été montré que le code ISIS est capable de prédire les principaux paramètres liés à l'évolution d'un feu dans un milieu confiné et sous-ventilé, notamment la concentration en oxygène, la pression et la température des gaz. En utilisant la corrélation de Peatross et Beyler [14], les résultats numériques ont montré un bon accord avec les données expérimentales des essais PRISME-Source où le code a permis de prédire la perte de masse de TPH durant la phase stationnaire du feu. De même, la concentration en oxygène au voisinage du foyer et la pression dans le local sont bien estimées par le code. La détermination de la température des gaz est toutefois moins précise. Les bons résultats obtenus à la fois en mode non-prédictif et prédictif montrent que cet outil est validé pour ce type de configuration. Il peut donc être utilisé avec suffisamment de confiance pour tester puis valider les différentes formulations analytiques développées durant cette thèse et destinées à prédire le débit massique du combustible.

Dans un second temps, la formulation analytique développée dans le chapitre précédent a été utilisée avec ISIS pour reproduire les résultats des essais PRISME-Source et PRISME-Leak. Un bon accord a été observé entre les résultats ce qui vérifie l'efficacité de l'approche théorique à prédire la perte de masse de combustible sous l'influence de la viciation d'air et du rayonnement externe. Le modèle a également permis d'estimer les variations temporelles des flux thermiques issus de la flamme et transmis à la surface de combustible. De plus, les simulations numériques ont montré que la formulation analytique est en bon accord avec les essais expérimentaux d'Utiskul [15] réalisés dans un compartiment à échelle réduite.

La corrélation empirique de Peatross et Beyler permet d'estimer correctement les données expérimentales dans certaines circonstances, comme il est montré pour le test D1 (cf. 3.4.1), mais par contre, elle peut uniquement être utilisée lorsque le flux thermique externe est négligeable (cf. 2.1.5). En revanche, la formulation analytique développée durant cette thèse peut être utilisée dans tous les cas de figure.

# Chapitre 4

## Etude expérimentale

Ce chapitre présente la participation à la définition et à la réalisation des essais expérimentaux au sein de l'institut PPRIME, mettant en jeu des feux d'heptane dans un local confiné et ventilé, à échelle réduite. Ces essais sont nécessaires pour palier au manque de la bibliographie et répondre aux questions encore en suspens. Dans un premier temps, le contexte de l'étude et les objectifs des essais sont présentés, puis les lois de similitude utilisées pour dimensionner la maquette à échelle réduite sont abordées. Ensuite, les phénomènes liés à un feu dans un local confiné sont étudiés ainsi qu'une méthode originale pour découpler les mesures des flux thermiques à la surface de combustible est décrite. Les résultats obtenus avec un foyer de diamètre variant entre 23 et 30 cm, en utilisant l'heptane, sont présentés. Enfin, les résultats expérimentaux seront utilisés pour valider les simulations avec le code ISIS ainsi que l'approche théorique développée au cours de cette thèse.

### 4.1 Essais expérimentaux à échelle réduite

#### 4.1.1 Contexte de l'étude

Une série d'essais expérimentaux pour des configurations d'incendie mettant en jeu un feu en milieu sous-ventilé, est réalisée. Les paramètres sensibles de l'étude sont, dans un premier temps, la surface du combustible et les niveaux de ventilation du local. Des feux de faibles débits calorifiques, suffisamment oxygénés, (cuve de 23 cm de diamètre) sont donc réalisés afin d'appréhender le comportement des différents paramètres d'études en fonction des conditions de ventilation appliquées. Des diamètres de cuve de 26 et 30 cm sont également utilisés, ainsi avec de telles tailles de cuve, le feu doit être suffisamment sous-ventilé. Ces essais sont réalisés avec les mêmes renouvellements horaires en similitude avec le programme PRISME-Source [1, 12].

## 4.1.2 Objectifs des essais expérimentaux

La validation du code ISIS à travers la modélisation physique et les méthodes numériques utilisées, requiert une comparaison de certaines grandeurs entre les résultats numériques donnés par le logiciel et l'expérience. Ces données expérimentales sont pour la plupart non accessibles dans la littérature et parmi les essais anciennement réalisés à l'IRSN. Ces données permettront de valider l'approche théorique développée au cours de cette thèse et la corrélation de Peatross et Beyler à échelle réduite, à travers la détermination des flux radiatifs et convectifs et de l'évolution de la concentration en oxygène. Ensuite, les principaux objectifs de cette campagne d'essais sont :

- comprendre et analyser l'influence de la viciation de l'air sur la puissance du feu (ou débit massique de combustible),
- déterminer l'influence de la ventilation et de la taille du bac sur le débit massique de combustible,
- produire des données permettant de tester le logiciel ISIS.

## 4.1.3 Etude en similitude

Le principal intérêt de ces essais est d'éviter les problèmes de répétitivité des essais qui coûtent chers sur une installation à échelle réelle. Une étude en similitude a été conduite par Lassus [22, 23] pour que les essais réalisés à échelle réduite soient représentatifs de ceux obtenus à grande échelle comme par exemple les essais d'IRSN qui sont obtenus dans le cadre d'un projet PRISME-SOURCE dans l'installation DIVA.

La modélisation en similitude est l'étude des phénomènes du feu sur une maquette à échelle réduite. Elle résulte de la conservation, maintenue entre échelle 1 et maquette, de certains nombres adimensionnels. Les lois permettant le respect des similitudes où des incendies sont impliqués peuvent être élaborées à partir des équations de conservation contrôlant ces systèmes. Les phénomènes physiques comparés au niveau de deux échelles et les nombres adimensionnés correspondants sont présentés dans ce tableau :

### 4.1.3.1 Essais à grande échelle

- dimension du local PRISME SOURCE : 120 m<sup>3</sup>,
- combustible adopté : dodécane,
- surfaces de bac : 0,2 et 0,4 m<sup>2</sup>,

TAB. 4.1 – Rapports adimensionnels

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

- admission d'air en partie haute et basse,
- renouvellement horaire d'air : 1,5 à 8,7

#### 4.1.3.2 Echelles similitudes

##### ► Similitude géométrique

L'échelle géométrique est représentée par  $kg = l_{caisson} / l_{reference}$ , où  $l_{caisson}$  et  $l_{reference}$  sont respectivement les longueurs du caisson et de l'installation prise en référence.

Le dispositif à échelle réduite utilisé dans ce travail, a été réalisé dans le cadre de la thèse de Lassus [22, 23] pour étudier le risque d'inflammation de gaz imbrûlés au cours d'un incendie dans un milieu confiné et ventilé. Il est la représentation d'un local confiné ventilé d'un volume de 120 m<sup>3</sup> dont la forme, dans un but de simplification, a été assimilée à un cube. En raison de contraintes liées à l'encombrement, un volume de 8 m<sup>3</sup> a été choisi pour la maquette, ce qui correspond à une échelle géométrique

$$kg = \frac{2}{4,93} \approx 0,405. \quad (4.1)$$

La largeur des gaines de ventilation des installations existantes étant comprise entre 0,4 et 1 m, celle du dispositif doit être comprise entre 0,17 et 0,43 m. Une largeur de 0,2 m a été adoptée.

##### ► Similitude cinématique

Dans cette étude, deux nombres adimensionnels sont mis en évidence : les nombres de Richardson et de Froude. On s'intéresse ici à connaître l'équivalence des vitesses des gaz au sein du caisson. En dehors du panache, les différences de masses volumiques sont peu importantes entre le caisson et l'installation réelle, ainsi la

conservation du nombre de Froude est suffisante :

$$Fr = \frac{u^2}{gL} \Rightarrow \overline{Fr} = 1 \Rightarrow \frac{\overline{u^2}}{L} = 1. \quad (4.2)$$

L'échelle cinématique  $k_c$  vaut :

$$k_c = \frac{u_{caisson}}{u_{reference}} = \overline{u} = \sqrt{\overline{L}} = \sqrt{k_g}, \quad (4.3)$$

donc  $k_c \approx 0,63$ .

De plus, le réglage du réseau de ventilation nécessite la connaissance du nombre des renouvellements horaires d'air (noté RH). Il faut donc tenir compte de l'échelle temporelle  $k_t = k_g/k_c = \sqrt{k_g} \approx 0,63$ . L'échelle des renouvellements horaires vaut alors :  $k_{RH} = 1/k_t \approx 1,572$ .

#### ► Similitude des puissances du feu

La puissance du feu dégagée au niveau du local est donnée par :

$$\dot{Q} = \rho u_{z0} c_p \Delta T S_{feu}. \quad (4.4)$$

Dans cette expression, la masse volumique  $\rho$ , la chaleur spécifique  $c_p$  ainsi que la différence de température  $\Delta T$ , sont conservées lors du passage de l'échelle réelle à celle réduite. L'échelle de puissance  $\overline{Q}$  est alors :

$$\overline{Q} = \overline{u} \overline{S} = k_c k_g^2 = k_g^{5/2}, \quad (4.5)$$

donc  $\overline{Q} \approx 0,104$ .

D'autre part, le nombre adimensionnel de Grashof n'est pas conservé entre les deux échelles. En effet, ce nombre permet de caractériser le transfert thermique dû au déplacement naturel d'un fluide, il est calculé comme suivant :

$$Gr = \frac{g \beta \Delta T L^3}{\gamma^2}. \quad (4.6)$$

La différence entre la température des gaz chauds dans le local et celle des parois vaut :  $\Delta T = 500 \text{ K} - 293 \text{ K} = 207 \text{ K}$ . Le coefficient de dilatation  $\beta$  peut être exprimé par le rapport  $1/T$  où  $T$  représente la température des gaz dans les conditions normales. La viscosité cinématique  $\gamma$  est égale à la viscosité dynamique  $\mu$  divisée par la masse volumique des gaz.

La pression dans le local étant constante :  $\rho = \rho_0 T_0/T = 1,204.293/500 = 0,657 \text{ kg/m}^3$ , avec  $(\rho_0, T_0)$  les propriétés de l'air dans des conditions normales  $\Rightarrow$



$$\gamma = \mu(T)/\rho = \mu(500 \text{ K})/\rho = 2,66.10^{-5}/0,657 = 4,05.10^{-5} \text{ m}^2/\text{s}.$$

$$\text{Ainsi, } \begin{aligned} Gr_{\text{caisson}} &= 9,81.(500 - 293).2^3/293.(4,05.10^{-5})^2 &= 3,38.10^{10} \\ Gr_{\text{PRISME}} &= 9,81.(500 - 293).4,93^3/293.(4,05.10^{-5})^2 &= 5,06.10^{11} \end{aligned}$$

Il en suit que ce nombre n'est pas maintenu entre les deux installations où  $Gr_{\text{reference}}/Gr_{\text{caisson}} \approx 15$ .

Le rapport des nombres de Reynolds entre les deux échelles donne également :  $Re_{\text{caisson}}/Re_{\text{reference}} = kg^{3/2} = 0,26$ . On constate que ce nombre n'est pas conservé, néanmoins, il reste suffisamment grand et le régime d'écoulement reste turbulent.

## 4.1.4 Description du dispositif expérimental

### 4.1.4.1 Caisson

Le dispositif expérimental comporte un caisson cubique d'un volume intérieur de  $8 \text{ m}^3$  (figure 4.1). Les murs sont construits en Siporex, un béton cellulaire incombustible de 200 mm d'épaisseur qui fournit une isolation naturelle, ayant une conductivité thermique de  $\lambda=0,12 \text{ W.m}^{-1}.\text{K}^{-1}$ , une capacité calorifique massique de  $c_p=1 \text{ kJ.kg}^{-1}.\text{K}^{-1}$  et une masse volumique de  $\rho=400 \text{ kg.m}^{-3}$ . Une couche isolante est fixée sur les murs, constituée de Promatect H, un silicate de calcium à base de Promaxon de 35 mm d'épaisseur ayant une conductivité thermique de  $\lambda=0,175 \text{ W.m}^{-1}.\text{K}^{-1}$  à  $20 \text{ }^\circ\text{C}$ , une capacité calorifique massique de  $c_p=0,92 \text{ kJ.kg}^{-1}.\text{K}^{-1}$  et une masse volumique de  $\rho=870 \text{ kg.m}^{-3}$ . Le plafond est constitué de deux couches superposées de Promatect H. Le caisson est équipé d'une porte isolée thermiquement, de dimensions  $1,9 \times 0,9 \text{ m}^2$  située en paroi Est au niveau du sous-sol (en direction y) pour l'accès du personnel. Une partie vitrée (de dimension  $0,16 \text{ m} \times 0,16 \text{ m}$ ) caractérisée par une faible dilatation thermique et une bonne résistance aux chocs thermiques, est localisée du côté nord du caisson, permettant la visualisation de l'évolution du feu en utilisant une caméra numérique placée à l'extérieur.

### 4.1.4.2 Cuves et combustible étudié

Durant ce travail, nous avons choisi de travailler avec l'heptane comme combustible pour un certain nombre de raisons :

- il a une température de transition liquide-vapeur bien définie ( $98 \text{ }^\circ\text{C}$ ),
- il est largement utilisé dans les études d'incendie,
- il est très propice aux mesures de flux de chaleur rayonnés en surface ou en profondeur dans le combustible et donc à l'évaluation des bilans énergétiques.

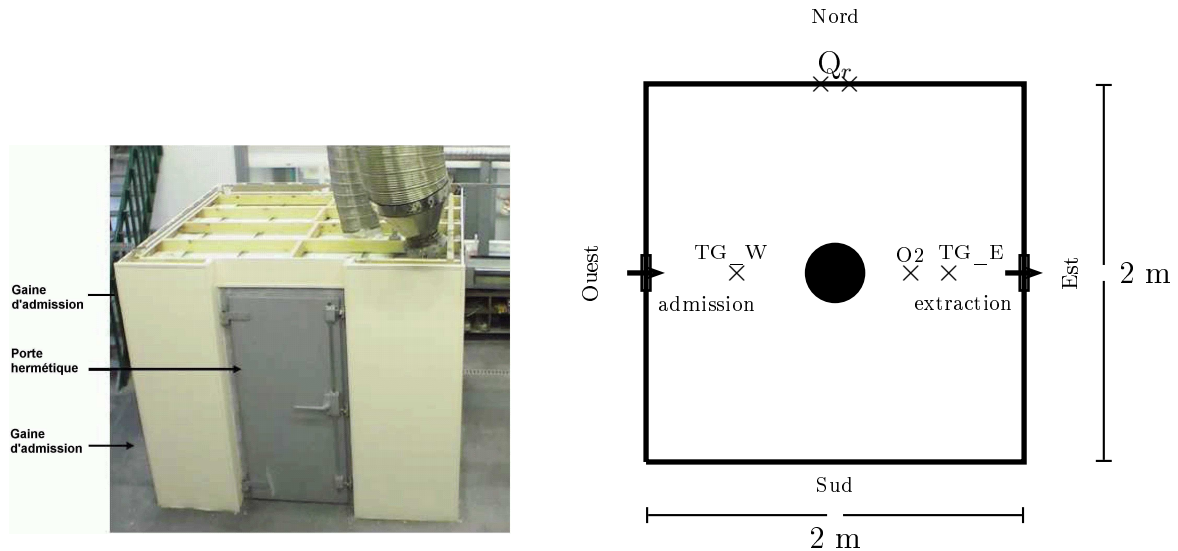


FIG. 4.1 – Schéma du caisson à échelle réduite au sein de l’institut PPRIME

Le bac de combustible est en acier inoxydable avec une profondeur de 10 cm et un diamètre variant entre 23 cm et 30 cm. Dans un premier temps, de l’eau est versée jusqu’à l’immersion totale des fluxmètres. Ensuite, de l’heptane est versé jusqu’à 1 mm en dessous du bord de la cuve. Afin d’éviter des effets de bord de la cuve lors des essais (accessibilité de l’air dans la zone de combustion), la quantité de combustible adoptée est déterminée en fonction de la taille de la cuve selon le rapport  $h/D = 11,5 \%$  où  $h$  représente la hauteur de combustible dans la cuve et  $D$  le diamètre de celle-ci. Notons que cette procédure ne peut pas être adoptée dans le cas de certains combustibles, comme par exemple le dodécane ( $T(\text{ébullition})=216 \text{ }^\circ\text{C}$  d’où possibilité de phénomène de boilover [62, 63]). L’ensemble des matériaux (cuve + peson) est placé au centre du local, sur un châssis métallique de 25 cm de haut. Le fond de cuve se trouve à 38 cm du sol. Une torche de propane permet d’enflammer le combustible. Les caractéristiques de combustible adopté sont décrites dans le tableau (4.2).

TAB. 4.2 – Propriétés physiques de combustible

Propriétés	Heptane
Chaleur de combustion [kJ/kg]	44600
Chaleur de vaporisation [kJ/kg]	320
Chaleur spécifique [J/kg/K]	2,24
Coefficient de conduction thermique [W/m/K]	0,13
Masse volumique [kg/m <sup>3</sup> ]	684
Température d’ébullition [°C]	98

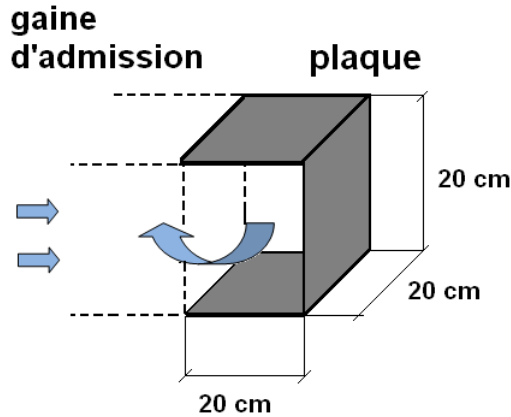


FIG. 4.2 – Plaque métallique positionnée en face de la gaine d'admission d'air.

#### 4.1.4.3 Système de ventilation

Le caisson à étudier est pourvu d'un réseau de ventilation externe constitué d'une gaine d'admission et d'un circuit d'extraction. Toutes les gaines sont en acier galvanisé et ont une section carrée de 0.2 m de côté. Les faces latérales du réseau d'extraction sont vitrées et le verre utilisé est un verre vitrocéramique transparent NEOCERAM, de 4 mm d'épaisseur, possédant une conductivité thermique de  $\lambda=1,7 \text{ W}\cdot\text{m}^{-1}\cdot\text{K}^{-1}$  et une capacité calorifique massique de  $0,8 \text{ kJ}\cdot\text{kg}^{-1}\cdot\text{K}^{-1}$ .

La gaine d'extraction des gaz est positionnée dans la partie supérieure du local à 1,7 m du sol. L'admission d'air est réalisée soit dans la partie supérieure du local à 1,7 m du sol (en face de l'extraction), ou inférieure à 30 cm du sol. L'extraction des gaz est réalisée en utilisant un moteur en aval de la gaine d'extraction alors que l'admission d'air est réalisée grâce à la différence de pression dans le local. Les renouvellements horaires d'air (RH) dans le local varient entre 1 et 5, conduisant à des débits de ventilation entre 8 et  $40 \text{ m}^3/\text{h}$ . Des clapets de dosage rectangulaire LDT-T-200 sont placés dans les gaines d'admission afin de pouvoir régler les débits d'air entrant dans le caisson. Afin d'éviter l'inclinaison de la flamme lorsque l'air est admis dans la partie inférieure du local (voir [22, 23]), une plaque métallique, qui sert d'obstacle, a été positionnée en face de la gaine d'admission comme il est montré sur la figure (4.2).

#### 4.1.4.4 Instrumentation de ce dispositif

Le dispositif expérimental comporte plusieurs capteurs et sondes de prélèvement qui sont répartis dans le domaine considéré pour mesurer certaines grandeurs physiques (cf. figure 4.3). Le choix d'implantation de l'instrumentation est défini en

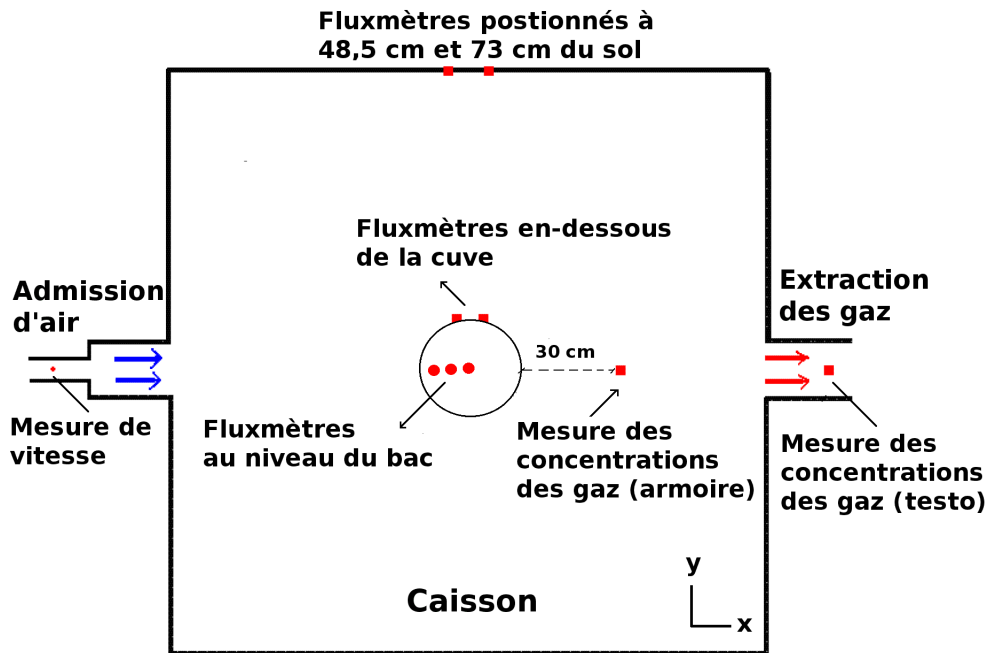


FIG. 4.3 – Schéma du réseau de ventilation et des points de mesure (vue de dessus)

fonction des phénomènes à étudier :

- Débit massique du combustible

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

- Concentration des gaz

Les concentrations en oxygène au niveau du local sont mesurées à l'aide d'un analyseur COSMA. Une sonde de prélèvement est positionnée à une distance de 30 cm par rapport au bord de la cuve du côté nord du caisson et à la même hauteur que la surface de combustible. Les concentrations des gaz sont également mesurées dans la gaine d'extraction à la sortie du caisson à l'aide d'une sonde de prélèvements reliée à un analyseur type Testo 350. Le débit massique d'oxygène consommé par le foyer peut ainsi être estimé, ce qui contribue à la détermination de la puissance calorifique dégagée par le foyer.

## ○ Flux thermiques

La mesure des flux radiatifs rayonnés à la surface de combustible, en-dessous du bac et reçus par les parois du local, est effectuée grâce à des capteurs MEDTHERM permettant de fournir des valeurs dans l'intervalle  $0\text{-}2 \text{ W}\cdot\text{cm}^{-2}$ . Ces fluxmètres sont équipés chacun d'un système de refroidissement à circulation d'eau et d'une fenêtre en fluorure de calcium qui permet de faire abstraction de la composante conductive et convective. La fenêtre utilisée offre une gamme de transmission spectrale comprise entre  $0,3 \mu\text{m}$  et  $11,5 \mu\text{m}$  (la gamme spectrale d'une flamme lumineuse est comprise entre  $0,5 \mu\text{m}$  et  $5 \mu\text{m}$ ). L'angle de vue de ces fluxmètres est  $150^\circ$  et l'incertitude des mesures est de 3%. Au niveau du bac d'heptane, trois fluxmètres positionnés à 0, 1/3 et 2/3 du rayon de la cuve, sont orientés horizontalement et sont plongés dans l'eau comme il est montré dans la figure (4.4). De plus, les valeurs mesurées sont corrigées pour tenir compte de l'influence du bord de la cuve qui masque partiellement le champ de vision des fluxmètres. Le détail du calcul de la correction est donné en Annexe C.

Ainsi, le flux radiatif moyen reçu à la surface de combustible est obtenu à partir de l'intégration des flux radiatifs extrapolés à la surface, le long du rayon de la cuve :

$$\dot{q}_{s,r}'' = 8/D^2 \int_0^{D/2} \dot{q}_{s,r}''(r) r dr, \quad (4.7)$$

avec  $\dot{q}_{s,r}''(r)$  est égal au flux radiatif mesuré à l'intérieur du bac  $\dot{q}_{\text{mes}}''(r)$  (corrigé comme il est montré en Annexe C) divisé par un coefficient d'atténuation  $C$  qui prend en compte l'absorption du rayonnement par l'eau et l'heptane au-dessus de

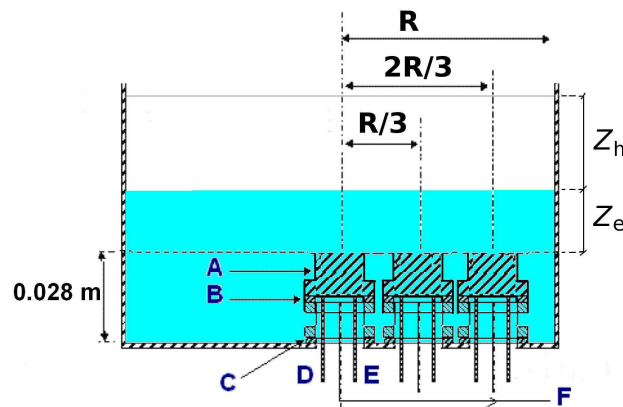


FIG. 4.4 – Schéma de la cuve pour les mesures de flux rayonnés à la surface de combustible

la fenêtre du fluxmètre :

$$\begin{aligned} \dot{q}_{s,r}''(r) &= \dot{q}_{mes}''(r)/C \\ \dot{q}_{s,r}''(r) &= \dot{q}_{mes}''(r)/(e^{-\mu_h z_h} e^{-\mu_e z_e}). \end{aligned} \tag{4.8}$$

$\mu$  et  $z$  représentent respectivement le coefficient d'absorption et la profondeur pour les couches d'eau (indice e) et d'heptane (indice h). Les valeurs adoptées pour  $\mu_e$  et  $\mu_h$  sont respectivement 59 et 80 m<sup>-1</sup>, selon [60, 64, 65].

D'autre part, quatre fluxmètres sont installés sur la paroi côté nord du local afin de mesurer les flux rayonnés reçus par les parois du caisson provenant de la flamme et des flux externes issus des gaz chauds et ceux réfléchis par les parois. Ainsi, deux fluxmètres sont positionnés à une hauteur de 48,5 cm et deux autres à une hauteur de 73 cm. Les fluxmètres gauches et droits sont distants de 15 cm soit 7,5 cm par rapport à l'axe formé par la cuve. La différence entre les flux radiatifs mesurés en bas et en haut va déterminer l'effet de l'atténuation du rayonnement par les fumées lors du remplissage du caisson par celles-ci.

Un fluxmètre est installé en-dessous de la cuve, dirigé vers le mur permettant ainsi de déterminer uniquement le flux rayonné issu des gaz chauds et réfléchi par les parois. Cette mesure va contribuer à la détermination du flux rayonné externe reçu à la surface du combustible. Le flux thermique total constitué par les composantes convective et radiative est également mesuré en-dessous de la cuve. En effet, un fluxmètre sans fenêtre, est positionné juste à proximité de celui décrit précédemment et dirigé vers le mur.

#### ○ Température des gaz

La mesure de la température dans le local (figure 4.5) est réalisée à l'aide de thermocouples de type K (chromel-alumel) de 0.5 mm de diamètre avec une incertitude de  $\pm 1,5^\circ \text{C}$ . Au centre du local, 13 thermocouples sont repartis sur un axe vertical où le premier thermocouple est positionné à 55 cm au dessus du sol (espacement de 5 cm au niveau de la flamme ce qui permet de déterminer la température à l'intérieur de celle-ci). La température de combustible est également mesurée en utilisant deux thermocouples de type K, positionnés respectivement à 2 cm et 3 cm au dessus du bord supérieur du bac. En fait, l'objectif de cette mesure est d'estimer la vitesse de pénétration de la chaleur dans le combustible plutôt que d'analyser l'évolution temporaire de la température dans la phase liquide.

Deux axes verticaux sont choisis à 45 cm des parois gauche (côté ouest) et droite (côté est) respectivement, sur lesquelles 10 thermocouples espacés de 20 cm sont repartis; le premier thermocouple est positionné à 10 cm au dessus du sol (voir figure 4.5).

Afin de déterminer le flux conductif à travers les parois, deux thermocouples sont positionnés respectivement sur la paroi intérieure et à une profondeur de 1 cm

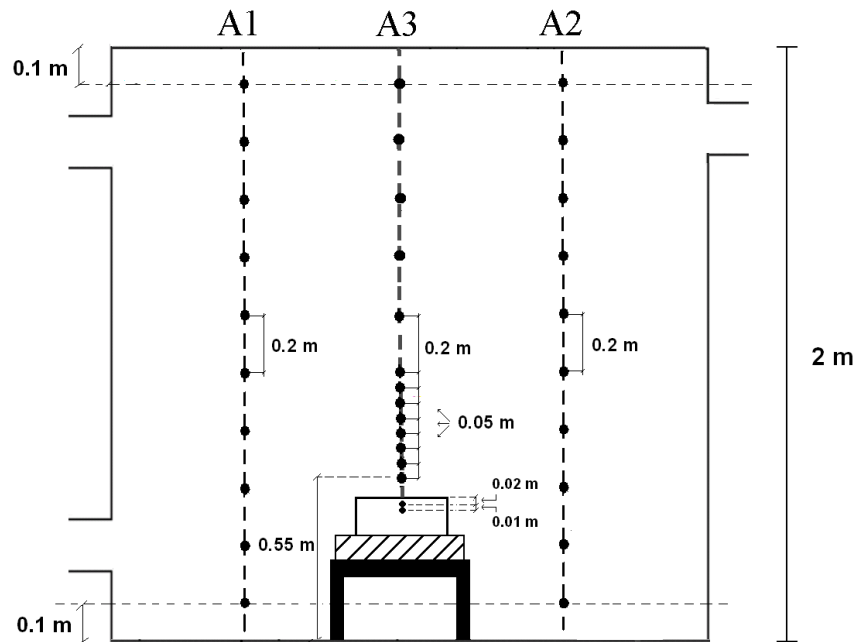


FIG. 4.5 – Position des thermocouples au sein du dispositif expérimental (vue de face)

dans le mur, à une hauteur de 48,5 cm du côté nord du caisson et à 7,5 cm de l'axe central (près d'un fluxmètre).

- Mesure des vitesses à l'admission d'air et à l'extraction des gaz

Il est essentiel de pouvoir mesurer précisément la vitesse d'entrée d'air et de sortie de gaz dans le local. Ces vitesses permettent de régler un des paramètres d'études qui est le nombre des renouvellements horaires d'air dans le local, avant le départ du feu. De plus, elles permettront la détermination de la consommation en oxygène par le feu au cours des essais en appliquant une loi de conservation d'oxygène. Les vitesses d'entrée d'air et d'extraction des gaz dans les gaines d'admission et d'extraction respectivement sont mesurées à l'aide d'un tube de Pitot à l'intérieur de deux tubes cylindriques de 8 cm de diamètre chacun, connectés aux gaines. Ce rétrécissement des sections des gaines permet d'améliorer la précision des mesures en accélérant la vitesse d'écoulement au point de mesure.

## 4.2 Etudes des phénomènes liés à un feu dans un local confiné

Dans un premier temps, les essais réalisés avec une cuve d'heptane de 23 cm de diamètre sont utilisés pour étudier les phénomènes liés à un feu dans un local confiné. De plus, ces essais vont servir à étudier la validité de la corrélation empirique de Petross et Beyler [14] à échelle réduite.

### 4.2.1 Reproductibilité des essais

Les résultats, présentés sur les figures (4.6) et (4.7), montrent les variations temporelles de la puissance calorifique et des températures des gaz dans le local. Aux vues de ces premiers résultats la reproductibilité du scénario est jugée très satisfaisante.

#### 4.2.1.1 Reproductibilité du débit calorifique

Pour la plupart des cas, les essais réalisés ont permis de vérifier la reproductibilité du débit calorifique dégagé par le foyer. La figure (4.6) présente le cas d'un foyer d'heptane de 23 cm de diamètre, à 2,6 renouvellements horaires d'air, où l'admission d'air est réalisée dans la partie supérieure du local. Ainsi, la comparaison des résultats nous permet de constater une bonne reproductibilité du débit calorifique. Pour ce type de combustible, la variation du débit calorifique présente une brusque montée à l'allumage ce qui est due aux vapeurs d'heptane initialement présentes

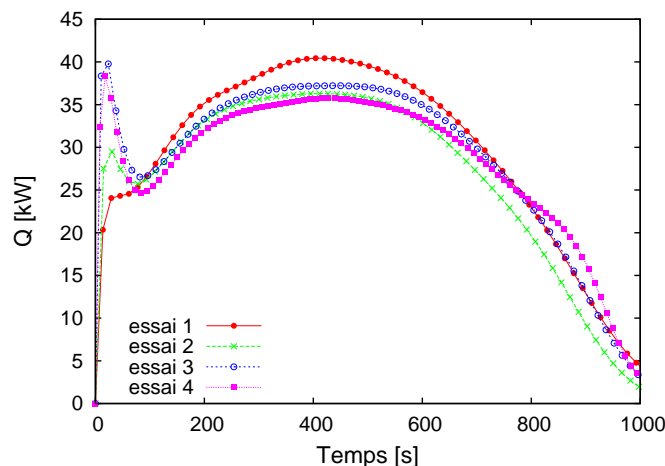


FIG. 4.6 – Reproductibilité du débit calorifique d'un feu d'une cuve d'heptane de 23 cm de diamètre, à 2,6 renouvellements horaires d'air



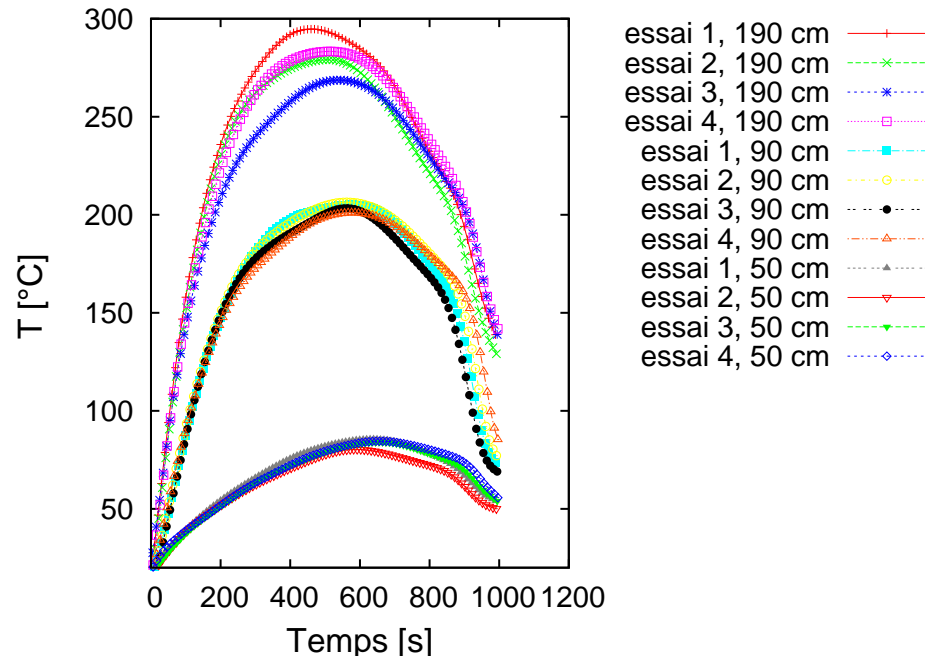


FIG. 4.7 – Reproductibilité des températures dans le local, au niveau de l’axe vertical gauche (A1), d’un feu d’une cuve d’heptane de 23 cm de diamètre, à 2,6 renouvellements horaires d’air

au voisinage du foyer. Ce phénomène n’est pas observé avec d’autres combustibles qui sont moins volatils que l’heptane (comme par exemple le dodécane).

#### 4.2.1.2 Reproductibilité des températures dans le local

Une excellente reproductibilité de la température des gaz est également obtenue. En effet, la température des gaz dans le local et le débit calorifique du foyer présentent logiquement des évolutions similaires. La variation de la température pour trois hauteurs différentes choisies sur l’axe vertical gauche (A1), est présentée sur la figure (4.7) pour le cas d’une cuve d’heptane de 23 cm de diamètre à 2,6 renouvellements horaires d’air. La comparaison des résultats permet ainsi de vérifier la reproductibilité de la température.

#### 4.2.2 Stratification thermique au sein du local

Afin de pouvoir quantifier les flux radiatifs issus des gaz chauds et soumis à la surface de combustible, il est nécessaire de s’assurer de la symétrie horizontale

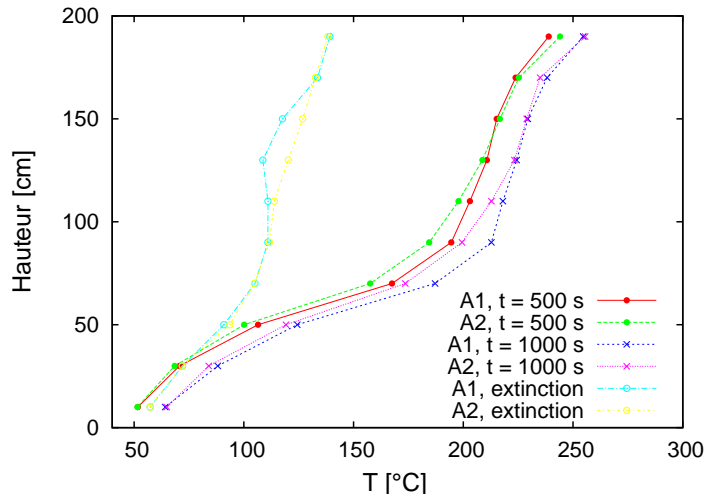


FIG. 4.8 – Niveaux de température le long des axes verticaux, d’un feu d’une cuve d’heptane de 23 cm de diamètre, à 2,6 renouvellements horaires d’air, admission d’air dans la partie supérieure du local

des températures au sein du local. A cet effet, les évolutions spatiales des températures mesurées le long des axes verticaux, gauche et droite (A1 et A2), sont présentées sur la figure (4.8). Celle-ci montre que les thermocouples positionnés à une même hauteur mesurent des valeurs similaires et la stratification horizontale en température est assurée. Afin d’étudier l’influence de la position de l’entrée d’air sur l’évolution de la température dans le local, le cas d’un feu avec une admission d’air dans la partie inférieure du local est également considéré (figure 4.9). De même, les niveaux de températures mesurées sur les deux axes verticaux sont similaires, et l’hypothèse de la symétrie horizontale des températures dans le local est validée à nouveau. Concernant la répartition verticale de la température dans le local, les figures (4.8) et (4.9) indiquent que celle-ci évolue progressivement à partir d’une valeur minimale, mesurée près du sol, pour atteindre une valeur maximale à proximité du plafond. La variation de température présente ainsi un gradient en fonction de la hauteur et l’hypothèse de l’existence de deux zones dans le local [43], froide et chaude, n’est pas justifiée dans ce cas.

### 4.2.3 Phénomène d’atténuation du rayonnement de la flamme

Lors d’un incendie, la présence des fumées dans le local provoque l’atténuation du rayonnement transmis par la flamme vers l’environnement. Au cours de ces essais expérimentaux, le flux radiatif reçu par les parois du local est mesuré en

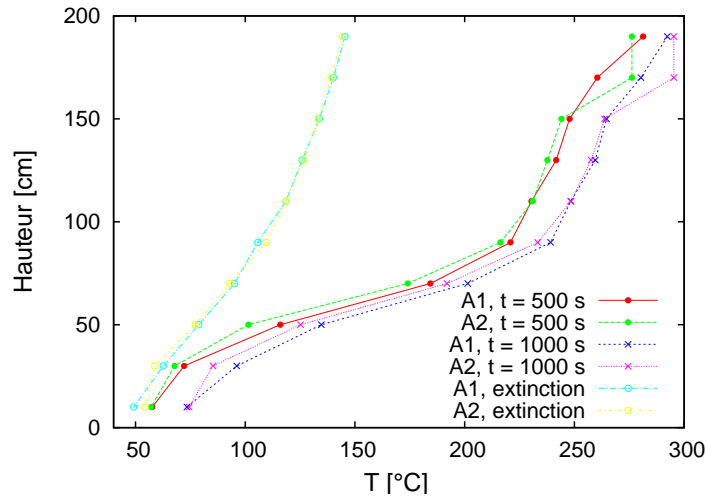


FIG. 4.9 – Niveaux de température le long des axes verticaux, d'un feu d'une cuve d'heptane de 23 cm de diamètre, à 2,6 renouvellements horaires d'air, admission d'air dans la partie inférieure du local

utilisant quatre fluxmètres positionnés sur la paroi côté fenêtre (cf. 4.1.4.4). La valeur mesurée n'est autre que la somme des flux radiatifs issus de la flamme et des gaz chauds dans le local. Les résultats sur la figure (4.10 a) illustrent que le flux radiatif reçu par les parois diminue considérablement après 220 s, le temps pendant lequel les fumées remplissent le local. On constate donc que l'atténuation du rayonnement de la flamme par les fumées est plus importante que la contribution radiative des fumées elles-mêmes. La configuration adoptée pour la ventilation dans le local peut également avoir une influence sur la répartition des produits gazeux et sur le phénomène d'atténuation du rayonnement de la flamme. Lorsque l'air est admis dans la partie inférieure du local, ce phénomène n'est pas observé à une hauteur de 48,5 cm, comme il est montré sur la figure (4.10 b). Compte tenu de ces résultats, on peut déduire que lorsque l'admission d'air est réalisée dans la partie supérieure, les fumées remplissaient tout le local ainsi, le rayonnement de la flamme est absorbé. En effet, l'air froid admis par l'entrée supérieure descend par gravité et les gaz chauds montent, entraînant une bonne homogénéité et moins de stratification dans le local par rapport au cas où l'admission d'air est réalisée dans la partie inférieure.

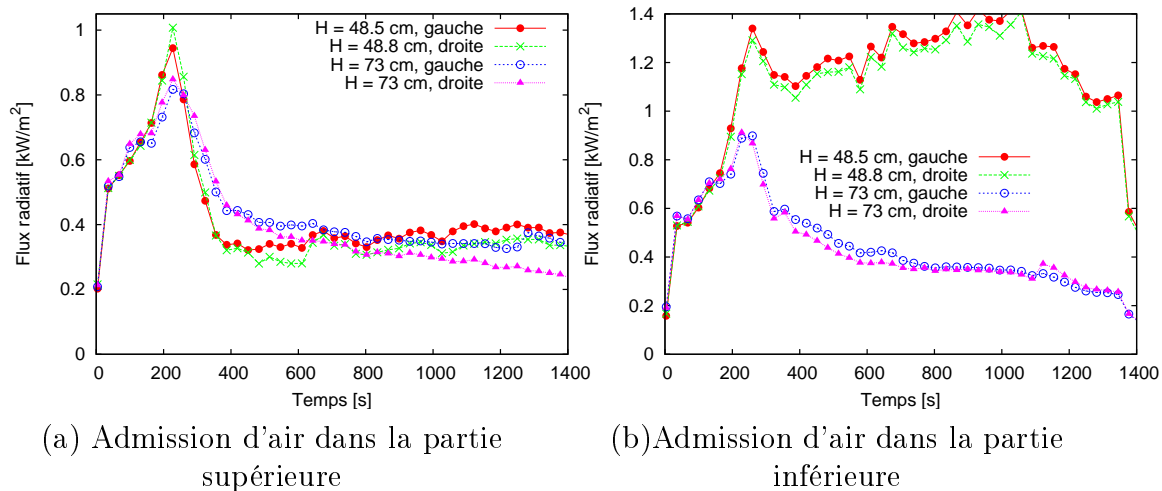


FIG. 4.10 – Mesure du flux radiatif reçu par les parois du local, d’un feu d’une cuve d’heptane de 23 cm de diamètre, à 2,6 renouvellements horaires d’air

#### 4.2.4 Validation de l’approche empirique de Peatross et Beyler

La corrélation empirique de Peatross et Beyler [14] est définie précédemment pour déterminer le débit massique de combustible en fonction de la concentration en oxygène au voisinage du foyer. Il a été montré que cette corrélation est en bon accord avec les essais PRISME [1, 12, 13], réalisés à échelle réelle, lorsque l’effet thermique externe est négligeable. Pour les essais PRISME-Source [1, 12], les dimensions importantes du compartiment permettent de négliger le rayonnement externe et les dimensions importantes du bac utilisé ( $d > 50$  cm) impliquent une production plus importante de suie dans la flamme, ce qui empêche le passage du rayonnement externe. En effet, le phénomène de formation de suies dans la flamme est liée à la nature de combustible utilisé. Les hydrocarbures dont la chaîne carbonée est suffisamment longue, conduisent à une production importante de suies dans la flamme. D’autre part, cette corrélation empirique n’a pas permis de reproduire les résultats du test PRS-LK2 (programme PRISME-Leak [13]) puisque l’influence du rayonnement externe était significative.

La figure (4.11) montre une comparaison entre la corrélation de Peatross et Beyler et le débit massique de combustible d’un feu d’une cuve d’heptane de 23 cm de diamètre, à 2,6 renouvellements horaires d’air. L’admission d’air est réalisée soit dans la partie supérieure soit dans la partie inférieure du local. Ainsi, quelle que soit la position de l’admission d’air, cette corrélation sous-estime le débit massique expérimental. D’autre part, lorsque l’essai est réalisé avec un seul renouvellement

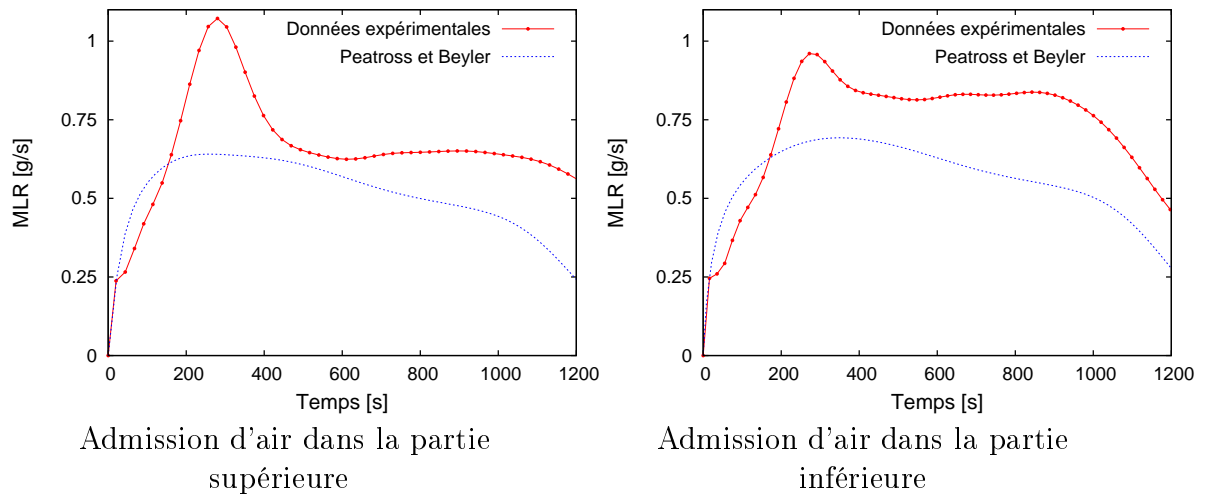


FIG. 4.11 – Evolution du débit massique d’un feu d’une cuve d’heptane de 23 cm de diamètre, à 2,6 renouvellements horaires d’air

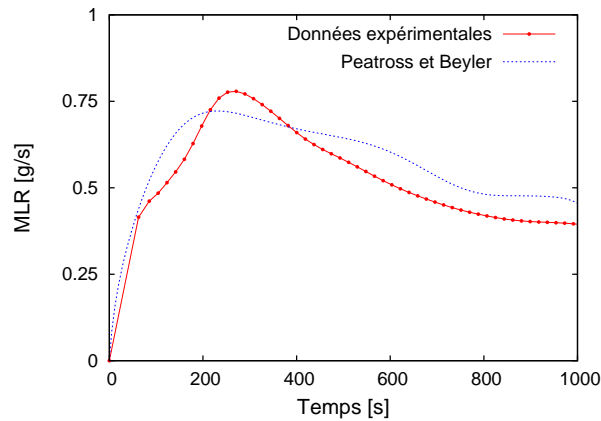


FIG. 4.12 – Evolution du débit massique d’un feu d’une cuve d’heptane de 23 cm de diamètre, à 1 renouvellement horaire d’air, admission d’air dans la partie supérieure du local

horaire d’air, la comparaison entre le débit massique expérimental et la corrélation empirique révèle un bon accord (figure 4.12). En effet, avec un tel renouvellement horaire d’air, la flamme est moins puissante et les niveaux de température dans le local ne sont pas assez élevés. Ainsi, le flux radiatif issu des gaz chauds est moins important, ce qui se traduit par un effet prépondérant du flux thermique de la flamme par rapport au rayonnement externe.

### 4.2.5 Conclusion

L'ensemble des résultats expérimentaux obtenus avec des feux d'une cuve d'heptane de 23 cm de diamètre a révélé une bonne reproductibilité du débit calorifique dégagé par le foyer et de la température des gaz dans le local. La symétrie horizontale de la température au sein du local est vérifiée et il est montré que la variation de celle-ci en fonction de la hauteur présente un gradient. Ceci est en désaccord avec l'hypothèse de l'existence de deux zones dans le local, une zone inférieure (froide) au voisinage du sol et une zone supérieure formée par les gaz chauds. De plus, le phénomène de l'atténuation du rayonnement de la flamme par les fumées dans le local est étudié. Ce phénomène dépend de la configuration adoptée pour la ventilation du local ; lorsque l'air est admis dans la partie inférieure, l'atténuation du rayonnement de la flamme est observée uniquement dans la zone supérieure du local alors qu'elle est observée dans tout le local lorsque l'admission d'air est réalisée dans la partie supérieure. La détermination du débit massique de combustible à l'aide de la corrélation de Peatross et Beyler [14] est en mauvais accord avec les données expérimentales, comme il est montré pour le cas d'un feu d'heptane de 23 cm de diamètre, à 2,6 renouvellements horaires d'air. Il est aussi déduit que la position de l'admission d'air n'a aucune influence sur la validité de cette corrélation empirique. D'autre part, lorsque l'essai est réalisé à un seul renouvellement horaire d'air (cas d'un feu moins puissant), la comparaison des résultats révèle un accord satisfaisant. D'une manière générale, la corrélation de Peatross et Beyler n'est pas validée à moins que l'effet thermique externe ne soit pas significatif.

## 4.3 Détermination des flux thermiques à la surface de la nappe

Cette partie présente une méthode originale pour découpler les mesures des flux thermiques reçus à la surface de l'heptane. Beaulieu et Dembsey [32] ont adopté deux méthodes pour la mesure des composantes radiative et convective du flux total de la flamme à la surface du PMMA. La première méthode consiste à placer un fluxmètre spécifique à la surface de combustible, permettant de mesurer les flux thermiques total et radiatif issus de la flamme, où le flux convectif est égale à la différence entre eux. La seconde méthode consiste en deux étapes : le flux total de la flamme a été mesuré à la surface de combustible, puis le fluxmètre a été déplacé de 0,64 cm en dessous de la surface afin de mesurer la composante radiative. Pour le cas d'un feu d'heptane en atmosphère libre, Richard et Garo [16, 60, 61] ont mesuré le flux radiatif de la flamme en utilisant la même méthode de mesure adoptée dans cette étude (cf. 4.1.4.4). Le flux radiatif reçu à la surface est obtenu par l'extrapolation des valeurs mesurées en trois positions radiales.

### 4.3.1 Description de la méthodologie

La chaleur générée par la flamme développée à la surface de la nappe permet la vaporisation de combustible. En effet, la somme des flux thermiques issus de la flamme et du rayonnement externe amène à la détermination de la vitesse de combustion de combustible. Dans le bac d'heptane, des fluxmètres sont positionnés en trois positions radiales sous l'interface eau-heptane, permettant ainsi de mesurer le flux radiatif net reçu à la surface d'heptane (figure 4.13). Ainsi, le flux convectif de la flamme est obtenu comme suit :

$$\dot{q}_{f,c}'' = \dot{q}_{total}'' - \dot{q}_{s,r}'' \quad (4.9)$$

$$\dot{q}_{total}'' = \dot{m}_F'' L_v + \sigma(T_s^4 - T_\infty^4), \quad (4.10)$$

où  $\dot{q}_{total}''$  est le flux thermique total reçu à la surface de combustible.

Le terme  $\dot{q}_{s,r}''$  représente le flux radiatif reçu à la surface d'heptane.

Pour un feu dans un local confiné, le flux radiatif reçu à la surface de la nappe est la somme du flux radiatif de la flamme et du flux thermique externe. Pour déterminer ces termes, une méthode originale est présentée dans cette partie, qui prend en compte le flux radiatif externe mesuré en-dessous de la cuve (cf. 4.1.4.4). Une telle mesure ne prend pas en compte l'effet radiatif de la flamme car le fluxmètre considéré est positionné de telle manière que son angle de vue est situé en dehors de la zone lumineuse de la flamme (figure 4.13). Toutefois, cette mesure ne peut pas être directement liée au rayonnement externe reçu à la surface de combustible car le fluxmètre installé en-dessous de la cuve va fournir la mesure d'une proportion du rayonnement externe issu des gaz chauds et réfléchi par les parois. En effet, le flux

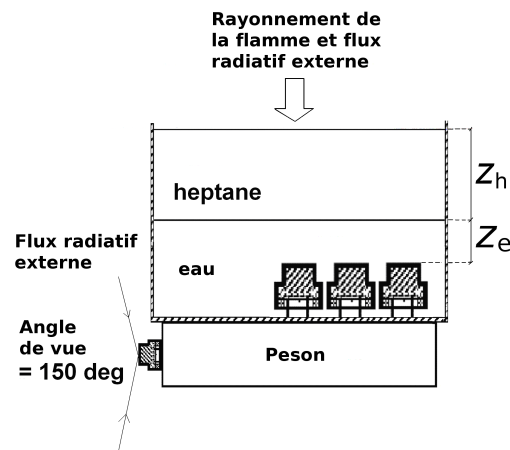


FIG. 4.13 – Bilan thermique radiatif à la surface de l'heptane

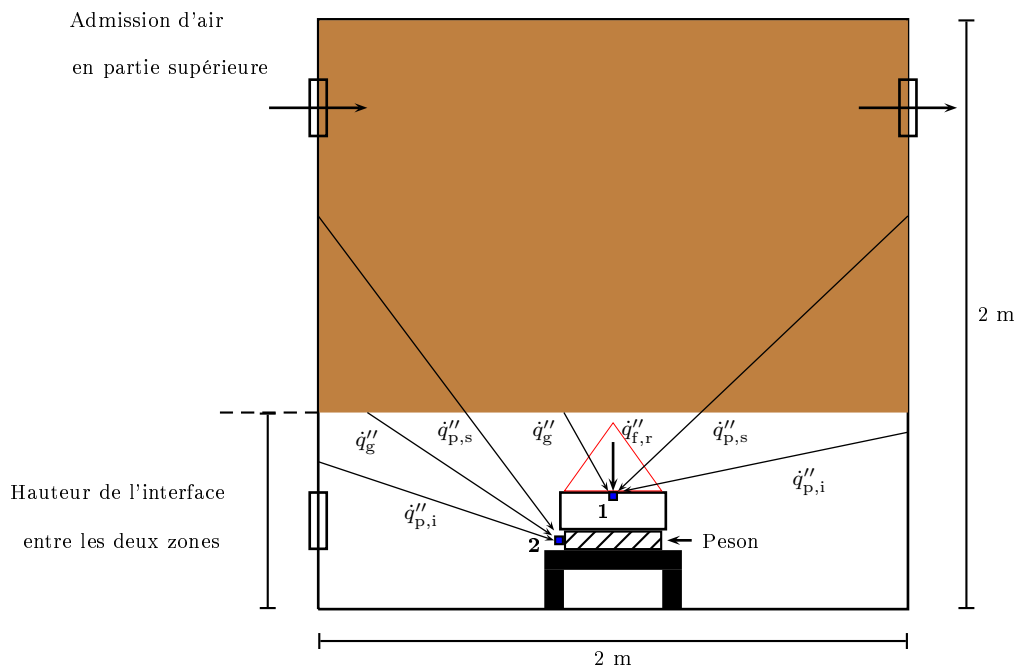


FIG. 4.14 – Répartition des flux radiatifs à l'intérieur du local à échelle réduite.

radiatif mesuré prend en compte un facteur de vue ( $F_{i-j}$ ) qui dépend de la hauteur de l'interface séparant les deux zones dans le local, une zone chaude (supérieure) contenant les produits de combustion et la suie et une zone froide au voisinage du sol contenant l'air frais. Autrement dit, le fluxmètre positionné en-dessous de la cuve ne permet pas de déterminer le flux radiatif à la surface de combustible à moins que les effets de l'orientation soient considérés. Par conséquent, cette partie présente une approximation valable pour l'étude d'un feu, permettant la détermination des composantes du flux radiatif reçu à la surface de combustible indépendamment du facteur de vue ( $F_{i-j}$ ) ou de la hauteur de l'interface entre la couche de fumée et l'air ambiant dans le local.

Sur la figure (4.14), on décrit le comportement des flux radiatifs dans le local, reçus à la surface de combustible et par le fluxmètre installé en-dessous de la cuve. Le flux radiatif reçu à la surface de combustible (position 1) est déterminé à partir de la mesure comme il est montré dans la partie (4.1.4.4). Il est égal à la somme du rayonnement issu de la flamme  $\dot{q}''_{f,r}$  et des flux radiatifs transmis par les gaz chauds, émis et réfléchis par les parois. Deux indices «s» et «i» sont ainsi utilisés pour séparer le flux radiatif réfléchi par les parois en deux composantes :  $\dot{q}''_{p,s}$  et  $\dot{q}''_{p,i}$ , représentant les flux radiatifs transmis par les parois situées dans la zone



supérieure et inférieure respectivement :

$$\text{Position (1) : } \quad \dot{q}_{s,r}'' = \dot{q}_{f,r}'' + \dot{q}_{e,r}'' = \dot{q}_{f,r}'' + \dot{q}_g'' + \dot{q}_{p,s}'' + \dot{q}_{p,i}''. \quad (4.11)$$

Selon Utiskul [17], les flux radiatifs issus des gaz chauds et réfléchis par les parois sont exprimés comme suivant :

$$\dot{q}_g'' = \sigma \varepsilon_g (1 - \varepsilon_f) F_{1-g} T_g^4, \quad (4.12)$$

$$\dot{q}_{p,s}'' = \sigma \varepsilon_{p,s} (1 - \varepsilon_g) (1 - \varepsilon_f) F_{1-p,s} T_{p,s}^4 \quad (4.13)$$

et

$$\dot{q}_{p,i}'' = \sigma \varepsilon_{p,i} (1 - \varepsilon_f) F_{1-p,i} T_{p,i}^4, \quad (4.14)$$

avec  $T_g$  et  $T_p$  représentant respectivement la température des gaz chauds et de la paroi,  $\sigma$  est la constante de Stefan-Boltzmann et  $\varepsilon$  est l'émissivité. Le terme  $F_{i,j}$  représente le facteur de vue, utilisé pour prendre en compte la fraction du flux radiatif transmis par la surface  $i$  et reçu par la surface  $j$ .

La température de la paroi dans la zone inférieure (froide) n'est pas si élevée (montré par l'expérience), donc  $F_{1-p,i} T_{p,i}^4 \ll F_{1-p,s} T_{p,s}^4$  et le terme  $\dot{q}_{p,i}''$  est supposé négligeable. D'autre part, lorsque le local présente une opacité élevée due à la production de suie (l'émissivité des gaz  $\varepsilon_g$  est élevée), le flux radiatif  $\dot{q}_{p,s}''$  peut également être négligé. Ainsi, le flux radiatif reçu à la surface de combustible s'écrit :

$$\dot{q}_{s,r}'' = \dot{q}_{f,r}'' + \dot{q}_{e,r}'' \approx \dot{q}_{f,r}'' + \dot{q}_g''. \quad (4.15)$$

De même le flux radiatif mesuré en position (2), en-dessous de la cuve (abrégié par le symbole "e-d"), s'écrit :

$$\text{Position (2) : } \quad \dot{q}_{e-d}'' = \dot{q}_g'' + \dot{q}_{p,s}'' + \dot{q}_{p,i}'' \approx \dot{q}_g'' \quad (4.16)$$

A l'extinction de la flamme, le flux radiatif reçu à la surface de combustible (position 1) correspond uniquement au rayonnement externe issu des gaz chauds et réfléchi par les parois. Un facteur  $\alpha$  est ainsi défini comme étant le rapport du flux radiatif reçu à la surface  $\dot{q}_{s,r}''$  (position 1) et du flux thermique externe  $\dot{q}_{e-d}''$  mesuré en-dessous de la cuve (position 2) :

$$\alpha = \frac{\dot{q}_{s,r}''}{\dot{q}_{e-d}''} \Big|_{\text{ext}} = \frac{\dot{q}_{e,r}''}{\dot{q}_{e-d}''} \Big|_{\text{ext}} = \frac{\sigma \varepsilon_g F_{1-g} T_g^4}{\sigma \varepsilon_g F_{2-g} T_g^4} \Big|_{\text{ext}} = \frac{F_{1-g}}{F_{2-g}} \Big|_{\text{ext}}. \quad (4.17)$$

Durant toute la période du feu, on a

$$\frac{\dot{q}_{e,r}''}{\dot{q}_{e-d}''} = \frac{\sigma \varepsilon_g (1 - \varepsilon_f) F_{1-g} T_g^4}{\sigma \varepsilon_g F_{2-g} T_g^4} = (1 - \varepsilon_f) \frac{F_{1-g}}{F_{2-g}} \quad (4.18)$$

et en supposons que la hauteur de l'interface entre les deux zones supérieure et inférieure dans le local est constante (voir figure 4.10), ainsi le rapport  $F_{1-g}/F_{2-g}$  est également constant et le premier terme dans l'équation (4.18) devient

$$\frac{\dot{q}_{e,r}''}{\dot{q}_{e-d}''} = (1 - \varepsilon_f) \alpha. \quad (4.19)$$

Cette approximation permet de définir le flux radiatif externe  $\dot{q}_{e,r}''$  et le rayonnement de la flamme  $\dot{q}_{f,r}''$  reçus à la surface de combustible comme suivant :

$$\dot{q}_{e,r}'' = (1 - \varepsilon_f) \alpha \dot{q}_{e-d}'' \quad (4.20)$$

et

$$\dot{q}_{f,r}'' = \dot{q}_{s,r}'' - \dot{q}_{e,r}'' \quad (4.21)$$

En utilisant cette méthode, il est possible de déterminer les composantes du flux radiatif reçu à la surface, permettant ainsi d'estimer la contribution de chaque terme à la vaporisation de combustible et de valider l'approche théorique proposée durant cette thèse. Les résultats obtenus avec un feu d'heptane de 23 cm de diamètre sont présentés ci-après.

### 4.3.2 Résultats et discussion

Le tableau (4.3) présente les résultats expérimentaux obtenus avec un feu d'heptane de 23 cm de diamètre. Les flux thermiques reçus à la surface, le débit massique vaporisé de combustible et les températures sont donnés en fonction de la concentration en oxygène au voisinage du foyer. Ces valeurs sont obtenues durant la phase stationnaire du feu en utilisant les équations (4.9 - 4.21), avec une chaleur latente de vaporisation de  $320 \text{ kJ.kg}^{-1}$ . La mesure de température à l'aide d'un thermocouple positionné sur l'axe vertical installé au centre du local, à une hauteur de 65 cm par rapport au sol (à 19 cm par rapport à la surface de combustible), est également présentée (notée  $T_{19}$ ). La température des gaz dans le local  $T_g$  est obtenue à partir de la moyenne des températures mesurées le long de l'axe vertical situé dans le côté ouest du caisson. L'émissivité de la flamme  $\varepsilon_f$ , dans l'équation (4.20), peut être mesurée en utilisant une technique de mesure dite "thermographie infrarouge", comme il est montré dans [32, 66]. Dans le présent travail, elle est fixée à sa valeur en atmosphère libre ( $\approx 0,22$ ) déterminée à partir de la formulation de Babrauskas [20], définie par l'équation (2.59) :  $\varepsilon_{f,21} = (1 - e^{-k\beta D})$ .

Les résultats montrent que le débit massique vaporisé ainsi que les flux thermiques reçus à la surface de combustible diminuent au fur et à mesure que la concentration en oxygène au voisinage du foyer diminue. La température  $T_{19}$  présente un

TAB. 4.3 – Mesures expérimentales obtenues à l'état stationnaire, d'un feu d'une cuve d'heptane de 23 cm de diamètre.

Entrée d'air	RH	O <sub>2</sub> [%]	$\dot{m}_F$ g/s	T <sub>19</sub>	T <sub>g</sub> ° C	$\dot{q}''_{total}$	$\dot{q}''_{s,r}$	$\dot{q}''_{f,r}$ kW/m <sup>2</sup>	$\dot{q}''_{e,r}$	$\dot{q}''_{f,c}$
bas	2,6	19,9	0,8	675	202	6,36	3,52	2,12	1,4	2,84
haut	2,6	18,95	0,65	537	188	5,2	2,7	1,6	1,1	2,5
haut	7,4	18,1	0,52	489	178	4,2	2,1	1,1	1	2,1

comportement similaire lorsque la viciation d'air augmente.

Nous rappelons que Richard [64] a réalisé un travail similaire portant sur un feu d'heptane en atmosphère libre, avec un diamètre du foyer de 23 cm. Une température de 900 ° C a été mesurée sur l'axe central de la flamme à 19 cm par rapport à la surface de combustible et les flux radiatif et convectif reçus à la surface étaient de 5,8 et 4,1 kW.m<sup>-2</sup>, respectivement. La comparaison de ces valeurs avec celles obtenues au cours du présent travail permet de conclure que la diminution de la concentration en oxygène de 5,1 % à partir de sa valeur normale en atmosphère libre, entraîne une baisse de la température (T<sub>19</sub>) de 25 % (de 900 à 675 ° C) et le flux radiatif ( $\dot{q}''_{f,r}$ ) est diminué de 63 % (de 5,8 à 2,12 kW/m<sup>2</sup>). En revanche, cette diminution de température n'est pas seulement due à la viciation d'air au voisinage du foyer, mais aussi à une augmentation de la capacité thermique de l'environnement par la présence de produits gazeux chauds.

Il convient également de souligner que le transfert de chaleur par rayonnement de la flamme est supérieur au flux thermique externe issu des gaz chauds et réfléchi par les parois. Cette observation est en désaccord avec l'hypothèse d'Utiskul [17] concernant la détermination du débit massique vaporisé, qui suppose que le rayonnement issu de la flamme est négligeable par rapport au flux thermique externe lorsque la concentration en oxygène diminue.

De plus, la comparaison des résultats met en évidence l'influence de la position de l'entrée d'air dans le local sur le rayonnement externe reçu à la surface. Comme il est montré dans le tableau (4.3), lorsque l'air est admis dans la partie inférieure du local, le flux thermique externe reçu à la surface est plus élevé. La différence entre les températures des gaz T<sub>g</sub> est seulement de 14 ° C (entre les deux premiers cas), ce qui ne permet pas d'expliquer ce phénomène. En effet, certains travaux antérieurs ont étudié l'influence de la position de l'entrée d'air sur le comportement des gaz dans le local [44, 14, 10] et ont montré que lorsque l'air est admis dans la partie inférieure du local, une stratification verticale en oxygène est observée dans le local, exhibant deux zones dites supérieure et inférieure. Le foyer est ainsi soumis au rayonnement issu des gaz chauds mais aussi au rayonnement réfléchi par les parois. Cependant, il a été montré que la distribution en oxygène dans le local

était relativement constante lorsque l'air était admis dans la partie supérieure [14] ainsi, la hauteur de l'interface entre les deux zones dans le local n'est pas élevée, d'où le flux radiatif réfléchi par les parois est absorbé par les fumées.

## 4.4 Résultats pour une cuve d'heptane de 30 cm

L'utilisation de l'heptane permet de mesurer les flux thermiques reçus à la surface de combustible. Dans un premier temps, les feux de cuve de 23 cm ont été étudiés afin d'appréhender le comportement des différents paramètres d'études en fonction des conditions de ventilation appliquées. La mesure de la concentration en oxygène au voisinage du foyer a montré que les feux réalisés à ce diamètre sont suffisamment oxygénés (table 4.3). A cet effet, des essais ont été réalisés en utilisant ce même combustible avec un diamètre du foyer de 30 cm, où avec une telle taille de cuve, le feu doit être sous-ventilé et la concentration en oxygène au voisinage du foyer va diminuer (voir [22, 23]). L'admission d'air a été réalisée soit dans la partie supérieure ou inférieure du local.

### 4.4.1 Admission d'air dans la partie supérieure

Cette partie présente les résultats expérimentaux obtenus avec une admission d'air dans la partie supérieure du local. Ces essais réalisés à un nombre de renouvellement horaire d'air (RH) variant entre 1 et 5, ont montré une extinction du feu par un défaut d'oxygène. En effet, en raison d'un mauvais brassage d'air dans le local, le niveau d'oxygène au voisinage du foyer baisse significativement au cours du feu. Pour étudier la répartition d'air dans le local, une simulation numérique du réseau de ventilation a été effectuée avec ISIS, en absence de toute flamme (simulation à froid). Nous rappelons que pendant les essais expérimentaux, l'admission d'air dans le local a été réalisée grâce à la différence de pression en utilisant un moteur en aval de la gaine d'extraction (cf. 4.1.4.3). Sur la figure (4.15), les champs des vitesses horizontales obtenus à 4 renouvellements horaires d'air avec une admission dans la partie supérieure du local, sont présentés. On constate que l'air ne descend pas suffisamment vers le sol ce qui explique la baisse significative du niveau d'oxygène autour de la flamme.

Il en résulte que la flamme se détache du foyer et se déplace autour de la cuve pour chercher l'air frais en faisant apparaître des flammes fantômes. Notons que le terme «flammes fantômes» est utilisé pour caractériser le fait du détachement de la zone réactive par rapport à l'emplacement initial de la source combustible. La figure (4.16) présente les trois phases du développement du feu : (a) une phase qui correspond à l'allumage et à la croissance du feu, (b) une phase où le feu est pleinement développé, (c) une phase de décroissance du feu. Ainsi, le phénomène

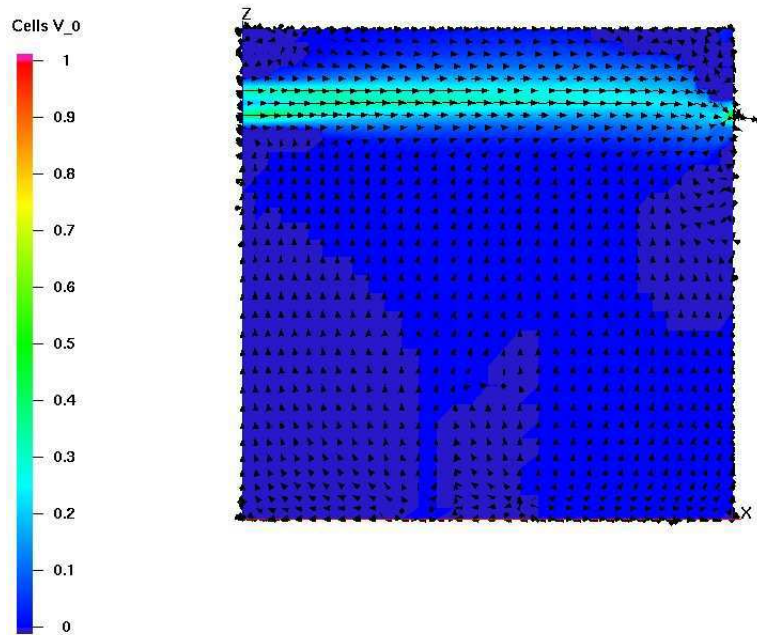


FIG. 4.15 – Simulation avec ISIS du réseau de ventilation dans le local. Champs des vitesses suivant l'axe (x) obtenus à 4 renouvellements horaires d'air avec une admission d'air dans la partie supérieure.

du détachement de la flamme est observé durant la troisième phase (c) qui se termine par l'extinction du feu.

Parmi les essais réalisés avec une admission d'air dans la partie supérieure du lo-

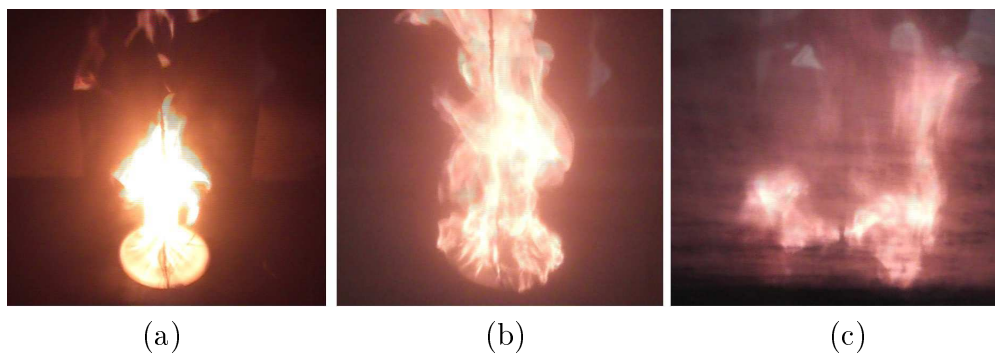


FIG. 4.16 – Evolution d'un feu de cuve d'heptane de 30 cm de diamètre, admission d'air dans la partie supérieure du local.

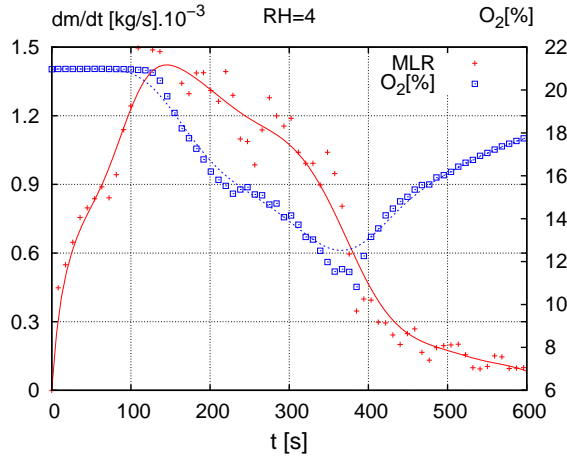


FIG. 4.17 – Evolutions du débit massique de combustible et de la concentration en oxygène obtenus avec un feu d’une cuve d’heptane de 30 cm de diamètre, à 4 renouvellements horaires d’air, admission d’air dans la partie supérieure du local.

cal, nous présentons sur la figure (4.17) celui obtenu à 4 renouvellements horaires d’air. Durant la phase (b) où le feu est pleinement développé, l’air dans le local devient de plus en plus vicié par les fumées et à  $t=120$  s la concentration en oxygène au voisinage du foyer commence à diminuer à partir de sa valeur normale (21%). En même temps, le débit massique de combustible diminue et lorsque  $O_2[\%]$  atteint une valeur au-dessous de sa valeur critique (à  $t=380$  s), l’extinction du feu est alors observée. Ces essais ne seront pas sélectionnés pour étudier le comportement des autres paramètres comme la température et les flux thermiques dans les parties ci-après.

#### 4.4.2 Admission d’air dans la partie inférieure

Cette partie présente les résultats expérimentaux obtenus en utilisant une cuve d’heptane de 30 cm de diamètre, avec une admission d’air dans la partie inférieure du local. Ces essais expérimentaux réalisés à un nombre de renouvellement horaire d’air (RH) variant entre 1 et 5 ont montré une extinction du feu par un défaut de combustible. Seuls les essais réalisés à 1, 2 et 4 renouvellements horaires d’air sont présentés dans cette partie.

Les résultats sur la figure (4.18) montrent que le débit massique de combustible diminue lorsque le nombre de renouvellements d’air dans le local (RH) varie entre 4 et 1. Pour chaque essai, l’extinction de la flamme est réalisée grâce à un manque de combustible, où la concentration en oxygène de l’air au voisinage de la flamme reste supérieure à sa valeur critique. Notons que, avec ces faibles concentrations

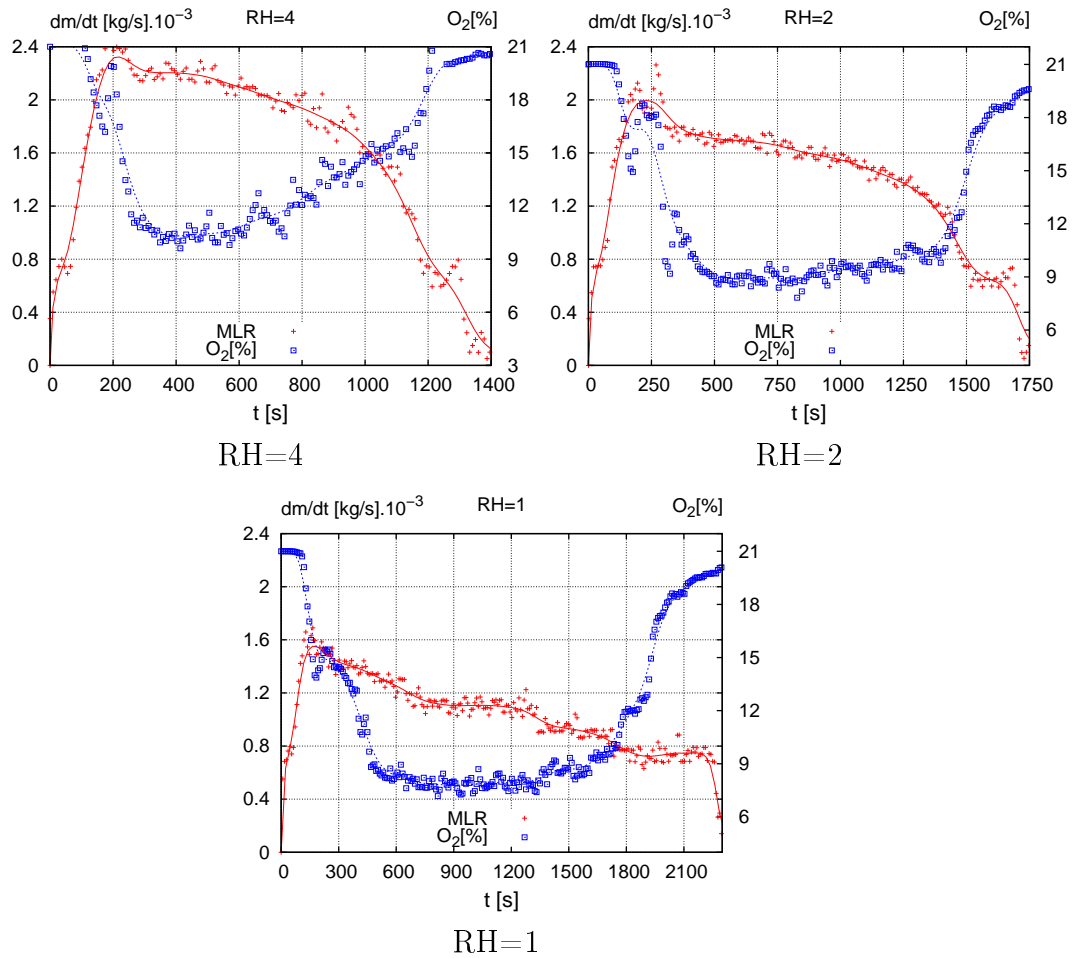


FIG. 4.18 – Evolutions du débit massique de combustible et de la concentration en oxygène obtenus avec des feux d’une cuve d’heptane de 30 cm de diamètre, admission d’air dans la partie inférieure du local, pour différents renouvellements horaires d’air.

en oxygène (entre 10,5 et 7,8% durant la phase stationnaire du feu), les flammes étaient proches de la limite d’extinction et des fluctuations importantes ont été observées. De plus, pour une quantité donnée de combustible, la durée du feu varie entre 24 min (RH=4) et 40 min (RH=1). En effet, la durée du feu est régie par la vitesse de vaporisation de combustible durant la phase stationnaire, qui dépend à son tour de la concentration en oxygène au voisinage de la flamme. Ainsi, lorsque la concentration en oxygène est élevée, le feu est maintenu moins longtemps. Ces observations sont en bon accord avec le travail de Pretrel [1, 12], réalisé dans le cadre du programme PRISME.

### 4.4.3 Température de la flamme

La distribution de la température, le long de l'axe vertical de la flamme, a été mesurée en utilisant huit thermocouples de type K, espacés de 5 cm et couvrant une hauteur de 42 cm dans la flamme par rapport au bord supérieur de la cuve (cf. figure 4.5). La figure (4.19) présente une comparaison entre les profils de température, obtenus durant la phase stationnaire avec des feux d'heptane sous-ventilés (RH varie entre 4 et 1) et en milieu ouvert avec un diamètre du foyer de 23 cm (résultats de Richard [64]). Une variable adimensionnelle ( $Z/D$ ), représentant le rapport de la hauteur  $Z$  au-dessus du bord supérieur de la cuve et le diamètre du foyer  $D$ , est également définie pour permettre la comparaison des résultats avec deux configurations de dimensions différentes (diamètres de 23 et 30 cm). Il est déduit que la diminution de la concentration en oxygène à partir de sa valeur normale en atmosphère libre (21%), entraîne une baisse de la température maximale dans la flamme de 910 à 645 °C. Cette baisse brutale est principalement due à la diminution de la concentration en oxygène, mais aussi à une augmentation de la capacité thermique de l'environnement par la présence de produits gazeux chauds. Pour  $(Z/D) > 1$ , les températures mesurées en milieu confiné tendent à être supérieures à celles en milieu ouvert, car ces dernières diminuent à une hauteur élevée où les fumées se diluent dans l'air frais.

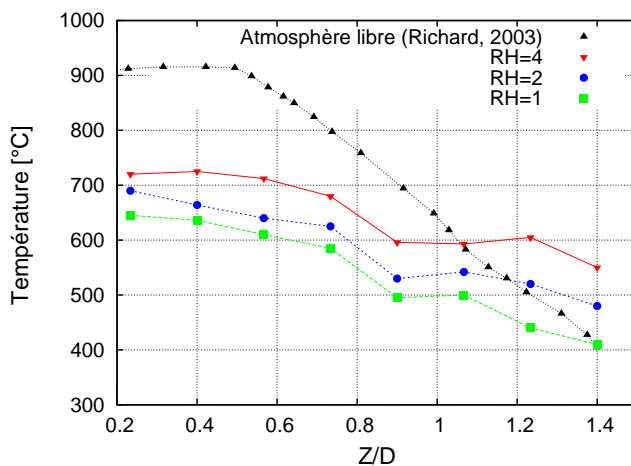


FIG. 4.19 – Niveaux de température le long de l'axe central de la flamme, d'un feu d'une cuve d'heptane de 30 cm de diamètre, admission d'air dans la partie inférieure du local, pour différents renouvellements horaires d'air.



#### 4.4.4 Température des gaz dans le local

La température des gaz dans le local est mesurée par des thermocouples de type K positionnés sur trois axes verticaux, comme il est indiqué dans la partie (4.1.4.4). Afin d'étudier l'influence de la ventilation sur l'évolution des températures, les valeurs mesurées sur l'axe vertical gauche A1 (côté ouest) sont données sur la figure 4.20, pour les essais réalisés à 4, 2 et 1 renouvellements horaires d'air (RH) respectivement. On constate que la température diminue au fur et à mesure que le débit de ventilation diminue (RH varie entre 4 et 1). Comme il est montré sur la figure 4.20, pour l'essai réalisé avec RH=4, la température durant la phase stationnaire varie entre 90 °C (à une hauteur de 10 cm) et 280 °C (à une hauteur de 170 cm). D'autre part, pour l'essai réalisé avec RH=1, la température varie entre

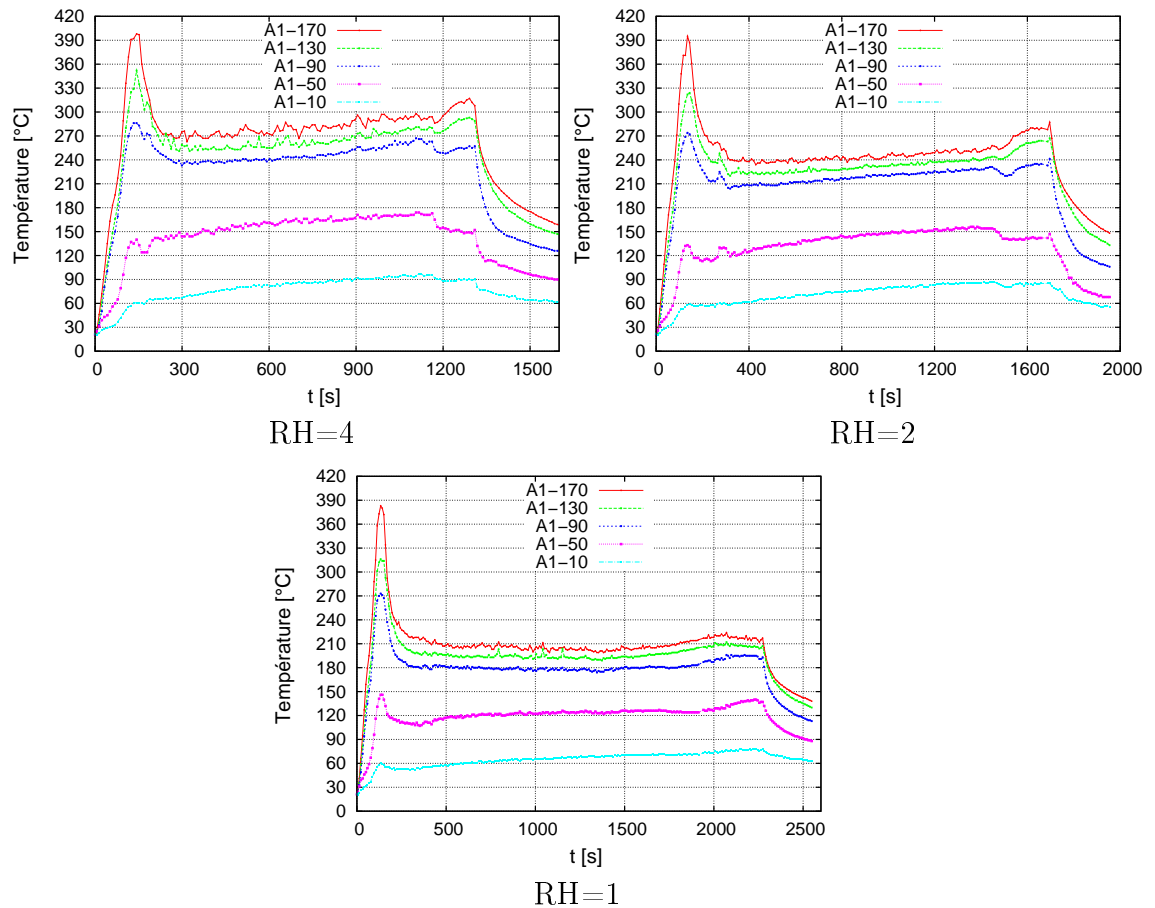


FIG. 4.20 – Niveaux de température le long de l'axe vertical gauche (A1), d'un feu d'une cuve d'heptane de 30 cm de diamètre, admission d'air dans la partie inférieure du local, pour différents renouvellements horaires d'air.

70 et 210 ° C. En effet, la température des gaz dans le local dépend de la puissance calorifique dégagée par le foyer ainsi que du débit massique de combustible qui est sensible à la variation de la concentration en oxygène, comme illustré dans le paragraphe (4.4.2). De plus, il est à noter que l'admission d'air dans la partie inférieure conduit à une stratification dans le local et à l'apparition d'une zone chaude (ou supérieure), où les thermocouples positionnés dans la partie supérieure du local, à des hauteurs de 90, 130 et 170 cm, indiquent des valeurs relativement élevées et proches.

#### 4.4.5 Détermination des flux thermiques à la surface

Pour les essais réalisés avec une admission d'air dans la partie inférieure, les flux thermiques reçus à la surface de combustible sont présentés dans le tableau (4.4) en fonction de la concentration en oxygène au voisinage du foyer. Ces valeurs sont obtenues durant la phase stationnaire du feu en utilisant les équations (4.9 - 4.21). Pour l'essai réalisé à 1 renouvellement horaire d'air, les flux radiatifs ( $\dot{q}''_{s,r}$ ) et ( $\dot{q}''_{e-d}$ ) déterminés à la surface de combustible et en-dessous de la cuve respectivement, sont représentés sur la figure (4.21). Ces valeurs sont utilisées par les équations (4.20) et (4.21) pour déterminer le flux radiatif de la flamme ( $\dot{q}''_{f,r}$ ) et le flux thermique externe ( $\dot{q}''_{e,r}$ ). L'émissivité de la flamme  $\varepsilon_f$ , dans l'équation (4.20), est fixée à sa valeur en atmosphère libre ( $\approx 0,28$ ) déterminée à partir de la formulation de Babrauskas [20]. Le facteur  $\alpha$  est calculé comme étant le rapport des flux radiatifs  $\dot{q}''_{s,r}$  et  $\dot{q}''_{e-d}$ , déterminés à l'extinction de la flamme ( $=1,8/0,16$ ) (figure 4.21). De plus, les fractions radiative et convective de la flamme (tableau 4.4) sont calculées comme étant les rapports entre les flux radiatifs, convectifs et le flux total issus de la flamme, permettant d'évaluer l'effet de chaque composante en fonction de la ventilation.

La chaleur de gazéification  $L_v$  (dans l'équation 4.10) est donnée par la chaleur latente de vaporisation  $\Delta h_{vap}$  ( $=320 \text{ kJ.kg}^{-1}$  pour l'heptane). L'heptane est brûlé sur de l'eau, dans une cuve en acier de 10 cm de profondeur en l'absence de tout système d'alimentation en combustible (celui-ci permet de maintenir la phase li-

TAB. 4.4 – Mesures des flux thermiques à l'état stationnaire, d'un feu d'une cuve d'heptane de 30 cm de diamètre, admission d'air dans la partie inférieure du local.

Entrée d'air	RH	O <sub>2</sub> [%]	$\dot{m}_F$ g/s	$\dot{q}''_{total}$	$\dot{q}''_{s,r}$	$\dot{q}''_{f,r}$	$\dot{q}''_{e,r}$	$\dot{q}''_{f,c}$	$\chi_r$	$\chi_c$
						kW/m <sup>2</sup>			%	
bas	4	10,5	2,2	10,16	5,5	4	1,5	4,66	46	54
bas	2	9	1,75	8,12	4,26	2,9	1,36	3,86	43	57
bas	1	7,8	1,15	5,4	2,7	1,6	1,1	2,7	37	63

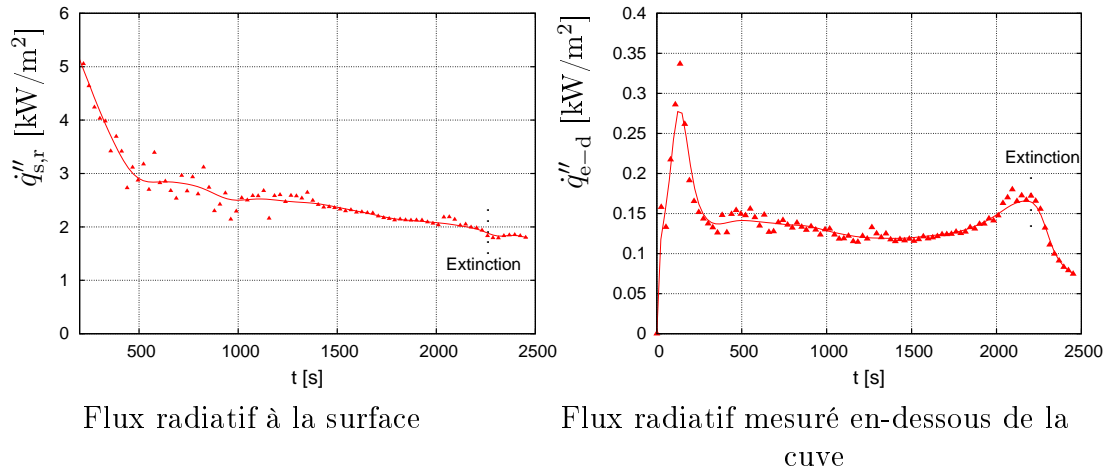


FIG. 4.21 – Evolutions des flux radiatifs reçus à la surface de combustible et en-dessous de la cuve, obtenus avec un feu d’une cuve d’heptane de 30 cm de diamètre, à 1 renouvellement horaire d’air, admission d’air dans la partie inférieure du local.

guide à une température constante et une profondeur fixe). Peu de temps après l’allumage, la température du liquide à une profondeur donnée va augmenter et le gradient de température en-dessous de la surface va diminuer. Ainsi, le liquide se rapproche du point d’ébullition durant la phase stationnaire du feu et le transfert conductif issu de la flamme est donc supposé négligeable. La chaleur de gazéification est ensuite donnée par la chaleur de vaporisation. Afin de vérifier cette supposition, la température de combustible est mesurée à l’aide de deux thermocouples positionnés respectivement à 2 et 3 cm au dessus du bord supérieur du bac. Considérons l’essai expérimental avec  $RH=4$ , les résultats sur la figure (4.22) montrent une augmentation du gradient de température dans le combustible, puis une diminution significative après 400 s. Cela vérifie que, après la phase de croissance du feu, la température dans la phase liquide devient homogène et proche de la température d’ébullition ( $\approx 98^\circ \text{C}$  pour l’heptane). Ainsi, la chaleur sensible nécessaire pour chauffer le combustible ( $=c_p \Delta T$ ) est négligeable vis à vis de la chaleur de vaporisation.

Comme illustré dans le tableau (4.4), les variations des flux thermiques reçus à la surface en fonction de la ventilation montrent des comportements similaires à ceux observés pour  $\dot{m}_F$ ,  $T_f$  et  $T_g$ . La diminution de la concentration en oxygène au voisinage du foyer de 26% (de 10,5 à 7,8%) conduit à une diminution du flux radiatif de la flamme de 60% (de 4 à 1,6  $\text{kW/m}^2$ ); de la même manière, le flux convectif de la flamme diminue de 42%. D’autre part, la fraction radiative de la flamme ( $\chi_r$ ) diminue en réduisant la concentration en oxygène alors que la fraction convective du flux thermique issu de celle-ci ( $\chi_c$ ) augmente. Ces observations sont

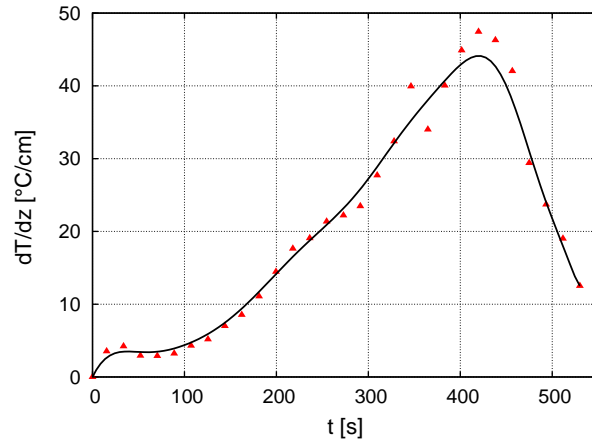


FIG. 4.22 – Gradient de température dans le combustible, d'un feu d'une cuve d'heptane de 30 cm de diamètre, à 4 renouvellements horaires d'air, admission d'air dans la partie inférieure du local.

en accord avec le travail de Tewarson *et al.* [21].

Le flux thermique externe  $\dot{q}_{e,r}''$  est proportionnel à la température des gaz chauds dans le local  $T_g$  qui dépend de la puissance calorifique dégagée par le foyer. Par conséquent, le flux externe a tendance à varier de 26% (de 1,5 à 1,1 kW/m<sup>2</sup>) avec la concentration en oxygène mesurée au voisinage du foyer (de 10,5 à 7,8%).

#### 4.4.6 Flux conductif à travers les parois

Pour déterminer le flux conductif à travers les parois du local, deux thermocouples ont été positionnés respectivement sur la paroi intérieure et à une profondeur de 1 cm dans le mur (cf. 4.1.4.4). La figure (4.23) représente les évolutions des flux conductifs obtenus avec une admission d'air dans la partie inférieure du local, pour différents renouvellements horaires d'air. On constate que le transfert de chaleur par conduction vers l'extérieur diminue en réduisant le débit de ventilation (RH varie de 4 à 1). En effet, ce comportement est lié à la puissance calorifique dégagée par le foyer. Lorsque la concentration en oxygène au voisinage du foyer diminue, le débit massique de combustible diminue et le feu est maintenu plus longtemps. De même, le transfert de chaleur par conduction vers l'extérieur dure plus longtemps.

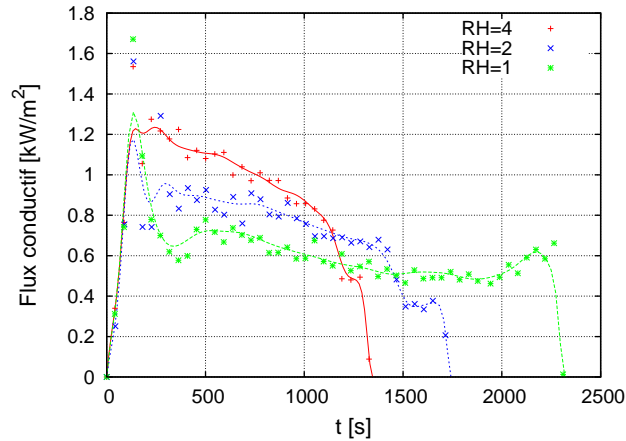


FIG. 4.23 – Evolutions des flux conductifs transmis à travers les parois du local, obtenus avec des feux d’une cuve d’heptane de 30 cm de diamètre, admission d’air dans la partie inférieure du local, pour différents renouvellements horaires d’air.

#### 4.4.7 Conclusion

Dans cette partie, les résultats expérimentaux obtenus avec des feux d’une cuve d’heptane de 30 cm de diamètre sont présentés. L’admission d’air a été réalisée soit dans la partie supérieure ou inférieure du local. Il est montré que lorsque l’air est admis dans la partie supérieure, un mauvais brassage d’air dans le local est observé et le niveau d’oxygène au voisinage du foyer est insuffisant. Il en résulte une extinction du feu par manque d’oxygène. D’autre part, lorsque l’air est admis dans la partie inférieure, l’extinction du feu est réalisée par manque de combustible et le feu présente un état stationnaire suffisamment long.

Pour les essais réalisés avec une admission d’air en partie inférieure du local, la concentration en oxygène au voisinage du foyer prend des valeurs telles que 10,5%, 9% et 7,8%, durant la phase stationnaire du feu. Ces valeurs correspondent à des renouvellements horaires d’air (RH) de 4, 2 et 1, respectivement. De plus, il est déduit que la durée du feu dépend de la ventilation du local et lorsque la concentration en oxygène augmente, le feu est maintenu moins longtemps. Il est également montré que le débit massique de combustible, les températures de la flamme et des gaz et les flux thermiques reçus à la surface sont très sensibles à la variation de la concentration en oxygène. Les flux radiatif et convectif issus de la flamme et la fraction radiative de la flamme diminuent lorsque (RH) varie de 4 à 1. D’autre part, la fraction convective du flux thermique issue de la flamme augmente.

Ainsi, le bilan des essais montre que les feux pour une cuve d’heptane de 23 cm de

diamètre sont suffisamment oxygénés alors que ceux réalisés à un diamètre de 30 cm sont (trop) sous-ventilés. Il serait donc utile d'étudier un régime de combustion intermédiaire en utilisant un foyer d'heptane de diamètre 26 cm, ce qui va faire l'objet de la partie ci-après.

## 4.5 Résultats pour une cuve d'heptane de 26 cm

L'objectif de cette partie est d'étudier un régime de combustion intermédiaire avec une cuve d'heptane de 26 cm de diamètre. L'utilisation des foyers de diamètres différents (23, 26 et 30 cm) va permettre d'étudier l'influence de la taille du foyer sur les principaux paramètres liés à un feu comme la vitesse de combustion de combustible et les flux thermiques issus de la flamme. Comme pour les cas précédents, l'admission d'air dans le local est réalisée soit dans la partie supérieure ou inférieure. Pour ces essais, les fluxmètres au niveau du bac ont été positionnés de telle manière que leurs fenêtres sont situées à l'interface eau-heptane, permettant ainsi de négliger l'absorption du rayonnement par l'eau ( $e^{-\mu_e z_e} = 0$ , dans l'équation 4.8).

### 4.5.1 Admission d'air dans la partie supérieure

Ce paragraphe est consacré à l'interprétation des essais réalisés avec une admission d'air dans la partie supérieure du local. À 4 et 2 renouvellements horaires d'air, les

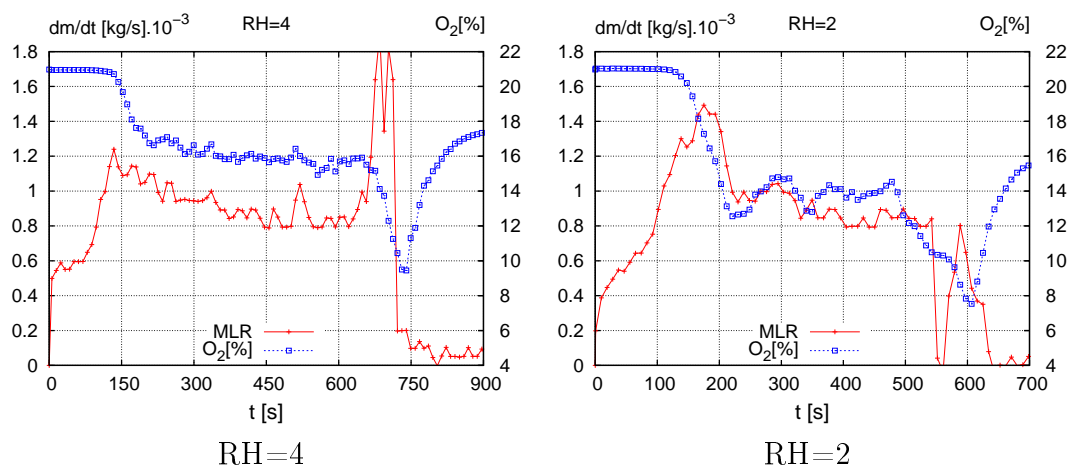


FIG. 4.24 – Evolutions du débit massique de combustible et de la concentration en oxygène obtenus avec des feux d'une cuve d'heptane de 26 cm de diamètre, à 4 et 2 renouvellements horaires d'air, admission d'air dans la partie supérieure du local.

résultats sur la figure (4.24) montrent que l’extinction du feu est réalisée grâce à un défaut d’oxygène et que la durée du feu est courte. Le phénomène du détachement de la flamme, discuté dans le paragraphe (4.4.1), est également observé lors de ces essais en révélant des flammes fantômes qui se propagent autour de la cuve. La variation de la concentration en oxygène présente une baisse significative à  $t=650$  s et  $t=470$  s (à  $RH=4$  et  $2$  respectivement), ce qui a conduit à l’extinction de la flamme. Le débit massique de combustible mesuré avant l’extinction du feu est de  $0,85$  et  $0,8$  g/s (à  $RH=4$  et  $2$  respectivement). D’autre part, un essai réalisé à  $1$  renouvellement horaire d’air a montré une extinc-

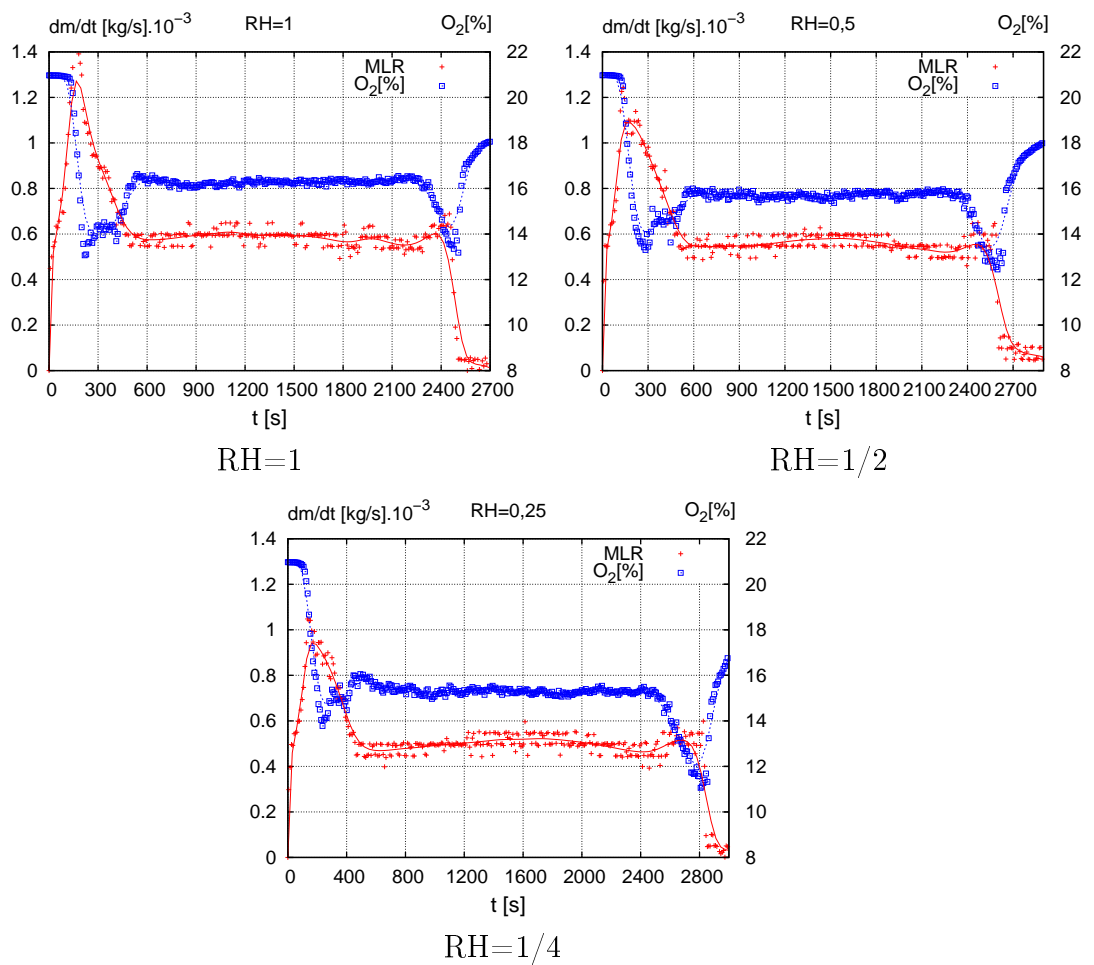


FIG. 4.25 – Evolutions du débit massique de combustible et de la concentration en oxygène obtenus avec des feux d’une cuve d’heptane de 26 cm de diamètre, admission d’air dans la partie supérieure du local, pour différents renouvellements horaires d’air.

tion du feu par un défaut de combustible. Un état stationnaire suffisamment long est observé et la mesure du débit massique de combustible a révélé une valeur de 0,6 g/s. En effet, lorsque le nombre de renouvellements horaires d'air (RH) diminue, le débit massique de combustible va aussi diminuer et la consommation d'oxygène par le foyer devient moins importante. A cet effet, nous avons choisi de réaliser deux autres essais avec  $RH=1/2$  et  $1/4$  permettant d'obtenir des résultats additionnels. Les résultats sur la figure (4.25) montrent que le feu est maintenu plus longtemps lorsque RH varie entre 1 et  $1/4$ . Pour ces essais, le débit de combustible s'adapte à la quantité d'oxygène présente au niveau du local. Cette configuration permet de consommer tout le combustible disponible avec un débit massique (MLR) très faible où la concentration en oxygène durant l'état stationnaire est supérieure à une valeur critique nécessaire pour entretenir le feu.

De plus, les variations de la concentration en oxygène sur la figure (4.25) présentent une diminution brusque avant l'extinction du feu. Celle-ci est due à une légère augmentation de la puissance calorifique dégagée par le foyer, ou du débit massique de combustible, conduisant à une montée en pression dans le local et ensuite à une diminution du débit de ventilation (nous rappelons que le débit d'extraction des gaz est maintenu constant et le débit d'admission d'air dans le local se fait par une dépression). Ce comportement est illustré sur la figure (4.26) qui présente une comparaison entre la concentration en oxygène et la différence de pression dans le local ( $\Delta P$ ). À  $t=2400$  s,  $\Delta P$  augmente et atteint un maximum de -10 Pa ; en même temps, la concentration en oxygène  $O_2[\%]$  diminue pour atteindre un minimum de

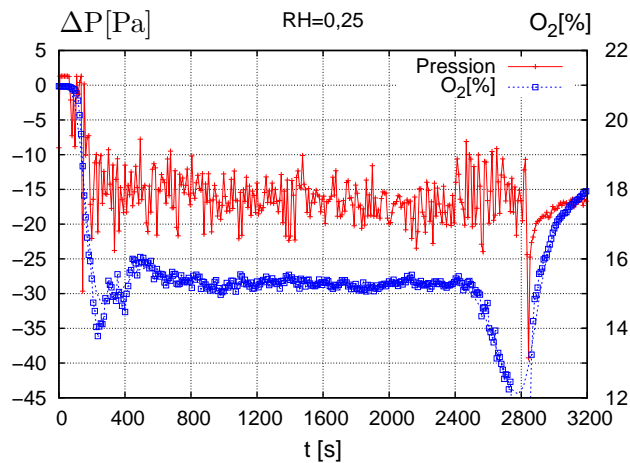


FIG. 4.26 – Evolutions de la concentration en oxygène et de la pression locale obtenus avec des feux d'une cuve d'heptane de 26 cm de diamètre, à  $1/4$  renouvellement horaire d'air, admission d'air dans la partie supérieure du local.



12%.

### 4.5.2 Admission d'air dans la partie inférieure

Cette partie est destinée à corroborer les diverses hypothèses discutées dans la partie (4.4.2), concernant un foyer de 30 cm de diamètre avec une admission d'air dans la partie inférieure du local. Pour ce type d'essais, l'extinction du feu est réalisée grâce à un défaut de combustible et la flamme est maintenue moins longtemps lorsque la concentration en oxygène au voisinage du foyer augmente. Les résultats sur la figure (4.27) montrent que le débit massique de combustible diminue lorsque

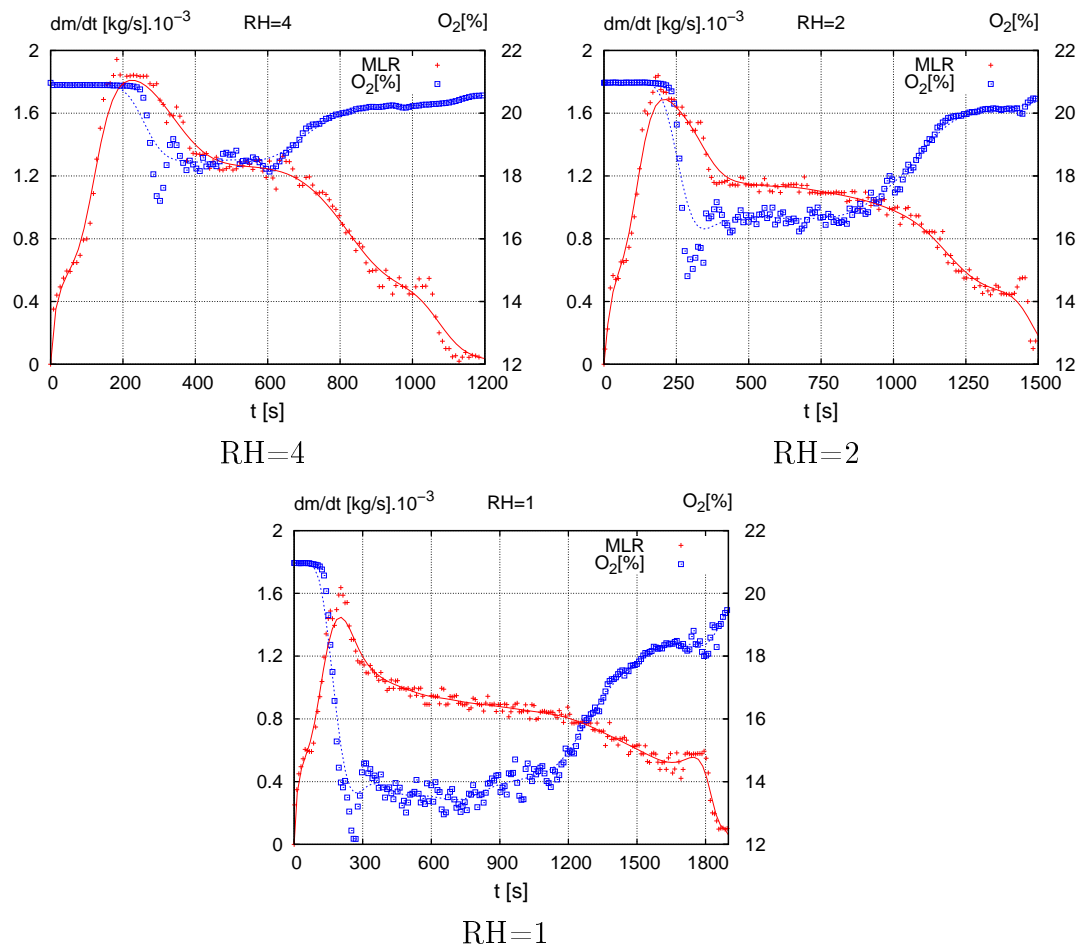


FIG. 4.27 – Evolutions du débit massique de combustible et de la concentration en oxygène obtenus avec des feux d'une cuve d'heptane de 26 cm de diamètre, admission d'air dans la partie inférieure du local, pour différents renouvellements horaires d'air.

le nombre de renouvellements horaires d'air (RH) varie entre 4 et 1. Les autres hypothèses discutées dans la partie (4.4.2) sont les mêmes pour ce type d'essais.

### 4.5.3 Température de la flamme et des gaz

Comme pour les feux réalisés avec un foyer de 30 cm de diamètre, les niveaux de température dans le local sont examinés pour déterminer l'influence de la ventilation sur le comportement des gaz. La figure (4.28) présente les répartitions de la température le long de l'axe vertical de la flamme, obtenues avec des feux d'une cuve d'heptane de 26 cm de diamètre et une admission d'air dans la partie supérieure et inférieure du local respectivement. Ces valeurs sont obtenues durant la phase stationnaire du feu et sont comparées avec les données de Richard [64] sur des feux d'heptane en atmosphère libre. Comme il est montré dans la partie (4.4.3), la température dans la flamme diminue lorsque le nombre de renouvellements horaires (RH) diminue. Ceci est en accord avec la formulation analytique développée dans le chapitre 2 (équation 2.69), qui montre que la température de la flamme est proportionnelle à la concentration en oxygène au voisinage du foyer.

De même, les évolutions de la température des gaz dans le local sont présentées sur les figures (4.29) et (4.30). La comparaison des résultats amène à conclure que la ventilation du local a un effet sur le comportement des gaz chauds et donc sur le rayonnement externe reçu à la surface de combustible. Notons que l'influence de la ventilation sur l'évolution de la température des gaz dans le local n'a pas été prise en compte dans la partie théorique de ce travail (chapitre 2), mais il sera utile de

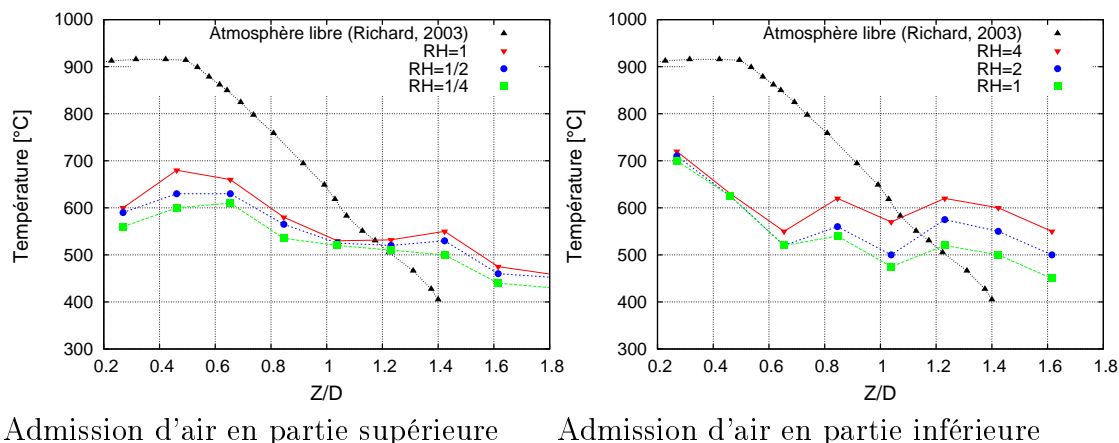


FIG. 4.28 – Niveaux de température le long de l'axe central de la flamme, d'un feu d'une cuve d'heptane de 26 cm de diamètre, admission d'air dans la partie supérieure ou inférieure du local, pour différents renouvellements horaires d'air.

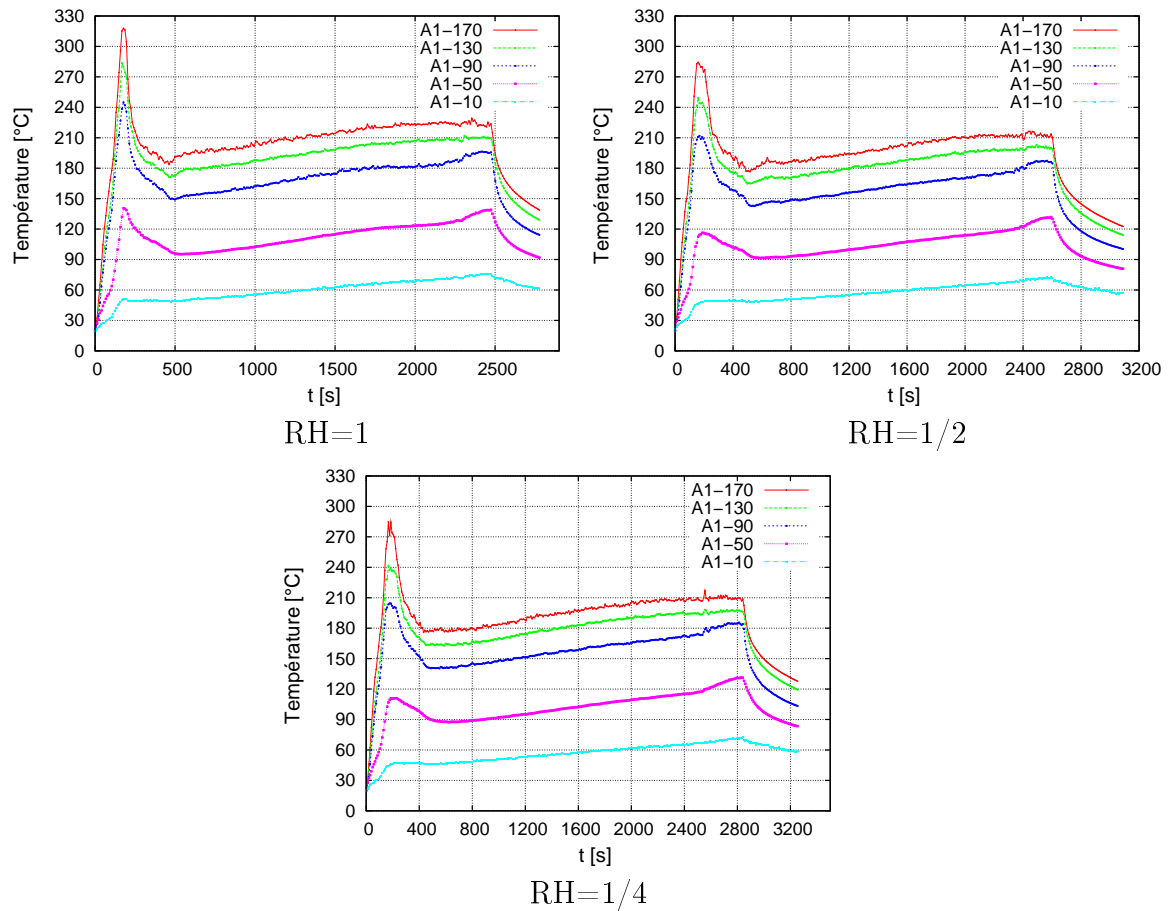


FIG. 4.29 – Niveaux de température le long de l’axe vertical gauche (A1), d’un feu d’une cuve d’heptane de 26 cm de diamètre, admission d’air dans la partie supérieure du local, pour différents renouvellements horaires d’air.

proposer, dans un second temps, une formulation analytique liant la température des gaz et la puissance calorifique du foyer (ou la concentration en oxygène).

#### 4.5.4 Détermination des flux thermiques à la surface

L’effet de la sous-ventilation sur les paramètres de combustion, y compris le débit massique de combustible et les flux thermiques reçus à la surface, a été examiné dans la partie (4.4.5). Il est montré que la diminution de la concentration en oxygène au voisinage du foyer conduit à une diminution des flux thermiques issus de la flamme et du rayonnement externe. D’autre part, la fraction radiative de la flamme diminue en réduisant la concentration en oxygène alors que la fraction convective de celle-ci augmente. Ces hypothèses sont également observées avec des feux d’une

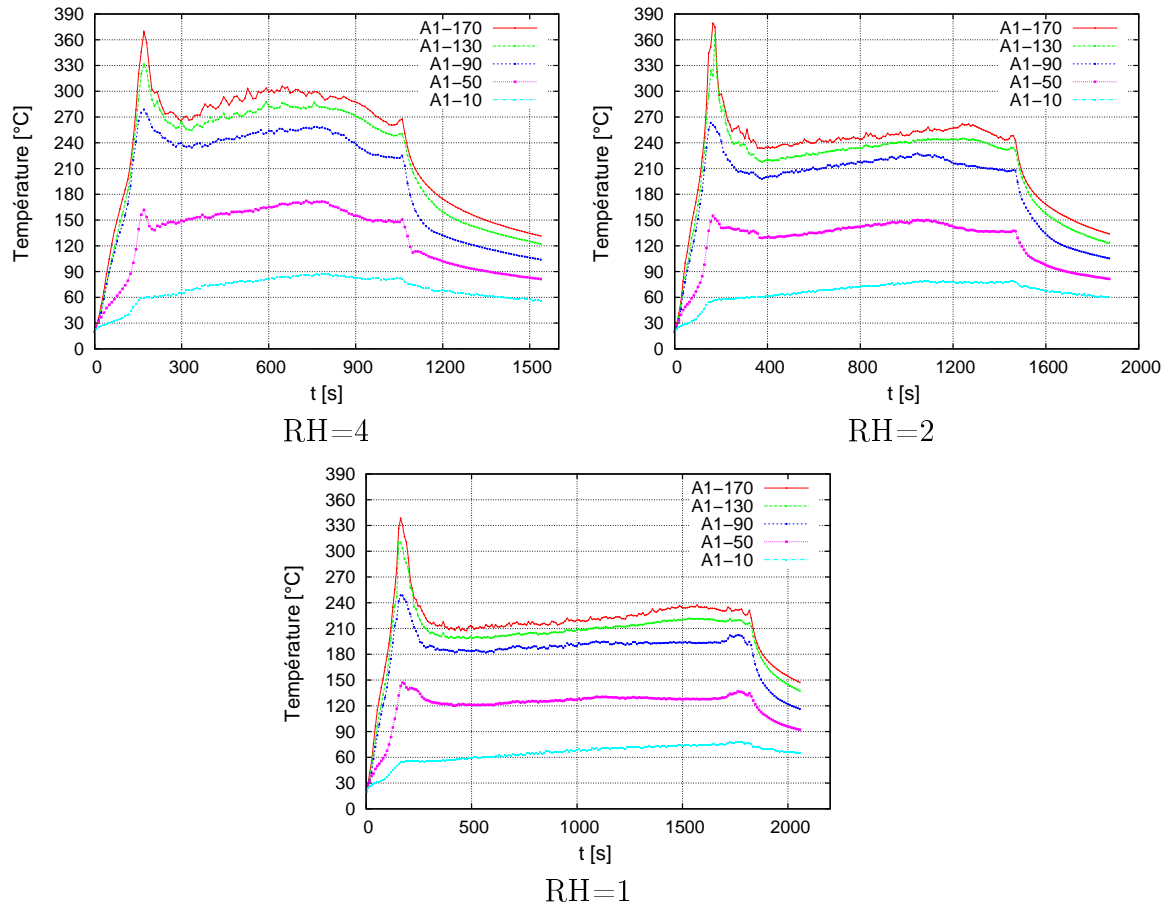


FIG. 4.30 – Niveaux de température le long de l’axe vertical gauche (A1), d’un feu d’une cuve d’heptane de 26 cm de diamètre, admission d’air dans la partie inférieure du local, pour différents renouvellements horaires d’air.

cuve d’heptane de 26 cm de diamètre où l’admission d’air est réalisée soit dans la partie supérieure ou inférieure du local (tableau 4.5). Dans cette partie, deux phénomènes sont étudiés : l’influence du positionnement de l’admission d’air et l’influence de la taille du foyer.

Pour les feux réalisés avec une admission d’air dans la partie supérieure (tableau 4.5), le débit massique de combustible varie entre 0,61 et 0,51 g/s en faisant varier la concentration en oxygène de 16,3 à 15,3 % (RH varie de 1 à 1/4). D’autre part, pour ceux réalisés avec une admission d’air dans la partie inférieure, le débit massique de combustible varie entre 1,27 et 0,9 g/s en faisant varier la concentration en oxygène de 18,4 à 13,4 % (RH varie de 4 à 1). En comparant ces résultats, on remarque que le débit massique de combustible est toujours plus important lorsque l’air est admis dans la partie inférieure du local, indépendamment de la concen-

TAB. 4.5 – Mesures des débits massiques de combustible et des flux thermiques à l'état stationnaire, d'un feu d'une cuve d'heptane de 26 cm de diamètre.

Entrée d'air	RH	O <sub>2</sub> [%]	$\dot{m}_F$ g/s	$\dot{q}''_{\text{total}}$	$\dot{q}''_{\text{s,r}}$	$\dot{q}''_{\text{f,r}}$	$\dot{q}''_{\text{e,r}}$	$\dot{q}''_{\text{f,c}}$	$\chi_r$	$\chi_c$ %
haut	1	16,3	0,61	3,81	2,2	1,5	0,7	1,6	48	52
haut	1/2	15,7	0,55	3,51	2	1,35	0,65	1,5	47	53
haut	1/4	15,3	0,51	3,21	1,8	1,2	0,6	1,4	46	54
bas	4	18,4	1,27	7,85	3,5	2,5	1	4,35	36	64
bas	2	16,6	1,1	6,83	2,85	2	0,85	3,98	33	67
bas	1	13,4	0,9	5,62	2,28	1,58	0,7	3,34	32	68

tration en oxygène autour de la flamme. En effet, l'air froid admis par l'entrée supérieure descend par gravité, entraînant une bonne homogénéité dans le local ainsi, les fumées remplissent presque tout le local et couvrent la majeure partie de la flamme. La présence des fumées autour de la flamme conduit à l'absorption d'une partie de l'énergie calorifique dégagée par celle-ci, ce qui abaisse le débit massique de combustible. D'autre part, lorsque l'air est admis par l'entrée inférieure, une stratification est observée dans le local et les fumées montent pour remplir la partie supérieure. Considérons l'équation (2.70) développée dans le chapitre 2, la capacité thermique des fumées ( $c_p$ ) étant supérieure à celle de l'air, le terme  $c_p(T_s - T_\infty)$  devient plus important lorsque l'air est admis dans la partie supérieure du local (des fumées qui entourent la flamme). Ainsi, le débit massique surfacique de combustible ( $\dot{m}''$ ) devient moins important.

Concernant l'influence de la taille du foyer sur les paramètres liés à un feu, les résultats obtenus avec des feux d'une cuve d'heptane de 26 cm sont confrontés avec ceux obtenus en utilisant un diamètre de 30 cm, où l'admission d'air est réalisée dans la partie inférieure du local avec ces essais. Rappelons que l'analyse de l'effet d'échelle a fait l'objet de nombreux travaux de recherche [67, 68, 69, 70, 71] dans le but d'obtenir des facteurs d'échelle qui servent à décrire certains phénomènes liés à un incendie. A partir des tableaux (4.4) et (4.5), on remarque que lorsque le diamètre du foyer diminue (de 30 à 26 cm), la fraction radiative de la flamme ( $\chi_r$ ) diminue alors que la fraction convective ( $\chi_c$ ) augmente. En effet, en utilisant un foyer de diamètre de 30 cm, la concentration en oxygène varie entre 10,5 et 7,8 % et la fraction radiative de la flamme varie entre 46 et 37 %. D'autre part, avec un foyer de diamètre de 26 cm, la fraction radiative de la flamme varie entre 36 et 32 % en faisant varier la concentration en oxygène de 18,4 et 13,4 %. On constate que l'effet de diminuer le diamètre du foyer est plus important que l'effet d'augmenter la concentration en oxygène au voisinage du foyer. Ces observations sont cohérentes avec les données expérimentales de Blinov et Khudiakov [4] qui

montrent que le transfert radiatif de la flamme devient prépondérant en utilisant un foyer de grande taille.

## 4.6 Phénomène d'extinction de la flamme

Dans le chapitre 2, un modèle d'extinction est décrit et utilisé en parallèle avec l'approche théorique afin d'estimer la durée du feu, en fonction des conditions environnementales autour du foyer. Nous rappelons que Hu *et al.* [7] ont proposé un diagramme d'inflammabilité permettant de déterminer les conditions pour lesquelles un feu s'éteint ou pas, en fonction de la fraction massique d'oxygène et de la température au voisinage de la flamme (cf. 1.6.3.1).

La figure (4.31) présente les résultats expérimentaux issus de feux d'une cuve d'heptane de 30 cm et de 26 cm de diamètre, avec une admission d'air soit dans la partie supérieure ou inférieure du local. Ceux-ci sont obtenus au moment de l'extinction de la flamme (extinction par défaut d'oxygène) ou durant la phase stationnaire du feu (extinction par défaut de combustible). Ainsi, la comparaison des résultats montre un accord satisfaisant entre les essais et le diagramme de Hu [7], permettant de valider le modèle d'extinction qui peut donc être utilisé avec confiance pour simuler numériquement les essais avec le code ISIS. En effet, les points correspondants aux essais réalisés avec une admission d'air dans la partie inférieure du local ou supérieure à 1, 1/2 et 1/4 renouvellement horaire d'air, sont situés au-dessus de la limite d'inflammabilité. De plus, ces essais ont montré que la flamme est maintenue jusqu'à ce que tout le combustible soit consommé. D'autre part, ceux réalisés avec une admission d'air dans la partie supérieure, à 2 et 4

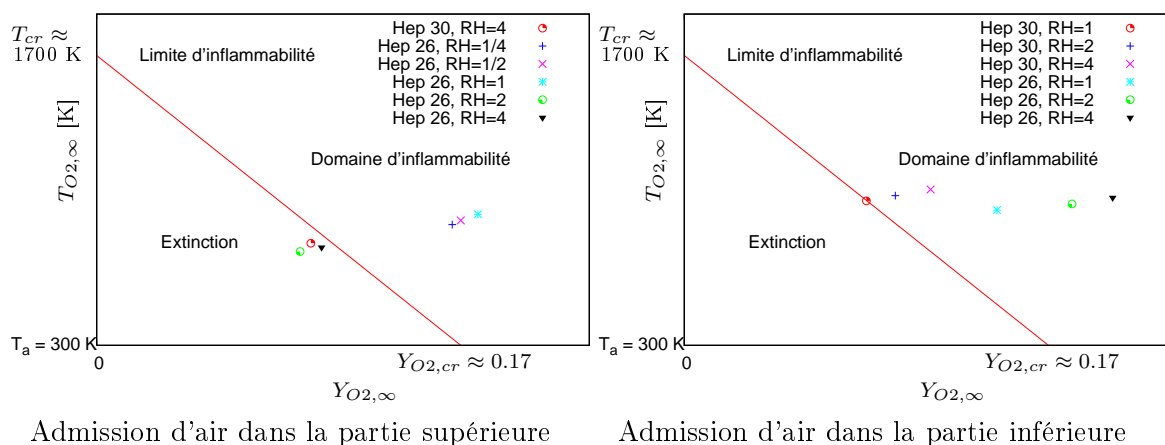


FIG. 4.31 – Comparaison entre le diagramme d'inflammabilité de Hu [7] et les données expérimentales.

renouvellements horaires d'air, ont montré une extinction du feu par défaut d'oxygène. Les points correspondants sont situés au-dessous de la limite d'inflammabilité (figure 4.31).

## 4.7 Comportement du panache thermique dans le local

Au cours des essais expérimentaux, la température des gaz dans le local a été mesurée à l'aide de thermocouples repartis sur trois axes verticaux (cf. 4.1.4.4). Dans cette partie, le comportement du panache thermique est étudié à partir de la mesure de température au centre du local, réalisée à l'aide de 13 thermocouples repartis au-dessus de la cuve. La figure (4.32) montre les évolutions de la différence de température ( $T - T_0$ ), où  $T_0$  est la température ambiante ( $20^\circ\text{C}$ ), en fonction d'une variable  $Z/\dot{Q}^{2/5}$  qui représente le rapport de l'élévation  $Z$  et du débit calorifique dégagé par le foyer  $\dot{Q}$ . Ces valeurs ont été obtenues durant la phase stationnaire du feu pour une cuve d'heptane de 26 et 30 cm de diamètre, respectivement. Les termes "haut" et "bas", sur la figure (4.32), désignent les positions d'admission

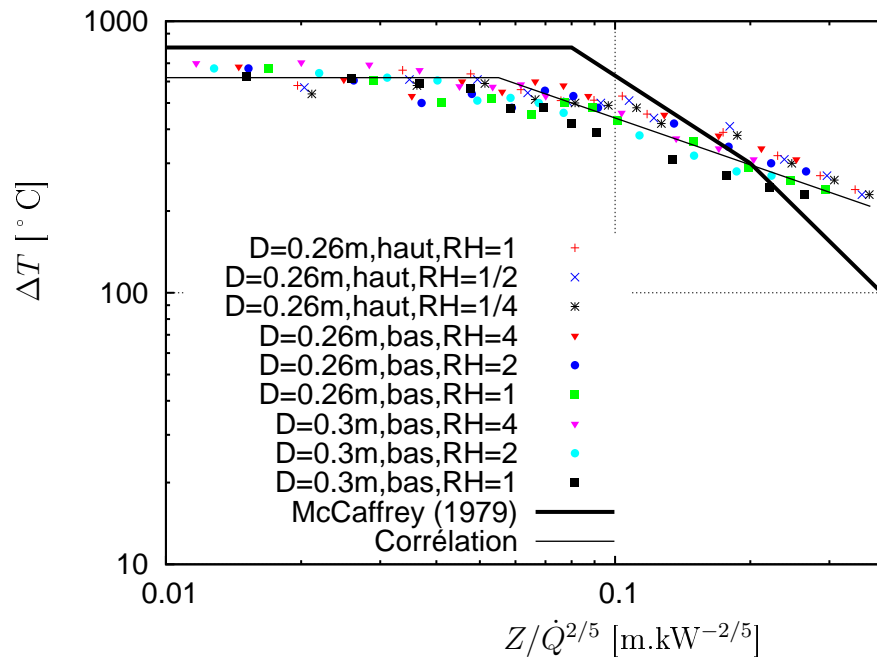


FIG. 4.32 – Niveaux de température le long de l'axe vertical positionné au centre du local.

d'air dans le local soit dans la partie supérieure ou inférieure, respectivement. À partir de ces résultats, une corrélation est définie comme suivant :

$$\begin{cases} \Delta T = 620 \text{ }^\circ\text{C}, & Z/\dot{Q}^{2/5} \leq 0,055 \\ \Delta T = 118 (Z/\dot{Q}^{2/5})^{-0,57}, & Z/\dot{Q}^{2/5} > 0,055 \end{cases} \quad (4.22)$$

Une comparaison avec la corrélation de McCaffrey [72] est également donnée afin d'étudier l'influence du confinement sur la répartition des températures au-dessus de la cuve. Ainsi, comme il est montré sur la figure (4.32), les structures des flammes en milieu confiné sont constituées de deux régions contrairement à celles observées en milieu ouvert, représentées par la corrélation de McCaffrey, qui sont constituées de trois régions : une zone persistante, une zone intermittente et une zone de panache (voir [23]). Dans la zone persistante ( $Z/\dot{Q}^{2/5} \leq 0,055$ ), située à la base de la flamme, les différences de température mesurées en milieu confiné sont inférieures à celles en milieu ouvert de  $180 \text{ }^\circ\text{C}$ . Cette diminution de la température, dans la zone persistante est principalement due à l'abaissement du niveau d'oxygène à la base de la flamme. En effet, les mesures ont montré, que même avec une injection en partie basse, le niveau de concentration en oxygène atteignait généralement des valeurs comprises entre 13 et 18%. La figure (4.32) semble également indiquer que la zone de combustion des flammes obtenues dans le caisson est moins étendue que celle observée en milieu ouvert. La hauteur normalisée de flamme, définit pour une augmentation de température de 500 K est de l'ordre de 0,15-0,2 en milieu ouvert et de 0,1 en milieu confiné. Dans la zone de panache, l'entraînement de celui-ci s'effectue à l'aide de l'air vicié mais également à l'aide des produits de combustion présents dans le local. La différence de température des panaches en milieu ouvert et confiné s'accroît donc avec l'altitude. Notons que la corrélation empirique, définie par l'équation (4.22), est limitée aux essais expérimentaux réalisés dans le cadre de cette thèse en utilisant l'heptane comme combustible, et n'est pas nécessairement valable pour tout autre essai réalisé en milieu confiné.

## 4.8 Conclusion

Des essais expérimentaux ont été réalisés au sein de l'institut Pprime pour étudier le comportement d'un feu dans un local confiné et mécaniquement ventilé. Une méthode originale a été développée pour découpler les mesures des flux thermiques reçus à la surface de combustible. Dans ce contexte, une approximation a été proposée en prenant en compte le flux radiatif externe mesuré en-dessous de la cuve, permettant de déterminer les composantes du flux radiatif reçu à la surface. L'étude d'un foyer dans un local à échelle réduite a mis en exergue trois paramètres principaux intervenant sur la dégradation de combustible : la taille du



foyer, la ventilation du local et le positionnement de l'admission d'air dans le local. Concernant l'influence de la taille du foyer, les feux étudiés durant ce travail se classent en trois catégories : les feux suffisamment oxygénés avec un foyer de 23 cm de diamètre, les feux (trop) sous-oxygénés avec un foyer de 30 cm de diamètre et ceux réalisés sous un régime de combustion intermédiaire en utilisant un foyer de 26 cm de diamètre. Il a été montré que le débit massique de combustible augmente lorsque le renouvellement horaire d'air et le diamètre de combustible augmentent. L'effet de la sous-ventilation sur les températures dans le local a été également examiné dans ce chapitre. Il est montré que les températures dans la flamme et celles des gaz augmentent en faisant varier RH de 1 à 4. De plus, la comparaison des résultats obtenus avec un foyer de 26 cm de diamètre, met en évidence l'influence du positionnement de l'admission d'air sur la vaporisation de combustible. On remarque que le débit massique de combustible est toujours plus important lorsque l'air est admis dans la partie inférieure du local, indépendamment de la concentration en oxygène autour de la flamme.

Les variations des flux radiatifs et convectifs, sous forme de fraction de flux total issu de la flamme, sont présentées sur la figure (4.33) pour un foyer d'heptane de 26 cm. Les résultats montrent que les variations les plus importantes ont lieu lorsque la concentration en oxygène est comprise entre 18 et 21%. Dans cette gamme, le flux radiatif, initialement majoritaire en milieu ouvert décroît jusqu'à la valeur de

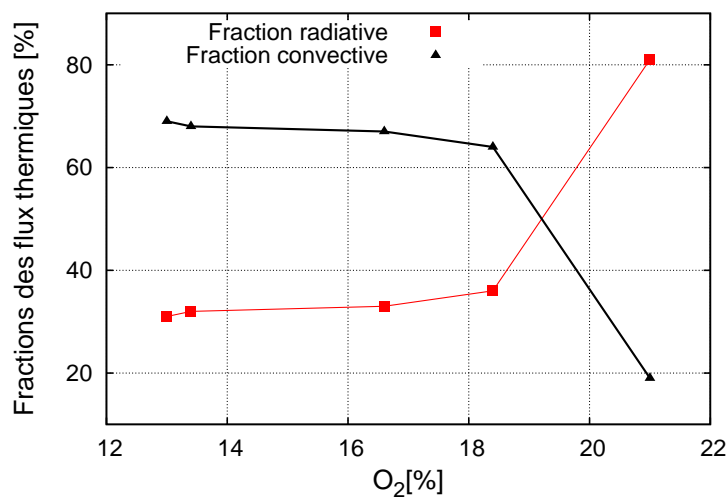


FIG. 4.33 – Evolutions des fractions radiative et convective du flux thermique issu de la flamme avec des feux d'heptane de 26 cm de diamètre, admission d'air dans la partie inférieure du local.

30% quand la concentration en oxygène chute à 18%. Ensuite ce dernier se stabilise autour de cette valeur. Évidemment dans cette gamme de concentration, le flux convectif est quasi-constant et atteint la valeur de 70% du flux thermique issu de la flamme. Ce résultat original montre qu'un foyer de type nappe, souvent classé par son diamètre, peut donner une flamme avec un régime de combustion dit radiatif dominant alors que le même type de foyer, placé en milieu confiné, produit une flamme avec un régime de combustion mixte voir convectif dominant. En ce sens, le degré de viciation de l'air ambiant joue le même rôle que le diamètre du foyer.

Dans le chapitre suivant, les résultats expérimentaux obtenus avec des feux d'une cuve d'heptane de 26 cm et une admission d'air dans la partie supérieure du local ( $RH=1/4$ ,  $1/2$  et  $1$ ), seront utilisés pour valider la formulation théorique développée dans le chapitre 2. En fait, pour ce type d'essais, la variation du débit massique de combustible présente une phase stationnaire du feu suffisamment longue (voir figure 4.25), ce qui va permettre de valider le modèle théorique et répondre à la problématique posée en introduction, concernant les feux de longue durée.

# Chapitre 5

## Validation de l'approche théorique

La simulation numérique avec le code ISIS ainsi que la validation du modèle théorique développé dans le chapitre 2, constituent le contenu de ce chapitre. Les résultats expérimentaux obtenus dans un local à échelle réduite (cf. chapitre 4) sont comparés avec les résultats numériques, afin d'étudier la capacité du modèle théorique à prédire le débit massique de combustible et les paramètres liés à un feu dans un local confiné et ventilé. Nous rappelons qu'une première phase de validation du modèle théorique, a été présentée dans le chapitre 3, où il a été montré que le code ISIS permet d'estimer avec précision les résultats de PRISME [1, 12, 13], obtenus à échelle réelle. Toutefois, les simulations avec ISIS n'ont été pas confrontées avec des mesures expérimentales des flux thermiques reçus à la surface de combustible (absence de telles mesures durant les essais PRISME). Par conséquent, ce chapitre permet de pallier ce manque, en utilisant les données expérimentales présentées dans le chapitre 4.

### 5.1 Reproduction des essais à échelle réduite

Dans le chapitre 4, des essais expérimentaux réalisés à échelle réduite en utilisant une cuve d'heptane de différents diamètres ont été présentés. Les résultats obtenus avec des feux d'une cuve d'heptane de 26 cm de diamètre et une admission d'air dans la partie supérieure, sont adoptés afin d'étudier la validité du modèle théorique développé durant cette thèse. En effet, ces essais présentent des états stationnaires des feux suffisamment longs, notamment ceux réalisés à  $RH = 1/4$ ,  $1/2$  et  $1$  (tableau 5.1), ce qui permet d'étudier la validité de la formulation analytique donnée par l'équation (2.70), mais aussi de répondre à la problématique posée en introduction, concernant les feux de longue durée.

TAB. 5.1 – Essais expérimentaux utilisés pour comparer avec les calculs ISIS.

Diamètre (cm)	Entrée d'air	RH	Période du feu (min)
26	haut	1/4	48
26	haut	1/2	44
26	haut	1	42

### 5.1.1 Reflexion sur le maillage

Les calculs avec ISIS nécessitent l'existence d'un maillage rectangulaire adéquat pour le calcul. A cet effet, une étude de sensibilité du maillage a été réalisée pour déterminer les compromis optimaux en terme de finesse du maillage entre la précision des résultats et le temps de calcul, ceci afin d'aboutir à des préconisations du maillage optimal. Ainsi, il est déduit qu'un quadrillage ayant 42 mailles suivant x, 40 mailles suivant y et 36 mailles suivant z, raffiné au niveau du foyer et des parois, est un bon compromis entre la précision des résultats et le temps de calcul.

Afin de déterminer la taille optimale du maillage au niveau du foyer, nous disposons de la formule suivante [71, 73] :

$$D^* = \left[ \frac{\dot{Q}}{\rho c_p T \sqrt{g}} \right]^{2/5} ; \quad D^*/\delta \geq 5 - 10, \quad (5.1)$$

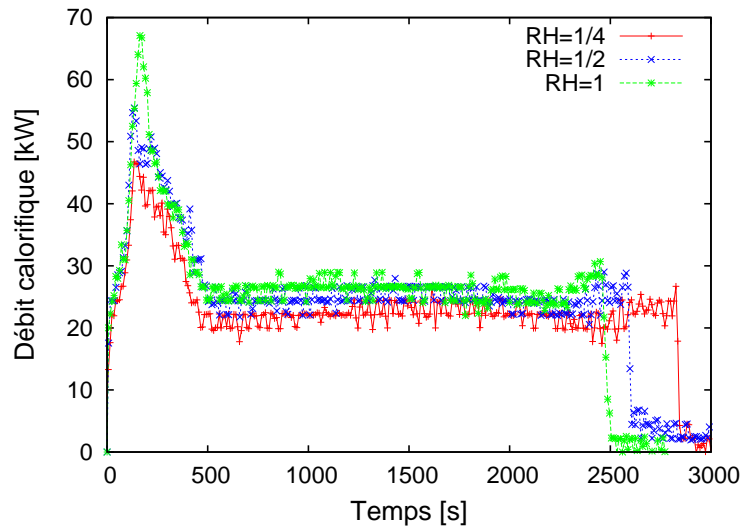


FIG. 5.1 – Puissance calorifique dégagée par un foyer d'heptane de 26 cm de diamètre, admission d'air dans la partie supérieure du local.

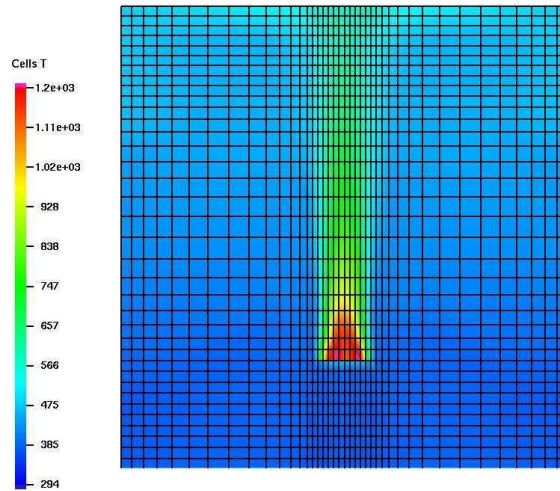


FIG. 5.2 – Maillage utilisé avec le code ISIS pour simuler les feux dans un local à échelle réduite.

où  $D^*$  est la longueur caractéristique,  $\delta$  est la dimension de chaque maille au niveau du foyer,  $\dot{Q}$  est la puissance calorifique dégagée et  $g$  est l'accélération due à la gravité.  $c_p$ ,  $\rho$  et  $T$  représentent respectivement la chaleur spécifique, la masse volumique et la température. La puissance calorifique dégagée par le foyer (notée  $\dot{Q}$ ) est obtenue à partir des résultats expérimentaux représentés sur la figure (5.1). Les trois essais indiquent à l'état stationnaire une puissance calorifique variant entre 22 et 27 kW. Ainsi, une valeur moyenne de 25 kW est choisie, de plus, en supposant que la température dans la flamme est proche de 1000 K, où la chaleur spécifique et la masse volumique de l'air sont respectivement 1140 J/kg/K et 0,352 kg/m<sup>3</sup> (à T=1000 K), la longueur caractéristique  $D^*$  est alors égale à 0,208 m. Par conséquent, la dimension de chaque maille au niveau du foyer doit être inférieure à :  $\delta \leq D^*/10 = 0,0208 \text{ m} = 2,08 \text{ cm}$  ainsi, une dimension de 2 cm est choisie et le nombre total de mailles au niveau du foyer (de 26 cm de diamètre) est égal à 13 mailles, réparties suivant les directions x et y (voir figure 5.2). Un pas de temps adaptatif variant entre  $10^{-3}$  et 1 s a été utilisé et le calcul ISIS a été réalisé en parallèle sur 9 processeurs. Le temps physique de chaque simulation est de 3000 s (durée de calcul est de quelques heures).

### 5.1.2 Simulations non-prédictives

Des simulations dites non-prédictives ont été réalisées avec le code ISIS en utilisant les valeurs expérimentales du débit massique de combustible, obtenues avec des feux d'une cuve d'heptane de 26 cm de diamètre. Des relations liant le débit de

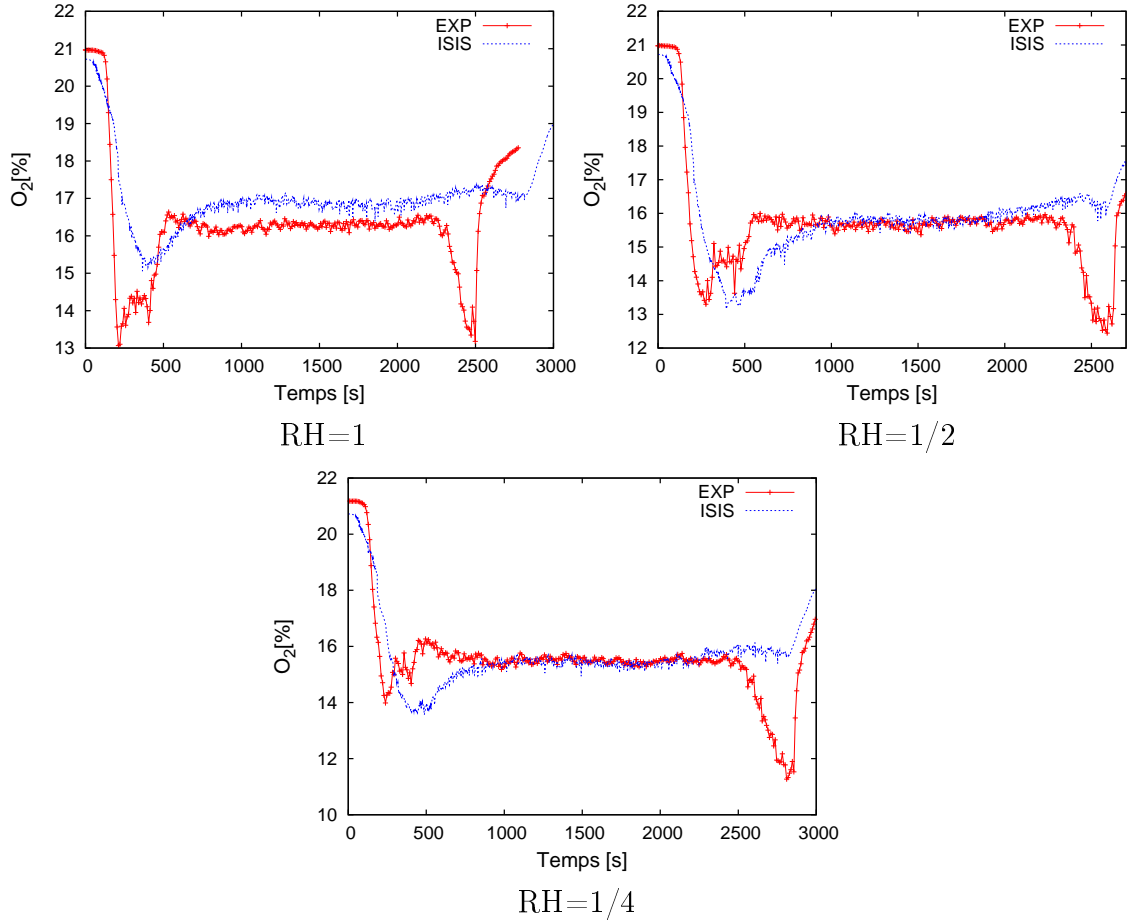


FIG. 5.3 – Comparaison entre les résultats expérimentaux et numériques issus des simulations non-prédictives. Variation de la concentration en oxygène au voisinage du foyer, pour différents renouvellements horaires d'air.

ventilation, la résistance aéraulique et la différence de pression entre l'intérieur du local et l'extérieur, sont adoptées avec le code numérique pour calculer les débits d'admission d'air et d'extraction des gaz au cours du feu. Celles-ci sont données comme suivant [56] :

$$R_{\text{adm}} = \frac{P_{\text{adm}} - P_{\text{local}}}{\rho (\dot{q}_v)_{\text{adm}}^2}$$

et

$$R_{\text{ext}} = \frac{P_{\text{local}} - P_{\text{ext}}}{\rho (\dot{q}_v)_{\text{ext}}^2}, \quad (5.2)$$

où  $R_{\text{adm}}$  et  $R_{\text{ext}}$  sont les résistances aérauliques dans la gaine d'admission et d'extraction respectivement.  $\dot{q}_v$  est le débit volumique de ventilation (les débits d'ad-

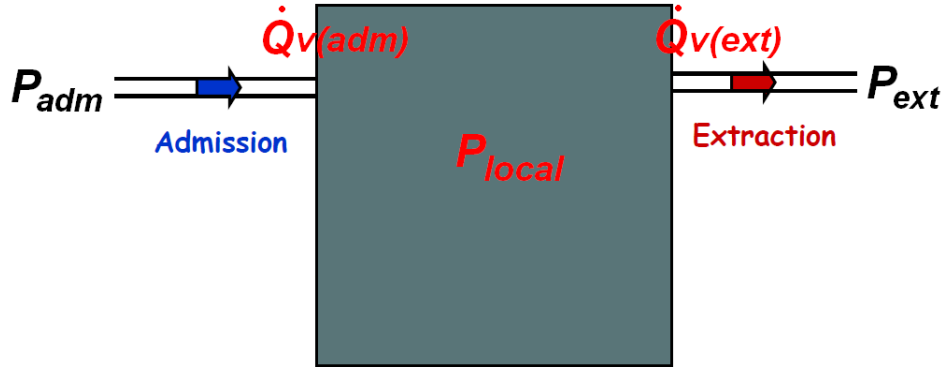


FIG. 5.4 – Schéma de principe du circuit aéraulique dans le local.

mission et d'extraction sont égaux avant le départ du feu). Le terme du numérateur représente la différence de pression entre la sortie de la gaine d'admission ou d'extraction et l'intérieur du local (figure 5.4).

Cependant, la pression à la sortie de la gaine d'extraction (en aval du moteur) n'a pas été mesurée durant les essais expérimentaux car le moteur d'extraction est positionné à une hauteur trop élevée, ce qui ne permet pas de calculer la résistance aéraulique dans la gaine d'extraction (à  $t = 0$  s) ni d'appliquer cette relation. Par conséquent, la pression à la sortie de la gaine d'extraction a été ajustée de telle manière que les simulations numériques s'adaptent aux données expérimentales, en ce qui concerne la variation de la concentration en oxygène au voisinage du foyer (voir figure 5.3). Ainsi, ces conditions d'entrées seront adoptées avec les simulations prédictives pour étudier la validité de la formulation analytique développée dans le chapitre 2, permettant de prédire le débit massique de combustible.

### 5.1.3 Simulations prédictives

Le débit massique de combustible est déterminé en utilisant la formulation analytique (2.70) développée dans le chapitre 2. De plus, le débit massique de combustible, mesuré en milieu ouvert pour un foyer semblable, est utilisé pour simuler le départ du feu (la phase de croissance). La transition entre le débit massique expérimental ( $\dot{m}''_{21}$ ) et celui calculé à l'aide de la formulation analytique (2.70), est montrée sur la figure (5.5). Le débit massique de combustible durant la phase de croissance du feu, s'écrit

$$\begin{aligned} \dot{m}''_{\text{croi}} &= f_1(t) \dot{m}''_{21} + f_2(t) \dot{m}'' \\ &= \left[ \frac{-1}{t_{\text{croi}}} t + 1 \right] \dot{m}''_{21} + \left[ \frac{1}{t_{\text{croi}}} t \right] \dot{m}'', \end{aligned} \quad (5.3)$$

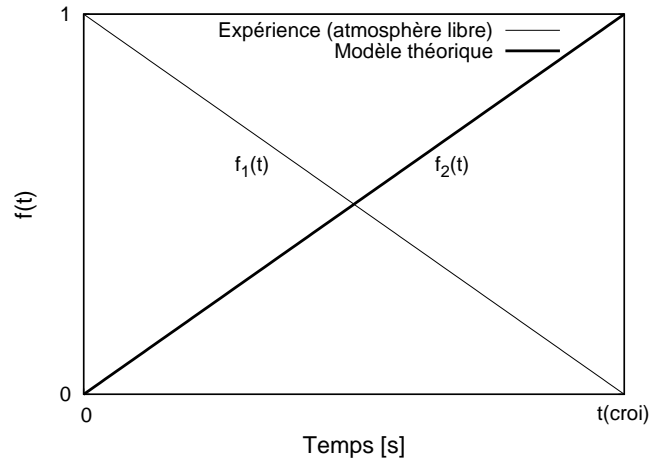


FIG. 5.5 – Transition entre le débit massique expérimental en atmosphère libre et le modèle théorique durant la phase de croissance.

où  $t$  est le temps (en secondes),  $t_{\text{croi}}$  est la durée de la phase de croissance (=150 s pour les essais considérés),  $\dot{m}''_{21}$  est le débit massique mesuré en atmosphère libre et  $\dot{m}''$  est le débit massique théorique donné par l'équation (2.70).  $f_1(t)$  et  $f_2(t)$  représentent les fonctions des droites sur la figure (5.5). Ensuite, le débit massique de combustible est déterminé avec le code ISIS comme suivant :

$$\dot{m}'' = \begin{cases} \dot{m}''_{\text{croi}}, & t \leq t_{\text{croi}} \\ \dot{m}'', & t > t_{\text{croi}} \end{cases} \quad (5.4)$$

## 5.2 Synthèse des résultats

Cette partie est consacrée à la comparaison entre les résultats numériques issus des simulations prédictives avec le code ISIS (cf. 5.1.3) et les données expérimentales obtenues à échelle réduite avec des feux d'heptane (voir tableau 5.1). Ces comparaisons vont conduire à une validation plus exhaustive du modèle théorique proposé dans le chapitre 2, pour prédire le débit massique de combustible.

### 5.2.1 Débit massique de combustible

La figure (5.6) représente les évolutions temporelles du débit massique de combustible, obtenues avec des feux d'une cuve d'heptane de 26 cm de diamètre et une



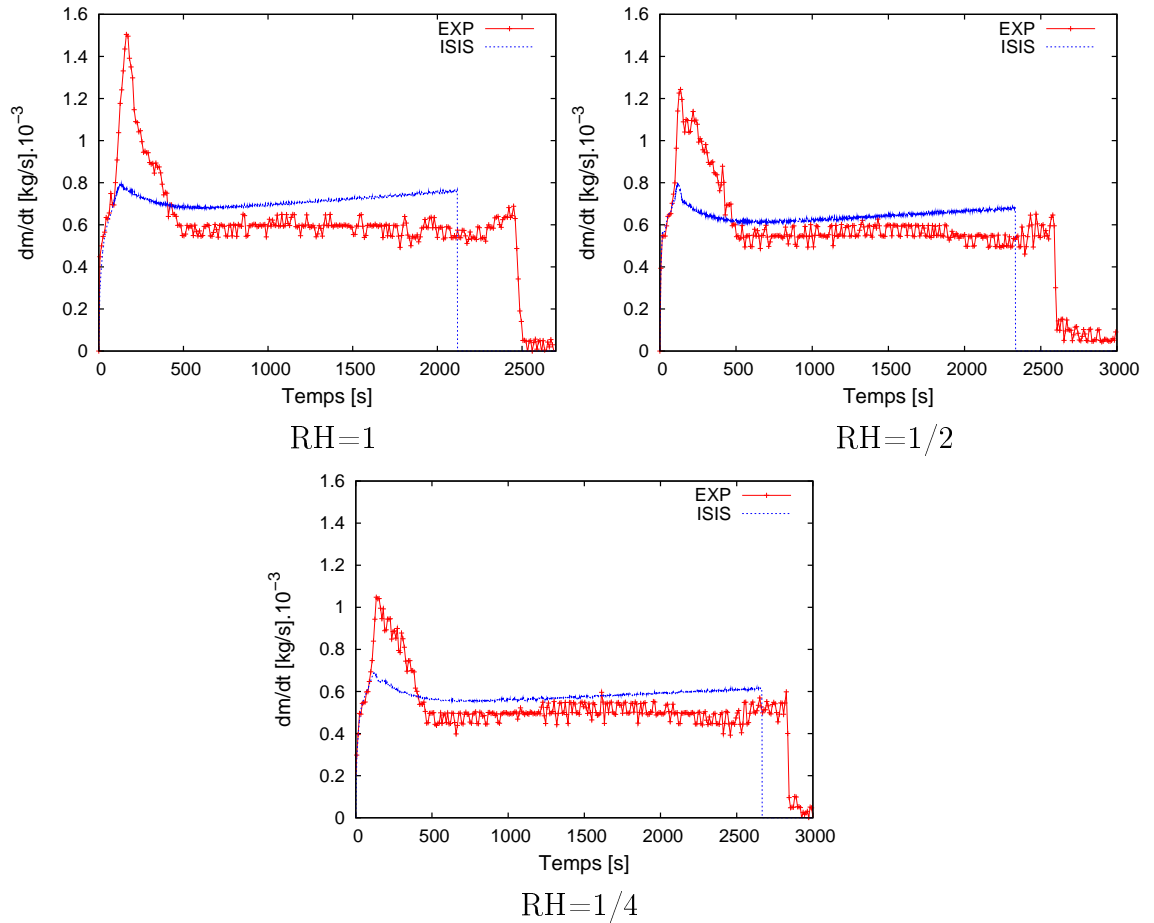


FIG. 5.6 – Comparaison entre les résultats expérimentaux et numériques. Variation du débit massique de combustible, pour différents renouvellements horaires d'air.

admission d'air dans la partie supérieure du local. Le nombre de renouvellements horaires d'air (RH) varie entre 1 et 1/4. La comparaison entre les résultats numériques et expérimentaux montre un accord satisfaisant entre le modèle théorique et les expériences, notamment durant la phase stationnaire du feu où l'erreur relative est inférieure à 15% (différence liée à la précision de calcul avec le code ISIS). Concernant la phase de croissance du feu, le code ISIS a correctement estimé les données expérimentales durant les premières 100 s, puisque le débit massique de combustible mesuré en atmosphère libre a été utilisé comme une donnée d'entrée. D'autre part, il n'a pas permis d'estimer les pics du débit massique de combustible. Pour ces trois tests, l'extinction de la flamme est observée grâce à un défaut de combustible, avec une durée totale du feu variant entre 42 et 48 min (figure 5.6). Ainsi, le code ISIS a estimé la durée du feu en fonction de la masse initiale d'heptane

adoptée et en utilisant l'équation (2.58), définie dans le chapitre 2. La comparaison des résultats révèle que le code ISIS a estimé la durée totale du feu avec une différence notable. Ce comportement peut être lié à des fluctuations sur le peson, rencontrées durant les essais expérimentaux, qui ont conduit à des pics du débit massique de combustible (vapeur d'heptane initialement présente au voisinage du foyer peut conduire à ces fluctuations).

## 5.2.2 Concentration en oxygène

Les variations de la concentration en oxygène au voisinage du foyer sont montrées sur la figure (5.7). Durant la phase stationnaire du feu, la comparaison entre les résultats numériques et expérimentaux révèle un accord très satisfaisant entre le

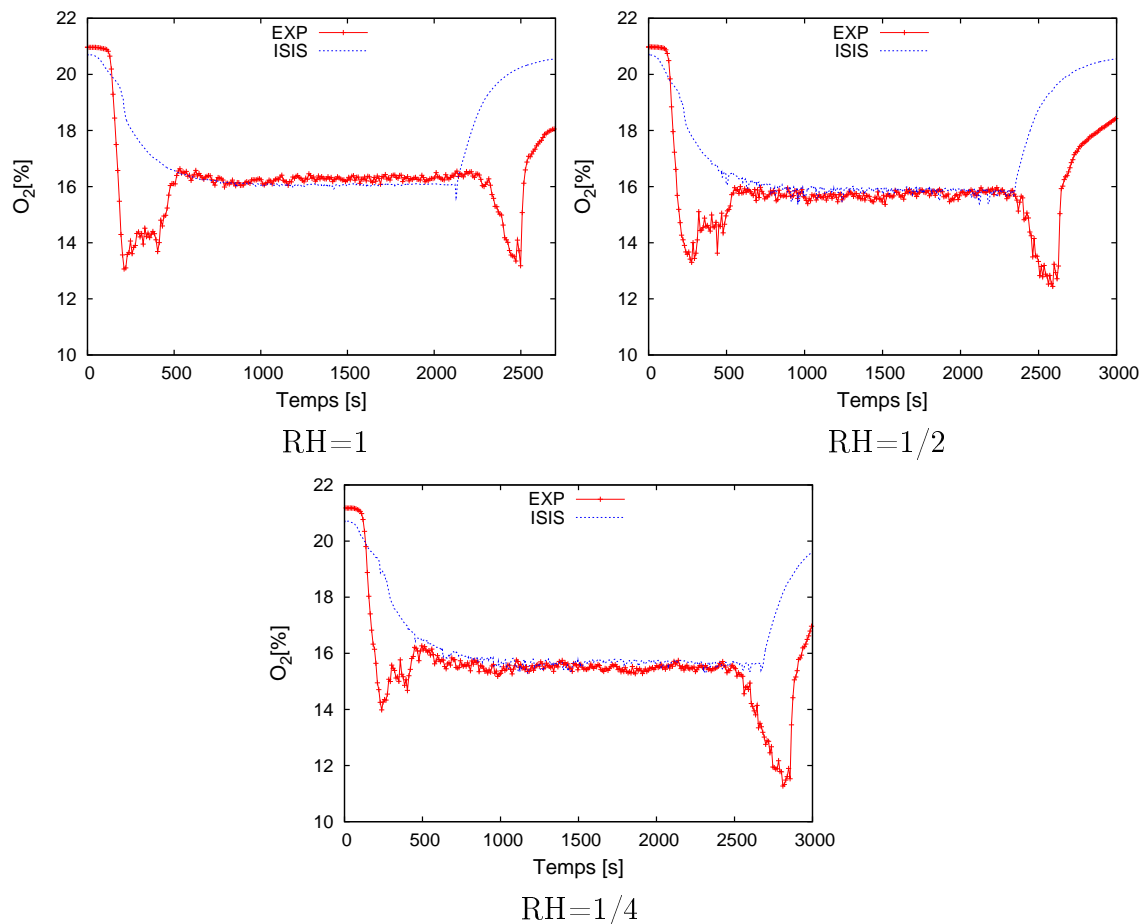


FIG. 5.7 – Comparaison entre les résultats expérimentaux et numériques. Variation de la concentration en oxygène au voisinage du foyer, pour différents renouvellements horaires d'air.

modèle théorique et les expériences (les deux profils sont confondus). Par contre, durant la phase de croissance du feu (jusqu'à  $t = 500$  s), les simulations numériques sur-estiment les données expérimentales ce qui est dû au fait que les débits massiques de combustible sont sous-estimés, comme il est montré sur la figure (5.6). Durant la phase d'extinction de la flamme, une montée en pression dans le local a conduit à une diminution du débit de ventilation et ensuite à une baisse significative de la concentration en oxygène (figure 5.7). Ce comportement n'est pas reproduit avec le code ISIS mais la montée de la concentration en oxygène, juste après l'extinction de la flamme, est correctement estimée où les profils expérimentaux et numériques présentent les mêmes courbures.

### 5.2.3 Température des gaz dans le local

Les valeurs mesurées sur l'axe vertical gauche (côté ouest du local), sont utilisées pour comparer les simulations numériques avec le code ISIS. La comparaison entre les résultats numériques et expérimentaux est réalisée à trois hauteurs différentes (70, 110 et 190 cm), comme il est montré sur la figure (5.8). On constate que les niveaux de température estimés avec le code ISIS montrent une différence notable, notamment durant la phase de croissance du feu, ce qui est lié à la sous-estimation des pics du débit massique de combustible (cf. 5.2.1). Avec le temps, les simulations numériques tendent vers les valeurs expérimentales.

### 5.2.4 Flux thermiques reçus à la surface de combustible

Cette partie est consacrée à la validation du modèle théorique proposé durant cette thèse, en fonction des mesures expérimentales des flux thermiques reçus à la surface d'heptane dans un local à échelle réduite. En effet, parmi les travaux expérimentaux effectués précédemment pour étudier des scénarios d'incendie, il y a eu peu de travaux qui ont porté sur la mesure ou la détermination expérimentale des flux radiatifs et convectifs issus de la flamme vers la surface de combustible [16, 21, 31, 32, 60, 61, 74, 75]. De plus, à notre connaissance, le flux radiatif reçu à la surface n'a jamais été mesuré à l'intérieur d'un local confiné, en prenant en compte l'influence du rayonnement externe issu des gaz chauds et réfléchi par les parois. Ainsi, les résultats expérimentaux obtenus durant ce travail constituent une base de donnée très riche, permettant de comparer les simulations numériques obtenues avec le code ISIS et d'étudier la capacité du modèle théorique à estimer les flux thermiques de la flamme.

Le tableau (5.2) présente les mesures expérimentales des flux thermiques de la flamme, obtenues durant la phase stationnaire du feu. Nous rappelons que les flux convectifs ont été déterminés à partir des mesures du débit massique de combustible et du flux radiatif reçu à la surface (cf. équation 4.9). De plus, les résultats

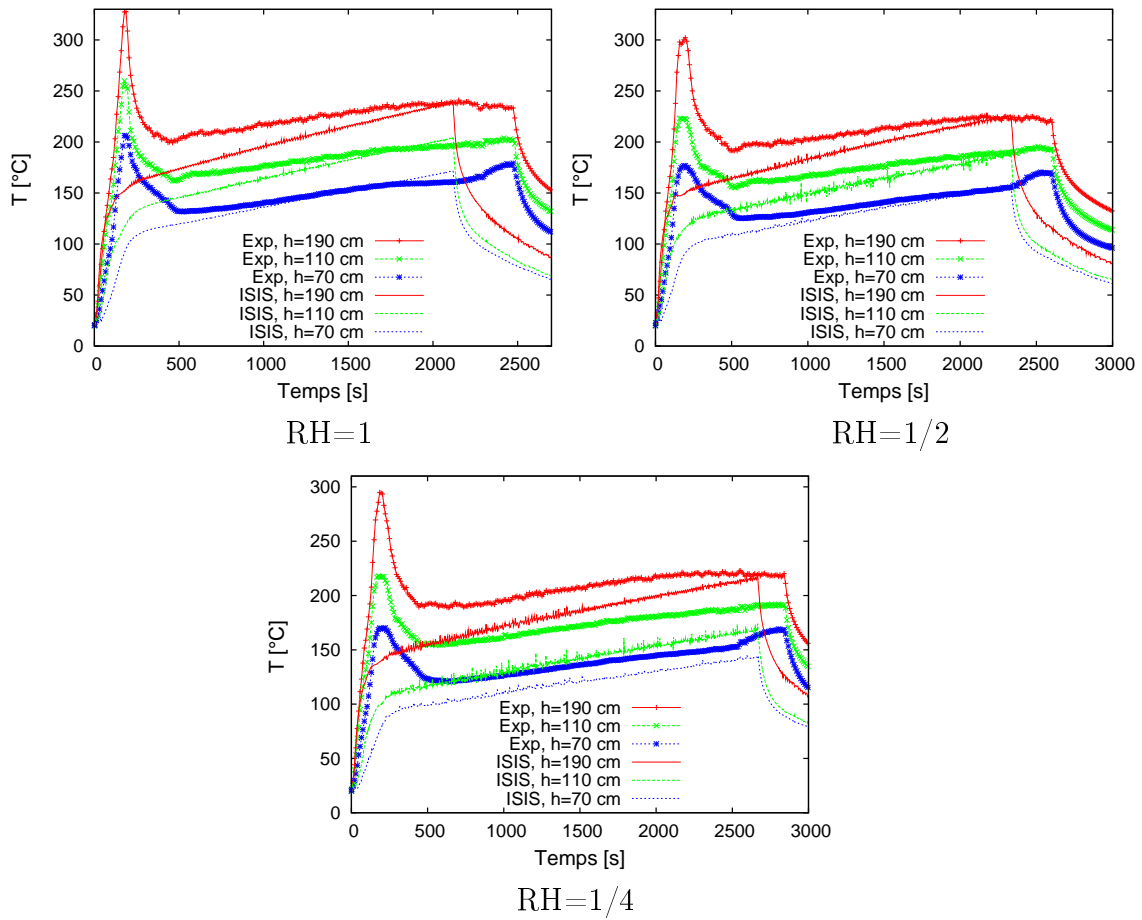


FIG. 5.8 – Comparaison entre les résultats expérimentaux et numériques. Variation de la température des gaz dans le local, pour différents renouvellements horaires d'air.

TAB. 5.2 – Résultats expérimentaux obtenus durant la phase stationnaire du feu. Flux thermiques de la flamme reçus à la surface de combustible, pour différents renouvellements horaires d'air.

Entrée d'air	RH	$\dot{q}''_{f,r}$	$\dot{q}''_{f,c}$
		kW/m <sup>2</sup>	
haut	1	1,5	1,6
haut	1/2	1,35	1,5
haut	1/4	1,2	1,4

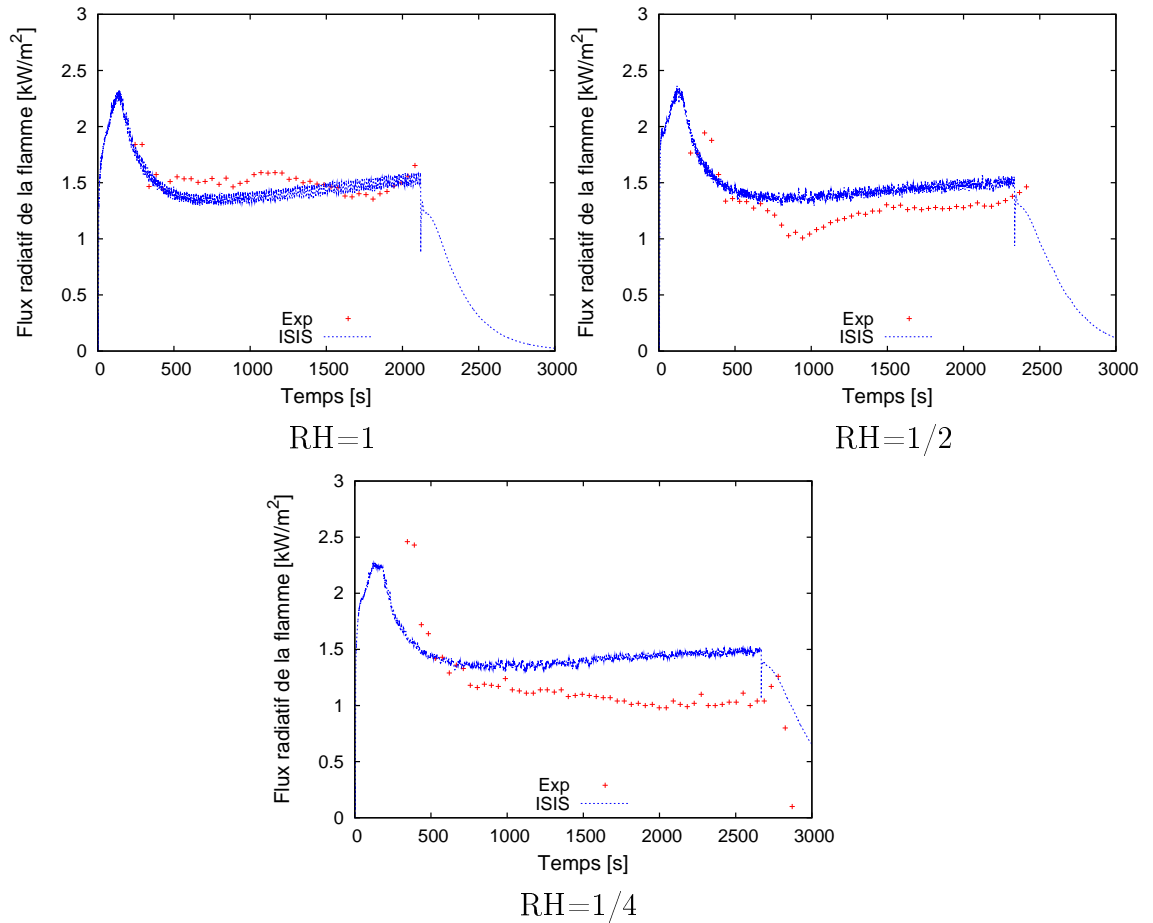


FIG. 5.9 – Comparaison entre les résultats expérimentaux et numériques. Variations des flux radiatifs de la flamme, pour différents renouvellements horaires d'air.

expérimentaux et numériques sont présentés sur les figures (5.9) et (5.10). La comparaison des résultats révèle un bon accord, notamment durant la phase stationnaire du feu. Les résultats expérimentaux montrent que lorsque le nombre de renouvellement horaire d'air varie entre 1 et 1/4, les flux radiatif et convectif de la flamme varie de 1,5 à 1,2 kW/m<sup>2</sup> et de 1,6 à 1,4 kW/m<sup>2</sup>, respectivement. D'autre part, les résultats numériques obtenus avec ISIS (figures 5.9 et 5.10), montrent que les flux radiatif et convectif, durant la phase stationnaire du feu, varient de 1,4 à 1,35 kW/m<sup>2</sup> et de 2,3 à 1,8 kW/m<sup>2</sup>, respectivement. On constate que les flux thermiques de la flamme sont estimés avec certaines différences, inférieures à 11 % et 30 % pour la comparaison des flux radiatifs et convectifs, respectivement. Ces différences sont dues à l'estimation avec ISIS de la fraction volumique de suie ( $f_v$ ), qui apparaît dans l'équation (2.71) et calculée à l'intérieur d'un volume cy-

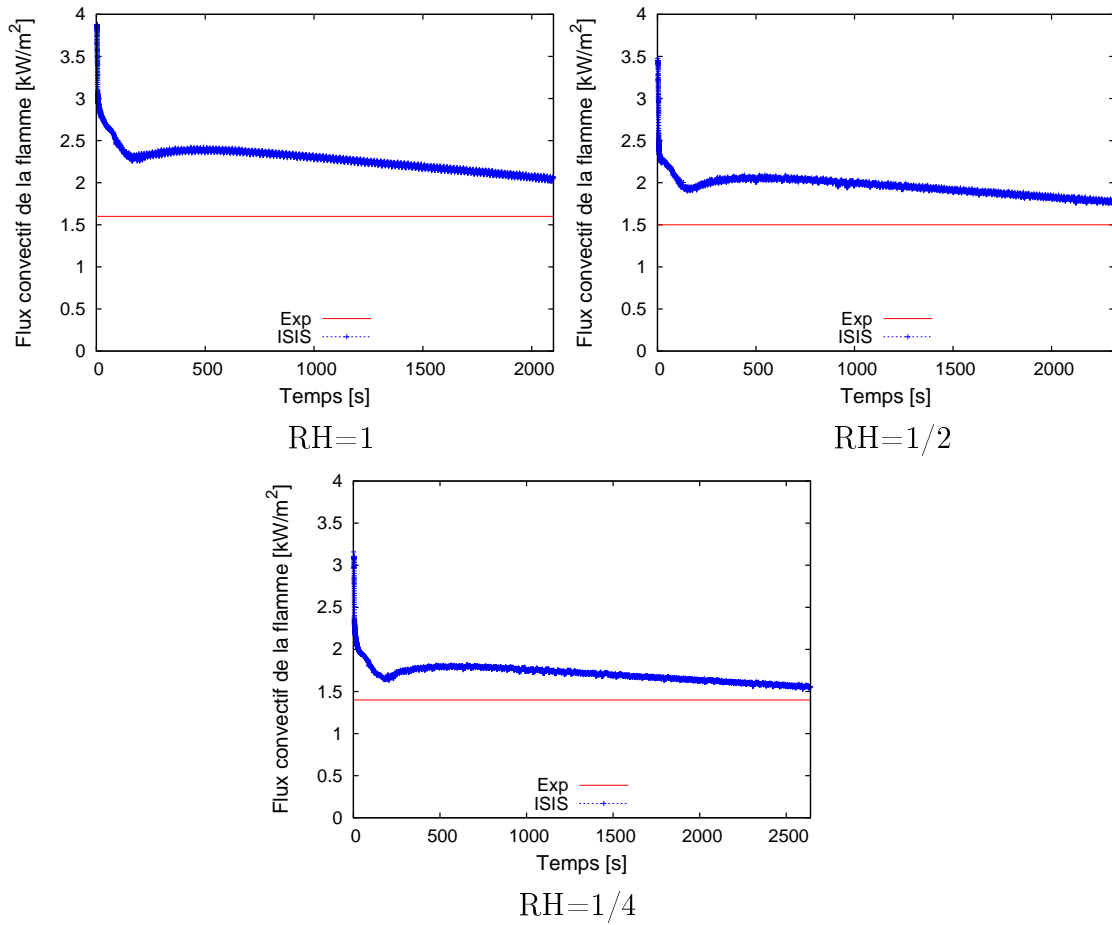


FIG. 5.10 – Comparaison entre les résultats expérimentaux et numériques. Variations des flux convectifs de la flamme, pour différents renouvellements horaires d'air.

lindrique ayant une hauteur fixe, sans prendre en compte la variation de la taille de la flamme au cours du temps.

Durant la phase stationnaire du feu, les flux thermiques estimés avec le code ISIS (figures 5.9 et 5.10) ne présentent pas des profils parfaitement horizontaux alors que la concentration en oxygène reste constante (cf. figure 5.7). Ce comportement est lié à la non-stationnarité du débit massique de combustible qui, durant cette phase, présente une légère augmentation qui est due à l'influence du rayonnement externe dans le local (cf. figure 5.6). Considérons l'essai réalisé avec  $RH = 1$ , lorsque le débit massique de combustible augmente, l'émissivité de la flamme ( $\varepsilon_f$ ) va augmenter et le facteur de blocage  $G(\gamma)$  présente une légère diminution, comme il est montré sur la figure (5.11). Ainsi, le flux radiatif de la flamme augmente et son flux convectif diminue.

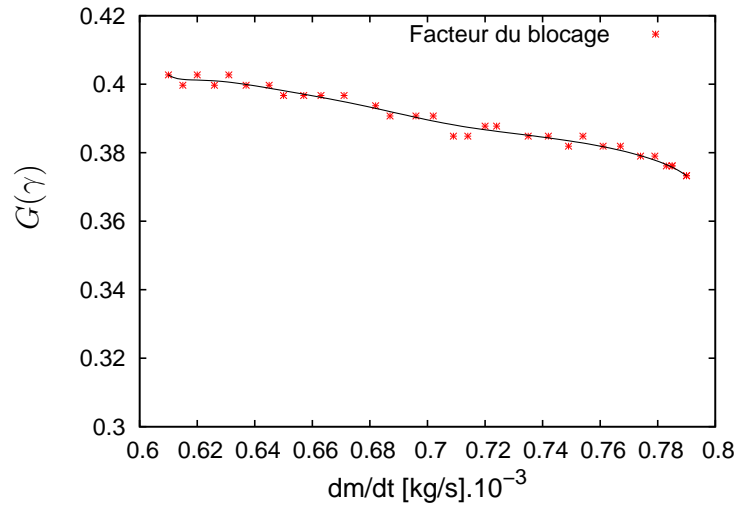


FIG. 5.11 – Variation du facteur de blocage en fonction du débit massique de combustible. Simulation avec ISIS d'un feu d'une cuve d'heptane de 30 cm de diamètre, à 1 renouvellement horaire d'air.

### 5.2.5 Flux radiatifs reçus par les parois du local

Au cours des essais expérimentaux, présentés dans le chapitre 4, les flux rayonnés reçus par les parois du local ont été mesurés à l'aide de quatre fluxmètres positionnés sur la paroi côté nord (cf. 4.1.4.4). La figure (5.12) représente les évolutions temporelles des flux radiatifs reçus par le fluxmètre positionné à une hauteur de 48,5 cm, pour différents renouvellements horaires d'air. Pour les essais réalisés à 1/4 et 1/2 renouvellement horaire d'air, la comparaison entre les résultats numériques et expérimentaux durant la phase stationnaire du feu, indique que le code ISIS permet d'estimer correctement le flux radiatif reçu par les parois (erreur relative inférieure à 17%). Pour le test réalisé à 1 renouvellement horaire d'air, la différence entre les deux profils expérimental et numérique est relativement grande (de 27%). Ces différences sont liées à une légère sur-estimation du flux radiatif issu de la flamme durant cette phase (différence de 11%), comme il est montré dans la partie précédente (cf. 5.2.4). Concernant la phase de croissance du feu, les flux radiatifs mesurés durant les premières 100 s, correspondent exactement aux valeurs estimées avec le code ISIS. D'autre part, les pics du flux radiatif sont sous-estimés avec ISIS, ce qui est dû à la sous-estimation des pics du débit massique de combustible (cf. 5.2.1).

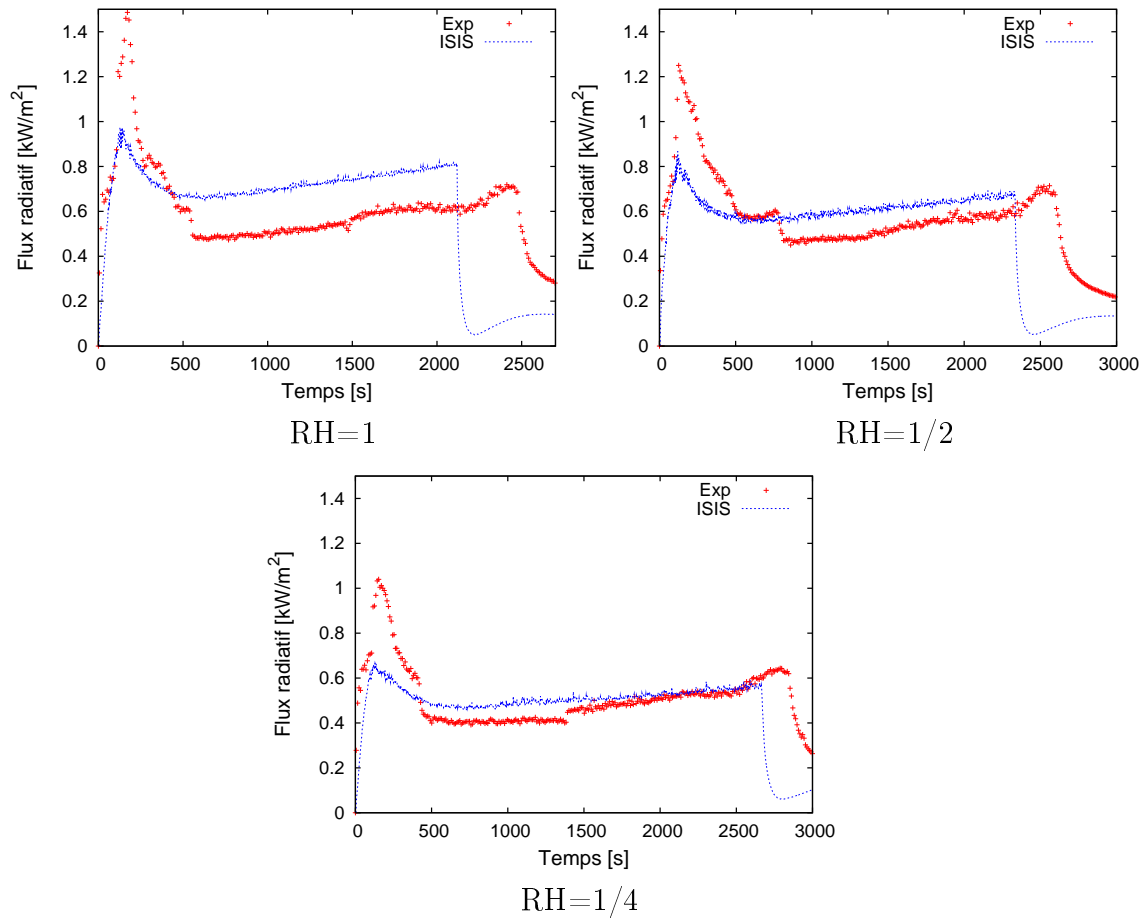


FIG. 5.12 – Comparaison entre les résultats expérimentaux et numériques. Variation du flux radiatif reçu par la paroi côté nord du local, à une hauteur de 48,5 cm, pour différents renouvellements horaires d’air.

### 5.3 Conclusion

Les résultats expérimentaux obtenus avec des feux d’une cuve d’heptane de 26 cm et une admission d’air dans la partie supérieure du local (RH=1/4, 1/2 et 1), ont été utilisés pour étudier la validité de la formulation analytique développée durant cette étude. Pour ce type d’essais, la variation du débit massique de combustible présente une phase stationnaire du feu suffisamment longue, ce qui permet de répondre à la problématique posée en introduction, concernant les feux de longue durée. Les comparaisons entre les résultats numériques obtenus avec ISIS et expérimentaux ont révélé un accord satisfaisant entre le modèle théorique et les expériences, notamment durant la phase stationnaire du feu. Le débit massique de combustible est correctement estimé durant cette phase avec une erreur relative



inférieure à 15%, qui est liée à la précision de calcul avec le code ISIS. De même, la détermination avec le code ISIS de la concentration en oxygène au voisinage du foyer, a révélé un accord très satisfaisant où les profils expérimentaux et numériques sont confondus. Les niveaux de température dans le local estimés avec ISIS sont comparables avec les données expérimentales. Concernant les flux thermiques reçus à la surface de combustible, les flux radiatifs et convectifs de la flamme ont été estimés avec des différences inférieures à 11 % et 30 % respectivement. Ces différences sont dues à l'estimation avec le code ISIS de la fraction volumique de suie ( $f_v$ ), qui est calculée à l'intérieur d'un volume cylindrique ayant une hauteur fixe, sans prendre en compte la variation de la taille de la flamme au cours du temps. Le code ISIS a également permis d'estimer le flux radiatif reçu par les parois du local avec un erreur relative variant entre 14 et 27%.

Concernant la phase de croissance du feu, les pics des valeurs mesurées ont été sous-estimés avec les simulations numériques. À partir de ces résultats, on constate que le modèle théorique développé durant ce travail de recherche, est capable de prédire avec une certaine précision les données expérimentales durant la phase stationnaire du feu.

# Conclusion et perspectives

Lors d'un incendie, un manque d'oxygène risque de se produire suite à la raréfaction de l'air et à la consommation d'oxygène par le processus de combustion. Lorsque la concentration en oxygène dans un milieu confiné décroît au cours du feu puis se stabilise de telle manière que le débit massique de combustible s'adapte au niveau de ventilation du local, cela se traduit par une durée du feu assez longue. Cette configuration constitue un vrai problème sur la sûreté du compartiment, surtout lorsque les scénarios d'incendie sont représentatifs du milieu nucléaire.

L'objectif de ce travail de recherche consistait à déterminer une modélisation de la puissance calorifique du foyer soumis à un régime de combustion sous-ventilé. Le modèle retenu est basé sur le bilan énergétique à la surface de combustible et doit pouvoir en particulier prédire l'effet du niveau d'oxygène dans le local feu sur le débit massique de combustible, le tout afin de pouvoir prédire la puissance thermique dégagée par le foyer ainsi que les durées de feu.

Afin de limiter le nombre de paramètres d'étude, une analyse bibliographique a été effectuée et a montré que les 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 suies formée dans la flamme diminuent lorsque la concentration en oxygène au voisinage de la flamme diminue ou en réduisant le diamètre de la cuve de combustible. De plus, les stratégies responsables à l'extinction de la flamme, comme la température de la flamme, la concentration en oxygène et le débit massique de combustible ont été abordées et nous avons déduit que, lorsque la température dans le local augmente, la concentration critique en oxygène nécessaire pour maintenir la flamme va diminuer. Dans le deuxième chapitre, des modèles empiriques et théoriques permettant de déterminer, en milieu confiné, le débit massique de combustible, ont été examinés. Il a été montré que la formulation analytique d'Utiskul [17, 15] prévue initialement pour les petites échelles n'a pas permis de prévoir correctement les comportements observés durant les essais PRISME-Source [1, 12] pendant le

régime de combustion quasi-stationnaire. D'autre part, la corrélation empirique de Peatross et Beyler [14] a permis de reproduire les résultats expérimentaux à condition que l'influence du rayonnement externe soit négligeable.

Cette revue de littérature a permis d'entrevoir certaines pistes afin d'améliorer le modèle théorique formulé par Utiskul :

- La relation de Peatross et Beyler n'est autre qu'une corrélation empirique obtenue à partir des données expérimentales. Son domaine de validité est donc limité aux combustibles des différents essais de l'étude (heptane, diesel, PMMA et TPH). De plus, cette corrélation ne prend pas en compte l'influence du flux thermique externe issu des gaz chauds et réfléchi par les parois.
- La formulation d'Utiskul résulte d'une étude théorique basée sur le bilan énergétique à la surface de combustible. La composante radiative du flux thermique issu de la flamme a été négligée. Cette hypothèse est raisonnable dans le cas des feux de petite taille, où le flux radiatif est négligeable devant la contribution thermique externe issue des gaz chauds et des parois. Toutefois, lorsque la surface de nappe augmente, l'émissivité de la flamme devient plus importante et le flux externe peut-être atténué par les particules de suie dans la flamme. Ainsi, cette hypothèse n'est plus valable pour les feux à grande échelle. De plus, le nombre de Spalding  $B$  a été supposé petit afin que le facteur de blocage  $\ln(1+B)/B$  converge vers 1. Cette hypothèse ne semble pas être justifiée pour la configuration étudiée dans cette thèse (feux de TPH, de dodécane ou d'heptane) et devra être levée lors de la formulation d'un nouveau modèle de pyrolyse.

En conséquence, une formulation analytique permettant de prédire le débit massique de combustible, en se basant sur le bilan énergétique à la surface, a été développée. Le rayonnement de la flamme a été pris en compte et défini suivant la théorie de Hottel [50]. De même, le flux convectif issu de la flamme a été défini suivant la théorie de la couche limite, en supposant que le facteur de blocage  $\ln(1+B)/B$  est différent de 1. L'effet de la viciation de l'air a été pris en compte en reliant la température de la flamme à la fraction massique d'oxygène au voisinage de la flamme. Le flux thermique externe issu des gaz chauds et réfléchi par les parois a été donné à l'aide de la définition d'Utiskul [17]. Afin d'estimer la durée du feu, un modèle d'extinction de la flamme a été décrit et utilisé en parallèle avec la formulation analytique. Cette approche théorique a donc fourni une description de l'influence de la ventilation et du rayonnement externe sur le phénomène de vaporisation de combustible.

Ce modèle analytique global a été validé avec des résultats expérimentaux obtenus en atmosphère libre [18, 19] et la corrélation de Babrauskas [20]. De même, une

comparaison a été effectuée avec la corrélation de Peatross et Beyler [14] et les résultats expérimentaux de Pretrel [1, 12] obtenus en atmosphère vicié avec des feux de Tétra Propylène Hydrogéné (TPH). Les résultats ont montré un accord satisfaisant avec la littérature et la non-linéarité du modèle analytique a permis de mettre en évidence certains comportements du débit massique de combustible, qui ne sont pas pris en compte par la corrélation empirique. La détermination des flux thermiques de la flamme a également indiqué un bon accord avec les données expérimentales de Tewarson [21], obtenues avec des feux d’heptane en atmosphère vicié.

Le modèle proposé a ensuite été implanté dans le code de calcul ISIS (Incendie Simulé pour la Sûreté), qui a été utilisé durant cette thèse pour simuler des feux dans des locaux confinés et mécaniquement ventilés. Des simulations dites non-prédictives ont été réalisées, dans un premier temps, en spécifiant comme condition limite le débit massique mesuré expérimentalement durant le test D1 [1, 12]. Il a été montré que le code ISIS est capable de prédire les principaux paramètres liés à l’évolution d’un feu dans un milieu confiné et sous-ventilé, notamment la concentration en oxygène, la pression et la température des gaz. En utilisant la corrélation de Peatross et Beyler [14], les résultats numériques ont montré un bon accord avec les données expérimentales d’essais PRISME-Source [1, 12] où le code a permis de prédire la perte de masse de TPH durant la phase stationnaire du feu. De même, la concentration en oxygène au voisinage du foyer et la pression dans le local ont été bien estimées par le code. La détermination de la température des gaz était toutefois moins précise. Les bons résultats obtenus à la fois en mode non-prédictif et semi-prédictif ont montré que cet outil est approprié à la détermination des paramètres liés à un feu dans un local confiné et ventilé, ainsi, il a été utilisé avec suffisamment de confiance pour tester puis valider la formulation analytique développée durant cette thèse et destinée à prédire le débit massique de combustible.

La formulation analytique développée durant cette thèse a ainsi été utilisée avec le code ISIS pour reproduire les résultats d’essais PRISME-Source [1, 12] mais aussi PRISME-Leak [13]. Ces essais représentent respectivement les cas où l’influence du rayonnement externe issu des gaz chauds et réfléchi par les parois, est négligeable ou significative. Un bon accord a été observé entre les résultats numériques et expérimentaux ce qui a vérifié la capacité de l’approche théorique à estimer la perte de masse de combustible sous l’influence de la viciation d’air et du rayonnement externe. Le modèle a également permis d’estimer les variations temporelles des flux thermiques de la flamme, transmis à la surface de combustible. De plus, les simulations numériques ont montré que le modèle théorique est en bon accord avec les essais expérimentaux d’Utiskul [15], réalisés dans un compartiment à échelle

réduite.

La deuxième partie de ce travail a porté sur des essais expérimentaux qui ont été réalisés au sein de l'institut PPRIME pour étudier le comportement d'un feu dans un local confiné et mécaniquement ventilé. L'objectif de cette campagne d'essais était de déterminer l'influence de la ventilation et de la taille du bac sur le phénomène de vaporisation de combustible et de produire des données à échelle réduite permettant de tester le logiciel ISIS. L'originalité du travail consistait en une méthode expérimentale pour découpler les mesures des flux thermiques reçus à la surface de combustible. En effet, rares à notre connaissance sont les travaux antérieures qui ont traité l'évolution du feu dans une atmosphère viciée [21, 31, 32, 74], en particulier sur la problématique de la mesure des flux thermiques reçus à la surface de combustible. De plus, le flux thermique reçu à la surface n'a pas encore été mesuré en prenant en compte l'influence du rayonnement externe issu des gaz chauds et réfléchi par les parois. Dans ce contexte, une approximation a été proposée durant ce travail en prenant en compte la mesure du flux radiatif externe en-dessous de la cuve, ce qui a conduit à déterminer les composantes du flux radiatif reçu à la surface de combustible.

L'étude d'un foyer dans un local à échelle réduite a mis en exergue trois paramètres principaux intervenant sur la dégradation de combustible : la taille du foyer, la ventilation du local et le positionnement de l'admission d'air dans le local. Concernant l'influence de la taille du foyer, les feux étudiés durant ce travail se classent en trois catégories : les feux suffisamment oxygénés avec un foyer de 23 cm de diamètre, les feux (trop) sous-oxygénés avec un foyer de 30 cm de diamètre et ceux réalisés sous un régime de combustion intermédiaire en utilisant un foyer de 26 cm de diamètre. De plus, il a été déduit que le débit massique de combustible sera d'autant plus important que le diamètre de combustible et le renouvellement horaire d'air seront élevés. Les mêmes comportements ont été observés pour les mesures des flux thermiques reçus à la surface et la fraction radiative de la flamme alors que la fraction convective de celle-ci diminue en augmentant le diamètre du foyer ou le débit de ventilation. L'effet de la sous-ventilation sur les niveaux de température dans le local a été également examiné. Il a été montré que les températures de la flamme et celle des gaz chauds dans le local, augmentent en faisant varier le nombre de renouvellement horaire d'air (RH) de 1 à 4. De plus, la comparaison des résultats obtenus avec un foyer de 26 cm de diamètre, a mis en évidence l'influence du positionnement de l'admission d'air sur le phénomène de vaporisation de combustible. Nous avons remarqué que le débit massique de combustible est toujours plus important lorsque l'air est admis dans la partie inférieure du local, indépendamment de la concentration en oxygène autour de la flamme.

Pour une validation plus exhaustive du modèle théorique développé durant cette thèse, les simulations numériques avec le code ISIS ont été comparées avec les essais

expérimentaux réalisés à échelle réduite avec des feux d'une cuve d'heptane de 26 cm de diamètre. Parmi ces derniers, ceux réalisés à RH variant entre 1/4 et 1, avec une admission d'air dans la partie supérieure du local, ont été choisis. Pour ce type d'essais, le débit massique de combustible présente une phase stationnaire du feu suffisamment longue, ce qui permet de valider le modèle théorique et répondre à la problématique posée en introduction, concernant les feux de longue durée. Ainsi, les comparaisons entre les résultats numériques et expérimentaux ont révélé un accord satisfaisant entre le modèle proposé et les expériences, notamment durant la phase stationnaire du feu. En effet, le code ISIS a permis d'estimer correctement certains paramètres liés à un feu, comme le débit massique de combustible, la concentration en oxygène et les flux thermiques reçus par la surface de combustible et les parois du local. Les niveaux de température dans le local estimés avec ISIS sont comparables avec les données expérimentales. De plus, il a été montré que le code ISIS a permis d'estimer les durées du feu avec une erreur relative inférieure à 15% (différence liée à la précision de calcul avec le code ISIS).

A partir de ces résultats, on constate que le modèle théorique développé durant ce travail de recherche, est un modèle simple permettant d'obtenir des résultats assez proche des données expérimentales. Il est capable d'estimer avec une bonne précision les paramètres liés à un feu durant la phase stationnaire, ce qui contribue à l'élaboration de certaines stratégies pour l'extinction des incendies de longue durée, afin de réduire ses conséquences sur la structure et les personnes. Les résultats expérimentaux obtenus durant ce travail constituent une base de donnée riche, permettant de comprendre le comportement d'un feu dans un milieu confiné mais aussi de vérifier la validité des modèles et des codes de calcul.

Cette étude ouvre donc de nombreuses perspectives de recherche. Au vu de nos résultats, le modèle théorique pourrait être amélioré en prenant en compte l'influence de la ventilation sur la production de particules de suie dans la flamme. Il serait particulièrement intéressant de déterminer la fraction volumique de suie dans la flamme en fonction de la concentration en oxygène au voisinage du foyer, sans avoir besoin d'estimer cette quantité à l'aide du code de calcul adopté. L'utilisation de certaines corrélations existantes [15, 17, 49] pour estimer la hauteur de la flamme et l'émissivité des gaz dans le local, serait également importante puisque ces paramètres interviennent directement dans le calcul des flux radiatifs de la flamme et issus des gaz chauds.

Pour estimer la durée du feu, des approches simples basées sur une fraction massique d'oxygène critique ou un débit massique critique de combustible, ont été retenues. Celles-ci n'ont pas permis d'approcher la phase d'extinction du feu pour certains essais expérimentaux [13, 15] ainsi, le phénomène d'extinction de la flamme

doit être traité de façon plus détaillée en tenant compte de la chimie se déroulant dans la flamme.

Du point de vue de l'expérience, l'étude d'autres combustibles liquides (alcènes, cétones,...) et solides, dont les essais sont plus difficilement reproductibles, serait nécessaire afin d'étendre les résultats de cette étude. Pour assurer un bon brassage de l'air dans le local, il serait nécessaire de placer un moteur en amont de la gaine d'admission. De plus, il faudrait mesurer la pression à la sortie de la gaine d'extraction, ce qui permettrait de spécifier les différents paramètres ventilatoires, de façon à faciliter la simulation numérique du problème.

# Appendices



# Annexe A

## Modèles physiques avec ISIS

### A.1 Modèle de combustion

La combustion turbulente est modélisée avec ISIS de manière simplifiée par une réaction unique, impliquant trois espèces chimiques, le combustible, le comburant et les produit en présence d'un gaz neutre. Cette réaction est supposée totale et irréversible. Le taux de réaction chimique moyen, dans le cadre de l'hypothèse d'une réaction instantanée entre le combustible et l'oxydant, est uniquement contrôlé par le mélange turbulent.

#### A.1.1 Modèle Eddy Break-up

Ce modèle est usuellement désigné par l'acronyme EBU, pour Eddy Break-up [76]. Le système ainsi obtenu est a priori gouverné par trois équations de bilan (masse de combustible, de comburant et de produit). Si l'on suppose que les diffusions massiques de ces trois espèces chimiques dans le mélange sont identiques, on montre par combinaison linéaire que seules deux équations sont indépendantes (équations A.1 et A.2); elles portent dans ISIS sur la fraction massique de combustible  $Y_F$  et sur une variable (dite fraction de mélange),  $z$ , combinant les concentrations de manière à faire disparaître de l'équation le terme de réaction chimique :

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \tilde{z}) + \nabla \cdot (\rho \tilde{v} \tilde{z}) = \nabla \cdot \left( \frac{\mu_e}{\sigma_\phi} \nabla \tilde{z} \right) \quad (\text{A.1})$$

et

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \tilde{Y}_F) + \nabla \cdot (\rho \tilde{v} \tilde{Y}_F) = \nabla \cdot \left( \frac{\mu_e}{\sigma_\phi} \nabla \tilde{Y}_F \right) + \bar{\omega}_F, \quad (\text{A.2})$$

où  $\rho$  est la densité,  $\tilde{v}$  représente la vitesse moyenne,  $\mu_e$  est la viscosité turbulente,  $\sigma_\phi$  est le nombre de Prandtl et  $\bar{\omega}_F$  est le taux de combustion :

$$\bar{\omega}_F = -C_R \rho \frac{\varepsilon}{k} \min \left( \tilde{Y}_F, \tilde{Y}_O/r \right). \quad (\text{A.3})$$

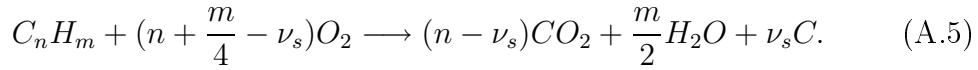
$C_R$  est une constante adimensionnelle,  $k$  et  $\varepsilon$  sont respectivement l'énergie cinétique et le taux de dissipation et  $r$  est le rapport stœchiométrique. Les fractions massiques d'oxydant  $Y_O$  et des produits  $Y_{p,i}$  et la température sont calculées en fonction de ces variables ( $Y_F$  et  $z$ ) :

$$\begin{aligned} Y_O &= Y_O^o(1-z) + s(Y_F - Y_F^f z) \\ Y_{p,i} &= r_{p,i}(Y_F^f z - Y_F) \\ T &= T^o + (T^f - T^o)z - Q/c_p(Y_F - Y_F^f z) \end{aligned} \quad (\text{A.4})$$

Les indices "o" et "f" représentent l'écoulement oxydant et combustible respectivement.  $Q$  est la chaleur de réaction et  $r_{p,i}$  est le rapport stœchiométrique de la masse du produit "i" sur celle de combustible.

## A.1.2 Production des suies

Pour modéliser la production de suie, une approche simple est adoptée avec ISIS en considérant un facteur  $\nu_s$  dans la réaction chimique comportant une seule étape :



$\nu_s = 0$  pour une réaction complète. Dans des conditions stœchiométriques,

$$\nu_s = \frac{\nu_F W_F}{W_C} y_s. \quad (\text{A.6})$$

$\nu_F$  est le coefficient molaire de combustible.  $W_F$  et  $W_C$  sont les masses molaires de combustible et du carbone, respectivement.  $y_s$  est la teneur en carbone de combustible.

La fraction volumique de suie est définie comme suivant :

$$f_{v,s} = \frac{\rho Y_s}{\rho_s}, \quad (\text{A.7})$$

où  $Y_s$  est la fraction massique de suie et  $\rho_s$  est la densité de suie ( $=1800 \text{ kg.m}^{-3}$ ). De plus, la fraction massique de suie est liée à celle de combustible et à la fraction de mélange comme suivant :

$$Y_s = \frac{\nu_s W_C}{\nu_F W_F} (Y_F^f z - Y_F). \quad (\text{A.8})$$

## A.2 Modèle de transfert radiatif

Au cours d'un incendie, du fait des dimensions géométriques importantes du domaine physique impliqué, le rayonnement contribue de manière significative aux transferts de chaleur et donc au développement de la flamme. Dans ISIS, le modèle P-1 [77] a été choisi. Il dérive des méthodes aux harmoniques sphériques et repose sur l'hypothèse de gaz gris. Il est particulièrement adapté pour la modélisation des milieux très chargés en particules, tels que les écoulements réactifs avec une forte production de suie. Ce modèle présente l'avantage d'être peu coûteux en temps de calcul.

L'équation du transfert radiatif (ETR) est défini avec ISIS comme suivant :

$$\frac{dI}{ds} + \kappa I = \frac{\kappa\sigma}{\pi} T^4. \quad (\text{A.9})$$

$I$  est l'intensité radiative et  $s$  est le vecteur unité le long de la propagation du rayonnement. Le rayonnement incident  $G$  est aussi défini comme :

$$G = \int_{4\pi} I d\Omega, \quad (\text{A.10})$$

où  $\Omega$  est l'angle solide sous lequel on voit une surface donnée.

La méthode des harmoniques sphériques (ou modèle P-N), consiste à représenter l'intensité radiative en séries d'harmoniques sphériques. La solution exacte de ETR est obtenue lorsque l'ordre de l'approximation est infini. Dans ISIS, cet ordre est supposé égal à 1, d'où l'approximation P-1 (ou modèle P-1). Ainsi, l'équation du transport pour  $G$  s'écrit :

$$\nabla \cdot \left( \frac{1}{3\kappa} \nabla G \right) - \kappa G + 4\kappa\sigma T^4 = 0 \quad (\text{A.11})$$

et le flux radiatif est défini en fonction de l'intensité radiative  $G$  comme suivant :

$$\dot{q}_r'' = -\frac{1}{3\kappa} \nabla G. \quad (\text{A.12})$$

A partir des équations (A.11) et (A.12), on a

$$\nabla \cdot \dot{q}_r'' = \kappa G - 4\kappa\sigma T^4. \quad (\text{A.13})$$

Le coefficient d'absorption du milieu  $\kappa$  dépend à la fois de la température et de la composition des gaz, suivant des corrélations basées sur des résultats expérimentaux et de la fraction volumique de suie.

## Annexe B

# Spécification de la corrélation de Peatross et Beyler

La corrélation empirique de Peatross et Beyler [14] est utilisée avec ISIS pour calculer le débit massique de combustible pour un feu de TPH avec une surface de nappe de 0,4 m<sup>2</sup>. En fait, la corrélation de Peatross et Beyler définit la perte de masse de TPH en fonction de la fraction massique d'oxygène comme suivant :

$$\dot{m}_F = A_F \cdot \dot{m}_{21}'' \cdot \left[ 2, 1 \cdot \frac{Y_{O_2, \infty}}{Y_{O_2, 21}} - 1, 1 \right], \quad (\text{B.1})$$

où  $A_F$  est la surface de la nappe de combustible,  $\dot{m}_{21}''$  est le débit massique de combustible mesuré dans un milieu bien ventilé ( $Y_{O_2, 21} = 0,23$ ), obtenu à partir de la corrélation de Babrauskas [20] :

$$\dot{m}_{21}'' = \dot{m}_{\infty}'' \cdot (1 - e^{-K \cdot D}) \quad (\text{B.2})$$

où  $\dot{m}_{\infty}''$  représente le débit massique surfacique pour une nappe de taille infinie,  $D$  le diamètre de combustible et  $K$  est le coefficient d'extinction de la nappe.

$Y_{O_2, \infty}$  est la fraction massique d'oxygène exprimée comme le rapport de la masse d'oxygène dans un volume donné sur la masse totale du mélange gazeux

$$Y_{O_2, \infty} = \frac{m_{O_2}}{m_t}. \quad (\text{B.3})$$

$Y_{O_2, \infty}$  est calculée avec le code ISIS à l'aide d'une moyenne volumique, où un volume ayant la même hauteur que la surface du bac est considéré au voisinage du foyer (figure B.1). Celui-ci est défini de manière que ces frontières soient à 30 cm du bord du bac. Ainsi, la fraction massique moyenne d'oxygène est déterminée à l'intérieur de ce volume comme suivant :

$$\overline{Y_{O_2, \infty}} = \frac{1}{V} \sum_{i \in V} (Y_{O_2, \infty})_i \cdot V_i \quad (\text{B.4})$$

où  $V_i$  est le volume de chaque élément  $i$ ,  $(Y_{O_2,\infty})_i$  est la fraction massique d'oxygène calculée dans chaque élément  $i$  et  $V$  est le volume total du domaine considéré.

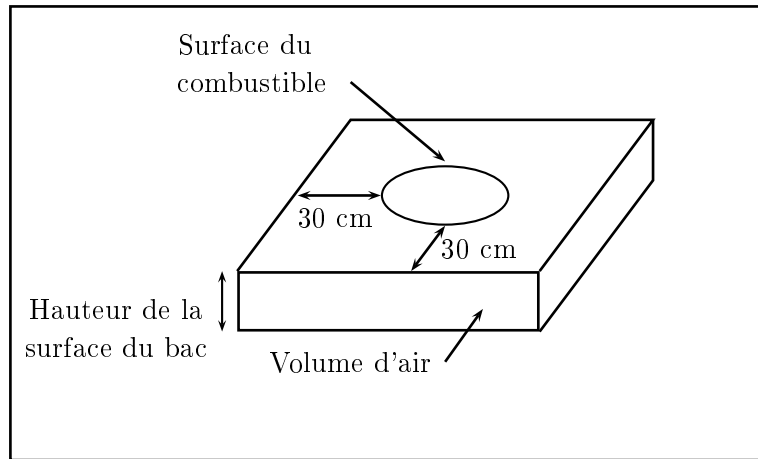


FIG. B.1 – Domaine volumique utilisé avec ISIS pour simuler la fraction massique d'oxygène au voisinage du foyer

## Annexe C

# Calcul de la correction apportée à la mesure du flux radiatif dans la cuve de combustible

Cette annexe décrit la méthode définie dans [16] et utilisée pour corriger le flux radiatif mesuré à l'intérieur de la cuve d'heptane. En effet, l'angle de vue du fluxmètre peut se trouver en partie masqué par le bord de la cuve (figure C.1). De fait, ceci arrive lorsque  $\theta_{min} < \theta_{max}$ , où  $\theta_{max}$  est l'angle de vue du fluxmètre utilisé ( $= 150^\circ$ ) et  $\theta_{min}$  s'écrit

$$\theta_{min} = \text{Arctan} \left( \frac{R - r_f}{z_f} \right) \quad (\text{C.1})$$

où  $z_f$  est la distance entre le bord supérieur de la cuve et le fluxmètre,  $r_f$  est la position radiale du fluxmètre dans la cuve et  $R$  est le rayon de la cuve.

### Détermination de $\varphi_{max}$ en fonction de $\theta$ :

L'objectif est de déterminer, pour une valeur donnée de  $\theta$ , l'angle limite  $\varphi_{max}$  à partir duquel le bord de la cuve masque l'angle de vue du fluxmètre. Dans le repère  $(O, u_r, u_y)$ , l'équation du cercle  $(C)$  représentant le bord de la cuve en vue de dessus (figure C.2) est :

$$(r + r_f)^2 + y^2 = R^2 \quad (\text{C.2})$$

Dans le même repère, l'équation de  $(C_\theta)$  est :

$$r^2 + y^2 = r_\varphi^2 \quad (\text{C.3})$$

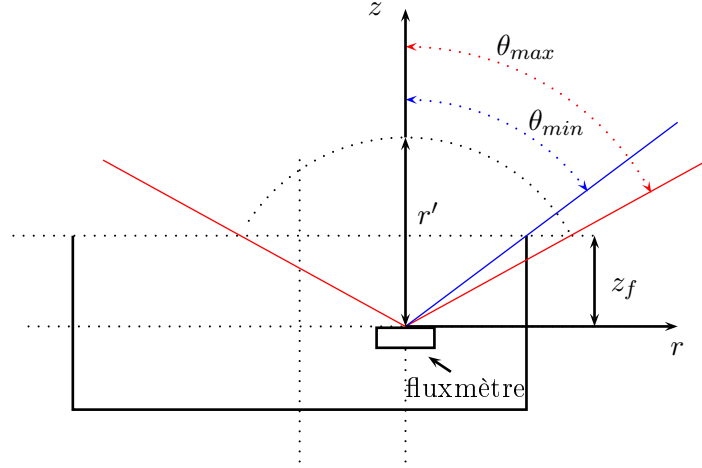


FIG. C.1 – Mesure du flux radiatif à l'intérieur du bac

Les coordonnées du point  $A_\theta$  situé à l'intersection de ces deux cercles sont :

$$r_{A_\theta} = \frac{R^2 - r_\varphi^2}{2r_f}$$

$$y_{A_\theta} = \sqrt{r_\varphi^2 - \frac{R^2 - r_\varphi^2}{2r_f}} \quad (\text{C.4})$$

Il est à noter que la valeur de  $r_\varphi$  dépendant de  $\theta$ , les coordonnées de  $A_\theta$  en dépendent également.

Comme,

$$\tan^2(\varphi_{max}) = \frac{y_{A_\theta}^2}{r_{A_\theta}^2} \quad (\text{C.5})$$

et en remarquant que,

$$r_\varphi = r' \sin \theta \quad (\text{C.6})$$

on montre alors que :

$$\varphi_{max}(\theta) = \text{Arctan} \sqrt{\frac{4 r_f^2 r'^2 \sin^2 \theta}{(R^2 - r'^2 \sin^2 \theta)^2} - 1} \quad (\text{C.7})$$

Compte tenu de la symétrie par rapport à l'axe  $(O, u_y)$ , l'angle solide masqué par le bord de la cuve peut s'exprimer par :

$$\Omega_{masque} = 2 \int_{\theta_{min}}^{\theta_{max}} \sin \theta \varphi_{max}(\theta) d\theta \quad (\text{C.8})$$

La valeur du flux radiatif mesuré dans la cuve après correction est donnée comme suivant :

$$\dot{q}''_{\text{mes,cor}}(r) = \dot{q}''_{\text{mes}}(r) \frac{\Omega_{\text{tot}}}{\Omega_{\text{tot}} - \Omega_{\text{masque}}} \quad (\text{C.9})$$

- $\Omega_{\text{tot}} = 2\pi \int_0^{\theta_{\text{max}}} \sin \theta d\theta = 2\pi(1 - \cos \theta_{\text{max}})$

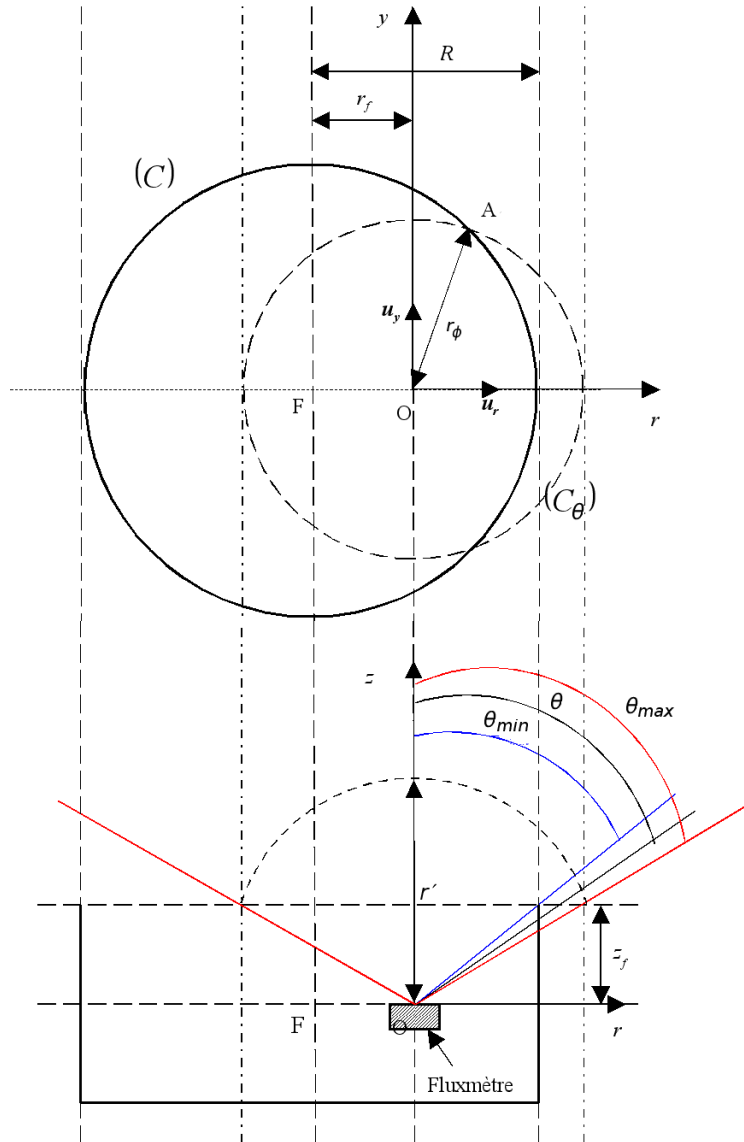


FIG. C.2 – Définition des paramètres nécessaires pour le calcul de  $\Omega_{\text{masque}}$  [16]



# Bibliographie

- [1] H. Pretrel and J. M. Such. Effect of ventilation procedures on the behaviour of a fire compartment scenario. *Nuclear Engineering and Design*, 235 :2155–2169, 2005.
- [2] V. Novozhilov and H. Koseki. CFD prediction of pool fire burning rates and flame feedback. *Combustion Science and Technology*, 176 :1283–1307, 2004.
- [3] S. Brohez, G. Marlair, and C. Delvosalle. The effect of oxygen concentration on co and soot yields in fires. *Fire and Materials*, 32 :141–158, 2008.
- [4] V.I. Blinov and G.N. Khudiakov. Certain laws governing diffusive burning of liquids. *Fire Research Abstract and Review*, 1 :41–44, 1959.
- [5] C. Chivas, J. P. Bertrand, S. Duplantier, L. Audouin, and L. Rigollet. Method to obtain large scale burning rate of liquids with lab scale tests. In Interflam Committee, editor, *International Conference on Fire Research and Engineering*, volume 11, 2007.
- [6] J. G. Quintiere and A. S. Rangwala. A theory for flame extinction based on flame temperature. *Fire and Materials*, 28 :387–402, 2004.
- [7] Z. Hu, Y. Utiskul, J.G. Quintiere, and A. Trouve. Towards large eddy simulations of flame extinction and carbon monoxide emission in compartment fires. In *Proceedings of the Combustion Institute*, volume 31, pages 2537–2545, 2007.
- [8] A. Tewarson and R. F. Pion. Flammability of plastics - i. burning intensity. *Combustion and Flame*, 26 :85–103, 1976.
- [9] L. Audouin. Review on the modelling of the effect of oxygen depletion on the mass loss rate. OECD - Prisme Project - PRG 2, 2006.
- [10] S. Melis and L. Audouin. Effects of vitiation on the heat release rate in mechanically-ventilated compartment fires. In International Association for Fire Safety Science, editor, *Ninth International Symposium of Fire Safety Science*, volume 9, pages 931–942, 2009.
- [11] J. G. Quintiere. An approach to modeling wall fire spread in a room. *Fire Safety Journal*, 3 :201–214, 1981.

- [12] H. Pretrel, P. Querre, and M. Forestier. Experimental study of burning rate behaviour in confined and ventilated fire compartments. In International Association for Fire Safety Science, editor, *Eighth International Symposium of Fire Safety Science*, volume 8, pages 1217–1228, 2005.
- [13] H. Pretrel and L. Audouin. Smoke movement induced by buoyancy and total pressure between two confined and mechanically ventilated compartments. In Interflam Committee, editor, *International Conference on Fire Research and Engineering (Interflam)*, volume 12, pages 1053–1064, 2010.
- [14] M. J. Peatross and C. L. Beyler. Ventilation effects on compartment fire characterization. In International Association for Fire Safety Science, editor, *Fifth International Symposium of Fire Safety Science*, volume 5, pages 403–414, 1997.
- [15] Y. Utiskul, J.G. Quintiere, A.S. Rangwala, B.A. Ringwelski, K. Wakatsuki, and T. Naruse. Compartment fire phenomena under limited ventilation. *Fire Safety Journal*, 40, 2005.
- [16] J. Richard. *Interaction d'un brouillard d'eau avec un feu de nappe à l'échelle laboratoire. Effets physicochimiques et influence sur le rayonnement*. PhD thesis, Ecole Nationale Supérieure de Mécanique et d'Aérotechnique et Faculté des Sciences Fondamentales et Appliquées, 2001.
- [17] Y. Utiskul. *Theoretical and experimental study on fully-developed compartment fires*. PhD thesis, National Institute of Standards and Technology, 2007.
- [18] H. Koseki and H. Hayasaka. Estimation of thermal balance in heptane pool fire. *Journal of Fire Science*, 7 :237–249, 1989.
- [19] G.W. Mulholland, V. Henzel, and V. Babrauskas. The effect of scale on smoke emission. In International Association for Fire Safety Science, editor, *Second International Symposium of Fire Safety Science*, volume 2, pages 347–357, 1989.
- [20] V. Babrauskas. Estimating large pool fire burning rates. *Fire Technology*, 19 :251–261, 1983.
- [21] A. Tewarson, J.L. Lee, and F. Pion. The influence of oxygen concentration on fuel parameters for fire modeling. In *Proceedings of the Combustion Institute*, volume 18, pages 563–570, 1981.
- [22] 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*, 182 :517–528, 2010.
- [23] J. Lassus. *Risque d'inflammation de gaz imbrûlés au cours d'un incendie en milieu confiné-ventilé*. PhD thesis, Ecole Doctorale : Sciences pour l'Ingénieur et Aéronautique, 2009.

- [24] B. J. Mc Caffrey. Purely buoyant diffusion flames : Some experimental results. Technical Report NBSIR-79-1910, National Bureau of Standards, 1979.
- [25] L. Audouin, G. Kolb, J. L. Torero, and J. M. Most. Average centreline temperatures of a buoyant pool fire obtained by image processing of video recordings. *Fire Safety Journal*, 24 :167–187, 1995.
- [26] G. Cox and R. Chitty. A study of the deterministic properties of unbounded fire plumes. *Combustion and Flame*, 39 :191–209, 1980.
- [27] H. Ingason. Two dimensional rack storage fires. In International Association for Fire Safety Science, editor, *Fourth International Symposium of Fire Safety Science*, volume 4, pages 1209–1220, 1994.
- [28] G. Heskestad. Flame heights of fuel arrays with combustion in depth. In International Association for Fire Safety Science, editor, *Fifth International Symposium of Fire Safety Science*, volume 5, pages 427–438, 1997.
- [29] H. Ingason and J. de Ris. Flame heat transfer in storage geometries. *Fire Safety Journal*, 31 :39–60, 1998.
- [30] V. Babrauskas and R. B. Williamson. Post-flashover compartment fires - basis of a theoretical model. *Fire and Materials*, 2(2) :39–53, 1978.
- [31] G. Santo and F. Tamanini. Influence of oxygen depletion on the radiative properties of pmma flames. In *Proceedings of the Combustion Institute*, volume 18, pages 563–570, 1981.
- [32] P.A. Beaulieu and N.A. Dembsey. Effect of oxygen on flame heat flux in horizontal and vertical orientations. *Fire Safety Journal*, 43 :410–428, 2008.
- [33] H. Takeda and K. Akita. Critical phenomenon in compartment fires with liquid fuels. In *Proceedings of the Combustion Institute*, volume 18, pages 519–527, 1981.
- [34] C. M. Fleischmann and A. R. Parkes. Effects of ventilation on the compartment enhanced mass loss rate. In International Association for Fire Safety Science, editor, *Fifth International Symposium of Fire Safety Science*, volume 5, pages 415–426, 1997.
- [35] L. Orloff and J. De Ris. Froude modeling of pool fires. In *Proceedings of the Combustion Institute*, volume 19, pages 885–895, 1982.
- [36] Y. Xin and M. M. Khan. Flammability of combustible materials in reduced oxygen environment. *Fire Safety Journal*, 42 :536–547, 2007.
- [37] A. Tewarson. Flammability parameters of materials : Ignition, combustion and fire propagation. *Journal of Fire Sciences*, 12 :329–356, 1994.
- [38] A. Tewarson. Nonmetallic material flammability in oxygen enriched atmospheres. *Journal of Fire Sciences*, 18 :183–214, 2000.

- [39] V. Babrauskas. Free burning fires. *Fire Safety Journal*, 11 :33–51, 1986.
- [40] A. Macek. Flammability limits : thermodynamics and kinetic. Technical report, BSIR, American Society of Mechanical Engineers, , National Bureau of Standards, 1976.
- [41] F.A. Williams. A review of the flame extinction. *Fire Safety Journal*, 3 :163–175, 1981.
- [42] D. Drysdale. *An introduction to fire dynamics*. John Wiley and Sons, 1985.
- [43] J. G. Quintiere. Fundamentals of enclosure fire 'zone' models. *Journal of Fire Protection Engineering*, 1(3) :99–119, 1989.
- [44] J. Backovsky, K. Foote, and N. Alvares. Temperature profiles in forced-ventilation enclosure fires. In International Association for Fire Safety Science, editor, *Second International Symposium of Fire Safety Science*, volume 2, pages 315–324, 1988.
- [45] J. G. Quintiere and B. J. Mc Caffrey. The burning of wood and plastic cribs in an enclosure : Volume i. Technical Report NBSIR-80-2054, National Bureau of Standards, 1980.
- [46] H.W. Emmons. The film combustion of liquid fuel. *ZAMM-Zeitschrift fur Angewandte Mathematik und Mechanik*, 36, 1956.
- [47] J.G. Quintiere. *Fundamentals of Fire Phenomena*. John Wiley and Sons, 2006.
- [48] Y. Utiskul and J. G. Quintiere. Generalizations on compartment fires from small-scale experiments for low ventilation conditions. In International Association for Fire Safety Science, editor, *Eighth International Symposium of Fire Safety Science*, volume 8, pages 1229–1240, 2005.
- [49] G. Heskestad. Engineering relations for fire plumes. *Fire Safety Journal*, 7 :25–32, 1984.
- [50] H.C. Hottel and A.F. Sarofim. *Radiative Transfer*. 278, McGraw-Hill, 1967.
- [51] J. De Ris. Fire radiation - a review. In *Proceedings of the Combustion Institute*, volume 17, pages 1003–1016, 1979.
- [52] J. G. Quintiere. A theoretical basis for flammability properties. *Fire and Materials*, 30 :175–214, 2006.
- [53] A. Nasr, S. Suard, J. P. Garo, H. El-Rabii, and L. Gay. Determination by a CFD code and a global model of the fuel mass loss rate in a confined and mechanically-ventilated compartment fire. In *International Conference on Fire Research and Engineering*, pages 1775–1781. Interflam Committee, 2010.
- [54] S. Suard, A. Nasr, S. Melis, J.-P. Garo, H. El-Rabii, L. Gay, L. Rigollet, and L. Audouin. Analytical approach for predicting effects of vitiated air on

- the mass loss rate of large pool fire in confined compartments. In International Association for Fire Safety Science, editor, *Tenth International Symposium of Fire Safety Science*, volume 10, 2011.
- [55] A. Nasr, S. Suard, H. El-Rabii, L. Gay, and J.-P. Garo. Fuel mass-loss rate determination in a confined and mechanically-ventilated compartment fire using a global approach. *Combustion Science and Technology*, 183 :1342–1359, 2011.
- [56] Fabrice Babik, Céline Lapuerta, and Sylvain Suard. Isis 2.0.0., physical modelling., 2010.
- [57] S. Suard, C. Lapuerta, F. Babik, and L. Rigollet. Verification and validation of a CFD model for simulations of large-scale compartment fires. *Nuclear Engineering and Design*, 241(9) :3645–3657, 2011.
- [58] H. Pretrel. Prisme leak programme. Analysis report SERCI-2009-410-DR-PRISME 35, SERCI/DPAM/IRSN, 2009.
- [59] P.J. Di Nenno, editor. *SFPE Handbook of Fire Protection Engineering*. NFPA. pp. 3.134–3.135, third edition, 2002.
- [60] J. P. Garo, J. P. Vantelon, and D. Lemonnier. Effect on radiation heat transfer at the surface of pool fire interacting with a water mist. *Journal of Heat Transfer*, 132 :023503.1–023503.9, 2010.
- [61] J. Richard, J.P. Garo, J.M. Souil, J.P. Vantelon, and D. Lemonnier. Addition of a water mist on a small-scale liquid pool fire : effect on radiant heat transfer at the surface. In *Proceedings of the Combustion Institute*, volume 29, pages 377–384, 2002.
- [62] J. P. Garo, J. P. Vantelon, and H. Koseki. Thin-layer boilover : prediction of its onset and intensity. *Combustion Science and Technology*, 178(7) :1217–1236, 2006.
- [63] J. P. Garo, H. Koseki, J. P. Vantelon, and A. C. Fernandez-Pello. Combustion of liquid fuels floating on water. *Thermal Science*, 11(2) :119–140, 2007.
- [64] J. Richard, J.P. Garo, J.M. Souil, J.P. Vantelon, and V.G. Knorre. Chemical and physical effects of water vapour addition on diffusion flames. *Fire Safety Journal*, 38 :569–587, 2003.
- [65] J. P. Garo, P. Gillard, J. P. Vantelon, and A. C. Fernandez-Pello. Combustion of liquid fuels spilled on water. Prediction of time to the start of boilover. *Combustion Science and Technology*, 147 :39–59, 1999.
- [66] E. Planas-Cuchi, J. M. Chatris, C. Lopez, and J. Arnaldos. Determination of flame emissivity in hydrocarbon pool fires using infrared thermography. *Fire Technology*, 39 :261–273, 2003.

- [67] A.T. Modak and P.A. Froce. Plastic pool fires. *Combustion and Flame*, 30 :251–265, 1977.
- [68] J. G. Quintiere. Scaling applications in fire research. *Fire Safety Journal*, 15 :3–29, 1989.
- [69] J. C. Yang, A. Hamins, and T. Kashiwagi. Short communication : Estimate of the effect of scale on radiative heat loss fraction and combustion efficiency. *Combustion Science and Technology*, 96 :183–188, 1994.
- [70] P. Joulain. Behavior of pool fire : state of the art and new insights. In *Proceedings of the Combustion Institute*, volume 27, pages 2691–2706, 1998.
- [71] J. L. Torero. Heat and mass transfer in fires : Scaling laws and their application. In *International Meeting on Heat Transfer*, volume 12, 2005. Tanger (Maroc), Novembre 2005.
- [72] P.J. Di Nenno, editor. *SFPE Handbook of Fire Protection Engineering*, chapter 1, pages 2.5–2.8. NFPA, third edition, 2002.
- [73] E.E. Zukoski. *Combustion fundamentals of fire - Properties of fire plumes*, chapter 3, pages 101–219. Academic Press Ltd, 1995.
- [74] G. Santo and M. A. Delichatsios. Effects of vitiated air on radiation and completeness of combustion in propane pool fires. *Fire Safety Journal*, 7 :159–164, 1984.
- [75] G. E. Andrews, J. Ledger, and H. N. Phylaktou. Enclosed pool fires in low ventilation enclosures : Flame temperatures and global heat loss using gas analysis. In International Association for Fire Safety Science, editor, *Sixth International Symposium of Fire Safety Science*, volume 6, pages 591–602, 2000.
- [76] G. Cox, editor. *Combustion Fundamental of Fire*, chapter 4. Academic Press Ltd, 1995.
- [77] R. Siegel and J.R Howell, editors. *Thermal Radiation Heat Transfer*, page 771. Taylor & Francis, third edition, 1992.