



HAL
open science

Modélisation de l'interaction entre un brouillard d'eau et un feu en tunnel

Elizabeth Blanchard

► **To cite this version:**

Elizabeth Blanchard. Modélisation de l'interaction entre un brouillard d'eau et un feu en tunnel. Autre [cond-mat.other]. Université Henri Poincaré - Nancy 1, 2011. Français. NNT : 2011NAN10103 . tel-01746254v1

HAL Id: tel-01746254

<https://hal.univ-lorraine.fr/tel-01746254v1>

Submitted on 29 Mar 2018 (v1), last revised 10 Sep 2013 (v3)

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.



AVERTISSEMENT

Ce document est le fruit d'un long travail approuvé par le jury de soutenance et mis à disposition de l'ensemble de la communauté universitaire élargie.

Il est soumis à la propriété intellectuelle de l'auteur. Ceci implique une obligation de citation et de référencement lors de l'utilisation de ce document.

D'autre part, toute contrefaçon, plagiat, reproduction illicite encourt une poursuite pénale.

Contact : ddoc-theses-contact@univ-lorraine.fr

LIENS

Code de la Propriété Intellectuelle. articles L 122. 4

Code de la Propriété Intellectuelle. articles L 335.2- L 335.10

http://www.cfcopies.com/V2/leg/leg_droi.php

<http://www.culture.gouv.fr/culture/infos-pratiques/droits/protection.htm>

CENTRE SCIENTIFIQUE ET TECHNIQUE DU BÂTIMENT
LABORATOIRE D'ÉNERGÉTIQUE ET DE MÉCANIQUE THÉORIQUE ET APPLIQUÉE – UMR 7563
ÉCOLE DOCTORALE EMMA – ED 409

THÈSE

présentée devant

l'Université Henri Poincaré – Nancy Université

Modélisation de l'interaction entre un brouillard d'eau et un feu en tunnel

en vue de l'obtention du titre de

Docteur en Mécanique et Énergétique

par

Élizabeth BLANCHARD

soutenue le 4 novembre 2011 devant le jury composé de

PRÉSIDENT :

Michel LANCE Professeur Université Claude Bernard – Lyon I

RAPPORTEURS :

Bernard PORTERIE Professeur Université de Provence

Olivier VAUQUELIN Professeur Université de la Méditerranée

EXAMINATEURS :

Sylvain DESANGHERE Docteur Sonovision Division Ligeron

Simo HOSTIKKA Docteur VTT Technical Research Centre of Finland

Kevin MCGRATTAN Docteur National Institute of Standards and Technology

ENCADRANTS :

Pascal BOULET Professeur Université Henri Poincaré – Nancy Université

Pierre CARLOTTI Docteur Centre Scientifique et Technique du Bâtiment

INVITÉ :

Jean-Pierre VANTELON Professeur Université de Poitiers – Institut P'

Remerciements

Ce travail de thèse a bénéficié d'un financement Cifre de l'Agence Nationale de la Recherche. Il a été réalisé au Centre Scientifique et Technique du Bâtiment (CSTB) et au Laboratoire d'Énergétique et de Mécanique Théorique et Appliquée (LEMTA) de l'école doctorale en Énergétique, Mécanique et Matériaux (EMMA). Il a également profité de la collaboration entre le CSTB et le National Institute of Standards and Technology (NIST).



Alors que je m'attelle à la rédaction de ces dernières pages, de nombreuses personnes me viennent à l'esprit. Cette thèse a été pour moi immensément riche et passionnante. Mon travail s'est nourri des échanges que j'ai pu avoir avec mes collègues du LEMTA, du CSTB et du NIST et les personnes rencontrées lors des conférences. J'éprouve une sincère gratitude envers tous et je tiens à les remercier. Certains paraîtront dans cette page, d'autres en seront absents. Je m'excuse d'avance pour les personnes que je n'aurais pas eu la délicatesse de citer.

Tout d'abord, je voudrais remercier l'ensemble des membres de mon jury de thèse pour m'avoir fait l'honneur de leur présence et de leurs critiques. J'aimerais remercier Michel Lance pour avoir assumé le rôle de président du jury, Bernard Porterie et Olivier Vauquelin pour avoir rapporté ce travail ainsi que Sylvain Desanghere pour avoir participé au jury. Je voudrais adresser un remerciement particulier et très chaleureux à Simo Hostikka, Kevin McGrattan et Jean-Pierre Vantelon qui, en plus d'être présents ce jour, m'ont fait l'honneur de leurs précieuses remarques au cours de cette thèse avec, à chaque fois, une très grande gentillesse.

Mes remerciements s'adressent ensuite aux personnes qui m'ont proposé ce sujet de thèse et qui m'ont encadrée tout au long de ces trois années : Pascal Boulet, Pierre Carlotti, Eric Cesmat, François Demouge, Sylvain Desanghere et Philippe Fromy. Je retiendrai de vous tous nos nombreuses discussions, voire débats, qui m'ont questionnée sur le sujet. Vous m'avez beaucoup appris sur le plan scientifique mais également sur le plan humain. Je vous remercie de votre désir de transmettre votre savoir et également de votre souplesse et votre confiance qui m'ont laissée une marge de liberté pour mener ce travail de recherche.

Je voudrais également profiter de ces quelques lignes qui me sont données pour remercier Sullivan Lechêne et Emmanuel Petit pour avoir relu le manuscrit ainsi que Zoubir Acem, Anthony Collin et Sullivan Lechêne pour avoir assisté aux dernières répétitions.

Un très grand « merci » (« kiitos » ou « thank you » d'ailleurs) à tous les développeurs du code de calcul Fire Dynamics Simulator ! Je remercie cette équipe pour leur accueil, leur dynamisme et les échanges que nous avons pu avoir. Je salue en particulier Jason Floyd, Glenn Forney, Simo Hostikka, Randy McDermott, Kevin McGrattan et Jukka Vaari avec lesquels j'ai le plus interagi.

Je profite également de cette occasion pour remercier Pierre Carlotti, Christophe Lemerle, Fabrice Lemoine, Anthony Hamins et Jason Averill pour m'avoir accueillie au sein de leur structure respective, à savoir le département Sécurité, Structure et Feu et la division Études et Essais de Résistance au Feu du CSTB, le laboratoire LEMTA, la Fire Research Division et le groupe Engineered Fire Safety du NIST. Je remercie à cette occasion le département de la Recherche et du Développement du CSTB et notamment Hervé Charrue, François Demouge et Pierre Pimienta pour m'avoir offert la possibilité de séjourner au NIST pendant cette dernière année. J'aimerais également saluer Bernadette Morel Di Ponzio, Christine Kerfers, Irène Léonard, Sylvie Leroy, Sylvie Seck et Mara Tan qui m'ont largement aidée durant ces trois années dans toutes mes démarches. Aussi, j'aimerais saluer les services « supports » du CSTB et plus particulièrement la reprographie et la documentation qui ont toujours fait preuve d'une très grande efficacité et ce toujours, avec une très grande sympathie.

Un grand merci à tous mes collègues du CSTB, du LEMTA et du NIST pour leur accueil chaleureux et leur convivialité durant ces quelques années. Je remercie tout particulièrement ceux avec qui j'ai eu la chance d'échanger, voire de travailler : Zoubir Acem, Romuald Avenel, Stéphane Charruel, Anthony Collin, Glenn Forney, Benoît Forest, Gabriel Giovannelli, Bernard Hognon, Alexandre Jenft, Khalid Kilani, Erica Kuligowski, Sullivan Lechêne, Randall McDermott, Kevin McGrattan, Bernardo Martinez-Ramirez, Sébastien Morat, Dominique Pardon, Steeve Pombo, Paul Reneke et Amanda Robbins. Je voudrais également saluer les utilisateurs de la « navette de 7h30 » du CSTB pour leur gaieté, leur humour et leur amitié.

Ce manuscrit symbolise la fin d'une période de ma vie. Je n'aurais pu parcourir ce chemin sans le soutien, l'écoute et les encouragements de la part de ma famille et mes amis. Je vous en remercie tous. Je voudrais profiter de cette occasion pour saluer en particulier tous mes spöken qui, j'en suis certaine, m'auraient fait l'honneur d'une remarque pour améliorer ce travail. "Last but not least", je te remercie Guillaume pour ta présence, tes conseils et ta patience.



Table des matières

Introduction générale	1
I Contexte de la recherche	5
I.1 Sécurité contre l'incendie en tunnel	6
I.1.1 Caractéristiques géométriques d'un tunnel	6
I.1.2 Caractéristiques aérauliques d'un tunnel	7
I.1.3 Sources et puissances des foyers	8
I.1.4 Mouvement de la fumée	10
I.1.5 Dangers d'un incendie et conséquences	12
I.1.6 Sécurité contre l'incendie dans les tunnels routiers français	14
I.2 Technologie du brouillard d'eau	17
I.2.1 Caractéristiques d'une aspersion par brouillard d'eau	17
I.2.2 Développement de la technologie du brouillard d'eau	18
I.2.3 Effets du brouillard d'eau	20
I.2.4 Modélisation mathématique	26
I.3 Recherche sur les feux en tunnel	31
I.3.1 Sans aspersion	31
I.3.2 Avec une aspersion par brouillard d'eau	38
I.4 Conclusion du chapitre	44
II Description et évaluation de l'outil numérique	47
II.1 Description de l'outil numérique FDS	49
II.1.1 Modélisation de l'aspersion	50
II.1.2 Modélisation du rayonnement thermique	55
II.2 Évaluation du modèle d'évaporation	63
II.2.1 Modifications envisagées	63
II.2.2 État stationnaire	65
II.2.3 Taux d'évaporation	66
II.3 Évaluation du modèle de transfert de chaleur rayonnée	71
II.3.1 Modification du modèle	72
II.3.2 Milieu transparent	72
II.3.3 Milieu semi-transparent	73
II.4 Conclusion du chapitre	77

III Application en tunnel	79
III.1 Présentation des essais	80
III.1.1 Galerie d'essais	80
III.1.2 Foyer	81
III.1.3 Ventilation du tunnel	82
III.1.4 Système d'aspersion par brouillard d'eau	82
III.1.5 Instrumentation des essais	83
III.2 Incertitudes de mesure	85
III.2.1 Température de l'air	86
III.2.2 Vitesse de l'écoulement	86
III.2.3 Flux de chaleur	87
III.2.4 Puissance du feu déduite de la perte de masse du foyer	88
III.3 Essais sans aspersion	89
III.3.1 Modélisation	89
III.3.2 Régime de ventilation sous-critique	93
III.3.3 Régime de ventilation sur-critique	98
III.3.4 Quantification des échanges thermiques	104
III.3.5 Discussion des résultats	108
III.4 Essais avec aspersion	115
III.4.1 Modélisation	116
III.4.2 Aspersion réalisée en amont et en aval du foyer	119
III.4.3 Aspersion réalisée en amont du foyer	130
III.4.4 Quantification des échanges thermiques	140
III.4.5 Discussion des résultats	147
III.5 Conclusion du chapitre	156
IV Application en bâtiment	159
IV.1 Présentation des essais	161
IV.1.1 Dispositif expérimental	161
IV.1.2 Ventilation	161
IV.1.3 Foyer	162
IV.1.4 Système d'aspersion par brouillard d'eau	163
IV.2 Simulation sans aspersion	164
IV.2.1 Écoulement de la fumée	164
IV.2.2 Environnement thermique	165
IV.2.3 Environnement toxique	167
IV.3 Simulations avec aspersion – Position A	169
IV.3.1 Environnement thermique	169
IV.3.2 Transport de l'eau sous formes vapeur et liquide	172
IV.3.3 Énergie échangée et transportée par le brouillard d'eau	175
IV.3.4 Environnement toxique	176
IV.4 Simulations avec aspersion – Position B	179
IV.4.1 Environnement thermique	179

IV.4.2	Transport de l'eau sous formes vapeur et liquide	181
IV.4.3	Énergie échangée et transportée par le brouillard d'eau	183
IV.4.4	Environnement toxique	185
IV.5	Conclusion du chapitre	187
Conclusion générale et perspectives		189
Bibliographie		193
A	Estimation des incertitudes de mesure dans la campagne d'essais en tunnel	203
A.1	Température de l'air	204
A.1.1	Sources d'erreurs	204
A.1.2	Calcul de l'incertitude	205
A.2	Vitesse de l'écoulement	206
A.2.1	Sources d'erreurs	207
A.2.2	Calcul de l'incertitude	207
A.3	Flux de chaleur	211
A.3.1	Sources d'erreurs	211
A.3.2	Calcul de l'incertitude	212
A.4	Puissance du feu déduite de la perte de masse du foyer	214
A.4.1	Sources d'erreurs	214
A.4.2	Calcul de l'incertitude	214
B	Bilan d'énergie	217
B.1	Bilan d'énergie sans aspersion	217
B.2	Bilan d'énergie avec aspersion	218

Lexique

Amont et aval :

Les termes amont et aval sont utilisés par rapport au sens de l'écoulement de l'air dans un tunnel

Atténuation A_t :

Complémentaire de la transmittance T_r telle que $A_t = 1 - T_r$

Backlayering ou « couche de retour » :

Nappe de fumée remontant à contre-courant un tunnel lorsque la vitesse de courant d'air longitudinal est en deçà d'une valeur dite « critique »

Brouillard d'eau : (normes américaine NFPA 750 et européenne XP CEN/TS 14972)

Pulvérisation où 90 % de son volume d'eau est constitué par des gouttes d'un diamètre inférieur à 1 mm, à 1 m de la buse opérant à pression minimale

Buse automatique :

Buse munie d'un élément sensible à la température permettant son ouverture

Buse ouverte :

Buse dépourvue d'élément thermosensible

Diamètre de Sauter :

Rapport entre le volume et la surface d'un ensemble de gouttes

Pulvérisation monodisperse :

Pulvérisation de gouttes de même taille

Pulvérisation polydisperse :

Pulvérisation de gouttes de tailles différentes

Régime de ventilation longitudinale sous-critique :

Régime de ventilation longitudinale en deçà de la valeur critique de backlayering

Régime de ventilation longitudinale sur-critique :

Régime de ventilation longitudinale au-delà de la valeur critique de backlayering

Système déluge :

Système d'aspersion utilisant des buses ouvertes et activables par un système automatique ou manuellement

Transmittance totale :

Rapport entre le flux total transmis en présence du spray et le flux total transmis sans le spray

Tunnel à faible trafic : (définition de la circulaire inter-ministérielle 2000-63 [4])

Tunnel dont le trafic prévisible de chaque sens, dix ans après la mise en service, est inférieur à la fois à 2 000 véhicules par jour en moyenne annuelle et à 400 véhicules à l'heure de pointe (30^{ème} heure la plus chargée de l'année). Pour l'appréciation de ces critères, les poids lourds sont comptés pour cinq véhicules

Tunnel bidirectionnel :

Tunnel dont le trafic routier s'effectue dans les deux sens de circulation

Tunnel monodirectionnel :

Tunnel dont le trafic routier s'effectue dans un seul sens de circulation

Tunnel non urbain : (définition de la circulaire inter-ministérielle 2000-63 [4])

Tunnel ne satisfaisant pas aux conditions permettant de le considérer comme urbain

Tunnel urbain : (définition de la circulaire inter-ministérielle 2000-63 [4])

Tunnel situé à l'intérieur d'une unité urbaine de plus de 20 000 habitants et remplissant au moins une des conditions suivantes :

- trafic prévisible d'un sens supérieur à 1 000 véhicules par voie de circulation à l'heure de pointe quotidienne, dix ans après la mise en service
- risque de remontée de queue en tunnel lié à la présence d'un carrefour non dénivelé peu après une sortie de l'ouvrage, ou à toute autre disposition à caractère permanent (traversée de zone construite dense, etc.)
- existence en tunnel d'échangeurs, d'aménagements destinés aux piétons, aux deux roues, aux transports en commun ou liés à la desserte, etc.

Sont aussi considérés comme urbains les tunnels situés dans des unités urbaines de moins de 20 000 habitants dans lesquels il existe un risque de congestion fréquente

Liste des symboles

INDICES

α	Grandeur relative à l'espèce chimique α
λ	Grandeur spectrale
<i>air</i>	Grandeur relative à l'espèce « air »
<i>g</i>	Grandeur relative à la phase gazeuse
<i>n</i>	Grandeur relative à une bande spectrale
<i>p</i>	Grandeur relative à une particule
<i>s</i>	Grandeur relative à un solide
<i>vp</i>	Grandeur relative à la vapeur d'eau

LETTRES ROMAINES

\mathcal{D}	Coefficient de diffusion de la vapeur d'eau dans l'air, [m ² /s]
\mathcal{R}	Constante universelle des gaz parfaits, $\mathcal{R} = 8,314$ J/K/mol
ΔH_c	Chaleur de combustion [J/kg]
\dot{m}	Débit massique, [kg/s]
\dot{Q}	Énergie générée par la combustion, [W]
\dot{Q}_c	Énergie relative à l'absorption de chaleur convectée par les gouttes, [W]
\dot{Q}_r	Énergie relative à l'absorption de chaleur rayonnée par les gouttes, [W]
\dot{Q}_{vap}	Énergie relative à l'évaporation des gouttes, [W]
<i>A</i>	Surface, [m ²]
<i>At</i>	Atténuation, [-]
<i>C_f</i>	Coefficient de traînée, [-]
<i>C_p</i>	Chaleur spécifique, [J/kg/K]
<i>C_{cor}</i>	Facteur correctif de la masse simulée par rapport au débit massique réel, [-]

d	Diamètre, [m]
d_m	Diamètre moyen, [m]
d_{32}	Diamètre de Sauter, [m]
F	Loi de distribution cumulative en volume, [-]
f	Loi de distribution en nombre, [/m]
F_n	Fraction de l'émittance du corps noir sur la n ^{ième} bande spectrale, [-]
FTh	Épaisseur de film, [m]
h	Coefficient de transfert de chaleur convectif, [W/m ² /K]
h_m	Coefficient de transfert de masse, [m/s]
K	« Coefficient K » ou nombre de débit, [kg/s/Pa ^{1/2}]
L	Longueur caractéristique, [m]
L	Luminance, [W/m ² /sr]
L^0	Luminance du corps noir, [W/m ² /sr]
L_v	Chaleur latente de vaporisation, [J/kg]
M	Masse molaire, [kg/mol]
m	Masse, [kg]
N	Nombre de gouttes ou de bandes spectrales, [-]
n	Indice de réfraction, [-]
N_Ω	Nombre d'angles solides composant la sphère unité, [-]
$N_\phi(\Theta)$	Nombre de subdivision azimutale du fuseau Θ de la sphère unité, [-]
N_Θ	Nombre de fuseaux composant la sphère unité, [-]
n_p	Densité de gouttes, [/m ³]
P	Fonction de phase, [-]
p	Pression, [N/m ²]
r	Rayon, [m]
S	Surface, [m ²]
s	Abscisse curviligne, [m]
T	Température, [K]
t	Temps, [s]
T_r	Transmittance, [-]

t_{act}	Instant d'activation, [s]
T_{vap}	Température d'évaporation, [K]
U	Intensité lumineuse, [W/m ²]
U	Tension, [V]
U	Tension, [V]
u	Vitesse, [m/s]
V_c	Vitesse critique de backlayering, [m/s]
X	Fraction molaire, [-]
x	Paramètre de taille, [-]
Y	Fraction massique, [-]

LETTRES GRECQUES

α	Coefficient associé à une sonde de Recknagel, [-]
χ_f	Part de luminance qui est diffusée vers l'avant, [-]
χ_r	Fraction du dégagement de chaleur émise sous forme de rayonnement, [-]
$\delta\Omega$	Angle solide, [Sr]
δ_{ln}	Paramètre de dispersion de la loi log-normale, [-]
δ_{rr}	Paramètre de dispersion de la loi Rosin-Rammler, [-]
$\varepsilon(X)$	Incertitude de mesure relative à la grandeur X
κ	Coefficient d'absorption, [1/m]
Λ	Conductivité thermique, [W/m/K]
λ	Longueur d'onde, [m]
μ	Cosinus directeur selon \vec{e}_x , [m]
$\bar{\sigma}$	Coefficient de diffusion efficace, [1/m]
ρ	Masse volumique, [kg/m ³]
σ	Coefficient de diffusion, [1/m]
σ_b	Constante de Stefan-Boltzmann, $\sigma_b = 5,67 \cdot 10^{-8} \text{ W/m}^2/\text{K}^4$
τ_r	Temps caractéristique de résidence des espèces, [s]
τ_{ch}	Temps caractéristique chimique des espèces, [s]
Θ	Angle polaire, [rad]
k	Coefficient associé à un radiomètre, [W/m ² /V]

NOMBRES SANS DIMENSION

Da	Nombre de Damköhler, [-], $Da = \tau_r / \tau_c h$
Nu	Nombre de Nusselt, [-], $Nu = hL / \Lambda$
Pr	Nombre de Prandtl, [-], $Pr = \mu C_p / \Lambda$
Re	Nombre de Reynolds, [-], $Re = \rho V L / \mu$
Sc	Nombre de Schmidt, [-], $Sc = \mu / \mathcal{D} \rho$
Sh	Nombre de Sherwood, [-], $Sh = h_m L / \mathcal{D}$

VECTEURS

\mathbf{f}_p	Terme source modélisant la contribution des particules, [N/m ³]
\mathbf{g}	Gravité, [m/s ²]
\mathbf{n}	Vecteur normal, [-]
\mathbf{u}	Vecteur vitesse, [m/s]
$\vec{\Omega}$	Direction de propagation du rayonnement, [-]

ABBREVIATIONS

AIPCR	Association Internationale Permanente des Congrès de la Route
CCS	Commission Centrale de Sécurité
CETU	Centre d'Études des Tunnels
CFD	Computational Fluid Dynamics
CNRS	Centre National de la Recherche Scientifique
CSTB	Centre Scientifique et Technique du Bâtiment
DSC	Direction de la Sécurité Civile
ERP	Établissement Recevant du Public
ETR	Équation de Transfert Radiatif
FDS	Fire Dynamics Simulator
IGH	Immeuble de Grande Hauteur
IMO	International Maritime Organization (organisation maritime internationale)
IWMA	International Water Mist Association (association mondiale du brouillard d'eau)
LEMTA	Laboratoire d'Énergétique et de Mécanique Théorique et Appliquée
NIST	National Institute of Standards and Technology
SOLIT	Safety Of Life In Tunnels
UP	Unité de Passage
UpTun	Upgrading of existing Tunnels

Introduction



Aspersion par brouillard d'eau lors d'un essai dans le tunnel à échelle 1/3 du CSTB

Le présent travail s'inscrit dans le domaine de la sécurité contre l'incendie en tunnel. Dans ce domaine, les incendies de la dernière décennie ont joué un rôle majeur dans la mesure où ils ont mis en évidence la dangerosité de ces voies de communication. Les conséquences humaines et financières y ont souvent été très lourdes. Pour ne citer qu'un exemple, l'incendie du tunnel du Mont Blanc en 1999 a causé la mort de 39 personnes et a engendré de lourds coûts de réparation de l'infrastructure et de fortes pertes d'exploitation. En réponse à ces incendies, la sécurité dans les tunnels a fait l'objet d'importantes évolutions réglementaires notamment en France, à l'instar de la circulaire interministérielle d'août 2000 (remplacée en 2006 par la circulaire 2006-20) pour les tunnels du réseau routier national et de la directive européenne d'avril 2004 pour les ouvrages du réseau transeuropéen. À l'heure actuelle, en France, la stratégie en cas d'incendie consiste à conserver le plus longtemps possible un espace libre de fumée au voisinage de la chaussée. Dans un premier temps, cette stratégie vise à favoriser l'auto-évacuation des usagers et, dans un second temps, elle a pour objectif de faciliter l'intervention des services de secours et de lutte contre l'incendie. En pratique, la stratégie repose sur différents éléments et notamment sur la ventilation naturelle ou mécanique du tunnel.

Dans un souci de veille technologique, de nouveaux moyens sont en permanence recherchés pour élever encore le niveau de sécurité des tunnels. Dans ce cadre, les systèmes de lutte active contre l'incendie sont de plus en plus souvent envisagés. Parmi eux, il existe les systèmes d'aspersion par brouillard d'eau caractérisés par la petite taille des gouttes pulvérisées et les faibles quantités d'eau consommées. Leur utilisation en cas d'incendie, en particulier de forte puissance, pourrait notamment aider l'intervention des pompiers et protéger l'infrastructure [132].

Ces systèmes d'aspersion sont relativement récents. Les premières recherches sur l'utilisation de l'eau sous forme finement divisée ont été entreprises au milieu des années 1950. Après avoir subi un intermède dans les années 1960-1970, concurrencée par la technologie des halons, la recherche sur les brouillards d'eau a connu un regain d'intérêt par la suite. Elle est maintenant menée par des sociétés industrielles, des laboratoires de recherche universitaires et des établissements gouvernementaux. Soixante d'entre eux par exemple sont adhérents à l'association mondiale du brouillard d'eau IWMA en 2011.

Les recherches menées depuis les années 1950, théoriques, expérimentales et/ou numériques, ont permis en particulier d'identifier les phénomènes mis en jeu, à savoir :

- le refroidissement par puits de chaleur au contact de la phase gazeuse et des surfaces liquides ou solides ;
- l'inertage ou effet de dilution, par la génération de vapeur d'eau ;
- l'atténuation des transferts de chaleur rayonnée ;
- l'interaction avec la fumée.

Dans une situation réelle, ces phénomènes coexistent ; leur importance varie avec la puissance du feu, le type de combustible, les caractéristiques du système brouillard d'eau (granulométrie, débit d'aspersion, disposition des buses, etc.), la ventilation du milieu, etc. Les deux premiers phénomènes ainsi que le dernier sont caractéristiques des systèmes de lutte active contre l'incendie utilisant l'eau comme agent extincteur. Le troisième phénomène est plus spécifique à l'usage de l'eau sous forme de *brouillard*¹.

Ces recherches et notamment les études théoriques et expérimentales menées à l'échelle du laboratoire ont permis le développement de nombreux modèles numériques. Néanmoins, il apparaît que l'état de la modélisation est inégal pour les quatre phénomènes cités précédemment. Par exemple, les phénomènes d'interaction avec la phase gazeuse (refroidissement et atténuation du rayonnement) sont relativement bien identifiés et de nombreuses études sont consacrées à leur modélisation. Concernant l'interaction avec une surface solide ou liquide, seul l'aspect dynamique a été largement étudié. On dénombre en effet peu de modèles d'interaction thermique. La prévision de l'activité d'un foyer soumis à une aspersion par brouillard d'eau reste quant à elle encore impossible, même en milieu ouvert, l'effet de dilution qui peut se produire localement et le refroidissement par puits de chaleur au contact de l'élément en feu et sa flamme étant encore difficilement prédictibles.

En tunnel, la compréhension actuelle et la complexité des phénomènes ne permettent pas de dimensionner un système d'aspersion par brouillard d'eau sur la seule base de ses caractéristiques (granulométrie, débit d'aspersion, disposition des buses, etc.) et de celles du tunnel concerné (dimensions du tunnel, quantité et type de véhicules empruntant le tunnel, stratégie de mise en sécurité déjà mise en place, etc.). Le dimensionnement est effectué sur la seule base de campagnes d'essais à échelle réelle. Ces campagnes sont très lourdes à mettre en œuvre et donc fort coûteuses, estimer un système de lutte active contre l'incendie pour un tunnel sur la seule base d'essais à échelle réelle reste très complexe, comme le souligne Mawhinney dans [89].

1. Le terme *brouillard* n'a pas le même sens dans notre contexte que dans la météorologie : la taille des gouttes est dans le domaine de l'incendie beaucoup plus importante [50]

Objectifs et démarche de la recherche

Le présent travail de recherche s'appuie sur une modélisation existante de l'interaction entre une aspersion par brouillard d'eau et une situation de feu. Dans le contexte dessiné précédemment, ce travail se propose d'*estimer la capacité de cette modélisation à prédire l'environnement aéraulique et thermique à l'échelle d'un tunnel pour déterminer quelle peut être la contribution de la modélisation dans l'évaluation d'un système d'aspersion par brouillard d'eau*. Ce travail a également pour ambition d'*analyser et de mieux comprendre les phénomènes mis en jeu lors d'une aspersion par brouillard d'eau en tunnel*. Une application pratique de ce travail de recherche est de définir les conditions d'utilisation de la modélisation pour aider à la compréhension de l'interaction entre une aspersion, un feu et une ventilation (de surcroît longitudinale puisque c'est la ventilation étudiée ici) en tunnel. La modélisation pourrait ainsi aider à définir les scénarios d'essais dans les campagnes à échelle réelle, à exploiter les valeurs expérimentales, voire à limiter le nombre d'essais.

Il est important de souligner que l'intérêt est ici porté sur l'interaction entre une aspersion et un feu et non avec un foyer. En d'autres termes, il s'agit d'étudier l'interaction du brouillard d'eau avec la phase gazeuse, les sources radiatives, les surfaces solides et non l'objet en feu et sa flamme, incluant alors les phénomènes de pyrolyse.

La présente recherche s'appuie sur le code de calcul Fire Dynamics Simulator (FDS) développé par l'institut américain NIST en collaboration avec l'institut finlandais VTT. Ce code présente notamment trois avantages pour cette recherche :

- il est très employé par la communauté scientifique dans le domaine de la science du feu. Cela lui permet de bénéficier d'un large retour d'expérience. En particulier, au début de cette thèse, en 2008, il avait déjà été employé pour simuler des feux en tunnel ;
- il est gratuit et ses sources sont librement disponibles depuis février 2000 sur le site du NIST. En outre, ce code est bien documenté et ses développeurs assurent un soutien actif aux utilisateurs via un site de discussions. Cela permet de le prendre en main rapidement et d'implémenter facilement de nouveaux modèles ainsi que de nouvelles sorties ;
- il possède dans sa version 5 un modèle d'aspersion c.-à-d. un modèle de génération, de transport, d'évaporation et de transfert thermique des gouttes d'eau.

La démarche adoptée consiste à évaluer puis exploiter l'outil numérique FDS. La recherche a été menée de manière évolutive en commençant par des cas simples d'évaluation du code à l'échelle du laboratoire, pour ensuite s'intéresser à la simulation de feux en tunnel et enfin aboutir à une étude exploratoire en amont d'une campagne d'essais en bâtiment.

La première étape (Chapitre I) a pour ambition de définir le cadre de ce travail de thèse, en particulier dans les domaines de la sécurité contre l'incendie en tunnel et de la recherche. Pour cela, il vise à présenter quelques généralités sur les phénomènes physiques du feu en tunnel, sur l'aspersion par brouillard d'eau ainsi que sur la réglementation et enfin à donner quelques repères sur les travaux expérimentaux relatifs aux feux en tunnel associant ou non une aspersion.

La seconde étape consiste à étudier l'outil numérique afin d'appréhender les hypothèses à la base du modèle d'aspersion (Section II.1). Des expériences à l'échelle du laboratoire sont ensuite exploitées pour évaluer le plus indépendamment possible certaines parties du modèle d'aspersion. Dans ce cadre, le modèle de transferts de masse et de chaleur est étudié (Section II.2) ainsi que le modèle de transfert de chaleur rayonnée (Section II.3). Dans le premier cas, les expériences sont extraites de la littérature scientifique. Dans le second, il s'agit des expériences menées par Lechêne au LEMTA [80].

La troisième étape porte sur les feux en tunnel soumis ou non à une aspersion par brouillard d'eau (Chapitre III). Elle vise en premier lieu à évaluer l'outil numérique dans cette configuration. Ensuite, ce travail a pour objectif d'améliorer notre compréhension des phénomènes mis en jeu, de les quantifier et de mettre en évidence des paramètres influençant les conditions ambiantes. Pour cela, l'étude s'appuie sur une campagne d'essais menée entre 2005 et 2008 par le CSTB, en partenariat avec le CNRS (Institut P'), la DSC et le CETU [19, 98]. Cette campagne, menée sur une maquette à échelle 1/3, présente deux intérêts notables pour ce travail de recherche :

- la maquette de tunnel est caractérisée par une instrumentation importante portant sur plusieurs grandeurs, en amont et en aval du foyer ;
- la campagne comporte des essais mettant en jeu un faible nombre de buses d'aspersion. De la sorte, dans ces essais, l'activation du système d'aspersion n'induit pas une chute brutale de la puissance du feu et permet ainsi l'étude des conditions thermiques lorsque le brouillard d'eau est pulvérisé et ce, pendant plusieurs minutes.

La quatrième étape de ce travail, de nature exploratoire, est menée en amont d'une campagne d'essais prévue au CSTB en 2012 (Chapitre IV). Elle constitue en fait un exemple d'application de cette recherche en bâtiment. La configuration expérimentale étudiée comporte une pièce ouverte sur un couloir, configuration essentiellement longitudinale qui reste proche du problème posé en tunnel. L'ambition est d'appréhender l'interaction entre l'aspersion par brouillard d'eau, la nappe de fumée et la ventilation. Ce travail pourrait aussi contribuer à la définition des protocoles expérimentaux de feux et aider à l'instrumentation.

Contexte de la recherche



Ce premier chapitre a pour ambition de définir le cadre de ce travail de thèse, en particulier dans les domaines de la sécurité contre l'incendie en tunnel et de la recherche. Il vise pour cela à rappeler quelques généralités sur les phénomènes physiques du feu en tunnel ainsi que sur l'aspersion par brouillard d'eau et enfin à donner quelques éléments sur les travaux de recherche relatifs aux feux en tunnel associant ou non une aspersion par brouillard d'eau.

La première partie identifie les facteurs à l'origine de la gravité des incendies en tunnel et explique la stratégie actuelle pour minimiser leur impact. Après avoir détaillé les particularités liées à la géométrie d'un tunnel et à la nature des combustibles mis en jeu, le mouvement de la fumée est décrit lorsque l'air est au repos d'une part, et lorsque le tunnel est ventilé de manière longitudinale d'autre part. Ensuite, les dangers auxquels sont confrontés les usagers amenés à évacuer, les pompiers secourant les usagers ou combattant l'incendie, l'infrastructure et l'environnement, sont abordés. Enfin, la stratégie en cas d'incendie dans un tunnel routier actuellement en vigueur en France est décrite brièvement.

La seconde partie traite de l'aspersion par brouillard d'eau. Cette technologie est tout d'abord définie et quelques grandes dates marquantes de son développement sont données. Ensuite, les phénomènes mis en jeu lors d'une aspersion par brouillard d'eau dans une situation de feu sont décrits. Enfin, un état des modélisations de ces phénomènes est présenté.

La troisième partie est une synthèse bibliographique ciblée des recherches menées sur les feux en tunnel, avec et sans aspersion par brouillard d'eau, de natures expérimentale et numérique. Dans cette partie, il s'agit de proposer un état des connaissances sur le sujet de manière à replacer ce travail de thèse dans son contexte et ainsi justifier les outils employés et l'approche adoptée.

I.1 Sécurité contre l'incendie en tunnel

Un tunnel est une voie de communication souterraine, construit pour pallier une contrainte urbaine ou géographique telle qu'une montagne. Les incendies de la dernière décennie illustrent la dangerosité de ces voies de communication : les conséquences humaines et financières y sont souvent très lourdes. Pour ne citer qu'un exemple, l'incendie du tunnel du Mont-Blanc en 1999 a causé la mort de 39 personnes et a engendré de lourds coûts de réparation de l'infrastructure et de fortes pertes d'exploitation [84].

La présente section vise à mettre en évidence les particularités d'un tunnel à l'origine de cette gravité. Des ordres de grandeur de puissance des foyers sont ensuite donnés et le comportement de la fumée est décrit. Cette section présente enfin le principe des prescriptions réglementaires françaises en cas d'incendie.

Par comparaison aux bâtiments, les tunnels présentent trois spécificités importantes :

- un confinement géométrique : la dimension longitudinale est largement supérieure à la dimension latérale. L'influence de ces caractéristiques géométriques est détaillée ci-après ;
- une ventilation permanente, qu'elle soit due au mouvement de l'air induit par le déplacement des véhicules (effet de pistonement), aux conditions atmosphériques aux extrémités du tunnel, au vent ou à la ventilation forcée. La pente de l'ouvrage peut également jouer un rôle. Ce point est traité dans la sous-section I.1.2 ;
- une quantité de combustibles potentiellement importante (véhicules légers, poids lourds, chargement, essence dans les réservoirs, etc.) et de diverse nature (liquide, solide). Cela est abordé dans la sous-section I.1.3.

I.1.1 Caractéristiques géométriques d'un tunnel

Contrairement à une configuration ouverte, lorsqu'un feu se déclare en tunnel, le foyer produit un débit de gaz chauds qui provoque la création d'une couche de fumée s'étalant sous la voûte (le mouvement de la fumée est décrit dans la partie I.1.4). La fumée produite reste ainsi contenue dans le tunnel pendant une durée plus ou moins longue selon la longueur et la ventilation du tunnel. Elle est alors à l'origine de sollicitations thermiques s'exerçant sur les personnes (usagers et services de secours et de lutte contre l'incendie) et l'infrastructure. En particulier, il résulte un échauffement de la structure du tunnel du fait de ces sollicitations mais également de celles émises par le foyer (objet en feu et sa flamme).

Les parois ainsi chauffées et la couche de fumée constituent des sources de chaleur essentiellement radiatives (cf. Figure I.1). Une partie du rayonnement émis est reçue par des objets exposés (véhicules légers par exemple), ce qui peut conduire à une extension de la zone de feu. Une autre partie du rayonnement émis peut être reçue par la surface de l'élément en feu (combustible) induisant de la sorte un accroissement du débit de pyrolyse (pour un solide) ou de vaporisation (pour un liquide) par rapport à ce qui serait observé à l'air libre, cette augmentation d'activité du foyer étant accompagnée d'un accroissement de la puissance du feu.

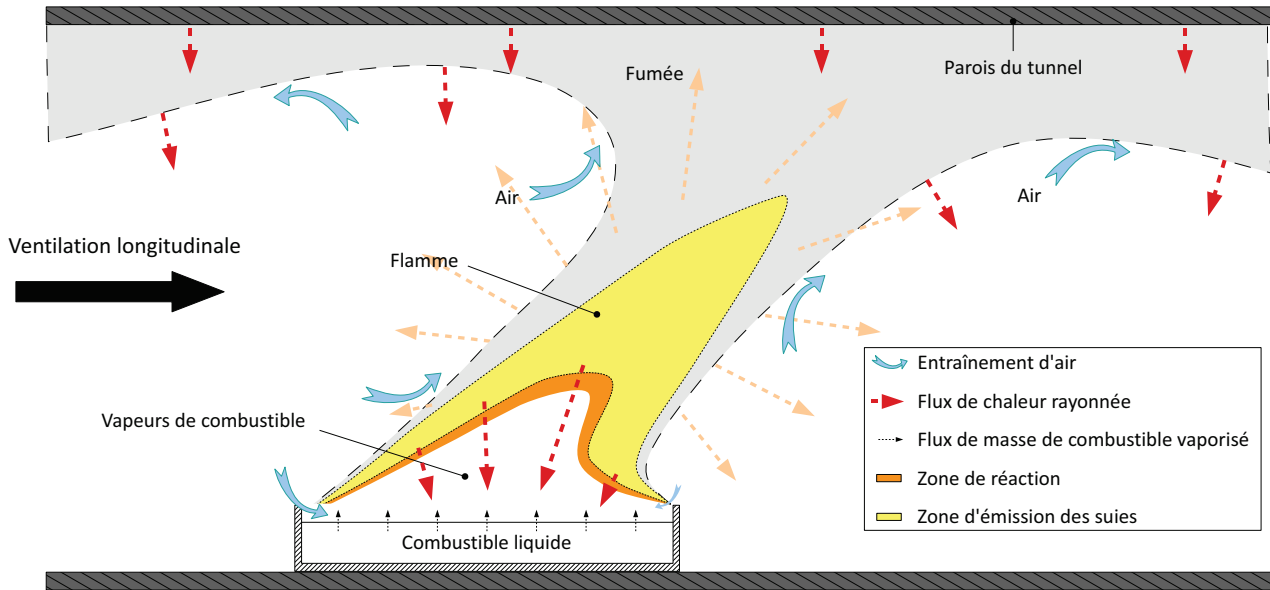


Fig. I.1 — Représentation des flux de matière et d'énergie au droit du foyer en tunnel

I.1.2 Caractéristiques aérauliques d'un tunnel

Un tunnel est toujours ventilé, que ce soit naturellement (conditions atmosphériques aux têtes, circulation des véhicules, etc.) ou de manière forcée (ventilation de confort ou s'inscrivant dans la procédure de mise en sécurité en cas d'incendie). Cette ventilation a une incidence sur le mouvement de la fumée et le développement du feu (pilotage de la combustion, vitesse de combustion). L'influence sur le mouvement de la fumée est décrite dans la partie I.1.4, celle sur le développement du feu est quant à elle traitée ci-après.

Dans un local en feu, le foyer est alimenté par l'oxygène présent dans la pièce et par celui pénétrant par les ouvertures. L'entraînement de l'air dans la flamme est alors dû aux différences de température entre les gaz combustibles et l'air. Si l'apport en oxygène est suffisant, le développement du feu est piloté par la vitesse de vaporisation ou de dégradation des matériaux combustibles. Dans le cas contraire, si l'apport est insuffisant, la combustion est incomplète et la puissance libérée croît plus lentement, voire parfois décroît. Le développement du feu est alors piloté par la quantité d'air entrant dans la pièce. Ce régime de fonctionnement du feu est appelé « contrôle par la ventilation ».

En tunnel, la situation est différente du fait de la ventilation permanente. Le débit d'air entraîné vers la flamme est plus important et la ventilation assure ainsi un apport d'air frais conséquent au foyer et souvent suffisant pour que la combustion soit pilotée par la vaporisation ou la dégradation des matériaux combustibles et rarement par le débit de ventilation. Cela peut néanmoins se produire pour des feux puissants ou confinés.

Dans une flamme de diffusion, l'énergie servant à vaporiser ou dégrader le combustible provient du flux de chaleur reçu à sa surface et émis par la flamme, les gaz chauds présents dans le tunnel et les parois chauffées. Or, la ventilation dans un tunnel induit une inclinaison de la flamme (cf. Figure I.1). Ceci a pour incidence de réduire la contribution de la flamme dans le flux de chaleur total reçu à la

surface du combustible et d'augmenter celle des parois du tunnel et des gaz chauds accumulés sous la voûte, et ce, particulièrement en cas de *backlayering*¹. La ventilation du tunnel peut également agir sur la réaction de combustion en augmentant les transferts de masse vers la zone de réaction et en réduisant de cette manière la durée pendant laquelle les espèces chimiques coexistent et réagissent². Si cette durée est trop courte (si $Da \rightarrow 0$), l'existence même de la flamme est compromise [120].

En résumé, la ventilation du tunnel agit sur la mise en présence des réactifs de la combustion en apportant de manière continue de l'oxygène au droit du foyer mais en réduisant la durée pendant laquelle les espèces chimiques coexistent. En outre, la ventilation réduit la contribution de la flamme dans la vaporisation/dégradation du combustible mais augmente celle des parois du tunnel et de la fumée. L'exploitation de la littérature sur les essais réalisés en tunnel montre des cas où la ventilation induit une augmentation de la puissance du feu et d'autres, où au contraire, la puissance du feu est moins importante lorsque le tunnel est ventilé. À titre d'illustration, lors d'essais à échelle réelle, la puissance d'un feu de poids lourd dans un tunnel ventilé longitudinalement à hauteur de 3 m/s a été mesurée quatre à cinq fois plus importante que la puissance d'un feu impliquant le même combustible dans le même tunnel mais sans ventilation mécanique [25]. À l'inverse, la puissance d'un feu de combustible liquide, de surface 7 m², s'est avéré être 1,3 fois moins importante dans un tunnel à échelle réelle ventilé longitudinalement à hauteur de 1,7 m/s que la puissance d'un feu impliquant le même combustible dans le même tunnel mais sans ventilation mécanique [24].

L'activité d'un foyer est donc très différente selon les conditions de ventilation. Elle est d'ailleurs à l'heure actuelle encore difficilement prévisible. Carvel [25] et plus récemment Roh [121] ont établi que cette influence de la ventilation sur l'activité du foyer est relative au combustible (nature, géométrie et capacité calorifique), à la valeur de la vitesse de l'écoulement et aux dimensions du tunnel. Les récents travaux de Lönnermark et Ingason illustrent en particulier l'influence de la géométrie du tunnel [86]. Ils ont effectué une campagne d'essais à échelle réduite en mettant en jeu un bûcher de bois et ont alors comparé les puissances de feu obtenues sans ventilation et pour plusieurs vitesses de ventilation longitudinale, en variant la hauteur sous voûte du tunnel. Pour une hauteur sous voûte égale à 25 cm, ils ont mesuré sous une faible vitesse de ventilation une puissance en deçà de la valeur sans ventilation (0,8 fois la valeur sans ventilation), puis en augmentant la vitesse de ventilation, ils ont mesuré des puissances plus importantes (1,3 fois la valeur sans ventilation). *A contrario*, pour une hauteur sous voûte de 40 cm, ils ont mesuré des puissances de feu plus importantes (entre 1,1 et 1,5 fois) que la valeur sans ventilation et ce, quelle que soit la vitesse de ventilation longitudinale.

I.1.3 Sources et puissances des foyers

Les véhicules empruntant un tunnel et leur chargement constituent des combustibles qui ont une capacité calorifique élevée. Le tableau suivant fournit quelques ordres de grandeur de puissance de feu impliquant des véhicules légers et des poids lourds. Ces données sont issues d'études expérimentales conduites en tunnel [64, 85] ou dans un parc de stationnement [73] et d'une évaluation après

1. Ce terme est expliqué au paragraphe I.1.4

2. En d'autres termes, cela revient à réduire le nombre sans dimension de Damköhler Da qui représente le rapport entre le temps durant lequel les espèces chimiques sont susceptibles de se rencontrer et le temps nécessaire à cette réaction

sinistre concernant l'incendie qui s'est produit dans le tunnel du Fréjus en 2005 [5, 6]. Pour aider à appréhender ces valeurs, l'ordre de grandeur de deux feux impliquant du mobilier est également donné. Ainsi, la gamme de puissance d'un feu de mobilier s'étend jusqu'à quelques mégawatts, la puissance d'un feu de véhicule léger est de l'ordre de quelques mégawatts et celle d'un feu de véhicule lourd (poids lourd et autobus) varie entre quelques dizaines et quelques centaines de mégawatts suivant notamment la nature du chargement, la géométrie de l'ouvrage et la ventilation du tunnel.

Combustible	Ventilation du tunnel	Puissance maximale mesurée	Auteur
Oreiller	-	50-100 kW	Babrauskas
Canapé	-	1,5-2 MW	Blomqvist
Expériences conduites dans un parc de stationnement			
Véhicule léger (Renault 5 des années 1980)	-	3,5 MW	Joyeux [73]
Expériences conduites en tunnel			
Véhicule léger (Renault Espace)	longitudinal, $u=0,5$ m/s	6 MW	Steinert
Bus de 40 places	longitudinal, $u=0,3$ m/s	29 MW	Ingason [†]
Poids lourd avec charge combustible (72 palettes en bois)	longitudinal, $u=1-2$ m/s	26 MW	Lemaire et coll.
Poids lourd avec charge combustible (10,1 t de palettes en bois (82 %) et en plastique (18 %))	longitudinal, $u=3$ m/s	202 MW	Ingason*
Évaluation après un incendie en tunnel			
Plusieurs poids lourds avec charge combustible [‡]	longitudinal, $u \approx 1$ m/s puis transversale 9 min après	60 MW	BEA-TT [5, 6]

(†) Campagne EUREKA [2, 85]

(*) Campagne menée à Runehamar [67]

(‡) Le feu a d'abord concerné un poids lourd transportant 16 tonnes de pneumatiques. Puis, il s'est communiqué à trois poids lourds. Les deux premiers transportaient respectivement du fromage et de la ferraille, le dernier était un camion citerne de colle

Tab. I.1 — Valeurs de puissance de feux de mobiliers, de véhicules légers et de poids lourds

En pratique, la puissance d'un incendie en tunnel peut être supérieure aux valeurs expérimentales référencées dans le tableau précédent. En effet, en plus du véhicule en feu et de son chargement, la présence d'essence dans le réservoir est susceptible de se répandre sur la chaussée et de favoriser l'extension du feu à d'autres véhicules conduisant à accroître la puissance totale libérée.

Concernant la puissance maximale d'un incendie et la cinétique de son développement, leur prédiction est particulièrement complexe du fait de l'extension possible du feu à d'autres véhicules, de la diversité des véhicules empruntant un tunnel (géométrie, chargement, etc.) et de la diversité de leurs composants (plastique, pneu, etc.). Par exemple, les mesures effectuées par Ingason et Lönnermark dans le tunnel de Runehamar (Norvège) ont montré que trois types de foyers relativement proches conduisent à des valeurs de puissance maximale et des instants d'activité maximale très différents, respectivement compris entre 119 et 202 MW et entre 10 et 18 minutes [64].

I.1.4 Mouvement de la fumée

Au cours d'un incendie, de la fumée est produite. En l'absence de toute perturbation, son comportement est régi uniquement par sa propriété de flottabilité : étant plus chaude que l'air ambiant, elle suit un mouvement ascendant jusqu'à la voûte, puis elle se répand de part et d'autre en direction des extrémités du tunnel (ce mouvement est détaillé ci-après). Toutefois, cette configuration peut être considérée comme idéalisée puisqu'un tunnel est toujours soumis à un courant d'air. Le comportement de la fumée diffère alors grandement et est relatif à l'importance et à la nature du courant d'air (longitudinale ou transversale). Le présent travail ne portant que sur les tunnels ventilés longitudinalement, seul le mouvement de la fumée dans un tel tunnel est détaillé. Le lecteur pourra se référer aux travaux de Oucherfi [111] pour de plus amples détails sur le comportement de la fumée dans un tunnel ventilé transversalement.

Dans un tunnel sans ventilation

En l'absence de courant d'air, le panache thermique vient impacter la voûte et la fumée se répand horizontalement sous celle-ci en formant une couche stratifiée. La configuration géométrique particulière d'un tunnel (faible section au regard du paramètre longueur) entraîne une propagation quasi-longitudinale de cette fumée, en direction des extrémités. Au fur et à mesure que la fumée progresse, elle se dilue et se refroidit en cédant de l'énergie aux parois hautes du tunnel par convection et rayonnement, aux parois basses par rayonnement et au gaz plus frais en partie basse par convection et rayonnement. Concomitamment, elle ralentit sous l'effet des forces de frottement. L'épaisseur de la couche de fumée croît ainsi à mesure de sa progression dans le tunnel.

En reprenant la représentation schématique de Vantelon [131], le tunnel peut être décomposé en deux zones où les écoulements sont distincts. Une première zone située autour du foyer où les mouvements de la fumée, en raison de sa faible masse volumique par rapport à l'air, résultent des forces de gravité. Une seconde zone, plus éloignée du foyer, est caractérisée par le déplacement horizontal de deux couches de fluides de masses volumiques différentes.

Dans un tunnel ventilé mécaniquement longitudinalement

La configuration qui vient d'être décrite est, en fait, une configuration idéale. Dans la réalité, il existe toujours un courant d'air résultant de la ventilation mécanique du tunnel, de l'effet de pistonement des véhicules, des conditions atmosphériques aux extrémités du tunnel, de la pente, du tirage créé par le foyer, etc. La propagation de la fumée est très sensible à ces mouvements. Elle est ainsi modifiée en amont et en aval du foyer par rapport à la configuration décrite précédemment.

En amont du foyer

Lorsque la vitesse de courant d'air longitudinal est en deçà d'une valeur³ dite « critique », un phénomène de nappe de fumée remontant à contre-courant le tunnel, est observé. Ce phénomène est communément désigné par le terme anglais « backlayering ». La confrontation de la nappe de retour avec le courant d'air longitudinal, opposé et parallèle, induit une discontinuité tangentielle de

3. L'évaluation de cette valeur critique a fait l'objet de nombreuses études théoriques et expérimentales dont un résumé est disponible dans [66, 99]

la vitesse : l'interface se déstabilise et forme des vagues caractéristiques des instabilités de Kelvin-Helmholtz [143]. À mesure que l'on s'éloigne, l'amplitude de ces vagues augmente induisant ainsi un mélange transverse entre les deux fluides et donc une diminution du gradient de densité transverse. Si le gradient de densité diminue encore, le gradient de vitesse n'est plus assez élevé pour que les instabilités subsistent à l'interface : les deux fluides se croisent alors en un contre-écoulement parallèle stable [143].

Au droit du foyer

Le panache de fumée soumis à la ventilation longitudinale s'incline à mesure qu'il s'élève vers le plafond. L'interaction avec l'écoulement longitudinal transverse induit un scission du panache de fumée en deux tourbillons. Ces tourbillons sont contrarotatifs et le sens de rotation est dirigé vers le centre du tunnel (cf. Figure I.2). La taille de ces tourbillons augmente en s'éloignant du foyer. Après une certaine distance, ils peuvent alors se localiser au niveau des parois latérales dans la partie haute du tunnel [99].

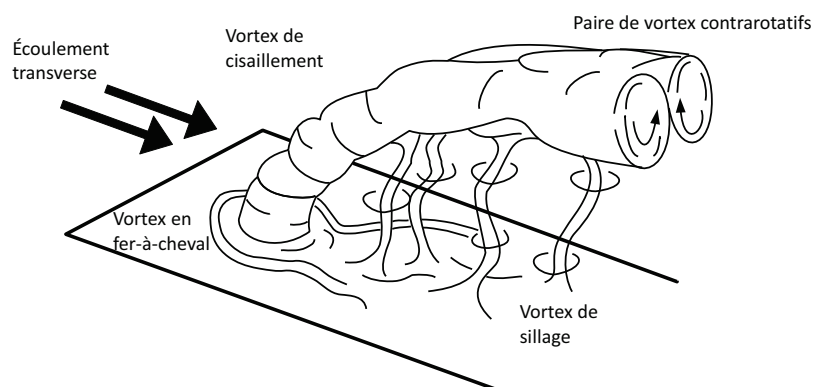


Fig. I.2 — Représentation schématique des différentes structures de vorticités pour un panache soumis à un écoulement transverse [99]

Remarque : Bien qu'identifiés par Fric et Roshko [48], les vortex représentés sur la figure I.2 ne sont en pratique pas tous aisément observables. Par exemple, les tourbillons contrarotatifs sont d'autant plus visibles que la surface de la source de chaleur est étendue (dans la dimension transversale au courant d'air) puisque, dans ce cas, le panache de fumée s'élève plus lentement [111].

En aval du foyer

En présence d'un courant d'air longitudinal, une partie de la fumée produite (voire l'intégralité) est poussée du côté aval du tunnel par le courant d'air. L'aval du foyer peut être divisé en deux régions, une région proche du foyer et une plus éloignée.

À proximité du foyer, l'impact du panache sur la voûte entraîne une réflexion et un retour de celui-ci vers le centre du tunnel. Le panache est ensuite à nouveau repoussé vers les parois hautes [99]. Ce phénomène est observable dans un plan longitudinal par des fluctuations d'épaisseur de nappe de fumée (amincissements et épaissements successifs). Ces fluctuations sont de moins en moins importantes à mesure que l'on s'éloigne du foyer.

Ensuite, plus en aval, l'écoulement s'assimile à une couche de fumée en partie haute s'écoulant sous la voûte et un air plus frais en partie basse. L'environnement est donc composé de deux courants fluides en contact, parallèles, de vitesses et de densités différentes (cf. Figure I.3). La discontinuité tangentielle de vitesse est alors instable, et donne naissance à des tourbillons qui grandissent au fur et à mesure que s'épaissit la couche de mélange entre les deux courants, favorisant ainsi le mélange de la couche de fumée avec l'air plus frais [42, 133].

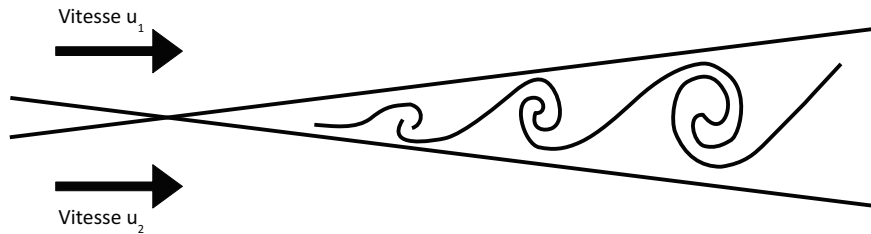


Fig. I.3 — Rouleaux d'instabilité de Kelvin-Helmholtz dans une couche de mélange plane résultant de la mise en contact de deux courants parallèles et de vitesses différentes [133]

I.1.5 Dangers d'un incendie et conséquences

Cette sous-section vise à aborder les dangers et dégâts du feu, en identifiant les phénomènes responsables. On distinguera les personnes, la structure du tunnel et son environnement.

Un incendie en tunnel est caractérisé par des niveaux de température élevés. Les essais menés dans le tunnel de Runehamar au début des années 2000 permettent d'en mesurer l'importance. Ils illustrent l'augmentation rapide des températures et ce, jusqu'à des valeurs très élevées en aval comme en amont du foyer. L'évolution de la température, mesurée sur plusieurs sections du tunnel lors de l'essai T1, est représentée sur la figure I.4. Dans cet essai, le combustible est constitué de 10 tonnes de palettes (82 % en bois et 18 % en plastique) et la vitesse de ventilation longitudinale est de l'ordre de 3 m/s. Au regard de ces deux figures, à 100 m du feu, la température maximale avoisine 100 °C en amont et 570 °C en aval ; à 458 m en aval, elle est proche de 100 °C.

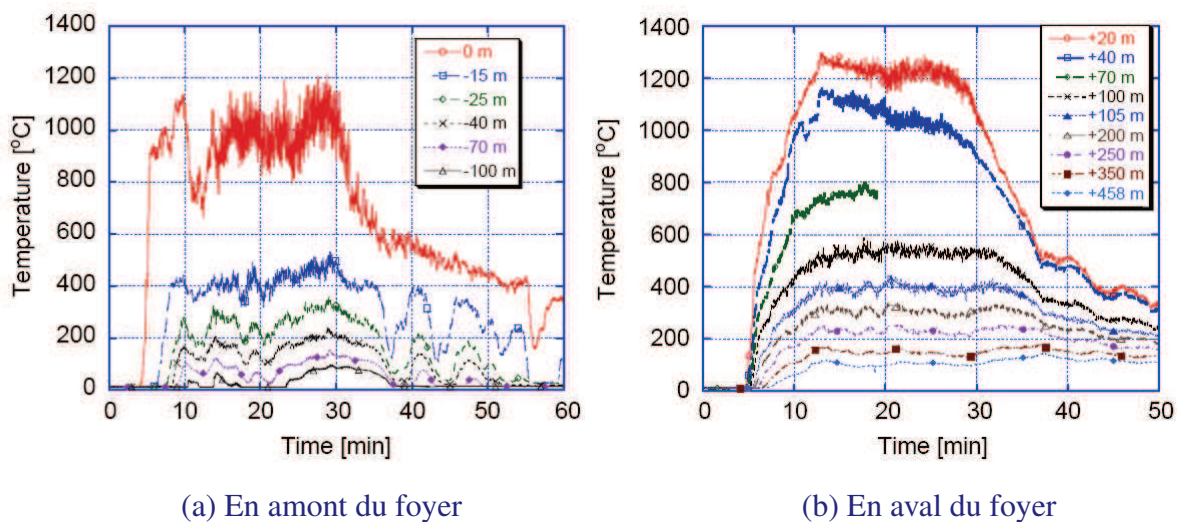


Fig. I.4 — Évolution de la température sur plusieurs sections en amont et en aval du foyer, pour le test T1 [84]

Personnes

Les usagers amenés à évacuer sont exposés à des agressions⁴ de diverses natures (thermiques, toxiques, traumatiques) pouvant rendre difficile leur évacuation vers une zone sûre, voire mettre leur vie en danger. Le manque de visibilité et le comportement de l'utilisateur ne constituent pas des agressions en soi mais dans la mesure où ils peuvent augmenter la durée d'exposition aux agressions toxiques et thermiques [70], ce sont des dangers pour les personnes.

En supposant que, suite à un départ de feu dans un tunnel, les usagers quittent leur véhicule puis progressent en direction d'une tête du tunnel ou d'un abri, la source de danger peut être représentée schématiquement selon la position de l'utilisateur relativement au foyer :

- loin du foyer, le manque de visibilité et la toxicité, en raison de la présence de fumée, sont les premiers dangers auxquels est soumis un usager ;
- plus proche du foyer, l'utilisateur peut être soumis au rayonnement direct des flammes du foyer, puis rapidement à celui de la couche de fumée localisée sous la voûte. Si, de plus, la stabilité de la couche de fumée est perturbée, il peut se retrouver en contact avec des gaz dont la température et la toxicité sont élevées.

Contrairement aux usagers, les pompiers sont dotés d'équipements de protection les rendant insensibles à la toxicité de l'air et relevant les niveaux admissibles d'exposition à la chaleur de quelques dizaines de degrés Celsius pour la température de l'air et de quelques kW/m² pour le rayonnement [53]. Néanmoins, il leur est souvent difficile d'approcher le foyer du fait des sollicitations thermiques et en cas d'altération de la stratification thermique, le manque de visibilité rend leur intervention plus pénible et plus dangereuse.

Infrastructure

Les sollicitations thermiques, favorisées par le confinement géométrique d'un tunnel et la puissance importante dégagée par l'incendie, sont les principaux facteurs de dégradation, voire de destruction des tunnels. Les inspections après incendie de plusieurs tunnels ont fait état de structures en béton fortement endommagées avec, dans les endroits les plus violemment exposés au feu, des zones de béton clairement détachées. Dans certains cas particuliers (comme dans le cas de l'incendie du tunnel sous la Manche en 1996), la structure porteuse d'un tunnel peut même subir de manière localisée une éjection totale de son épaisseur de béton, remettant ainsi en question la stabilité de la structure durant et après l'incendie [100]. Par ailleurs, le coût de réparation de structures endommagées par un éclatement important du béton et celui des pertes d'exploitation de l'ouvrage peuvent atteindre plusieurs millions d'euros.

4. Le lecteur pourra se référer aux ouvrages [7, 37, 53, 114] pour obtenir des valeurs de référence concernant les agressions thermiques (rayonnement, température de l'air) et toxiques à partir desquelles les usagers commencent à éprouver de la douleur ou des difficultés pour évacuer vers une zone sûre

Environnement

Bien que ce danger soit d'une moindre importance relativement aux précédents, les feux en tunnel présentent un impact sur l'environnement par la dispersion de produits toxiques. En premier lieu, on trouve les gaz rejetés dans l'atmosphère, mais également les produits toxiques pouvant, s'ils ne sont pas stockés et traités, être entraînés dans les cours d'eau et nappes souterraines par les eaux utilisées dans la lutte contre les incendies.

Les feux en tunnel présentent également un impact sur l'environnement sociétal. Un incendie est parfois suivi d'une longue période de fermeture pour la rénovation et la remise à niveau du tunnel. Dans le cas de l'incendie du tunnel du Mont-Blanc en 1999, cette période a duré quatre ans. Pendant cette durée, le trafic est détourné sur d'autres voies de communications non nécessairement dimensionnées pour celui-ci. Un feu en tunnel peut ainsi fortement perturber l'économie locale et le trafic de toute une région.

I.1.6 Quelques éléments de stratégie de sécurité contre l'incendie dans les tunnels routiers français

Dans les tunnels routiers français, de nombreux éléments visent à minimiser l'impact d'un incendie. Ils participent principalement à quatre tâches : la *détection* de l'incident, l'*information* des usagers dans et à l'extérieur du tunnel, la *protection* des usagers durant leur évacuation et des pompiers durant leur intervention, et la *protection* de la structure du tunnel.

À l'heure actuelle, la stratégie en cas d'incendie consiste à conserver le plus longtemps possible un espace libre de fumée au voisinage de la chaussée [4]. Dans un premier temps, cette stratégie vise à favoriser l'auto-évacuation des usagers c.-à-d. permettre aux usagers d'assurer leur propre sauvegarde. Dans un second temps, cette stratégie a pour objectif de faciliter l'intervention des pompiers.

Pour cela, la stratégie repose notamment sur la ventilation, celle-ci étant soit naturelle, soit mécanique. Selon la circulaire inter-ministérielle 2006-20 du 29 mars 2006, un tunnel routier doit être équipé d'un dispositif assurant le désenfumage s'il satisfait l'une des conditions référencées dans le tableau I.2. Sur 200 tunnels routiers référencés en France, le site internet du CETU indique que 112 sont équipés d'un système de ventilation mécanique, soit 56 %. En distance, cela représente 200 km de tunnels routiers équipés sur 255 km, soit 79 %.

Caractéristiques du tunnel	Longueur du tunnel
Tunnel urbain* (uni et bi-directionnel)	> 300 m
Tunnel non-urbain* à trafic non-faible*	> 500 m
Tunnel non-urbain à trafic non-faible et dont les aménagements d'évacuation et de protection des usagers sont renforcés	> 800 m
Tunnel à trafic faible	> 1000 m

(*) La définition de ces termes figure aux pages ix et x

Tab. I.2 — Conditions pour qu'un tunnel soit équipé d'un système de désenfumage mécanique [23]

Il existe deux familles de systèmes de ventilation mécanique : longitudinaux et transversaux (ou semi-transversaux). Le choix du système de ventilation adapté à un projet de tunnel donné s'appuie sur les prescriptions de l'instruction technique [23]. Il est dicté par l'environnement du tunnel (proximité d'une ville), ses caractéristiques (dimensions, mono ou bi-directionnel), le trafic routier (quantité et nature des véhicules empruntant le tunnel), les conditions d'exploitation du tunnel ainsi que par le coût du système de ventilation relativement au coût total de l'ouvrage. Par exemple, un système longitudinal est préféré, dans la mesure du possible, à un système transversal (ou semi-transversal) dans un tunnel monodirectionnel non urbain à trafic non faible [23].

Ventilation mécanique transversale

La ventilation transversale vise à maintenir la stratification dans le tunnel (cf. Figure I.5). Pour ce faire, le système limite le courant d'air longitudinal au droit du foyer, extrait l'air vicié en cas d'incendie au niveau du plafond et souffle de l'air frais en partie basse [23]. Ce régime de ventilation est assuré à partir d'une « usine de ventilation » qui insuffle l'air présent dans le tunnel au niveau de carnaux répartis sur toute la longueur du tunnel. L'évacuation de l'air extrait est réalisée au moyen d'une gaine qui débouche à l'extérieur du tunnel.

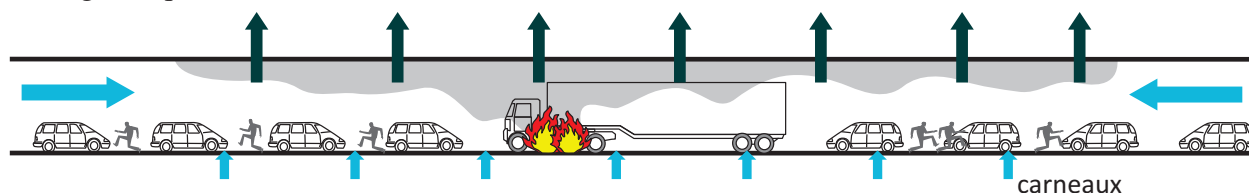


Fig. I.5 — Principe du régime de ventilation transversale dans un tunnel bidirectionnel

Ventilation mécanique longitudinale

La ventilation longitudinale vise à pousser la fumée d'un seul côté du foyer afin de maintenir un air frais de l'autre côté du foyer (cf. Figure I.6). Ce régime de ventilation est assuré principalement au moyen d'accélérateurs suspendus à la voûte. Leur rôle, en usage normal, est de compléter ou de suppléer la ventilation naturelle afin d'assurer un confort à l'usager durant sa traversée du tunnel en dispersant les polluants. Lors d'un incendie, l'utilisation d'un tel régime de ventilation est différente suivant la nature du trafic (mono ou bidirectionnelle) et la congestion possible du tunnel.



Fig. I.6 — Principe du régime de ventilation longitudinale dans un tunnel monodirectionnel

Remarque : Pour un tunnel monodirectionnel sans congestion de la circulation en aval du foyer, ce système de ventilation souffle dans le sens de circulation afin de préserver de la fumée les usagers bloqués en amont de l'incendie. Les usagers situés en aval peuvent, quant à eux, évacuer le tunnel par eux-mêmes, au moyen de leur véhicule par exemple.

Remarque : Pour un tunnel monodirectionnel dans une situation de congestion de la circulation en aval du foyer, une ventilation longitudinale importante gênerait l'auto-évacuation d'une partie des usagers. Pour cela, le système de ventilation est actionné uniquement afin de limiter le courant d'air longitudinal dans le tunnel et de favoriser la stratification dans le tunnel : du fait d'une différence de densité, la fumée chaude se trouve en partie haute et l'air plus frais se trouve en partie basse. Ce principe vaut également pour un tunnel bidirectionnel.

Dans la première partie de ce chapitre, les principaux aspects phénoménologiques des incendies en tunnel ont été évoqués pour souligner la particularité de cette configuration. Des valeurs de puissance de foyer et de température de l'air ont ensuite été données afin d'appréhender les dangers liés à un incendie en tunnel. Puis, la réglementation actuelle a été abordée.

Les systèmes d'aspersion par brouillard sont de plus en plus envisagés pour améliorer le niveau de sécurité des tunnels routiers [132]. La section suivante porte ainsi sur cette technologie.

I.2 Technologie du brouillard d'eau

Cette section vise à présenter la technologie du brouillard d'eau. L'aspersion est tout d'abord définie et quelques dates marquantes de son développement sont données. Ensuite, les phénomènes mis en jeu lors d'une aspersion dans une situation de feu sont décrits et un état de leur modélisation est présenté.

I.2.1 Caractéristiques d'une aspersion par brouillard d'eau

Un système d'aspersion par brouillard⁵ d'eau est constitué de plusieurs buses d'aspersion raccordées à un réseau d'eau. Un système peut être activé manuellement ou automatiquement. Dans le premier cas, les buses composant le système sont ouvertes. Dans le second, elles peuvent être soit ouvertes, soit automatiques c.-à-d. munies d'une ampoule thermosensible. Lorsque les buses sont ouvertes, la mise en eau du système occasionne une aspersion dans toute une zone⁶. Lorsqu'elles sont munies d'un élément thermosensible, seules les buses dont l'ampoule s'est brisée pulvérisent un brouillard d'eau.

Un spray produit par une buse d'aspersion est caractérisé principalement par :

- l'empreinte du spray (cf. Figure I.7). Un spray décrit une empreinte qui peut être pleine ou creuse et dont la forme varie suivant l'utilisation de la buse. Par exemple, les jets plats pleins (dont l'empreinte est elliptique) sont souvent utilisés comme bouclier radiatif c.-à-d. dans la protection des biens contre le rayonnement thermique émis lors d'un feu.

Dans le cadre de la présente étude, les sprays sont à jet plein d'empreinte elliptique dans la partie sur le rayonnement du chapitre II et d'empreinte circulaire dans les chapitres III et IV qui portent sur des applications en tunnel et en bâtiment ;

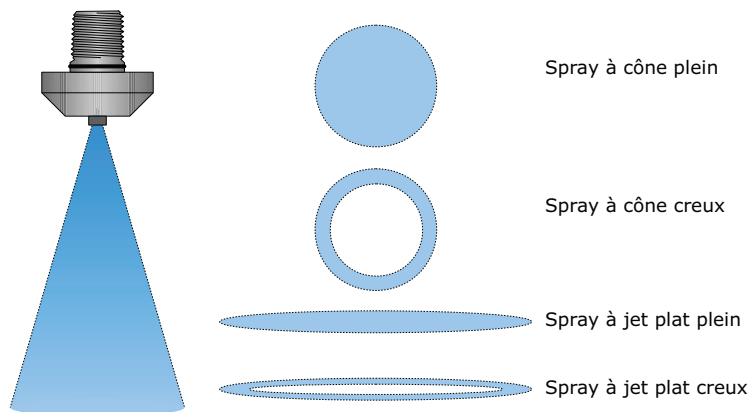


Fig. I.7 — Exemples d'empreintes décrites par une pulvérisation

5. Le terme *brouillard* n'a pas le même sens dans notre contexte que dans la météorologie : la taille des gouttes est ici beaucoup plus importante [50]. En anglais, un brouillard produit par une telle technologie est un « water mist » alors que le brouillard dans la météorologie est un « water fog »

6. En tunnel, les fabricants et installateurs de brouillard d'eau préconisent d'asperger sur 2 ou 3 cantons qui correspondent à une longueur de tunnel de l'ordre de 100 à 150 m [132]

- le débit d’eau pulvérisé m . Les fabricants fournissent généralement un *coefficient* K ou *nombre de débit* qui associe le débit à la pression d’alimentation p [50], de telle sorte que :

$$m = K\sqrt{p} \quad (\text{I.1})$$

- la granulométrie des gouttes pulvérisées. Un spray produit par un système d’aspersion est constitué de gouttes de tailles différentes, il est qualifié de « polydisperse ». Il arrive néanmoins que certaines études théoriques considèrent des sprays « monodisperses » c.-à-d. composés de gouttes de même taille (par exemple [10]). La taille des gouttes d’une pulvérisation polydisperse est généralement décrite par un diamètre moyen dont il existe plusieurs définitions [31]. Par exemple, le diamètre volumique médian d_{V50} est la valeur pour laquelle le volume d’eau constitué des gouttes de diamètre inférieur à cette valeur représente 50 % du volume total. Un autre exemple est le diamètre de Sauter d_{32} qui représente le rapport entre le volume et la surface de l’ensemble des gouttes tel que :

$$d_{32} = \frac{\sum_i d_i^3}{\sum_i d_i^2} \quad \text{où } d_i \text{ désigne le diamètre de la } i^{\text{ème}} \text{ goutte} \quad (\text{I.2})$$

Un brouillard d’eau est une pulvérisation caractérisée par la faible taille des gouttes qui le composent. La norme américaine NFPA 750 de 2003 et celle européenne XP CEN/TS 14972 de 2008 définissent une aspersion par brouillard d’eau de la même manière. Il s’agit d’une pulvérisation où 99 % du volume d’eau est constitué par des gouttes d’un diamètre inférieur à 1 mm, à pression minimale.

I.2.2 Développement de la technologie du brouillard d’eau

L’eau a été utilisée depuis très longtemps dans la lutte contre les incendies. Les premières recherches sur l’utilisation de l’eau sous forme finement divisée ont été entreprises au milieu des années 1950 et se sont poursuivies jusque dans les années 1960-1970 avec pour objectifs d’identifier les phénomènes mis en jeu et de déterminer les paramètres optimaux des gouttelettes en matière d’efficacité extinctrice [20, 118]. La technologie du brouillard d’eau a ensuite été quelque peu supplantée par celle du halon. La recherche sur le brouillard d’eau a alors subi un intermède. La découverte en 1974 de la participation du halon à la destruction de la couche d’ozone a mis un frein à son développement, puis abouti à son interdiction. Ceci a de la sorte induit un regain d’intérêt pour l’utilisation de l’eau comme agent extincteur et les études portant sur les brouillards d’eau se sont considérablement accrues. Le brouillard d’eau est depuis étudié par des sociétés industrielles, des laboratoires de recherche universitaires et des établissements gouvernementaux. Une enquête réalisée en 1996 par Mawhinney et Richardson a révélé qu’à l’échelle planétaire près de 50 organismes prenaient part à cette recherche et au développement de ces systèmes d’aspersion [90]. En 2011, ce nombre s’est accru puisque 60 organismes sont adhérents à l’association mondiale du brouillard d’eau IWMA.

Concernant l'utilisation de cette technologie dans la lutte contre l'incendie, un évènement a été déterminant. Il s'agit de l'incendie criminel du bateau *Scandinavian Star* en 1990 qui a provoqué le décès de 158 personnes. Les mesures prises par l'IMO à la suite de cet incendie ont ouvert le marché maritime aux systèmes d'aspersion par brouillard d'eau. Cette technologie s'est d'ailleurs avérée particulièrement bien adaptée à ces configurations du fait de la faible quantité d'eau utilisée et de sa bonne capacité d'inertage dans des espaces fermés⁷.

Depuis quelques années, les systèmes brouillard d'eau apparaissent également comme une alternative au système traditionnel sprinkler à plus grosses gouttes dans la protection des bâtiments. En particulier, la Suède compte de nombreuses églises en bois dont une par an a été détruite par l'incendie au cours du siècle dernier. Dans ces édifices, l'utilisation d'une quantité d'eau importante est considérée comme quasiment aussi dommageable que l'incendie lui-même, pour les fresques notamment [11]. Pour conséquent, une dizaine de ces édifices a été équipée d'un système brouillard d'eau depuis 2004. Également au cours des années 2000, en France, il a été décidé d'installer un système brouillard d'eau dans quelques bâtiments. Par exemple, le nouveau centre des archives nationales situé à Pierrefitte-sur-Seine (Seine-Saint-Denis) est un IGH dont la construction a débuté en 2009 et l'ouverture est prévue pour 2013. Les salles d'archives seront équipées d'un système brouillard d'eau sous haute pression afin de *contenir le feu et limiter son extension tout en réduisant les dégâts collatéraux dus à l'utilisation de l'eau*.

En tunnel, de nouveaux moyens sont en permanence recherchés pour élever le niveau de sécurité. Dans ce but, les systèmes de lutte active contre l'incendie sont de plus en plus souvent envisagés et notamment les systèmes d'aspersion par brouillard d'eau [113]. L'AIPCR stipule d'ailleurs dans son rapport publié en 2008 [54] que ces systèmes peuvent permettre d'accroître la sécurité dans un tunnel dans la mesure où ceux-ci sont intégrés à la stratégie de sécurité contre l'incendie. En d'autres termes, pour l'AIPCR, il est nécessaire de comprendre l'interdépendance entre un système de lutte active contre l'incendie et les autres éléments de sécurité pour assurer le bon fonctionnement du système de sécurité intégré du tunnel. L'AIPCR propose même dans ce même rapport de développer une approche performantielle pour effectuer cette tâche.

Contrairement au Japon et à l'Australie, en France et plus largement en Europe, aucune instruction dans la réglementation ne définit de critère de dimensionnement d'un tel système. Ainsi, il n'est pas possible de dimensionner un système sur la seule base de ses caractéristiques (granulométrie, débit d'aspersion, disposition des buses, etc.) et de celles du tunnel concerné (dimensions du tunnel, quantité et type de véhicules empruntant le tunnel, stratégie de mise en sécurité déjà mise en place, etc.). À l'heure actuelle, pour équiper un tunnel d'un système fixe de lutte active contre l'incendie, il est nécessaire de tester le système envisagé par le biais de campagnes d'essais à échelle réelle. Bien que ces campagnes soient difficiles à mettre en œuvre et fort onéreuses, le dimensionnement et l'évaluation d'un système restent complexes [89].

On dénombre aujourd'hui une dizaine de tunnels équipés en Europe et seulement un en France. Par exemple, le tunnel Mona Lisa (Linz, Autriche) est un tunnel urbain de 775 m de long, bidirec-

7. Espace fermé : espace qui n'échange pas de matière avec le milieu extérieur

tionnel et ventilé longitudinalement qui a été équipé d'un système brouillard d'eau. L'objectif est alors d'aider l'intervention des pompiers puisque ce sont eux qui, en cas d'incendie, décident d'activer ou non le système d'aspersion à leur arrivée sur le site [113]. En France, seul un tronçon d'une longueur de 10 km du tunnel de l'A86 Ouest est équipé. Ce tunnel, à gabarit réduit (2,55 m de haut), est réservé aux véhicules légers et se compose de deux étages (un par sens de circulation) ventilés longitudinalement [113]. L'installation du système d'aspersion par brouillard d'eau à haute pression vise à la fois en cas d'incendie à faciliter les conditions d'intervention des services de secours, à limiter l'extension de la zone de feu et à diminuer la température ambiante.

Remarque : Selon [15], au Japon où près de 80 tunnels sont équipés d'un système fixe de lutte active contre l'incendie, les autorités recensent chaque année entre deux et trois activations d'un système en raison d'un incendie et elles leur attribuent la maîtrise de l'extension du feu.

I.2.3 Effets du brouillard d'eau

Lors d'un feu en tunnel, une aspersion par brouillard d'eau interagit avec le foyer, la fumée, l'infrastructure et la ventilation qu'elle soit naturelle ou mécanique. Les phénomènes alors mis en jeu sont [50, 90, 135] :

- le refroidissement par puits de chaleur au contact de la phase gazeuse et des surfaces liquides ou solides ;
- l'inertage ou effet de dilution, par la génération de vapeur d'eau ;
- l'atténuation des transferts de chaleur rayonnée ;
- l'interaction avec la fumée.

Dans une situation réelle, ces phénomènes coexistent ; leur importance varie avec la puissance du feu, le type de combustible, les caractéristiques du système brouillard d'eau (granulométrie, débit d'aspersion, disposition des buses, etc.), la ventilation (type et importance), etc. Les deux premiers phénomènes ainsi que le dernier sont caractéristiques des systèmes de lutte active contre l'incendie utilisant l'eau comme agent extincteur. Le troisième phénomène est plus spécifique à l'usage de l'eau sous forme de brouillard.

Dans la littérature scientifique, de nombreuses études sont disponibles sur les trois premiers phénomènes. Le refroidissement par puits de chaleur et l'effet de dilution ont été étudiés dès les années 1950 en faisant l'objet des premières recherches sur le brouillard d'eau menées notamment par Braidech et coll. [20] et Rasbach et coll. [118]. Les études sur l'atténuation des transferts de chaleur rayonnée sont quant à elles apparues à la fin des années 1990 avec notamment les travaux de Ravigururajan et Beltran [119]. L'objectif était alors de simuler les niveaux de température d'une cible réceptrice soumise à un rayonnement thermique (seul le phénomène d'absorption par les gouttes est pris en compte) [80]. En revanche, comparativement aux autres phénomènes, le nombre d'études sur l'interaction avec la fumée est moins important. Cette disparité peut être liée à la difficulté de mesurer ce phénomène mais également aux problématiques contextuelles liées à l'utilisation du brouillard d'eau (par exemple, une utilisation dans une salle des machines ne nécessite pas de s'intéresser à l'interaction avec la fumée mais plutôt au refroidissement par puits de chaleur et à l'inertage).

Refroidissement des gaz et des solides par puits de chaleur

Le refroidissement par puits de chaleur représente l'énergie absorbée par l'eau liquide au contact de la phase gazeuse et des surfaces solides et liquides. Il concerne donc le foyer, la fumée, les parois du tunnel ainsi que les objets et équipements présents. L'absorption de chaleur est importante dans le cas de l'eau du fait de ses chaleurs spécifique et latente élevées comparativement à d'autres substances liquides. En effet, le fait de chauffer un kilogramme d'eau liquide de 20 °C à 100 °C requiert 335 kJ et sa vaporisation⁸ nécessite 2257 kJ supplémentaires, soit un total de 2592 kJ.

Action sur le foyer

Lorsque de l'eau liquide est présente au droit du foyer, elle absorbe de la chaleur dans la zone de combustion (cf. Figure I.8). Le processus de vaporisation revient à « soustraire » une fraction de l'énergie produite par le foyer [120]. Si cette soustraction est suffisante, la température de la phase gazeuse dans la zone de la flamme peut être portée au-dessous du niveau nécessaire à l'entretien de la combustion et la flamme peut s'éteindre. Les travaux de Wighus et coll. ont mis en évidence qu'il n'est pas nécessaire d'absorber toute la chaleur délivrée par le foyer pour éteindre un feu. Ces auteurs estiment que 30 à 60 % suffisent [136].

En outre, lorsque de l'eau liquide est présente au droit du foyer, elle diminue les flux de chaleur dirigés vers la surface du combustible et refroidit le combustible lui-même (cf. Figure I.8).

Pour un combustible liquide, cela conduit à une réduction de la vitesse de vaporisation (c.-à-d. à une baisse de la production de vapeurs combustibles) qui est favorable à la maîtrise de l'activité du foyer, voire à l'extinction. Cette maîtrise est d'autant plus aisée que le point éclair⁹ est élevé. Des auteurs tels que Qin [115] et plus récemment Liu [83] ont effectué plusieurs essais d'aspersion par brouillard d'eau sur un feu de combustible dont le point éclair est élevé. En l'occurrence, il s'agit dans ces deux études d'huile de friture dont le point éclair est compris entre 285 et 385 °C [115]. Les auteurs de ces études ont attribué l'extinction du feu et sa non-reprise au refroidissement du combustible en deçà du point éclair et ce, du fait de la rapidité de l'extinction, la vapeur d'eau étant en trop faible quantité dans la pièce pour un effet d'inertage. *A contrario*, les feux de combustibles liquides dont le point éclair est plus faible (voire voisin de la température ambiante comme le kerosene ou le naphtha [74]) sont plus difficilement éteints par ce seul mode d'action [14].

Pour un combustible solide, la situation est différente puisque la diminution du flux de chaleur incident à la surface du combustible réduit sa vitesse de dégradation, tout du moins en surface. Néanmoins, certains solides conduisent à la formation de résidus carbonés en surface, le combustible peut ainsi continuer à se dégrader en profondeur par combustion lente. Le brouillard d'eau peut permettre, dans ce cas, que la combustion lente ne se transforme en combustion vive [140].

L'action du brouillard d'eau sur le foyer est conditionnée par sa capacité à l'atteindre. La taille des gouttes joue un rôle important dans la mesure où elle impacte leur vitesse de vaporisation et éga-

8. Bien que cela soit erroné, il est supposé dans ce calcul que l'évaporation est un événement instantané qui se produit lorsque la température de la goutte excède 100 °C

9. Le point éclair d'un liquide est la température la plus basse à partir de laquelle ce liquide libère assez de vapeur pour s'enflammer

lement leur énergie cinétique [17]. Pour pénétrer la zone du foyer et réduire son activité, le brouillard d'eau doit être pulvérisé avec une énergie suffisante au point d'injection.

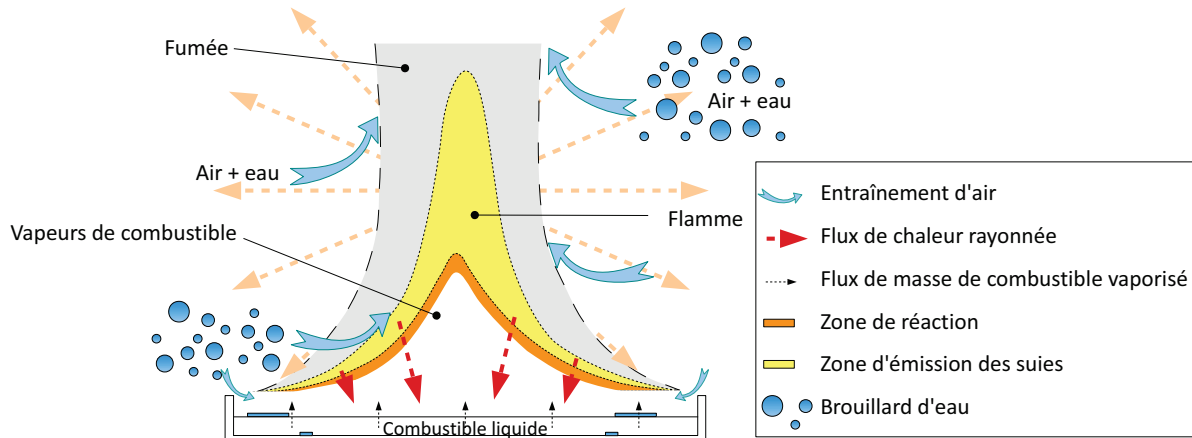


Fig. I.8 — Représentation de l'influence du brouillard d'eau sur les flux de chaleur au droit du foyer

Remarque : En cas de combustible liquide, si le brouillard d'eau est pulvérisé avec une énergie trop importante, les plus grosses gouttes atteignant la surface du combustible peuvent s'écouler vers le fond. L'eau ainsi accumulée sous le combustible peut donner lieu au phénomène de « boilover », c.-à-d. une ébullition explosive de l'eau lorsqu'elle atteint sa température critique de nucléation, provoquant des projections explosives de combustible susceptibles de présenter un danger [49].

Action sur la phase gazeuse

L'échange de chaleur avec la phase gazeuse en général et la fumée en particulier, est très important dans le cas du brouillard d'eau en raison de la taille des gouttes qui le composent. En effet, à volume d'eau constant, plus les gouttes sont de petites tailles, plus la surface d'échange est grande. Le processus de vaporisation s'en trouve ainsi accéléré. En d'autres termes, pour une même durée et une même quantité d'eau initiale, une part plus importante d'énergie est absorbée par la phase liquide lorsque celle-ci est divisée en fines gouttes [50]. À titre d'illustration, Kincaid et Longlet ont mesuré le diamètre de gouttes isolées placées pendant une certaine durée dans une phase gazeuse à température ambiante et d'humidité relative 31 % [75, 76] (ces essais sont exploités dans la section II.2 pour évaluer le code de calcul sur lequel s'appuie la présente thèse). La plus petite goutte, de 400 µm de diamètre, s'est alors évaporée huit fois plus vite que la plus grosse de 1500 µm de diamètre (cf. Figure I.9).

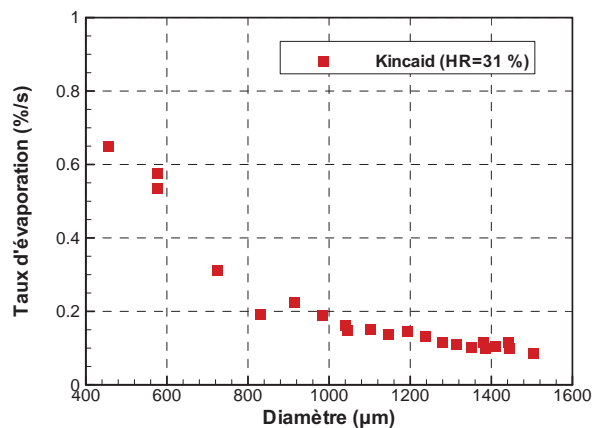


Fig. I.9 — Évolution du taux d'évaporation en fonction du diamètre initial de la goutte [75, 76]

L'absorption de chaleur par les gouttes dépend également de leur vitesse de déplacement dans l'air ambiant. Rasbash a notamment montré que le coefficient de transfert convectif est d'autant plus important que la goutte se déplace rapidement [117].

En cas d'incendie, le foyer joue le rôle de « ventilateur » en aspirant de l'air présent en zone basse et en refoulant vers la voûte les gaz de combustion mélangés à l'air entraîné. Si un système d'aspersion est activé, les gouttes d'eau peuvent être entraînées par le foyer et son panache et, de la sorte, participer à leur refroidissement (cf. Figure I.8). La nappe de fumée s'écoulant sous la voûte peut ainsi être refroidie.

Action sur les parois du tunnel

Lorsque de l'eau impacte un solide (sec ou humide), trois phénomènes peuvent se produire : le dépôt, le rebond et l'éclaboussure (cf. Figure I.10). Ces phénomènes font l'objet de la thèse de Motzkus [104]. Les trois régimes d'impact dépendent des caractéristiques de la goutte (température, vitesse, taille, propriétés physiques du liquide), de celles de la paroi (température, rugosité) et de l'angle d'incidence entre la goutte et la surface. De manière générale, une augmentation de la vitesse (composante normale à la paroi) ou du diamètre de la goutte a tendance à favoriser le régime d'éclaboussure [80].

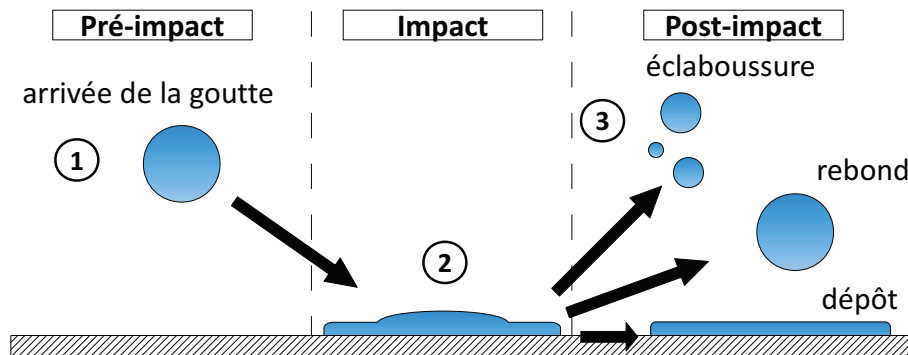


Fig. I.10 — Étapes de l'impact d'une goutte sur une surface [104]

L'eau qui se dépose sur une paroi absorbe ou transmet de l'énergie au solide selon le signe du gradient de température entre le solide et l'eau. L'eau agit de surcroît comme un film protecteur pour la structure au sens où elle absorbe une part de l'énergie convectée et rayonnée incidente.

Dilution par la production de vapeur d'eau

Comme il a été vu précédemment, l'usage de l'eau sous forme de brouillard favorise l'évaporation des gouttes qui le composent. Or, le volume occupé par l'eau sous forme vapeur est quasiment 1630 fois supérieur (à 100 °C et 1 atm) au volume occupé par la même quantité d'eau à l'état liquide. La vapeur d'eau étant un composant inerte pour les réactions de combustion, la création de vapeur altère la mise en présence des réactifs en se mêlant à ces derniers et en diminuant de ce fait la concentration en dioxygène.

L'effet de dilution de l'oxygène peut se produire au droit du foyer ou dans l'espace où il se développe [120]. Dans le premier cas, la vaporisation des gouttes d'eau à proximité du combustible en feu et de la flamme diminue la concentration en oxygène au droit du foyer. Dans le second cas, la vaporisation des gouttes d'eau au contact de la fumée et des parois chaudes de la pièce ou du tunnel

diminue localement ou globalement la concentration en oxygène. La phase gazeuse entraînée vers le foyer et qui alimente la combustion peut ainsi être chargée en vapeur d'eau. Dans les deux cas, si la quantité d'oxygène disponible pour la combustion est amenée au-dessous d'un niveau critique, le combustible brûle mal et le feu peut s'éteindre par étouffement. Ce niveau critique est variable suivant le combustible. Par exemple, il est de l'ordre de 14 % (en volume) pour les hydrocarbures [13].

Ce phénomène d'inertage est d'autant plus important dans un milieu fermé où le feu est puissant, la concentration en oxygène diminuant alors rapidement par consommation et par dilution. Back et coll. ont d'ailleurs établi lors de plusieurs essais impliquant des feux puissants de combustible liquide ou solide (entre 2,5 et 7,5 MW) dans des salles de machines (de taille comprise entre 100 et 1000 m³) que la déplétion en oxygène est le mécanisme dominant dans l'extinction [13]. Lors de cette même campagne d'essais, Back et coll. ont également mis en évidence que l'efficacité de l'effet de dilution est relatif au degré de confinement du foyer.

La ventilation de l'espace où se déroule le feu joue par ailleurs un rôle sur l'effet de dilution dans la mesure où elle facilite le transport des gouttes au travers des ouvertures. Elle peut également créer un apport en oxygène au foyer et induire, par refroidissement convectif, une diminution de la production de vapeur d'eau [13, 140].

Atténuation des transferts de chaleur rayonnée

Au travers d'un brouillard d'eau, la chaleur rayonnée est atténuée par les gouttes d'eau (phénomènes de diffusion et d'absorption) et par la phase gazeuse chargée en vapeur d'eau (phénomène d'absorption). Du point de vue de la sécurité incendie, ce phénomène contribue à diminuer les sollicitations thermiques sur les usagers, les pompiers et l'infrastructure, limiter l'extension du feu à d'autres foyers et diminuer la puissance du feu.

Atténuation par les gouttes d'eau

Depuis la fin des années 1990, les principales études sur l'atténuation de la chaleur rayonnée par des gouttes sont théoriques et numériques. Ces travaux ont permis d'établir que le degré d'atténuation dépend de la densité des gouttes dans le spray, de leur taille et de la longueur d'onde du rayonnement émis par la source [36, 40, 119]. Coppalle établit même dans [36] que l'atténuation du rayonnement par un brouillard d'eau est d'autant plus élevée que le spray est composé de gouttes de taille proche de la longueur d'onde du rayonnement incident. Néanmoins, ce résultat est à prendre avec précaution puisque cette étude théorique considère le phénomène de diffusion avec une méthode à deux-flux, en d'autres termes, en moyennant la propagation du rayonnement sur deux hémisphères, avant et arrière.

Le phénomène de diffusion est complexe. À l'heure actuelle, il est encore parfois modélisé grossièrement dans les études et ce, pour des raisons de durée de calcul. Pour un brouillard d'eau où les diamètres de gouttes sont faibles, sa contribution à l'atténuation est pourtant conséquente. Collin, dans [31], estime sa contribution entre 50 et 100 % dans des gammes de longueurs d'onde correspondant au maximum d'émission de rayonnement de flamme (température entre 1000 et 1500 K) suivant le diamètre des gouttes composant le brouillard d'eau.

Depuis une dizaine d'années, quelques auteurs ont mesuré expérimentalement cette atténuation. En particulier, Parent et coll. ont travaillé sur un spray unique en pulvérisation descendante [112]. Ils ont montré trois choses. Premièrement, la capacité d'atténuation du rideau d'eau augmente avec la pression d'alimentation, confirmant ainsi les résultats des études théoriques précédentes. Deuxièmement, il existe un effet de saturation : à partir d'une certaine pression, le gain en atténuation a tendance à diminuer. Troisièmement, l'atténuation varie selon la hauteur dans le spray. Plus récemment, Lechêne a étudié l'atténuation au travers d'un rideau d'eau produit par plusieurs buses en faisant varier la direction de l'injection (descendante, ascendante), l'espacement entre les buses et le nombre de rampes [80]. En particulier, il a mesuré une atténuation (avec une rampe et un espacement entre les buses de 10 cm) comprise entre 10 et 18 % en direction descendante et entre 35 et 55 % en direction ascendante, avec un débit d'eau très faible (de l'ordre de 0,32 l/min/buse) et des gouttes de diamètre moyen proche de 100 μm .

Atténuation par la phase gazeuse

Le niveau d'atténuation de la chaleur rayonnée par la phase gazeuse varie fortement suivant sa température, sa composition et la longueur d'onde du rayonnement émis par la source. Les composants d'un gaz ne contribuent pas tous de la même manière à l'absorption : les éléments diatomiques comme O_2 et N_2 n'absorbent pas et n'émettent pas de rayonnement alors que les éléments comme H_2O , CO_2 et CO sont dits *participatifs* car ils absorbent et émettent. Dembélé a mesuré la transmittance totale d'un milieu d'humidité relative égale à 25 %, entre 1,5 et 12 μm . Suivant l'épaisseur du milieu (30, 50 ou 80 cm), l'atténuation est comprise entre 1,5 et 4 % [40].

Interaction avec la fumée

Une aspersion interagit avec l'environnement gazeux sous l'effet combiné d'un échange de quantité de mouvement entre les deux phases et d'un échange de chaleur.

Premièrement, une aspersion entraîne de l'air, la quantité de mouvement des gouttes étant partiellement transférée aux gaz. Dans un environnement stratifié constitué d'une couche de fumée en partie haute et d'une zone d'air plus frais en partie basse, ce transfert peut perturber la stabilité de la nappe de fumée en lui transmettant une composante de vitesse verticale. Cette interaction est dictée par les forces s'appliquant sur la phase liquide (gravité et traînée principalement) et gazeuse (gravité, flottabilité due à la différence de masse volumique et la force due à l'écoulement). Plus précisément, concernant le spray, cette interaction dépend essentiellement de la taille des gouttes, de la vitesse et de la densité du spray [50]. Cette interaction est souvent caractérisée dans la littérature par une valeur de « pénétration du spray », c.-à-d. la distance maximale que le spray parcourrait dans de l'air au repos. Par exemple, pour une même quantité d'eau pulvérisée, un jet dense avec une empreinte de faible section dispose d'une pénétration plus importante qu'un spray constitué de gouttes fines et d'angles de pulvérisation plus importants [50].

Deuxièmement, l'échauffement et la vaporisation des gouttes, traversant la couche de fumée par exemple, induisent un refroidissement de la phase gazeuse. En particulier, la fumée étant un mélange gazeux à froid plus lourd que l'air, elle a alors tendance à s'écouler vers le sol en se refroidissant. L'absorption de chaleur par les gouttes dépend de leur vitesse, de leur taille et de leur densité comme il a été détaillé à la page 21.

Comme le note Cooper dans [35], l'activation d'un système d'aspersion peut ainsi induire une déstratification de l'environnement, c.-à-d. un brassage de la fumée. Néanmoins, la littérature scientifique fait également état de cas où l'environnement reste stratifié en dépit de l'aspersion. En particulier, Li et coll. ont observé que lorsque la pression d'alimentation au point d'injection est relativement faible, cela favorise la conservation du caractère stratifié de l'environnement [82].

En cas de déstratification, l'effet de dilution peut être favorisé. En effet, comme il a été mentionné précédemment, un foyer joue le rôle de « ventilateur » en aspirant de l'air présent en zone basse et en refoulant les gaz de combustion vers la voûte. Si l'environnement est déstratifié, l'air présent en zone basse comprend une quantité importante de gaz de combustion et est de plus chargé en vapeur d'eau et en gouttes d'eau, la quantité d'oxygène disponible pour la combustion tend ainsi à diminuer.

I.2.4 Modélisation mathématique

Polydispersion

Une aspersion d'eau est naturellement constituée de gouttes de tailles différentes. Pour la modéliser, des lois de probabilité sont généralement utilisées. Il en existe plusieurs types : normal, log-normal, Rosin-Rammler, Gaudin-Schumann, Nukiyama-Tanasawa, etc. Ces lois associent soit un nombre de gouttes pulvérisées à un diamètre donné, on parle alors de fonction de distribution en nombre ; soit un volume d'eau pulvérisé à un diamètre de goutte donné, on parle alors de fonction de distribution en volume. Quel que soit le type de la loi, elle est paramétrable. Par exemple, les fonctions de Rosin-Rammler et log-normal sont définies par le diamètre moyen des gouttes et un paramètre de dispersion.

Refroidissement des gaz et des solides par puits de chaleur

La modélisation de ce phénomène est complexe. Elle fait intervenir des modèles de transferts de masse et de chaleur entre les gouttes, le milieu gazeux et les solides avec lesquels elles sont en contact. De manière générale, la variation de température d'une goutte est due à la chaleur échangée par convection avec la phase gazeuse et les solides, à la chaleur rayonnée absorbée et émise par la goutte et à la chaleur nécessaire à son évaporation. Ainsi, l'équation de la chaleur pour une goutte s'écrit de la manière suivante ¹⁰ :

$$m_p \cdot C_{p,p} \cdot \frac{dT_p}{dt} = \underbrace{\dot{Q}_r}_{(1) \text{ rayonnement}} + \underbrace{\dot{Q}_c}_{(2) \text{ convection}} + \underbrace{\dot{Q}_{\text{vap}}}_{(3) \text{ évaporation}} \quad (\text{I.3})$$

où m_p désigne la masse de la goutte, $C_{p,p}$ sa capacité calorifique, T_p sa température. Les termes \dot{Q}_r , \dot{Q}_c et \dot{Q}_{vap} réfèrent à la chaleur absorbée par la goutte respectivement par rayonnement, par convection et lors de son évaporation.

Le terme (1) peut être obtenu avec un modèle radiatif (cf. Page 28).

10. La température de la goutte est supposée uniforme au sein de celle-ci

Le terme (2) peut s'écrire simplement selon la loi de Newton. Dans le code FDS, par exemple, ce terme est représenté par deux fonctions linéaires. La première est relative au gradient de température entre la goutte et la phase gazeuse ($T_g - T_p$) et la seconde est relative au gradient de température entre la goutte et la paroi ($T_s - T_p$) tel que :

$$\dot{Q}_c = A_p \cdot h_g \cdot (T_g - T_p) + A_p \cdot h_s \cdot (T_s - T_p) \quad (\text{I.4})$$

avec A_p , la surface d'échange de la goutte, h_g et h_s , les coefficients d'échange convectif entre la goutte et respectivement la phase gazeuse et le solide.

Concernant l'interaction avec la phase gazeuse, d'autres modèles plus élaborés comme celui d'Abramzon et Sirignano [8] ou celui de Taylor et Krishna [127] prennent en compte l'écoulement de Stefan c.-à-d. la formation du mélange air-vapeur à la surface de la goutte qui a pour conséquence d'augmenter l'épaisseur du film entourant la goutte. Concernant l'interaction avec le solide, il existe de nombreux modèles d'impact¹¹. La modélisation des transferts thermiques repose quant à elle principalement sur la loi de Newton (par exemple, les travaux récents de Meredith et coll. sur l'interaction entre des gouttes et un solide [97]).

Le terme (3) nécessite un modèle d'évaporation pour les gouttes. Ce phénomène repose sur le gradient d'humidité absolue¹² : la phase gazeuse contient une certaine quantité de vapeur d'eau et la goutte est saturée en eau. Les études théoriques sur ce phénomène ont été menées principalement dans les années 1970-1980 [8, 46, 125, 126]. Une revue bibliographique détaillée des modèles d'évaporation développés depuis cette date figure dans la thèse de Leborgne [79]. Ces modèles d'évaporation régissent les transferts massiques dans le film air-vapeur à la surface de la goutte. Ils diffèrent sur la description de l'équilibre thermodynamique à l'interface liquide-vapeur et l'estimation des propriétés du film (masse volumique, conductivité thermique, viscosité, coefficient de diffusion) [79].

Dilution par la production de vapeur d'eau

La modélisation de l'effet de dilution par la production de vapeur d'eau est de manière générale très simple et repose sur une limite de concentration en dioxygène, dite *critique*, en dessous de laquelle un combustible ne peut brûler de manière vive. Les deux modèles suivants peuvent être cités à titre d'exemple :

- Wighus a effectué en 1993 des essais de feux d'hydrocarbure avec et sans aspersion, dans un local fermé. Ces essais diffèrent par la puissance du feu et par le taux d'application du système d'aspersion¹³. Sur la base de ces essais, Wighus a proposé une relation empirique. Elle associe la température de l'air entraîné dans la zone de combustion T à la concentration critique en dioxygène (en volume) :

$$Y_{O_2,ext} = 20,9 - 0,000045 \cdot T^2 \quad (\text{I.5})$$

Remarque : Cette relation est implémentée dans de nombreux codes à zones [107].

11. Une synthèse de ces modèles d'impact est effectuée dans la référence [104]

12. L'humidité absolue représente la masse de vapeur d'eau par unité de masse d'air sec

13. Ce paramètre est modifié par le nombre de buses d'aspersion employées

- Mowrer a développé le modèle implémenté dans le code FDS [96]. En supposant que la chaleur spécifique d'un gaz est une grandeur indépendante de sa température, il a établi que :

$$Y_{O_2,ext} = \left(\frac{\bar{c}_p \cdot (T_{f,ext} - T)}{\Delta H / r_{O_2}} \right) \cdot \left(\frac{M_w(air) \cdot 100}{M_w(O_2)} \right) \quad (I.6)$$

avec $\Delta H / r_{O_2}$, la chaleur de combustion du combustible par kilogramme de dioxygène consommé et $T_{f,ext}$, la température de flamme critique. Cette grandeur est supposée constante et égale à 1700 K conformément aux suggestions de Beyler [16]. Le terme $M_w(\alpha)$ réfère à la masse molaire de l'espèce α .

Atténuation des transferts de chaleur rayonnée

Ravigururajan et Beltran [119] puis Coppalle [36] ont mené les premières études sur l'atténuation du rayonnement au travers d'un rideau d'eau. La modélisation de l'atténuation des transferts de chaleur rayonnée est complexe et bien souvent coûteuse en temps de calcul. De ce fait, ces premières études s'appuient sur des modèles simplifiés de type deux-flux ou Beer-Lambert. En considérant que les gouttes interagissent avec le rayonnement indépendamment les unes des autres, ils ont établi que la taille des gouttes correspondant au maximum d'atténuation est la longueur d'onde du rayonnement.

Avec l'accroissement de la puissance des ordinateurs, d'autres modèles plus fins ont été développés. En effet, la méthode à deux-flux discrétise l'espace en deux hémisphères, ce qui est insuffisant pour traiter le problème radiatif de manière directionnelle. Dombéle a d'ailleurs comparé cette méthode à celle plus élaborée des ordonnées discrètes¹⁴ [41]. Il a constaté un écart de résultats de l'ordre de 8 à 10 % dans le cas d'une pulvérisation de petites gouttes et de faible épaisseur optique et un écart pouvant atteindre 35 à 50 % dans le cas d'un rideau d'eau (diamètres des gouttes plus importants et épaisseur optique plus élevée).

Dans le registre des modèles plus fins, les travaux de Dombéle, Collin, Consalvi et Hostikka peuvent être cités. Dombéle a développé un modèle de transfert radiatif prenant en considération l'absorption et la diffusion du rayonnement par les gouttes d'eau composant le spray à l'aide de la théorie de Mie et l'absorption du rayonnement par la phase gazeuse (CO_2 et vapeur d'eau) à l'aide du modèle C-k. L'équation de transfert radiatif (ETR) est alors résolue par la méthode des ordonnées discrètes [39]. Collin a repris ce modèle et a mis en place une méthode de type Monte-Carlo afin d'éviter, entre autres, la discrétisation angulaire nécessaire aux méthodes usuelles de résolution de l'ETR, étape qui déforme la fonction de phase de diffusion [31]. Avec ce modèle, l'atténuation du rayonnement émis par un panneau chauffé à 800 K au travers d'une rampe de brouillard d'eau distante de 2 m et reçu par un panneau situé à 4 m, a été estimée suivant la hauteur [32]. Consalvi a quant à lui développé un modèle¹⁵ de transfert radiatif reposant sur une ETR multiphasique (ETRM) résolue par la méthode des volumes finis [34]. Ce modèle traite l'absorption par la phase gazeuse (CO , CO_2 et vapeur d'eau) et par les suies à l'aide des relations de Kent et Honery et de Magnussen

14. Dans cette méthode, la sphère unité est discrétisée en un nombre fini d'angles solides

15. **Remarque** : Nmira a étudié une aspersion par brouillard d'eau en tunnel avec ce modèle [106]

et Hjertager [106]. Il traite l'absorption et la diffusion de la phase liquide (divisée en classes constituées de gouttes identiques en taille et en propriétés radiatives) à l'aide de la théorie de Mie. Enfin, Hostikka a développé un modèle de transfert radiatif utilisant la théorie de Mie pour les gouttes et le modèle RADCAL pour la phase gazeuse [52, 51]. L'ETR est résolue par la méthode des volumes finis grâce à une simplification du terme de renforcement par diffusion [59]. Le modèle d'Hostikka est celui implémenté dans le code FDS et est à ce titre détaillé dans la section II.1.

Interaction avec la fumée

Les études sur l'interaction entre la fumée et une aspersion visent généralement à développer un modèle en vue d'une implémentation dans un code à zones. La plupart de ces études concernent les aspersion à « grosses gouttes ». Seules les plus récentes étudient le cas des brouillards d'eau.

Les premières études sur l'effet d'une aspersion sur la couche de fumée ont été entreprises dans les années 1970. Bullen a cherché à prédire la stabilité d'une couche de fumée soumise à une aspersion. Pour cela, il a défini un paramètre¹⁶ caractérisant cette stabilité puis a comparé les prévisions avec des valeurs expérimentales [22]. Dans son modèle, Bullen a considéré l'épaisseur et la température uniforme de la couche de fumée constantes et un spray monodisperse. Morgan a repris ce travail et a mis en place un modèle de transfert de chaleur par convection entre le spray et la couche de fumée dans le cadre d'une étude sur l'efficacité d'un désenfumage naturel dans un centre commercial [102].

Li et coll. ont récemment défini [82] un *critère de déstratification* qu'ils ont évalué par le biais de comparaisons avec des valeurs expérimentales. Ce critère est exprimé en fonction d'une force de traînée du spray et d'une force de flottabilité de la couche de fumée au droit du spray : si la force de traînée est inférieure à la force de flottabilité, l'environnement reste stratifié suite à l'aspersion et si au contraire, la force de traînée est supérieure à la force de flottabilité, l'environnement se déstratifie.

Réduction du débit calorifique

Certains auteurs modélisent l'action de l'aspersion sur la puissance d'un feu en réduisant directement le débit calorifique du feu [45]. Ces modèles d'interaction avec le foyer sont communément appelés *modèles d'extinction*. Ils se basent pour la plupart sur des relations empiriques :

- Walton, en 1988, a été le premier à étudier la décroissance du débit calorifique suite à une aspersion [134]. Pour cela, il a effectué plusieurs essais de feux de bûcher en faisant varier le taux d'application surfacique de l'aspersion. Il a alors constaté que, quel que soit le taux d'application, le débit calorifique décroît de manière exponentielle et que la vitesse de décroissance est relative au taux d'application surfacique ;
- Madrzykowski et Vettori ont réalisé en 1992 plusieurs essais d'aspersion par sprinkler sur des feux de bûcher et de meubles de bureau (canapé, chaise, etc.) [87]. Dans ce cadre, ils ont établi la relation suivante qui prédit l'évolution temporelle du débit calorifique pour un taux d'application surfacique supérieur ou égal à 0,07 mm/s :

$$\dot{Q}(t) = \dot{Q}(t_{act}) \cdot \exp[-(t - t_{act})/435] \quad (I.7)$$

16. Ce paramètre est défini comme le rapport entre la force de flottabilité dirigée vers le haut du fait de la température de la fumée et la force d'entraînement de l'air dirigée vers le bas due à l'aspersion.

Les termes $\dot{Q}(t_{act})$ et $\dot{Q}(t)$ désignent la puissance du feu à l'instant d'activation du système d'aspersion et celle à l'instant t après activation du système d'aspersion. Cette relation ne prend en compte ni le nombre de buses d'aspersion¹⁷, ni le taux d'application surfacique de l'aspersion ;

- Evans a ensuite cherché à étendre le domaine d'application du modèle de Madrzykowski et Vettori. Pour cela, il a introduit un coefficient de décroissance τ , fonction du taux d'application surfacique de l'aspersion, et a normalisé le taux d'application par la hauteur du bûcher :

$$\tau = 2 \cdot 10^{-5} \cdot \left[\frac{\dot{q}_s}{H_c} \right]^{-1,85} \quad \text{et} \quad \dot{Q}(t - t_{act}) = \dot{Q}(t_{act}) \cdot \exp[-(t - t_{act})/\tau] \quad (\text{I.8})$$

- Yu a caractérisé en 1994 la décroissance du débit calorifique à l'aide d'un coefficient k [142]. Ce paramètre se différencie de celui d'Evans en deux points. Premièrement, k est calculé différemment suivant la nature du combustible (plastique ou bois) et deuxièmement, k est fonction de la masse d'eau atteignant le foyer m_w . Le modèle implémenté dans FDS est inspiré de celui de Yu [56, 55] mais il a été modifié car le code FDS est un modèle de champ et celui de Yu traite de manière globale la réduction du débit calorifique. Le modèle implémenté dans le code FDS est défini comme suit, avec $\dot{Q}_0(t)$ la puissance du feu sans aspersion :

$$k(t) = a \cdot m_w(t) \quad \text{et} \quad \dot{Q}(t) = \dot{Q}_0(t) \cdot \exp \left[- \int k(t) dt \right] \cdot \Delta H / r_{O_2} S \quad (\text{I.9})$$

où a est une constante empirique.

La deuxième partie de ce chapitre a été consacrée à la technologie du brouillard d'eau. Celle-ci a tout d'abord été définie au sens réglementaire puis nous avons présenté brièvement l'évolution de son utilisation dans la lutte contre les incendies. Nous avons ensuite décrit les phénomènes physiques importants et la manière de les modéliser en exploitant majoritairement des études menées à l'échelle du laboratoire. Cette description a mis en évidence que l'état de leur compréhension et de leur modélisation est inégal. Les phénomènes d'interaction avec la phase gazeuse sont bien identifiés et de nombreuses études sont consacrées à leur modélisation de manière plus ou moins sophistiquée. L'interaction avec une surface solide ou liquide, notamment à température élevée, est moins bien identifiée. Seule l'interaction dynamique entre une goutte et une surface de températures comparables a été largement étudiée. L'interaction entre un brouillard d'eau et un foyer en termes de dilution et de refroidissement par puits de chaleur est bien connue mais reste difficilement prédictible. La prévision de l'influence d'une aspersion par brouillard d'eau sur l'activité d'un foyer est consécutivement encore impossible à l'heure actuelle.

La section suivante est consacrée à la recherche sur les feux en tunnel, tout d'abord sans aspersion, puis mettant en jeu une aspersion par brouillard d'eau.

17. La relation I.7 prédit la même évolution pour la puissance d'un feu qu'il soit soumis à une ou plusieurs aspersions

I.3 Recherche sur les feux en tunnel

La présente section a pour ambition de faire une synthèse bibliographique ciblée des recherches menées sur les feux en tunnel, avec et sans aspersion par brouillard d'eau. Cette synthèse vise à replacer le présent travail de thèse dans le contexte de la recherche appliquée en tunnel et à justifier les outils employés et l'approche adoptée.

I.3.1 Sans aspersion

Études expérimentales

À échelle réduite

Les essais à échelle réduite présentent un grand intérêt pour étudier un phénomène en particulier ou effectuer une étude paramétrique, bien qu'il réside encore des difficultés à transposer les résultats à échelle réelle [58]. En effet, ils sont facilement réalisables et moins coûteux que les essais à échelle réelle. De plus, ils peuvent être mieux instrumentés et présentent généralement une bonne répétabilité/reproductibilité. Selon que les transferts de chaleur sont pris en compte ou pas, on recense deux types de maquette : les *chaudes* et les *froides*.

Remarque : La littérature scientifique fait état de nombreuses campagnes d'essais conduites à une échelle réduite. Sont présentées brièvement ci-après seules celles exploitées par la suite dans l'application tunnel (cf. Chapitre III).

Dans le cas des maquette froides, plusieurs techniques permettent de modéliser le foyer et la fumée. Elles sont détaillées dans le manuscrit de Mégret [99]. Son travail est d'ailleurs un exemple d'étude expérimentale menée à une échelle réduite, sur une maquette froide. En l'occurrence, le facteur d'échelle est de l'ordre de 1/20, la maquette mesure 10 m de long et ses autres dimensions sont modifiables (hauteur, largeur et pente). La fumée est quant à elle modélisée par l'injection d'un gaz de faible densité, à savoir un mélange d'air et d'hélium. Pour représenter la fumée produite sous différentes puissances de feu, Mégret fait varier les proportions d'air et d'hélium. Il obtient ainsi une gamme de puissances de feu comprise entre 0,2 et 20 MW. Son travail a notamment permis de développer un modèle semi-empirique dont l'expression de la vitesse critique de backlayering est

$$V_c = \sqrt{\frac{1}{2hL} \left[0,5 \frac{\rho_f}{\rho_0} U_f^2 A + 1,6 \frac{\Delta \rho_f}{\rho_0} gSH \right]} \quad (\text{I.10})$$

avec L et H la largeur et la hauteur du tunnel, D et A le diamètre et la section du foyer, ρ_0 la masse volumique de l'air ambiant. Le terme h désigne l'épaisseur de la nappe de fumée, ρ_f sa masse volumique et U_f sa vitesse au droit du foyer. Mégret propose la relation empirique suivante pour exprimer l'épaisseur de la nappe de fumée en m : $h = 0,4756 \cdot D + 5,09 \cdot D^2$.

Dans le cas des maquettes chaudes, de nombreux exemples sont proposés dans la littérature. Par exemple, dans l'étude menée par Oka et Atkinson en 1995, le foyer est constitué d'un brûleur à gaz. En faisant varier le débit de gaz, différentes puissances (à échelle réelle, entre 2 et 150 MW) et hauteurs de flamme ont été testées [108]. Les résultats expérimentaux ont permis d'établir que la vitesse critique est proportionnelle à la racine cubique du débit calorifique jusqu'à une certaine valeur de puissance de feu et qu'au-delà, elle est constante :

$$\left\{ \begin{array}{l} V_c^* = 0,35 \left(\frac{\dot{Q}^*}{0,124} \right)^{1/3} \\ V_c^* = 0,35 \end{array} \right. \quad \text{pour } \begin{array}{l} \dot{Q}^* \leq 0,124 \\ \dot{Q}^* > 0,124 \end{array} \quad \text{avec :} \quad \left\{ \begin{array}{l} V_c^* = V_c / \sqrt{g \cdot H} \\ \dot{Q}^* = \frac{\dot{Q}}{\rho_0 T_0 C_p g^{1/2} H^{1/2} A} \end{array} \right.$$

Les essais de Oka et Atkinson montrent une limite de validité des modèles théoriques développés par Thomas [129] et par Danziger et Kennedy [38] : ils ne s'appliquent que lorsque la hauteur des flammes est inférieure à celle du tunnel.

En 2000, Wu et Bakar ont mené une campagne d'essais pour étudier l'influence de la géométrie du tunnel sur la valeur de la vitesse critique [138]. Pour cela, des essais ont été réalisés dans cinq tunnels de même hauteur mais de formes et de sections différentes. Sur la base de leurs résultats expérimentaux, ils ont proposé d'utiliser le diamètre hydraulique \bar{H} comme longueur caractéristique plutôt que la hauteur du tunnel H . La relation proposée par Wu et Bakar confirme en outre la valeur 1/3 de la puissance dans la loi de Oka et Atkinson :

$$\left\{ \begin{array}{l} V_c^* = 0,4 \left(\frac{\dot{Q}^*}{0,20} \right)^{1/3} \\ V_c^* = 0,4 \end{array} \right. \quad \text{pour } \begin{array}{l} \dot{Q}^* \leq 0,20 \\ \dot{Q}^* > 0,20 \end{array} \quad \text{avec :} \quad \left\{ \begin{array}{l} V_c^* = V_c / \sqrt{g \cdot \bar{H}} \\ \dot{Q}^* = \frac{\dot{Q}}{\rho_0 T_0 C_p g^{1/2} \bar{H}^{5/2}} \\ \bar{H} = 4 \cdot A / P \end{array} \right.$$

À échelle réelle

Il existe deux types d'essais menés à échelle réelle, ceux conduits dans des tunnels existants ou avant leur mise en service et ceux conduits dans des tunnels réservés à l'expérimentation scientifique. Les premiers essais sont réalisés essentiellement pour vérifier, de visu, l'efficacité des dispositifs de désenfumage. Les seconds permettent d'améliorer les connaissances des scientifiques sur les feux en tunnel en se concentrant, par exemple, sur le mouvement de la fumée ou la puissance dégagée par un feu. Ces essais fournissent également une base de données intéressante pour les travaux de recherche de nature numérique.

Comparativement à des essais menés à échelle réduite, les essais à échelle réelle présentent l'intérêt d'être réalistes c.-à-d. qu'ils sont proches d'une situation qui pourrait être rencontrée lors d'un incendie en tunnel. Cependant, à cette échelle, un nombre considérable de capteurs est nécessaire pour obtenir des profils, voire des champs de vitesse et de température. Cette instrumentation, qui rend ces essais coûteux, reste toutefois bien souvent insuffisante pour caractériser avec une précision suffisante l'environnement. En effet, la fumée et les gaz chauds de manière générale sont suivis en disposant dans le tunnel des lignes de thermocouples en nombre limité, à plusieurs distances du foyer. De plus, la puissance du feu reste une donnée difficile à évaluer [68]. Enfin, les incertitudes liées à la répétabilité des mesures sont très rarement évaluées (voir par exemple le rapport expérimental [2]).

Avant les années 1980, peu de campagnes d'essais portant sur les feux en tunnel ont été menées à échelle réelle. Les deux principales sont celles conduites dans les tunnels d'Ofenegg (Suisse, 1965) et de Zwenberg (Autriche, 1975). Ensuite, on en dénombre une quinzaine¹⁸. Quelques-unes d'entre elles, résumées dans le tableau I.3, sont décrites brièvement ci-après.

18. Une liste est disponible dans la référence [84]

Campagne			EUREKA EU499		
Nombre d'essais	11	30	20	90	4
Date	1965	1975	entre 1991 et 1992	entre 1993 et 1995	2003
Tunnel					
Lieu	Ofenegg (Suisse)	Zwenberg (Autriche)	Repparfjord (Norvège)	Memorial (États-Unis)	Runehamar (Norvège)
Dimensions					
Aire de la section	23 m ²	20 m ²	35 m ²	60,4 m ²	54 m ²
Longueur	190 m	390 m	2,3 km	853 m	1600 m
Ventilation	naturelle semi-transversale longitudinale		longitudinale	transversale longitudinale	longitudinale
Foyer					
Combustible	liquide		réel	liquide	solide (bois)

Tab. I.3 — Campagnes d'essais réalisées en tunnel à échelle réelle

Dans les campagnes d'Ofenegg et de Zwenberg, les foyers mettent en jeu des combustibles liquides, à savoir de l'essence et du gasoil [1, 47]. Ces deux campagnes ont des objectifs très proches :

- mettre en évidence les niveaux de danger pour les personnes lors d'un feu (température de l'air, toxicité, visibilité) relativement à la durée d'exposition aux sollicitations. Pour cela, la visibilité et la composition de l'air sont mesurées et des morceaux de viande et des cheveux sont déposés dans le tunnel à plusieurs distances du foyer ;
- déterminer comment la stratégie de ventilation affecte les conditions ambiantes en tunnel en cas de feu et définir la stratégie optimale du point de vue de la sécurité contre l'incendie. En particulier, le tunnel d'Ofenegg a été modifié préalablement à ces essais de manière à pouvoir imposer une ventilation naturelle, mécanique de nature longitudinale ou semi-transversale.

Les 41 essais effectués (11 pour la campagne à Ofenegg et 30 pour celle à Zwenberg) ont mis notamment en évidence que :

- le développement d'un feu est différent selon qu'il se déroule en tunnel ou en milieu ouvert ;
- la ventilation influe sur le développement du feu. Par exemple, un feu soumis à une ventilation naturelle ou semi-transverse s'est développé plus lentement qu'un feu impliquant le même foyer en milieu ouvert ; alors qu'au contraire, une ventilation longitudinale a induit une accélération de la combustion ;
- l'environnement est intenable pour des personnes dénuées d'équipement spécifique sur des distances qui peuvent être importantes. Par exemple, lors des essais impliquant un feu puissant¹⁹, cette distance était de l'ordre de plusieurs dizaines de mètres quelle que soit la ventilation (naturelle ou mécanique). Ces essais ont également permis de mesurer le rôle primordial de la ventilation longitudinale sur la dégradation des conditions en aval du foyer.

Ces essais ont posé les bases des connaissances sur les feux en tunnel.

19. L'évolution temporelle de la puissance du feu n'est pas mesurée au cours de ces essais

Depuis les années 1990, plusieurs campagnes expérimentales sont recensées. Entre 1991 et 1992, vingt essais ont été effectués au cours de la campagne européenne « EUREKA EU499 ». Les foyers sont constitués d'éléments combustibles réels (véhicules légers, poids lourds, bus ou trains) [2]. Cette campagne vise à mettre en évidence les niveaux de température atteints lors d'un feu en tunnel et à étudier la réponse de l'infrastructure aux sollicitations thermiques. Ainsi, lors d'un essai impliquant un poids lourd chargé de 2 tonnes de mobilier de bureau pendant lequel le tunnel est ventilé longitudinalement entre 3 et 6 m/s, la puissance du feu atteint 100 MW, la température sous la voûte avoisine 970 °C à 10 m du foyer après 5 à 10 minutes d'essai et le feu dure 75 minutes.

Cette campagne d'essais est particulièrement importante dans la mesure où elle a servi à définir des courbes de puissance standards (cinétique de développement et puissance maximale). Ces courbes sont utilisées dans les essais et les études de résistance au feu.

Entre 1993 et 1995, les autorités américaines et l'entreprise privée Bechtel/Parsons Brinckerhoff ont conduit une campagne dans le tunnel du Memorial (États-Unis, Virginie-Occidentale) constituée de 90 essais [21]. Les foyers mettent en jeu des combustibles liquides de puissance comprise entre 20 et 100 MW. L'objectif principal de ce programme est d'évaluer la capacité de dispositifs de désenfumage à extraire ou cantonner la fumée.

Les essais menés avec une ventilation mécanique transversale ont montré l'importance de maîtriser le courant d'air longitudinal pour l'extraction de la fumée.

Les essais menés avec une ventilation mécanique longitudinale ont mis en évidence qu'un feu peut réduire le courant d'air longitudinal dans le tunnel. Par exemple, pour un feu de 100 MW, le courant d'air est réduit de plus 50 %.

En septembre 2003, quatre essais ont été effectués dans le tunnel de Runehamar²⁰ en Norvège [67, 84]. Ils impliquent des foyers représentant des chargements de poids lourds. Trois d'entre eux mettent en jeu des matériaux en plastique et en cellulose. Dans le quatrième, le foyer est constitué de meubles et de pneus. La fraction massique des constituants du foyer est conservée entre les quatre essais de manière à ce qu'environ 82 % du chargement soit en cellulose et les 18 % restant en plastique. Enfin, une bâche en polyester recouvre le chargement.

Cette campagne a permis de constater que certains chargements peuvent conduire à des valeurs de puissance de feu très importantes et supérieures aux valeurs considérées à l'époque dans les instructions techniques [84]. Elle a également souligné l'importance d'une intervention rapide sur un incendie pour permettre sa maîtrise. Le foyer, pouvant s'étendre sur plusieurs dizaines de mètres, peut conduire très rapidement à des températures élevées sur de grandes distances du foyer [84].

À échelle intermédiaire

Le CSTB en partenariat avec le CETU, le CNRS (Institut P' de Poitiers) et la DSC a proposé une alternative située entre l'échelle réduite et l'échelle réelle. Elle consiste en une maquette de tunnel à une échelle qui peut être qualifiée d'*intermédiaire*, l'ordre de grandeur étant 1/3. Cette maquette est caractérisée par une instrumentation importante, supérieure à celle des essais à échelle réelle cités

20. Le tunnel de Runehamar est un tunnel routier bidirectionnel désaffecté qui appartient au gouvernement norvégien. Il mesure 1600 m de long, 6 m de haut et 9 m de large et sa pente est comprise entre 1 et 3 %

précédemment, qui permet d'obtenir notamment des champs de température sur plusieurs sections situées en amont et en aval du foyer.

Entre 2005 et 2008, 28 essais ont été réalisés, 8 sans aspersion et 20 avec aspersion [98]. En particulier, les essais sans aspersion permettent de caractériser la stratification et l'écoulement de la fumée pour plusieurs vitesses de ventilation, en deçà et au-delà de la vitesse critique. À ce titre, ils constituent une base de données intéressante. Ces essais présentent également un autre intérêt. Ils permettent, par le biais de comparaison avec les essais mettant en jeu un brouillard d'eau, de juger de l'efficacité de l'aspersion (cf. Paragraphe I.3.2).

Études numériques

Les feux en tunnel peuvent être simulés avec plusieurs outils numériques, allant du modèle à une dimension au code à champ tridimensionnel. Les modèles à une dimension sont basés sur l'hypothèse que les variables ne dépendent que de la position longitudinale. En d'autres termes, les variables sont supposées uniformes sur chaque section transversale. Bien que la stratification thermique qui se produit en cas d'incendie ne soit pas simulable avec de tels outils, ces modèles sont exploités pour dimensionner un système de ventilation. Quelques exemples de codes utilisant cette approche sont HOTFLOW (Mott MacDonald, Royaume-Uni), CAMATT (CETU, France), EXPRESS' AIR (Hydratec, France), SES (Parson Brinckerhoff, États-Unis), SPRINT (HBI Hearter, Suisse).

Les modèles de courant de densité dont une présentation est donnée dans [103, 122], constituent une alternative aux modèles 1D et à champ. Cette approche, encore considérée au stade du développement, est intéressante pour estimer le mouvement global de la fumée (vitesse de front et profondeur de courant en particulier) qui est représenté par des gradients de densité selon la direction longitudinale.

L'utilisation des codes à champ a débuté au milieu des années 90. Cette approche permet une description tridimensionnelle de l'écoulement mais nécessite des machines de calcul performantes. À l'heure actuelle, de nombreux codes à champ sont disponibles pour la simulation des écoulements représentatifs des situations d'incendie. On peut citer le code FDS (d'accès libre et gratuit) sur lequel repose le présent travail de recherche, les codes payants Fluent, CFX, Phoenix et d'autres encore qui sont développés au sein des instituts ou laboratoires de recherche et ne sont utilisés qu'au sein de ces organismes. Une synthèse bibliographique sur l'utilisation de codes à champ dans la simulation des feux en tunnel est disponible dans la référence [30].

Le présent travail de recherche est mené avec le code FDS. Pour cette raison, la revue bibliographique qui suit ne porte que sur l'utilisation de ce code dans la simulation des feux en tunnel. Certains travaux ont pour objectif d'évaluer le code sur sa capacité à restituer notamment l'environnement thermique. Ils exploitent majoritairement des mesures de température. Dans d'autres travaux, les auteurs utilisent l'approche numérique en complément des essais pour comprendre les mesures et les extrapoler afin de décrire l'environnement en tous points du tunnel.

En 2002, McGrattan et Hamins ont utilisé le code FDS (version 2) afin de reconstituer l'incendie qui s'est produit dans le tunnel de Howard Street (Baltimore, Maryland, États-Unis) à la suite du déraillement d'un train de marchandises et du déversement de tripropylène sur le sol [93]. La première étape de ce travail a consisté à évaluer le code de calcul sur sa capacité à estimer la température maximale sous la voûte. Pour cela, ils ont confronté leurs résultats numériques à des valeurs expérimentales mesurées lors de deux essais de la campagne du tunnel du Memorial. Les deux essais sélectionnés sont conduits sans ventilation, et la puissance du feu avoisine 20 MW et 50 MW respectivement. McGrattan et Hamins ont obtenu un écart entre les températures maximales sous plafond prédites et mesurées inférieur à 50 °C dans les deux essais alors que les valeurs de température étaient l'ordre de 300 °C pour le feu de 20 MW et 800 °C pour celui de 50 MW. Estimant cet écart satisfaisant, ils ont utilisé le code de calcul dans la seconde étape du travail pour reconstituer l'incendie sur la base de l'estimation de la charge calorifique et de l'observation des dégâts.

En 2003, Cochard a simulé avec le code FDS (version 2) un autre essai de la campagne menée dans le tunnel du Memorial [29]. Il a exploité un essai au cours duquel la ventilation était activée après 80 s, celle-ci étant assurée par le soufflage d'air frais (80 m³/s) au niveau d'une bouche située en voûte, à 135 m du foyer. Au cours de cet essai, la ventilation est donc quasiment longitudinale au droit du foyer et la puissance du feu est de l'ordre de 40 MW. Par rapport à McGrattan et Hamins, Cochard s'est plus intéressé aux conditions thermiques sur toute la hauteur du tunnel, en amont et en aval du foyer. Il a estimé la différence entre les valeurs expérimentales et les résultats numériques entre 10 et 20 % selon la localisation de la section par rapport au foyer.

En 2005, Hwang et Edwards ont cherché à savoir dans quelle mesure le code FDS (version 2) est capable d'estimer la vitesse critique c.-à-d. la vitesse minimale pour éviter l'occurrence du phénomène de backlayering (cf. Sous-section I.1.4). Pour cela, ils ont exploité sept essais de la campagne menée dans le tunnel du Memorial ainsi que des essais menés dans un tunnel à échelle réduite [62]. Hwang et Edwards ont ainsi montré que l'écart entre les valeurs mesurées et prédites est faible. En particulier, au-delà d'une certaine valeur de puissance de feu, la vitesse critique prédite par le code est constante allant dans le même sens que les valeurs mesurées. Hwang et Edwards ont également comparé ces valeurs critiques à celles estimées par le modèle de Danziger et Kennedy [38] et par celui de Kunsch [78]. La figure I.11 illustre la confrontation des valeurs expérimentales à celles estimées par ces deux modèles et par le code de calcul. Au regard de cette figure, les valeurs prédites par le code CFD sont comprises entre celles estimées par les deux modèles théoriques. Néanmoins, comparativement aux valeurs expérimentales, les valeurs numériques surestiment la vitesse critique d'environ 0,4 m/s et ce, quelle que soit la puissance du feu. En pratique, cela signifie que le code peut prédire l'occurrence d'un backlayering dans une configuration où, dans la réalité, toute la fumée produite serait poussée d'un seul côté du tunnel.

En 2006, Demouge a simulé avec le code FDS (version 4) trois essais effectués dans la galerie du CSTB à échelle « intermédiaire » dans le cadre du projet Lyon-Turin ferroviaire [43]. Ces essais conduits avec une ventilation longitudinale comprise entre 1 et 3,2 m/s, impliquent un combustible liquide dont la puissance moyenne est proche de 1 MW. La comparaison porte sur la température et

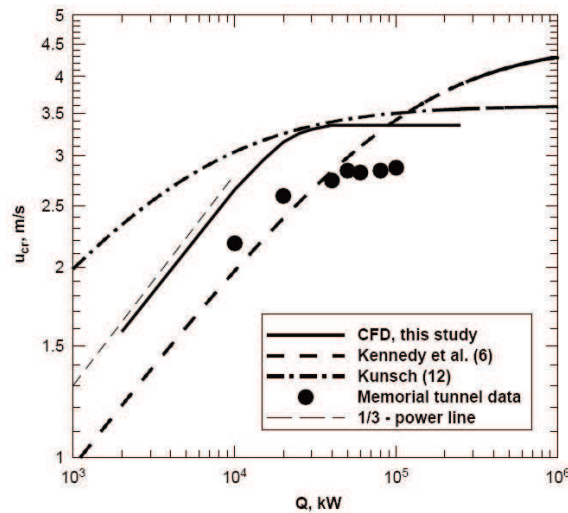


Fig. I.11 — Vitesses critiques mesurées au cours de la campagne du Mémorial, prédites par le code FDS, par le modèle de Danziger et Kennedy et par le modèle de Kunsch [62]

la vitesse de l'air en plusieurs points situés en amont et en aval du foyer ainsi que sur les concentrations en dioxygène, en dioxyde de carbone et en monoxyde de carbone sur une section localisée en aval du tunnel. Concernant les températures, Demouge a constaté que leur évolution temporelle est mieux reproduite aux points de mesure situés loin du foyer qu'à ceux près du foyer. Concernant les vitesses, elles sont, de manière générale, bien estimées par le code de calcul. Toutefois, l'accord est moins bon pour les essais faisant intervenir une vitesse d'écoulement élevée. Il accorde cela à la taille de son maillage, trop grossier pour reproduire précisément l'écoulement fortement turbulent dans ce cas. Enfin, le modèle tend à surestimer la concentration en CO₂ tandis que les concentrations en CO et O₂ sont sous-estimées.

En 2007, Hu a cherché à évaluer la représentativité de l'écoulement de la fumée et de la concentration de dioxyde de carbone lors d'un feu [60]. Il a exploité deux essais menés dans un tunnel de 88 m de long, la puissance maximale du feu étant soit égale à 0,75 MW, soit égale à 1,6 MW. Dans la référence [60], Hu ne fait pas mention de la ventilation du tunnel adoptée au cours des deux essais. Ainsi, il peut être supposé qu'ils sont conduits sans ventilation mécanique. L'écoulement de la fumée est étudié à l'aide des températures mesurées à 5 cm du plafond entre 6 et 80 m du foyer. La concentration en monoxyde de carbone est quand à elle mesurée à plusieurs hauteurs à 39 m du foyer. La confrontation des résultats numériques (obtenus avec la version 4) aux valeurs expérimentales a permis à Hu de conclure que l'écoulement de la fumée est particulièrement bien reproduit par le code en termes de vitesse de front tandis que la concentration en monoxyde de carbone est moins bien estimée (l'écart maximal est égal à 11 %).

En 2007, Trelles et Mawhinney se sont intéressés au profil longitudinal de température dans un tunnel. Pour cela, ils ont simulé avec le code FDS (version 4) l'un des essais effectués dans le tunnel de San Pedro de Anes (Espagne) [130]. Dans cet essai, la vitesse longitudinale est inférieure à la valeur critique de backlayering et avoisine 1,9 m/s et la puissance du feu est proche de 75 MW. Trelles et Mawhinney ont observé des résultats numériques proches des valeurs expérimentales. De

plus, ils ont clairement mis en évidence que les différences sont relatives à la position de la section de mesure : le modèle tend à sous-estimer les températures à proximité du foyer (moins de 25 m) et il les surestime au-delà. Cette observation corrobore ainsi celle de Demouge [43].

I.3.2 Avec une aspersion par brouillard d'eau

D'après la littérature scientifique, les recherches menées sur l'aspersion par brouillard d'eau en tunnel se sont déroulées principalement dans les années 2000. D'abord de nature expérimentale puis numérique, ces études ont eu pour objectif premier d'évaluer la performance de tels systèmes en termes d'impact sur le débit calorifique, la température de la phase gazeuse et parfois la composition de l'air. Lorsque des outils numériques sont utilisés, ils permettent d'extrapoler les résultats à tout le tunnel comme dans la référence [130] et/ou de faire varier les paramètres d'aspersion (pression d'alimentation, granulométrie du spray) comme dans la référence [106].

Études expérimentales

À échelle réduite

Contrairement aux feux en tunnel sans aspersion, très peu de campagnes d'essais impliquant une aspersion par brouillard d'eau ont été menées à une échelle réduite. L'une d'elles a été conduite notamment par Ingason en 2006 sur une maquette chaude à échelle 1/23 [65]. À échelle réelle, cette maquette représente un tunnel de 230 m de long, 9,2 m de large et 4,6 m de haut. Ingason a évalué l'influence du débit d'eau pulvérisée sur l'efficacité du système d'aspersion en termes d'impact sur l'extension du feu et sur le débit calorifique. Sur la base des treize essais de la campagne mettant en jeu un combustible solide, Ingason a mis en évidence un débit d'aspersion critique en deçà duquel le feu s'étend et une autre valeur critique au-delà de laquelle, le feu est éteint.

Une autre étude a été menée par Chen et coll. en 2009 sur une maquette chaude à échelle 1/10 [28]. À échelle réelle, cette maquette représente un tunnel de 75 m de long, 12 m de large et 12 m de haut. Chen et coll. ont mesuré la durée d'aspersion nécessaire à l'extinction du feu, en testant sept vitesses de ventilation, trois pressions d'alimentation, trois puissances de feu et quatre positions du foyer relativement au système d'aspersion. Quelle que soit la position du foyer relativement à l'aspersion, l'évolution de cette durée en fonction de la vitesse de ventilation longitudinale présente un minimum. En d'autres termes, il existe une vitesse de ventilation optimale pour l'extinction du feu. En diminuant ou augmentant cette vitesse optimale, la durée nécessaire pour éteindre le feu augmente.

À échelle réelle

Le Japon a été le premier pays à tester des systèmes de protection active dans les tunnels. Depuis les années 1960, de nombreux essais ont été conduits dans des tunnels ventilés naturellement, longitudinalement ou semi-transversalement [15]. Les foyers mettent en jeu des véhicules légers, des camions ou des combustibles liquides. Malgré l'importante base de données, celle-ci est difficilement exploitable par la communauté scientifique. En effet, la majorité des rapports d'essais est écrite en japonais. Seuls quelques résultats repris par d'autres auteurs sont ainsi disponibles en anglais. Par exemple, Ingason relate qu'en 2001, une campagne d'essais a été menée dans le tunnel de Shimizu de

115 m² de section [65]. Ce tunnel est équipé d'un système d'aspersion dont Ingason ne détaille pas les caractéristiques. Cette campagne semble avoir mis en évidence l'utilité d'un système d'aspersion dans le cas d'un feu de combustible liquide (bac d'essence de 9 m² correspondant à une puissance de 23 MW) en évitant l'extension du feu à des véhicules légers et à un bus placés à proximité.

Depuis les années 2000, on recense plusieurs campagnes d'essais. Certaines sont financées par des industriels et leur diffusion est donc limitée. C'est le cas de la campagne conduite en Espagne en 2006 et financée par la société Marioff Corporation. Elle est seulement abordée dans quelques articles écrits par Trelles et Mawhinney concernant une étude numérique décrite au paragraphe suivant [130]. D'autres campagnes sont plus accessibles, comme les deux décrites ci-après : la campagne du projet européen UpTun et celle du projet allemand SOLIT conduites par plusieurs partenaires industriels et institutionnels. Celles décrites ci-après sont résumées dans le tableau I.3.2.

Le projet UpTun mené entre 2002 et 2006 rassemble des organisations gouvernementales, des instituts de recherche et des industriels de 17 pays différents. Ce projet vise à *développer et valider des mesures innovantes capables de réduire l'occurrence et de limiter les conséquences des feux en tunnel*. Une partie de ce projet, le « Work Package 2 », concerne les systèmes fixes de lutte active contre l'incendie. Dans ce cadre, une campagne d'essais a été conduite dans une galerie située en Allemagne [110, 109]. Les systèmes d'aspersion étudiés sont au nombre de deux : un système de type sprinkler et un système brouillard d'eau basse pression, tous deux activés manuellement. Le foyer met en jeu un combustible liquide (gasoil) contenu dans des bacs rectangulaires en tôle (entre 1 et 4 bacs suivant les essais). Chaque bac étant dimensionné de sorte que la surface de la nappe de combustible aboutisse à une puissance voisine de 5 MW, la puissance du feu au cours de la campagne varie entre 5 et 20 MW selon le nombre de bacs utilisés. Cette gamme de puissance permet de représenter des feux de véhicules léger, voire d'un petit poids lourd (cf. Tableau I.1). Probablement pour réduire la ventilation du foyer et l'action de l'aspersion, deux des bacs d'essence sont recouverts d'une plaque métallique.

Ces essais mettent clairement en évidence la capacité de refroidissement de l'aspersion par brouillard d'eau. En effet, lors de l'essai avec un feu de 5 MW et une vitesse de ventilation longitudinale proche de 1 m/s, la baisse de température est notable au droit du foyer : au-dessus du foyer elle chute de 1000 °C à 490 °C après 5 minutes d'aspersion et de 490 °C à 300 °C pendant les 15 minutes suivantes. Toutefois, les températures relevées près du sol sont plus élevées au cours de l'essai avec aspersion que durant l'essai de référence sans aspersion. La stratification thermique est donc certainement perturbée par l'aspersion.

Ces essais montrent également l'influence du degré de confinement du feu sur l'efficacité du système en termes d'action sur le foyer. L'essai avec un feu de 20 MW et une vitesse de ventilation proche de 1 m/s illustre cette différence d'efficacité. La température relevée au-dessus du foyer :

- pour un bac exposé, chute de 960 °C à 40 °C pendant les cinq premières minutes d'aspersion. Puis, elle reste stationnaire au voisinage de cette valeur jusqu'à la fin de l'essai. Ainsi, au regard de ces températures, le feu peut être considéré comme quasiment éteint après quelques minutes d'aspersion ;
- pour un bac protégé, chute de 960 °C à 400 °C pendant les cinq premières minutes d'aspersion.

Puis, pendant les 10 minutes qui suivent, la température reste comprise entre 400 et 600 °C en décrivant des fluctuations importantes. Cette diminution de la température traduit certes une réduction de l'activité du foyer, mais aussi un maintien de celle-ci.

La campagne SOLIT menée entre 2004 et 2006 et financée par le gouvernement allemand est conduite dans un tunnel en Espagne [77]. La cinquantaine d'essais met en jeu un combustible liquide ou solide. Le combustible liquide (gasoil) est contenu dans six bacs dimensionnés pour atteindre une puissance totale de l'ordre de 30 MW. Comme dans les essais UpTun, trois bacs sont surmontés d'une dalle en béton de manière à créer un obstacle entre l'eau et le foyer. Le combustible solide est destiné à représenter un chargement de type poids lourd. Il est constitué de palettes en bois et en plastique recouvertes d'une bâche²¹.

En comparant l'évolution temporelle de la puissance du feu pendant l'essai avec celle qui aurait pu être observée en l'absence d'aspersion (autres essais utilisant ce même type de foyer tels que ceux menés à Runehamar), les essais impliquant un combustible solide illustrent que l'aspersion influence significativement l'activité du foyer. En effet, sans aspersion, la puissance est susceptible d'avoisiner 190 MW après 21 minutes [67] alors qu'avec un système d'aspersion, elle n'excède pas 50 MW pendant toute la durée de l'essai. D'ailleurs, pendant les dix à vingt premières minutes, seule la partie de la bâche située au-dessus du point d'allumage du feu est réellement endommagée, le reste de la bâche demeurant intact.

Les essais mettant en jeu le combustible solide montrent également que la présence d'obstruction réduit l'efficacité de l'aspersion. En effet, la puissance du feu est moins importante lorsque le foyer est soumis à une aspersion directe.

Lors des essais mettant en jeu le combustible liquide, le feu se développe très rapidement, si bien que la puissance maximale est atteinte avant même l'activation de l'aspersion. Les expérimentateurs relatent qu'avant cette activation, il est impossible de s'approcher du foyer alors que pendant l'aspersion, un pompier équipé de moyens de protection peut se tenir à quelques mètres du foyer. La température de l'air mesurée pendant l'aspersion confirme ce constat : à 2 m du sol, elle ne dépasse pas 50 °C jusqu'à 5 m en aval du foyer.

21. Les essais menés à Runehamar ont montré que ce type de foyer est susceptible d'atteindre en tunnel une puissance voisine de 190 MW [67]

Campagne	UpTun	SOLIT	Marioff
Date	entre 2002 et 2006	entre 2004 et 2006	2006
Tunnel			
Lieu	Dortmund (Allemagne)	San Pedro de Anes (Espagne)	San Pedro de Anes (Espagne)
Dimensions du tunnel	5 m de haut 8 m de large 100 m de long	5,17 m de haut 9,5 m de large 600 m de long	5,17 m de haut 9,5 m de large 600 m de long
Ventilation du tunnel	longitudinale entre 1 et 2,5 m/s	longitudinale de l'ordre de 2 m/s	longitudinale entre 1,9 et 3,5 m/s
Système d'aspersion			
Système brouillard d'eau	basse pression	basse pression	haute pression
Pression d'alimentation	8 et 10 bars	-	70-80 bars
Débit d'aspersion	19 l/min par buse	-	42-55 l/min par buse
Taux d'application (l/m²/min)	9,4	-	3,6
Instant d'activation	précoce et tardif	2 min pour les liquides 4 min pour les solides	Divers : système automatique, hybride ou ouvert
Foyer			
Combustible	liquide (essence)	liquide (essence) et bois	palettes en bois ou palettes en bois et en plastique
Puissance	5 et 20 MW	30 et 200 MW	30 et 200 MW

Tab. I.4 — Campagnes d'essais réalisées en tunnel à échelle réelle avec une aspersion par brouillard d'eau

À échelle intermédiaire

Grâce au support technique des deux partenaires industriels FOGTEC et RODIO, la maquette de tunnel à échelle intermédiaire du CSTB est équipée d'un système brouillard d'eau. Outre la ventilation du tunnel et le foyer, les essais réalisés entre 2005 et 2008 ont mis en jeu des systèmes d'aspersion différents en termes de nombre de buses activées [98]. Compte tenu de la complexité des phénomènes mis en jeu lors d'une aspersion dans une telle configuration, l'exploitation des mesures s'est limitée à une *appréciation de l'efficacité du brouillard d'eau en termes d'aptitude à freiner le développement du foyer et à le contenir à un niveau de débit calorifique compatible avec une intervention des Services de Secours*. Les enseignements tirés de cette campagne sont les suivants :

- pour un feu de nappe, le brouillard d'eau montre une bonne efficacité : il peut contenir la puissance de 30 à 60 % de celle qui serait la sienne une fois stabilisé, suivant que la vitesse de ventilation est inférieure ou supérieure à la vitesse critique ;
- pour un foyer couvert, le brouillard d'eau n'a pas (ou seulement très peu) d'effet. Dans certains essais, il apparaît que pour des vitesses de ventilation autour de la vitesse critique, les gouttes ne sont pas entraînées jusqu'au foyer. La capacité, souvent mise en avant, que pourraient avoir de fines gouttes à « contourner » des obstacles et à mieux venir pénétrer les flammes (par comparaison avec les gouttes beaucoup plus grosses), n'est pas mise en évidence ;
- pour des foyers bûchers, on retrouve une situation pratiquement similaire. Les gouttes ne semblent pas (ou très peu) arriver à pénétrer l'empilement de tasseaux de bois. L'efficacité de l'aspersion est ainsi très faible ;
- pour les foyers de type palettes, les éléments constitutifs étant en revanche beaucoup plus aérés que les bûchers, on note une capacité à diminuer la puissance du feu de l'ordre de 60 %, voisine de celle observée pour certaines configurations de feux de nappe.

Une autre contribution de Meyrand porte sur la définition d'un facteur d'efficacité d'un système brouillard d'eau bâtie sur un bilan aéraulique [98]. Ce facteur est le rapport de la masse d'eau vaporisée à celle pulvérisée.

Études numériques

De la même manière que pour la recherche sur les feux en tunnel sans aspersion, la revue bibliographique qui suit se concentre sur les études numériques menées avec le code FDS. Pour avoir connaissance d'autres travaux numériques sur le sujet, le lecteur pourra consulter par exemple le travail de Ponticq conduit avec le code CFX [113], celui de Nmira conduit avec un code développé en son laboratoire [106] ou encore celui de Hart conduit avec le code Fluent [57].

Les seuls travaux trouvés dans la littérature sont ceux menés récemment par Trelles et Mawhinney [130]. Ils s'inscrivent dans un projet engagé par Hugues Associates pour Marioff Corporation visant à fournir une méthode d'analyse de la performance d'un système d'aspersion par brouillard d'eau. Ce volet numérique constitue la première étape de ce projet. Il a pour objectif d'évaluer le code FDS (version 4) sur sa capacité à reproduire les conditions thermiques dans le tunnel, avec et sans aspersion, par le biais d'une comparaison avec des valeurs expérimentales. Dans ce but, Trelles et Mawhinney exploitent des essais menés par la société Marioff Corporation en Espagne. Dans ces essais, les foyers représentent des chargements de type poids lourd et mettent en jeu des palettes soit

uniquement en bois pour les essais à *puissance modérée*, soit en bois et en plastique pour les essais à *puissance sévère*. Il est intéressant de noter que lors de cette campagne, aucun essai n'est conduit sans aspersion et ce, pour ne pas abîmer la structure du tunnel.

Après l'activation du système d'aspersion, Trelles et Mawhinney estiment que le code reproduit correctement le refroidissement de la phase gazeuse. Néanmoins, ce refroidissement est si important dans certaines zones du tunnel (l'activation du système d'aspersion induit au-delà de 10 m de part et d'autre du foyer et ce, jusqu'à au moins 55 m, des températures inférieures à 60 °C alors qu'elles sont comprises entre 150 et 500 °C à l'instant d'activation) que selon Trelles et Mawhinney, ce bon accord est sujet à discussion.

Lors de cette étude numérique, Trelles et Mawhinney évaluent également la contribution de l'aspersion en simulant un essai avec et sans aspersion et en comparant les conditions ambiantes dans le tunnel. La puissance dans les deux simulations est identique, elle est définie sur la base des mesures effectuées lors d'un essai avec aspersion. En superposant les courbes de températures avec et sans aspersion, Trelles et Mawhinney établissent que l'activation du système d'aspersion induit la disparition du phénomène de backlayering et de manière générale, la réduction des températures en aval du foyer de 150 °C.

Enfin, Trelles et Mawhinney proposent des critères pour évaluer la performance d'un système d'aspersion par brouillard d'eau. Dans l'article [130], ils mettent l'accent sur le fait que la sélection de paramètres traduisant la performance d'un système d'aspersion n'est pas une chose aisée. Plutôt que de travailler avec des grandeurs locales (comme la température en un point), ils préconisent de travailler avec des grandeurs globales qui pourraient concerner plusieurs mesures de température, la surface du plafond soumise à un certain niveau de température, la position du backlayering et l'extension d'un feu à des sources secondaires. Trelles et Mawhinney préconisent également de traiter à la fois des feux modérés et d'autres plus sévères, tout en gardant à l'esprit que ces derniers sont moins probables lors d'un incendie. Dans un dernier temps, sur la base de leur étude numérique, ils considèrent que les codes de calcul présentent un intérêt tel, qu'ils pourraient servir, sous certaines conditions, d'outil d'évaluation de la performance d'un système d'aspersion par brouillard d'eau dans un tunnel.

La troisième partie de ce chapitre indique que les feux en tunnel sont largement étudiés, essentiellement pour déterminer le comportement de la fumée et l'activité du foyer relativement à la ventilation. Quasiment toutes les études de nature expérimentale sont menées soit à l'échelle du laboratoire (de l'ordre de 1/20), soit à l'échelle réelle. Chaque échelle présente des avantages et des inconvénients. Les essais à échelle réduite présentent généralement une bonne répétabilité/reproductibilité et le dispositif expérimental peut être bien instrumenté. Les essais à échelle réelle sont quant à eux plus réalistes mais plus coûteux. L'instrumentation est de ce fait souvent limitée et ne permet pas de caractériser précisément les conditions à l'intérieur de la totalité du tunnel.

Cette troisième partie souligne qu'il existe peu d'études expérimentales sur les feux en tunnel soumis à une aspersion par brouillard d'eau. Celles existant sont menées majoritairement à l'échelle réelle et visent à évaluer la performance d'un système donné (en termes d'impact sur l'activité du foyer et la température de l'air) sur un feu de puissance importante. Pour ces deux raisons, l'instrumentation utilisée est souvent limitée, ce qui ne permet pas de caractériser précisément l'environnement thermique et ainsi de comprendre certains phénomènes mis en jeu lors de l'aspersion (par exemple, les phénomènes d'interaction avec la ventilation). Les bases de données ainsi constituées peuvent être exploitées dans une étude numérique à condition que la puissance du feu, les caractéristiques de la ventilation et les paramètres d'aspersion (pression d'alimentation, granulométrie, etc.) soient connus. En supposant que ces données sont connues, du fait de l'instrumentation utilisée, il reste difficile d'évaluer à cette échelle un outil numérique sur sa capacité à reproduire un environnement aussi complexe qu'une aspersion lors d'une situation de feu en tunnel.

L'échelle intermédiaire proposée par le CSTB, le CETU, le CNRS et la DSC apparaît donc comme une alternative intéressante dans un contexte de recherche, tant avec que sans aspersion. En particulier, l'instrumentation importante facilite la validation de l'outil numérique, à la base d'une approche combinée associant expériences et outils numériques.

I.4 Conclusion du chapitre

Ce premier chapitre a présenté le contexte de la thèse. Dans un premier temps, nous avons évoqué les principaux aspects phénoménologiques des incendies en tunnel pour souligner la particularité de cette configuration. Nous avons ensuite présenté les modes d'action d'une aspersion de type brouillard d'eau en situation d'incendie, en mettant l'accent sur les phénomènes physiques importants et la manière de les modéliser. Nous avons, enfin, dressé un état de la recherche sur les feux en tunnel soumis ou non à une aspersion par brouillard d'eau.

Ce premier chapitre a permis de souligner l'intérêt que peut avoir une aspersion par brouillard d'eau en cas de feu dans un tunnel (refroidissement de la phase gazeuse et des surfaces, atténuation des flux de chaleur rayonnée). Il a également abordé les effets du brouillard d'eau pouvant être néfastes (pour les personnes notamment) comme l'interaction avec la nappe de fumée qui peut conduire à une déstratification de l'environnement. Cela met ainsi en lumière la nécessité de définir l'objectif de l'installation d'un tel système pour penser à ses conditions d'utilisation (instant d'activation, interaction avec la ventilation, etc.) et vérifier son efficacité. Ce chapitre a par ailleurs souligné la complexité et l'interdépendance des phénomènes mis en jeu lors d'un incendie en tunnel soumis ou non à un brouillard d'eau. À l'heure actuelle, lorsque l'installation d'un système d'aspersion est envisagé pour un tunnel en exploitation, le système est configuré par l'industriel et son efficacité est vérifiée par le biais de campagnes d'essais à échelle réelle. L'outil numérique pourrait aider à ces deux étapes du fait de la complexité du problème, à la condition de connaître ses capacités prédictives.

Le travail réalisé au cours de cette thèse s'appuie sur l'utilisation du code FDS (les raisons sont détaillées à la page 3). Une grande partie de ce travail consiste ainsi à évaluer les capacités prédictives de ce code. Avant de s'intéresser à l'échelle du tunnel, il est nécessaire d'évaluer les composantes du

modèle d'aspersion, le plus indépendamment possible. Des cas relativement simples, à l'échelle du laboratoire, sont pour cela privilégiés. Quelques phénomènes d'interaction entre un brouillard d'eau, une phase gazeuse et une source de chaleur sont alors évalués par le biais de comparaisons avec des solutions analytiques et des valeurs expérimentales (cf. Chapitre II).

Ensuite, l'évaluation du code sur une configuration en tunnel est effectuée en deux volets, un premier sans aspersion et un second, avec un brouillard d'eau.

La revue bibliographique effectuée dans ce premier chapitre a fait état de plusieurs validations du code FDS en tunnel sans aspersion. Ces évaluations sont notamment conduites sur la base de températures de l'air relevées à plusieurs distances du foyer sur le plan longitudinal médian. Les versions du code FDS testées (de 2 à 4) ont d'ailleurs montré une bonne capacité à prédire la vitesse critique et à reproduire l'écoulement de la fumée (vitesse de front) et les conditions thermiques à l'intérieur du tunnel et ce, en régimes de ventilation sous- et sur-critiques. Par contre, la version actuelle du code (5) semble n'avoir fait l'objet que d'un faible nombre de validations dans la configuration tunnel. Comme il a été souligné précédemment, le CSTB dispose d'une base de données de feux conduits dans une maquette de tunnel à échelle 1/3 caractérisée par une instrumentation importante. Cette base de données est ainsi utilisée dans le cadre de cette thèse à des fins d'évaluation du code de calcul FDS, version 5, à reproduire un feu en tunnel.

En ce qui concerne les feux en tunnel impliquant une aspersion par brouillard d'eau, la revue bibliographique a mis en évidence que peu d'études abordent ce sujet. En particulier, seule une étude numérique a été référencée pour le code FDS. Cette étude évalue le code sur la base d'un essai conduit à échelle réelle. Les mesures exploitées concernent la température de l'air relevée en amont et en aval du foyer, principalement dans le plan longitudinal médian. Les auteurs de cette étude estiment que le code reproduit correctement le refroidissement de la phase gazeuse mais font remarquer que ce bon accord est sujet à discussion du fait de l'importance de ce refroidissement. L'évaluation conduite dans la présente thèse se base pour cela sur deux essais de la campagne en tunnel à échelle 1/3 dont disposent le CSTB, dans lesquels le refroidissement de l'air induit par l'aspersion n'est pas trop important. De plus, l'évaluation du code est basée sur plusieurs quantités (température de l'air, vitesse d'écoulement et flux de chaleur) mesurées en amont et en aval du foyer.

Après avoir estimé le degré de précision avec lequel le code simule un feu en tunnel (conditions thermiques et écoulement de la fumée) avec et sans aspersion (cf. Chapitre III), l'outil numérique FDS est exploité. Ce travail permet notamment de mettre en évidence et de quantifier quelques phénomènes présentés dans ce chapitre I tels le rôle des parois du tunnel lors d'un feu et les interactions dynamique et thermique entre le brouillard d'eau, la fumée et la ventilation du tunnel. Par exemple, pour effectuer ce travail, un bilan d'énergie est appliqué à la maquette de tunnel.

Enfin, l'application en bâtiment qui fait l'objet du chapitre IV est un travail exploratoire en vue d'une campagne d'essais qui sera menée dans une configuration bâtiment au CSTB courant 2012. Ce travail vise à appréhender l'interaction entre l'aspersion par brouillard d'eau, la nappe de fumée et la ventilation dans la configuration expérimentale.

II

Description et évaluation de l'outil numérique

L'outil numérique sur lequel s'appuie la présente recherche est le code Fire Dynamics Simulator (FDS). Il présente notamment trois avantages pour cette recherche :

- il est très employé par la communauté scientifique dans le domaine de la science du feu, cela lui permet de bénéficier d'un large retour d'expérience, en particulier en tunnel (cf. Paragraphe I.3.1) ;
- il est gratuit et ses sources sont librement disponibles depuis 2000. Cela permet d'implémenter facilement de nouveaux modèles ainsi que de nouvelles sorties ;
- il possède déjà un modèle d'aspersion c.-à-d. un modèle de génération, de transport, d'évaporation et de transfert thermique des gouttes d'eau.

Avant d'utiliser le code de calcul FDS dans une configuration complexe tel qu'un tunnel ou un bâtiment, où un feu se déroule (soumis ou non à une aspersion), il est essentiel d'évaluer la capacité du code à reproduire quelques phénomènes alors mis en jeu. Il existe deux niveaux d'évaluation, la *vérification* et la *validation* [3]. La *vérification* du code permet de s'assurer que l'implémentation numérique du modèle physique est correcte en termes par exemple, de schémas numériques utilisés et de codage. La vérification est généralement effectuée sur des problèmes physiques simples en vérifiant les principes de la mécanique des fluides (conservation de la masse, de l'énergie, des espèces, de la quantité de mouvement), en comparant la solution obtenue à la solution analytique du modèle ou encore en faisant un benchmark numérique¹. La *validation* permet d'apprécier le degré de précision du code de calcul dans une configuration donnée. Cela nécessite de comparer les résultats numériques avec des valeurs expérimentales. Les configurations peuvent être à l'échelle du laboratoire ou modéliser une situation d'incendie réelle. À ce titre, la simulation des essais conduits dans la maquette de tunnel du CSTB est un exemple de validation.

1. Un benchmark numérique consiste à comparer les solutions obtenues avec plusieurs codes de calcul possédant chacun des méthodes de résolution numérique différentes

À l'heure actuelle, le code FDS fait l'objet de nombreuses vérifications et validations. Chaque version/sous-version du code est testée sur un certain nombre de cas qui figurent sur son site web et dans les références [92, 94]. Ce code étant librement disponible sur internet, il bénéficie également d'un important retour d'expériences de la part de ses utilisateurs.

L'objet de la présente thèse est l'aspersion par brouillard d'eau dans une situation de feu/d'incendie. Pour cette raison, la phase d'évaluation porte sur quelques phénomènes d'interaction entre un brouillard d'eau, une phase gazeuse et une source de chaleur, le niveau des évaluations étant reporté dans le tableau II.1.

La première vérification, qui n'est pas présentée dans ce document, concerne la trajectoire d'une goutte soumise ou non à un écoulement transverse. La vérification est alors effectuée par comparaison avec la solution analytique du problème en ne considérant que le poids de la goutte et la force de traînée.

La seconde évaluation concerne les transferts de masse et d'énergie du modèle d'aspersion et est effectuée en deux étapes. Tout d'abord, l'état stationnaire de la simulation FDS, qui correspond à l'état d'équilibre thermodynamique du milieu diphasique, est vérifié par comparaison à une solution analytique découlant du premier principe de la thermodynamique. Ensuite, le taux d'évaporation d'une goutte c.-à-d. la vitesse à laquelle une goutte s'évapore, est validé par comparaison avec des résultats extraits de la littérature scientifique. Seul le cas d'une phase liquide constituée d'une seule goutte est alors traité, faute de résultats expérimentaux pour un nuage de gouttes.

Enfin, l'atténuation du rayonnement thermique étant l'un des modes d'interaction entre un milieu diphasique et une source de chaleur, notamment dans le cas du brouillard d'eau, le dernier cas d'évaluation porte sur le transfert de chaleur rayonnée, dans un milieu transparent puis dans un milieu semi-transparent. Deux stratégies de pulvérisation sont alors vérifiées et validées, une descendante et une ascendante.

	Vérification	Validation
Évaporation d'un spray		
État stationnaire	X	
Taux d'évaporation		
- sous des conditions proches de l'ambiant		X
- sous des conditions proches d'une situation de feu		X
Atténuation d'un rayonnement thermique		
Milieu transparent	X	
Milieu semi-transparent		
- spray descendant	X	X
- spray ascendant	X	X

Tab. II.1 — « Niveau » des évaluations effectuées

Dans ce deuxième chapitre, nous présentons tout d'abord la version 5 du code de calcul FDS utilisée dans ce travail de recherche. Nous détaillons en particulier les modélisations de l'aspersion et du rayonnement thermique du fait du sujet traité ici. Des parties du code sont ensuite évaluées indépendamment, à savoir les transferts de masse et d'énergie du modèle d'aspersion et le modèle de transfert de chaleur rayonnée.

II.1 Description de l'outil numérique FDS

Le présent travail de recherche s'appuie sur l'utilisation de la version 5 du code FDS. Ses principales caractéristiques sont résumées ci-après. Du fait du sujet traité, une attention particulière est portée aux modélisations de l'aspersion et du rayonnement thermique. Leur présentation détaillée qui fait l'objet des deux sous-sections ci-après s'appuie principalement sur les références [44, 59, 96, 101, 139].

Les équations de Navier-Stokes sont résolues dans l'approximation du faible nombre de Mach. Le champ de vitesse est traité de deux manières différentes suivant la taille des structures turbulentes. Les plus grandes structures de l'écoulement sont reproduites par le code FDS en résolvant directement les équations de la mécanique des fluides. Cette résolution suit la méthode prédicteur/correcteur avec un schéma explicite dont la précision est du second ordre en temps et en espace. Concernant les petites structures, seul leur effet sur l'écoulement est pris en compte par le modèle de sous-maille de *Smagorinsky*.

Le modèle de combustion par défaut repose sur l'hypothèse d'une cinétique chimique irréversible et infiniment rapide. La combustion est régie par une équation dont l'inconnue est la fraction de mélange. Seul ce modèle est utilisé ici. Il existe une variante à ce modèle pour des cas où comburant et combustible sont en présence mais ne brûlent pas. La combustion est alors régie par deux (ou trois en cas de production de monoxyde de carbone) équations de convection-diffusion dont les inconnues sont des composantes de la fraction de mélange.

Le modèle de rayonnement repose sur l'équation de transfert radiatif. La résolution de cette équation par volumes finis s'appuie sur des discrétisations spatiale et angulaire ainsi que sur un découpage du spectre électromagnétique en bandes. Dans le code FDS, le rayonnement est absorbé par la phase gazeuse, les gouttes d'eau et les suies et est diffusé uniquement par les gouttes d'eau. À chaque résolution de l'équation de transfert radiatif, l'absorption due à la phase gazeuse est déduite de sa composition chimique et de sa température. L'absorption et la diffusion dues aux particules sont quant à elles déduites dans chaque maille de la quantité d'eau et de la taille des gouttes. Une hypothèse du code pour modéliser le renforcement par diffusion est de considérer deux angles composant la sphère unité, un premier $\delta\Omega^l$ qui coïncide avec un angle solide de la discrétisation angulaire dans la direction avant et un second qui est égal à $4\pi - \delta\Omega^l$. La luminance incidente est distribuée sur la sphère unité de manière à ce qu'une part soit transmise vers l'avant sur $\delta\Omega^l$ et que le reste soit uniformément diffusée sur $4\pi - \delta\Omega^l$.

Concernant la brumisation, le modèle de spray de FDS se base sur la dynamique lagrangienne des particules dans l'espace eulérien c.-à-d. que chaque particule est considérée individuellement à chaque pas de temps. La taille des gouttes est définie par défaut selon une loi de probabilité de type hybride log-normal/Rosin-Rammler. Elle peut également être définie uniformément de manière à représenter un spray monodisperse. Le déplacement de chaque goutte est calculé en résolvant l'équation de conservation de la quantité de mouvement en ne considérant que le poids de la goutte et la force de traînée. L'évaporation des gouttes est quant à elle traitée à l'échelle de la maille de manière à ce que les phases liquide et gazeuse soient en équilibre.

II.1.1 Modélisation de l'aspersion

Le modèle d'aspersion se base sur la dynamique lagrangienne d'un ensemble de particules fluides dans un espace eulérien. Cette représentation eulérienne/lagrangienne permet de suivre les particules individuellement et d'enregistrer leurs caractéristiques (position, taille, température) au cours de leur mouvement. Ces particules sont supposées sphériques et indéformables. Leur taille varie uniquement du fait de leur évaporation. L'interaction interparticulaire² en terme de coalescence, de collision ou d'effet de sillage n'est à l'heure actuelle pas traitée.

L'aspersion est traitée principalement en trois endroits du code (cf. Figure II.1). Elle est tout d'abord définie au point d'injection. À chaque goutte sont alors attribués un diamètre, une probabilité d'occurrence, une vitesse, une trajectoire et une température. Ensuite, à chaque pas de temps, chaque goutte est d'abord transportée puis est mise en équilibre avec le milieu. Le modèle d'évaporation permet alors d'évaluer la perte de masse de chaque goutte puis un bilan d'énergie est effectué sur chacune afin de déterminer sa température au pas de temps suivant. La température de la phase gazeuse est alors mise à jour.

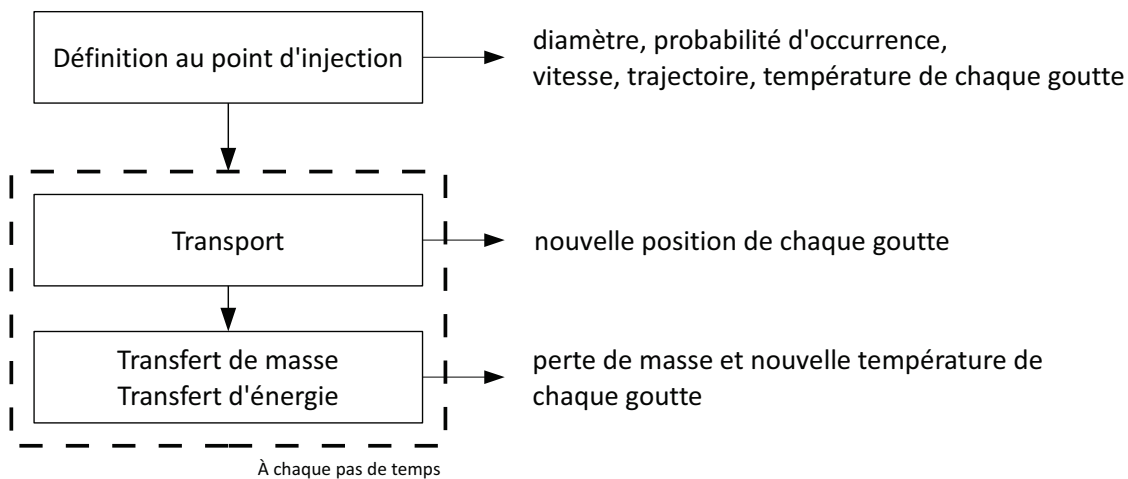


Fig. II.1 — Structure du modèle d'aspersion

Définition au point d'injection

La taille des gouttes est définie au point d'injection à l'aide d'une fonction de distribution en nombre de type hybride log-normal/Rosin-Rammler. La fonction de distribution cumulative en volume³ (CVF) correspondant à cette distribution s'exprime de la manière suivante :

$$F(d) = \begin{cases} \frac{1}{\sqrt{2\pi}} \int_{d'=0}^d \frac{1}{\delta_{ln} d'} \exp\left(-\frac{\ln^2(d'/d_m)}{2\delta_{ln}^2}\right) dd' & \text{si } d \leq d_m \\ 1 - \exp\left(-0.693(d/d_m)^{\delta_{rr}}\right) & \text{si } d > d_m \end{cases} \quad (\text{II.1})$$

2. La modélisation de l'interaction interparticulaire n'est pas nécessaire lorsque la fraction volumique est faible [9]

3. Une fonction de distribution cumulative en volume associe le volume d'eau transporté par un ensemble de gouttes de diamètre inférieur ou égal à une valeur d

Les paramètres de dispersion δ_{rr} et δ_{ln} sont des constantes empiriques, par défaut corrélées.

La fonction de distribution en nombre f s'exprime relativement à la fonction CVF, comme suit :

$$f(d) = \frac{F'(d)}{d^3} / \int_0^\infty \frac{F'(d')}{d'^3} dd' \quad (\text{II.2})$$

À titre d'illustration, la CVF est tracée sur la figure II.2 ainsi que la fonction de distribution cumulative en nombre (CNF) associée. Ces deux courbes correspondent à un diamètre moyen de 40 μm et à des paramètres de dispersion δ_{rr} et δ_{ln} égaux à 2,85 et 0,4 respectivement.

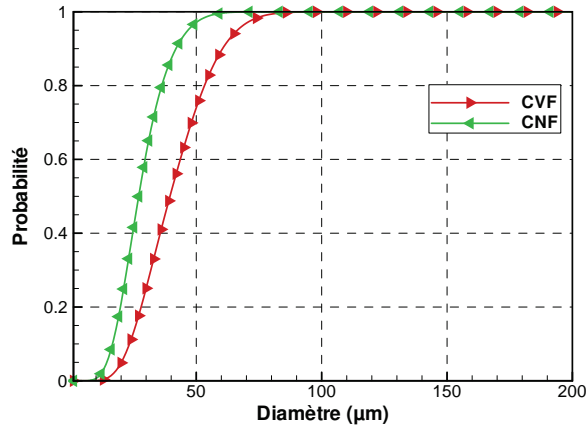


Fig. II.2 — Fonctions de distributions cumulatives en volume (CVF) et en nombre (CNF) pour $d_m = 40 \mu\text{m}$, $\delta_{rr} = 2,85$ et $\delta_{ln} = 0,4$

Le code ne simule pas toutes les gouttes constituant un spray. Il considère un certain ⁴ nombre de gouttes N dans la simulation, qui représente le spray de manière statistique. Pour conserver la masse du liquide réellement pulvérisée, la masse des gouttes simulées est corrigée à l'aide d'un coefficient correctif C_{cor} , de la manière suivante :

$$\underbrace{m_p}_{\text{masse réelle}} = C_{cor} \underbrace{\sum_{i=1}^N \frac{4}{3} \pi \rho_p \left(\frac{d_i}{2}\right)^3}_{\text{masse simulée}} \quad (\text{II.3})$$

Lorsque le code FDS génère une population de gouttes au point d'injection, il attribue à chacune d'elles :

- une taille. Elle est prise de manière uniforme sur un intervalle $[d_{\min} ; d_{\max}]$ défini en entrée de la simulation ;
- une probabilité d'occurrence. Elle provient de la fonction cumulative en nombre mais également du coefficient correctif C_{cor} ;
- une température et une vitesse, leur valeur étant définie en entrée de la simulation ;
- une trajectoire prise aléatoirement au sein du spray conique caractérisé par un angle de pulvérisation défini en entrée de la simulation.

4. Le nombre de gouttes pulvérisées par seconde est une grandeur d'entrée de la simulation

Transport des gouttes

Chaque goutte est suivie à partir du point d'éjection pendant toute sa durée de vie dans la mesure où son diamètre reste dans l'intervalle $[d_{\min}; d_{\max}]$. Son mouvement est régi par l'équation de conservation de la quantité de mouvement dans laquelle plusieurs forces sont négligées. Il s'agit des forces de masse ajoutée, historique, liée au gradient de pression et d'Archimède (dans l'expression de la force de masse apparente) [31]. Ainsi, chaque goutte n'est soumise qu'à deux forces, son propre poids et une force de traînée. On obtient alors l'équation de transport suivante :

$$\frac{d}{dt} (m_p \mathbf{u}_p) = m_p \mathbf{g} - \frac{1}{2} \rho_g C_f \pi r_p^2 (\mathbf{u}_p - \mathbf{u}_g) \|\mathbf{u}_p - \mathbf{u}_g\| \quad (\text{II.4})$$

Il existe plusieurs modèles pour déterminer le coefficient de traînée d'une goutte C_f , ils sont pour la plupart valables sur certaines gammes de nombre de Reynolds particulaire. Dans le code FDS, deux corrélations sont utilisées, à savoir celle de Stokes pour les plus petits nombres de Reynolds et celle de Schiller et Naumann pour les nombres de Reynolds supérieurs à 1 :

$$C_f = \begin{cases} 24/\text{Re}_p & \text{si } \text{Re}_p < 1 \\ 24 (1 + 0,15\text{Re}_p^{0,687})/\text{Re}_p & \text{si } 1 < \text{Re}_p < 1000 \\ 0,44 & \text{si } 1000 < \text{Re}_p \end{cases} \quad (\text{II.5})$$

La fonction résultante est représentée sur la figure II.3. Il convient de noter que les corrélations de Stokes et de Schiller et Naumann ne sont normalement valables que pour une particule sphérique, rigide et isolée. Cette dernière condition signifie que la particule n'interagit avec aucune autre particule avoisinante.

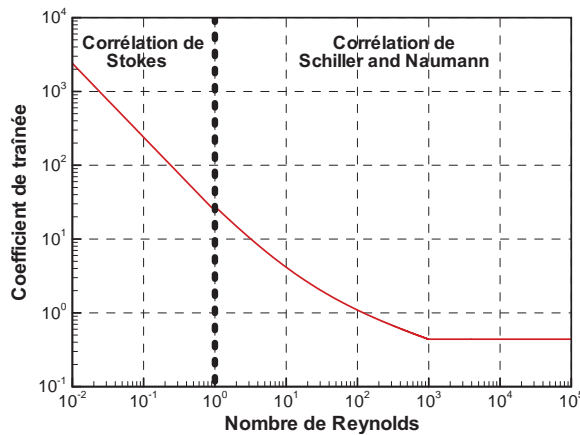


Fig. II.3 — Coefficient de traînée en fonction du nombre de Reynolds particulaire

Cas particulier d'une goutte en contact avec un solide

Lorsqu'une goutte atteint un solide, elle reste en contact avec celui-ci tout en se déplaçant à vitesse constante. Si cette surface est horizontale, sa vitesse de déplacement est attribuée aléatoirement (chaque composante étant comprise entre 0 et 0,2 m/s par défaut) et reste constante jusqu'à ce que cette goutte atteigne le bord de ce solide ou s'évapore totalement. Si cette surface est verticale, seule une composante du vecteur vitesse est non nulle, elle est par défaut égale à 0,5 m/s.

Échange de quantité de mouvement avec la phase gazeuse

L'équation de Navier-Stokes indique que la variation de la quantité de mouvement de la phase gazeuse est égale à la somme des forces extérieures appliquées à ce volume à savoir, les forces de surface et les forces de volume. Sous sa forme non-conservative, elle s'exprime comme suit :

$$\frac{\partial \rho_g \mathbf{u}_g}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho_g (\mathbf{u}_g \otimes \mathbf{u}_g)) + \nabla p = \underbrace{\nabla \cdot \boldsymbol{\tau}_{ij}}_{\text{forces de contraintes}} + \underbrace{\rho_g \mathbf{g} + \mathbf{f}_p}_{\text{forces de volume}} \quad (\text{II.6})$$

Le terme source \mathbf{f}_p en particulier représente le terme source dû à la traînée des gouttes. Il est obtenu en sommant la contribution de chaque goutte contenue dans une maille tel que :

$$\mathbf{f}_p = \frac{1}{\delta x \delta y \delta z} \left(\sum \frac{\rho_g C_f \pi r_p^2 (\mathbf{u}_p - \mathbf{u}_g) \|\mathbf{u}_p - \mathbf{u}_g\|}{2} \right) \quad \text{avec } \delta x \delta y \delta z, \text{ le volume de la maille de calcul} \quad (\text{II.7})$$

Transferts de masse et d'énergie

La température à l'intérieur de chaque goutte est supposée homogène (modèle de conduction infinie). La variation de cette température est due principalement à trois, voire quatre, modes de transfert de chaleur :

- l'évaporation de la goutte,
- la convection avec la phase gazeuse avoisinant la goutte,
- la convection avec l'éventuel solide en contact avec la goutte,
- le rayonnement incident à la goutte.

L'équilibre thermique de chaque goutte avec le milieu est ainsi régi par l'équation suivante :

$$m_p C_{p,p} \frac{dT_p}{dt} = \underbrace{\dot{Q}_{vap}}_{\text{évaporation}} + \underbrace{A_p h_{p,g} (T_g - T_p) + A_p h_{p,s} (T_s - T_p)}_{\text{convection}} + \underbrace{\dot{Q}_r}_{\text{rayonnement}} \quad (\text{II.8})$$

où $C_{p,p}$ représente la capacité calorifique de la goutte. Lorsque la goutte n'est pas en contact avec une paroi, la surface d'échange A_p correspond à la surface de la goutte. Lorsque la goutte d'eau est en contact avec une paroi, elle figure ainsi à l'interface entre le solide et la phase gazeuse. De la sorte, elle échange de l'énergie avec ceux-ci, par convection et par rayonnement. En réponse à cet échange, elle s'échauffe (ou se refroidit) et s'évapore. Le volume total des gouttes en contact avec une maille solide rapporté à la surface de cette maille permet de définir une grandeur, l'épaisseur de film notée FTh . La surface d'échange de chaque goutte A_p avec la maille solide et la phase gazeuse est alors égale au rapport de son volume V_p par cette épaisseur de film. Une goutte est ainsi assimilée à un cylindre de section V_p/FTh et de hauteur FTh .

Terme d'évaporation

Le modèle d'évaporation des gouttes associe à chaque pas de temps, pour chaque goutte, un taux d'évaporation à un gradient local d'humidité et ce, avec une seule équation d'un seul ordre :

$$\dot{Q}_{vap} = \frac{dm_p}{dt} L_v = -A_p h_m \rho_g (Y_p - Y_g) L_v \quad (\text{II.9})$$

Le coefficient de transfert de masse h_m est calculé avec des relations empiriques extraites de la référence [63] tel que :

$$h_m = \frac{\text{Sh } \mathcal{D}}{L} \quad ; \quad \text{Sh} = \begin{cases} 2 + 0,6 \text{Re}^{\frac{1}{2}} \text{Sc}^{\frac{1}{3}} \\ 0,037 \text{Re}^{\frac{4}{3}} \text{Sc}^{\frac{1}{3}} \end{cases} \quad \text{si la goutte est en contact avec une paroi} \quad (\text{II.10})$$

Lorsque la goutte est en contact avec une paroi, la longueur caractéristique L est égale à 1 m. Sinon, elle correspond au diamètre d de la goutte. Le nombre de Schmidt Sc et le coefficient de diffusion de la vapeur dans l'air \mathcal{D} sont supposés constants, égaux respectivement à 0,6 et à $2,6 \cdot 10^{-5} \text{ m}^2/\text{s}$.

La fraction massique de vapeur d'eau dans l'air humide Y_g est directement déduite de la conservation de la masse de la phase gazeuse. La fraction massique de vapeur d'eau à l'équilibre Y_p est donnée par l'équation de Clausius Clapeyron :

$$Y_p = \frac{X_p}{X_p(1 - M_g/M_l) + M_g/M_l} \quad ; \quad X_p = \exp \left[\frac{L_v M_p}{\mathcal{R}} \left(\frac{1}{T_{p,vap}} - \frac{1}{T_p} \right) \right] \quad (\text{II.11})$$

Terme de convection

La quantité d'énergie échangée entre une goutte et la phase gazeuse ou un solide est proportionnelle à la surface d'échange, au coefficient de transfert convectif $h_{p,g}$ (ou au coefficient d'échange équivalent $h_{p,s}$), et à leur différence de température. Le coefficient de transfert thermique convectif $h_{p,g}$ entre la phase gazeuse et la goutte est calculé à partir du nombre de Nusselt :

$$h_{p,g} = \frac{\text{Nu } \Lambda_g}{L} \quad ; \quad \text{Nu} = \begin{cases} 2 + 0,6 \text{Re}^{\frac{1}{2}} \text{Pr}^{\frac{1}{3}} \\ 0,037 \text{Re}^{\frac{4}{3}} \text{Pr}^{\frac{1}{3}} \end{cases} \quad \text{si la goutte est en contact avec une paroi} \quad (\text{II.12})$$

où Λ_g désigne la conductivité thermique de l'air déduite de sa viscosité dynamique et Pr est le nombre de Prandtl supposé égal à 0,7. Le coefficient d'échange équivalent $h_{p,s}$ est quant à lui supposé constant et égal à $300 \text{ W/m}^2/\text{K}$.

Pour calculer le gradient de température entre la goutte et la phase gazeuse ou le solide, la température de la phase gazeuse correspond à celle de la maille qui, soit contient la goutte, soit est adjacente au solide en contact avec la goutte.

Terme de rayonnement

Si la goutte est en contact avec une paroi, le rayonnement absorbé Q_r est approché par le produit du rayonnement surfacique incident à la paroi et la surface d'échange de la goutte. Sinon, le terme Q_r correspond à la différence entre le rayonnement absorbé par cette goutte et son émission propre. En pratique, il est alors approché par le produit de la surface de la goutte et du bilan radiatif à l'échelle de la maille s , rapporté à la surface d'échange totale comme suit :

$$\dot{Q}_r = \frac{\pi r_p^2}{\sum_{i=1}^N \pi r_{p,i}^2(s)} \underbrace{\kappa_{\lambda,g}(s) \left[\int_{4\pi} L(s, \vec{\Omega}') d\Omega' - 4\pi \cdot L^0(T_p(s)) \right]}_{\text{flux net absorbé par l'ensemble des N gouttes de la maille } s} \quad (\text{II.13})$$

II.1.2 Modélisation du rayonnement thermique

Tout corps porté à une température absolue non nulle émet un rayonnement électromagnétique. Ce rayonnement interfère durant sa propagation avec le milieu environnant. Par exemple, dans un milieu semi-transparent (émissif, absorbant et diffusif), l'intensité radiative de l'onde électromagnétique peut être en partie atténuée par absorption et par diffusion et renforcée par l'émission propre du milieu et par diffusion (un rayonnement provenant d'une autre direction peut être en partie diffusé dans la direction incidente du rayonnement). Ces phénomènes sont caractérisés par trois propriétés radiatives :

- le *coefficient spectral d'absorption*, κ_λ ,
- le *coefficient spectral de diffusion*, σ_λ ,
- la *fonction de phase*, $P_\lambda(\vec{\Omega}' \rightarrow \vec{\Omega})$ en tant que probabilité pour qu'un rayonnement provenant de $\vec{\Omega}'$ soit diffusé dans la direction $\vec{\Omega}$.

Lorsqu'un milieu est semi-transparent, l'importance de ces phénomènes dépend notamment du *paramètre de taille* x qui décrit la taille des particules relativement à la longueur d'onde du rayon incident selon la relation suivante :

$$x = \frac{\pi d}{\lambda} \quad (\text{II.14})$$

avec λ la longueur d'onde du rayonnement et d le diamètre de la goutte. Suivant la valeur de ce paramètre, des modèles permettent de calculer les efficacités et la fonction de phase de la particule. Dans le cadre d'une interaction avec une goutte d'eau, le paramètre de taille est souvent de l'ordre de l'unité et la théorie de Mie est généralement utilisée.

Le résultat de la mise en équation de ce transfert de chaleur théorique est l'Equation de Transfert Radiatif (ETR) dont la variable est la luminance⁵ du rayonnement :

$$\begin{aligned} \frac{dL_\lambda(s, \vec{\Omega})}{ds} &= \vec{\Omega} \cdot \nabla L_\lambda(s, \vec{\Omega}) \\ &= - \left[\underbrace{\kappa_\lambda(s, \vec{\Omega}) L_\lambda(s, \vec{\Omega})}_{\text{perte par absorption}} + \underbrace{\sigma_\lambda(s, \vec{\Omega}) L_\lambda(s, \vec{\Omega})}_{\text{perte par diffusion}} \right] + \underbrace{B_\lambda(T(s), \vec{\Omega})}_{\text{émission propre}} \\ &\quad + \underbrace{\frac{\sigma_\lambda(s, \vec{\Omega})}{4\pi} \int_{4\pi} P_\lambda(\vec{\Omega}' \rightarrow \vec{\Omega}) L_\lambda(s, \vec{\Omega}') d\Omega'}_{\text{renforcement par diffusion}} \end{aligned} \quad (\text{II.15})$$

Le terme $B_\lambda(T(s), \vec{\Omega})$ traduit la luminance relative à l'émission propre au point s à la température T , dans la direction $\vec{\Omega}$ et à la longueur d'onde λ .

5. La luminance L_λ correspond à la puissance radiative émise dans une direction élémentaire $\vec{\Omega}$ rapportée à une unité de surface dS de la source projetée orthogonalement et ce, dans une bande spectrale comprise entre λ et $\lambda + d\lambda$

Discrétisations spatiale, angulaire et spectrale

L'équation II.15 est de type integro-différentielle puisqu'elle fait intervenir une dérivation spatiale et une intégration angulaire sur l'angle solide total. La résolution de cette équation s'appuie sur des discrétisations spatiale et angulaire. En outre, le spectre électromagnétique est discrétisé en bandes (1, 6 ou 9) afin de réduire le nombre d'équations II.15 à résoudre.

La résolution de l'ETR s'appuie dans FDS sur la même *discrétisation spatiale* que les équations de Navier-Stokes. En chaque nœud du domaine, l'enveloppe sphérique est ensuite divisée en N_Ω angles solides de contrôle. Pour cela, la *discrétisation angulaire* consiste à diviser l'angle polaire Θ par l'entier N_Θ . Ensuite, chaque fuseau est subdivisé par $N_\phi(\Theta)$ dans la direction azimutale. Les nombres N_Θ et $N_\phi(\Theta)$ sont choisis de manière à donner la valeur N_Ω la plus proche de celle rentrée par l'utilisateur de FDS selon la relation $N_\Omega = \sum_{i=1}^{N_\Theta} N_\phi(\Theta)$. La distribution des angles vise à ce que chaque angle solide $\delta\Omega$ soit le plus près possible de $4\pi/N_\Omega$.

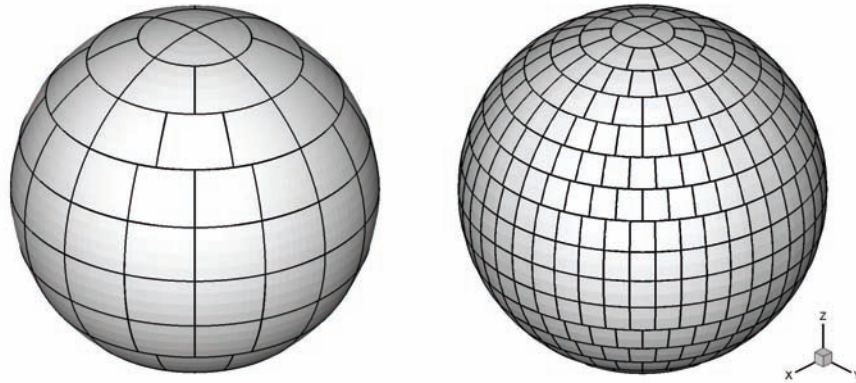


Fig. II.4 — Exemples de discrétisation angulaire pour 104 et 512 angles solides

La discrétisation angulaire est symétrique par rapport aux trois axes du repère cartésien pour trois raisons (cf. Figure II.4). Premièrement, cela évite l'occurrence des phénomènes d'« overhang » c.-à-d. un changement de signe du produit scalaire des vecteurs $\vec{\Omega}$ et \mathbf{Ox} (ou \mathbf{Oy} ou \mathbf{Oz}) à l'intérieur d'un même angle solide $\delta\Omega_l$ [105]. Deuxièmement, le traitement des cas de symétrie est plus aisé. La troisième raison est liée au premier ordre du schéma upwind. Cette discrétisation évite que la diffusion numérique soit plus importante dans les directions transversales que dans celles longitudinales [96].

La dépendance spectrale de la luminance implique qu'à chaque valeur de longueur d'onde correspond théoriquement une ETR. En pratique, une ETR ne peut être résolue pour chaque longueur d'onde du fait de la puissance des stations de calcul, le nombre d'équations à résoudre est donc limité. Pour cela, *le spectre électromagnétique est divisé en bandes spectrales* de manière à obtenir une forme discrète de l'ETR sur chacune d'elles. La luminance énergétique totale $L(s, \vec{\Omega})$ est déduite des N luminances $L_n(s, \vec{\Omega})$ pondérées sur chaque bande telle que :

$$L(s, \vec{\Omega}) = \sum_{n=1}^N L_n(s, \vec{\Omega}) \quad (\text{II.16})$$

Le nombre de bandes spectrales utilisées dépend théoriquement de la précision désirée. Cependant, même avec un petit nombre de bandes, la résolution de ces équations est très coûteuse en temps de calcul. Le mode par défaut de FDS s'appuie sur le fait que pour la plupart des feux, l'essentiel du rayonnement est émis par les suies⁶. En faisant de surcroît l'hypothèse que le spectre des suies est continu, le milieu peut être assimilé à un corps gris et la dépendance spectrale est négligée. Cela revient à résoudre une seule équation pour l'ETR.

Un découpage du spectre en six ou neuf bandes est également proposé (cf. Tableau II.2). La résolution spectrale étant de l'ordre de 10 à 1000 cm⁻¹, le modèle est dit à *bandes larges*. Les bornes du découpage spectral à 6 bandes sont définies de manière à être pertinentes pour l'eau et le dioxyde de carbone. Pour le modèle à 9 bandes, trois bornes supplémentaires sont définies. Elles correspondent à des longueurs d'onde où l'absorption du méthane CH₄ est la plus importante.

Modèle à 9 bandes	1	2	3	4	5	6	7	8	9	
Entités	Suie	CO ₂ H ₂ O, Suie	CH ₄ Suie	Suie	CO ₂ Suie	H ₂ O Suie	H ₂ O CH ₄ , Suie	Suie	Suie	
ν (1/cm)	10000	3800	3400	2800	2400	2174	1429	1160	1000	50
λ (μ m)	1.00	2.63	2.94	3.57	4.17	4.70	7.00	8.62	10.0	200
Modèle à 6 bandes	1	2	3	4	5	6				
Entités	Soot	CO ₂ H ₂ O, Suie	CH ₄ Suie	CO ₂ Suie	H ₂ O, CH ₄ , Suie	Suie				

Tab. II.2 — Découpage spectrale en longueur d'onde (λ) et en nombre d'onde (ν)

La forme discrétisée de l'équation II.15 sur la bande n s'écrit de la manière suivante :

$$\begin{aligned}
 \frac{dL_n(s, \vec{\Omega})}{ds} = & \underbrace{B_n(T(s), \vec{\Omega})}_{\text{émission propre}} - \underbrace{\left(\underbrace{\kappa_{n,g}(s)}_{\text{air}} + \underbrace{\kappa_{n,p}(s) + \sigma_{n,p}(s)}_{\text{gouttes}} \right)}_{\text{perte par absorption et diffusion}} L_n(s, \vec{\Omega}) \\
 & + \underbrace{\frac{\sigma_{n,p}(s)}{4\pi} \int_{4\pi} P(\vec{\Omega} \rightarrow \vec{\Omega}') L_n(s, \vec{\Omega}') d\Omega'}_{\text{renforcement par diffusion}}
 \end{aligned} \tag{II.17}$$

Dans cette expression, $\kappa_{n,g}$, $\kappa_{n,p}$ et $\sigma_{n,p}$ désignent respectivement le coefficient d'absorption de la phase gazeuse et les coefficients d'absorption et de diffusion d'un ensemble de gouttes. Ces trois coefficients sont intégrés sur la bande n et sont exprimés pour chaque maille du domaine de calcul.

Chaque terme de l'équation précédente est maintenant explicité.

6. Lorsque la quantité de suie est inférieure à celles de CO₂ et de H₂O, cette approximation peut conduire à une surestimation du rayonnement [59]

Émission propre du milieu

Lors de la propagation d'un rayonnement au travers d'une cellule, la luminance L_λ est en partie renforcée par l'émission propre du milieu. À l'échelle d'une maille, elle est émise par les phases gazeuse et liquide tel que, sur la bande n :

$$B_n(T(s)) = \underbrace{\kappa_{n,g}(s) L_n^0(T_g(s))}_{\text{émission propre de la phase gazeuse}} + \underbrace{n^2 \kappa_{n,p}(s) L_n^0(T_p(s))}_{\text{émission propre de la phase liquide}} \quad (\text{II.18})$$

où n est l'indice de réfraction du milieu.

La luminance $L_n^0(T)$ représente la fraction du rayonnement d'un corps noir à la température T sur la $n^{\text{ième}}$ bande spectrale. En appliquant la loi de Stefan-Boltzmann qui exprime la fraction du rayonnement du corps dans le $n^{\text{ième}}$ intervalle spectral, il vient :

$$L_n^0(T) = F_n \cdot \frac{\sigma_b T^4}{\pi} \quad (\text{II.19})$$

avec σ_b la constante de Stefan-Boltzmann. F_n représente la fraction de l'émittance du corps noir qui correspond aux longueurs d'onde comprises dans le $n^{\text{ième}}$ intervalle $[\lambda_{n,min}, \lambda_{n,max}]$. Par définition, cette fraction est la suivante [123] :

$$\begin{aligned} F_n &= F_{0 \rightarrow \lambda_{n,max}} - F_{0 \rightarrow \lambda_{n,min}} \\ &= \frac{1}{\sigma_b} \left(\int_0^{\lambda_{n,max} T} \frac{M_\lambda^0}{T^5} d(\lambda T) - \int_0^{\lambda_{n,min} T} \frac{M_\lambda^0}{T^5} d(\lambda T) \right) \end{aligned} \quad (\text{II.20})$$

Dans le code, l'expression de $F_{0 \rightarrow \lambda T}$ est simplifiée⁷. La simplification approxime l'intégrale par une somme sur cinquante termes :

$$F_{0 \rightarrow \lambda T} = \frac{15}{\pi} \sum_{j=1}^{50} \frac{e^{-jz}}{j} \left(z^3 + \frac{3z^2}{j} + \frac{6z}{j^2} + \frac{6}{j^3} \right) \quad (\text{II.21})$$

avec $z = C_2/\lambda T$ et C_2 la seconde constante de Planck [123]. Les valeurs de $F_{0 \rightarrow \lambda T}$ sont ensuite stockées dans un tableau pour des intervalles de λT de même taille à savoir $25 \mu\text{m.K}$ et compris entre 0 et $10^5 \mu\text{m.K}$. Pendant la simulation, la valeur de la température ambiante détermine les valeurs de F_n stockées à utiliser dans l'équation II.19. Lorsque les n valeurs de la luminance sont connues, la luminance totale est calculée en faisant la somme de ces dernières.

Les valeurs de coefficients d'absorption spectraux $\kappa_{n,g}$ de la phase gazeuse sont attribuées au cours de la simulation suivant la fraction molaire de chaque espèce chimique et la température de la phase gazeuse : le coefficient de chacune des cellules est défini par interpolation de valeurs calculées et tabulées en début de calcul.

7. Cette simplification est extraite de la référence [27, 59]

Ainsi, les températures correspondent à des valeurs moyennées sur chaque maille. Or, pour une flamme de diffusion, les valeurs de températures peuvent être très élevées sur une région mince de l'espace, cette modélisation induit donc une sous-estimation du terme source radiatif. Pour corriger cela, le code de FDS s'appuie au voisinage de la flamme sur une modélisation basée sur le dégagement de chaleur, tel que :

$$\kappa_{n,g} L_n^0(T(s)) = \begin{cases} F_n \kappa_{n,g} \sigma_b T^4 / \pi & \text{hors de la flamme,} \\ F_n \cdot \max(\chi_r \dot{q}''' / 4\pi, \kappa_{n,g} \sigma_b T^4 / \pi) & \text{dans les cellules traversées par la flamme} \end{cases}$$

où \dot{q}''' est le taux de dégagement de chaleur par unité de volume et χ_r , la fraction locale de cette énergie émise sous forme de rayonnement (prise égale à 35 % par défaut).

Absorption du rayonnement par la phase gazeuse [52, 51]

Lors de la propagation d'un rayonnement au travers d'une cellule, la luminance L_λ est en partie absorbée par la phase gazeuse. Le coefficient spectral d'absorption $\kappa_{\lambda,g}$ d'une cellule comprenant N espèces chimiques gazeuses α est approximé par la somme des coefficients d'absorption $\kappa_{\lambda,\alpha}$ attribués à chaque espèce, pondérés par la pression partielle p_α de l'espèce correspondante tel que :

$$\kappa_{\lambda,g}(s) = \sum_{\alpha=1}^N \kappa_{\lambda,\alpha}(s) \cdot p_\alpha \quad (\text{II.22})$$

Les coefficients $\kappa_{\lambda,\alpha}$ sont calculés à l'aide du programme RADCAL dont la résolution spectrale varie entre 5 cm^{-1} et 50 cm^{-1} . Pour cela, ce modèle est dit à *bandes étroites*. Le programme traite chaque espèce chimique indépendamment à l'aide de modèles ou de valeurs tabulées comme suit :

Espèce chimique	Intervalle	Méthode utilisée	Référence
CO ₂	2,0 μm	modèle	[Leckner, 1971]
	2,7 μm	modèle	[Malkmus, 1963]
	4,3 μm	modèle	[Malkmus, 1963]
	10 μm	modèle	[Leckner, 1971]
	15 μm	modèle	[Ludwig, 1973]
H ₂ O	1,38 μm	valeurs tabulées	[Ludwig, 1973]
	1,88 μm	valeurs tabulées	[Ludwig, 1973]
	2,7 μm	valeurs tabulées	[Ludwig, 1973]
	6,3 μm	valeurs tabulées	[Ludwig, 1973]
	120 – 200 μm	valeurs tabulées	[Ludwig, 1973]
CO	4,6 μm	modèle	[Malkmus et Thomson, 1961]
CH ₄	2,4 μm	modèle	[Gray, 1965]
	3,3 μm	valeurs tabulées	[Lee, 1984]
	7,7 μm	valeurs tabulées	[Lee, 1984]
suie	0,4 – 2000 μm	modèle	[Dalzell, 1969]

Tab. II.3 — Références et méthodes à la base du programme RACDAL [52]

Absorption et diffusion du rayonnement par la phase liquide

Les coefficients spectraux d'absorption et de diffusion des gouttes sont calculés à l'échelle de la maille. Ils sont déduits de la théorie de Mie en supposant qu'il y a additivité de la contribution de chacune des gouttes situées dans cette cellule [101] :

$$\kappa_{\lambda,p}(s) = \int_{r=0}^{\infty} n_p(r) Q_a(r,\lambda) \pi r^2 dr \quad \text{et} \quad \sigma_{\lambda,p}(s) = \int_{r=0}^{\infty} n_p(r) Q_s(r,\lambda) \pi r^2 dr \quad (\text{II.23})$$

où Q_a et Q_s sont respectivement les efficacités spectrales d'absorption et de diffusion, toutes deux calculées à partir de la théorie de Mie avec le programme de Wiscombe pendant la phase d'initialisation [137]. La grandeur $n_p(r)$ désigne la densité des gouttes de diamètre r dans la maille s . Dans la version 5.4 du code, les coefficients d'absorption et de diffusion des gouttes d'eau sont déduits pour chaque maille comme suit :

$$\kappa_{\lambda}(s) = N(s) \int_{r=0}^{\infty} f(r, d_m(s)) C_a(r,\lambda) dr \quad \text{et} \quad \sigma_{\lambda}(s) = N(s) \int_{r=0}^{\infty} f(r, d_m(s)) C_s(r,\lambda) dr \quad (\text{II.24})$$

La principale hypothèse porte alors sur la taille des gouttes présentes dans la maille. La fonction de distribution granulométrique f est supposée similaire à celle utilisée pour définir la polydispersion au point d'injection, à la différence près que le diamètre moyen $d_m(s)$ est calculé localement. Dans la prochaine version du code (version 6), la modélisation de la granulométrie pour des considérations radiatives est différente. La nouvelle méthode modélise localement la phase liquide par une phase monodisperse de diamètre égal au diamètre de Sauter du spray polydispense (cf. Sous-section II.3.1). L'objectif de cette modification est, d'une part, de réduire la durée de la phase d'initialisation pendant laquelle les efficacités sont tabulées. D'autre part, elle vise à améliorer la modélisation de l'aspersion sur des aspects radiatifs.

Calcul du terme de renforcement par diffusion

Un rayonnement suivant la direction $\vec{\Omega}$ peut être renforcé par la diffusion d'une partie d'un autre rayonnement provenant d'une direction $\vec{\Omega}'$. Afin de connaître ce gain d'énergie, il faut donc considérer l'ensemble des directions de l'espace sur les 4π sr et faire intervenir la fonction de phase. La probabilité pour que le rayonnement diffusé provenant de $\vec{\Omega}'$ soit diffusé dans l'angle solide $d\Omega$ centré autour de la direction $\vec{\Omega}$ s'exprime de la manière suivante :

$$\frac{1}{4\pi} P_{\lambda}(\vec{\Omega}' \rightarrow \vec{\Omega}) d\Omega \quad (\text{II.25})$$

Le gain d'énergie est alors égal à :

$$\frac{\sigma_{\lambda,p}(s)}{4\pi} \int_{4\pi} P(\vec{\Omega}' \rightarrow \vec{\Omega}) L_{\lambda}(s, \vec{\Omega}') d\Omega' \quad (\text{II.26})$$

Dans le code, les 4π sr sont divisés en deux angles, un premier, noté $\delta\Omega_l$, qui coïncide avec un angle solide de la discrétisation angulaire dans la direction avant et un second, noté $\delta\Omega^*$, qui est égal à $4\pi - \delta\Omega_l$. La luminance incidente $L_\lambda(s, \vec{\Omega}_l)$ est distribuée sur la sphère unité de manière à ce qu'une part de cette luminance soit diffusée dans l'angle solide $\delta\Omega_l$ autour de la direction $\vec{\Omega}$ et que le reste soit diffusé uniformément sur $\delta\Omega^*$. La variable χ_f est introduite pour définir la part de luminance qui est diffusée vers l'avant [139]. Ainsi, la luminance diffusée vers l'avant est égale à $\chi_f L_\lambda(s, \vec{\Omega}_l)$. En introduisant ces deux angles dans l'intégrale de l'équation II.26, on obtient :

$$\begin{aligned}
& \frac{\sigma_{\lambda,p}(s)}{4\pi} \int_{4\pi} P(\vec{\Omega}' \rightarrow \vec{\Omega}) L_\lambda(s, \vec{\Omega}') d\Omega' \\
&= \sigma_{\lambda,p}(s) \left(\chi_f L_\lambda(s, \vec{\Omega}) + \frac{1}{\delta\Omega^*} \int_{\delta\Omega^*} P(\vec{\Omega}' \rightarrow \vec{\Omega}) L_\lambda(s, \vec{\Omega}') d\Omega' \right) \\
&= \sigma_{\lambda,p}(s) \left(\chi_f L_\lambda(s, \vec{\Omega}) + \frac{1}{\delta\Omega^*} (1 - \chi_f) \int_{\delta\Omega^*} L_\lambda(s, \vec{\Omega}') d\Omega' \right) \\
&= \sigma_{\lambda,p}(s) \left(\chi_f L_\lambda(s, \vec{\Omega}) + \frac{1}{\delta\Omega^*} (1 - \chi_f) \left(\underbrace{\int_{4\pi} L_\lambda(s, \vec{\Omega}') d\Omega'}_{U_\lambda(s)} - \underbrace{\int_{\delta\Omega_l} L_\lambda(s, \vec{\Omega}') d\Omega'}_{\delta\Omega_l L_\lambda(s, \vec{\Omega})} \right) \right) \\
&= \sigma_{\lambda,p}(s) \left(\chi_f L_\lambda(s, \vec{\Omega}) + (1 - \chi_f) U_\lambda^*(s, \vec{\Omega}) \right) \tag{II.27}
\end{aligned}$$

où $U_\lambda(s)$ désigne l'intensité monochromatique reçue en s de toutes les directions et $U_\lambda^*(s, \vec{\Omega})$ est la luminance moyenne reçue en s de toutes les directions comprises dans $\delta\Omega^*$ tel que :

$$U_\lambda^*(s, \vec{\Omega}) = \frac{U_\lambda(s) - \delta\Omega_l L_\lambda(s, \vec{\Omega})}{\delta\Omega^*} \tag{II.28}$$

La variable χ_f définit la part de la luminance qui est diffusée vers l'avant. Cette variable est relative au rayon r de la goutte à l'origine de la diffusion et de la longueur d'onde λ du rayonnement. Elle est calculée par la relation suivante qui est inspirée des travaux de Yang utilisant des méthodes à deux-flux [139] :

$$\chi_f(r, \lambda) = \frac{1}{\delta\Omega_l} \int_{\mu^l}^0 \int_{\mu^l}^0 \int_{\mu_{d,\pi}}^{\mu_{d,0}} \frac{P_0(\mu_d)}{(1 - \mu^2)(1 - \mu'^2) - (\mu_d - \mu\mu')} d\mu_d d\mu d\mu' \tag{II.29}$$

où :

- μ_d est le cosinus de l'angle de diffusion Θ_d ;
- $P_0(\mu_d)$ représente la fonction de phase d'une goutte et est calculée pendant la phase d'initialisation du calcul à l'aide de la théorie de Mie ;
- μ_l est le cosinus de l'angle polaire définissant l'angle solide $\delta\Omega_l$ tel que $\mu_l = \cos(\Theta_l) = 1 - \frac{2}{N_\Omega}$
- la borne d'intégration $\mu_{d,0}$ est le cosinus de l'angle entre la direction d'incidence et la direction

avant. La borne d'intégration $\mu_{d,\pi}$ est le cosinus de l'angle entre la direction d'incidence et la direction arrière. Elles sont définies par :

$$\mu_{d,0} = \mu\mu_l + \sqrt{1-\mu^2}\sqrt{1-\mu'^2} \quad \text{et} \quad \mu_{d,\pi} = \mu\mu_l - \sqrt{1-\mu^2}\sqrt{1-\mu'^2} \quad (\text{II.30})$$

ETR résolue dans le code FDS

L'ETR est réécrite en remplaçant le terme du renforcement par diffusion par l'expression II.27 :

$$\begin{aligned} \frac{dL_n(s, \vec{\Omega})}{ds} = & - \underbrace{\left[\underbrace{\kappa_{n,g}}_{\text{air}} + \underbrace{\kappa_{n,p} + \sigma_{n,p}}_{\text{gouttes}} \right]}_{\text{perte par absorption et diffusion}} L_n(s, \vec{\Omega}) + \underbrace{\kappa_{n,g} L_n^0(T_g(s)) + n^2 \kappa_{n,p} L_n^0(T_p(s))}_{\text{émission propre de l'air et des gouttes}} \\ & + \underbrace{\sigma_{n,p} \int_0^\infty f(r, d_m) \left[\chi_f L_n(s, \vec{\Omega}) + (1 - \chi_f) U_n^*(\vec{\Omega}) \right] dr}_{\text{renforcement par diffusion}} \end{aligned} \quad (\text{II.31})$$

En introduisant un coefficient de diffusion efficace $\bar{\sigma}_{n,p}(s)$, l'ETR est simplifiée en :

$$\begin{cases} \frac{dL_n(s, \vec{\Omega})}{ds} = - [\kappa_{n,g} + \kappa_{n,p} + \bar{\sigma}_{n,p}] L_n(s, \vec{\Omega}) + \kappa_{n,g} L^0(T_g) + n^2 \kappa_{n,p} L^0(T_p) + \frac{\bar{\sigma}_{n,p}}{4\pi} U_n(\vec{\Omega}) \\ \bar{\sigma}_{n,p}(s) = \frac{4\pi N(\vec{\Omega})}{4\pi - \delta\Omega'} \int_0^\infty (1 - \chi_f) C_s(r, n) dr \end{cases} \quad (\text{II.32})$$

Condition aux limites pour l'équation de transfert radiatif

Les conditions aux limites pour un mur gris s'écrivent :

$$L_{n,w}(\vec{\Omega}) = \varepsilon L_{n,w}^0 + \frac{1-\varepsilon}{\pi} \int_{\Omega' \cdot \vec{n} < 0} L_{n,w}(\vec{\Omega}') \left| \vec{\Omega}' \cdot \vec{n} \right| d\Omega' \quad (\text{II.33})$$

Le premier terme représente le rayonnement émis par le mur du fait de sa température et le second correspond à la réflexion du rayonnement incident sur ce mur.

II.2 Évaluation du modèle d'évaporation

La présente section comporte trois sous-sections. Dans la première, il s'agit d'aborder quelques modifications concernant la modélisation des transferts de masse et d'énergie qui sont actuellement envisagées. Les deux sous-sections suivantes présentent des cas d'évaluation du modèle actuel. Les modifications présentées dans la première sous-section portant en partie sur le choix du modèle d'évaporation, les modèles envisagés sont également évalués.

La configuration étudiée est un domaine contenant une goutte ou un nuage de gouttes immobiles. L'évaluation est effectuée en deux temps. L'état stationnaire prédit par le code FDS est tout d'abord vérifié. À l'état initial, la gamme de température alors testée pour la phase gazeuse s'étend des valeurs ambiantes jusqu'à des valeurs proches d'une situation de feu. Ensuite, le taux d'évaporation d'une goutte est validé. Faute d'expérience bien documentée pour des températures plus élevées, la validation est effectuée à température ambiante, pour une humidité relative comprise entre 0 et 80 %.

II.2.1 Modifications envisagées

À l'heure actuelle, plusieurs modifications du modèle d'aspersion sont envisagées et certaines d'entre elles concernent la modélisation des transferts d'énergie et de masse. Ces modifications portent à la fois sur la structure du code et sur le choix du modèle.

La structure actuelle du code est détaillée sur la figure II.5. En résumé, cette partie du code est une boucle sur l'ensemble des gouttes du domaine de calcul. Pour chaque goutte, le gradient d'humidité donné par l'équation de Clausius Clapeyron conduit à une quantité d'énergie transférée de ou à la goutte elle-même traduite en une diminution ou en une élévation de température. La quantité d'énergie correspondant à ce changement de température est extraite ou transférée à la phase gazeuse et à la surface solide éventuellement en contact, en mettant à jour leur température.

La structure actuelle du code présente notamment deux caractéristiques. D'une part, le code traite chaque goutte indépendamment sans considérer globalement la quantité d'eau présente dans chaque maille. D'autre part, il met à jour la température de la phase gazeuse à l'intérieur de la boucle sur les gouttes. Pour comprendre quelle peut être l'incidence de ces deux caractéristiques, voici deux exemples.

Exemple 1 : Le volume comprend deux gouttes identiques (taille et température). On suppose leur température inférieure à la valeur ambiante c.-à-d. elles absorbent de l'énergie de la phase gazeuse. En théorie, puisqu'elles sont identiques, elles s'évaporent et s'échauffent de la même manière. En pratique, avec la structure actuelle du code, au cours du premier tour de la boucle, la première goutte est partiellement évaporée et sa température augmente. Consécutivement, à la fin de ce premier tour, la température de la phase gazeuse est plus faible et la concentration en vapeur d'eau est plus élevée. Ainsi, lorsque le code traite la seconde goutte, sa perte de masse et son échauffement sont plus faibles que pour la première goutte.

Exemple 2 : Le volume comprend deux gouttes de tailles quelconques et de température inférieure à la valeur ambiante. À l'état initial, le milieu n'est pas saturé. On suppose que le milieu est saturé par l'évaporation de la première goutte. Ainsi, lorsqu'on débute le traitement de la seconde goutte, l'humidité relative du milieu est égale à l'unité. La seconde goutte ne s'évapore donc pas. Néanmoins, du fait d'une possible différence de température, elle peut absorber de l'énergie de la phase gazeuse induisant son refroidissement. L'humidité relative augmente alors et devient donc supérieure à 1.

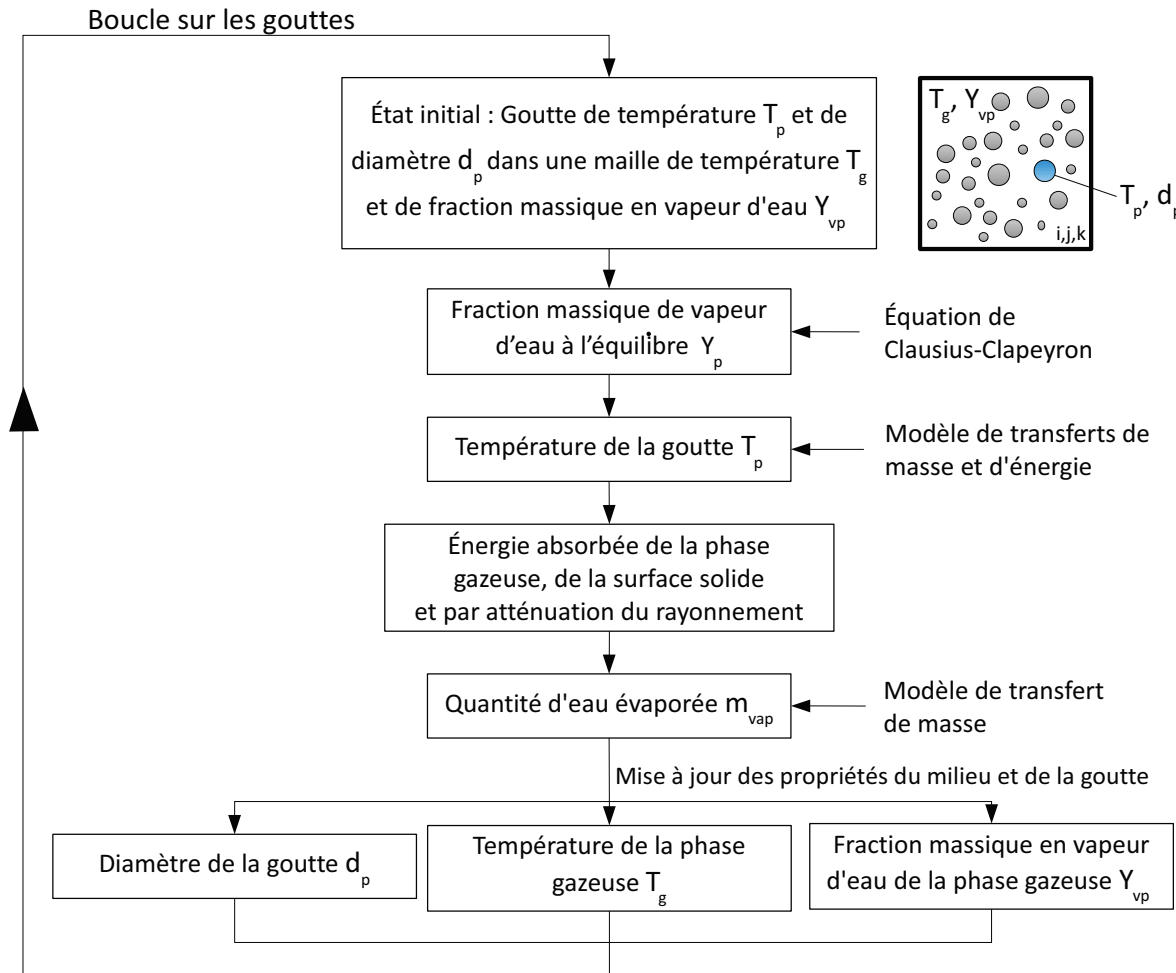


Fig. II.5 — Logigramme de la modélisation des transferts d'énergie et de masse

En pratique, lors d'une simulation, l'influence de ces deux caractéristiques est réduite par la petitesse du pas de temps. Celui-ci est d'ailleurs d'autant plus petit que le code FDS est généralement destiné à prédire les écoulements représentatifs des situations d'incendie. Néanmoins, il est fort probable que la structure du modèle soit modifiée dans la prochaine version du code FDS et ce, en deux aspects. Il s'agira de vérifier en premier lieu si l'état stationnaire du milieu diphasique à l'échelle de la maille est susceptible d'être saturé. Si c'est le cas, un modèle permettra de prédire la température et le taux d'évaporation pour chaque goutte, sous la condition que l'état stationnaire du milieu diphasique corresponde à l'état d'équilibre thermodynamique. Une autre modification portera sur la variation de température de la phase gazeuse consécutive au transfert de chaleur avec la phase liquide, elle sera certainement effectuée à l'extérieur de la boucle sur les gouttes.

Il est possible d'ajouter à cette liste une dernière modification qui est envisagée. Celle-ci est néanmoins encore au stade de l'étude. Elle porte sur le choix du modèle des transferts de masse et d'énergie. Comme il a été mentionné précédemment, le modèle actuel ne prend pas en compte la formation du mélange air-vapeur à la surface de la goutte. Pour la prendre en compte, les modèles de Taylor et Krishna [91, 127] ou d'Abramzon et Sirignano [8] pourraient être implémentés. Ces deux modèles considèrent un film entourant la goutte. Dans le premier, un mélange air-vapeur est diffusé au travers du film. Dans le second, seule la vapeur d'eau est diffusée.

Remarque : L'ensemble de ces modifications fait suite au travail réalisé au cours de cette thèse.

II.2.2 État stationnaire

Pour vérifier la solution numérique à l'état stationnaire, la configuration est un volume cubique de côté 1 m comprenant à l'état initial, 0,01 kg/m³ d'eau liquide sous forme de gouttes. La quantité de vapeur d'eau est nulle ou égale à 0,005 kg/kg. La température initiale de la phase gazeuse est comprise entre 50 et 200 °C et celle des gouttes entre 20 et 80 °C.

Solution analytique

L'état stationnaire prédit par le code est vérifié par comparaison avec la solution analytique du problème donné par le premier principe de la thermodynamique. Le domaine étant adiabatique et à volume constant, la composition et la température de la phase gazeuse à l'état stationnaire sont liées aux conditions à l'état initial comme suit :

$$\text{Conservation de la masse} \begin{cases} m_a^\infty = m_a^0 & \text{air sec} \\ m_{vp}^\infty = m_{vp}^0 + m_{p,\text{évap}} = m_{vp}^0 + m_p^0 & \text{vapeur d'eau} \\ m_p^\infty = m_p^0 - m_{p,\text{évap}} = 0 & \text{eau liquide} \end{cases} \quad (\text{II.34})$$

Conservation de l'énergie

$$\begin{aligned} C_{v,a} m_a^\infty \cdot T_g^\infty + C_{v,vp} m_{vp}^\infty \cdot T_g^\infty + m_{vp}^\infty L_v - p^\infty V^\infty &\approx \\ C_{v,a} m_a^0 \cdot T_g^0 + C_{v,vp} m_{vp}^0 \cdot T_g^0 + m_{vp}^0 L_v + C_p m_p^0 \cdot T_p^0 - p^0 V^0 & \end{aligned} \quad (\text{II.35})$$

où m désigne la masse, T la température, C_v la chaleur spécifique à volume constant, p la pression et V le volume du domaine.

Remarque : La phase gazeuse (désignée par l'indice g) est considérée composée de deux espèces à savoir, l'air sec (désigné par l'indice a) et la vapeur d'eau (désignée par l'indice vp).

Paramètres de la simulation

En entrée de la simulation, le milieu diphasique est caractérisé par la température de la phase gazeuse, celle de la phase liquide et la concentration volumique en eau liquide. La taille des gouttes et le nombre de gouttes suivies n'ayant pas d'influence sur la solution stationnaire du calcul mais uniquement sur la durée pour y parvenir, on définit un diamètre identique pour l'ensemble des gouttes à l'état initial, égal à 200 μm et on en suit 10000.

Vérification du code

La température de la phase gazeuse à l'état stationnaire prédite par le code FDS est représentée sur la figure II.6 en fonction de la solution analytique. Cette figure indique ainsi que le code FDS prédit un état stationnaire en concordance avec l'équilibre thermodynamique du système et ce, quelles que soient la température initiale de la phase gazeuse, celle de la phase liquide et la concentration en vapeur d'eau à l'état initial.

Cette figure illustre également l'importance de l'évaporation des gouttes d'eau comparativement à leur variation de température (échauffement ou refroidissement). En effet, quelle que soit la température initiale de la phase liquide, même supérieure à celle de la phase gazeuse, la température de la phase gazeuse à l'état stationnaire est quasiment identique.

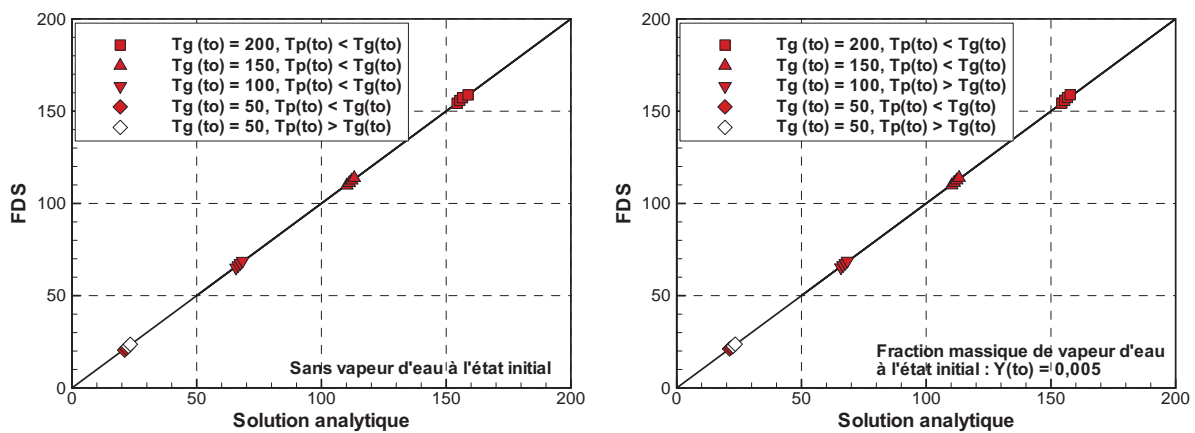


Fig. II.6 — Température de la phase gazeuse à l'état stationnaire prédite par le code FDS en fonction de celle obtenue avec la solution analytique

II.2.3 Taux d'évaporation

La sous-section précédente montre que la prédiction de l'état stationnaire concorde avec l'équilibre thermodynamique du milieu diphasique. Il s'agit de savoir à présent si la durée pour y parvenir est « correcte ». Pour cela, nous cherchons à évaluer le taux d'évaporation des gouttes d'eau c.-à-d. la vitesse à laquelle elles s'évaporent, par le biais d'une validation. Les expériences alors exploitées sont toutes extraites de la littérature scientifique. Faute de résultats bien décrits pour un nuage de gouttes ou des températures élevées, seul le cas d'une goutte isolée dans un milieu à température ambiante est étudié.

Puisque la configuration testée est simple, le modèle actuel du code FDS est extrait et la configuration est reproduite⁸ avec le logiciel MATLAB. Comme il a été mentionné précédemment, il est actuellement envisagé de remplacer ce modèle par celui de Taylor et Krishna (désigné ensuite par le terme « modèle de TK ») ou par celui d'Abramzon et Sirignano (désigné par le terme « modèle de AS »). Pour cette raison, ces deux modèles sont également évalués.

8. Les températures étant proches de l'ambiant, le rayonnement thermique est négligé

Les expériences exploitées ci-après ont été conduites par Ranz et Marshall [116] et par Kincaid et Longley [75, 76]. Elles présentent un double intérêt. Premièrement, elles mettent en jeu une gamme relativement large de conditions d'essais (taille et température de goutte, vitesse d'écoulement autour de la goutte, humidité relative et température de la phase gazeuse). Deuxièmement, elles fournissent des valeurs expérimentales de natures différentes. Dans un cas, il s'agit de l'évolution temporelle de la taille de la goutte. La comparaison permet alors de valider l'évolution et les valeurs prédites par les modèles. Dans le second cas, il s'agit du taux d'évaporation de la goutte. La comparaison porte alors uniquement sur la quantité d'eau évaporée entre l'état initial et l'état final.

Remarque : Le modèle du code FDS est programmé dans MATLAB avec le même schéma numérique que dans la version 5 [96], les modèles de TK et de AS sont codés avec le schéma prédicteur-correcteur détaillé dans la référence [91].

Expérience de Ranz & Marshall

Dans l'expérience de Ranz et Marshall [116], une goutte d'eau de diamètre $1050 \mu\text{m}$ et de température $9,11 \text{ }^\circ\text{C}$ est placée dans une phase gazeuse à $24,9 \text{ }^\circ\text{C}$ et d'humidité nulle. La vitesse de l'écoulement autour de la goutte est nulle et la pression atmosphérique est égale à 98792 Pa .

En entrée de la simulation, le milieu diphasique est caractérisé notamment par la température et la composition de la phase gazeuse et par la température et la taille de la goutte dont les valeurs sont identiques aux données expérimentales.

Les valeurs expérimentales portent sur l'évolution de la taille de la goutte au cours du temps. Elles sont représentées sur la figure II.7 ainsi que les prédictions par le modèle actuel du code FDS, par le modèle de AS et par le modèle de TK. Nous pouvons remarquer en premier lieu l'allure des courbes : la surface de la goutte évolue linéairement en fonction du temps et ce, dans l'essai et les trois simulations. Cet essai est ainsi une illustration de ce que nous avons mentionné au chapitre I, à savoir que le processus de vaporisation est accéléré pour les gouttes de petites tailles.

Le taux d'évaporation de la goutte illustré par la pente des droites est quant à lui différent suivant le modèle utilisé. Avec le modèle actuel du code FDS, le taux d'évaporation est surestimé, l'écart relatif entre les pentes des droites issue de l'essai et prédite par ce modèle est égal à $22,7 \%$ et la goutte s'est de ce fait totalement évaporée après 620 s . En particulier, à 600 s , alors que le diamètre est de l'ordre de $500 \mu\text{m}$ dans l'expérience, le modèle de FDS prédit un diamètre proche de $220 \mu\text{m}$. Concernant les deux autres modèles, ils semblent mieux prédire le taux d'évaporation. En particulier, l'écart relatif des pentes des droites issue de l'essai et prédite par le modèle de AS est proche de $1,4 \%$. L'écart pour le modèle de TK est plus important, il est égal à $20,0 \%$. Ce dernier modèle sous-estime l'évaporation si bien qu'à 600 s , par exemple, le diamètre prédit est égal à $630 \mu\text{m}$.

Il est nécessaire de noter que ces résultats numériques sont très sensibles à la fois aux conditions initiales du milieu (notamment à son humidité relative) et au schéma numérique utilisé pour coder ces modèles.

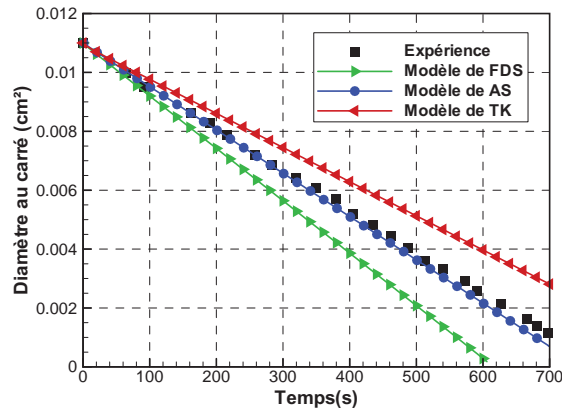


Fig. II.7 — Évolution de la taille de la goutte dans la configuration de Ranz & Marshall [116]

Expériences de Kincaid & Longley

Dans la campagne d'essais conduite par Kincaid et Longley [75, 76], une goutte d'eau de diamètre compris entre 300 et 1600 μm est placée pendant une durée allant de 10 à 120 s dans une phase gazeuse à température ambiante sous une pression atmosphérique de 87689 Pa. L'humidité relative du milieu (HR) est comprise suivant l'essai entre 22 et 81 % et la vitesse de l'écoulement autour de la goutte entre 0 et 3 m/s. Le tableau II.4 reprend les caractéristiques des essais.

Phase liquide			Phase gazeuse	
Humidité relative	Température	Vitesse	Température (°C)	Diamètre initial
22 %	31,0 °C	1 m/s	16,4 °C	entre 0,3 et 0,9 mm
	31,2 °C	2,5 m/s	16,5 °C	entre 0,3 et 0,7 mm
31 %	22,0 °C	0 m/s	12,0 °C	entre 0,4 et 1,5 mm
81 %	22,4 °C	3 m/s	19,9 °C	entre 0,7 et 1,6 mm

Tab. II.4 — Caractéristiques des essais conduits par Kincaid et Longley [75, 76]

En entrée des simulations, le milieu diphasique est caractérisé par l'humidité et la température de la phase gazeuse, la taille et la température de la goutte et la vitesse de l'écoulement autour de la goutte. Ces caractéristiques sont définies en reprenant les valeurs qui figurent dans le tableau II.4.

La validation des modèles est effectuée sur la base du taux d'évaporation. Ce taux est défini ici de la même manière que dans les références [75, 76]. Il correspond à la variation de la masse pendant la période de l'essai Δt , rapportée à la masse initiale, tel que :

$$\text{taux d'évaporation} = \frac{m_p(t_0) - m_p(t_0 + \Delta t)}{m_p(t_0) \cdot \Delta t} \quad (\text{II.36})$$

Les figures II.8-a à d représentent les mesures et les valeurs prédites par les modèles. Chaque figure correspond à une valeur de HR de la phase gazeuse et les figures a et b sont associées chacune à une vitesse d'écoulement autour de la goutte pour une HR de 22 %. Il apparaît que, quelle que soit la HR, l'évaporation est de manière générale plus importante lorsqu'elle est prédite par le modèle du code FDS que par l'un des deux autres modèles. Cette tendance a d'ailleurs été observée précédemment dans la configuration de Ranz et Marshall.

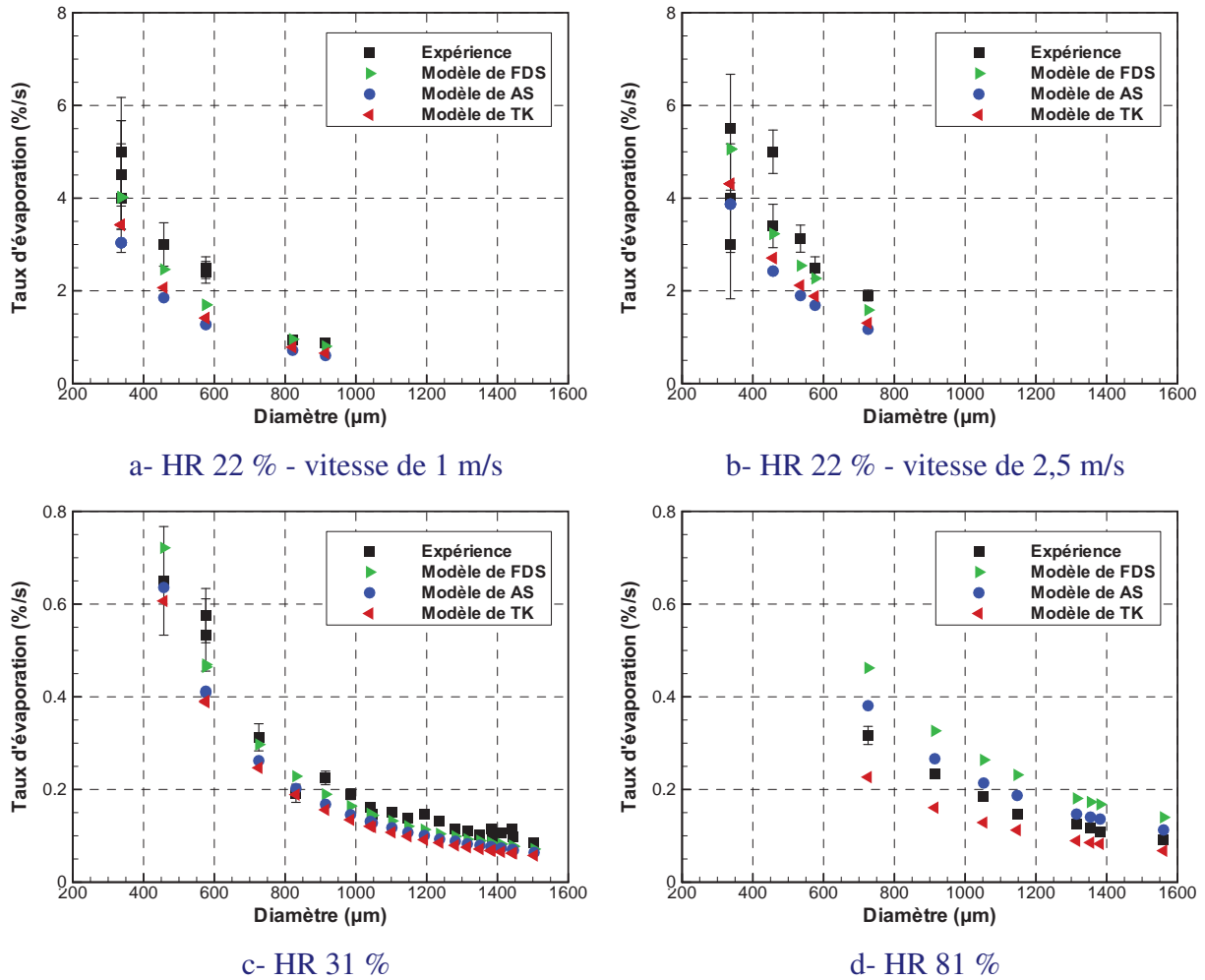


Fig. II.8 — Évolution du taux d'évaporation d'une goutte suivant son diamètre initial dans l'expérience de Kincaid & Longley [75, 76]

En comparaison des mesures effectuées par Kincaid et Longley, les trois modèles sous-estiment l'évaporation de la goutte pour une HR inférieure ou égale à 31 % et ce, quelle que soit la taille de la goutte et la vitesse d'écoulement. Lorsque la HR est très élevée, de l'ordre de 80 %, les valeurs numériques « entourent » les mesures sur toute la gamme de diamètres testée. De manière plus précise, le modèle du code FDS et celui de AS surestiment l'évaporation alors que le modèle de TK la sous-estime.

L'écart relatif entre les taux mesurés et prédits, moyenné sur les 47 configurations, est égal à 17,6 % pour le modèle de FDS, à 19,6 % pour celui de AS et à 21,4 % pour celui de TK. Ces valeurs indiquent que le modèle actuel du code FDS donne la meilleure estimation de l'évaporation de la goutte sur la campagne d'essais. Néanmoins, il semble très difficile de privilégier ou même d'écarter un modèle sur la seule base de cette confrontation et ce, d'autant plus que la capacité de prédiction de chaque modèle paraît être liée à :

- la taille de la goutte : la prédiction des trois modèles est généralement meilleure pour les plus grosses gouttes ;

- l'humidité du milieu. Les figures II.8-a à c indiquent que les trois modèles tendent à sous-estimer le taux d'évaporation alors que sur la figure II.8-d relative à une HR de 81 %, les modèles de FDS et de AS surestiment ce paramètre et le modèle de TK le sous-estime. On peut également mettre en parallèle la configuration de Ranz et Marshall conduite avec une HR nulle. Dans cet essai, les modèles ont tendance à surestimer l'évaporation de la goutte.

Les figures II.8-a et b semblent par contre indiquer que la capacité de prédiction du taux d'évaporation de chaque modèle ne dépend pas de la vitesse de l'écoulement, tout du moins dans cette gamme.

Les cas d'évaluation présentés dans cette section ont permis d'étudier la capacité du code FDS à simuler le phénomène d'évaporation. Cette évaluation a consisté à :

- *vérifier l'état stationnaire prédit par le code. La vérification a montré que la prédiction par le code FDS de l'état stationnaire concorde avec l'équilibre thermodynamique du milieu diphasique ;*
- *valider le taux d'évaporation d'une goutte sous diverses conditions : en regroupant les 48 essais des deux références [75, 116], l'écart des taux d'évaporation mesurés et prédits avec le modèle du code FDS est en moyenne égal à 18,0 %.*

Par ailleurs, la validation a mis en évidence la difficulté d'évaluer un modèle d'évaporation et de transfert de chaleur à l'échelle d'une goutte d'eau, par le biais de comparaison avec des valeurs expérimentales. Il est en effet difficile de trouver des mesures exploitables dans la littérature scientifique et il s'avère en outre que celles exploitées conduisent à des tendances parfois différentes. Par exemple, dans l'expérience de Ranz et Marshall, le modèle du code FDS tend à surestimer l'évaporation de la goutte. En comparaison à deux autres modèles, il fournit les résultats les plus éloignés des mesures. A contrario, dans la campagne de Kincaid et Longley, le modèle du code FDS fournit de manière générale la meilleure estimation de l'évaporation de la goutte même s'il tend à la sous-estimer.

Ces derniers cas de validation ont également permis de tester une modification du code qui est envisagée. Elle concerne le choix des modèles d'évaporation et de transfert de chaleur des gouttes. Le modèle actuel pourrait ainsi être remplacé par le modèle de Taylor et Krishna [91, 127] ou celui d'Abramzon et Sirignano [8]. Leur évaluation sur la base des essais de Ranz et Marshall et de Kincaid et Longley n'a pas montré de nette amélioration des capacités prédictives. C'est d'ailleurs pour cette raison que cette modification est encore au stade de l'étude.

II.3 Évaluation du modèle de transfert de chaleur rayonnée

L'évaluation du modèle numérique sur l'atténuation d'un rayonnement thermique au travers d'un rideau d'eau est à la fois une vérification et une validation. En effet, les résultats numériques sont comparés à des valeurs expérimentales et également à des résultats numériques obtenus avec le code de calcul BERGAMOTE, l'ensemble de ces résultats étant issu des travaux de Lechêne [80]. Le code BERGAMOTE développé au LEMTA présente l'intérêt pour la présente évaluation de posséder un modèle radiatif grandement différent de celui du code FDS : l'ETR est résolue par la méthode de Monte-Carlo avec une discrétisation spectrale fine (entre 43 et 367 bandes), les coefficients d'absorption de la phase gazeuse sont calculés avec une méthode C-k [31].

Dans ce cas d'évaluation du code, la configuration est un dispositif expérimental du laboratoire LEMTA. Il s'agit d'une source radiative faisant face à un récepteur entre lesquels un brouillard d'eau est pulvérisé par sept buses disposées sur une rampe. La pulvérisation est ascendante ou descendante. Dans le premier cas, la rampe est située à 30 cm du sol et à 1,5 m dans le second. L'écart entre chaque buse est égal à 10 cm dans les deux configurations. Chaque buse du système est un modèle TP400067 de la société Spraying System and Co.

La source et le récepteur sont translatés verticalement entre 20 et 100 cm du point d'injection. La configuration correspondant à la distance de 40 cm est représentée schématiquement sur la figure II.9, lorsque le spray est pulvérisé dans la direction ascendante ou descendante. La source radiative est un corps noir étendu rectangulaire de largeur 30 cm, de hauteur 35 cm à la température de 500 °C. Le rayonnement est analysé par un spectromètre à transformée de Fourier de type Matrix de Bruker. L'angle solide de réception est égal à 9.10^{-4} sr et la zone de réception est un disque de rayon 2,2 cm.

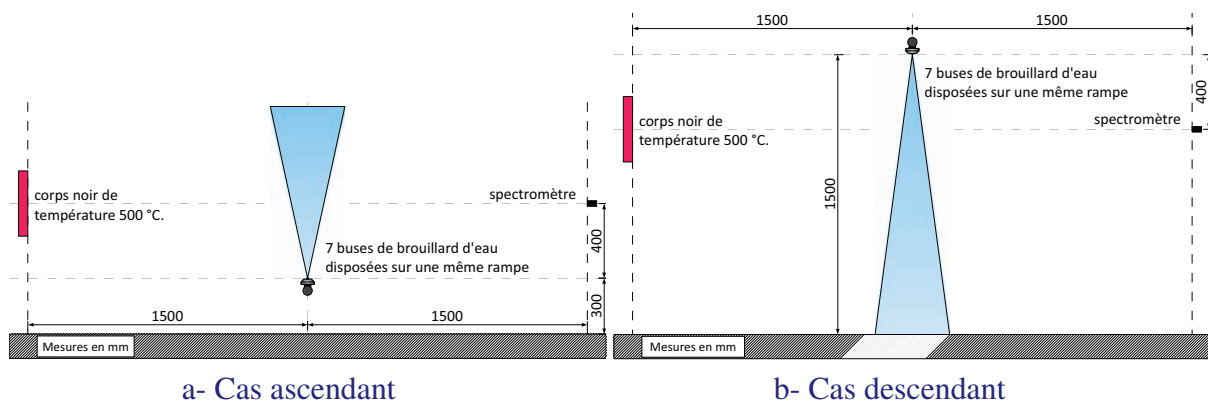


Fig. II.9 — Représentation schématique des configurations ascendante et descendante correspondant à une distance de 40 cm entre le point d'injection et l'axe horizontal reliant la source de rayonnement au récepteur

La vérification et la validation du code FDS se basent sur l'évaluation de l'atténuation en régime stationnaire, prédite dans chaque configuration caractérisée par une orientation de l'injection et une distance entre la rampe d'aspersion et l'axe horizontal reliant la source de rayonnement au récepteur. En d'autres termes, l'atténuation prédite à l'état stationnaire par le code est évaluée selon deux orientations d'injection et cinq distances.

Dans la présente étude, l'atténuation A_t est définie comme le complémentaire de la transmittance totale T_r . La transmittance totale étant le rapport entre le flux total reçu en présence du spray et du flux total reçu sans le spray, il vient :

$$A_t = 1 - T_r = 1 - \frac{\text{Flux reçu en présence du spray}}{\text{Flux reçu sans le spray}} \quad (\text{II.37})$$

II.3.1 Modification du modèle

Cette évaluation du modèle radiatif a conduit à une modification du code FDS. L'objectif de cette modification est, d'une part, de réduire la durée de la phase d'initialisation pendant laquelle les efficacités sont tabulées. D'autre part, elle vise à améliorer la modélisation de l'aspersion sur des aspects radiatifs. La modification, fortement inspirée des deux références [33, 88], concerne la méthode de calcul des coefficients d'absorption et de diffusion des gouttes d'eau : la phase liquide est modélisée localement par une phase monodisperse de diamètre égal au diamètre de Sauter du spray polydisperse. Cette modélisation conduit à une forme simplifiée de l'équation II.23, en fonction de la surface transversale totale des gouttes A :

$$\kappa_{\lambda,p}(s) = \frac{A(s) Q_a(r_{32}, \lambda)}{\delta x \delta y \delta z} \quad \text{et} \quad \sigma_{\lambda,p}(s) = \frac{A(s) Q_s(r_{32}, \lambda)}{\delta x \delta y \delta z} \quad (\text{II.38})$$

où la surface A est calculée en sommant simplement la section transversale de chaque goutte présente dans la maille.

II.3.2 Milieu transparent

Avant même d'évaluer le code FDS sur sa capacité à prédire l'atténuation d'un flux de chaleur rayonnée au travers d'un rideau d'eau, nous nous sommes tout d'abord assurés de la pertinence du calcul des transferts radiatifs dans un milieu transparent. Pour cela, un panneau émettant un rayonnement thermique est placé en face d'un panneau récepteur, à 3 m de distance. La source radiative a les mêmes caractéristiques géométriques et d'émission que dans le dispositif expérimental du LEMTA. Le panneau récepteur est quant à lui une surface carrée de 4 cm de côté, il recouvre ainsi la zone de réception expérimentale. Pour cette configuration, il existe une solution analytique exprimée avec le facteur de forme suivant, extrait de [101] ou [124] :

$$dF = \frac{1}{2\pi} \cdot \left(\frac{y}{\sqrt{y^2+9}} \cdot \tan^{-1} \left(\frac{z}{\sqrt{y^2+9}} \right) + \frac{z}{\sqrt{z^2+9}} \cdot \tan^{-1} \left(\frac{y}{\sqrt{z^2+9}} \right) \right)$$

où y et z désignent les distances entre les bords de la source et le récepteur.

La figure suivante représente la puissance rayonnée reçue par le panneau récepteur, calculée analytiquement avec le facteur de forme et obtenue numériquement avec le code FDS (version 5.5). Du fait du faible écart entre ces résultats (inférieur à 0,03 kW/m² ou 7 %), il apparaît que l'outil numérique FDS représente convenablement, tant sur le profil que sur les valeurs, les transferts de chaleur par rayonnement dans un milieu transparent.

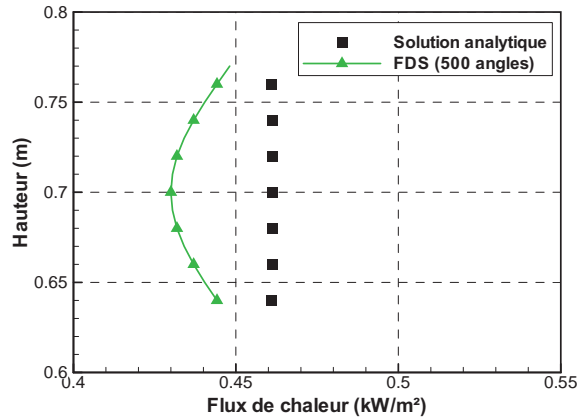


Fig. II.10 — Flux de chaleur incident au plan récepteur (solution analytique et résultats numériques (FDS, version 5.5))

II.3.3 Milieu semi-transparent

Spray descendant

Modélisation de l'aspersion

Le modèle de buse TP400067 a été étudié au préalable au laboratoire LEMTA [80]. Les résultats des mesures sont reportés dans le tableau II.5. Le spray produit par la buse est un jet elliptique. L'empreinte du spray est caractérisée par les deux demi-angles initiaux de pulvérisation $9,25^\circ$ et 24° . Les gouttes au point d'injection sont pulvérisées à température ambiante. Sous la pression d'alimentation imposée lors de la mesure (4 bars), le débit d'aspersion avoisine 0,32 l/min. La vitesse d'injection des gouttes, déduite du diamètre de l'orifice et du débit d'aspersion, est proche de 24 m/s.

Diamètre de l'orifice	0,53 mm
Forme de l'empreinte	elliptique
Demi-angle de pulvérisation	$9,25^\circ$ et 24°
Pression d'alimentation	4 bars
Débit d'aspersion	0,32 l/min
Diamètre de Sauter au centre du spray à 20 cm du point d'injection	$100,8 \mu\text{m}$

Tab. II.5 — Caractéristiques de l'aspersion mesurées

Afin de connaître les paramètres définissant la granulométrie au point d'injection, une aspersion produite par une seule buse a d'abord été simulée dans une enceinte fermée, isotherme et dénuée de toute source de perturbation aéraulique pour le spray. L'enceinte, cubique, mesure 27 m^3 et la buse est placée au centre. La taille de la pièce et la disposition de la buse dans celle-ci permettent d'éviter notamment des recirculations d'air trop importantes dues aux parois. Le débit d'aspersion, la forme du spray et la vitesse d'injection sont définis en reprenant les valeurs figurant dans le tableau II.5. La granulométrie est quant à elle définie de manière à approcher à la fois la valeur expérimentale à 20 cm du point d'injection et les valeurs numériques obtenues avec le code BERGAMOTE sur l'axe vertical au centre du spray et selon le grand axe de l'empreinte du spray à 20 et 40 cm de la buse. La figure II.11 représente les résultats issus des simulations FDS pour une granulométrie au

point d'injection définie par une loi de type log-normal avec un diamètre moyen $d_m=150 \mu\text{m}$ et un paramètre de dispersion $\delta=0,4$. Cette définition du spray correspond à l'écart le plus faible trouvé lors de cette étude entre les résultats numériques du code FDS, la valeur expérimentale et les résultats numériques du code BERGAMOTE. La figure II.11 illustre cette bonne adéquation. L'écart entre les prévisions par les deux codes est néanmoins plus important lorsque la distance au point d'injection excède 70 cm (cf. figure II.11).

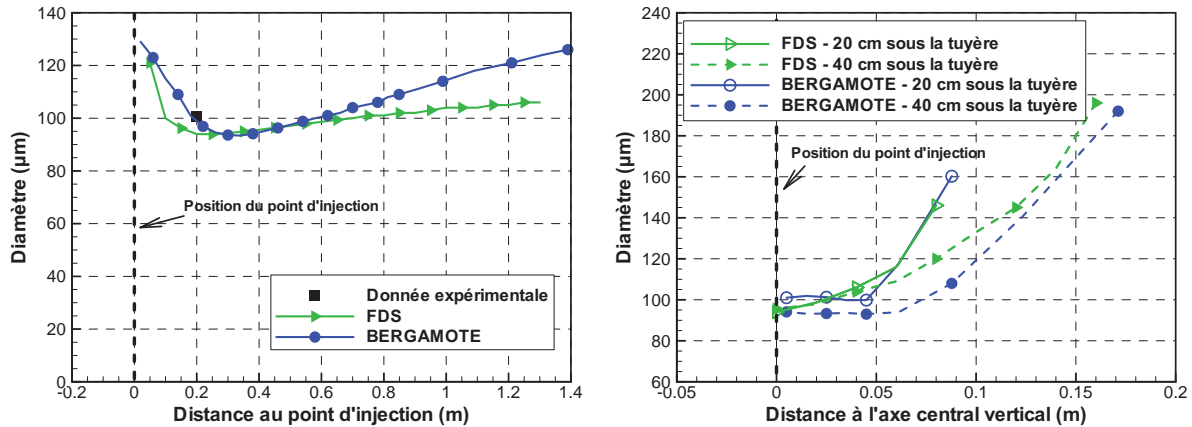


Fig. II.11 — Évolution du diamètre de Sauter sur l'axe central vertical (à gauche) et sur deux directions transversales dans le spray (à droite)

Paramètres de la simulation

Le domaine de calcul utilisé pour évaluer le code dans la configuration descendante mesure 3 m de long, 2 m de large et 3 m de haut. Cette hauteur est choisie afin de limiter l'influence de cette condition limite sur l'aspersion. Le maillage est défini de manière à conserver les dimensions de la source et du récepteur dans la simulation. Le domaine étant un parallélépipède divisé en mailles rectangulaires, le récepteur⁹ est approché par un carré de côté 4 cm. Concernant la discrétisation angulaire, la sphère unité est divisée en 512 angles solides. La discrétisation par défaut en 104 angles solides n'est pas suffisante pour simuler cette configuration dans la mesure où les calculs produisent une transmittance supérieure à 1.

Vérification et validation du code

Les atténuations correspondant aux cinq positions de la source et du récepteur sont représentées sur la figure II.12. Ces valeurs sont expérimentales et obtenues numériquement avec les codes BERGAMOTE et FDS (version 5.5 - avec l'ancienne et la nouvelle modélisation décrite dans la sous-section II.3.1).

Quelle que soit la source, l'atténuation décrit la même évolution spatiale. À savoir, elle augmente de façon quasiment linéaire avec la distance au point d'injection. Cette évolution peut être expliquée par un ralentissement des gouttes sous l'effet de la traînée, ce qui induit un allongement de leur temps de séjour [80]. Du fait de la bonne adéquation de cette évolution entre les quatre sources d'information, des doutes peuvent être émis concernant la valeur expérimentale correspondant à une distance

9. Rappel : le récepteur dans l'expérience est un disque de 4,4 cm de diamètre, ce qui correspond à une surface voisine de 15 cm^2

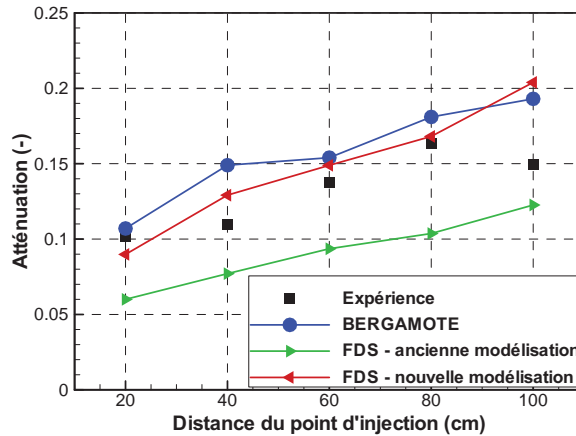


Fig. II.12 — Évolution de l'atténuation entre 20 et 100 cm du point d'injection, mesurée, prédite par le code BERGAMOTE et prédite par le code FDS (avec l'ancienne et la nouvelle modélisation)

de 100 cm du point d'injection. En effet, alors que l'atténuation expérimentale décrit la même évolution que les atténuations numériques entre 20 et 80 cm de l'injection, cette valeur ne suit pas la même tendance. Elle est au contraire inférieure à la valeur mesurée à 80 cm.

L'ordre de grandeur de l'atténuation est similaire dans l'expérience et dans les simulations réalisées avec le code BERGAMOTE et le code FDS employant la nouvelle modélisation. Le code de calcul FDS employant l'ancienne modélisation sous-estime quand à lui l'atténuation de la chaleur rayonnée au travers du rideau d'eau et ce, sur toute la hauteur. L'écart avec les valeurs expérimentales, entre 20 et 80 cm de l'injection, est proche de 31 % avec l'ancienne modélisation et de 11 % avec la nouvelle modélisation. L'écart avec les valeurs numériques obtenues avec le code BERGAMOTE sur cette même hauteur est proche de 42 % avec l'ancienne modélisation et de 7 % avec la nouvelle modélisation. En d'autres termes, au regard de ces valeurs, la capacité du code de calcul FDS (avec l'ancienne et la nouvelle modélisation) à représenter le transfert de chaleur rayonnée dans cette configuration permet d'estimer l'ordre de grandeur de l'atténuation du flux de chaleur au travers du rideau d'eau. En outre, la nouvelle modélisation du brouillard d'eau décrite dans la sous-section II.3.1 améliore nettement cette prédiction.

Spray ascendant

Paramètres de la simulation

Le domaine de calcul utilisé pour évaluer le code sur la configuration ascendante, mesure 3 m de long, 2 m de large et 4 m de haut. Comparativement au cas descendant, sa hauteur est augmentée pour éviter que le spray n'interagisse avec la condition limite supérieure. Les mêmes discrétisations spatiale et angulaire que dans le cas descendant sont employées. Concernant la modélisation de l'aspersion, le spray est défini avec les mêmes paramètres que dans le cas descendant. À savoir, le débit d'aspersion, la forme du spray et la vitesse d'injection sont définis en reprenant les valeurs figurant dans le tableau II.5. La granulométrie est modélisée au point d'injection par un loi de type log-normal avec un diamètre moyen $d_m=150 \mu\text{m}$ et un paramètre de dispersion $\delta=0,4$. Seule l'orientation des buses est différente.

Validation du code

L'atténuation correspondant aux cinq positions de la source et du récepteur est représentée sur la figure II.13. Ces valeurs sont expérimentales et obtenues numériquement avec les codes BERGAMOTE et FDS (version 5.5 - avec l'ancienne et la nouvelle modélisation décrite dans la sous-section II.3.1).

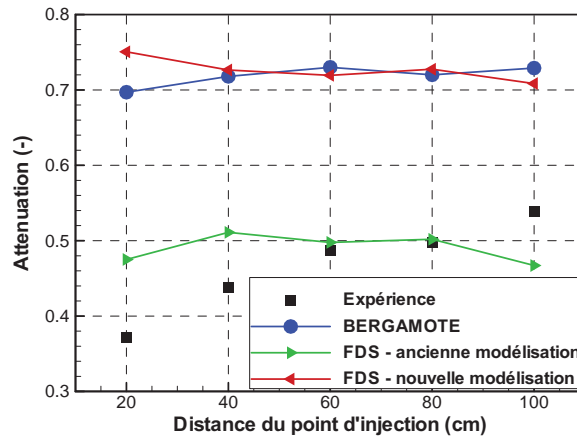


Fig. II.13 — Évolution de l'atténuation entre 20 et 100 cm du point d'injection, mesurée, prédite par le code BERGAMOTE et prédite par le code FDS (avec l'ancienne et la nouvelle modélisation)

Comparativement au cas descendant, les valeurs d'atténuation mesurées et prédites sont beaucoup plus élevées dans ce cas ascendant. Cette différence est induite notamment par une contribution en deux temps des gouttes d'eau, lors de leur ascension puis de leur chute. De plus, leur durée de séjour n'est pas double mais près de dix fois supérieure [80]. En effet, lors de leur ascension, les gouttes sont ralenties sous l'effet de la gravité et de la force de traînée, puis, leur mouvement de chute va à l'encontre de l'écoulement ascendant, avec une vitesse initiale qui plus est nulle.

L'atténuation mesurée décrit comme précédemment une évolution linéaire. À savoir, elle augmente à mesure que le point est éloigné de l'injection. Les atténuations prédites par les codes de calcul évoluent quand à elles peu suivant la hauteur. L'écart entre les valeurs expérimentales et les valeurs numériques est consécutivement important et ce d'autant plus que les ordres de grandeur sont très différents. Alors que l'atténuation expérimentale est comprise entre 35 et 55 %, les valeurs numériques sont de l'ordre de 70 % pour les deux codes de calcul BERGAMOTE et FDS employant la nouvelle modélisation et de 50 % pour le code FDS employant l'ancienne modélisation. La bonne adéquation entre les deux codes de calcul BERGAMOTE et FDS (employant la nouvelle modélisation) étaye la thèse de Lechêne selon laquelle le fractionnement en gouttes est différent suivant l'orientation de l'injection et ce d'autant plus que le modèle hydrodynamique des deux codes de calcul est différent [80, 81]. En d'autres termes, la distribution granulométrique injectée déterminée sur un cas descendant n'est plus réaliste dans ce cas ascendant ; il est probable que la taille des gouttes soit plus élevée dans la réalité, induisant de la sorte une atténuation inférieure dans l'expérience.

L'ordre de grandeur de l'atténuation au travers du rideau d'eau est similaire dans les simulations réalisées avec le code BERGAMOTE et le code FDS employant la nouvelle modélisation. Le code

de calcul FDS employant l'ancienne modélisation sous-estime quand à lui l'atténuation comparativement aux autres valeurs numériques et ce, sur toute la hauteur. L'écart avec les valeurs numériques obtenues avec le code BERGAMOTE, entre 20 et 100 cm de l'injection, est proche de 31 % avec l'ancienne modélisation et de 2 % avec la nouvelle modélisation. Au regard de ces valeurs, la nouvelle modélisation du brouillard d'eau décrite dans la sous-section II.3.1 réduit l'écart entre les prédictions d'atténuation par les deux codes. La simulation des transferts de chaleur rayonnée dans cette configuration par les deux codes de calcul est semblable.

Les cas d'évaluation présentés dans cette section ont permis d'étudier la capacité du code FDS à simuler le transfert de chaleur dans un milieu transparent ainsi que l'interaction radiative entre une source de chaleur et un brouillard d'eau. Cette évaluation a consisté en une validation et/ou une vérification. Elle a montré la tendance de la version 5 du code de calcul à sous-estimer l'atténuation du flux de chaleur rayonnée au travers d'un rideau d'eau et ce, pour les deux stratégies de pulvérisation étudiées (pulvérisations verticales ascendante et descendante). Dans le cas descendant, l'écart relatif avec les données expérimentales est proche de 31 % mais les valeurs prédites sont du même ordre de grandeur : dans l'expérience, l'atténuation est comprise entre 10 et 17 %, dans la simulation avec la version 5 du code FDS, elle est comprise entre 6 et 12 %. Dans le cas ascendant, l'écart relatif avec le code BERGAMOTE est également de l'ordre de 30 % mais l'écart absolu est plus important : le code FDS prédit une atténuation de l'ordre de 50 % alors que les valeurs prédites par le code BERGAMOTE sont de l'ordre de 70 %.

Ces cas d'évaluation ont également permis de tester une modification du modèle radiatif qui concerne la méthode de calcul des propriétés radiatives d'un brouillard d'eau (cf. Sous-section II.3.1). Pour les deux stratégies de pulvérisation étudiées, la nouvelle modélisation du brouillard d'eau a induit une amélioration de la prédiction de l'atténuation comparativement aux valeurs expérimentales dans le cas descendant et aux valeurs numériques dans les cas ascendant et descendant. Cette modification a pour cela été intégrée à la version 6 du code [96].

II.4 Conclusion du chapitre

Ce chapitre visait à décrire l'outil numérique sur lequel s'appuie le présent travail de thèse en se concentrant sur les modèles d'aspersion et de transfert de chaleur rayonnée. Il visait également à mesurer certaines possibilités offertes par ce code.

Dans un premier temps, la description du code FDS a permis de positionner le modèle d'aspersion relativement aux modèles référencés dans le chapitre I. Il en ressort que les modèles employés sont relativement simples et/ou ingénieux afin de rester peu coûteux en temps de calcul. En effet, les concepteurs de ce code cherchent avant tout à mettre à disposition un code à la fois robuste et rapide qui peut être utilisé avec la puissance informatique d'un ordinateur de bureau.

Dans un second temps, l'effort de validation de cet outil numérique a été porté sur plusieurs phénomènes d'interaction mis en jeu lors d'une aspersion par brouillard d'eau dans une situation de feu.

Afin de se concentrer sur un phénomène particulier, l'échelle du laboratoire a été privilégiée. Dans l'ensemble, l'évaluation a montré une bonne aptitude du code à simuler les phénomènes étudiés. Le modèle d'évaporation extrait du code FDS a prédit le taux d'évaporation d'une goutte isolée dans 48 configurations différentes avec un écart de 18,0 % en moyenne relativement aux mesures expérimentales. Concernant l'atténuation de chaleur rayonnée, l'évaluation a montré une tendance du code à sous-estimer l'atténuation des flux de chaleur rayonnée avec un écart¹⁰ proche de 30 % pour des configurations descendante et ascendante.

L'évaluation a également souligné quelques faiblesses du code FDS. Pour cela, des modifications ont été envisagées. Une modification qui est à présent intégrée à la version 6 du code, concerne le modèle radiatif et plus particulièrement la méthode de calcul des propriétés radiatives d'un ensemble de gouttes. Dans le cas des essais du LEMTA, cette modification a conduit à une amélioration de la prédiction de l'atténuation du rayonnement. Les autres modifications concernent la modélisation du phénomène d'évaporation et de transfert de chaleur des gouttes. Elles portent à la fois sur l'architecture du code et sur le choix du modèle lui-même. Concernant l'architecture, les propositions seront certainement intégrées à la prochaine version du code pour améliorer la modélisation d'un nuage de gouttes et notamment en cas de saturation du milieu. Concernant le choix du modèle, l'évaluation de deux modèles envisagés, en l'occurrence plus sophistiqués que le modèle actuel, n'a pas montré de nette amélioration des capacités prédictives du code. Pour cela, cette modification est encore au stade de l'étude.

À l'issue de ce chapitre, au regard de l'évaluation de la version 5 du code FDS, il peut raisonnablement être envisagé d'employer cette version dans l'étude numérique d'une aspersion par brouillard d'eau lors d'une situation de feu, dans la mesure où le code serait capable de reproduire à la fois l'aspersion (empreinte, débit, granulométrie notamment) et les conditions d'aspersion (écoulement et conditions thermiques à l'intérieur d'un tunnel ou d'un local).

10. Dans la configuration descendante, l'écart est relatif à des mesures. Dans la configuration ascendante, l'écart est relatif à des valeurs numériques obtenues avec un autre code de calcul, BERGAMOTE

Application en tunnel

III

Ce chapitre porte sur les feux en tunnel soumis ou non à une aspersion par brouillard d'eau. Il vise à améliorer notre compréhension des phénomènes mis en jeu, à les quantifier et à mettre en évidence des paramètres influençant les conditions ambiantes. Pour cela, l'étude s'appuie sur une campagne d'essais menée entre 2005 et 2008 par le CSTB, en partenariat avec le CNRS (Institut P'), la DSC et le CETU [19, 98]. Cette campagne, conduite dans un tunnel à échelle intermédiaire, met en jeu plusieurs types de foyers, différents régimes de ventilation et l'activation ou non d'un système d'aspersion par brouillard d'eau. Ces essais sont étudiés de manière approfondie dans les références [19, 98]. Dans le cadre de cette thèse, seuls certains essais sont exploités.

La démarche consiste à évaluer en premier lieu, les incertitudes de mesure afin d'estimer¹ le taux de confiance qui peut être accordé aux données expérimentales (cf. Section III.2). Ensuite, le code de calcul est validé sans aspersion (cf. Section III.3) et avec aspersion (cf. Section III.4) au sens où, le degré de précision avec lequel le code simule une situation de feu en tunnel (conditions thermiques et écoulement de la fumée) est estimé comparativement aux données expérimentales. Les résultats numériques permettent de surcroît de mettre en évidence quelques particularités de la configuration tunnel et de mesurer l'effet du brouillard d'eau sur les conditions ambiantes. Enfin, le code numérique est exploité pour notamment mettre en évidence les phénomènes mis en jeu lors de l'opération d'un système brouillard d'eau et leur importance.

Remarque : Les expériences menées dans le tunnel à échelle intermédiaire permettent d'évaluer le code de calcul et de mieux comprendre la situation de feu en tunnel, avec et sans aspersion par brouillard d'eau. Il est ainsi supposé que ces essais, même menés à une échelle réduite, sont représentatifs d'une configuration tunnel de part notamment, la géométrie de la maquette et les puissances de feu testées (environ 1,5 MW en régime établi). Néanmoins, nous avons choisi de pas traduire les données expérimentales à une échelle réelle du fait que les relations actuelles de « scalabilité » ne traitent ni les pertes aux parois, ni le rayonnement thermique. Pour cette raison, le principe et les lois de similitude ne sont pas abordés dans le présent document. Le lecteur pourra consulter les références [58, 98, 141] sur ce sujet.

1. Une description brève de cette estimation figure dans ce chapitre, une description plus détaillée est disponible dans l'annexe A

III.1 Présentation des essais

Les essais exploités sont au nombre de quatre, dont deux impliquent une aspersion par brouillard d'eau. Ces essais ont été sélectionnés car ils mettent en jeu un combustible liquide (heptane). Ce choix vise à limiter les incertitudes relatives à l'activité du foyer. En effet, ce type de foyer présente l'intérêt d'avoir une surface de combustible quasi-constante au cours du temps.

Les deux essais sans aspersion (essais 2 et 9) ont été conduits avec des vitesses de ventilation différentes. Les deux vitesses testées sont telles qu'elles permettent l'étude des conditions ambiantes dans le tunnel sous les deux régimes de ventilation longitudinale, sous et sur-critiques. Les deux essais avec aspersion (essais 27 et 28) ont été conduits avec une vitesse de ventilation longitudinale supérieure à la valeur critique de backlayering. La différence entre ces deux essais porte alors sur le système d'aspersion et plus particulièrement, sur le nombre de buses de brouillard d'eau activées.

III.1.1 Galerie d'essais

Les dimensions de la galerie d'essais sont telles que le facteur d'échelle par rapport à un tunnel réel est de l'ordre de 0,3. Cette réduction d'échelle constitue un compromis intéressant dans la mesure où elle permet d'alléger la mise en œuvre d'essais de ce type tout en approchant les conditions pouvant être rencontrées en tunnel.

La galerie est constituée d'un tube en béton mesurant 43 m de long auquel est adjoint à l'extrémité aval, un convergent surmonté d'un ventilateur de tirage. La section de la galerie est représentée sur la figure III.1. Il s'agit d'une section circulaire de 2,5 m de diamètre intérieur et tronquée dans sa partie inférieure par une dalle en béton. Ainsi, la section libre de passage de l'air est un disque tronqué dont les caractéristiques géométriques sont données sur cette même figure.

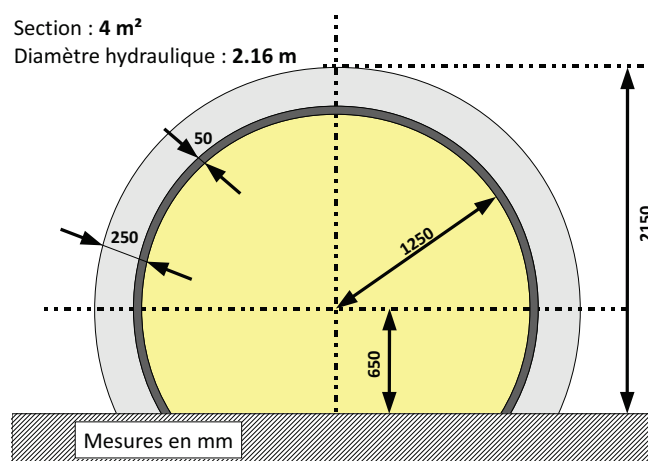


Fig. III.1 — Section de la galerie d'essais

Les parois intérieures de la galerie sont recouvertes par 5 cm de mortier projeté résistant aux hautes températures et dont la rugosité est relativement importante. Les caractéristiques thermiques de ce matériau ont été mesurées dans une étude préalable, à plusieurs températures comprises entre

27 et 608 °C. Les mesures obtenues figurent dans le tableau III.1. À titre indicatif, ce tableau donne également les caractéristiques thermiques du béton de la dalle et de l'enveloppe circulaire utilisées dans l'étude numérique.

Température	Masse volumique	Conductivité thermique	Chaleur spécifique
Mortier			
27 °C	969 kg/m ³	0,357 W/m · K	1100 J/(kg · K)
207 °C	931 kg/m ³	0,272 W/m · K	1192 J/(kg · K)
409 °C	921 kg/m ³	0,264 W/m · K	1308 J/(kg · K)
608 °C	919 kg/m ³	0,245 W/m · K	1319 J/(kg · K)
Béton			
-	2100 kg/m ³	1,2 W/m · K	1400 J/(kg · K)

Tab. III.1 — Propriétés thermiques des parois du tunnel

III.1.2 Foyer

Le combustible liquide (heptane) est placé dans un bac rectangulaire de 1 m de long, 50 cm de large et 10 cm de haut. La surface de la nappe A est ainsi égale à 0,5 m². Cette dimension peut être considérée comme assez grande pour que le taux de production d'éléments volatiles combustibles s'élevant à la surface de la nappe soit piloté par des effets radiatifs [12]. Dans ce cas, la puissance libérée par un tel feu à l'air libre peut être estimée par la relation de Zabetakis et Burgess [12] :

$$\dot{Q} = \Delta H_c \cdot \dot{m}''_{\infty} A \left(1 - \exp^{-k \cdot D} \right) \quad (\text{III.1})$$

où D désigne le diamètre de la nappe considérée, ΔH_c la chaleur de combustion de l'heptane et \dot{m}''_{∞} le débit massique surfacique « limite » du combustible. Le paramètre k dépend de la nature du combustible mis en jeu. Babrauskas propose les valeurs suivantes pour l'heptane [12] :

$$\Delta H_c = 44,8 \text{ MJ/kg}, \quad \dot{m}''_{\infty} = 0,101 \text{ kg/m}^2/\text{s}, \quad k = 1,1 \text{ /m} \quad (\text{III.2})$$

En reprenant les dimensions du bac d'heptane installé dans le tunnel, la puissance libérée par un tel foyer à l'air libre est égale à 1,32 MW. Il faut toutefois noter que l'effet de confinement du tunnel n'est pas pris en compte dans cette relation alors qu'il influence la puissance libérée par un feu (cf. Sous-section I.1.1).

Au cours des essais, la puissance réelle du feu est déduite de la pesée du foyer en supposant que la perte de masse du combustible \dot{m} correspond à la masse d'éléments volatiles générés et venant alimenter les flammes tel que :

$$\dot{Q} = \Delta H_c \cdot \dot{m} \quad (\text{III.3})$$

Lors des essais avec aspersion, la mesure de la composition de l'air permet également d'approcher la puissance réelle du feu à partir de la consommation de dioxygène. Cette approche est de plus, en théorie, plus précise dans la mesure où la chaleur de combustion du dioxygène ne dépend pas du combustible mis en jeu, ni de la qualité de la réaction. Cette approche consiste à effectuer un bilan du débit de dioxygène en entrée du système et en sortie, le débit en entrée étant évalué à

partir de la production de fumée. Une description claire et détaillée de cette approche est disponible dans la référence [44]. Cette approche n'est pas employée dans les essais sans aspersion du fait d'un dysfonctionnement dans la chaîne de mesure.

III.1.3 Ventilation du tunnel

Le ventilateur situé à l'aval du tunnel permet de générer un courant d'air longitudinal en extrayant un volume d'air constant. L'un des objectifs de la campagne d'essais était de reproduire les deux régimes de ventilation à savoir, les régimes sous- et sur-critiques. Il existe plusieurs modèles théoriques ou empiriques pour approcher la vitesse critique de backlayering, les données d'entrée étant la géométrie du tunnel (pente, hauteur, diamètre hydraulique) et la puissance du feu. En considérant une puissance de feu de l'ordre de 1,4 MW, les valeurs de vitesse critique estimées avec plusieurs modèles disponibles sont reportées dans le tableau suivant. Elles sont comprises entre 1,1 et 1,8 m/s.

Modèle	Danziger et Kennedy [38]	Oka et Atkinson (*) [108]	Wu et Bakar [138]	Kunsch [78]	Mégret [99]
Nature	théorique	empirique	empirique	théorique	semi-empirique
Vitesse	1,4 m/s	1,5 m/s	1,8 m/s	1,8 m/s	1,1 m/s

(*) Un coefficient de 0,35 est considéré dans le modèle de Oka et Atkinson afin de satisfaire aux conditions de la campagne d'essais du CSTB (position et forme rectangulaire du foyer)

Tab. III.2 — Évaluation de la vitesse critique pour une puissance de feu égale à 1,4 MW

Sans aspersion, les deux essais exploités dans le présent travail ont été conduits avec des vitesses de ventilation longitudinale voisines de 1,3 m/s (Essai 9) et de 2,2 m/s (Essai 2), devant illustrer de la sorte les deux régimes. Les essais 27 et 28 impliquant une aspersion par brouillard d'eau ont quant à eux été conduits avec des vitesses voisines de 3,0 m/s, ce qui induit un régime sur-critique.

III.1.4 Système d'aspersion par brouillard d'eau

Le système d'aspersion par brouillard d'eau est constitué d'une pompe de mise en pression alimentée en eau du réseau, reliée à une rampe équipée de buses et située sur l'axe médian du tunnel sous la voûte. Le nombre de buses activées diffère suivant les essais. Dans le cas des essais exploités dans la présente étude, le dispositif comprend trois (test 28) ou six buses (test 27). Ces buses sont identiques et espacées de 1,5 m. Dans l'essai 27, elles sont disposées de part et d'autre du foyer (en amont : à 4 m, 2,5 m et 1 m et en aval : à 0,5 m, 2 m et 3,5 m) tandis que dans l'essai 28, elles se situent uniquement à l'amont du foyer (à 4 m, 2,5 m et 1 m).

La pression d'alimentation imposée par la pompe est proche de 90 bars. Le coefficient K fourni par le fabricant étant égal à $0,58 \text{ l/min/bar}^{1/2}$, chaque tête pulvérise un débit de l'ordre de 5,5 l/min. Le débit d'eau total pulvérisé par l'ensemble du système avoisine ainsi 16,5 l/min dans l'essai 28 et 33 l/min dans l'essai 27. Le système d'aspersion est de type déluge et toutes les buses sont activées simultanément. L'activation du système est opérée à 300 s afin que l'activité du foyer atteigne un régime établi.

Chaque buse comprend cinq orifices, un central situé dans l'axe de la buse et 4 latéraux disposés en couronne. Le jet pulvérisé par chaque orifice forme un cône plein dont le demi-angle² de pulvérisation est 20°. Les dimensions d'une buse sont indiquées sur la figure III.2. La caractérisation de l'une des buses d'aspersion utilisées lors de la campagne d'essais a été conduite par le Centre d'Étude des Tunnels (CETU) en collaboration avec le laboratoire LMFA de l'École Centrale de Lyon [113]. Cette caractérisation portait sur le spray central par Anémométrie laser en Phase Doppler (PDA), dont le principe est détaillé dans la référence [61]. La granulométrie a été mesurée à plusieurs distances le long de l'axe central vertical (cf. figure III.3). Ces mesures seront exploitées ultérieurement afin de calibrer le modèle d'aspersion du code FDS au point d'injection.

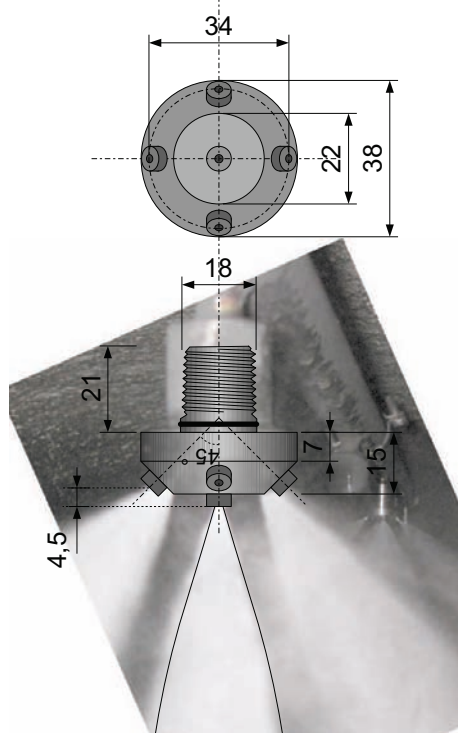


Fig. III.2 — Caractéristiques géométriques d'une buse

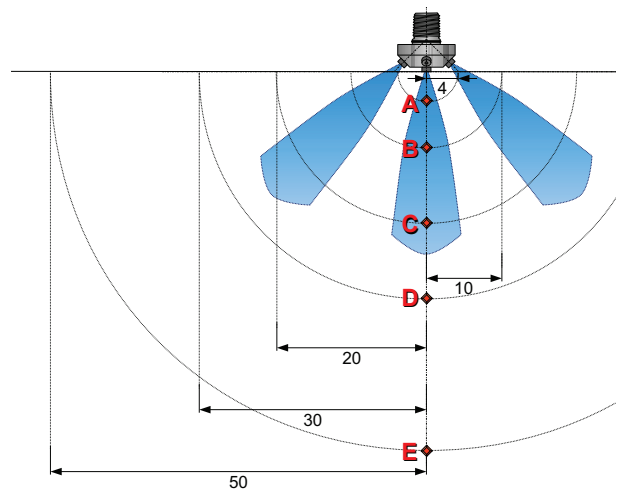


Fig. III.3 — Points de mesure de la granulométrie du spray produit par l'injecteur central

III.1.5 Instrumentation des essais

Plusieurs sections de mesure sont réparties dans le tunnel, en amont et en aval du foyer. Les mesures portent sur la température de l'air, la vitesse de l'écoulement, les flux de chaleur, la perte de masse du foyer et pour certains essais, la composition de l'air. La position de chaque section associée à la grandeur mesurée est indiquée sur la figure III.4.

Sur chaque section de mesure de température, les thermocouples sont placés de manière à obtenir un champ de température à cette distance du foyer. En amont du foyer, ils sont principalement implantés en partie haute pour caractériser la nappe de retour, éventuellement présente à cet endroit. En aval du foyer, les thermocouples sont disposés de manière plus uniforme sur la section.

2. Cette valeur a été estimée lors de la caractérisation par PDA, en effectuant des mesures sur un cercle de rayon 30 cm et de centre l'injecteur central [113]

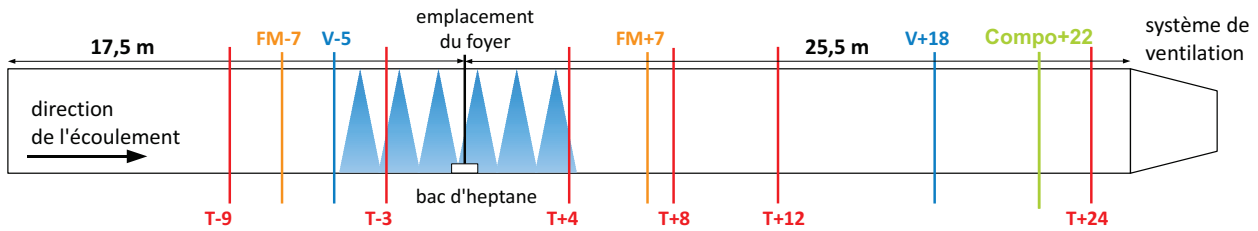


Fig. III.4 — Coupe longitudinale de la galerie d'essais montrant les sections de mesure (T : température, V : vitesse de l'air, FM : flux de chaleur et Compo : composition de l'air). Les nombres indiquent la distance en m par rapport au foyer. La position des buses d'aspersion est représentée par des triangles bleus

La vitesse longitudinale de l'écoulement est mesurée à l'aide de sondes tubulaires de Recknagel. Ayant la spécificité de fonctionner pour les deux sens d'un écoulement, ces sondes s'avèrent particulièrement adaptées aux présents essais pour déceler les éventuelles nappes de retour. Ces sondes sont situées de manière à obtenir un profil vertical de vitesse à 5 m en amont et à 18 m en aval du foyer.

Les flux de chaleur sont mesurés à 7 m de part et d'autre du foyer à l'aide de radiomètres orientés vers le foyer et positionnés à plusieurs hauteurs sur l'axe central vertical.

La mesure de la composition de l'air (concentration en dioxygène, en monoxyde de carbone et en dioxyde de carbone) est réalisée à 22 m en aval du foyer par prélèvement en 9 points de mesure. Les gaz sont mélangés et refroidis avant d'être analysés.

III.2 Incertitudes de mesure [71, 72]

La section suivante concerne les incertitudes sur les mesurages de trois variables (température de l'air, vitesse d'écoulement et flux de chaleur rayonnée) et sur l'estimation de la puissance du feu à partir de la perte de masse du foyer. Cette section ne comprend qu'un résumé de cette étude pour ne pas alourdir le texte, une version détaillée figure en annexe A.

Le résultat de chaque mesurage³ est affecté d'une erreur dite de mesure, résultant à la fois d'erreurs *aléatoires* et d'erreurs *systématiques* :

- l'erreur *aléatoire* varie de façon imprévisible dans des mesurages répétés. Elle traduit la fidélité de mesure c.-à-d. la capacité d'un appareil à redonner la même valeur de sortie lorsqu'une même valeur est introduite en entrée. Ce type d'erreur peut être évalué à partir de l'écart-type de mesurages répétés,
- l'erreur *systématique* demeure quant à elle constante ou varie de façon prévisible. Elle traduit la justesse de la mesure. Cette erreur est la différence entre la moyenne des valeurs mesurées et la *valeur vraie*, celle qui serait mesurée avec une chaîne de mesure infiniment précise, en l'absence de toute source de bruit ou de fluctuation du signal.

Dans le cadre de cette campagne d'essais, nous avons cherché à évaluer l'*incertitude* de mesure qui caractérise le taux de confiance qui peut être accordé à une valeur mesurée X . Par définition, l'incertitude absolue $\varepsilon(X)$ est la demi-longueur de l'intervalle de mesure $[X-\varepsilon(X); X+\varepsilon(X)]$ dans lequel la valeur vraie a de grandes chances de se situer. L'incertitude absolue $\varepsilon(X)$ est définie ici comme étant égale à deux écarts-types. Cet intervalle correspond à un taux de confiance égal à 95 %. En d'autres termes, il y a 95 % de chance que la valeur attendue soit dans l'intervalle $[X-\varepsilon(X); X+\varepsilon(X)]$. L'incertitude est évaluée en décrivant tout d'abord la chaîne de mesure. Puis, les incertitudes liées à chaque élément sont explicitées. À moins de disposer de l'étalonnage de l'élément évalué, l'incertitude est estimée à partir des caractéristiques figurant sur sa fiche de données techniques (type B). Le fabricant y spécifie la justesse des mesurages effectués par ses appareils. Enfin, les incertitudes jugées les plus pertinentes⁴ interviennent dans le calcul de l'incertitude totale ainsi que celles relatives à la répétabilité des mesurages (type A). Pour évaluer ces dernières, quatre essais de la campagne sont exploités, deux pour chaque régime de ventilation (essais 9 et 10 pour le régime sous-critique et essais 2 et 11 pour le régime sur-critique). Il peut être noté qu'aucun essai de répétabilité n'a été effectué avec un système d'aspersion activé. L'écart-type associé à la répétabilité est estimé à partir de l'étendue de la dispersion des valeurs mesurées (par exemple, pour la température, $(T_{max} - T_{min})$) et d'un coefficient extrait de la table de la loi de l'étendue réduite pour un échantillon de deux effectifs [26].

3. Un mesurage qualifie l'action de mesurer

4. Cette sélection est effectuée par les expérimentateurs qui jugent eux-mêmes de la pertinence de chaque source d'erreur sur la base de leur expérience et de la documentation scientifique existante

III.2.1 Température de l'air

La température de l'air est mesurée à l'aide de thermocouples de type K raccordés à une centrale d'acquisition (KEITHLEY, modèle 2750) associée à une carte (KEITHLEY, modèle 7708).

En faisant l'hypothèse que la température mesurée par un thermocouple est égale à celle de la phase gazeuse⁵, l'incertitude résulte notamment du mesurage par le thermocouple, de l'estimation de la tension de sortie du thermocouple par la centrale et la carte d'acquisition, de la traduction de cette tension en température et de la conversion de cette grandeur en un signal digital. Le tableau III.3 reprend les sources et valeurs des composantes dominantes d'incertitude. La formule de l'incertitude totale y figure également.

Composante	Loi	Écart type σ	Unité
Répétabilité	Étendue réduite	$(T_{max} - T_{min})/1,128$	°C
Thermocouple	Rectangle	$(0,0075 \cdot T)/\sqrt{3}$	°C
Système d'acquisition			°C
- Résolution	Rectangle	$0,0001/(2\sqrt{3})$	°C
- Précision	Normale	1/3	°C
- Conversion en 22 bits	Rectangle	$1572/(2^{22} \cdot 2 \cdot \sqrt{3})$	°C
$\varepsilon(T) = 2 \cdot \sqrt{0,1 + 2 \cdot 10^{-5} \cdot T^2 + \left(\frac{T_{max} - T_{min}}{1,128}\right)^2}$ en °C			

Tab. III.3 — Source et valeur des composantes dominantes d'incertitude pour la température de l'air

La figure III.12 relative à l'essai 2 illustre l'importance des incertitudes liées à la répétabilité des mesurages. En effet, l'essai 2 ne peut être comparé à l'essai 11 que jusqu'à la date d'activation du système brouillard d'eau (300 s). Pour cette raison, après 300 s, les incertitudes figurant sur la figure III.12 sont calculées avec l'équation A.1 en ne considérant que les deux premiers termes du membre de droite. Les barres d'erreur sur cette figure indiquent que les incertitudes liées à la répétabilité des mesurages sont beaucoup plus importantes que celles estimées à partir des données transmises par les fabricants.

III.2.2 Vitesse de l'écoulement

La vitesse de l'écoulement est déduite d'une différence de pression et de la masse volumique de l'air par le théorème de Bernouilli (cf. Équation A.2). La différence de pression est mesurée à l'aide de sondes de Recknagel reliées à des micromanomètres (FURNESS, modèles FCO 318 - FCO 001 et KIMO, modèle CP301). Les micromanomètres sont raccordés à une centrale d'acquisition (KEITHLEY, modèle 2750) qui est associée à une carte (KEITHLEY, modèle 7708). La masse volumique de l'air est quant à elle déduite de sa température, mesurée au droit de la sonde de Recknagel par une chaîne d'acquisition comparable à celle détaillée au paragraphe précédent.

5. Cela revient à considérer que le thermocouple n'est pas sensible au dépôt de suie et de poussière et au rayonnement thermique et que son inertie est négligeable

L'incertitude résulte notamment du mesurage de pression par la chaîne de mesure (sonde de Recknagel, micromanomètre, centrale et carte d'acquisition). Le tableau III.4 reprend les sources et valeurs des composantes dominantes ainsi qu'une formule approchée de l'incertitude totale.

Composante	Loi	Écart type σ	Unité
Répétabilité	Étendue réduite	$(\Delta p_{max} - \Delta p_{min})/1,128$	Pa
Micromanomètres Furness		non considéré	
- Orientation et obstruction	Rectangle	$0,3/(2\sqrt{3})$	Pa
- Hysteresis	Rectangle	$0,15/(\sqrt{3})$	Pa
- Résolution	Rectangle	$0,0005 \cdot \Delta p$	Pa
- Précision	Normale		
Micromanomètres Kimo		non considéré	
- Orientation et obstruction	Rectangle	$1/(2\sqrt{3})$	Pa
- Résolution	Rectangle	$(1+0,005 \cdot \Delta p)/3$	Pa
- Précision	Normale		
Système d'acquisition			
- Résolution	Rectangle	$1 \cdot 10^{-5}/(2\sqrt{3})$	V
- Précision	Normale	$(3 \cdot 10^{-5} \cdot U + 5 \cdot 10^{-5})/3$	V
- Conversion en 22 bits	Rectangle	$10/(2^{22} \sqrt{3})$	V
$\varepsilon(u) \approx 2 \cdot \sqrt{\frac{\alpha^2}{2\Delta p \rho} \cdot \left[(2 \cdot 10^{-3} \cdot \Delta p)^2 + 2 \cdot 10^{-3} \cdot \Delta p + 3 \cdot 10^{-1} + \left(\frac{\Delta p_{max} - \Delta p_{min}}{1,128} \right)^2 \right]}$ en m/s			

Tab. III.4 — Source et valeur des composantes dominantes d'incertitude pour la vitesse

III.2.3 Flux de chaleur

Le flux de chaleur rayonnée est mesuré à l'aide d'un radiomètre de type Schmidt-Boelter (MED-THERM, modèle 64-XX-20) relié à une centrale d'acquisition (KEITHLEY, modèle 2750) associée à une carte (KEITHLEY, modèle 7708).

En faisant l'hypothèse que les radiomètres sont utilisés dans les conditions préconisées par le fabricant, les incertitudes résultent du mesurage par le radiomètre, de l'estimation de la tension de sortie du radiomètre par la centrale et la carte d'acquisition, de la conversion de cette grandeur en un signal digital et de l'utilisation de la relation A.11. Le tableau III.5 reprend les sources et valeurs des composantes dominantes ainsi qu'une formule approchée de l'incertitude totale.

Composante	Loi	Écart type σ	Unité
Coefficient k	Normale	$3 \% \cdot k/3$	W/m ² /V
Système d'acquisition			
- Résolution	Rectangle	$1 \cdot 10^{-7}/(2\sqrt{3})$	V
- Précision	Normale	$(3 \cdot 10^{-5} \cdot U + 3 \cdot 5 \cdot 10^{-6})/3$	V
- Conversion	Rectangle	$0,1/(2^{22} \sqrt{3})$	V
$\varepsilon(Q_{ray}) \approx 2 \cdot \sqrt{2 \cdot 10^{-12} \cdot k^2 + 1 \cdot 10^{-4} \cdot k^2 U^2 + k^2 \left(\frac{U_{max} - U_{min}}{1,128} \right)^2}$ en W/m ²			

Tab. III.5 — Source et valeur des composantes dominantes d'incertitude pour le flux de chaleur

III.2.4 Puissance du feu déduite de la perte de masse du foyer

Dans la majorité des essais, la puissance du feu est déduite de la perte de masse du foyer selon la relation III.3. Pour cela, le foyer est pesé en continu à l'aide d'une balance (METTLER TOLEDO) reliée à une centrale d'acquisition (KEITHLEY, modèle 2701) associée à une carte d'acquisition (KEITHLEY, modèle 7708).

En faisant l'hypothèse que la perte de masse du foyer est égale à la masse d'éléments volatiles générés et venant alimenter les flammes, les incertitudes sont liées à la formule III.3, à la discrétisation de cette formule, à la pesée du foyer par la chaîne de mesure et à la date du mesurage. Le tableau III.6 reprend les sources et valeurs des composantes dominantes ainsi qu'une formule approchée de l'incertitude totale.

Composante	Loi	Écart type σ	Unité
Balance			
- Résolution	Rectangle	$9 \cdot 10^{-3} / (2\sqrt{3})$	kg
- Linéarité	Normale	$5 \cdot 10^{-3} / 3$	kg
- Répétabilité	Normale	$1 \cdot 10^{-3} / 2$	kg
- Écart du résultat pour une inclinaison de 2 :1000	Normale	$5 \cdot 10^{-3} / 3$	kg
Système d'acquisition			
- Résolution	Rectangle	$1 \cdot 10^{-5} / (2\sqrt{3})$	V
- Précision	Normale	$(3 \cdot 10^{-5} \cdot U + 5 \cdot 10^{-5}) / 3$	V
- Conversion en 22 bits	Rectangle	$10 / (2^{22} \sqrt{3})$	V
Chaleur de combustion	Rectangle	$3600 / \sqrt{3}$	kJ/kg
Temps de réponse	Normale	$< 0,02$	s
$\varepsilon(\dot{Q}) \approx 2 \cdot \sqrt{1,0 \cdot 10^2 + 1,8 \cdot 10^4 \cdot \Delta m^2 + 1,3 \cdot 10^4 (\Delta m_{max} - \Delta m_{min})}$ en kW (la dérivée de la masse du foyer étant effectuée sur 16 secondes)			

Tab. III.6 — Source et valeur des composantes dominantes d'incertitude pour la puissance du feu

III.3 Essais sans aspersion

Deux essais sans aspersion ont été simulés, il s'agit des essais 2 et 9 de la campagne d'essais. Ils sont conduits sous des régimes de ventilation différents, à savoir un régime sous-critique pour l'essai 9 et un régime sur-critique pour l'essai 2. La puissance atteinte à l'état quasi-stationnaire lors de ces deux essais est proche de l'estimation de l'activité du foyer restituée dans la sous-section III.1.2. Cette tendance n'est toutefois pas valable pour tous les essais de la campagne. En effet, par exemple, lors de l'essai 1 mené avec le même foyer que dans les deux essais 2 et 9 mais avec une vitesse de ventilation inférieure (voisine de 1 m/s), la puissance maximale est de l'ordre de 3 MW. Cette différence entre la puissance réelle et l'estimation de 1,4 MW a été attribuée à l'influence de la configuration tunnel sur l'activité du foyer à savoir, l'apport continu en oxygène du fait de la ventilation et l'apport supplémentaire de chaleur incidente à l'objet en train de brûler, émise par les parois du tunnel et la couche de fumée chaude [18]. De la sorte, comme les figures III.6-a et III.6-b l'illustrent, augmenter la vitesse de ventilation dans la gamme de valeur s'étendant entre 1,4 et 2,2 m/s, a réduit l'influence de la configuration tunnel sur l'activité du foyer. Ce point est d'autant plus intéressant dans le cadre de cette thèse qu'il permet d'étudier l'influence de la ventilation sur les conditions thermiques et la répartition de l'énergie dans le tunnel (cf. Section III.3.4 notamment).

Cette section décrit la modélisation des essais (conditions aux limites, initiales, etc.), la confrontation des résultats numériques aux données expérimentales, l'étude de la répartition de l'énergie dans le tunnel durant ces essais et enfin une discussion des résultats numériques.

III.3.1 Modélisation

La modélisation des essais consiste à décrire numériquement ces essais pour être en mesure de simuler les conditions thermiques et l'écoulement dans le tunnel. Dans le cadre de cette thèse, la modélisation porte essentiellement sur la structure expérimentale, le feu (foyer, nature du combustible, puissance du feu) et la ventilation longitudinale du tunnel. Mises à part la vitesse de ventilation et la puissance du feu qui correspondent à un essai particulier, toutes les données définies en entrée de la simulation sont identiques pour les deux essais simulés telles que les caractéristiques géométriques et thermiques de la structure et la réaction de combustion.

Paramètres numériques - Domaine de calcul et discrétisations

Le domaine de calcul comprend un domaine extérieur à l'extrémité amont, le tunnel dans sa totalité (rampe à l'extrémité amont et tube) et le convergent à l'extrémité aval. Comme l'illustre la figure III.5, les mailles se situant à l'extérieur du tube et du convergent sont définies en tant qu'obstacle afin que le code de calcul ne simule pas l'écoulement dans cette zone et que la durée du calcul s'en voit réduite. Le domaine extérieur à l'extrémité amont, permet de simuler l'entrée de l'air dans la galerie d'essais et ainsi favoriser la turbulence de l'écoulement dans la galerie [43].

Le maillage est uniforme sur la totalité du domaine, les mailles sont des cubes de 10 cm de côté. Le nombre total de cellules est égal à 440 000. La sphère unité est quand à elle discrétisée en 500 angles solides et le modèle de gaz gris est utilisé, comme dans les travaux de vérification et de validation présentés au chapitre II.

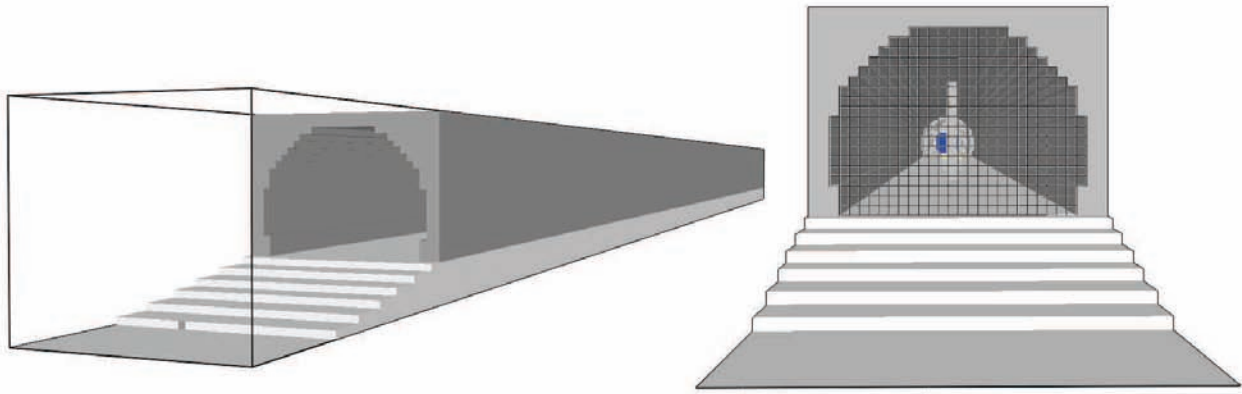


Fig. III.5 — Domaine de calcul, maillage et modélisation de la structure circulaire du tunnel

Parois du tunnel

Les courbures de la voûte du tunnel et du convergent sont approchées par une succession d'obstructions parallélépipédiques suivant un pas d'espace correspondant à la grille du maillage (cf. Figure III.5).

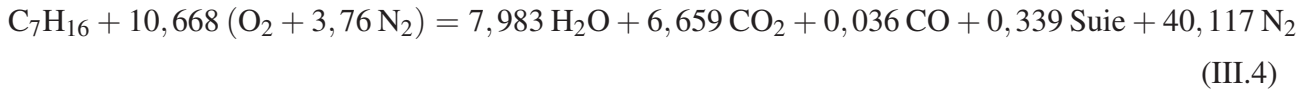
Le modèle de transfert thermique à une dimension est utilisé dans la paroi. L'épaisseur et les propriétés thermiques de la structure du tunnel sont définies en entrée de la simulation. Concernant le mortier protégeant les parois latérales du tunnel, son épaisseur est égale à 5 cm et ses propriétés thermiques correspondent à celles mesurées dans une étude préalable (cf. Tableau III.1). Pour obtenir les caractéristiques à la température du matériau, le code de calcul fait une interpolation linéaire à partir des données d'entrée. Concernant le sol constitué de béton, une épaisseur de 8 cm est considérée ; ses caractéristiques thermiques sont définies de manière à être représentatives de ce matériau, elles figurent dans le tableau III.1.

Des obstacles sont présents dans le tunnel, à savoir les colonnes de fluxmètres, le système brouillard d'eau et le foyer. Une étude a été menée afin d'évaluer la sensibilité des résultats numériques à la représentation de ces obstacles. Cette étude a montré que la représentation des canalisations du système brouillard d'eau et des colonnes des fluxmètres dans la simulation du tunnel influe faiblement sur les résultats numériques. Pour cette raison, les canalisations du système brouillard d'eau ne sont pas représentées dans la simulation. Les colonnes des fluxmètres n'influent pas grandement sur l'aérodynamique mais sont modélisées afin de pouvoir mesurer les flux de chaleur rayonnée incidents sur ces obstacles et les comparer aux valeurs expérimentales.

Foyer

La réaction de combustion met en jeu de l'heptane. Le bac d'heptane est représenté par une obstruction de 50 cm de large par 1 m de long sur 10 cm de haut, placée à 30 cm du sol (dimensions et positions semblables à l'expérience). Le modèle de combustion utilisé dans le présent travail est celui par défaut dans la version 5.4. Dans ce modèle, la chimie est supposée irréversible, infiniment rapide et complète. La qualification « complète » n'implique pas que le combustible et le comburant réagissent sans produire de monoxyde de carbone ou des suies mais que la quantité produite de ces deux espèces est directement liée à la consommation du combustible. En effet, leur taux de

production est un paramètre d'entrée de la simulation. Dans toutes les simulations en tunnel présentées dans ce manuscrit, la fraction massique de combustible convertie en suie, respectivement en monoxyde de carbone, est fixée à 3,7 %, respectivement 1,0 %. Ces deux valeurs sont extraites de la référence [128] et renvoient à la production de suie et de monoxyde de carbone pour un feu de nappe d'heptane bien ventilé. La réaction de combustion correspondant à ces valeurs est la suivante :



Le taux de production en vapeur de combustible à la surface de l'obstruction représentant le foyer, est directement déduit de la puissance du feu définie en entrée. Celle-ci est une fonction linéaire par morceaux approximant la puissance déduite de la perte de masse du foyer mesurée durant l'essai. Les figures III.6 représentent l'évolution temporelle de la puissance utilisée en entrée de la simulation ainsi que la mesure de puissance pour les deux essais étudiés sans aspersion. L'incertitude associée à cette mesure est également représentée sur ces figures. Il peut d'ailleurs être noté que cette incertitude est majorée par 16 % de la puissance.

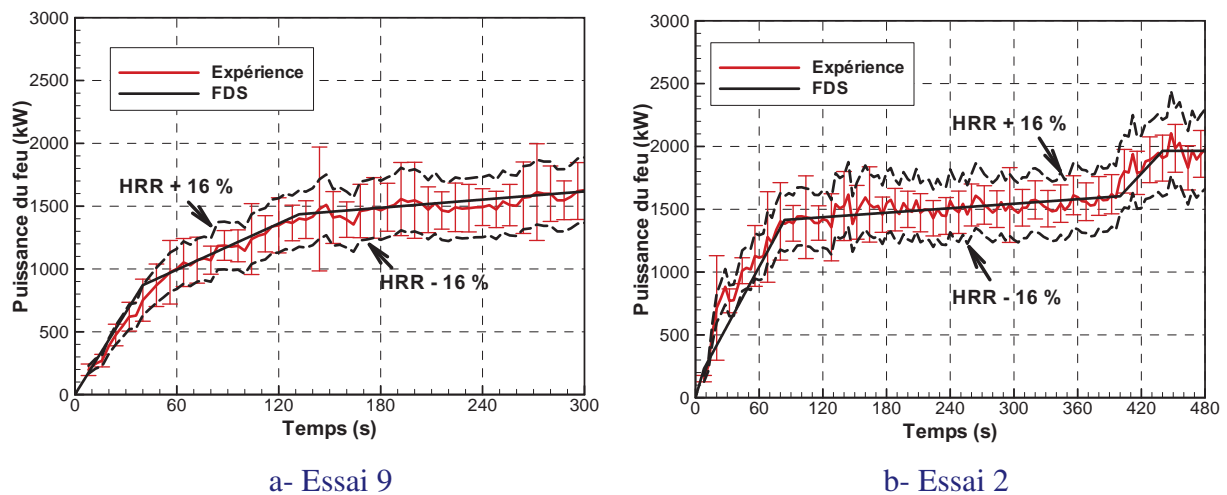


Fig. III.6 — Évolution temporelle du débit calorifique associé à son incertitude pour les essais 9 et 2. Les modélisations utilisées en entrée des simulations sont également représentées

Il peut être noté sur la figure III.6 que l'évolution de la puissance du feu s'effectue en deux phases pour l'essai 9 et trois phases pour l'essai 2. Pendant les cent premières secondes, la puissance augmente fortement jusqu'à décrire un état quasi-stationnaire en atteignant une valeur de puissance voisine de 1,5 MW dans les deux essais. Enfin, dans l'essai 2 dont la période exploitable est plus longue, la puissance marque un pic vers 420 s, atteignant alors la valeur de 2 MW. Ce pic est occasionné par l'apport supplémentaire de chaleur au combustible consécutif à l'échauffement au cours de l'essai du bac contenant l'heptane.

Ventilation

L'écoulement de l'air dans la galerie d'essais est conditionné par :

- l'entrée de l'air dans le tunnel ;
- les parois de la galerie d'essais (pertes de charge) ;
- les obstacles à l'intérieur du tunnel (les colonnes de fluxmètres, les canalisations du système brouillard d'eau et le foyer) ;
- et l'extraction à l'extrémité aval.

Comme il a été mentionné précédemment dans le paragraphe III.3.1, l'entrée de l'air dans le tunnel est simulée en intégrant un domaine extérieur à l'extrémité amont dans le domaine de calcul. Cela permet ainsi de favoriser la turbulence de l'écoulement dans le tunnel. L'effet du vent sur l'écoulement n'est pas pris en compte.

Les parois du tunnel et notamment le mortier sur les parois latérales, ont visuellement une rugosité importante. Pour cela, une étude de sensibilité a été menée, sans feu, pour évaluer l'influence de la définition de surface rugueuse sur l'aérodynamique prédite. Avec le maillage utilisé, sur cette configuration et du fait de la localisation des points de mesure de vitesse, il semble que ce paramètre ne soit pas influent sur l'écoulement. Pour cette raison, les parois du tunnel sont définies comme lisses.

Les obstacles à l'intérieur du tunnel modifient l'aérodynamique. Comme il a été mentionné précédemment dans le paragraphe III.3.1, une étude a permis d'évaluer l'importance de leur représentation dans la simulation. Contrairement aux canalisations du système brouillard d'eau, les colonnes de fluxmètres et l'obstruction sur laquelle repose le foyer sont représentées.

L'extraction est imposée à l'extrémité du convergent cône modélisé dans la simulation. Le débit volumique extrait est quasi-constant pendant la simulation et est égal à $5,4 \text{ m}^3/\text{s}$ dans l'essai 9 et à $8,8 \text{ m}^3/\text{s}$ dans l'essai 2. Le profil de vitesse imposé par cette condition limite est plan. La vitesse longitudinale dans le tunnel correspondant à chacune de ces valeurs de débit volumique extrait est à l'état initial égale à $1,35 \text{ m/s}$ dans l'essai 9 et $2,2 \text{ m/s}$ dans l'essai 2.

III.3.2 Régime de ventilation sous-critique

La vitesse de ventilation longitudinale imposée lors de cet essai induit un régime sous-critique. Ainsi, en amont du foyer, une nappe de fumée remonte à contre-courant le tunnel et à l'aval du foyer, une couche de fumée s'écoule sous la voûte en direction de l'extracteur. De la sorte, cela induit une stratification thermique de part et d'autre du foyer, comme l'illustrent les figures III.7 et III.8. Par exemple, à 240 s, la température mesurée et prédite à 12 m en aval près de la voûte, est comprise entre 270 et 300 °C, tandis qu'elle avoisine 130 °C à mi-hauteur et 30 °C près du sol. Au même instant, à 3 m en amont du foyer, la température près de la voûte est comprise entre 350 et 400 °C, elle avoisine 150 °C à mi-hauteur et une dizaine de degrés près du sol.

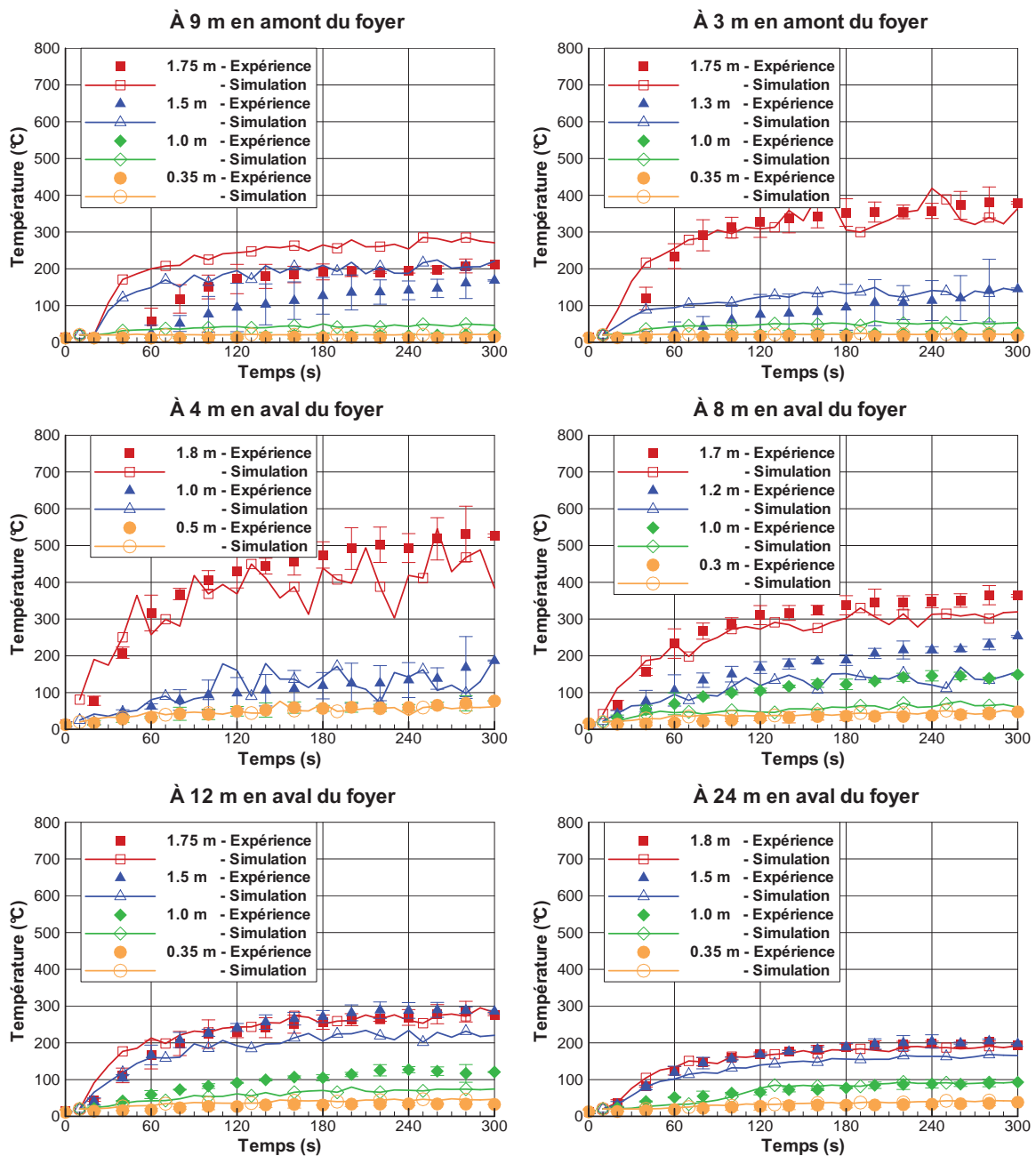


Fig. III.7 — Évolution temporelle de la température mesurée et prédite par le code en plusieurs points de mesure situés sur l'axe vertical au centre de six sections de mesure dans le tunnel

À mesure que la fumée progresse en direction des deux extrémités du tunnel, elle cède de l'énergie aux parois et se dilue avec l'air plus frais en partie basse. Consécutivement, la température à une hauteur donnée, décroît en partie haute et augmente en partie basse, à mesure que la distance entre le foyer et la section de mesure augmente.

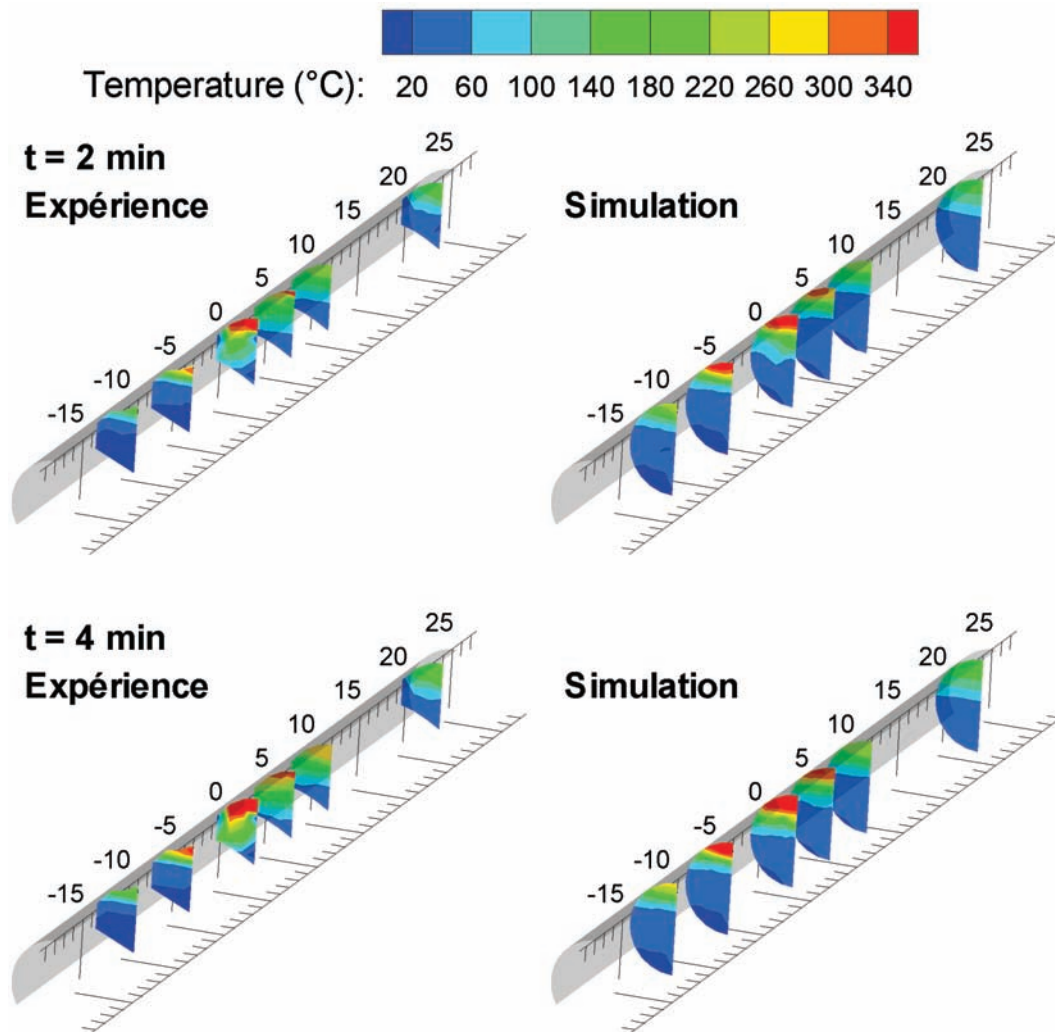


Fig. III.8 — Champ de température mesurée et prédite par le code sur six sections de mesure dans le tunnel à deux instants (à 2 et 4 min)

Température de l'air

D'une manière générale, l'évolution temporelle des températures dans le tunnel est bien reproduite dans la simulation (cf. Figure III.7). À l'instar des mesures expérimentales, les températures prédites par le code de calcul suivent la même évolution que la puissance du feu : une phase de croissance suivie par une phase quasi-stationnaire.

Les valeurs numériques sont de plus comprises dans l'incertitude des mesures hormis, de manière générale, aux points situés à 9 m en amont et à mi-hauteur en aval. L'écart entre les valeurs

numériques et expérimentales, défini comme la somme quadratique des écarts absolus, est compris entre 15 et 26 % excepté à 9 m en amont du foyer (60 %) où le gradient thermique vertical est sur-estimé par le code (cf. Figure III.7). Cet écart varie notamment relativement à la localisation de la section de mesure (distance et position) par rapport au foyer. La figure III.9 représente le profil longitudinal de température mesurée et prédite à deux hauteurs et ce, à ces deux instants. Elle confirme deux observations effectuées précédemment par Trelles et Mawhinney dans [130] et par Demouge dans [43]. À savoir, le code de calcul sous-estime les températures à proximité du foyer et l'écart entre les températures numériques et expérimentales est d'autant plus faible que la section de mesure est éloignée du foyer. Ces deux tendances peuvent être attribuées à une mauvaise représentation de la zone de dégagement de chaleur (abattement des flammes), complexe du fait de la ventilation longitudinale ; cette mauvaise représentation ayant d'autant moins d'influence sur les températures prédites que la section de mesure est éloignée.

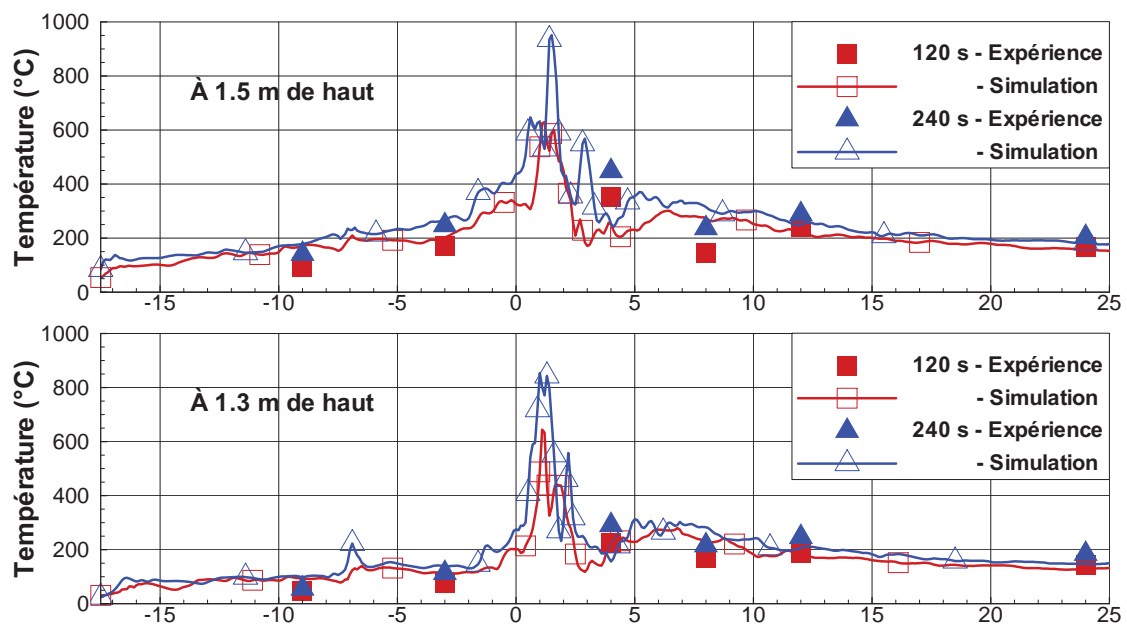


Fig. III.9 — Profil longitudinal de la température mesurée et prédite à deux hauteurs et à deux instants (à 2 et 4 min)

Toutefois, en amont, cette tendance est inversée : l'écart est plus faible à 3 m qu'à 9 m (cf. Figure III.7). En effet, la température et l'épaisseur de la couche de fumée semblent bien reproduites à 3 m et ce, tout au long de la simulation, alors qu'à 9 m, la couche de fumée prédite par le code est plus chaude et moins épaisse que celle mesurée. Nous avons vu à la section I.3 que l'écoulement dans le tunnel consiste en deux courants fluides parallèles en contact, avec des vitesses et des masses volumiques différentes. La discontinuité tangentielle de la vitesse est consécutivement instable et donne naissance à des tourbillons qui grandissent au fur et à mesure que s'épaissit la couche de mélange entre les deux courants. La discontinuité de la vitesse est d'autant plus importante en amont du foyer du fait que le courant induit par la nappe de fumée remontant à contre-courant est opposé au courant d'air frais entrant dans le tunnel. Ainsi, sous un régime de ventilation sous-critique, le mélange entre la couche chaude de fumée et l'air frais est plus important en amont du tunnel qu'en aval. Au regard des résultats représentés sur la figure III.7, il semble que le code FDS ne reproduit pas

convenablement cette zone intermédiaire, dite *d'interface*. Il sous-estime le mélange de la couche de fumée avec l'air frais. Cette sous-estimation du mélange induit un écart grandissant au fur et à mesure que l'on s'éloigne du foyer vers l'extrémité amont.

L'incidence de cette sous-estimation du mélange de la couche chaude en partie haute et de l'air plus frais en partie basse est également observable à l'aval du foyer. En effet, l'écart entre la température mesurée lors de l'expérience et la température calculée par le code varie relativement à la localisation du point de mesure sur la section. Cet écart est de manière générale, faible en parties haute et basse, et est plus important dans la zone d'interface.

Les prévisions du code de calcul peuvent être améliorées en affinant la discrétisation spatiale, de 10 à 5 cm par exemple (cf. Paragraphe III.3.5). Toutefois, cette taille de maille ne peut être employée dans le présent travail du fait de la durée du calcul correspondant (362 h avec 2 processeurs avec le maillage de 5 cm et 36 h sur un seul processeur avec le maillage de 10 cm sur un ordinateur DELL 3 GHz Xeon et 8 Go de RAM). Les prévisions numériques peuvent également être améliorées en imposant une condition limite périodique à l'extrémité aval et ce, afin de favoriser la turbulence de l'écoulement.

Vitesse d'écoulement

L'évolution temporelle de la vitesse de l'air relevée en six points (trois à 5 m en amont et trois à 18 m en aval du foyer) est représentée sur la figure III.10. Ces points se situent entre 40 cm et 1,85 m du sol sur l'axe vertical au centre des deux sections transversales. Les vitesses mesurées et calculées décrivent la même évolution et les vitesses prédites par le code restent comprises dans l'intervalle de confiance défini par les incertitudes de mesure. Cela montre que l'écoulement est globalement bien reproduit par la simulation. Il peut être noté que la vitesse d'écoulement en amont du foyer est négative en partie haute ce qui traduit la présence de la nappe de fumée remontant à contre-courant le tunnel. En aval, la vitesse est plus importante près de la voûte où se situe la fumée.

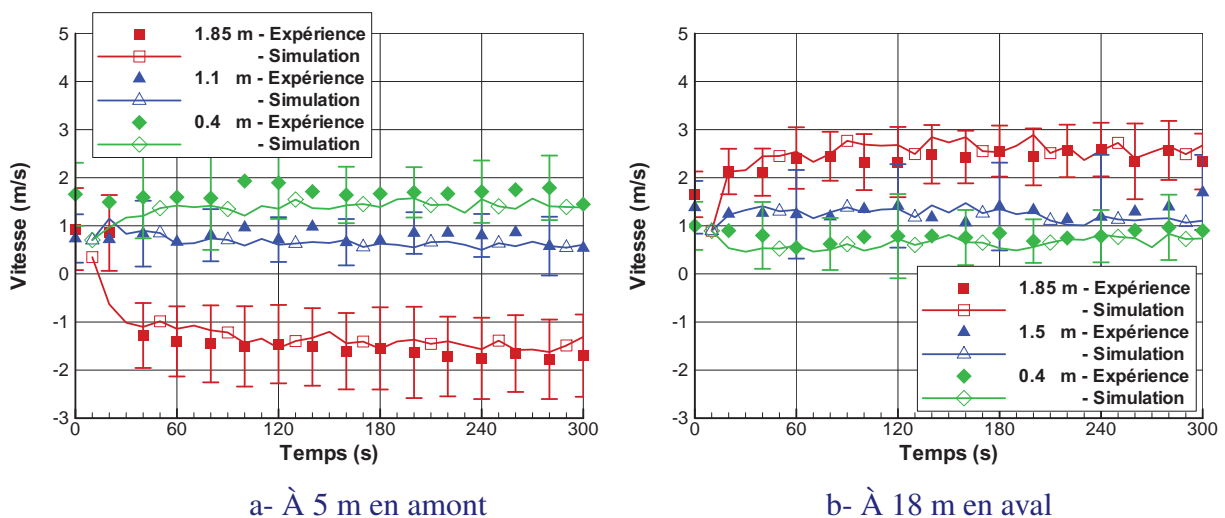


Fig. III.10 — Évolution temporelle de la vitesse longitudinale mesurée et prédite par le code en plusieurs points de mesure situés sur l'axe vertical au centre des deux sections de mesure de vitesse

Flux de chaleur

Les évolutions temporelles des flux de chaleur rayonnée mesurés en sept points (quatre à 7 m en amont et trois à 7 m en aval du foyer) sont représentées sur la figure III.11. Sur ces deux figures, il semble que dès lors que le radiomètre se trouve en partie basse du tunnel, le code de calcul prédit convenablement les flux de chaleur en termes d'évolution et de valeur. *A contrario*, les flux de chaleur en partie haute du tunnel, en l'occurrence au-dessus de 1,10 m en amont du foyer et de 1,30 m en aval du foyer, sont grandement surestimés par le code. En mettant en parallèle la figure III.7 et en interpolant les résultats pour les sections situées à 9 et 3 m en amont ainsi que ceux pour 4 et 8 m en aval, il semble que les températures dans ces deux zones sont proches des limites d'utilisation des radiomètres puisque la température de l'air est voisine, voire supérieure à 200 °C.

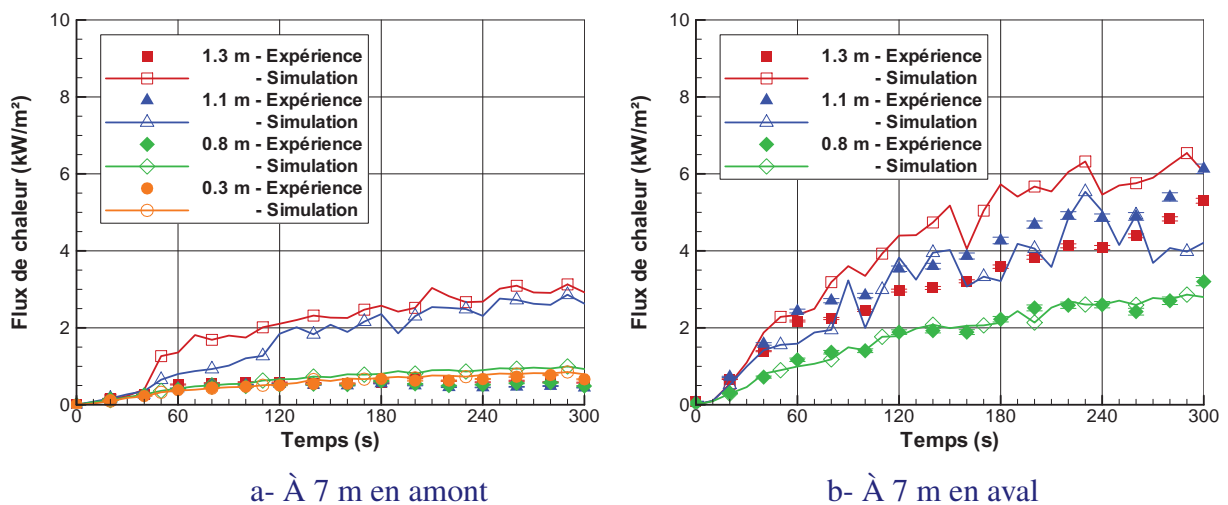


Fig. III.11 — Évolution temporelle de la chaleur rayonnée incidente mesurée et prédite par le code en plusieurs points de mesure situés sur l'axe vertical au centre des deux sections de mesure correspondantes

III.3.3 Régime de ventilation sur-critique

Comme l'illustrent les figures III.12 et III.13 et contrairement à l'essai précédent, quasiment toute la fumée est repoussée d'un seul côté du tunnel pendant toute la durée de l'essai : la température en amont du foyer est proche de l'ambiante tandis qu'à l'aval l'environnement est stratifié thermiquement. Par exemple, à 240 s, à 12 m en aval, la température mesurée et prédite près de la voûte du tunnel excède 200 °C, elle avoisine 150 °C à mi-hauteur et 60 °C près du sol.

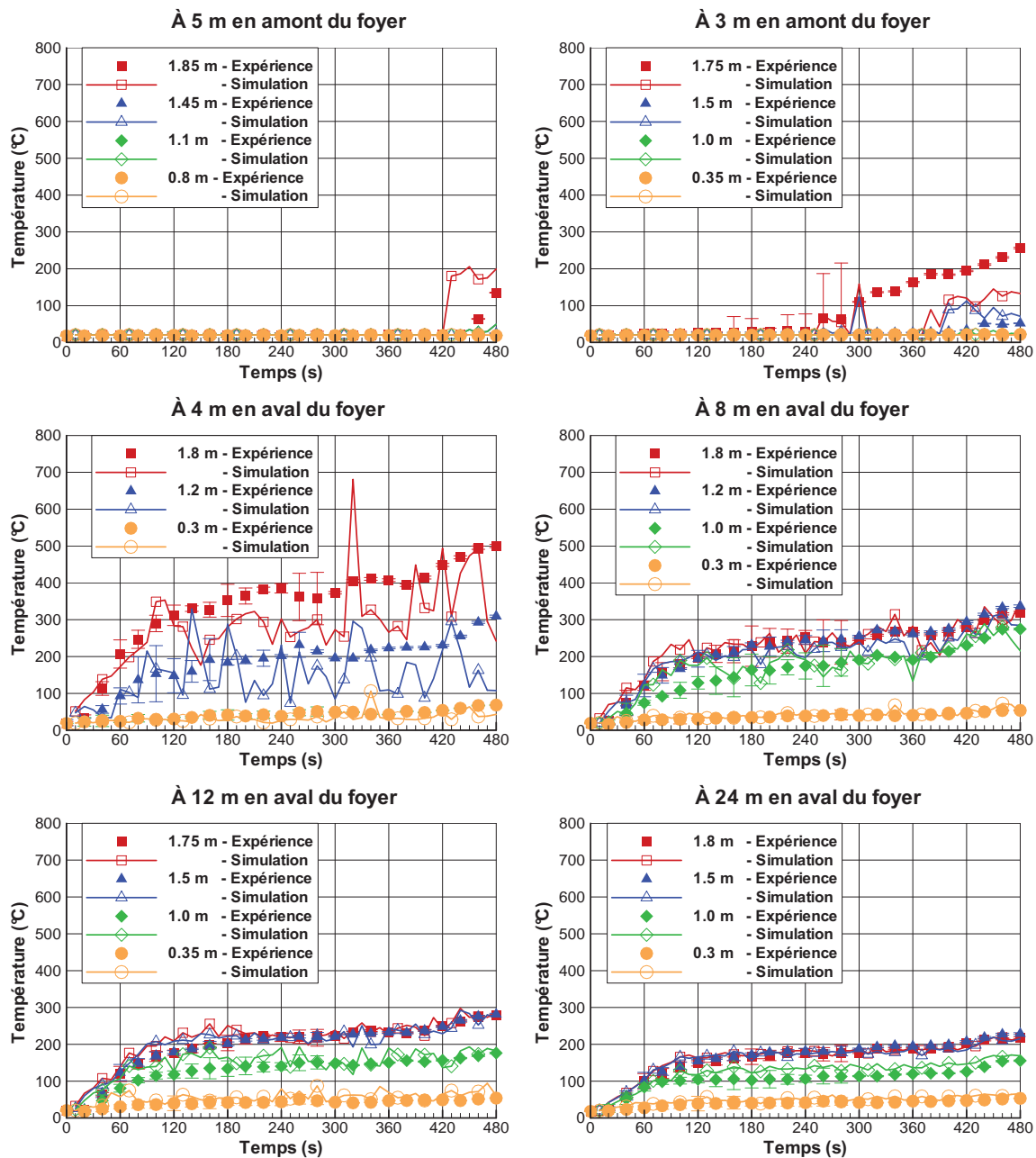


Fig. III.12 — Évolution temporelle de la température mesurée et prédite par le code en plusieurs points de mesure situés sur l'axe vertical au centre de six sections de mesure dans le tunnel

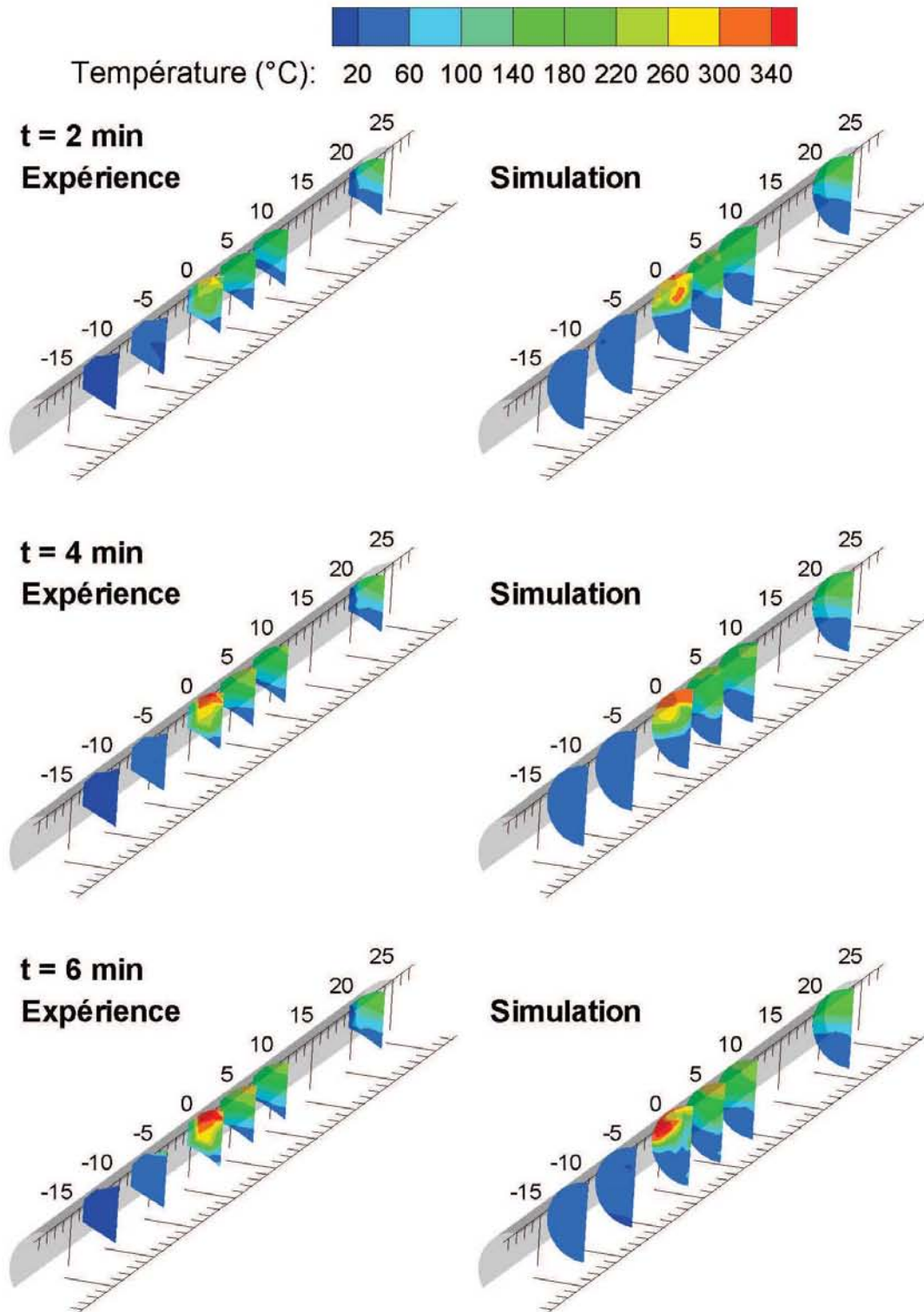


Fig. III.13 — Champ de température mesurée et prédite par le code sur six sections de mesure dans le tunnel à trois instants (à 2, 4 et 6 min)

Les figures III.12 et III.13 montrent en outre, qu'à mesure que la fumée progresse en direction de l'extrémité aval du tunnel, elle cède de l'énergie aux parois et se dilue avec l'air plus frais en partie basse. Consécutivement, la température à une hauteur donnée, décroît en partie haute à mesure que la distance entre le foyer et la section de mesure augmente. Par exemple, à 480 s, la température près de la voûte est égale à 350 °C à 8 m, 283 °C à 12 m et 215 °C à 24 m en aval.

Alors que la vitesse de ventilation à l'état initial est supérieure aux estimations de la vitesse critique, une nappe de retour est observée au cours de l'essai dès lors que la puissance du feu excède 1600 kW. Sa longueur reste inférieure à 5 m puisque les températures relevées à 5 m en amont sont proches de l'ambiante. Le code de calcul prédit également cette nappe sur quelques mètres (au moins 5 m) mais avec un retard d'une centaine de seconde (cf. Figure III.12). L'occurrence de ce backlayering peut être liée à la manière d'induire le courant d'air longitudinal dans le tunnel : un volume d'air quasi-constant est extrait à l'extrémité aval. De la sorte, lorsque le feu se développe, la température de l'air augmente à l'aval du foyer diminuant ainsi la vitesse de ventilation longitudinale dans le tunnel. Comme l'illustre la figure III.14, après une centaine de secondes, la vitesse de ventilation au droit du foyer est inférieure à 1,8 m/s, la borne supérieure de la gamme d'estimation de la valeur critique de backlayering pour un feu de 1,4 MW.

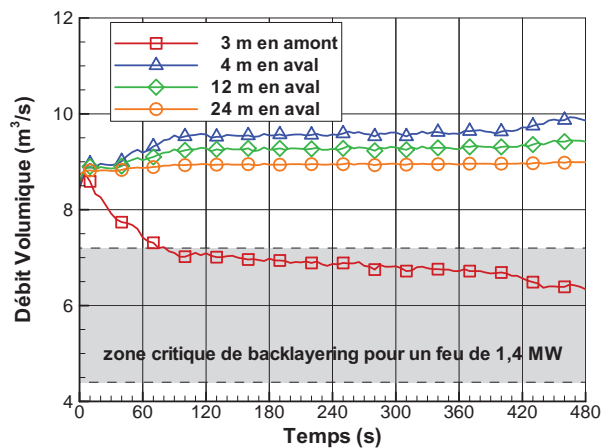


Fig. III.14 — Évolution temporelle du débit volumique d'air prédit par le code sur quatre sections de mesure dans le tunnel (une en amont et trois en aval du foyer). La zone grisée correspond aux débits volumiques critiques de backlayering prédits pour un feu de 1,4 MW par les modèles dans la sous-section III.1.3. Pour rappel, dans cet essai, un débit de 8,8 m³/s est extrait à l'extrémité aval

Une explication supplémentaire à l'occurrence de ce backlayering porte sur la méthode de calcul de la vitesse critique. Outre les incertitudes liées aux modèles eux-mêmes, ce calcul a été conduit avec une puissance de feu de 1400 kW, estimée avec la relation de Zabetakis et Burgess pour des feux se développant en milieu ouvert (cf. Sous-section III.1.2). La configuration tunnel affectant le taux de dégagement de chaleur, la puissance du feu a finalement été mesurée au cours de l'essai à des valeurs supérieures à 1400 kW (cf. Figure III.6-b). En conséquence, la valeur de backlayering doit être sous-estimée, faiblement soit il car les modèles figurant dans le tableau III.2 sont peu sensibles à une variation de puissance de feu de quelques centaines de kW. Par exemple, pour une puissance de feu égale à 2000 kW (valeur supérieure à la valeur maximale de puissance de feu mesurée au cours de l'essai), la vitesse critique estimée avec les quatre modèles est comprise entre 1,1 et 1,9 m/s.

Température de l'air

Comme dans le cas sous-critique, l'évolution temporelle des températures de la phase gazeuse dans le tunnel est bien reproduite dans la simulation : les températures mesurées et prédites suivent la même évolution que la puissance du feu à savoir, une phase de croissance, une phase quasi-stationnaire puis un pic de croissance. Cette dernière phase en particulier, s'accompagne d'un pic de température d'autant plus marqué d'ailleurs que la section de mesure est proche du foyer, que ce soit dans l'expérience ou dans la simulation (cf. Figure III.12).

Les valeurs numériques sont de plus comprises dans l'incertitude⁶ des mesures. L'écart entre les données expérimentales et les valeurs numériques, défini comme la somme quadratique des différences absolues, est compris entre 11 et 19 % sur toutes les sections de mesure excepté à 3 m en amont du foyer où celui-ci est plus important (57%). Sur cette section, la phase gazeuse est à température ambiante jusqu'à ce que la nappe de retour l'atteigne. La température augmente alors en partie haute, près de la voûte, en moins de 60 s, de 20 °C à une valeur supérieure à 100 °C (cf. Figure III.12). Le retard de la prévision de ce backlayering par le code de calcul et la différence de température de la nappe de retour explique l'écart important de 57 %.

La comparaison entre les températures prédites et mesurées, notamment sur la figure III.15, confirme l'une des observations effectuées précédemment pour le cas sous-critique. À savoir, les températures restent d'autant mieux estimées par le code de calcul que la section de mesure est éloignée du foyer. Cette tendance est néanmoins moins marquée que dans le cas sous-critique. À titre d'illustration, l'écart relatif moyenné sur la durée de l'essai, est égal à 19 % et 18 % sur les sections de mesure situées respectivement à 8 m et 24 m en aval du foyer. Les températures relevées à 4 m en aval restent quant à elles grandement sous-estimées par le code, l'écart entre les données expérimentales et les valeurs numériques est proche de 32 %. Toutefois, l'évolution fortement bruitée des températures sur cette section, tout du moins dans la simulation (cf. Figure III.12), traduit une zone de dégagement de chaleur. Les données expérimentales ne sont pas autant bruitées que les valeurs numériques mais la période d'acquisition de 20 s peut être à l'origine d'un filtrage du signal.

Enfin, la zone constituant l'interface entre la couche de fumée chaude en partie haute et l'air frais en partie basse semble mieux prédite par le code de calcul dans ce cas sur-critique comparativement au cas sous-critique.

Vitesse d'écoulement

L'évolution temporelle de la vitesse de l'air relevée en trois points à 5 m en amont et en trois points à 18 m en aval du foyer est représentée sur la figure III.16. Ces points se situent entre 40 cm et 1,85 m du sol sur l'axe vertical au centre des deux sections transversales. En chaque point de mesure, les vitesses prédites par le code restent comprises dans l'intervalle de confiance défini par les incertitudes de mesure. Sur chaque section, le profil vertical de vitesse semble quasi-stationnaire

6. La figure III.12 met en évidence l'importance des incertitudes relatives à la répétabilité comparativement à celles liées à la justesse estimée à partir des données transmises par les fabricants (cf. Section A.1)

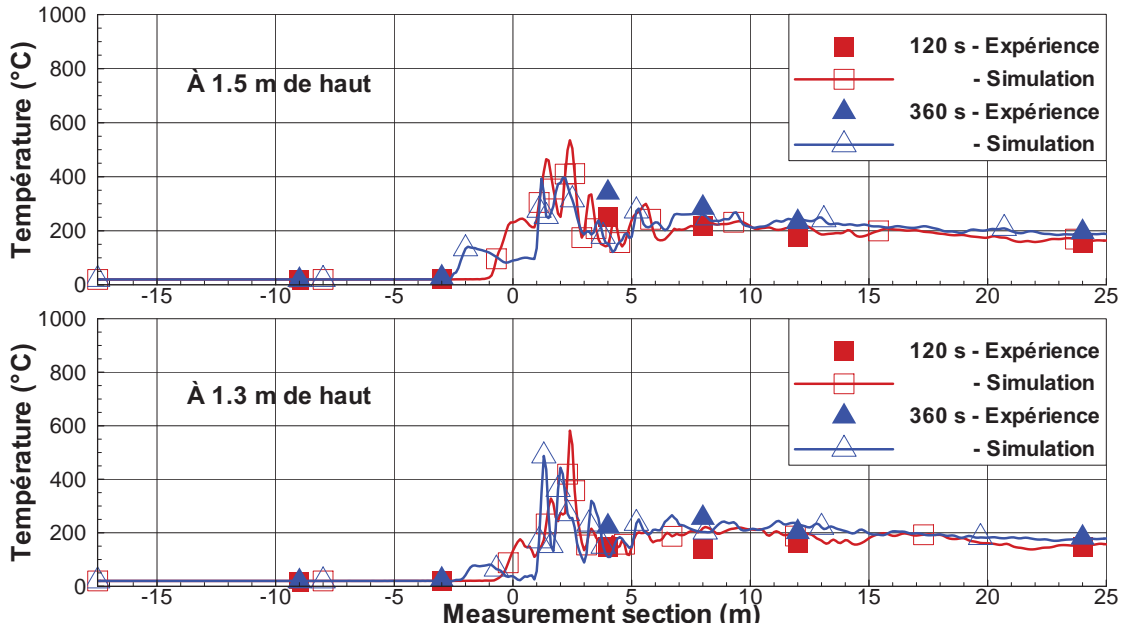
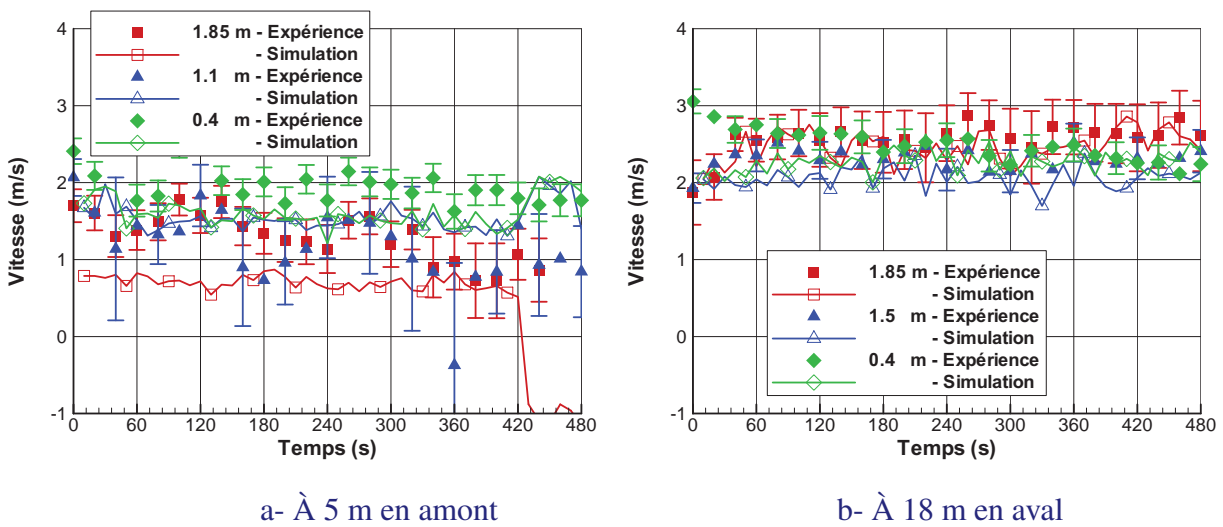


Fig. III.15 — Profil longitudinal de la température mesurée et prédite à deux hauteurs et à deux dates (120 et 360 s)

et plat. En effet, les vitesses évoluent peu au cours de l’essai et sont similaires sur toute la hauteur de l’axe, excepté à 5 m en amont près de la voûte dans le calcul. L’écart entre le calcul et la mesure relevé en ce dernier point est d’ailleurs le plus important. La nappe de retour s’écoulant sous la voûte se situe à proximité de cette dernière section de mesure, elle influe de la sorte sur la vitesse à cet endroit. On pourra noter qu’après 420 s, la vitesse prédite par le code de calcul est négative. Cela coïncide avec l’occurrence du phénomène de backlayering. Le code surestimant sa longueur (cf. Figure III.12), la vitesse à cet endroit n’est négative que dans la simulation.



a- À 5 m en amont

b- À 18 m en aval

Fig. III.16 — Évolution temporelle de la vitesse longitudinale mesurée et prédite par le code en plusieurs points de mesure situés sur l’axe vertical au centre des deux sections de mesure de vitesse

Flux de chaleur

L'évolution temporelle des flux de chaleur rayonnée relevée en huit points situés à 7 m de part et d'autre du foyer est représentée sur la figure III.17. Ces points se situent entre 30 cm et 1,30 m du sol sur l'axe vertical au centre des deux sections transversales.

En amont, les flux de chaleur mesurés sont très faibles (inférieurs à 1 kW/m^2) et décrivent un état quasi-stationnaire pendant la durée de l'essai. Le code de calcul prédit bien ces flux en termes d'évolution et de valeur.

En aval, les flux mesurés décrivent la même évolution sur toute la hauteur de l'axe. Celle-ci se divise en trois phases comme la puissance du feu : une phase de croissance, une phase de régime établi puis un pic. De plus, les flux ont le même ordre de grandeur sur toute la hauteur. Le code de calcul prédit convenablement les flux aux deux points de mesure situés à 30 et 80 cm du sol. Aux deux autres points, il les surestime grandement. Cet écart à la fin de l'essai atteint même 5 kW/m^2 près de la voûte. En mettant en parallèle la figure III.12 et en interpolant les températures mesurées à 4 m et 8 m en aval du foyer, il semble qu'à ces hauteurs, la température de la phase gazeuse est proche des limites d'utilisation des radiomètres puisque la température de l'air est voisine, voire supérieure à $200 \text{ }^\circ\text{C}$.

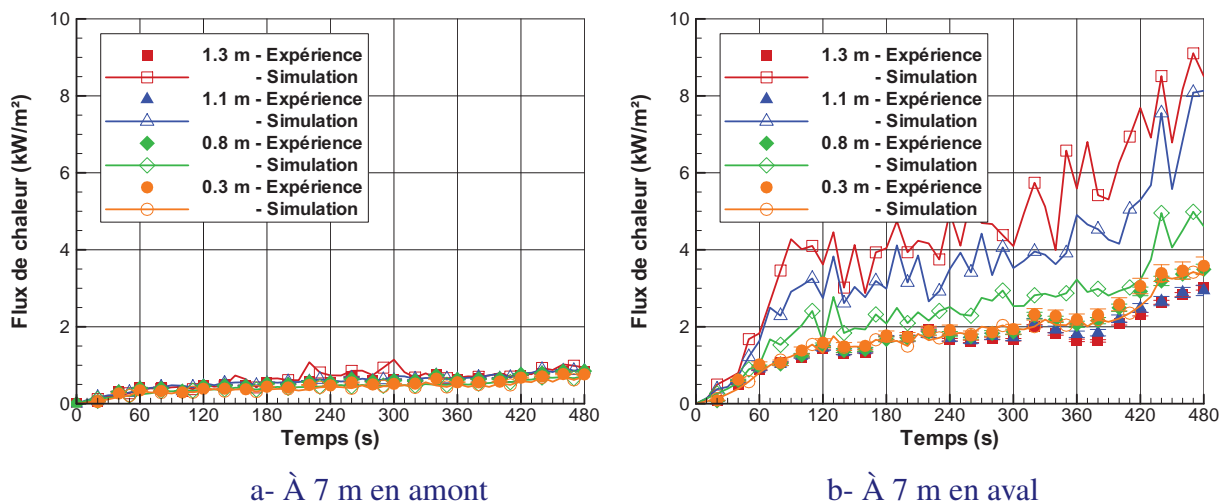


Fig. III.17 — Évolution temporelle de la chaleur rayonnée incidente mesurée et prédite par le code en plusieurs points de mesure situés sur l'axe vertical au centre des deux sections de mesure correspondantes

III.3.4 Quantification des échanges thermiques

Les deux parties III.3.2 et III.3.3 ont mis en évidence le refroidissement de la phase gazeuse au cours de sa progression en direction des deux extrémités du tunnel. L'importance des échanges de chaleur entre celle-ci et les parois du tunnel est ainsi illustrée. Il s'agit de savoir maintenant comment la chaleur est perdue au niveau des parois et, de manière plus générale, comment la chaleur est distribuée dans le tunnel.

La version du code de calcul FDS intégrant le bilan d'énergie détaillé dans l'annexe B a été utilisée pour simuler les deux essais 2 et 9 sans aspersion. De la sorte, chaque composante du bilan d'énergie est extraite du calcul :

- l'énergie générée par la combustion ;
- l'énergie échangée au niveau des parois ;
- l'énergie échangée au niveau des ouvertures ;
- l'énergie stockée à l'intérieur du volume de contrôle.

Chaque composante est représentée sur la figure III.18 ainsi que la somme des trois derniers termes de cette énumération. La comparaison de cette somme avec l'énergie générée par la combustion permet de vérifier la conservation de l'énergie. Ce point est d'autant plus intéressant dans le cas du code FDS que l'équation de conservation de l'énergie n'est pas résolue explicitement [96]. Le bon accord entre ces deux courbes démontre donc que le calcul conserve l'énergie dans les deux essais.

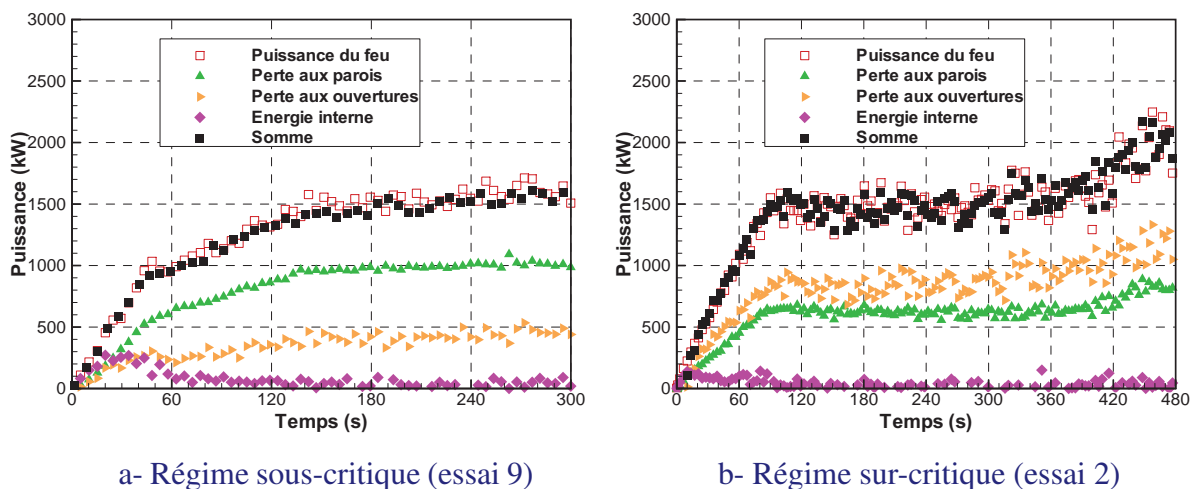


Fig. III.18 — Répartition globale de l'énergie pour les essais 9 et 2

Cette figure illustre la répartition de l'énergie dans le tunnel. À savoir, lors de l'essai 9 conduit avec une faible vitesse de ventilation, la majeure partie de l'énergie dégagée par la combustion est perdue au niveau des parois. Le tiers restant est perdu dans les gaz dont 28 % par les ouvertures et 7 % en énergie stockée. Dans l'essai 2 conduit avec une vitesse de ventilation longitudinale plus importante, la répartition de l'énergie est différente. En effet, les énergies perdue dans les parois (41 %) et dans les gaz (59 % dont 2 % en puissance stockée) sont du même ordre de grandeur. La répartition de l'énergie dans l'essai 9 peut être mise en parallèle avec celle dans un autre essai de la campagne, l'essai 1 (non-détaillé ici), mené en régime sous-critique (vitesse voisine de 1 m/s) avec

le même foyer mais avec une puissance du feu plus élevée, atteignant 3 MW [18]. Lors de cette essai qui n'implique donc pas la même vitesse de ventilation ni même la puissance de feu que l'essai 9, la répartition de l'énergie est pourtant semblable. En effet, 67 % de l'énergie générée par la combustion est perdue dans les parois du tunnel, 33 % dans les gaz (dont 1 % en puissance stockée).

Dans les deux cas, la contribution de la puissance stockée dans le bilan d'énergie est très faible comparativement aux deux autres contributions. Ceci est dû à l'état quasi-stationnaire de l'écoulement, la température dans le tunnel n'évoluant pas assez pour modifier l'énergie interne de manière importante. Les pourcentages relatifs aux échanges aux parois pour ces deux essais mettent en évidence le caractère confiné de la configuration tunnel. La figure suivante représente l'évolution des parts convectée et rayonnée de la puissance perdue aux parois. Elle met en évidence que ce transfert de chaleur est principalement radiatif : la part rayonnée (convectée respectivement) représente 46 % de la puissance du feu (19 % respectivement) dans l'essai 9 et 37 % (5 % respectivement) dans l'essai 2.

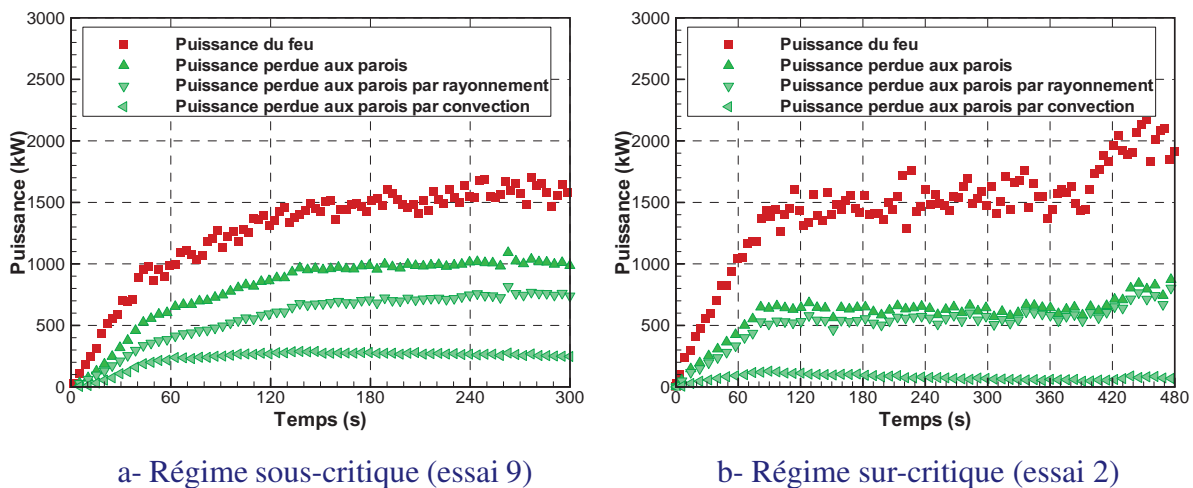


Fig. III.19 — Évolutions temporelles de la puissance perdue aux parois, de sa part convectée et de sa part rayonnée pour les essais 9 et 2

Alors même que la puissance du feu est comparable dans les deux essais en termes d'évolution et de valeurs (cf. Figure III.20), la répartition de l'énergie est différente. Cette différence peut être attribuée à :

- la couche de fumée qui remonte le tunnel à contre-courant (backlayering), augmentant ainsi la surface d'échange entre les parois du tunnel et la fumée ;
- l'influence de la ventilation longitudinale sur la zone de dégagement de chaleur ;
- l'influence de la ventilation longitudinale sur les échanges de chaleur à l'aval du foyer. Plus précisément, la température de l'air ainsi que le coefficient de transfert thermique convectif entre l'air et les parois sont tous deux relatifs à la vitesse de ventilation. En revanche, ils n'évoluent pas de la même manière. Une augmentation de la vitesse de ventilation favorise le mélange en aval de la fumée avec l'air frais (cf. Figures III.7 et III.12), la différence de température entre l'air et les parois est ainsi moins importante. En revanche, lorsque la vitesse de ventilation augmente, le coefficient de transfert thermique convectif augmente.

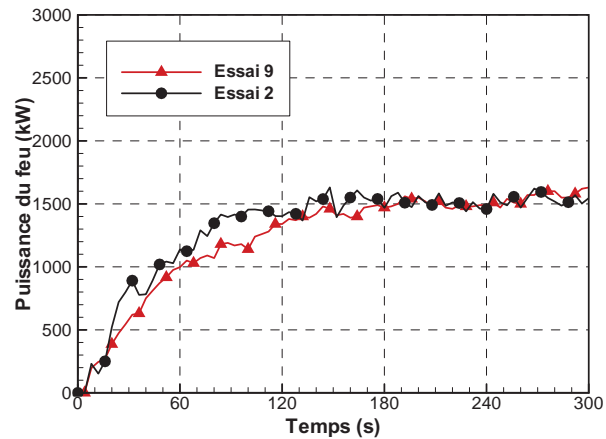


Fig. III.20 — Évolution temporelle du débit calorifique pour les essais 9 et 2

Pour comprendre cette différence de répartition de la puissance entre ces deux régimes de ventilation, le tunnel est divisé en trois zones suivant la direction longitudinale, les zones amont et aval séparées par la zone du foyer. Cette dernière zone est définie comme étant la zone où le dégagement de chaleur est supérieur à 0 kW. De la sorte, les composantes amont, aval et au droit du foyer peuvent être déterminées pour chaque terme du bilan d'énergie. La figure III.21 représente les pertes aux parois suivant les trois zones pour les deux essais 2 et 9.

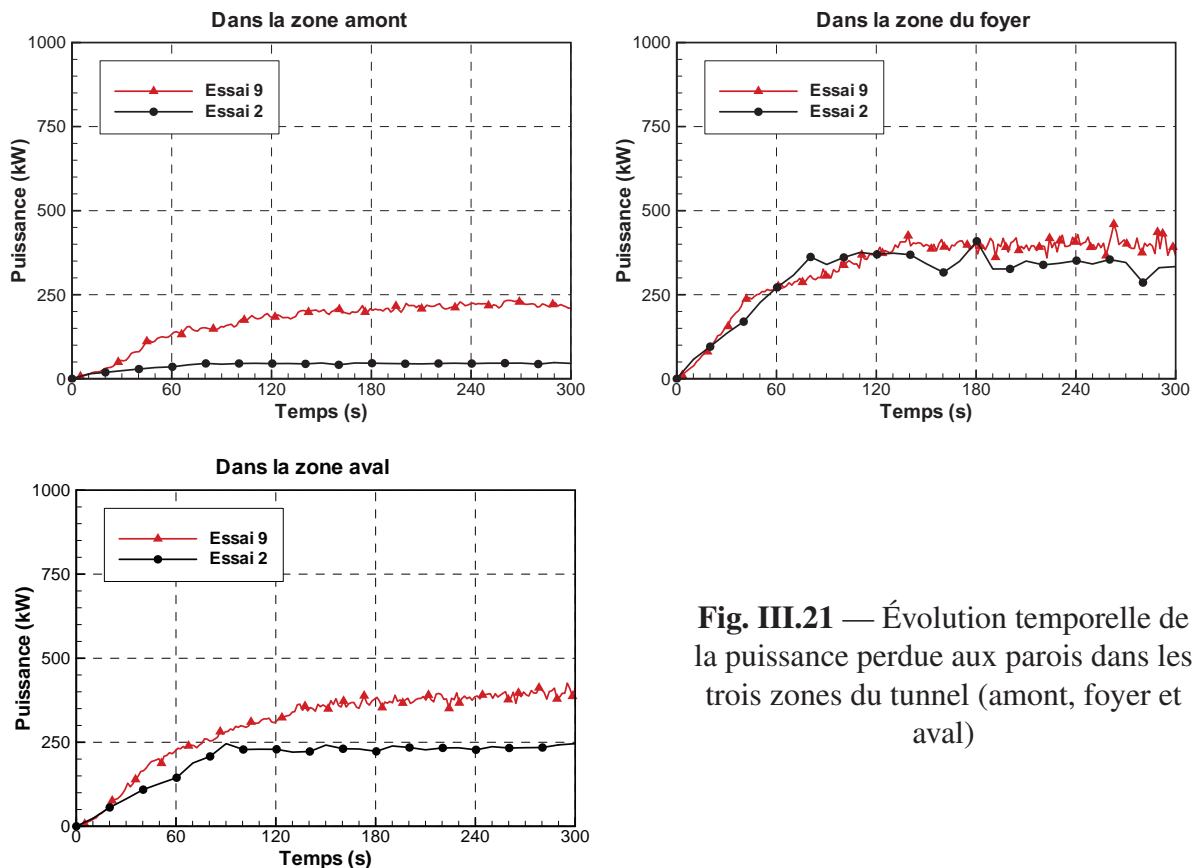


Fig. III.21 — Évolution temporelle de la puissance perdue aux parois dans les trois zones du tunnel (amont, foyer et aval)

La figure III.21 met en évidence que la puissance perdue dans la zone du foyer est similaire dans les deux essais alors que la taille de cette zone est différente. Cette zone est plus longue dans l'essai 2 lorsque la vitesse de ventilation est plus élevée, elle mesure alors 3,8 m en moyenne sur l'intervalle de temps [0 ; 300 s] tandis que dans l'essai 9, elle mesure 2,5 m sur ce même intervalle de temps.

À l'inverse de la zone du foyer, la puissance perdue aux parois dans les zones amont et aval diffère suivant le régime de ventilation (cf. Figure III.21). En amont, elle représente 13 % de la puissance du feu dans l'essai 9 et 3 % dans l'essai 2. En d'autres termes, le backlayering est à l'origine de 10 % de puissance de feu qui différencie les pertes aux parois entre les deux régimes de ventilation. En aval, la puissance perdue aux parois représente 23 % de la puissance du feu dans l'essai 9 et 15 % dans l'essai 2. Ainsi, l'augmentation de la vitesse de ventilation induit une baisse des pertes de chaleur aux parois à l'aval du foyer de 8 %. Toutefois, cette baisse n'est pas due à part égale aux transferts convecté et rayonné. En effet, comme le montre la figure III.22, cette baisse est principalement occasionnée par une réduction des transferts de chaleur sous forme rayonnée (par un facteur d'environ 2,5), elle-même occasionnée par une réduction des températures des gaz du fait d'un mélange plus important de la fumée avec l'air frais (cf. Figures III.7 et III.12).

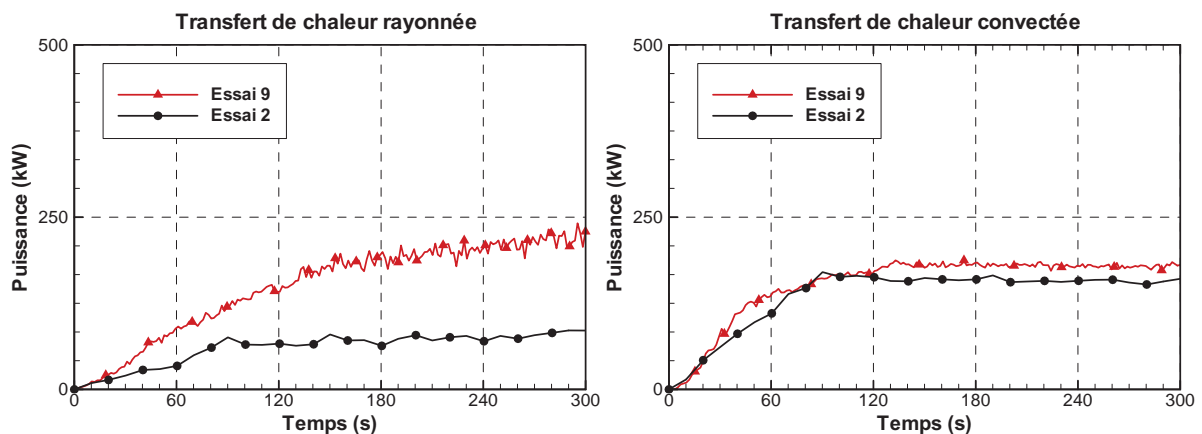


Fig. III.22 — Évolutions temporelles des puissances perdues aux parois sous formes convectée et rayonnée, dans la zone aval du tunnel

III.3.5 Discussion des résultats

Pour simuler les essais 2 et 9, les conditions expérimentales ont été modélisées, l'espace a été discrétisé et des hypothèses ont été effectuées, notamment sur le feu, la structure expérimentale et la ventilation du tunnel. L'objectif de cette sous-section est d'étudier l'influence de ces paramètres sur les résultats numériques.

Discrétisation du domaine de calcul

Dans les essais 2 et 9, la comparaison des valeurs expérimentales et des résultats numériques a montré que le code de calcul tend à sous-estimer le mélange de la couche chaude en partie haute et de l'air plus frais en partie basse. Cette sous-estimation induit un environnement plus stratifié dans la simulation. Consécutivement, l'écart entre l'expérience et la simulation est de manière générale, faible en parties haute et basse, et est plus important dans la zone d'interface. Comme il a été mentionné précédemment, le domaine de calcul est discrétisé en des mailles cubiques de 10 cm de côté pour simuler ces deux essais. Une étude de sensibilité à la taille des mailles a montré que les prévisions du code peuvent être améliorées en affinant la discrétisation spatiale, de 10 à 5 cm par exemple. À titre d'illustration, la figure III.23 illustre cette amélioration à mi-hauteur pour l'essai 9. Néanmoins, cette discrétisation raffinée ne peut être utilisée dans ce travail de recherche du fait de la durée du calcul correspondant (362 h avec 2 processeurs pour le maillage de 5 cm et 36 h avec 1 processeur pour le maillage de 10 cm sur un ordinateur DELL 3 GHz Xeon et 8 Go of RAM).

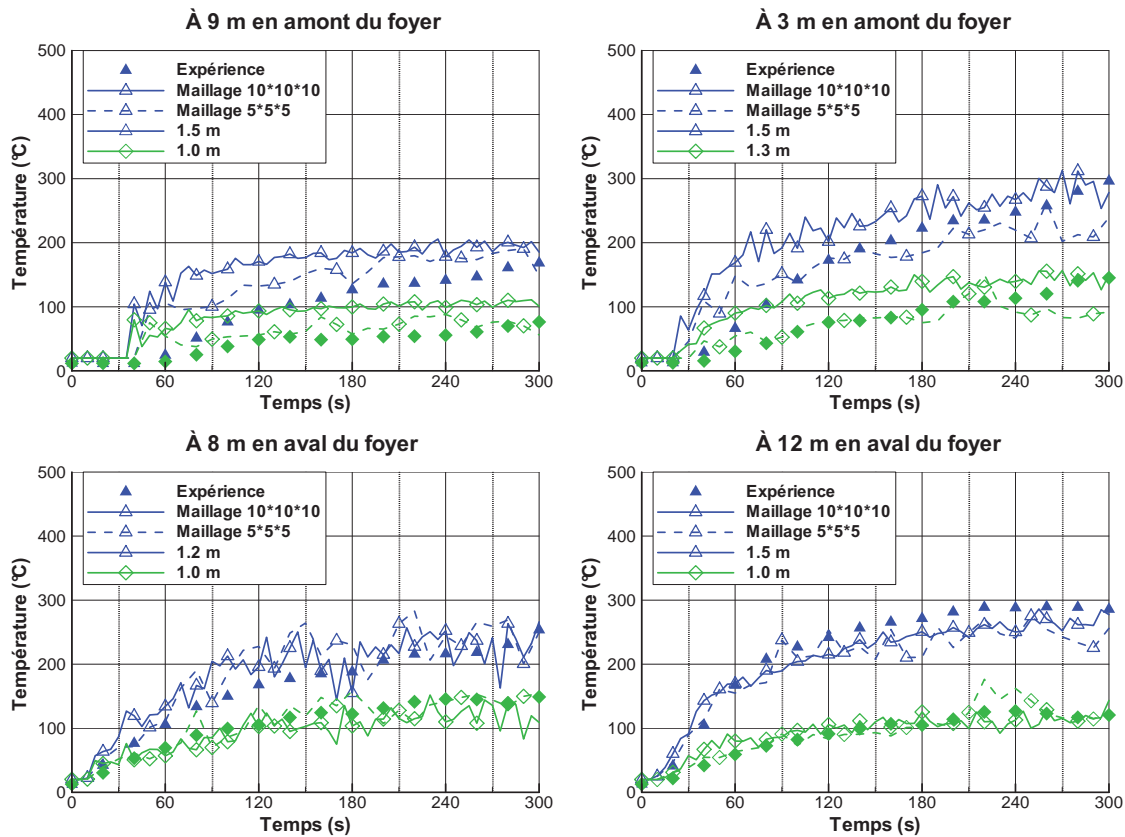


Fig. III.23 — Essai 9 : Évolution temporelle de la température mesurée et prédite par le code en plusieurs points de mesure situés sur l'axe vertical au centre de quatre sections de mesure. Les valeurs numériques sont obtenues avec deux tailles de mailles

Puissance du feu

Dans les essais 2 et 9, l'évolution temporelle de la puissance du feu est déduite de la perte de masse du combustible. Cette puissance est d'ailleurs reprise en tant que donnée d'entrée pour le calcul. Toutefois, la puissance du feu est associée dans l'expérience à une incertitude (cf. Section A.4). Pour cela, ces essais ont été simulés avec une puissance de feu différente afin d'évaluer la sensibilité des résultats numériques à cette entrée. La puissance du feu est définie en entrée de la simulation de la même manière que précédemment mais avec une amplitude 16 % inférieure et supérieure à la valeur estimée lors de l'essai. Cette valeur de 16 % est définie de manière à encadrer l'incertitude du feu comme l'illustre la figure III.6. Les résultats des trois simulations sont représentés sur la figure III.24 pour l'essai 9 et la figure III.25 pour l'essai 2.

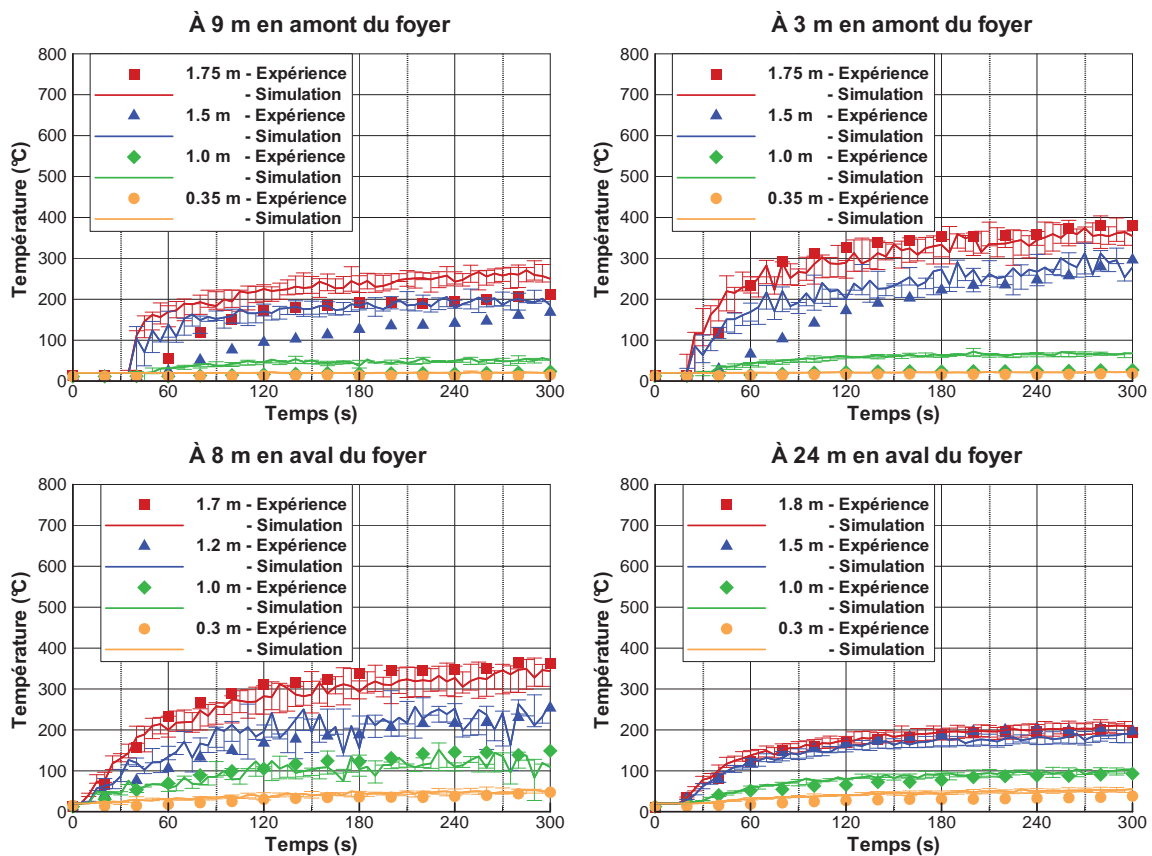


Fig. III.24 — Essai 9 : Évolution temporelle de la température mesurée et prédite en plusieurs points de mesure situés sur l'axe vertical au centre de quatre sections de mesure. Les barres d'erreur réfèrent à la sensibilité des résultats numériques à la définition de la puissance du feu dans un intervalle [-16 % ; +16 %] de la puissance déduite de la perte de masse du foyer au cours de l'essai

Les deux figures III.24 et III.25 mettent en évidence une sensibilité différente des résultats numériques à l'amont du foyer suivant le régime de ventilation. Dans l'essai 9 mené en régime sous-critique, les températures prédites décrivent la même évolution dans les trois simulations et leur amplitude est similaire. Augmenter la puissance du feu augmente tout de même faiblement la température et l'épaisseur de la couche de fumée en amont du foyer. Dans l'essai 2 où un phénomène de backlayering se produit sur quelques mètres, lorsque la puissance du feu est augmentée, ce phénomène se produit plus tôt dans l'essai, la nappe de retour est plus longue, plus chaude et plus épaisse comme le montrent les températures relevées à 3 et 9 m en amont.

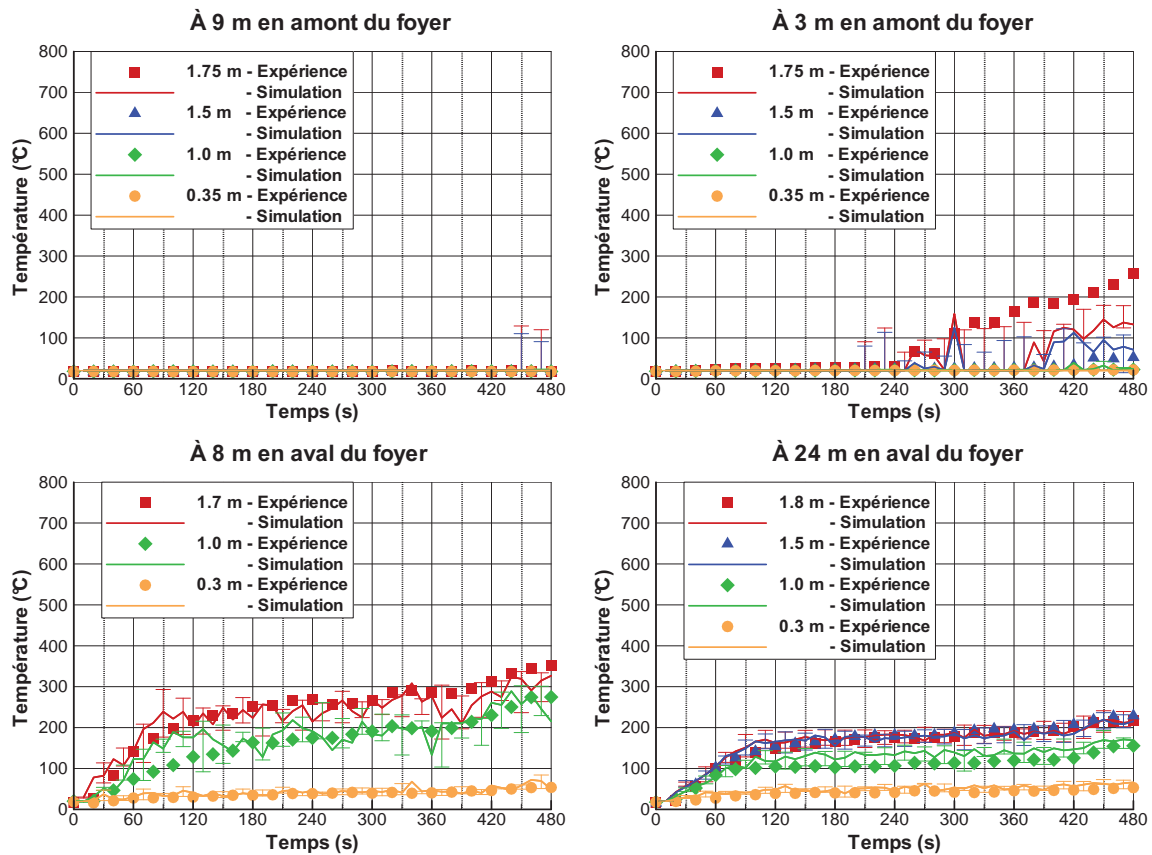


Fig. III.25 — Essai 2 : Évolution temporelle de la température mesurée et prédite en plusieurs points de mesure situés sur l'axe vertical au centre de quatre sections de mesure. Les barres d'erreur réfèrent à la sensibilité des résultats numériques à la définition de la puissance du feu dans un intervalle $[-16\% ; +16\%]$ de la puissance déduite de la perte de masse du foyer au cours de l'essai

En outre, les figures III.24 et III.25 mettent en évidence une même tendance à l'aval du foyer. À savoir, les températures prédites décrivent la même évolution dans les trois simulations et leur amplitude est similaire. La température à l'aval du foyer est ainsi faiblement sensible à la puissance du feu dans l'intervalle de valeurs de puissance testé, pour les deux régimes de ventilation. En d'autres termes, diminuer ou augmenter la puissance du feu dans l'intervalle des incertitudes de mesure induit une couche de fumée d'épaisseur et de température similaires. En tous les points, la température prédite est néanmoins légèrement plus élevée lorsque la puissance du feu est plus importante.

Production en suie et en monoxyde de carbone

Les valeurs considérées pour la production en suie et en monoxyde de carbone dans la réaction de combustion sont extraites de la littérature scientifique. Ces données concernent un feu se développant en milieu ouvert et bien ventilé. Malgré la ventilation longitudinale du tunnel, il se peut que le foyer ne soit pas assez ventilé, la réaction de combustion est alors différente. En particulier, la production en suie et en monoxyde de carbone peut être supérieure aux valeurs considérées. Dans cette étude de sensibilité, il s'agit de comprendre l'influence de ces paramètres sur les mesures de température, de vitesse d'écoulement et de flux de chaleur.

Il ressort de cette étude que, même en multipliant la fraction massique de combustible convertie en monoxyde de carbone par vingt (de manière à passer de 1 % à 20 %), l'environnement thermique (température de l'air et flux de chaleur rayonnée) et l'écoulement ne sont pas sensibles à ce paramètre. À titre d'illustration, pour l'essai 9, l'évolution temporelle de températures relevées en deux points à 9 m en amont et à 8 m en aval du foyer est représentée sur la figure III.26.

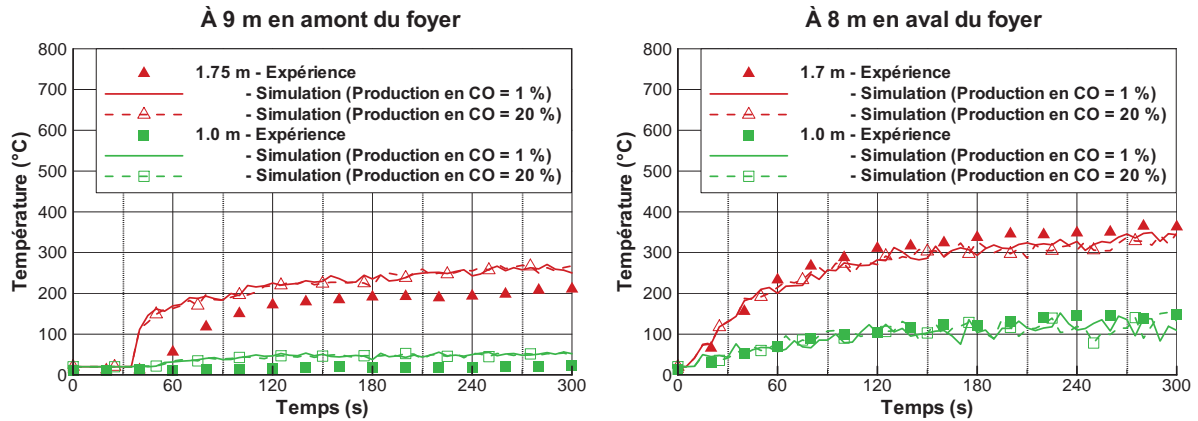


Fig. III.26 — Essai 9 : Évolution temporelle de la température mesurée et prédite en plusieurs points situés sur l'axe vertical au centre de deux sections de mesure. Les valeurs numériques sont obtenues avec deux valeurs différentes de taux de production en monoxyde de carbone

Concernant le taux de production en suie, l'étude de sensibilité a permis de montrer que la température de l'air et plus particulièrement celle de la couche de fumée ainsi que les flux de chaleur rayonnée sont affectés par ce paramètre. Cette sensibilité est néanmoins faible. En effet, par exemple, pour l'essai 9, en multipliant la fraction massique de combustible convertie en suie par dix (de manière à passer de 3,7 % à 37 %), la température près de la voûte diminue d'une trentaine de degrés à proximité du foyer et seuls les flux de chaleur mesurés à l'aval du foyer et à mi-hauteur du tunnel augmentent.

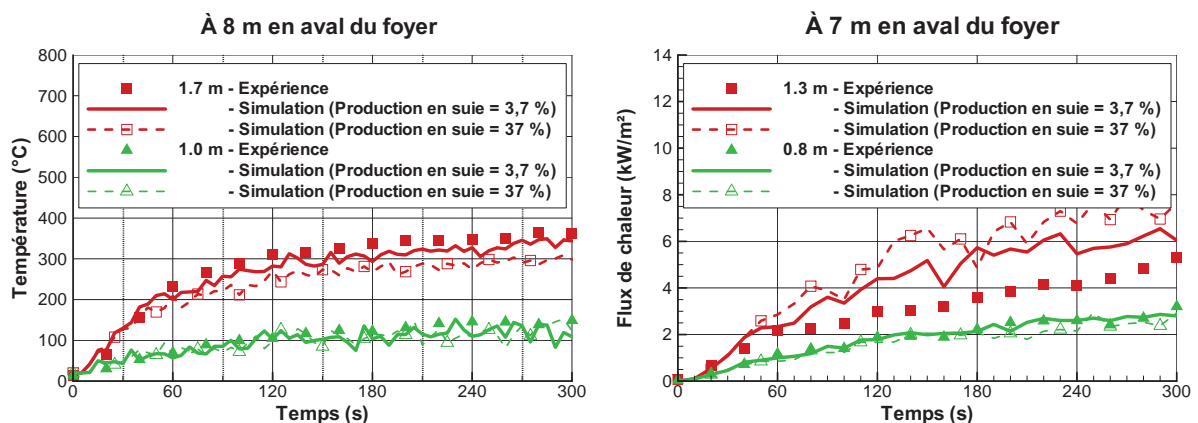


Fig. III.27 — Essai 9 : Évolution temporelle de la température (à gauche) et de la chaleur rayonnée incidente (à droite) mesurée et prédite en plusieurs points situés sur l'axe vertical au centre de deux sections de mesure en aval du foyer. Les valeurs numériques sont obtenues avec deux valeurs différentes de taux de production en suie

Il est néanmoins nécessaire de mentionner qu'augmenter le taux de production en monoxyde de carbone influe sur le degré de toxicité de la phase gazeuse. Quant au taux de production en suie, il influe sur l'opacité de la fumée et donc sur la visibilité. Dans des conditions réelles, ces deux paramètres peuvent ainsi altérer les conditions d'évacuation d'un usager. Pour cela, même si les conditions thermiques et l'écoulement sont peu sensibles à ces deux paramètres, il est nécessaire d'y accorder une attention particulière, notamment dans un contexte d'ingénierie.

Nature des parois du tunnel

Le tunnel est constitué de béton et les parois latérales sont recouvertes de mortier. Ainsi, les matériaux constituant les parois latérales et le sol ont des épaisseurs et des caractéristiques thermiques différentes (cf. Sous-section III.1.1). Dans la simulation, ces matériaux sont définis par leur épaisseur et leurs propriétés thermiques. L'étude de sensibilité permet ici d'évaluer l'influence de ces définitions sur les résultats numériques. Dans ce cadre, trois simulations ont été effectuées. Elles sont identiques en tous points à celles présentées dans les sous-sections III.3.2 et III.3.3, à l'exception de la définition des matériaux constituant le tunnel. Les parois du tunnel sont homogènes dans chacune des simulations et sont composées de béton ou de mortier. Les résultats numériques concernant la température de l'air, la vitesse de l'écoulement et les flux de chaleur rayonnée n'ont montré aucune sensibilité à la composition des parois, sur la durée de l'essai.

Néanmoins, les conditions thermiques et l'écoulement dans le tunnel ont montré une sensibilité à une définition des parois en adiabatique. Pour comprendre ce fait, un feu de puissance constante a été simulé (1500 kW). La composition du tunnel est définie de deux manières différentes. Il est composé entièrement soit de béton, soit de mortier. La répartition globale de l'énergie dans le tunnel est tracée pour ces deux simulations sur la figure III.28. Ainsi, la différence de définition ne semble influencer qu'après 600 s. En d'autres termes, si les conditions thermiques et l'écoulement dans le tunnel ne semblent pas sensibles à la définition des parois dans les essais 2 et 9, cela paraît être lié à la durée de ces essais qui n'excède pas 480 s.

Ventilation du tunnel - Débit d'extraction

Dans les essais 2 et 9, la puissance du feu est similaire (cf. Figure III.20), la vitesse de ventilation longitudinale imposée dans ces essais conduit à des régimes de ventilation différents. L'environnement thermique dans le tunnel, en amont et en aval du foyer, est consécutivement très différent (cf. Figures III.7 et III.12). Une étude de sensibilité est menée en faisant varier le débit d'extraction dans la gamme [-30 % ; +30 %] de la valeur imposée par le ventilateur de tirage dans l'expérience. Les résultats numériques des trois simulations sont représentés sur la figure III.29 pour l'essai 9.

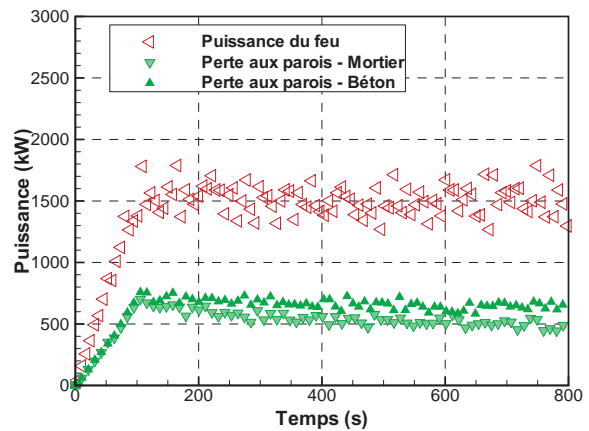


Fig. III.28 — Répartition globale de l'énergie dans le tunnel suivant sa composition pour un feu de puissance constante et un régime de ventilation sur-critique

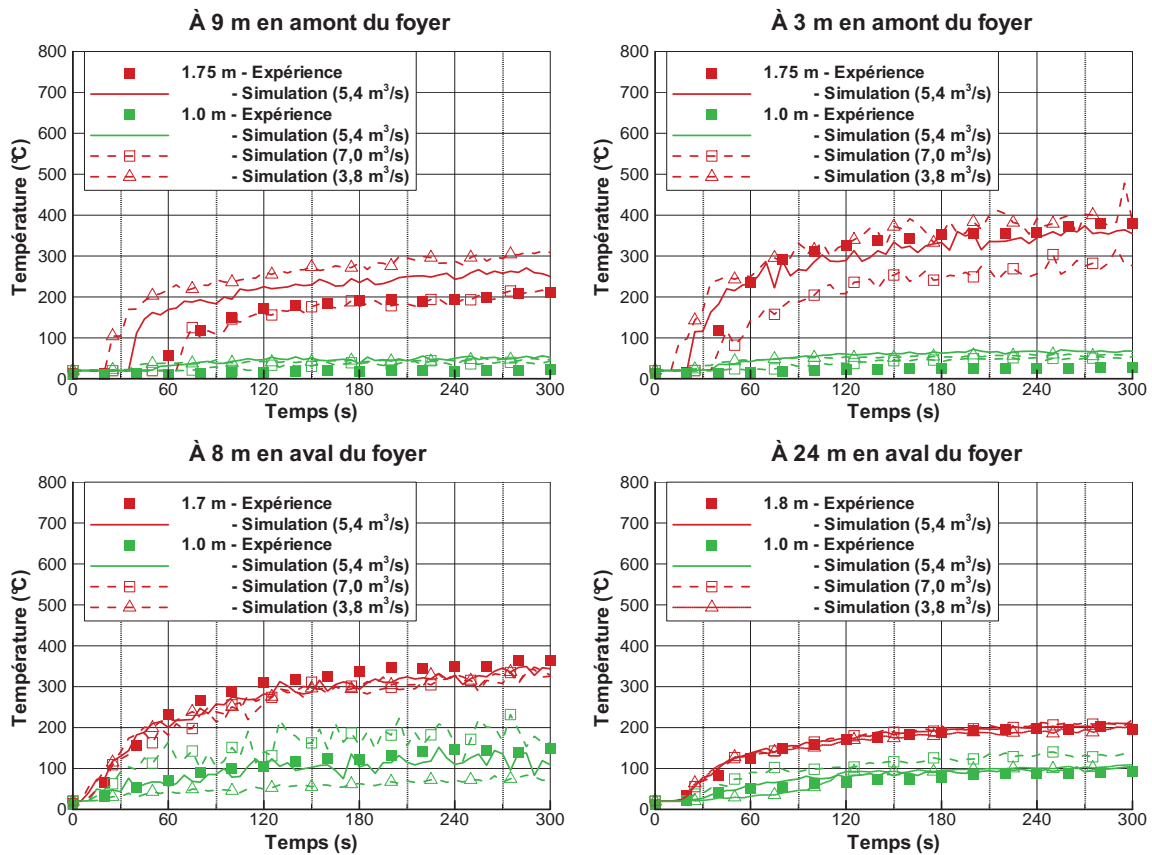


Fig. III.29 — Essai 9 : Évolution temporelle de la température prédite en plusieurs points situés sur l'axe vertical au centre de quatre sections de mesure. Les valeurs numériques sont obtenues en définissant le débit d'extraction dans l'intervalle [-30 % ; +30 %] de la valeur imposée lors de l'essai

Au regard de cette figure III.29, la température près de la voûte à l'aval prédite par le code est similaire dans les trois simulations. Seule l'épaisseur de la couche de fumée chaude semble sensible au débit extrait à l'extrémité aval : diminuer le débit extrait induit une couche de fumée moins épaisse. Cette même sensibilité est observée dans le cas de l'essai 2 mené avec une vitesse de ventilation supérieure à la valeur critique.

À l'amont, la différence entre les trois simulations est plus importante. En effet, la couche de retour remonte d'autant plus vite le tunnel que le débit extrait est faible. Pour une même puissance de feu, la vitesse de ventilation au droit du foyer atteint plus vite la valeur critique de backlayering lorsque le débit extrait est plus faible. En outre, la couche de fumée pendant la phase stationnaire est différente. La température sous la voûte est plus élevée et la couche de fumée est plus épaisse lorsque le débit extrait est faible.

Dans cette section, nous avons étudié des feux en tunnel sur la base d'une campagne d'essais menée à échelle intermédiaire. Pour cela, nous avons dans un premier temps évalué le code de calcul FDS sur sa capacité à prédire l'écoulement et les conditions thermiques dans le tunnel. Le code a, à cette occasion, également permis de mieux comprendre les données expérimentales et notamment

l'incidence de la condition limite d'extraction en volume imposée à l'extrémité aval sur l'occurrence d'une nappe de retour. Dans un deuxième temps, l'étude des échanges thermiques a souligné l'importance des parois. Cette étude nous a permis de mesurer le caractère confiné de la configuration tunnel et également de mettre en évidence la dépendance de la répartition globale de l'énergie au régime de ventilation (sous- ou sur-critique). Dans un troisième temps, nous avons étudié la sensibilité des résultats à quelques paramètres d'entrée de la simulation.

Le code de calcul ayant montré une bonne capacité à reproduire des feux en tunnel, il s'agit à présent de simuler des feux en tunnel soumis à une aspersion par brouillard d'eau. De la même manière que sans aspersion, l'approche consiste à évaluer le code de calcul par comparaison à des données expérimentales. Pour cela, la même campagne d'essais menée à échelle intermédiaire est exploitée. Le code est ensuite utilisé pour comprendre les phénomènes mis en jeu lors de l'opération du système brouillard d'eau et mesurer leur importance.

III.4 Essais avec aspersion

Deux essais impliquant une aspersion par brouillard d'eau ont été simulés, il s'agit des essais 27 et 28 de la campagne d'essais. Ils sont conduits avec des vitesses de ventilation longitudinale proches de 3,0 m/s à l'état initial. Cette valeur étant supérieure à la valeur critique de backlayering (cf. Sous-section III.1.3), un régime de ventilation longitudinale sur-critique est auguré. Ces deux essais diffèrent sur le nombre de buses de brouillard d'eau activées :

- six buses sont activées de part et d'autre du foyer, dans l'essai 27 ;
- seules les trois buses se situant à l'amont du foyer sont activées, dans l'essai 28.

Étant donné la position⁷ des buses dans ces essais, le brouillard d'eau a une influence sur la qualité des mesures. Les gouttes d'eau sont susceptibles, dans la zone d'aspersion et en aval du foyer (du fait du transport des gouttes), de se déposer sur les thermocouples et les radiomètres ainsi que d'obturer les sondes de Recknagel. Consécutivement, les mesures de température et de flux de chaleur peuvent être sous-estimées dans ces deux zones. Les mesures de vitesse d'écoulement se sont révélées quant à elles inexploitables en aval du foyer dans la mesure où les données enregistrées sur la section de mesure située à 18 m sont fortement bruitées dans ces deux essais ce qui laisse supposer une obturation des sondes. Pour cela, la comparaison des données expérimentales et des valeurs numériques est effectuée essentiellement hors de la zone d'aspersion pour les températures, en amont pour les flux de chaleur rayonnée et en amont pour la vitesse de l'écoulement. Les flux de chaleur à l'aval du foyer sont quant à elles exploitées avec une certaine réserve.

Les deux essais 27 et 28 ont la particularité d'être conduits avec un faible nombre de buses d'aspersion et un espacement entre les buses de 1,5 m. De la sorte, l'activation du système d'aspersion n'induit pas une chute brutale de la puissance du feu et permet ainsi l'étude des conditions thermiques lorsque le brouillard d'eau est pulvérisé et ce, pendant plusieurs minutes. En comparaison, dans la même campagne d'essais, lors de l'essai 11 conduit avec 20 buses disposées tous les mètres, le déclenchement du système d'aspersion a conduit rapidement à l'extinction du foyer, ne permettant pas d'étudier réellement les interactions eau-feu-fumée [98].

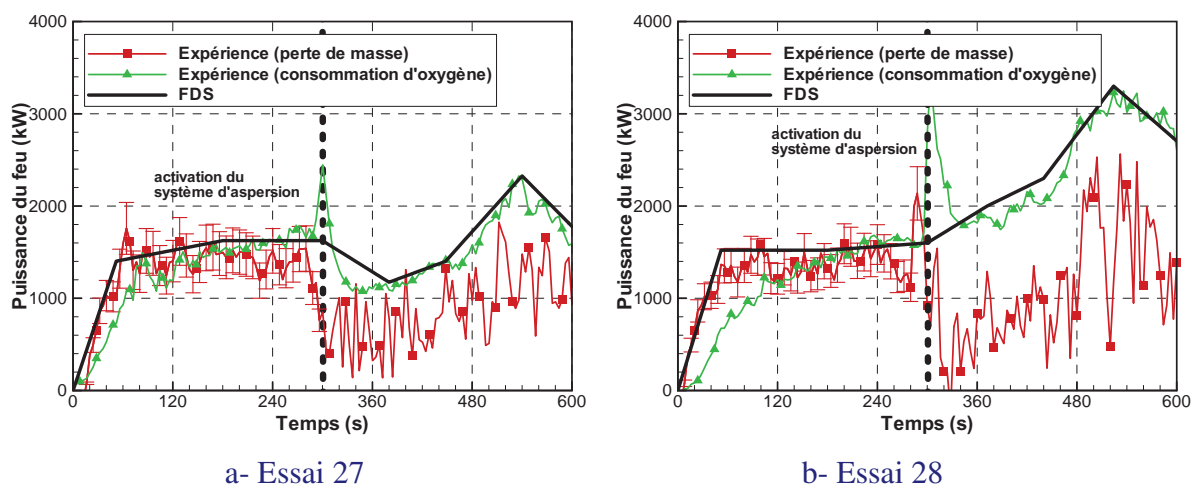


Fig. III.30 — Évolution temporelle du débit calorifique pour les essais 27 et 28

7. Rappel : les buses sont disposées à 4, 2,5 m et 1 m en amont et à 0,5, 2 m et 3,5 m en aval dans l'essai 27 et à 4, 2,5 m et 1 m en amont dans l'essai 28. Le système d'aspersion est détaillé dans la sous-section III.1.4

Les deux essais 27 et 28 ont été menés avec une vitesse de ventilation similaire et un même nombre de buses situées à l'amont du foyer. Cependant, au regard de la figure III.30, l'aspersion n'a pas la même incidence sur l'activité du foyer. Dans l'essai 27, l'évolution de la puissance du feu s'effectue en trois phases :

- une chute de puissance de 300 kW dans un premier temps ;
- une augmentation de puissance, faible de 350 à 480 s puis très importante entre 480 et 550 s. La puissance maximale alors atteinte est proche de 2400 kW ;
- une décroissance importante enfin, jusqu'à la fin de l'essai.

Dans l'essai 28, l'évolution de la puissance du feu ne décrit que les deux dernières phases :

- une augmentation de puissance, faible jusqu'à 440 s puis très importante entre 440 et 520 s ;
- une décroissance importante à partir de 520 s jusqu'à la fin de l'essai.

La chute de puissance dans l'essai 27 peut être induite par le refroidissement de la phase gazeuse entraînée vers le foyer, la raréfaction du dioxygène au droit du foyer du fait de l'évaporation des gouttes d'eau ou encore le refroidissement du combustible par le dépôt d'eau liquide dans le bac d'heptane. Ces trois phénomènes sont d'autant plus importants dans l'essai 27 (comparativement à l'essai 28) qu'un brouillard d'eau supplémentaire est pulvérisé au droit du foyer par la buse située à 0,5 m en aval. Ensuite, l'augmentation de puissance, commune aux deux essais, peut être expliquée par une augmentation de la turbulence au droit du foyer du fait de l'aspersion, induisant un plissement des flammes plus important. Le plissement augmente la surface du front de flamme qui se traduit par une augmentation de la consommation de dioxygène et donc par une augmentation de la puissance du feu. La forte augmentation peut de surcroît, être induite par l'apport supplémentaire de chaleur au combustible consécutif à l'échauffement au cours de l'essai du bac contenant l'heptane. Enfin, la décroissance commune aux deux essais à la fin est attribuée à l'épuisement du combustible.

III.4.1 Modélisation

Ces essais sont modélisés de la même manière que les deux essais sans aspersion présentés précédemment. En d'autres termes, la puissance du feu et la vitesse de ventilation longitudinale correspondent à l'essai simulé et toutes les autres données d'entrée des simulations sans aspersion détaillées dans la sous-section III.3.1 sont reprises ici. À ces paramètres, s'ajoute la modélisation de l'aspersion par brouillard d'eau produite par les buses de la campagne, elle est détaillée ci-après.

Foyer

La réaction de combustion met en jeu l'heptane. De la même manière que pour les essais sans aspersion, le modèle de combustion utilisé est celui par défaut dans la version 5.4. Ainsi, la réaction de combustion est un paramètre d'entrée de la simulation. En particulier, nous définissons les taux de production du monoxyde du carbone et en suie. Les valeurs considérées sont identiques à celles utilisées pour les essais sans aspersion, elles sont extraites de la référence [128]. À savoir, la fraction massique de combustible convertie en suie, respectivement en monoxyde de carbone, est fixée à 3,7 %, respectivement 1,0 %.

La figure III.30 représente les évolutions temporelles des puissances du feu déduites de la perte de masse du foyer et de la consommation de dioxygène mesurées au cours des essais 27 et 28. Cette figure représente également les puissances définies en entrée des simulations. Ces données sont comme précédemment des fonctions linéaires par morceaux. Avant l'activation du système d'aspersion, elles exploitent la puissance déduite des deux méthodes. Après l'activation du système, elles exploitent uniquement la puissance déduite de la consommation de dioxygène.

En effet, dans ces deux essais, de l'eau est pulvérisée par le système d'aspersion en amont du foyer. La ventilation longitudinale transportant ces gouttes au droit du foyer, la pesée du bac d'heptane et donc le calcul de la puissance à partir de cette donnée sont faussés. Puisque l'évolution du débit calorifique est une donnée d'entrée de la simulation durant la phase d'aspersion, le modèle d'extinction qui définit une décroissance du débit calorifique en cas d'aspersion est désactivé.

Aspersion par brouillard d'eau

La représentation numérique de l'aspersion réalisée par une buse de brouillard d'eau nécessite la connaissance des conditions d'aspersion (pression d'alimentation, débit d'émission, orientation de la buse) et également du spray produit (granulométrie, forme de l'empreinte et angle d'aspersion). La granulométrie du spray est modélisée dans le code FDS par une loi hybride log-normal/Rosin-Rammler paramétrisée par un diamètre moyen d_m et un paramètre de dispersion δ (cf. Paragraphe II.1.1). Ces deux paramètres sont définis au point d'injection. Pour déterminer leur valeur et ainsi modéliser l'aspersion produite par l'une des buses de la galerie d'essais, l'analyse par Anémométrie laser en Phase Doppler a été simulée. Les paramètres d'aspersion sont ensuite choisis sur la base de la comparaison entre la granulométrie mesurée et celle prédite par le code FDS.

Une aspersion est simulée dans une enceinte cubique fermée de 2 mètres de côté. La buse est représentée par cinq injecteurs pulvérisant des gouttes d'eau à température ambiante à une vitesse de 60 m/s, avec un débit de 5,5 L/min et sous une pression d'alimentation de 90 bars. L'empreinte conique de chaque spray est caractérisée par un demi-angle de pulvérisation égal à 20 °. La polydispersion est représentée par vingt classes de diamètres (répartis entre 0 à 400 μm) de taille uniforme. La valeur du diamètre moyen est ensuite modifiée dans l'intervalle [20 μm ; 80 μm]. Le paramètre de dispersion est quand à lui fixé à 2,85.

La comparaison entre la granulométrie mesurée et celle prédite par le code de calcul s'effectue le long de l'axe vertical passant par l'injecteur central. Leur position relativement au point d'injection est représentée sur la figure III.3. Cette comparaison porte sur le diamètre de Sauter, noté d_{32} , qui est le rapport entre la somme des diamètres au cube et la somme des diamètres au carré d'un ensemble de gouttes.

La figure III.31 représente l'évolution le long de l'axe vertical passant par l'injecteur central des diamètres de Sauter d_{32} . Ces valeurs sont expérimentales et numériques. Concernant les valeurs numériques, elles résultent de simulations employant différentes valeurs de diamètre moyen de gouttes.

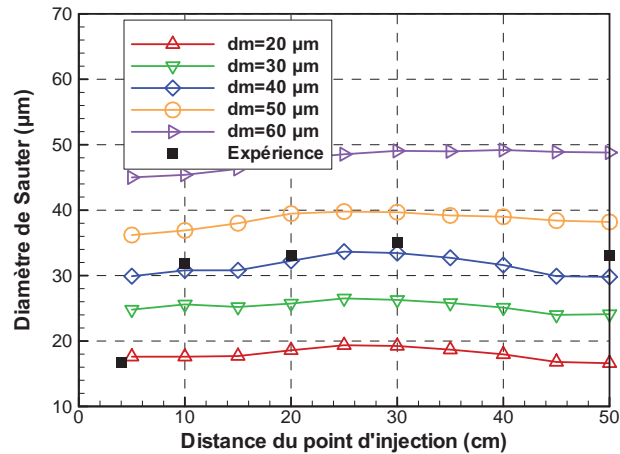


Fig. III.31 — Évolution du diamètre de Sauter suivant l'axe central vertical mesurée et prédite par le code FDS pour cinq valeurs de diamètre moyen de gouttes au point d'injection

Au regard de la figure ci-dessus, les diamètres de Sauter mesurés et prédits décrivent la même évolution, en excluant⁸ la valeur expérimentale à 4 cm. Dans une première phase, le diamètre croît faiblement en s'éloignant du point d'injection. Puis, à partir de 30 cm du point d'injection, celui-ci décroît lentement. Au regard de cette figure, il semble que l'écart entre la distribution mesurée et celle prédite par le code de calcul est plus faible pour une distribution de gouttes au point d'injection définie par un diamètre moyen de 40 µm. Par conséquent, cette valeur est utilisée lors de la simulation des essais 27 et 28.

8. La mesure à 4 cm n'est pas prise en compte dans la comparaison car elle est très différente des autres mesures laissant supposer un fractionnement du spray incomplet

III.4.2 Asperion réalisée en amont et en aval du foyer

Validation du code de calcul

Aucun essai de répétabilité n'ayant été effectué avec un système d'asperion activé, les incertitudes pour cet essai 27 ne sont estimées qu'à partir des données transmises par les fabricants. Or, celles-ci sont très faibles pour la température de l'air (cf. Paragraphe III.3.3 pour l'essai 2). Aucune incertitude n'est ainsi associée à la température de l'air dans l'étude qui suit.

Température de l'air

La vitesse de ventilation longitudinale imposée lors de cet essai induit un régime sur-critique. Avant l'activation du système d'asperion, l'environnement est donc comparable à celui de l'essai 2 : quasiment toute la fumée est repoussée d'un seul côté du tunnel. La température en amont du foyer est de ce fait proche de l'ambient tandis que l'environnement est thermiquement stratifié à l'aval (cf. Figure III.32). Néanmoins, comme dans l'essai 2, alors que la vitesse de ventilation à l'état initial est supérieure aux estimations de la valeur critique, une nappe de retour remonte le tunnel à contre-courant sur quelques mètres au cours de l'essai après 100 s. Cette nappe de fumée n'excède pas 40 cm d'épaisseur à 3 m en amont du tunnel et sa longueur reste comprise entre 5 et 9 m dans l'expérience. Cette nappe qui survient dans l'expérience, n'est pas prédite par le code de calcul FDS.

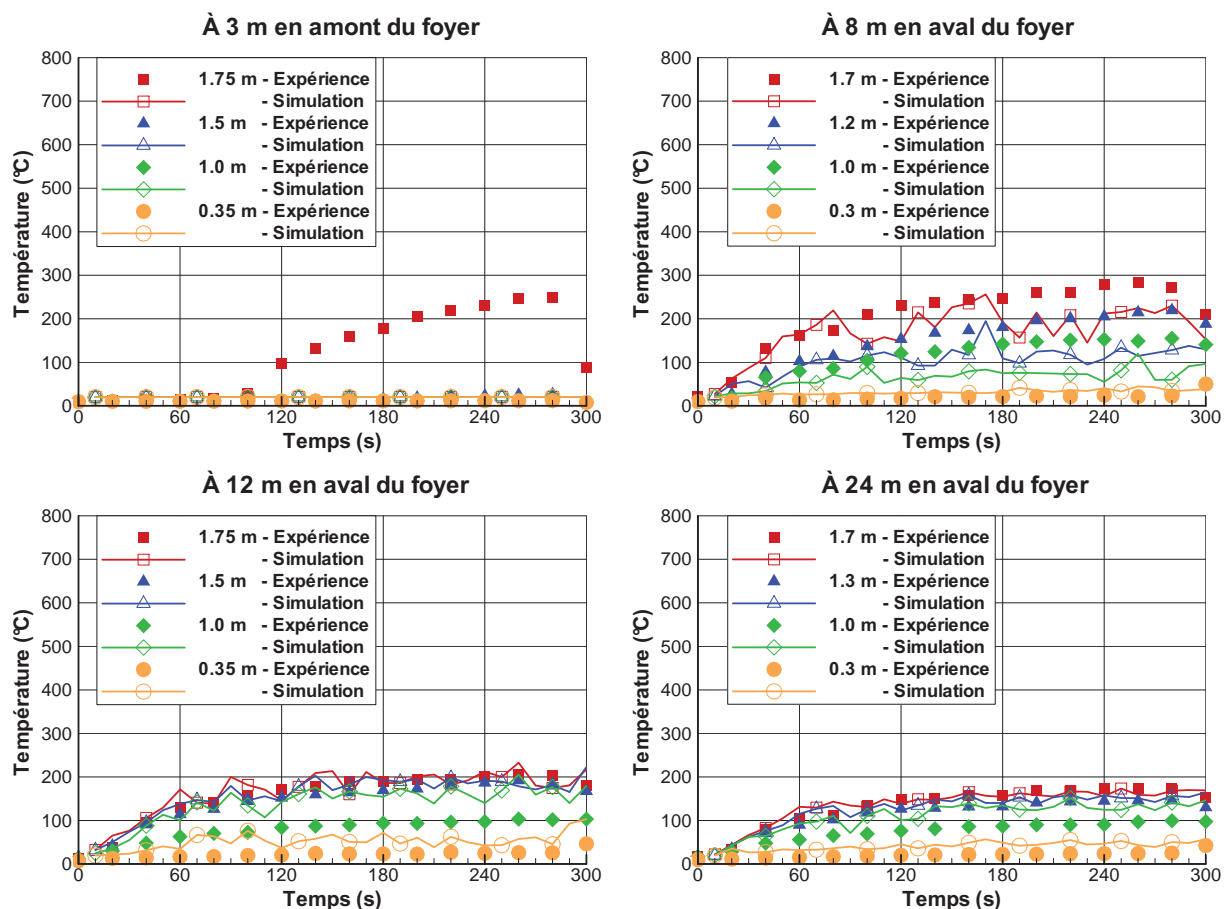


Fig. III.32 — Évolution temporelle avant 300 s de la température mesurée et prédite par le code en plusieurs points de mesure situés sur l'axe vertical médian de quatre sections de mesure

À l'aval du foyer, le code de calcul prédit bien l'évolution des températures dans le tunnel avant l'activation du système d'aspersion par brouillard d'eau (cf. Figure III.32). Elles décrivent, comme dans les deux essais précédents, la même évolution que la puissance du feu : une phase de croissance suivie par une phase quasi-stationnaire. La comparaison des valeurs expérimentales et des données numériques met également en évidence que le code prédit bien l'amplitude des températures et ce, d'autant mieux que la section de mesure est éloignée du foyer ou que le point de mesure sur la section se situe en partie haute près de la voûte ou en partie basse, près du sol. Ces deux observations ont été effectuées précédemment, notamment pour l'essai 2 (cf. Sous-section III.3.3).

Dans l'expérience, l'activation du système d'aspersion à 300 s induit la disparition de la nappe de retour à l'amont du foyer. De plus, sur chaque section de mesure située à l'aval du foyer, les températures relevées sur toute la hauteur du tunnel décroissent (cf. Figure III.33). Ce refroidissement de la phase gazeuse est accompagné d'une déstratification thermique mise en évidence par l'homogénéité de la température de l'air sur chaque section de mesure. À 8 m en aval du foyer, par exemple, toutes les températures sur cette section avoisinent 60 °C entre 360 et 400 s. Après deux minutes d'aspersion, vers 420 s, l'environnement semble se stratifier thermiquement à nouveau en dépit de l'aspersion. Les températures relevées en partie haute sont en effet plus élevées qu'en partie basse. Par exemple, à 540 s, la température à 8 m en aval du foyer est proche de 160 °C près de la voûte, 120 °C à mi-hauteur et 80 °C à 30 cm du sol.

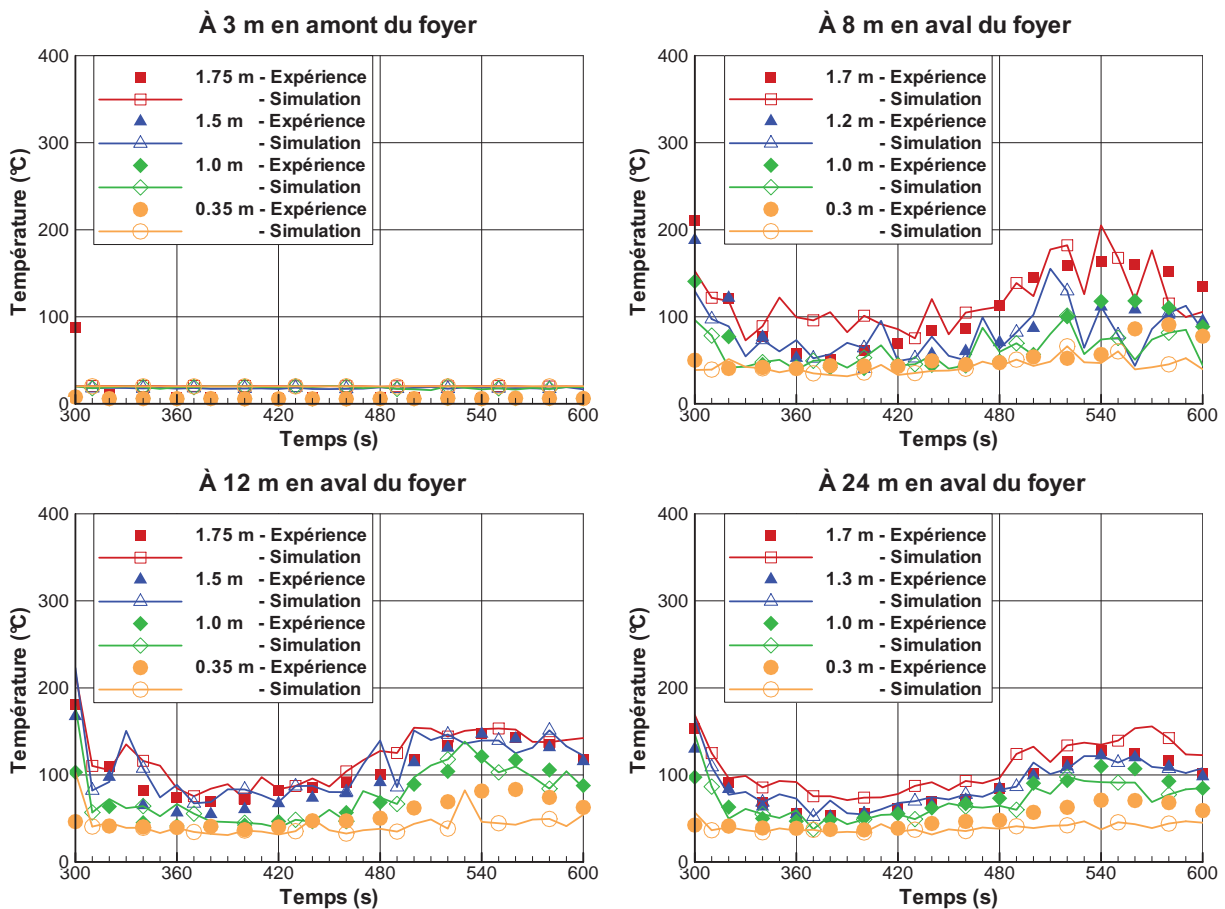


Fig. III.33 — Évolution temporelle après 300 s de la température mesurée et prédite par le code en plusieurs points de mesure situés sur l'axe vertical médian de quatre sections de mesure

Quelle que soit la position du point de mesure hors de la zone d'aspersion à l'aval du foyer, le code CFD rend bien compte de la première baisse de température occasionnée par l'activation du système d'aspersion. Ce code prédit également convenablement la valeur atteinte à la suite de cette baisse sur chaque section de mesure. Les températures prédites ensuite décrivent la même évolution que celles mesurées et ce, jusqu'à la fin de l'essai alors même que la puissance du feu augmente à nouveau vers 540 s. En particulier, l'environnement thermique prédit par le code tend à se stratifier.

Dans les deux essais 2 et 9 menés sans aspersion et même au début de cet essai 27, les températures décrivent la même évolution que la puissance du feu et sont sensibles à cette évolution. Nous pourrions noter que, pendant la phase d'aspersion dans cet essai 27, la température de l'air semble moins sensible à la puissance du feu. Par exemple, lorsque la puissance du feu augmente fortement de 1200 à 2200 kW entre 380 et 530 s, la température à 8 m en aval du foyer (c.-à-d. la section de mesure située au plus près du foyer hors de la zone d'aspersion) évolue peu, de 50 °C à une valeur comprise entre 50 et 160 °C suivant la hauteur.

Vitesse d'écoulement

L'évolution temporelle de la vitesse de l'air relevée en trois points à 5 m en amont du foyer est représentée sur la figure III.34. Ces points se situent à 40 cm, 1,10 m et 1,85 m du sol sur l'axe vertical au centre de cette section transversale. À 40 cm et à 1,1 m, pendant toute la durée de l'essai, les vitesses prédites par le code restent comprises dans l'intervalle de confiance défini par les incertitudes de mesure. Les vitesses relevées en ces deux points sont similaires en termes d'évolution et de valeurs dans l'expérience et la simulation. Elles sont quasi-stationnaires et avoisinent 2 m/s, même pendant la phase d'aspersion. Elles sont néanmoins plus bruitées durant cette dernière phase. Près de la voûte, avant l'activation du système d'aspersion, la vitesse est négative dans l'expérience, traduisant la présence de la nappe de retour s'écoulant à contre-courant. L'activation de l'aspersion induisant la disparition de ce phénomène, cette vitesse devient positive. Sa valeur quasi-constante ensuite, avoisine alors 2 m/s comme aux deux autres hauteurs.

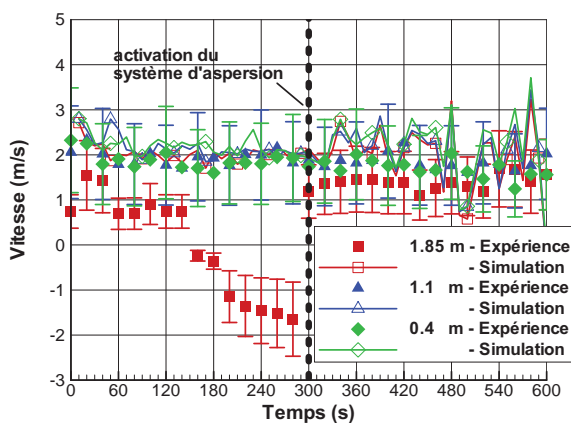


Fig. III.34 — Évolution temporelle de la vitesse longitudinale mesurée et prédite par le code en trois points de mesure situés sur l'axe vertical médian de la section de mesure de vitesse à l'amont du foyer

Flux de chaleur

Les évolutions temporelles des flux de chaleur rayonnée mesurés en sept points (quatre à 7 m en amont et trois à 7 m en aval du foyer) sont représentées sur la figure III.35. Ces points se situent entre 30 cm et 1,30 m du sol sur l'axe vertical au centre des deux sections transversales.

Avant l'activation du système d'aspersion, les flux de chaleur mesurés et prédits à l'amont du foyer sont très faibles (inférieurs à $0,5 \text{ kW/m}^2$) et quasiment stationnaires. En d'autres termes, quelle que soit la hauteur du point de mesure, une même valeur de flux de chaleur est mesurée et prédite. À l'aval du foyer, les flux de chaleur sont plus importants, et ce, notamment, pour deux raisons. La couche de fumée ainsi que les parois du tunnel rayonnent d'une part, et la ventilation longitudinale abat les flammes dans cette direction d'autre part. Les flux mesurés à cette distance sont identiques quelle que soit la hauteur du point de mesure. Concernant le code FDS, il surestime ces flux et ce, d'autant plus que la cote du point de mesure est élevée.

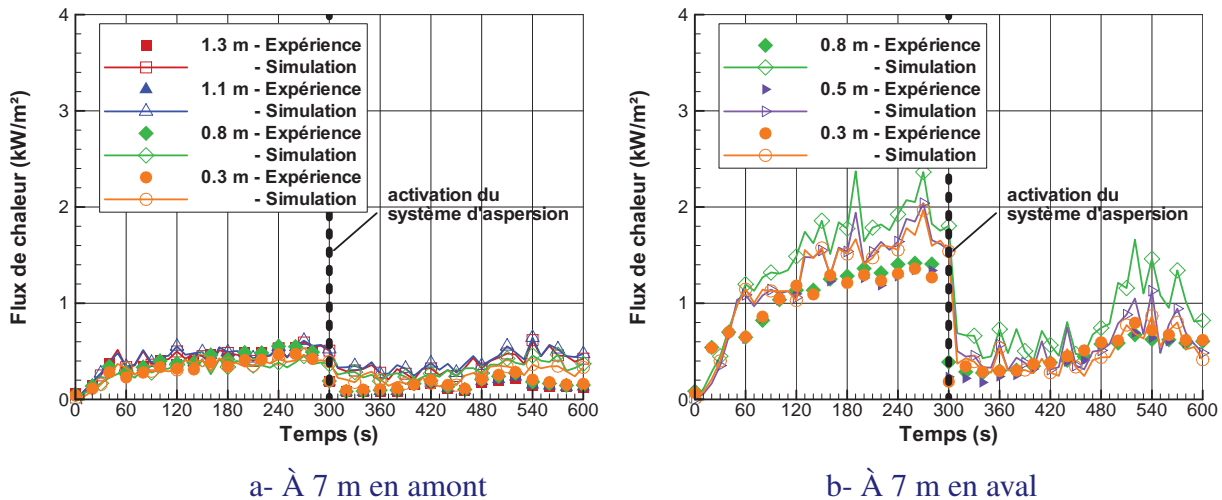


Fig. III.35 — Évolution temporelle de la chaleur rayonnée mesurée et prédite par le code en sept points de mesure situés sur l'axe vertical médian de deux sections de mesures

Après l'activation du système d'aspersion, les flux de chaleur diminuent à l'amont et à l'aval du foyer. En particulier, à l'aval du foyer où cette baisse est plus importante, les flux mesurés diminuent entre $1,0$ et $1,1 \text{ kW/m}^2$, entre 30 et 80 cm du sol. Le code FDS prédit cette baisse de flux de chaleur, elle est comprise dans le calcul entre $1,0$ et $1,2 \text{ kW/m}^2$ à ces mêmes positions. En amont du foyer, les flux de chaleur, qui diminuent également suite à l'activation de l'aspersion, sont légèrement surestimés par le code FDS, la surestimation moyennée sur la période d'aspersion restant inférieure à $0,25 \text{ kW/m}^2$ en tous les points de mesure.

Étude de l'interaction entre l'aspersion et le feu

Après avoir été évalué, le code de calcul est exploité pour étudier l'interaction entre l'aspersion et la situation de feu dans cet essai. En d'autres termes, il s'agit d'étudier l'influence de l'aspersion sur la ventilation du tunnel et la stratification de l'environnement (couche de fumée chaude en partie haute et couche d'air plus frais en partie basse) et réciproquement, d'analyser l'influence de l'environnement sur la dynamique du brouillard d'eau (transport des gouttes, évaporation des gouttes, transport de la vapeur d'eau).

La figure III.36 représente l'évolution temporelle des débits massiques et volumiques de l'air sur plusieurs sections transversales du tunnel situées en amont et en aval du foyer.

Avant l'activation du système d'aspersion, à un instant donné, le débit massique prend une valeur similaire sur toutes les sections transversales du tunnel. La conservation de la masse dans le calcul est ainsi vérifiée⁹. Concernant le débit volumique, à l'aval du foyer, il diminue à mesure que la section transversale est éloignée du foyer du fait du refroidissement de la phase gazeuse au contact des parois. La sous-section III.3.4 a d'ailleurs permis de montrer que les parois jouent un rôle énergétique très important dans une telle configuration.

La figure III.36-b met également en évidence que ce débit volumique est très différent suivant s'il est mesuré sur une section amont ou aval. Il est en effet très faible en amont comparativement à l'aval. De plus, il suit l'évolution inverse de la puissance du feu à l'amont (il diminue grandement puis décrit un état quasi-stationnaire) tandis qu'à l'aval du foyer, il évolue peu au cours de l'essai traduisant une vitesse d'écoulement quasi-constante au cours du temps sur cette partie du tunnel. Ces deux différences peuvent être attribuées à la condition limite en volume constant imposée à l'extrémité aval qui, déplace un volume d'air plus ou moins important à l'amont du foyer relativement à la puissance du feu. La différence d'amplitude est la conséquence du régime de ventilation sur-critique, la masse volumique de la phase gazeuse à l'amont du foyer est très élevée comparativement à celle à l'aval du foyer.

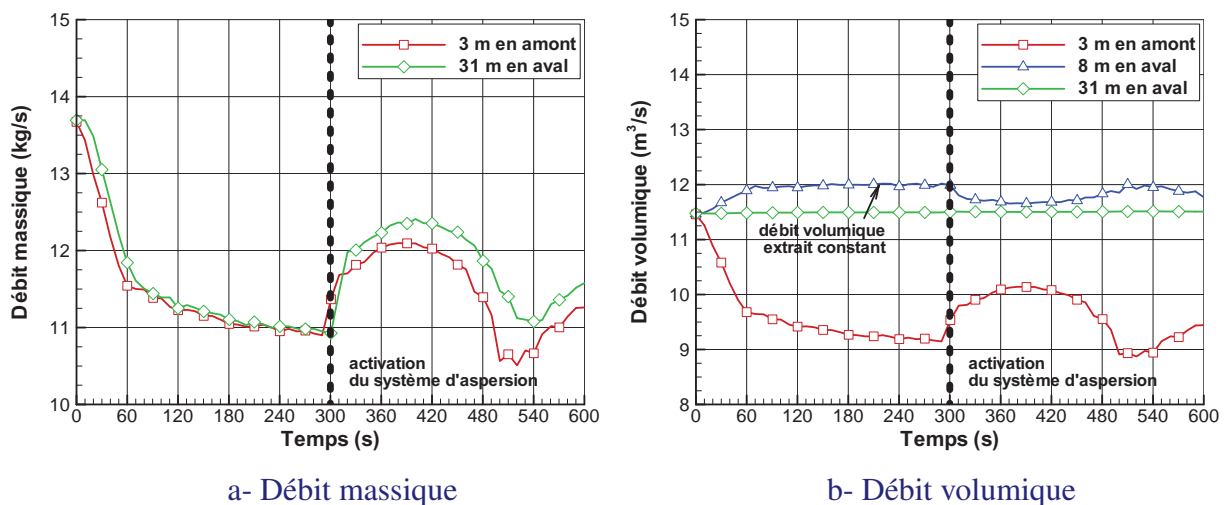


Fig. III.36 — Évolutions temporelles des débits massiques (à gauche) et volumiques (à droite) prédits par le code sur trois sections transversales situées en amont ou en aval du foyer

Dans un premier temps, l'activation du système d'aspersion induit une forte augmentation des débits volumiques et massiques à l'amont du foyer du fait du fort refroidissement de la phase gazeuse dans le tunnel. Une masse d'air importante est ainsi entraînée dans le tunnel à partir de l'extrémité amont pour satisfaire la condition limite à l'extrémité aval. Ensuite, les débits massiques et volumiques en amont du foyer suivent de la même manière qu'au début de l'essai, l'évolution inverse de la puissance du feu. *A contrario*, le débit volumique reste quasi-constant à l'aval.

9. La masse de combustible libérée au droit du foyer est très faible relativement à la masse d'air s'écoulant dans le tunnel

Il peut être de plus noté qu'après l'activation du système d'aspersion, le débit massique mesuré à l'amont du foyer n'est plus similaire à celui relevé à l'aval du foyer. Cette différence est due notamment à l'évaporation des gouttes d'eau pulvérisées, la masse de vapeur d'eau produite s'ajoutant à la masse d'air s'écoulant dans le tunnel.

La figure III.37 représente le champ de concentration en eau liquide sur le plan longitudinal médian après deux minutes d'aspersion. La ventilation longitudinale imposée lors de cet essai induit un déplacement du brouillard d'eau. Alors que le système d'aspersion opère entre 4 m en amont et 3,5 m en aval, les gouttes sont transportées jusqu'à 15 m en aval pendant la période d'aspersion, une faible concentration en eau liquide (inférieure à $0,001 \text{ kg/m}^3$) pouvant tout de même être mesurée localement au-delà, à moins de 70 cm du sol. L'écoulement diphasique chargé en eau liquide et en vapeur d'eau s'écoulant vers l'extrémité aval agit comme un bouclier radiatif et est ainsi à l'origine des faibles valeurs de flux de chaleur rayonnée mesurées à 7 m alors même que la puissance du feu est importante (cf. Figures III.30-a et III.35).

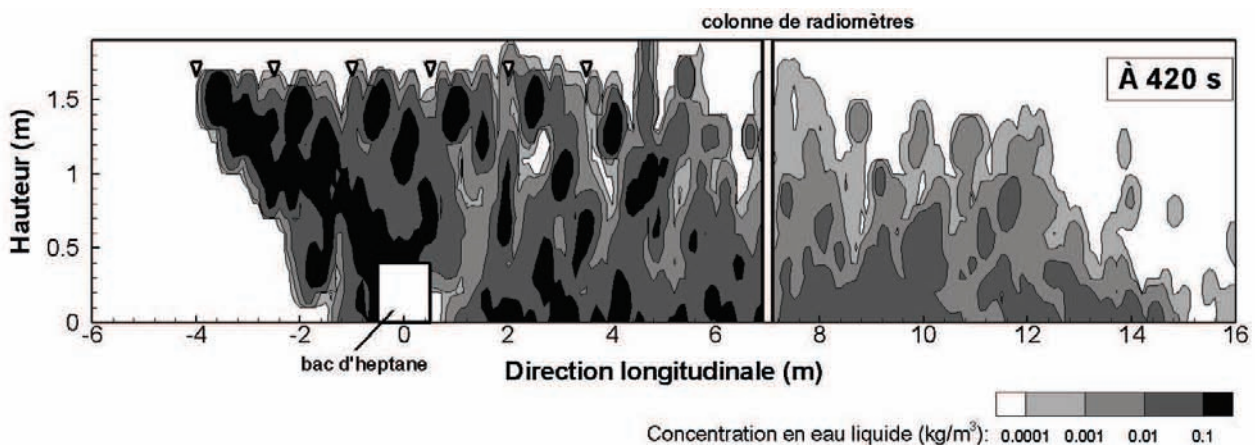


Fig. III.37 — Champ de concentration en eau liquide sur le plan longitudinal médian à 420 s. Les triangles indiquent la position des buses d'aspersion

L'aspersion crée une résistance à l'écoulement longitudinal du tunnel ainsi qu'à l'écoulement induit par l'activité du foyer. Le panache qui s'étirait vers l'aval avec un angle voisin de 24° à la date d'activation du système brouillard d'eau est de la sorte plus incliné (cf. Figure III.38). De plus, les gaz produits par la combustion sont dilués avec l'écoulement diphasique opposé et ainsi refroidis. La température à l'aval du foyer, même à proximité, est consécutivement très faible comparativement à la puissance du feu. Par exemple, alors que la puissance est voisine de 1300 kW à 420 s, la température prédite par le code de calcul à cette date est comprise entre 30 et 135°C à 4 m et entre 30 et 90°C à 8 m en aval du foyer.

La figure III.38 associée à la figure III.39 confirment ce que nous avons présumé à partir des valeurs locales de température de l'air. À savoir, l'activation du système d'aspersion provoque une déstratification thermique au sens où le gradient vertical de température est très faible sur chaque section de mesure. Ensuite, lorsque le feu est plus puissant, l'environnement à l'aval du foyer se restructifie thermiquement et ce, en dépit de la poursuite de l'aspersion. Les profils observés par exemple à 540 s montrent un gradient thermique important au plus près du foyer. Puis, au fur et à

mesure que l'on s'éloigne du foyer, la nappe de fumée se refroidit et s'épaissit du fait du refroidissement au contact des parois du tunnel, de l'absorption de chaleur par les gouttes d'eau et du mélange occasionné par l'écoulement turbulent.

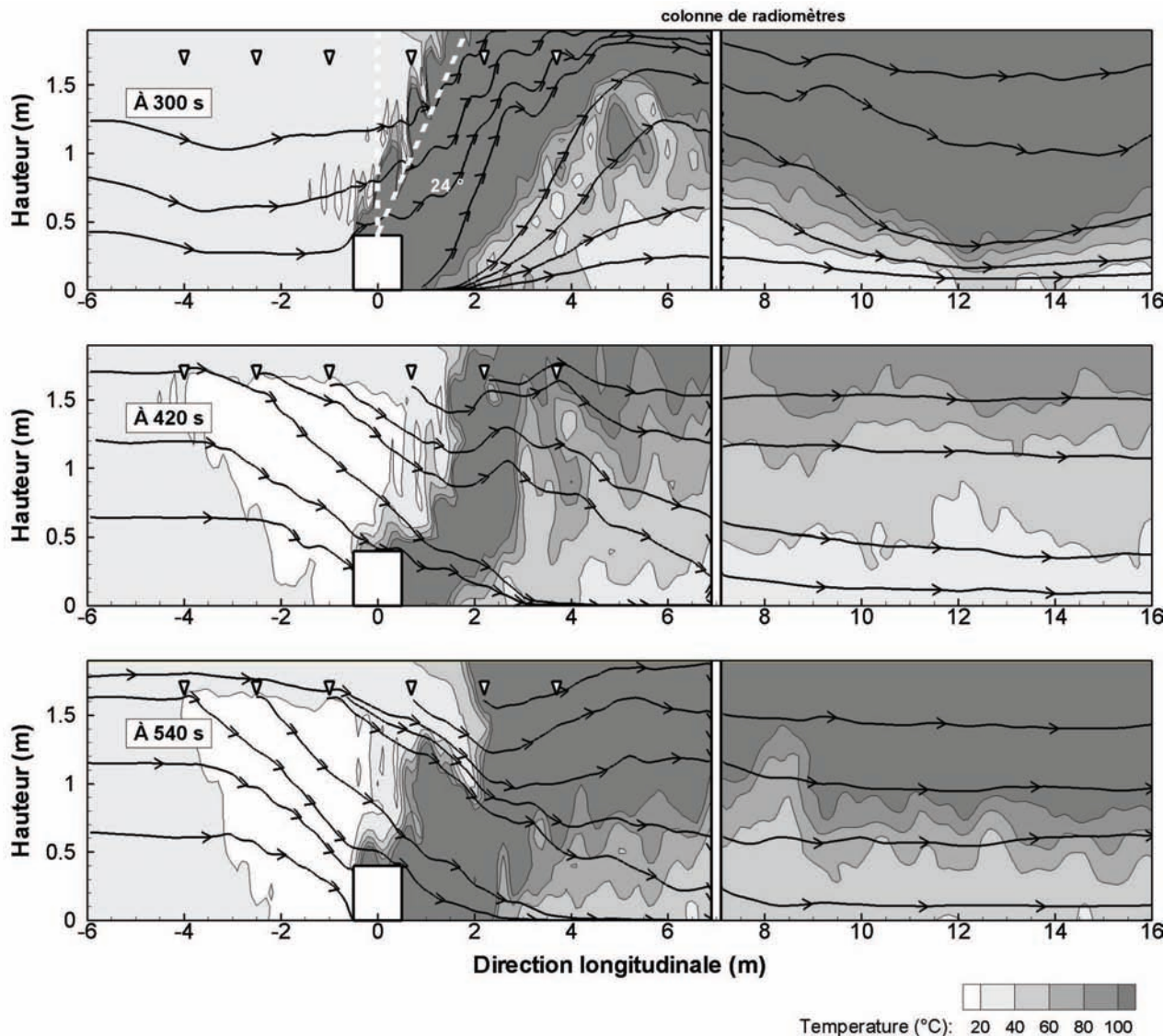


Fig. III.38 — Champ de température et lignes de courant sur le plan longitudinal médian à la date d'activation du système d'aspersion, deux et quatre minutes après

Ces champs de température dressent une cartographie de l'environnement. En représentant les champs de concentration des espèces chimiques, nous obtenons une autre cartographie de l'espace à première vue étonnante. L'environnement qui est stratifié thermiquement après 420 s est caractérisé par une concentration en dioxygène, en dioxyde de carbone et en monoxyde de carbone uniforme suivant la hauteur (cf. Figures III.40 et III.41). Par exemple, à 420 s, les fractions volumiques en dioxygène, en dioxyde de carbone et en monoxyde de carbone relevées en aval sur toute la hauteur du tunnel sont de l'ordre de 19 %, 0,6 % et 30 ppm respectivement. À 540 s, quand le feu est plus puissant, ces concentrations sont modifiées : les fractions volumiques en dioxygène, en dioxyde de carbone et en monoxyde de carbone sont alors de l'ordre de 12 %, 3,6 % et 200 ppm respectivement.

La concentration en vapeur d'eau est quant à elle plus variable selon la hauteur du tunnel et également selon la distance de la section de mesure au foyer. Par exemple, à 540 s, la fraction massique en vapeur d'eau varie entre 3,5 et 5,5 % à 8 m, entre 4,0 et 5,2 % à 12 m et entre 4,1 et 5,5 % à 24 m en aval. Cette fluctuation peut être attribuée à la fois au transport de la vapeur d'eau par la fumée en partie haute du tunnel et à l'évaporation des gouttes d'eau qui sont plutôt présentes en partie basse.

Il convient de noter que, puisque dans la simulation les taux de production des espèces chimiques sont définis en entrée de la simulation, la réaction de combustion est inchangée pendant la phase d'aspersion. Or, lorsqu'un brouillard d'eau est pulvérisée au droit du foyer, la dilution locale du dioxygène peut modifier la réaction de combustion et induire notamment une augmentation de la production en monoxyde de carbone. La simulation numérique ne permet donc pas de commenter la composition de l'air de manière quantitative.

La différence entre cette nouvelle cartographie de l'environnement et la précédente peut être attribuée à deux phénomènes concomittants. Premièrement, lorsque de la vapeur d'eau est créée ou présente dans une zone, elle diminue la concentration des autres espèces, elle les dilue. Or, au regard des figures III.40 et III.41, la vapeur d'eau est transportée sur toute la partie aval du tunnel, en parties haute et basse. Deuxièmement, au droit du foyer, une partie du panache (chargé en produits de la combustion) est entraînée par le brouillard d'eau vers le sol. Elle est alors refroidie au contact des gouttes. De cette manière, elle n'est plus visible sur les champs de température mais elle contribue à la diminution du dioxygène et à l'augmentation du dioxyde de carbone et du monoxyde de carbone en partie basse.

Au regard de la figure III.41, lorsque la puissance du feu est importante, la phase gazeuse entraînée vers le foyer et qui alimente la combustion est chargée en vapeur d'eau. Cette vapeur d'eau est créée par l'évaporation du spray au contact de la phase gazeuse à température élevée d'une part et du fait de l'absorption de chaleur rayonnée émise par la phase gazeuse, les parois du tunnel, le foyer et le panache d'autre part. La concentration prédite au droit du foyer à son instant d'activité maximale est inférieure à 14 %. Cette valeur est très faible et correspond en particulier au niveau critique des hydrocarbures relevé dans la littérature au-dessous duquel le combustible brûle mal et le feu peut s'éteindre par étouffement (cf. Paragraphe I.2.3).

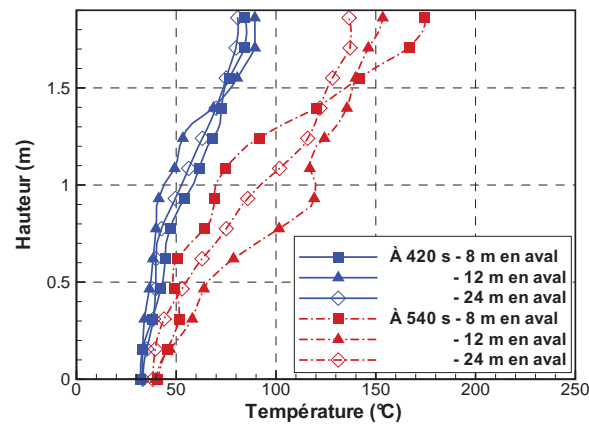


Fig. III.39 — Profil de température de l'air sur l'axe vertical médian de trois sections de mesure à deux et quatre minutes après la date d'activation du système d'aspersion

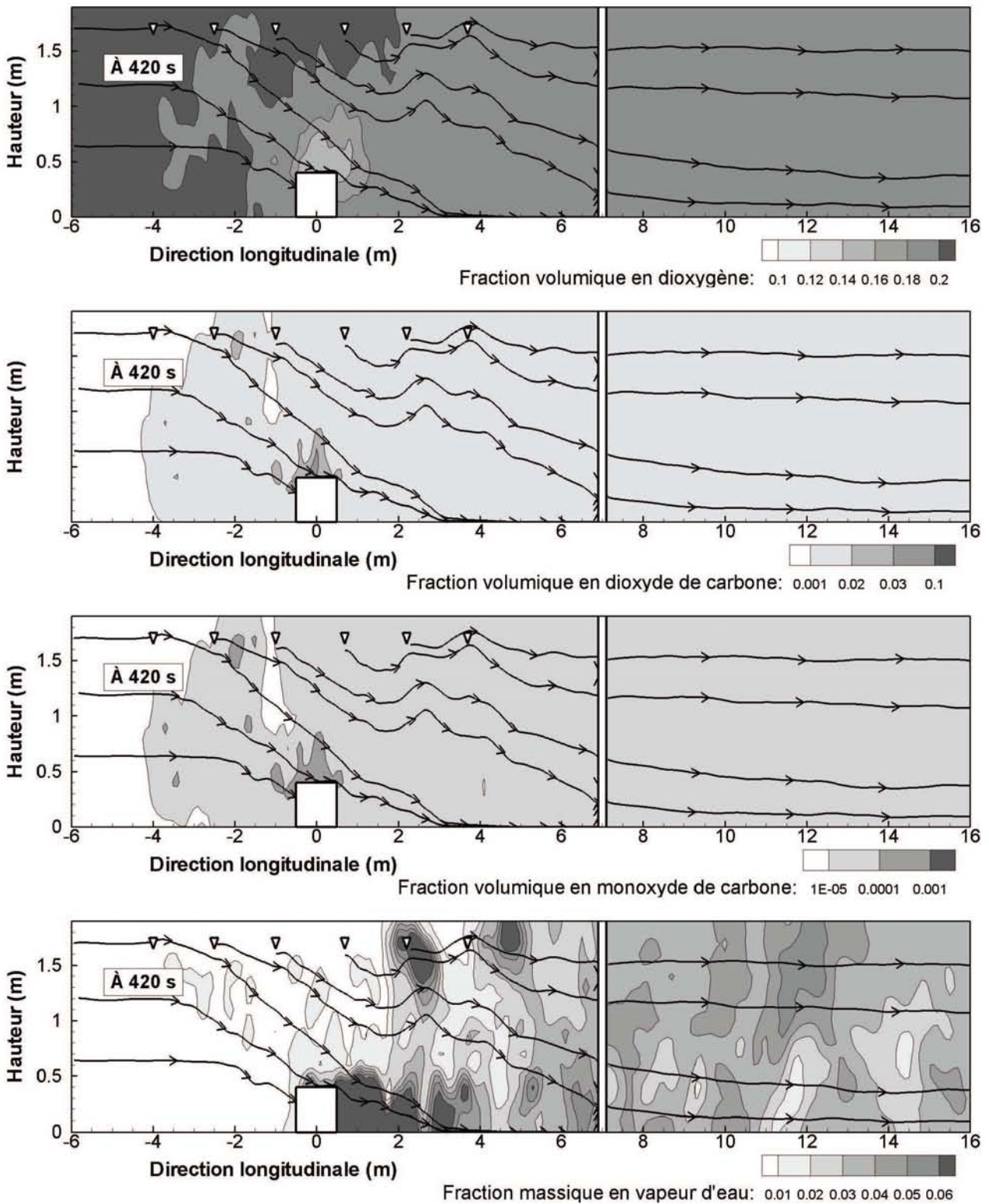


Fig. III.40 — Composition de l'air au centre du tunnel deux minutes après la date d'activation du système d'aspersion

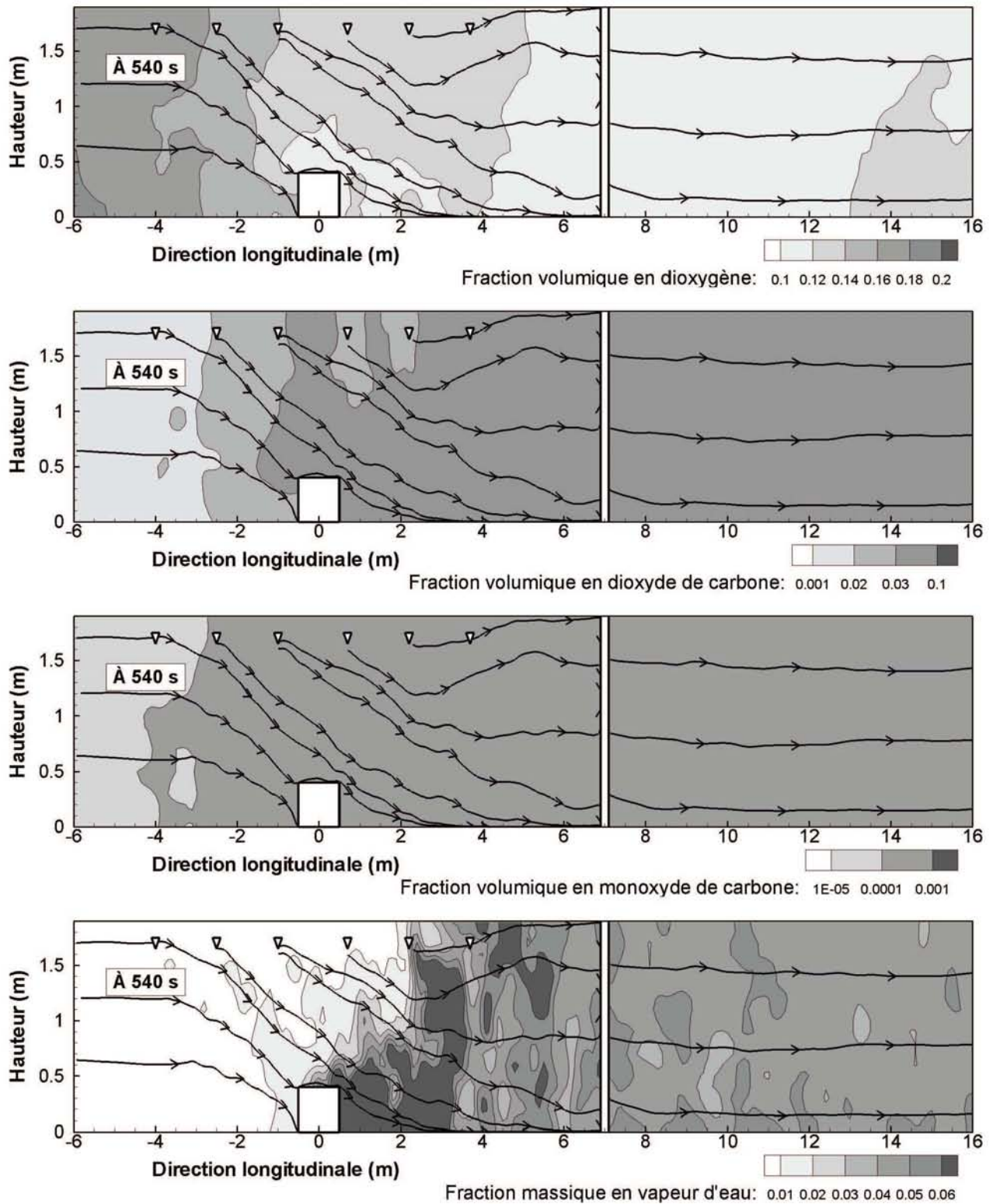


Fig. III.41 — Composition de l'air au centre du tunnel quatre minutes après la date d'activation du système d'aspersion

III.4.3 Aspersion réalisée en amont du foyer

Validation du code de calcul

Comme pour l'essai 27, les incertitudes ne sont estimées ici qu'à partir des données transmises par les fabricants puisqu'aucun essai de répétabilité n'a été effectué avec un système d'aspersion actif. Les incertitudes associées à la température de l'air étant ainsi très faibles (cf. Paragraphe III.3.3 pour l'essai 2), aucune incertitude n'est associée à cette variable dans l'étude qui suit.

Température de l'air

Avant l'activation du système d'aspersion, l'évolution et les valeurs de la puissance du feu ainsi que la vitesse de ventilation longitudinale à l'état initial sont comparables dans cet essai à celles de l'essai 27 (cf. Figure III.30). De la sorte, le régime de ventilation est sur-critique : les températures relevées à l'amont du foyer sont proches de l'ambiante tandis qu'à l'aval, l'environnement est stratifié thermiquement. Au regard de la figure III.42, le code de calcul reproduit convenablement cet environnement en aval du foyer. En effet, l'évolution et l'amplitude des températures prédites sont comparables à celles relevées lors de l'essai et ce, d'autant mieux que la section de mesure est éloignée du foyer ou que le point de mesure sur la section se situe en partie haute près de la voûte ou en partie basse, près du sol. Ces deux observations ont été effectuées précédemment, notamment pour l'essai 2 (cf. Sous-section III.3.3).

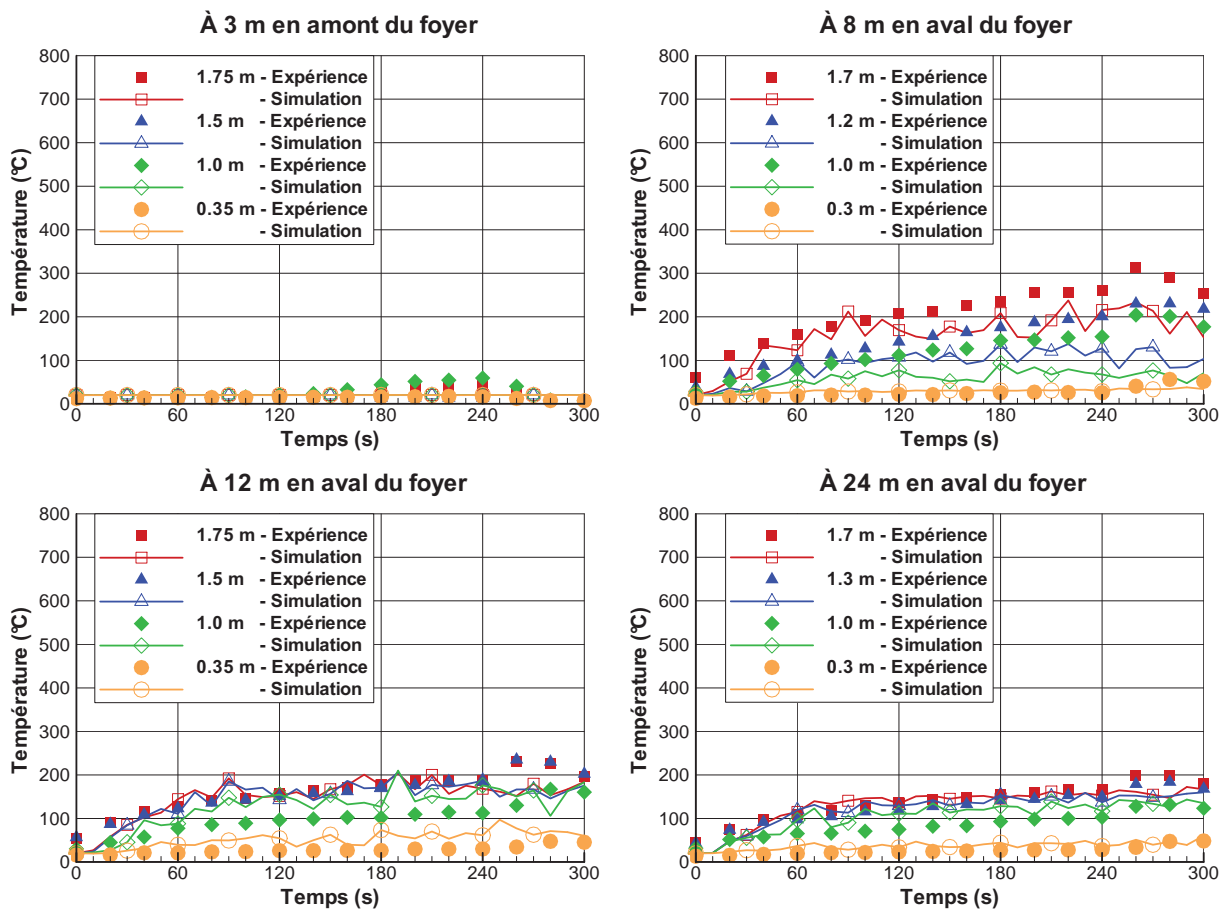


Fig. III.42 — Évolution temporelle avant 300 s de la température mesurée et prédite par le code en plusieurs points de mesure situés sur l'axe vertical médian de quatre sections de mesure

Dans l'expérience, alors que l'activation du système d'aspersion à 300 s induit une augmentation de la puissance de 1500 kW à 1750 kW, la figure III.43 met en évidence un (faible) refroidissement de la phase gazeuse. Par exemple, à 8 m en aval, la température décroît de 290 à 245 °C près de la voûte et de 200 à 170 °C à mi-hauteur. À 12 m en aval, la température décroît de 225 à 190 °C près de la voûte et de 170 à 150 °C à mi-hauteur. À 24 m en aval du foyer, la température décroît de 200 à 180 °C près de la voûte et de 185 à 165 °C à mi-hauteur. À ces trois distances du foyer, la température près du sol reste quant à elle inchangée sur cet intervalle de temps, voisine de 55 °C.

Le gradient de température suivant la hauteur sur les deux sections en aval du foyer, pendant la première minute d'aspersion, met par conséquent en évidence que l'activation du système d'aspersion n'induit pas dans cet essai une déstratification thermique de l'environnement, contrairement à l'essai 27. *A contrario*, l'environnement reste clairement stratifié et les températures en partie basse, qui en cas de déstratification augmentent, ne semblent pas affectées par l'aspersion.

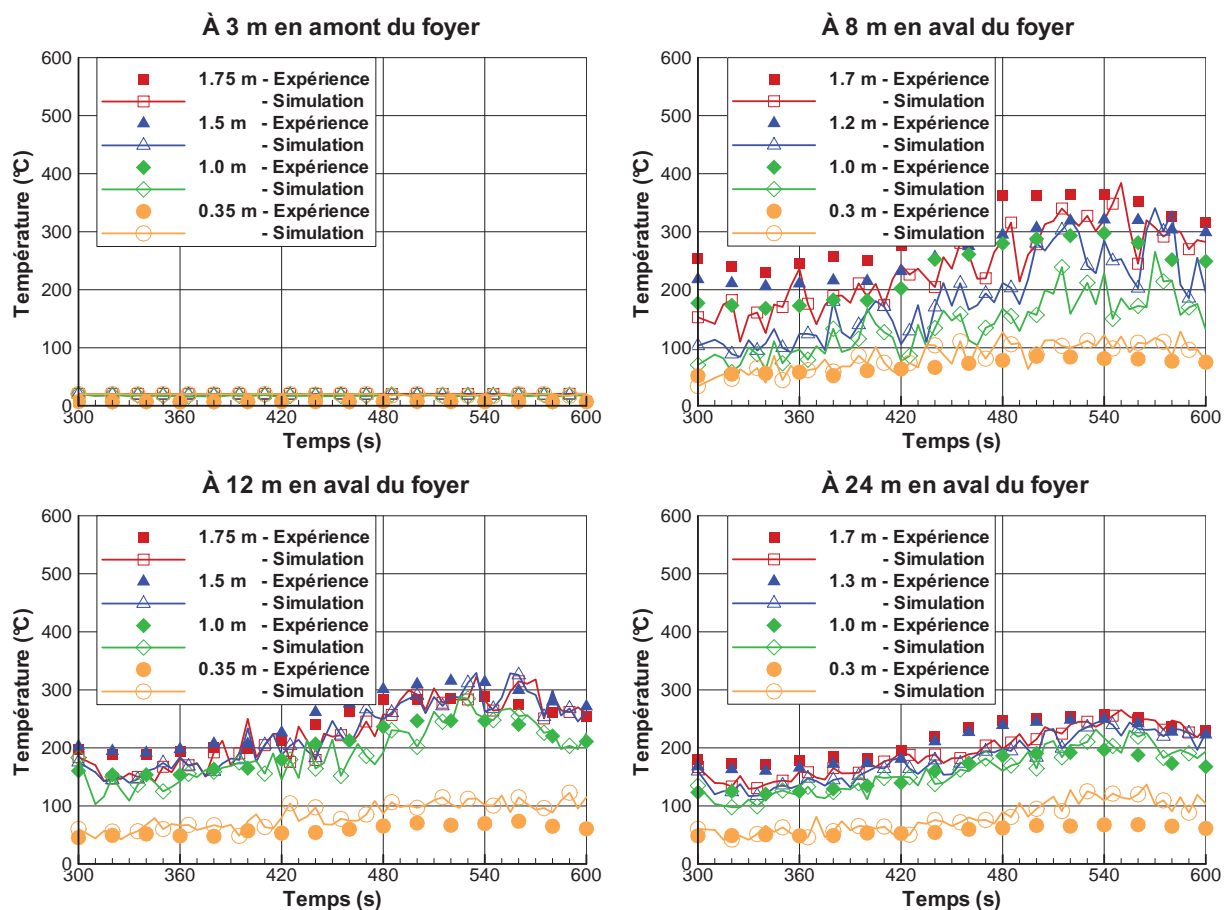


Fig. III.43 — Évolution temporelle après 300 s de la température mesurée et prédite par le code en plusieurs points de mesure situés sur l'axe vertical médian de quatre sections de mesure

Ensuite, pendant le reste de la phase d'aspersion, les températures suivent la même évolution que la puissance du feu, à savoir une phase de croissance entre 360 s et 540 s puis une phase de décroissance jusqu'à la fin de l'essai. Tandis que ces évolutions sont très importantes pour la puissance du feu (la puissance passe de 1750 kW à près de 3000 kW entre 360 et 540 s puis décroît jusqu'à

atteindre 2400 kW à 600 s), les températures évoluent peu relativement à ces niveaux de puissance. En particulier, à 8 m du foyer (à 24 m du foyer respectivement), la température la plus élevée sur cette section est relevée près de la voûte, elle avoisine 245 °C (180 °C respectivement) à 360 s et 365 °C (255 °C respectivement) à 540 s lorsque la puissance est la plus forte.

Au regard de la figure III.43, à 8 m en aval du foyer, le code de calcul FDS surestime le refroidissement de la phase gazeuse près de la voûte et à mi-hauteur et ce, pendant toute la phase d'aspersion. Au delà, en aval, le code reproduit bien les conditions thermiques. En particulier, le refroidissement de la phase gazeuse pendant la première minute est convenablement estimé, quelque soit la position du point de mesure sur les sections à 12 et 24 m du foyer. Ensuite, les températures prédites par le code décrivent la même évolution que les mesures : une augmentation jusqu'à 540 s suivie par une décroissance.

De la même manière que dans l'essai 27 mené avec un système d'aspersion et contrairement aux deux essais 2 et 9 sans aspersion, les températures dans le tunnel ne décrivent pas la même évolution que la puissance du feu pendant la phase d'aspersion. Les températures relevées sur toute la partie aval du tunnel évoluent très peu durant les deux premières minutes de l'aspersion alors que la puissance du feu augmente de près de 600 kW.

Vitesse d'écoulement

L'évolution temporelle de la vitesse de l'air relevée en trois points à 5 m en amont du foyer est représentée sur la figure III.44. Ces points se situent à 40 cm, 1,10 m et 1,85 m du sol sur l'axe vertical au centre de cette section transversale. La comparaison des mesures et des valeurs prédites conduit à des tendances similaires à celles de l'essai 27. À savoir, avant 300 s, les vitesses prédites par le code sont proches, voire comprises dans l'intervalle de confiance défini par les incertitudes de mesure. Les vitesses relevées en ces trois points sont similaires en termes d'évolution et de valeurs dans l'expérience et la simulation. Elles sont quasi-stationnaires et avoisinent 2 m/s. Ensuite, après 300 s, les vitesses prédites sont supérieures à celles mesurées pendant les deux premières minutes de la phase d'aspersion. Puis, elles restent comprises dans l'intervalle de confiance défini par les incertitudes de mesure.

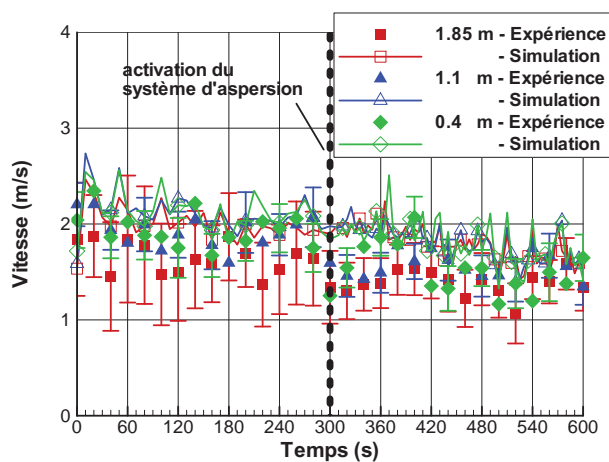


Fig. III.44 — Évolution temporelle de la vitesse longitudinale mesurée et prédite par le code en trois points de mesure situés sur l'axe vertical médian de la section de mesure de vitesse à l'amont du foyer

Flux de chaleur

Les évolutions temporelles des flux de chaleur rayonnée mesurés en cinq points (deux à 7 m en amont et trois à 7 m en aval du foyer) sont représentées sur la figure III.45. Ces points se situent entre 30 cm et 1,10 m du sol sur l'axe vertical au centre des deux sections transversales.

Avant l'activation du système d'aspersion, les flux de chaleur à l'amont du foyer sont très faibles (inférieurs à $0,5 \text{ kW/m}^2$) et quasiment stationnaires. En outre, quelle que soit la position du point de mesure, le flux de chaleur prend une même valeur. À l'aval du foyer, les flux de chaleur sont plus importants mais restent identiques sur toute la hauteur du tunnel, comme dans l'essai 27. En chaque point situé en amont et en aval, les valeurs prédites montrent un bon accord avec les mesures.

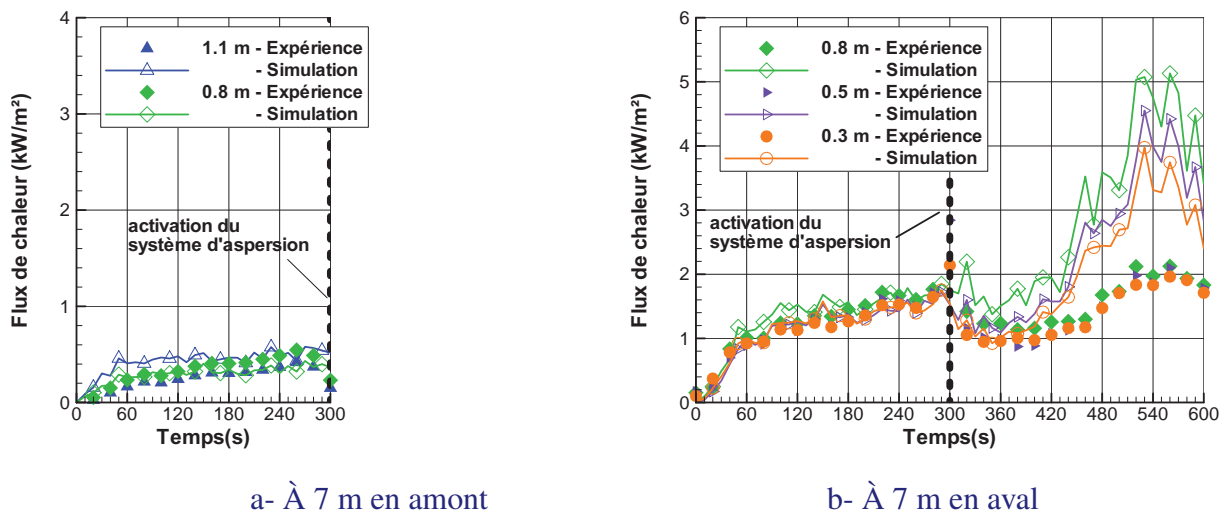


Fig. III.45 — Évolution temporelle de la chaleur rayonnée mesurée et prédite par le code en cinq points de mesure situés sur l'axe vertical médian de deux sections de mesures

Après l'activation du système d'aspersion, du fait d'un probable¹⁰ problème dans la chaîne de mesure pour les capteurs situés à l'amont du foyer, seules les mesures effectuées en aval du foyer sont utilisées dans cette validation du code. Ainsi, à l'aval du foyer, les flux mesurés diminuent suite à l'activation du système entre $0,6$ et $0,7 \text{ kW/m}^2$ aux points situés entre 30 et 80 cm du sol. Le code FDS donne une bonne estimation de cette baisse de flux de chaleur : dans la simulation, elle est comprise entre $0,9$ et $1,1 \text{ kW/m}^2$ suivant la hauteur. Ensuite, lorsque la puissance du feu augmente entre 420 et 540 s, les flux de chaleur mesurés et prédits augmentent également. Ils décrivent la même évolution dans l'essai et dans la simulation mais le pic de puissance est grandement surestimé par le code. Cette surestimation à 540 s est de l'ordre de 2 kW/m^2 près du sol et de 3 kW/m^2 à mi-hauteur.

La comparaison des valeurs expérimentales et numériques en aval montre ainsi que le code sous-estime les températures à proximité du foyer et qu'il surestime les flux de chaleur rayonnée à 7 m (cf. Figures III.43 et III.45). Cela semble donc indiquer que le code surestime l'évaporation des gouttes au droit du foyer ce qui conduit à une sous-estimation de la quantité d'eau liquide présente entre la principale source de chaleur, le foyer, et les fluxmètres.

10. Nous envisageons un problème dans la chaîne de mesure car les valeurs mesurées sont très faibles (inférieures à $0,15 \text{ kW/m}^2$) alors que dans la simulation, elles sont de l'ordre de $0,5 \text{ kW/m}^2$

Étude de l'interaction entre l'aspersion et le feu

Malgré la différence observée à proximité du foyer, le code de calcul est exploité dans un second temps pour étudier l'influence de l'aspersion sur la situation de feu dans l'essai 28. De la même manière que pour l'essai 27, il s'agit d'étudier l'interaction réciproque entre l'aspersion, la ventilation du tunnel et la stratification de l'environnement. La paragraphe qui suit s'attache à présenter les similarités et les différences entre les essais 27 et 28 et à comprendre leur influence.

La figure III.46 représente l'évolution temporelle des débits d'air sur plusieurs sections transversales du tunnel situées en amont et en aval du foyer. Il apparaît que ces débits décrivent des évolutions similaires à celles observées dans l'essai précédent et ce, avant et après l'activation du système d'aspersion :

- avant l'activation du système d'aspersion,
 - le débit massique prend à un instant donné une même valeur sur toutes les sections transversales du tunnel,
 - le débit volumique est très différent suivant qu'il est mesuré sur une section amont ou aval. En amont, il suit l'évolution inverse de la puissance du feu tandis qu'en aval, il diminue à mesure que l'on s'éloigne du foyer. Les valeurs mesurées en amont sont de plus très faibles comparativement à l'aval,
- à l'activation du système d'aspersion, le débit massique augmente,
- pendant la phase d'aspersion,
 - le débit massique suit de la même manière qu'au début de l'essai, l'évolution inverse de la puissance du feu,
 - le débit volumique en amont du foyer suit également l'évolution inverse de la puissance du feu tandis qu'à l'aval, il reste quasi-constant.

Ces évolutions sont détaillées et expliquées dans le paragraphe III.4.2.

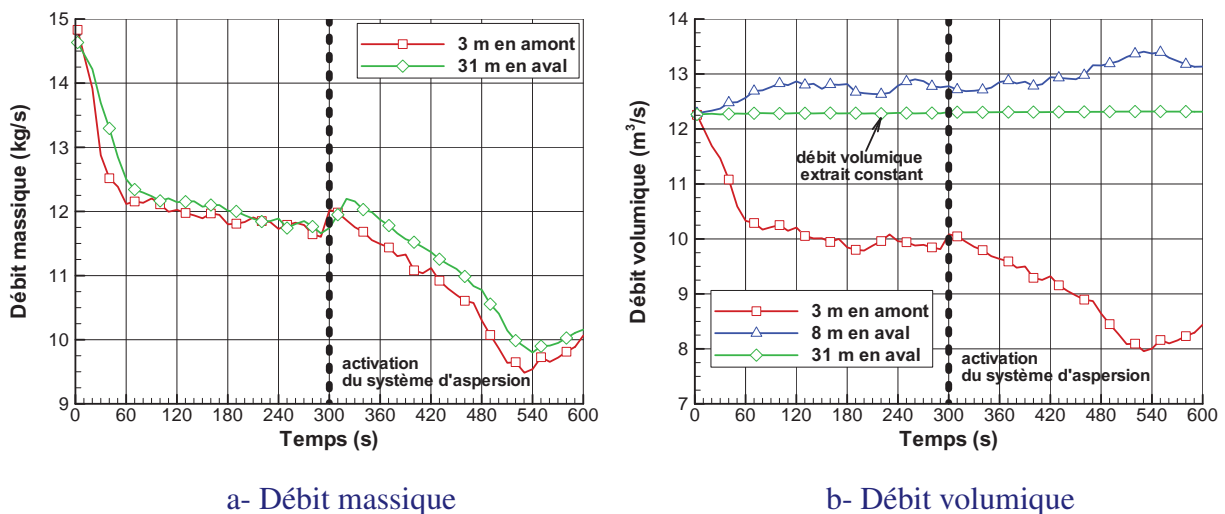


Fig. III.46 — Évolutions temporelles des débits massiques (à gauche) et volumiques (à droite) prédits par le code sur trois sections transversales situées en amont ou en aval du foyer

La figure III.47 représente la concentration en eau liquide sur le plan longitudinal médian du tunnel après deux minutes d'aspersion. La ventilation longitudinale imposée lors de cet essai induit un déplacement du brouillard d'eau. Les gouttes sont ainsi transportées au droit du foyer. En interagissant avec le panache de fumée, la quasi-totalité de l'eau est alors évaporée. La fraction en eau liquide est consécutivement très faible en aval, même à proximité du foyer. Cette faible concentration, en comparaison à celle relevée dans l'essai 27, est en partie à l'origine de la disparité des flux de chaleur rayonnée prédits en aval entre les deux essais (cf. Figures III.35 et III.45) :

- dans l'essai 27, les flux prédits pendant la phase d'aspersion sont compris entre 0,3 et 1,6 kW/m² ;
- dans l'essai 28, ils sont compris entre 0,9 et 5,1 kW/m².

La comparaison des valeurs expérimentales et numériques a mis en évidence que le code sous-estime les températures à proximité du foyer et qu'il surestime les flux de chaleur rayonnée à 7 m en aval. Cela semble ainsi indiquer qu'il surestime l'évaporation de l'aspersion au droit du foyer. Si tel est le cas, cela conduit à une sous-estimation de la quantité d'eau liquide présente à proximité du foyer à l'aval. Ainsi, dans l'expérience, il est fort probable qu'une fraction plus importante d'eau soit présente à l'aval.

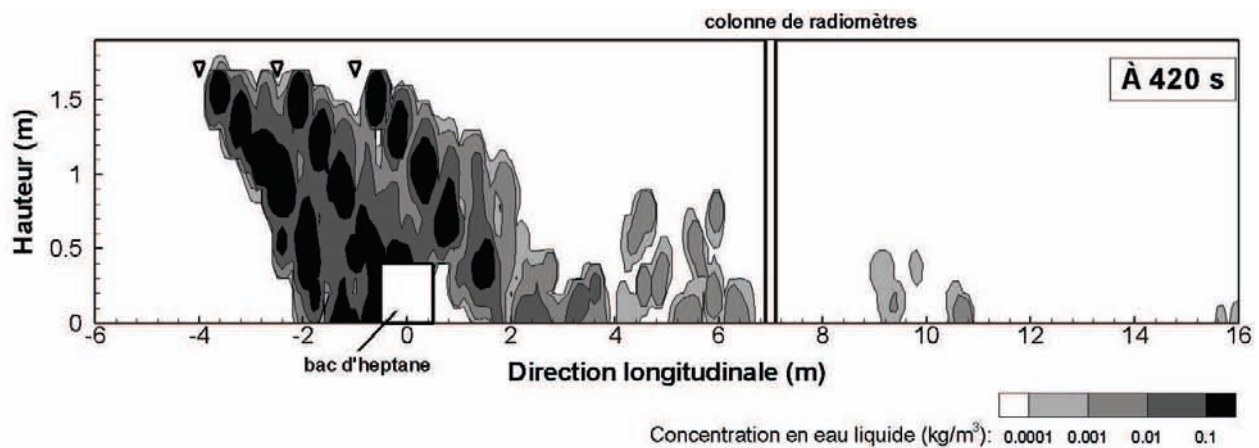


Fig. III.47 — Champ de concentration en eau liquide sur le plan longitudinal médian à 420 s. Les triangles indiquent la position des buses d'aspersion

La figure III.48 représente plusieurs profils de température sur l'axe vertical médian et la figure III.49 représente le champ température dans le plan longitudinal médian à trois instants de la phase d'aspersion. En comparant le champ relatif à l'instant d'activation du système d'aspersion aux deux autres, elle met en évidence l'influence de l'aspersion sur le mouvement du panache déjà soumis à l'écoulement transverse longitudinal. Comme pour l'essai 27, le panache qui s'étirait vers l'aval à l'instant d'activation du système brouillard d'eau avec un angle d'une trentaine de degrés est plus incliné ensuite. Cette figure permet également de constater les niveaux de température de l'air à l'aval relativement faibles comparativement à la puissance du feu. Par exemple, alors qu'à 420 s la puissance du feu est supérieure à 2 MW, la température prédite par le code de calcul à cette date est comprise entre 80 et 280 °C à 4 m et entre 50 et 210 °C à 8 m en aval du foyer. Dans l'essai 2 mené avec une vitesse de ventilation plus faible, lorsque la puissance du feu avoisine 2 MW, la température maximale relevée à 4 m et 8 m est de l'ordre de 500 et 300 °C respectivement.

Les figures III.48 et III.49 illustrent que contrairement à l'essai 27, l'environnement reste stratifié thermiquement pendant toute la phase d'aspersion. En d'autres termes, le gradient thermique selon la hauteur du tunnel est conservé. Comme pour l'essai 27, ce gradient est important à proximité du foyer puis, à mesure que l'on s'en éloigne, la nappe de fumée se refroidit et s'épaissit.

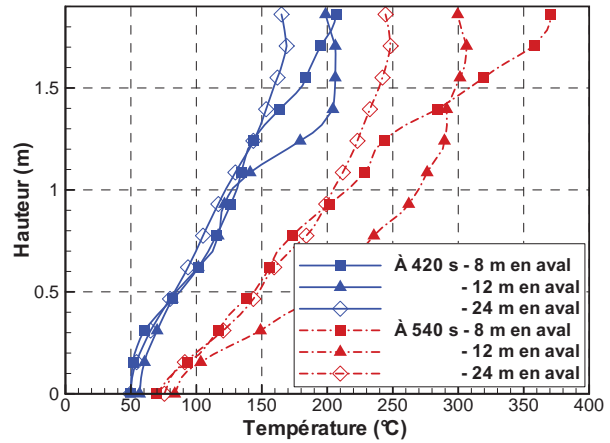


Fig. III.48 — Profil de température sur l'axe vertical médian de trois sections de mesure à 420 et 540 s

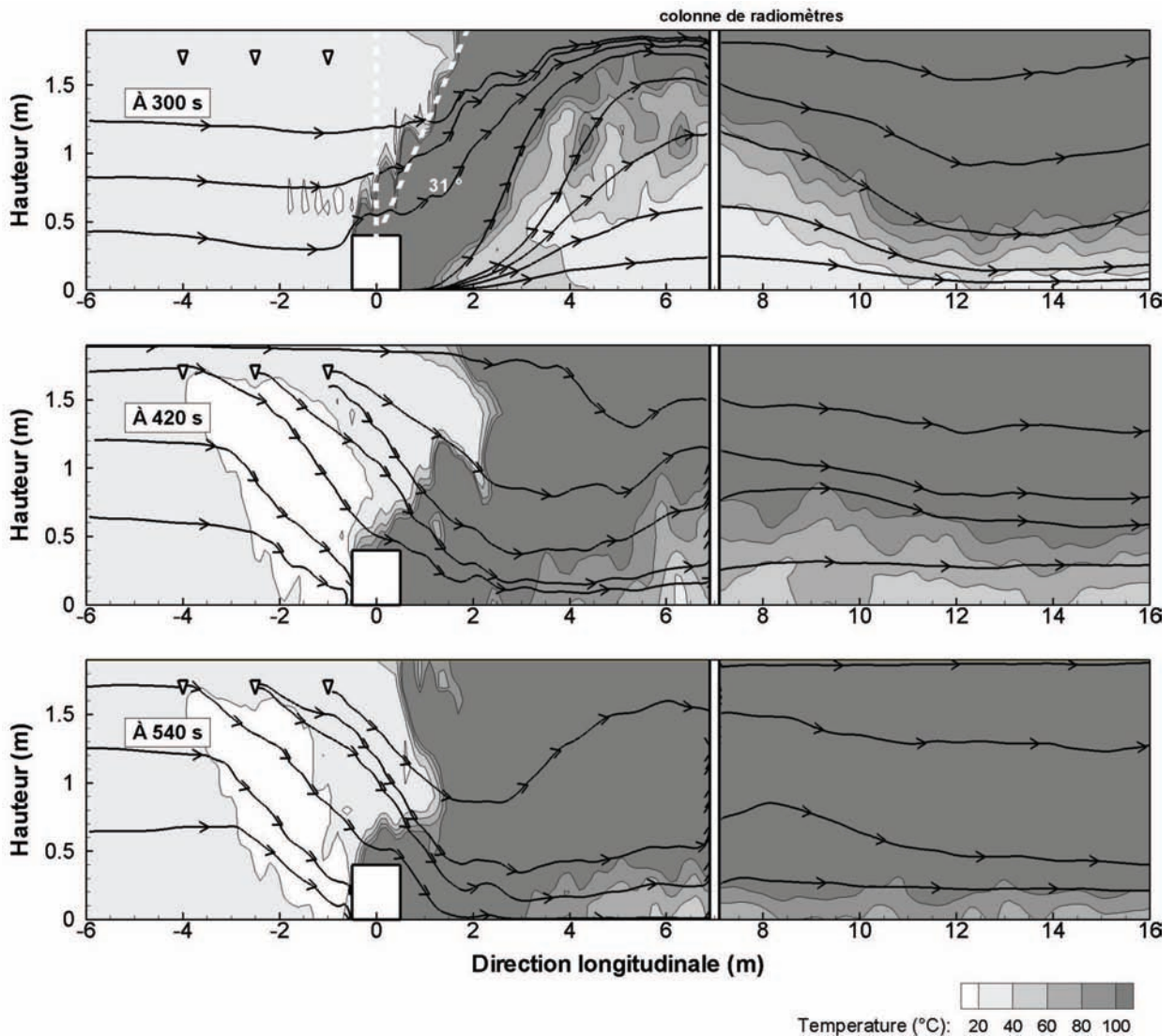


Fig. III.49 — Champ de température et lignes de courant sur le plan longitudinal médian à la date d'activation du système d'aspersion, deux et quatre minutes après l'aspersion

L'étude de l'interaction entre l'aspersion, la ventilation du tunnel et la stratification de l'environnement a montré que dans l'essai 27, la cartographie de l'environnement dressée par les champs de température est différente de celle dressée par la composition de la phase gazeuse. En effet, la température du milieu indique une stratification thermique en aval du tunnel et laisse ainsi soupçonner la présence d'une nappe de fumée chargée en produits de combustion en partie haute et une couche d'air frais en partie basse. La composition de l'air à l'aval du foyer vient contredire cette conclusion dans la mesure où elle est caractérisée par une homogénéité des concentrations en espèces chimiques selon la hauteur du tunnel. Il s'agit donc de savoir si c'est également le cas dans l'essai 28. Pour cela, des profils verticaux de concentration des espèces chimiques sont tracés sur la même figure que ceux pour la température (cf. Figure III.50) et le champ de concentration sur le plan longitudinal médian est représenté à deux instants de la phase d'aspersion, à deux et quatre après la date d'activation du système d'aspersion (cf. Figures III.51 et III.52).

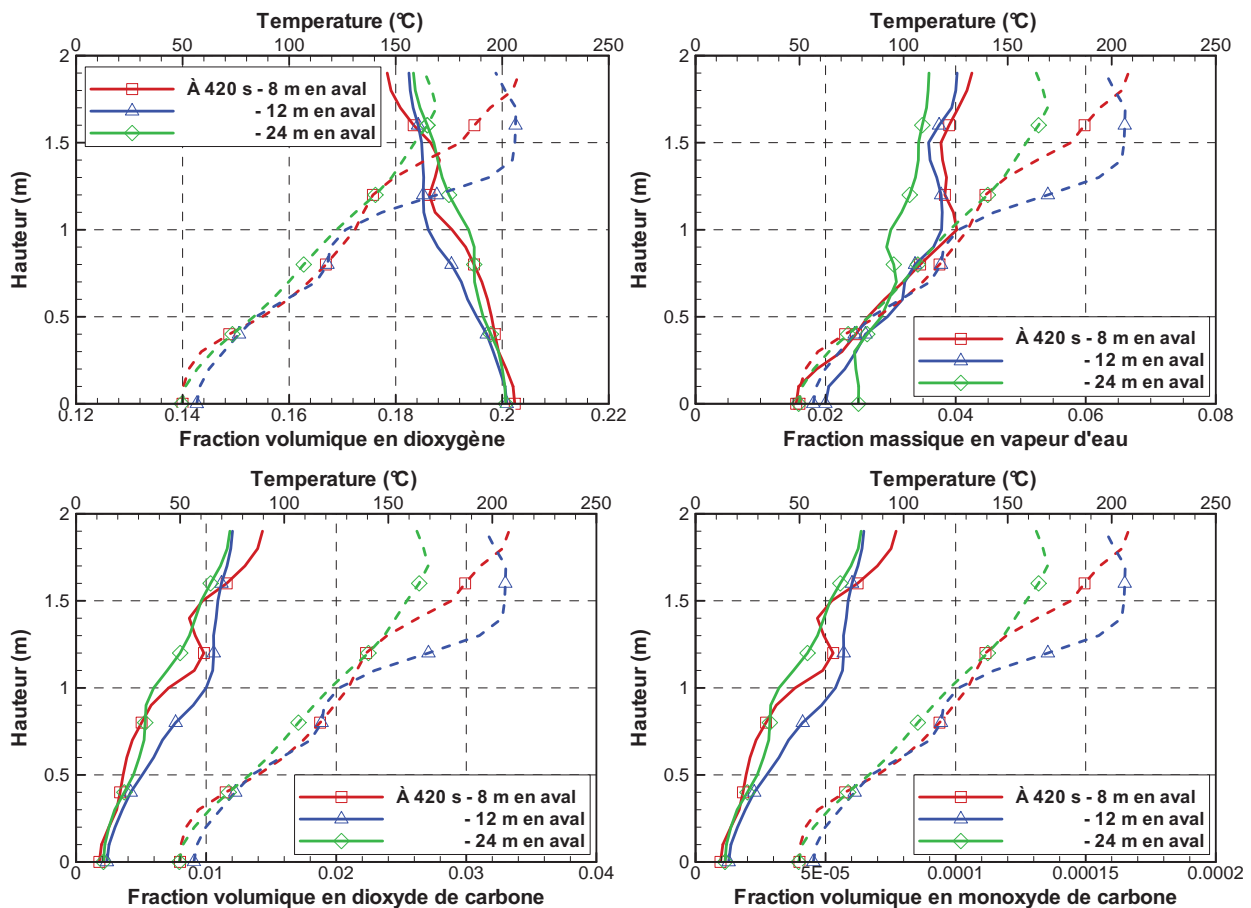


Fig. III.50 — Profil de concentration des espèces chimiques et de température sur l'axe vertical médian de trois sections de mesure à 420 s (trait plein pour la concentration et trait en pointillés pour la température)

Ces figures indiquent que contrairement à l'essai 27, l'environnement en aval est stratifié toxiquement. Par exemple, à 420 s, la fraction volumique en dioxygène à 12 m en aval varie entre 18,2 et 20,1 % suivant la hauteur du tunnel, celle en dioxyde de carbone entre 0,2 et 1,2 % et celle en monoxyde de carbone entre 13 et 65 ppm. De plus, contrairement à l'essai 27, le gradient vertical de la concentration en vapeur d'eau est similaire sur toutes les sections transversales en aval du tunnel.

À 420 s en particulier, la fraction massique en vapeur d'eau varie ainsi entre 1,6 % près du sol et 4,2 % près de la voûte du tunnel à 8, 12 et 24 m en aval. En comparant les profils de température et de concentration en vapeur d'eau, il semble ainsi que la vapeur est transportée essentiellement par la fumée plus chaude s'écoulant en partie haute.

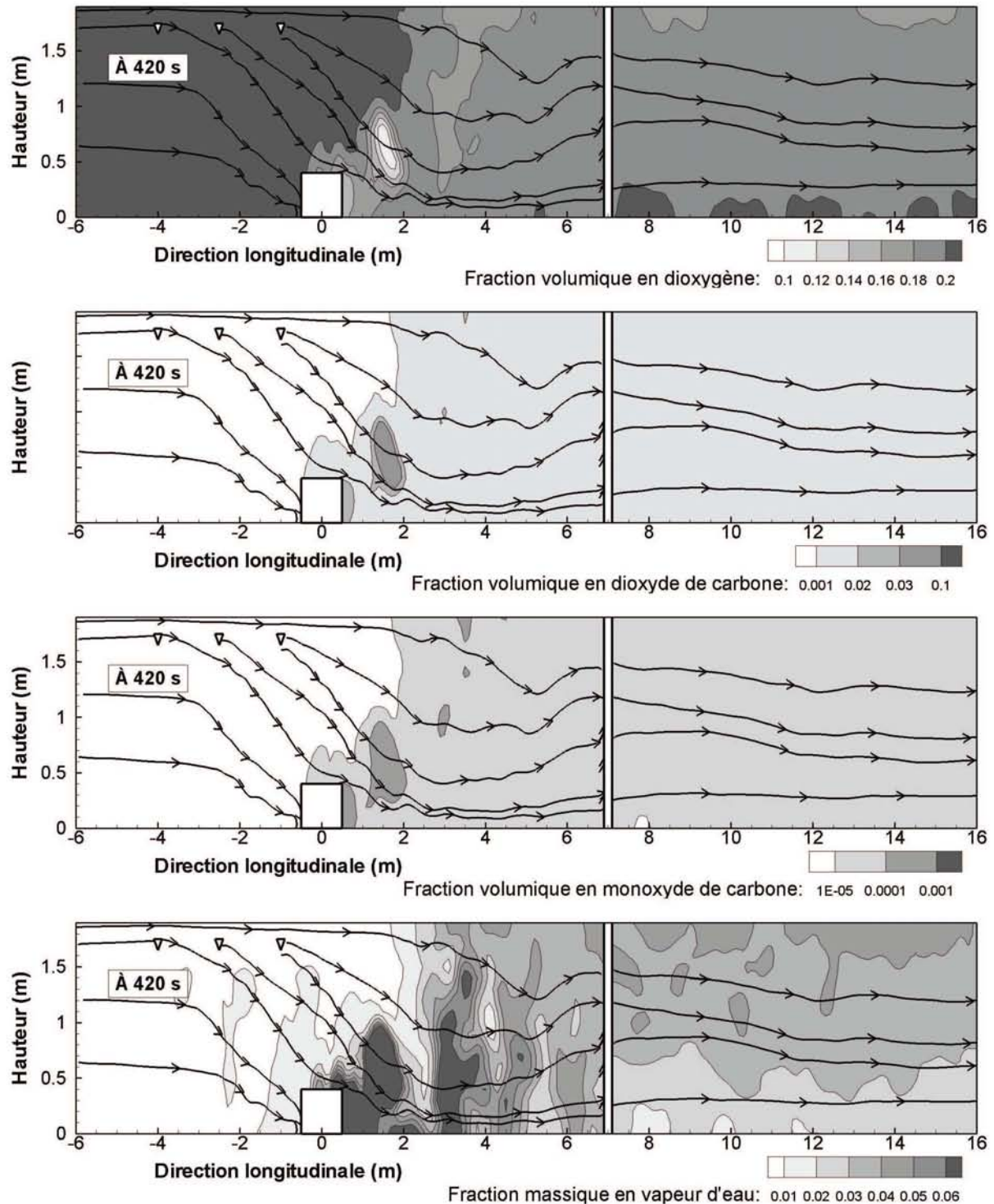


Fig. III.51 — Composition de l'air au centre du tunnel deux minutes après la date d'activation du système d'aspersion

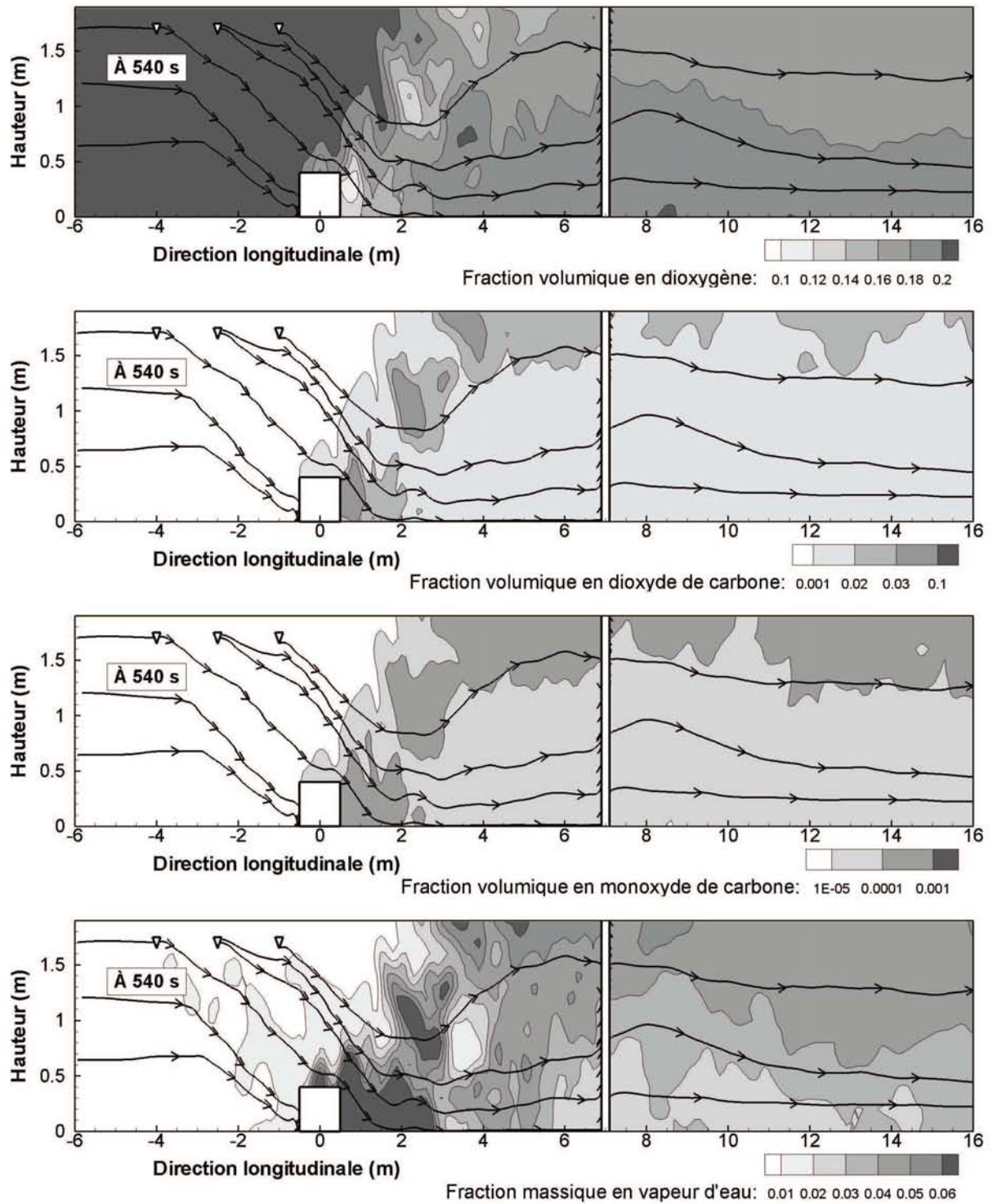


Fig. III.52 — Composition de l'air au centre du tunnel quatre minutes après la date d'activation du système d'aspersion

III.4.4 Quantification des échanges thermiques

Les deux parties III.4.2 et III.4.3 ont mis en évidence la capacité du code FDS à reproduire l'écoulement et l'environnement thermique des essais 27 et 28 avant et après l'activation du système d'aspersion. Au regard des températures et des flux de chaleurs relevés lors de ces essais, il semble que l'aspersion joue un rôle énergétique important. Il s'agit ici de mesurer cette contribution et de comprendre comment la chaleur est absorbée par la phase liquide. De manière plus générale, l'étude qui suit permet de savoir comment la chaleur est distribuée dans le tunnel.

La version du code de calcul FDS intégrant le bilan d'énergie détaillé dans l'annexe B.2 a été utilisée pour simuler les deux essais 27 et 28 avec aspersion. De la sorte, chaque composante du bilan d'énergie est extraite du calcul :

- l'énergie générée par la combustion ;
- l'énergie échangée au niveau des parois ;
- l'énergie échangée au niveau des ouvertures ;
- l'énergie stockée à l'intérieur du volume de contrôle ;
- l'énergie absorbée par l'aspersion.

Chaque composante ainsi que la somme des quatre derniers termes de cette énumération sont représentées sur la figure III.53 pour la période avant l'activation du système d'aspersion et sur la figure III.54 pour la phase d'aspersion. L'énergie stockée à l'intérieur du volume de contrôle n'est pas représentée pendant la phase d'aspersion car elle est très faible sur cette période. Elle représente -0,5 % de la somme des quatre derniers termes dans l'essai 27. Cette valeur négative traduit un refroidissement de la phase gazeuse. Dans l'essai 28, elle représente 0,25 % de cette somme.

De la même manière que pour les deux essais précédents 2 et 9, la comparaison de la somme des quatre derniers termes de l'énumération avec l'énergie générée par la combustion permet de vérifier la conservation de l'énergie, avant et après l'activation du système d'aspersion.

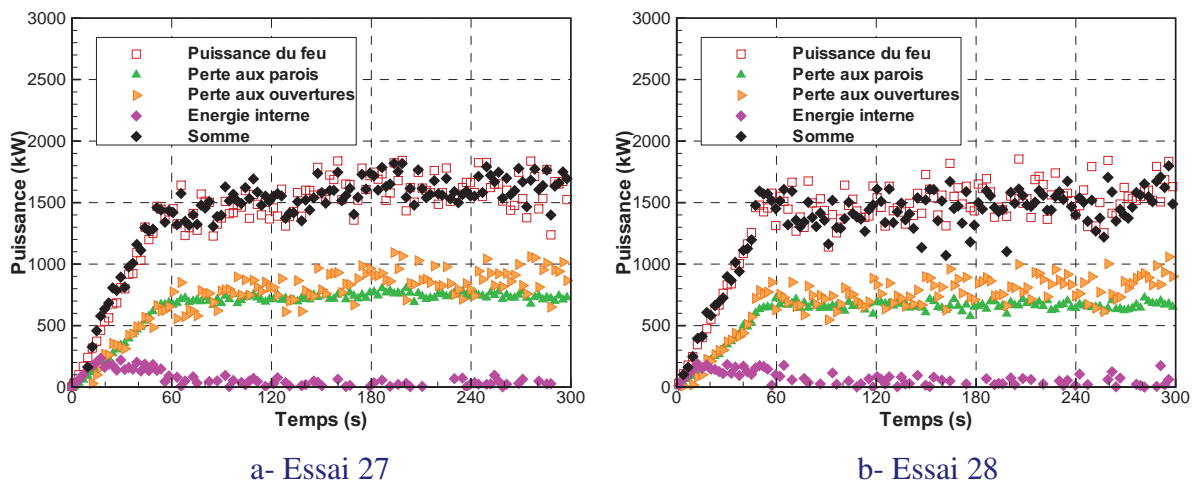


Fig. III.53 — Répartition globale de l'énergie avant l'activation du système d'aspersion

La figure III.53 met en évidence qu'avant l'activation du système d'aspersion, la distribution de l'énergie est similaire dans les deux essais 27 et 28. À savoir, la chaleur dégagée par la combustion est perdue à part quasi-égale au niveau des parois du tunnel et dans les gaz. Dans l'essai 27, leur part représente respectivement 46 % et 54 % (52 % au travers des ouvertures et 2 % dans la phase gazeuse à l'intérieur du tunnel). Dans l'essai 28, elle représente respectivement 45 % et 55 % (52 % au travers des ouvertures et 3 % dans la phase gazeuse à l'intérieur du tunnel). Cette répartition de l'énergie, qui est par ailleurs similaire dans l'essai 2 mené sans aspersion avec un régime de ventilation sur-critique (cf. Sous-section III.3.4), illustre le caractère confiné de la configuration tunnel.

Après l'activation du système d'aspersion, les niveaux de température et de flux de chaleur mesurés semblent indiquer que les gouttes d'eau pulvérisées jouent un rôle énergétique (cf. Sous-sections III.4.2 et III.4.3). La figure III.54 confirme cette contribution énergétique, qui apparaît de surcroît importante :

- dans l'essai 27, près la moitié de la chaleur dégagée par la combustion est absorbée par les gouttes, la part restante étant perdue au niveau des parois du tunnel (24 %) et au travers des ouvertures (33 %). Ainsi, comparativement à la période sans aspersion, la part d'énergie perdue aux parois et celle au travers des ouvertures diminuent respectivement de 22 et 19 % ;
- dans l'essai 28, près d'un quart de la chaleur dégagée par la combustion est absorbé par les gouttes, la part restante étant perdue au niveau des parois du tunnel (37 %) et au travers des ouvertures (37 %). Ainsi, comparativement à la période sans aspersion, la part d'énergie perdue aux parois et celle au travers des ouvertures diminuent respectivement de 8 et 15 %.

Nous pouvons ainsi noter que, dans l'essai 28 (employant une moindre quantité d'eau et mettant en jeu un feu plus puissant pendant la phase d'aspersion que l'essai 27), la réduction de la part d'énergie dégagée par le foyer et perdue au niveau des parois faisant suite à l'activation du système d'aspersion est plus faible que dans l'essai 27.

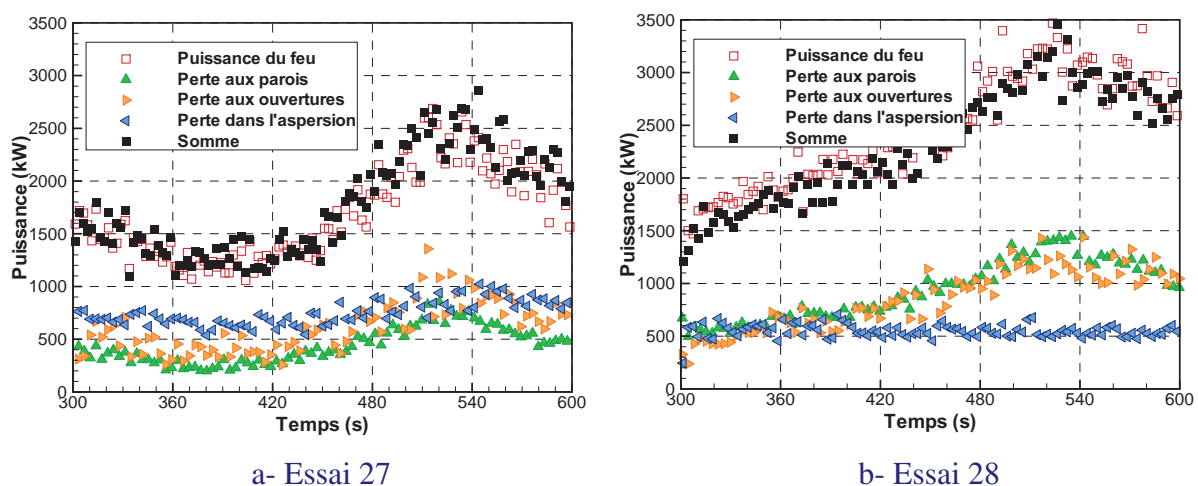


Fig. III.54 — Répartition globale de l'énergie après l'activation du système d'aspersion

Sont détaillés ci-après le transfert de chaleur aux parois ainsi que l'absorption de chaleur par l'aspersion.

Énergie échangée au niveau des parois

Les figures III.55 et III.56 représentent l'évolution des parts convectée et rayonnée de l'énergie perdue aux parois dans les deux essais 27 et 28, avant et après l'activation du système d'aspersion.

Avant l'activation du système d'aspersion, la figure III.55 indique que le transfert de chaleur aux parois s'effectue principalement sous forme rayonnée dans les deux essais : la part rayonnée représente 38 % de la puissance du feu dans les essais 27 et 28 alors que la part convectée représente 8 % de la puissance du feu dans l'essai 27 et 7 % dans l'essai 28. Cette tendance a d'ailleurs été observée précédemment dans les deux essais 2 et 9 n'impliquant pas d'aspersion (cf. Sous-section III.3.4).

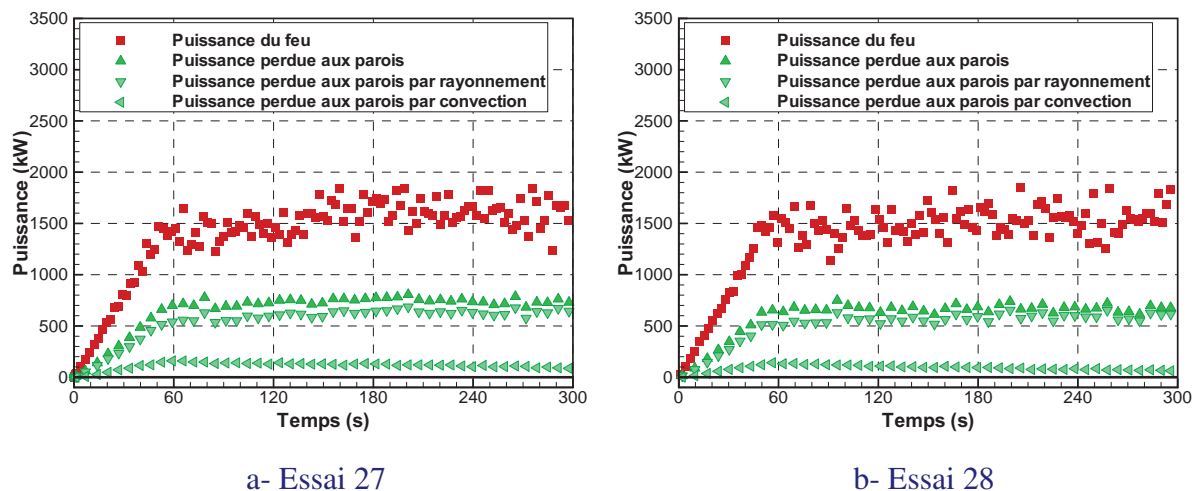
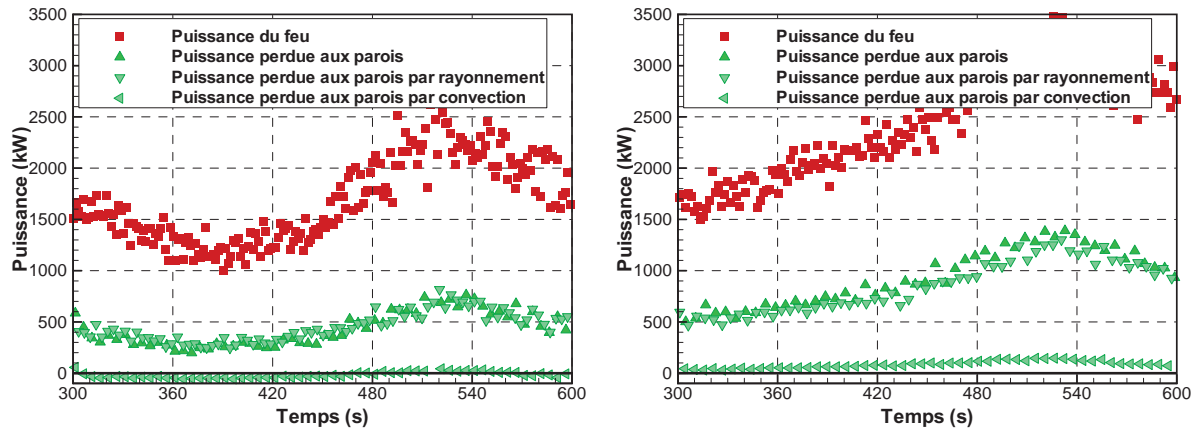


Fig. III.55 — Évolutions temporelles de la puissance du feu, de celle perdue aux parois, de sa part convectée et de sa part rayonnée dans les essais 27 et 28, avant l'activation du système d'aspersion

Après l'activation du système d'aspersion, nous pouvons noter sur la figure III.56 que dans les deux essais, le transfert de chaleur aux parois continue à s'effectuer essentiellement sous forme rayonnée. Par contre, cette figure souligne une différence entre les essais 27 et 28. Cette différence concerne les transferts de chaleur aux parois sous forme convectée et plus précisément leur signe :

- dans l'essai 27, le transfert de chaleur par convection s'effectue globalement des parois vers la phase gazeuse. En d'autres termes, ce sont les parois du tunnel qui cèdent de l'énergie à la phase gazeuse par convection. Ce transfert représente en moyenne -1,4 % de la puissance du feu sur la période d'aspersion ;
- dans l'essai 28, le transfert de chaleur par convection s'effectue globalement de la phase gazeuse vers les parois et la part convectée représente en moyenne 3,5 % de la puissance du feu sur la période d'aspersion.

Pour comprendre cette particularité de l'essai 27, le tunnel est divisé en trois zones suivant la direction longitudinale, les zones amont et aval séparées par la zone du foyer. Cette dernière zone est définie comme étant la zone où le dégagement de chaleur est supérieur à 0 kW. L'évolution temporelle des parts convectée et rayonnée dans chacune de ces trois zones est représentée sur la figure III.57. Sans aspersion, il apparaît que les échanges aux parois sous forme convectée s'effectuent principalement dans la zone aval du tunnel, avec la nappe de fumée s'écoulant sous la voûte.

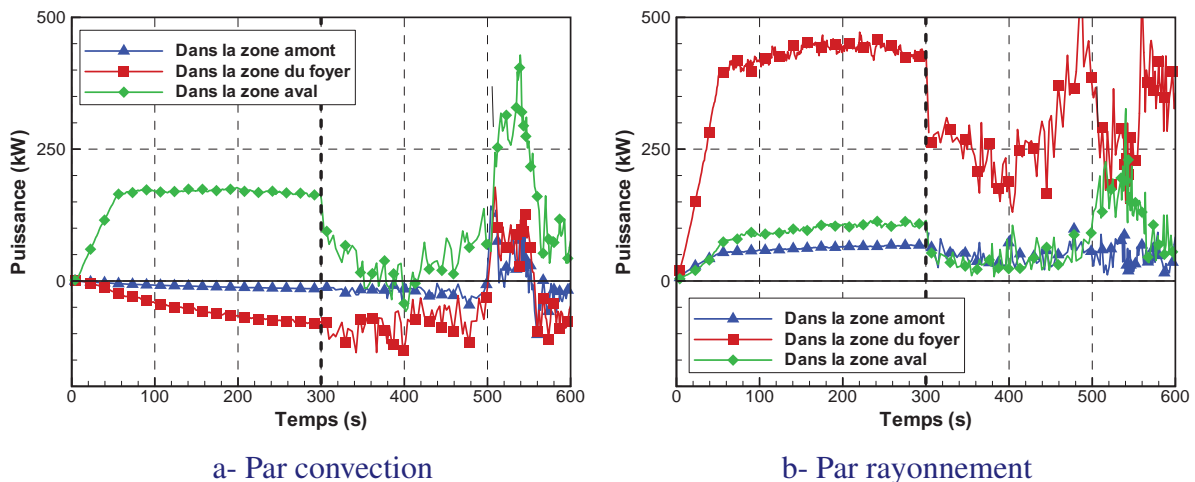


a- Essai 27

b- Essai 28

Fig. III.56 — Évolutions temporelles de la puissance du feu, de celle perdue aux parois, de sa part convectée et de sa part rayonnée dans les essais 27 et 28, après l'activation du système d'aspersion

Dans la zone amont, cette part est quasiment nulle puisque le régime de ventilation de cet essai est sur-critique. Dans la zone du foyer, cette part est négative c.-à-d. que la température des parois est plus élevée dans cette zone que celle de la phase gazeuse (cf. Figure III.58-a) parce que les parois continuent à absorber de la chaleur rayonnée, émise par le foyer notamment (cf. Figure III.57-b).



a- Par convection

b- Par rayonnement

Fig. III.57 — Évolution temporelle de la puissance perdue aux parois dans les trois zones du tunnel (amont, foyer et aval) pour l'essai 27

Pendant la phase d'aspersion, les échanges thermiques aux parois du tunnel s'effectuent principalement au droit du foyer, entre 1 m en amont et 5 m en aval. Dans cet essai, une partie de l'eau pulvérisée par le système d'aspersion est transportée au droit du foyer occasionnant notamment le refroidissement du panache de fumée et des surfaces solides ainsi que la réduction des transferts de chaleur rayonnée reçus par les parois du tunnel et émis par les flammes en particulier. Jusqu'à 500 s, le refroidissement de la phase gazeuse au droit du foyer est tel que sa température devient nettement inférieure à celle des parois du tunnel (cf. Figure III.58). Le transfert de chaleur par convection continue donc dans cette zone à s'effectuer des parois vers la phase gazeuse. En outre, le panache étant refroidi de manière importante, la température de la nappe de fumée en aval du foyer chute suite à

l'activation du système d'aspersion puis reste relativement faible jusqu'à 500 s (cf. Figures III.32 et III.33). La part de chaleur convectée dans la zone aval suit consécutivement cette même évolution pendant cette période (cf. Figure III.57-a) et la chaleur échangée par convection s'effectue globalement des parois du tunnel vers la phase gazeuse sur cette période.

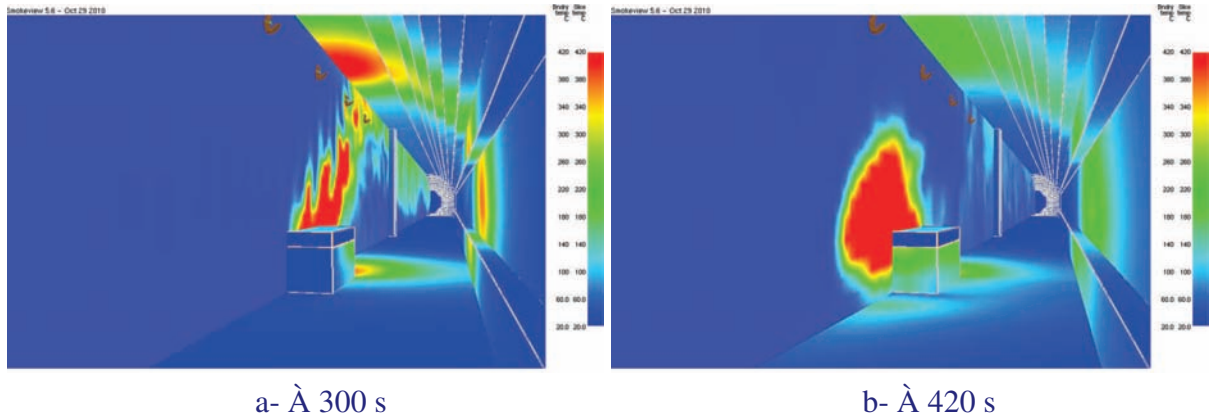


Fig. III.58 — Température des surfaces solides au droit du foyer et de la phase gazeuse sur le plan longitudinal médian dans l'essai 27

Ensuite, après 500 s, la puissance du feu augmente induisant une élévation de température du panache et de la nappe de fumée à l'aval du foyer (cf. Figure III.33). La chaleur convectée augmente alors dans la zone du foyer et dans la zone aval, conduisant à des transferts de chaleur globalement positifs, de la phase gazeuse vers les parois du tunnel.

Énergie échangée avec le brouillard d'eau

L'utilisation du code de calcul a permis de quantifier la contribution énergétique de l'aspersion dans les essais 27 et 28 (cf. Figure III.54). Elle peut également permettre de comprendre comment la chaleur est absorbée par la phase liquide dans ces deux essais. Pour cela, nous distinguons trois phénomènes, le refroidissement de la phase gazeuse, celui des parois du tunnel et l'atténuation des flux de chaleur rayonnée. L'évolution temporelle de leur part dans l'énergie totale absorbée par l'ensemble des gouttes est représentée sur les figures III.59 et III.60.

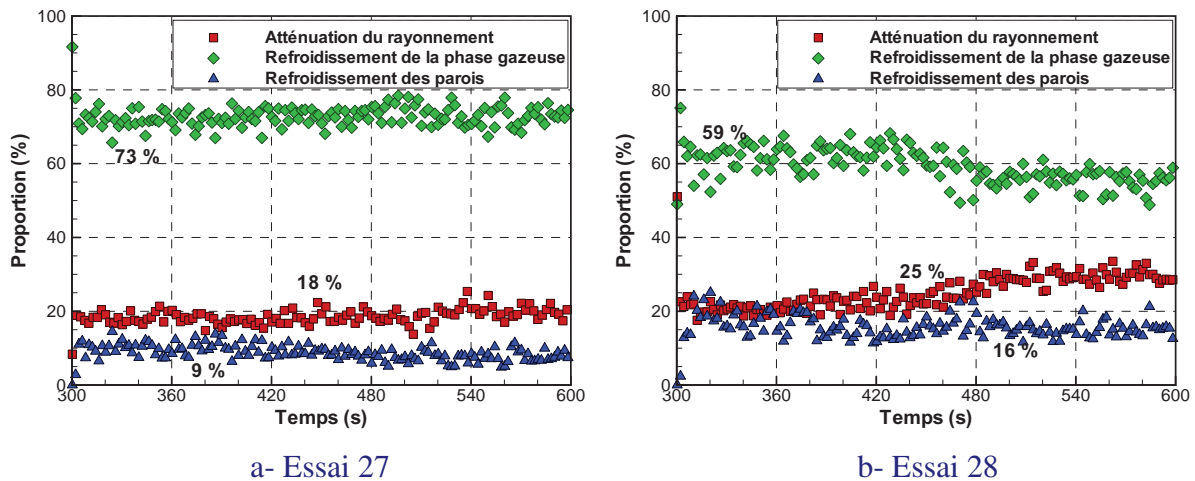


Fig. III.59 — Proportion de trois phénomènes dans l'énergie totale absorbée par l'aspersion

Dans l'essai 27, l'énergie absorbée par les gouttes d'eau est extraite essentiellement de la phase gazeuse (73 % en moyenne) induisant de la sorte son refroidissement. Les 27 % restants résultent de l'atténuation des flux de chaleur rayonnée (18 %) et du refroidissement des surfaces solides (9 %). La figure III.60 indique que la quantité d'énergie absorbée par l'aspersion par chaque phénomène suit la même évolution que la puissance du feu. Par contre, leur importance dans l'énergie totale absorbée par l'aspersion varie peu pendant la phase d'aspersion (cf. Figure III.59).

Dans l'essai 28, la phase liquide absorbe également l'énergie essentiellement de la phase gazeuse, 59 % en moyenne sur la période d'aspersion. Quant à l'atténuation des flux de chaleur rayonnée et au refroidissement des surfaces solides, ils représentent respectivement 25 et 16 %. La situation dans l'essai 28 est néanmoins différente de l'essai 27. En effet, dans cet essai, c'est la chaleur absorbée par l'aspersion qui est stationnaire (cf. Figure III.59) et l'importance de chaque phénomène qui varie au cours du temps (cf. Figure III.60). Plus précisément, cette variation est due à l'atténuation du rayonnement et au refroidissement de la phase gazeuse.

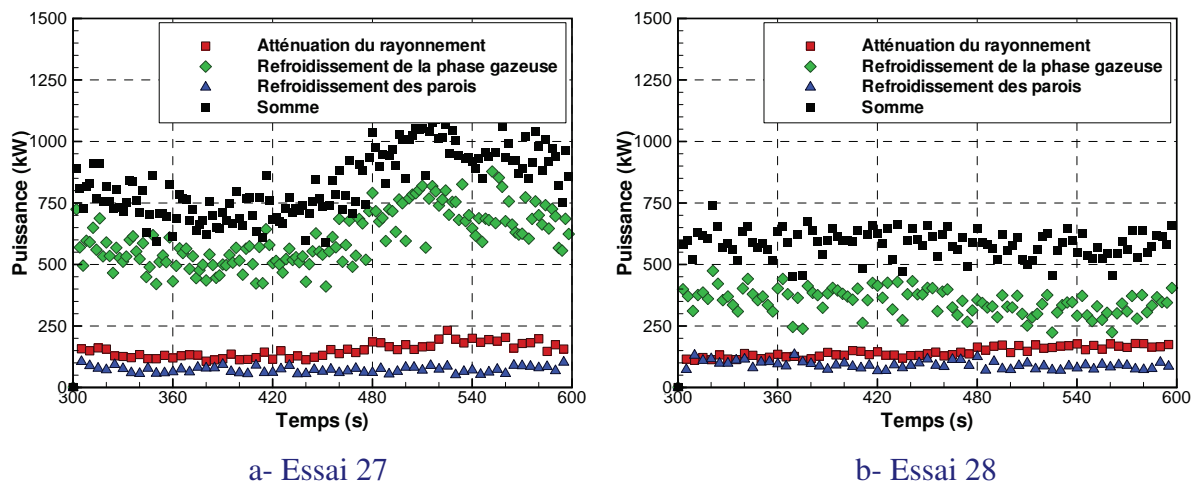


Fig. III.60 — Évolution temporelle de la chaleur absorbée par l'aspersion, par le refroidissement de la phase gazeuse, par celui des surfaces solides et par l'atténuation des flux de chaleur rayonnée

La comparaison des figures III.60 a et b indique que les quantités d'énergie en kilowatt absorbées par le refroidissement des surfaces solides et par l'atténuation des flux de chaleur rayonnée sont comparables dans les deux essais 27 et 28. Or, à la page 141, nous avons pu noter que la réduction de la part d'énergie dégagée par le foyer et perdue au niveau des parois faisant suite à l'activation du système d'aspersion est plus faible dans l'essai 28 que dans l'essai 27. Cette différence est par conséquent induite par le refroidissement de la phase gazeuse et la puissance du feu qui sont grandement différents entre ces deux essais (cf. Figures III.30 et III.60).

Efficacité de l'aspersion par brouillard d'eau

Une efficacité du système brouillard d'eau η peut être définie comme la quantité d'énergie absorbée $Q_{particule}$ rapportée à l'énergie totale qui aurait pu être absorbée si toute la quantité d'eau pulvérisée avait été évaporée, telle que :

$$\eta = \frac{\dot{Q}_{particule}}{(L_v + C_{p,p}(T_{p,evap} - T_{p,inj})) \cdot \dot{m}_{p,inj}} \quad (\text{III.5})$$

où $\dot{m}_{p,inj}$ désigne le débit massique d'eau pulvérisée, $T_{p,evap}$ la température d'ébullition de l'eau et $T_{p,inj}$ la température de l'eau à la sortie de la buse.

L'efficacité ainsi définie est calculée pour les essais 27 et 28 et représentée sur la figure III.61. Dans l'essai 27, elle évolue de la même manière que la puissance du feu et reste comprise entre 40 et 70 %, sa valeur moyennée sur la période d'aspersion étant égale à 53 %. Dans l'essai 28, elle oscille pendant toute la phase d'aspersion autour d'une même valeur de l'ordre de 80 %. Cette stationnarité de la quantité d'eau évaporée, alors même que la puissance du feu évolue grandement, laisse soupçonner que durant l'essai 28, nous avons atteint un seuil. En d'autres termes, même en augmentant la puissance du feu, il semble que dans l'essai 28, la quantité d'énergie absorbée par l'aspersion ne peut pas être accrue.

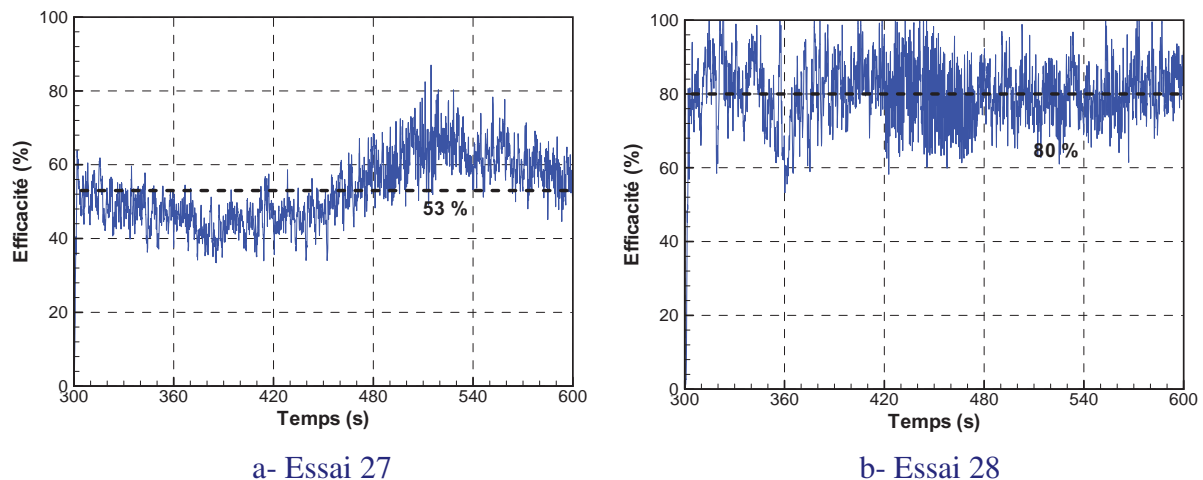


Fig. III.61 — Efficacité du système d'aspersion dans les essais 27 et 28

Cette définition de l'efficacité permet d'évaluer l'utilisation de l'eau et non l'influence de l'aspersion sur les conditions ambiantes ou sur l'activité du foyer. Elle permet en un sens d'évaluer la quantité d'eau « utile » au sens large car l'eau présente sur le sol, en agissant comme protection aux sollicitations thermiques, est source d'efficacité. Néanmoins, elle seule ne peut être utilisée pour évaluer un système au sens de la sécurité contre l'incendie.

III.4.5 Discussion des résultats

Pour effectuer les simulations des essais 27 et 28, les conditions expérimentales ont été modélisées (cf. Sous-section III.4.1). Pour cela, des hypothèses ont été effectuées. Comme pour les deux essais 2 et 9 menés sans aspersion, certaines hypothèses portent sur la structure expérimentale (composition et épaisseur du béton remplissant la partie inférieure du tube), le feu (réaction chimique de combustion, puissance déduite de la perte de masse du combustible pendant l'essai) et la ventilation longitudinale du tunnel (condition limite d'extraction stationnaire en volume). Des hypothèses supplémentaires ont été effectuées dans le cadre de ces deux essais impliquant une aspersion par brouillard d'eau, à savoir notamment :

- l'aspersion produite par une buse est modélisée par cinq sprays coniques pulvérisés en un point. La granulométrie de chaque spray au point d'injection est approchée par une loi de probabilité hybride paramétrisée par une valeur de diamètre moyen et un paramètre de dispersion. Ces deux paramètres ont été déterminés en simulant l'analyse par Anémométrie laser en Phase Doppler en comparant les diamètres de Sauter numériques et expérimentaux ;
- la vitesse d'injection est déduite de la pression d'alimentation, du coefficient K fourni par le fabricant et du diamètre de l'orifice, tous associés à une incertitude.

Cette section vise à mesurer l'influence de ces modélisations sur les résultats numériques.

Paramètres d'aspersion - Vitesse d'injection

Les gouttes d'eau sont pulvérisées avec une vitesse initiale de 60 m/s. Du fait que le diamètre des gouttes est faible, la force de traînée est importante induisant ainsi leur décélération rapide. Une étude de sensibilité à cette valeur de vitesse initiale (entre 20 et 60 m/s, les autres paramètres tel que le débit d'aspersion sont inchangés) a montré que l'environnement thermique, l'efficacité du brouillard d'eau et la part de chaque mode d'action sont peu sensibles à ce paramètre. À titre d'illustration, la figure III.62 représente l'évolution temporelle des températures prédites avec les deux vitesses d'injection 20 et 60 m/s pendant la période d'aspersion pour l'essai 27. L'écart entre les températures prédites dans les deux simulations est ainsi très faible.

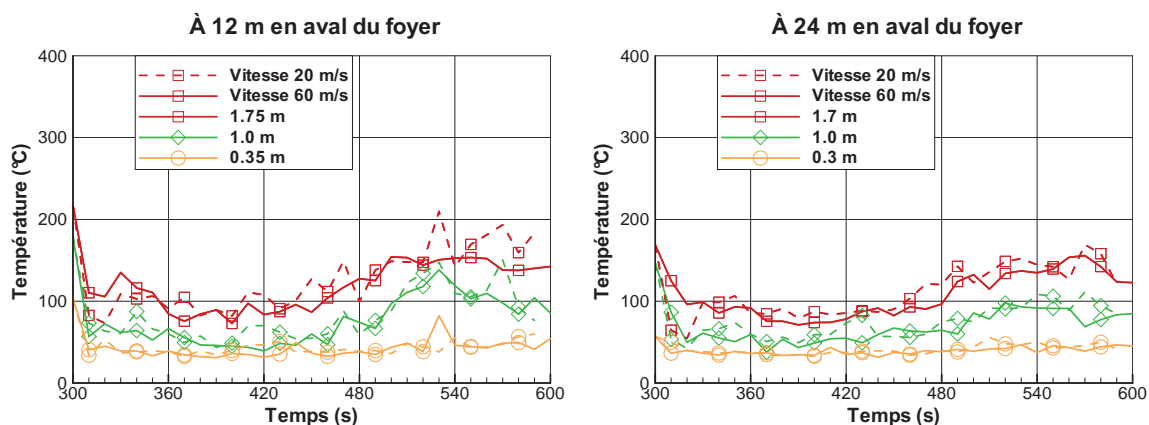


Fig. III.62 — Essai 27 : Évolution temporelle de la température prédite par le code pour des vitesses d'injection égales à 20 et 60 m/s

De plus, la part de chaque mode d'action dans l'énergie totale absorbée par l'aspersion est également comparable dans les deux simulations (cf. Figure III.63). Lorsque la vitesse d'injection est égale à 60 m/s (respectivement 20 m/s), le refroidissement de la phase gazeuse représente 73 % en moyenne (respectivement 69 %), l'atténuation de flux de chaleur rayonnée 18 % (respectivement 19 %) et le refroidissement des surfaces solides 9 % (respectivement 12 %).

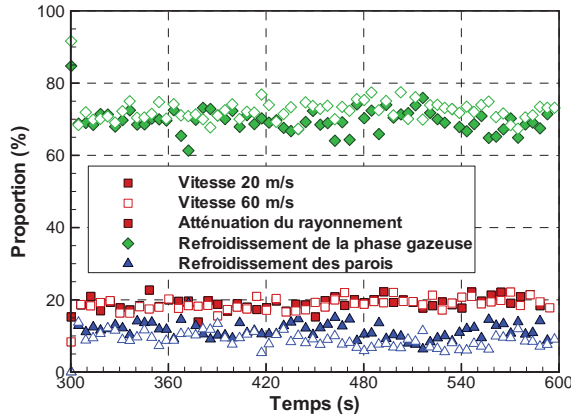


Fig. III.63 — Essai 27 : Part de chaque mode d'action dans l'énergie totale absorbée par l'aspersion pour des vitesses d'injection égales à 20 et 60 m/s

Néanmoins, cette conclusion résulte d'un travail numérique où les paramètres d'aspersion sont indépendants de la taille des gouttes. En réalité, la production de gouttes aussi petites est caractérisée notamment par une pression d'alimentation très élevée et donc une vitesse d'injection élevée.

Paramètres d'aspersion - Granulométrie

Les systèmes d'aspersion par brouillard d'eau sont caractérisés notamment par la taille des gouttes pulvérisées. Ce paramètre influe sur le déplacement du brouillard d'eau et les transferts de chaleur, tant avec la phase gazeuse qu'avec les surfaces du tunnel. La sensibilité¹¹ des résultats numériques à ce paramètre a été effectuée sur une configuration proche de l'essai 27 à la différence que la puissance du feu est stationnaire et a pour valeur 1560 kW c.-à-d. celle de l'essai 27 à la date d'activation du système d'aspersion. La figure III.64 représente l'évolution temporelle des températures prédites pendant deux minutes d'aspersion dans cette configuration, avec les deux extrema de la gamme de diamètres moyens testée, à savoir 40 et 200 μm .

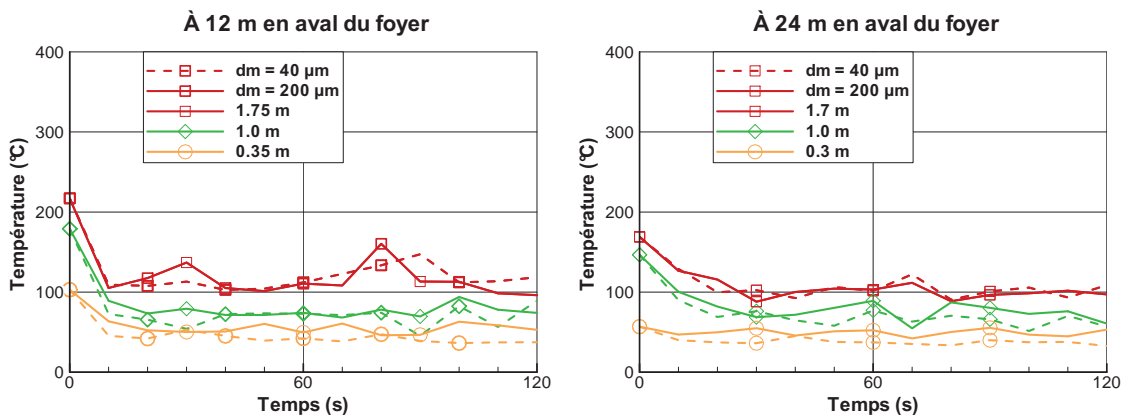


Fig. III.64 — Évolution temporelle de la température prédite par le code pour deux granulométries

11. Attention, il ne s'agit pas réellement d'une analyse de l'influence de la granulométrie puisque nous travaillons avec une source de chaleur imposée

À l'état initial, la situation de feu dans le tunnel est similaire à celle de l'essai 27 à la date d'activation du système d'aspersion en termes d'activité du foyer, d'écoulement et de conditions thermiques. Au regard de cette figure, la température de l'air semble très peu sensible à la variation du diamètre moyen au point d'injection dans cette gamme. En effet, la baisse de température au début de la simulation est semblable pour les deux diamètres. En outre, la valeur atteinte à la suite de cette baisse pendant la phase stationnaire est similaire.

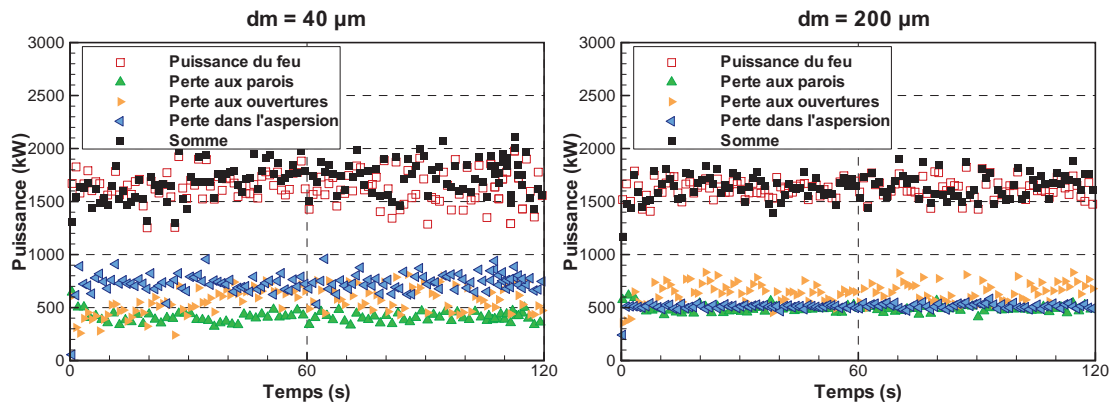


Fig. III.65 — Répartition globale de l'énergie dans le tunnel pour deux granulométries

A contrario, la contribution du brouillard d'eau dans le bilan énergétique est totalement différente en fonction de la taille des gouttes. Avec un diamètre moyen égal à 40 µm (respectivement 200 µm), la chaleur absorbée par les gouttes représente 45 % (respectivement 31 %) de la chaleur dégagée par la combustion, celle perdue au niveau des parois du tunnel 24 % (respectivement 30 %) et celle au travers des ouvertures 34 % (respectivement 39 %), la chaleur stockée est quand à elle très faible et voisine de -1 % (respectivement -1 %). Ainsi, l'aspersion comportant les plus grosses gouttes absorbe moins d'énergie. Cette diminution de l'absorption n'est pas répartie uniformément sur les trois modes d'action, comme l'illustre la figure III.66. La part de l'atténuation des flux de chaleur rayonnée diminue de 19 à 6 %. En d'autres termes, l'aspersion comportant les plus grosses gouttes atténue presque cinq fois moins de rayonnement. Cette différence d'atténuation est d'ailleurs visible sur les flux de chaleur rayonnée prédits à 7 m en aval sur toute la hauteur du tunnel (cf. Figure III.67). La part du refroidissement de la phase gazeuse diminue quand à elle de 72 à 64 % alors qu'à l'inverse, la part du refroidissement des parois augmente de 9 à 30 %.

Le champ de concentration en eau liquide sur la section transversale au centre du tunnel permet de mesurer la différence entre les aspersion produites par les deux diamètres moyens. Alors que la localisation du système d'aspersion et la ventilation sont identiques dans les deux simulations, l'aspersion produite avec le diamètre moyen 40 µm est transportée entre 1 m en amont et 14 m en aval et celle produite avec le diamètre moyen 200 µm, entre 4 m en amont et 7 m en aval (cf. Figure III.68). Ainsi, la durée de séjour des gouttes dans l'air est plus longue pour le plus faible diamètre, ce qui favorise ainsi :

- les transferts de chaleur entre les gouttes et la phase gazeuse et ce, d'autant plus que la surface d'échange est plus grande pour cette aspersion, à volume d'eau égal ;

– l’atténuation des flux de chaleur rayonnée du fait que la concentration du milieu diphasique en eau liquide notamment, est plus importante. Ce phénomène est également favorisé par la faible taille des gouttes produites.

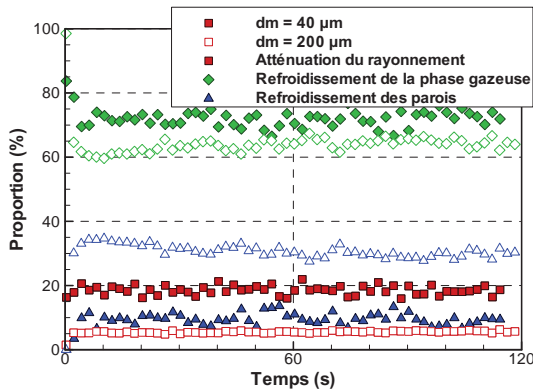


Fig. III.66 — Part de chaque mode d’action dans l’énergie totale

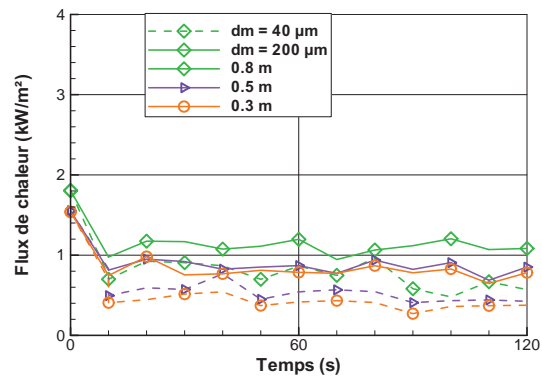


Fig. III.67 — Évolution des flux de chaleur rayonnée prédits à 7 m en aval du foyer

À l’inverse, la durée de séjour des gouttes dans l’air étant plus faible pour le diamètre moyen 200 µm, elles atteignent le sol plus rapidement, ce qui favorise les transferts de chaleur avec les parois du tunnel.

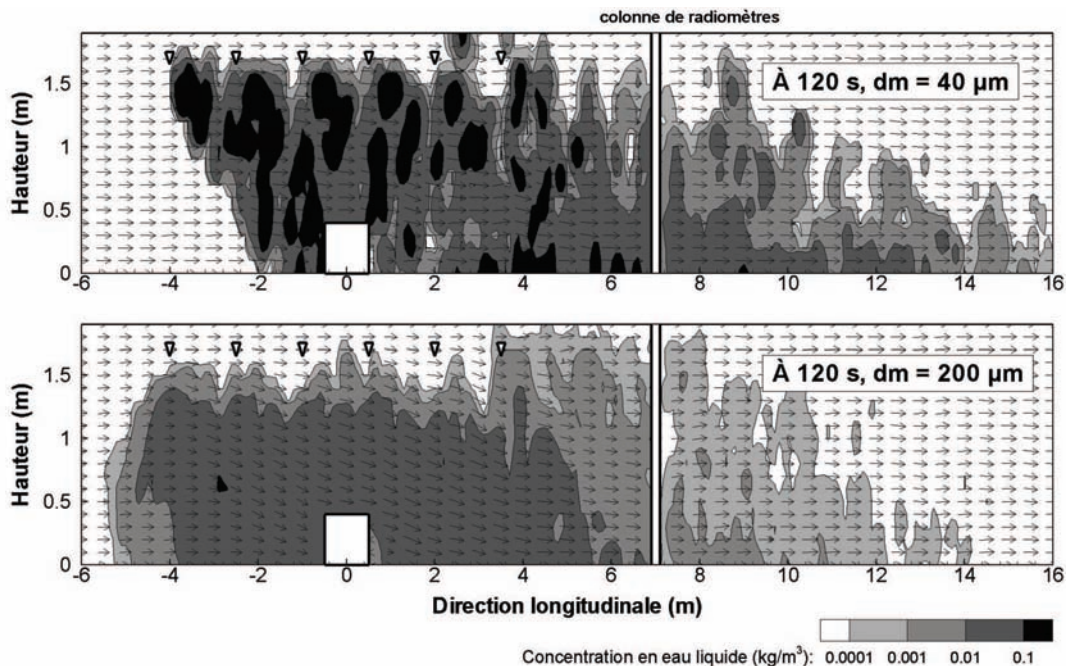


Fig. III.68 — Champ de concentration en eau liquide sur la section transversale médiane à 120 s

Paramètres d’aspersion - Débit d’aspersion

Les systèmes d’aspersion par brouillard d’eau sont caractérisés notamment par un débit d’eau pulvérisée faible relativement à une aspersion de type sprinkler. Dans le cadre de ce travail, sa valeur est estimée à partir de la pression d’alimentation et du coefficient K fourni par le fabricant. Elle

est ainsi à associer à une incertitude. Pour évaluer son influence, sa valeur a été modifiée dans la simulation des essais 27 et 28. Le débit ainsi simulé est égal à 4,8 l/min/buse, cette valeur correspond à une pression d'alimentation de 70 bars ou un coefficient K égal à 0,51. Cette variation du débit d'aspersion qui semble cohérente pour la campagne d'essais en tunnel, n'a pas influé de manière significative sur l'environnement thermique et la part de chaque mode d'action comme l'illustrent les figures III.69 et III.70 pour l'essai 28.

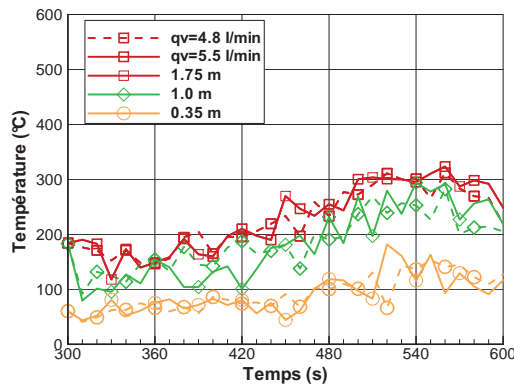


Fig. III.69 — Essai 28 : Évolution temporelle de la température prédite à 12 m en aval par le code lors de l'étude de sensibilité au débit d'injection

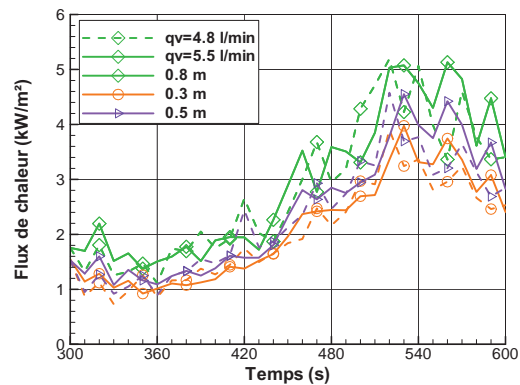


Fig. III.70 — Essai 28 : Évolution temporelle des flux de chaleur prédits à 7 m en aval par le code lors de l'étude de sensibilité au débit d'injection

Il convient néanmoins de noter qu'une variation plus importante de débit a une influence non seulement sur les transferts de chaleur, tant avec la phase gazeuse qu'avec les surfaces du tunnel mais également sur le déplacement du brouillard d'eau.

Conditions d'aspersion - Nature des parois du tunnel

Le tunnel est constitué de deux matériaux de propriétés thermiques et d'épaisseurs différentes (cf. Sous-section III.1.1). Une étude de sensibilité a permis d'évaluer leur influence sur les résultats numériques avant l'activation du système d'aspersion. Cette étude fait l'objet du paragraphe III.3.5. Elle a montré que, dans une certaine mesure, la prédiction des conditions thermiques et de l'écoulement n'est pas sensible à ces définitions.

Une nouvelle étude de sensibilité à ce paramètre a été menée en mettant en jeu une aspersion par brouillard d'eau. La configuration étudiée correspond à l'essai 27 en termes de puissance de feu, d'écoulement et de système brouillard d'eau. Seule la définition des parois a été modifiée. Dans une première simulation, le tunnel est composé, comme dans la réalité, de deux matériaux différents (cf. Sous-section III.3.1). Dans une seconde, il est composé entièrement de mortier. À la date d'activation du système d'aspersion, l'environnement est similaire, la définition des parois ayant alors peu d'influence sur les résultats numériques. Après l'activation du système, la prédiction de l'environnement (température de l'air, vitesse de l'écoulement et flux de chaleur rayonnée), la répartition énergétique

globale ainsi que la part de chaque mode d'action du brouillard d'eau n'ont montré aucune sensibilité à la composition des parois. Par exemple, la part de chaque mode d'action dans l'énergie totale absorbée par l'aspersion est représentée sur la figure III.71 pour les deux simulations. Ce résultat peut être en partie expliqué par le modèle d'interaction entre les gouttes d'eau et les solides puisque le transport des gouttes et les transferts thermiques (évaporation, convection et rayonnement) ne dépendent pas des propriétés des parois. Sur ce constat, il serait intéressant de se pencher sur ce modèle et de l'évaluer comme il a été fait pour les modèles d'évaporation et de transfert radiatif dans le chapitre II afin peut-être d'envisager une modification du modèle actuel.

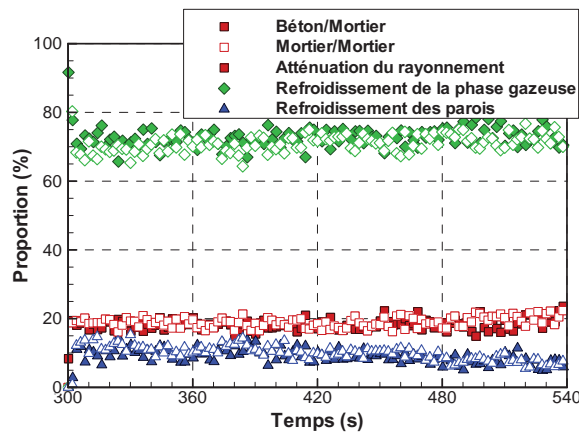


Fig. III.71 — Essai 27 : Part de chaque mode d'action dans l'énergie totale

Conditions d'aspersion - Puissance du feu

Les essais 27 et 28 permettent eux-mêmes d'illustrer l'influence de la puissance du feu sur l'aspersion. En particulier, il ressort que l'influence de la puissance sur la contribution énergétique du brouillard d'eau diffère entre ces deux essais.

Dans l'essai 27, la température de l'air et les flux de chaleur rayonnée en aval décrivent la même évolution que la puissance du feu. Néanmoins, lorsque la puissance du feu augmente au cours de la phase d'aspersion, les températures et les flux de chaleur rayonnée évoluent peu du fait que la quantité d'énergie absorbée par l'aspersion augmente également (cf. Figure III.61-a). Par exemple, entre 420 et 540 s, lorsque la puissance du feu augmente d'1 MW, la température maximale à 8 m en aval du foyer relevée près de la voûte passe de 60 à 160 °C et les flux de chaleur prédits à 7 m augmentent de 1 kW/m² (cf. Figures III.33 et III.35). Concernant l'importance du refroidissement de la phase gazeuse, de celui des surfaces solides et de l'atténuation du rayonnement par le brouillard d'eau, leur part dans l'énergie totale absorbée par l'aspersion est invariante pendant la phase d'aspersion (cf. Figure III.59-a).

Dans l'essai 28, la situation est différente dans la mesure où la quantité d'énergie absorbée par le brouillard d'eau varie très peu au cours de la phase d'aspersion alors que la puissance du feu est multipliée par deux, de 1500 kW à plus de 3000 kW. Consécutivement, la température de l'air et les flux de chaleur rayonnée qui décrivent comme dans l'essai 27 la même évolution que la puissance

du feu, évoluent de manière plus importante dans cet essai. Par exemple, lorsque la puissance du feu augmente de 1,3 MW entre 360 et 540 s, la température maximale à 8 m en aval du foyer relevée près de la voûte passe de 245 à 365 °C et les flux de chaleur prédits à 7 m en aval augmentent de 3-4 kW/m² (cf. Figures III.43 et III.45). Concernant l'importance des phénomènes mis en jeu, la part du refroidissement de la phase gazeuse tend à décroître pendant la phase d'aspersion tandis que celle de l'atténuation du rayonnement par le brouillard d'eau augmente (cf. Figure III.59-b)

Concernant le transport de la phase liquide dans le tunnel, nous observons une même tendance dans les deux essais : lorsque la puissance du feu augmente, le brouillard d'eau est transporté sur une plus courte distance. Deux choses sont à l'origine de cette tendance. Premièrement, nous avons constaté à l'aide des figures III.36 et III.46 que le débit d'air au droit du foyer suit une évolution inverse de la puissance du feu. Lorsque la puissance du feu augmente, le courant d'air auquel est soumis le brouillard d'eau est ainsi moins important. Deuxièmement, lorsque la puissance du feu augmente, une quantité d'eau plus importante est évaporée à proximité du foyer, voire pour l'essai 27 de manière globale.

Conditions d'aspersion - Ventilation du tunnel

Durant les essais, un écoulement longitudinal est imposé dans le tunnel à l'aide d'un ventilateur de tirage. Avant l'activation du système d'aspersion, il conditionne notamment l'écoulement de la fumée et donc l'environnement thermique dans le tunnel. Une étude de sensibilité a permis d'évaluer l'influence de ce paramètre sur les résultats numériques dans les essais 2 et 9, menés avec des vitesses initiales de 1,3 et 2,2 m/s (cf. Paragraphe III.3.5). Dans chaque cas, nous avons fait varier la vitesse de ventilation de $\pm 30\%$. Il en ressort qu'en aval, pour ces deux essais, la température de la fumée sous la voûte varie peu avec ce paramètre tandis que l'épaisseur de la couche de fumée est plus sensible.

Une nouvelle étude de sensibilité à ce paramètre a été menée pour mettre en jeu une aspersion par brouillard d'eau. La configuration étudiée correspond à l'essai 27 en termes de puissance de feu et de système brouillard d'eau. Seul le débit extrait à l'extrémité aval a été modifié. Contrairement aux essais 2 et 9, avant la date d'activation du système d'aspersion, les conditions thermiques à l'aval du tunnel sont grandement sensibles à ce paramètre. Par exemple, deux simulations ont été conduites avec des débits extraits de 9,6 m³/s et 13,4 m³/s correspondant à 85 et 115 % de la valeur imposée dans l'expérience. Comme l'illustre la figure III.72-a, la température de la nappe de fumée s'écoulant sous la voûte est beaucoup plus faible pour le débit maximal et ce, sur toute sa hauteur. De la sorte, à l'instant d'activation du système d'aspersion, la situation de feu dans le tunnel est différente entre les deux simulations en termes d'écoulement et de conditions thermiques.

Au regard de la figure III.72-b, la température de l'air reste sensible au débit d'extraction après l'activation du système d'aspersion. En particulier, la valeur atteinte après l'activation est différente dans les deux simulations et la température diffère ensuite sur toute la période d'aspersion, de quelques dizaines de degrés près de la voûte. Nous pouvons d'ailleurs remarquer que cette différence est encore visible à 24 m en aval alors même que, jusqu'à présent, les résultats numériques étaient souvent moins sensibles sur cette section de mesure éloignée du foyer. La tendance de la sensibilité semble confirmée par la part que représente chaque phénomène d'interaction (cf. Figure III.74).

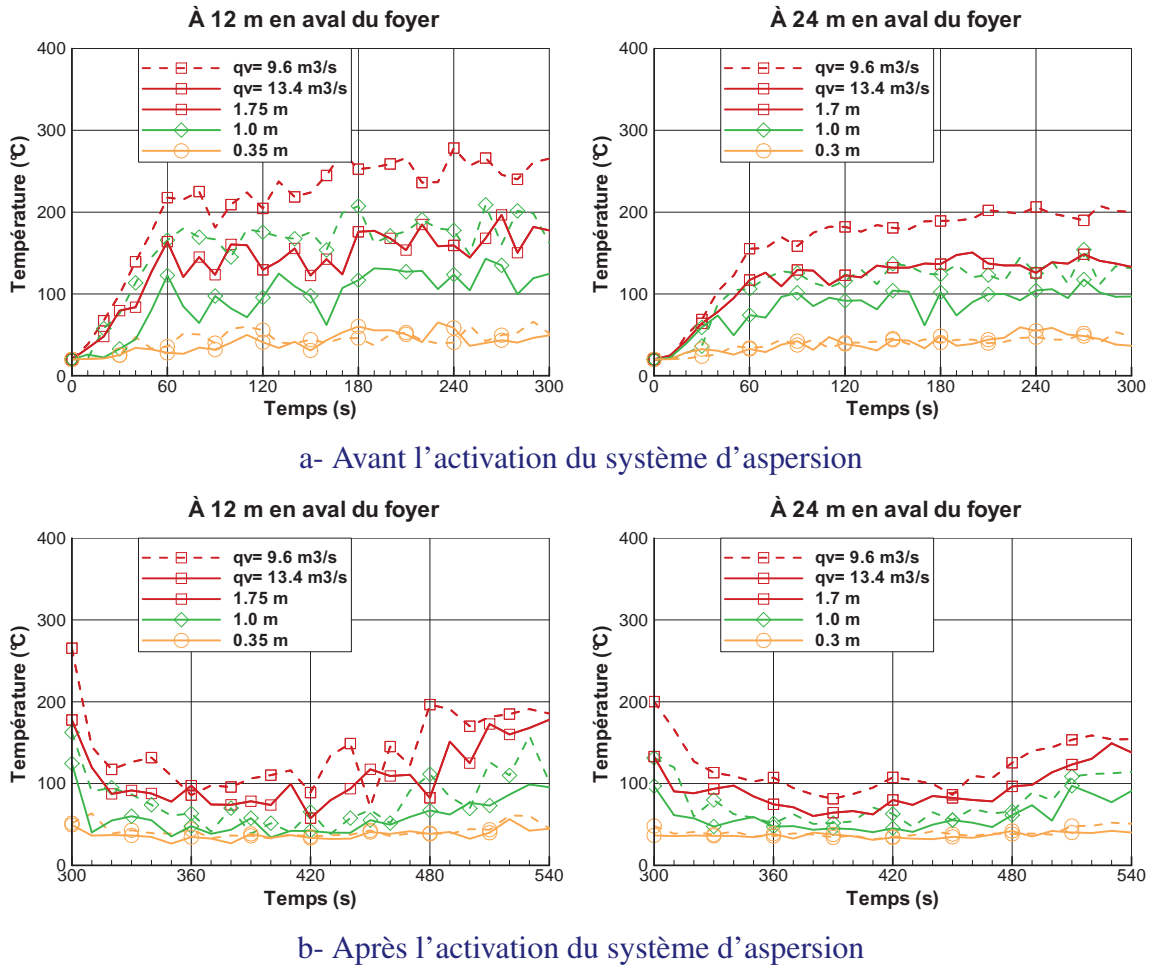


Fig. III.72 — Essai 27 : Évolution temporelle de la température prédite par le code en plusieurs points de mesure situés sur l'axe vertical au centre de deux sections de mesure dans le tunnel. Ces valeurs numériques sont obtenus en définissant le débit d'air d'extraction dans l'intervalle [-15 % ; +15 %] autour de la valeur imposée lors de l'essai

Alors même que la quantité d'énergie absorbée par la phase liquide est comparable dans ces deux simulations (45 % de la puissance dégagée par le foyer pour $9,6 \text{ m}^3/\text{s}$ et 50 % pour $13,4 \text{ m}^3/\text{s}$ sur [300 s ; 540 s]), la part du refroidissement de la phase gazeuse augmente de 71 à 75 % en augmentant le débit d'extraction et ce, au détriment du refroidissement des solides dont la part passe de 11 à 6 %.

Le champ de concentration en eau liquide sur la section transversale au centre du tunnel permet de mesurer la différence de comportement de l'aspersion suivant le courant d'air longitudinal. Alors que le débit d'aspersion, la granulométrie des sprays au point d'injection et la localisation des buses sont identiques, l'aspersion est transportée entre 2 m en amont et 12 m en aval lorsque le débit d'air extrait à l'extrémité aval du tunnel est égal à $9,6 \text{ m}^3/\text{s}$ et entre 50 cm en amont et 15 m en aval pour un débit de $13,4 \text{ m}^3/\text{s}$ (cf. Figure III.75). Ainsi, la durée de séjour des gouttes dans l'air est plus courte lorsque le courant d'air longitudinal est faible, elles atteignent alors le sol plus rapidement, ce qui favorise les transferts de chaleur entre les gouttes et les parois du tunnel. À l'inverse, sous un courant d'air longitudinal important, la durée de séjour des gouttes est plus longue et cela favorise les transferts de chaleur avec la phase gazeuse.

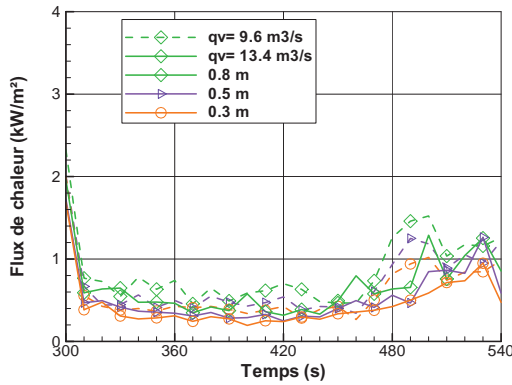


Fig. III.73 — Évolution des flux de chaleur rayonnée prédits à 7 m en aval du foyer

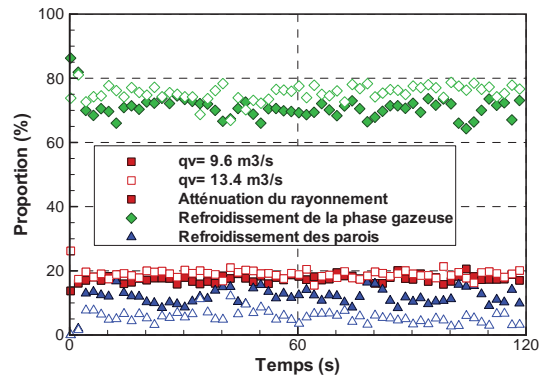


Fig. III.74 — Part de chaque mode d'action dans l'énergie totale

La figure III.75 semble également indiquer une similarité dans les deux simulations des concentrations en eau liquide dans certaines zones de cette section transversale. En effet, en intégrant la masse d'eau entre le foyer et la colonne des radiomètres, la concentration est proche de $6,38 \cdot 10^{-2} \text{ kg/m}^3$ pour le débit $9,6 \text{ m}^3/\text{s}$ et de $6,19 \cdot 10^{-2} \text{ kg/m}^3$ pour le débit $13,4 \text{ m}^3/\text{s}$. Cela peut expliquer pourquoi les flux de chaleur rayonnée sont aussi peu sensibles à la variation du débit d'extraction dans la gamme testée, contrairement à la température de l'air (cf. Figure III.73). Leur évolution et leur valeur sont en effet semblables dans les deux simulations, notamment pendant la phase stationnaire.

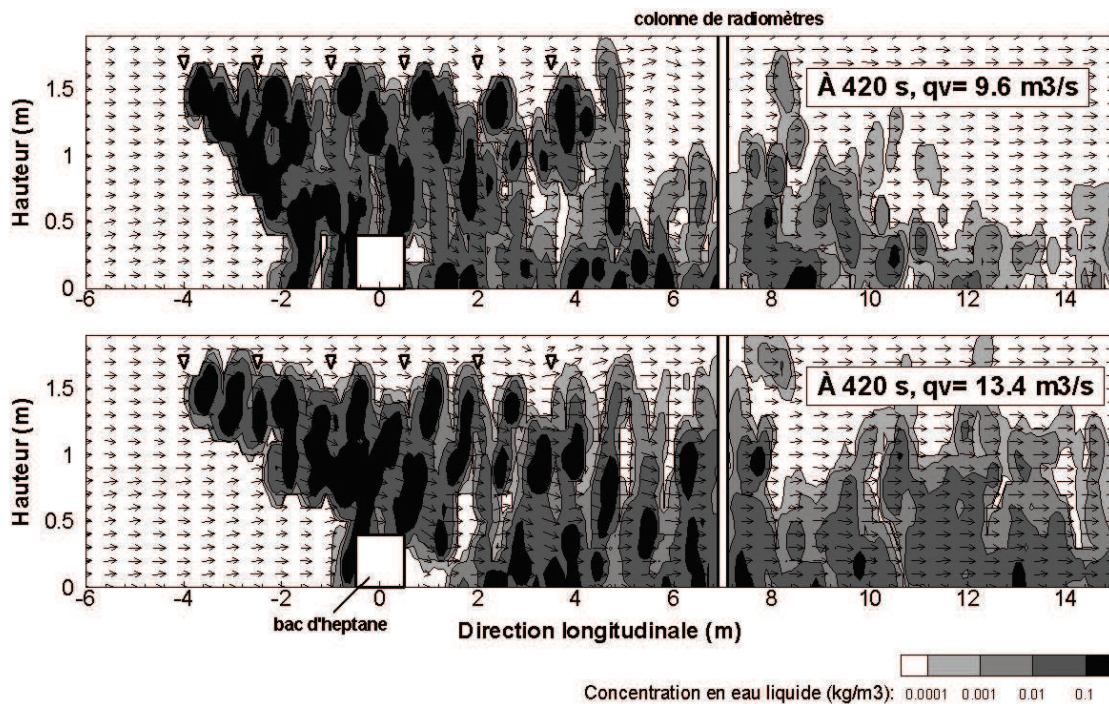


Fig. III.75 — Champ de concentration en eau liquide sur la section transversale au centre du tunnel à 420 s

III.5 Conclusion du chapitre

Ce chapitre a permis d'étudier des feux se développant dans un tunnel ventilé longitudinalement, soumis ou non à une aspersion par brouillard d'eau. Pour cela, quatre essais menés dans un tunnel à échelle intermédiaire (1/3) ont été exploités. Leurs principales caractéristiques sont reprises dans le tableau III.7. Après la validation de l'outil numérique FDS (V5.4), ce code a été exploité pour décrire et quantifier les phénomènes mis en jeu. Il a également permis de mettre en évidence des paramètres importants influençant les conditions ambiantes.

Essai	Régime de ventilation	Localisation des buses
Essais sans aspersion		
n° 9	sous-critique	
n° 2	sur-critique	
Essais avec aspersion		
n° 27	sur-critique	3 buses en amont et 3 buses en aval
n° 28	sur-critique	3 buses en amont

Tab. III.7 — Récapitulatif des essais simulés

La simulation des **essais sans aspersion** a permis d'établir que le code de calcul FDS est capable de prédire la situation de feu dans le tunnel (conditions thermiques, écoulement de l'air), sous réserve de bien connaître la puissance du feu et les conditions de ventilation. En effet, l'écart relevé pour les températures de l'air est compris entre 15 et 26 % pour l'essai 9 en régime sous-critique et entre 11 et 19 % pour l'essai 2 en régime sur-critique. De plus, les vitesses prédites par le code restent comprises dans l'intervalle de confiance défini par les incertitudes de mesure. Enfin, les flux de chaleur sont bien estimés par le code dès lors que la température de la phase gazeuse n'est pas proche des limites d'utilisation des radiomètres.

Plus précisément, la comparaison des données numériques et expérimentales a mis en évidence que cet écart n'est pas uniformément distribué dans le tunnel. Premièrement, le code de calcul tend à sous-estimer les températures à proximité du foyer et l'écart entre les températures numériques et expérimentales est d'autant plus faible que la section de mesure est éloignée. Ces deux tendances ont été attribuées à une mauvaise représentation de la zone de dégagement de chaleur par le code de calcul. Deuxièmement, le code ne prédit pas convenablement la température de la zone d'interface à mi-hauteur du tunnel car il tend à sous-estimer le mélange de la couche de fumée avec l'air frais.

Les résultats numériques ont ensuite permis d'étudier la répartition globale de l'énergie dans le tunnel. Ils ont mis en évidence sa dépendance au régime de ventilation (sous- ou sur-critique) et sa faible sensibilité à la puissance du feu. La répartition type obtenue dans le tunnel en régime sous-critique consiste en 2/3 de l'énergie libérée par la combustion perdue au niveau des parois et 1/3 dans les gaz. *A contrario*, en régime sur-critique, l'énergie libérée par la combustion se distribue à part quasi-égale entre les parois du tunnel et les gaz.

Malgré cette différence sur la distribution globale de l'énergie, dans les deux essais 2 et 9, menés sous les deux régimes de ventilation, la même quantité de chaleur est perdue dans la zone du foyer

qui par contre, elle, est plus ou moins étendue suivant la vitesse de ventilation. La différence entre les deux régimes a été attribuée, par ordre d'importance, au phénomène de backlayering qui augmente la surface d'échange entre la fumée et les parois du tunnel et à l'influence de la vitesse de ventilation sur la température de la phase gazeuse à l'aval du foyer, réduisant ainsi fortement les échanges de chaleur rayonnée sur cette partie du tunnel.

Enfin, l'influence sur les conditions ambiantes de quelques paramètres de la simulation a été mesurée lors d'une étude numérique. À savoir, la ventilation longitudinale dans le tunnel influe sur la stratification thermique en termes de gradient vertical de température. La puissance du feu, dans l'intervalle des incertitudes de mesure défini dans la section A.4, s'est révélée en revanche peu influente sur les conditions thermiques (épaisseur et température de la couche de fumée) et l'écoulement dans le tunnel. Les taux de production en monoxyde de carbone et en suie se sont également révélés peu influents sur l'écoulement et les conditions thermiques dans le tunnel. Il convient de noter que la composition de l'air n'est pas étudiée. Enfin, il a été établi que la faible influence de la composition des parois du tunnel sur les résultats numériques est due à la durée des essais étudiés qui est relativement faible (5 min pour l'essai 9 et 8 min pour l'essai 2).

Dans la simulation des **essais mettant en jeu un système d'aspersion**, le code de calcul a montré une bonne capacité à reproduire l'environnement thermique durant la phase d'aspersion et notamment le refroidissement de la phase gazeuse et l'atténuation des flux de chaleur rayonnée.

En particulier, pendant les trois premières minutes de la phase d'aspersion dans l'essai 27, le code a prédit l'homogénéité de la température de l'air sur chaque section de mesure, traduisant une déstratification thermique. Après cette période, le gradient thermique observé à l'aval du foyer lors des essais a été retrouvé dans la simulation. Néanmoins, il paraît important de mentionner que dans cet essai 27, l'activation du système d'aspersion induit des températures mesurées et prédites en aval du tunnel (même sur une section proche du foyer) très faibles relativement à la puissance du feu.

L'évaluation du code de calcul a également souligné certaines de ses faiblesses, notamment dans l'essai 28. Cet essai est très particulier au sens où il met en jeu une faible quantité d'eau (16,5 l/min) sur un feu relativement puissant (entre 1,5 et 3,5 MW). De la sorte, l'activation du système d'aspersion n'induit pas un refroidissement de la phase gazeuse et une atténuation des flux de chaleur rayonnée importants. L'environnement reste au contraire clairement stratifié à l'aval du foyer pendant la période d'aspersion. Sur cet essai, le code a surestimé l'évaporation du brouillard d'eau au droit du foyer ce qui a eu pour incidence de sous-estimer la température de l'air à 8 m en aval et de surestimer les flux de chaleur à 7 m en aval. Cependant, dès 12 m en aval, le code a montré une bonne capacité à prédire l'environnement stratifié.

Le code FDS a ensuite été utilisé pour étudier l'interaction entre l'aspersion, la ventilation et la fumée. En particulier, cette étude numérique a mis en évidence qu'il est malaisé, voire impossible, de traiter la stratification au sens large (thermique et toxique) uniquement sur la base de mesures de

température. En d'autres termes, il est nécessaire de mesurer la composition de la phase gazeuse en complément des mesures de température de l'air traditionnelles pour traiter ce sujet.

L'utilisation du code de calcul a ensuite permis de mesurer le rôle énergétique du brouillard d'eau. À savoir, les gouttes d'eau pulvérisées absorbent en moyenne pendant l'essai 27, près de la moitié de la puissance du feu, la part restante étant perdue à part quasi-égale au niveau des parois du tunnel et au travers des ouvertures. Dans l'essai 28 où le débit d'aspersion est plus faible, quasiment toute l'eau pulvérisée est évaporée, l'aspersion absorbe près d'un quart de la chaleur dégagée par la combustion, la part restante étant perdue à part quasi-égale au niveau des parois du tunnel et au travers des ouvertures.

Le code de calcul a également été exploité pour mieux comprendre comment est absorbée la chaleur dans les essais 27 et 28. La principale source de chaleur pour l'aspersion est la phase gazeuse. Dans l'essai 27, cette source correspond à 73 % de l'énergie totale absorbée par l'aspersion et dans l'essai 28, 50 %. L'atténuation des flux de chaleur rayonnée ainsi que le refroidissement des surfaces solides restent néanmoins importants. Ils représentent respectivement 18 % et 9 % de l'énergie totale absorbée par l'aspersion dans l'essai 27 et 31 % et 19 % dans l'essai 28. En pratique, cette quantification présente un autre intérêt. Elle peut aider les développeurs à privilégier la modélisation de certains phénomènes.

Enfin, l'influence de plusieurs paramètres de la simulation sur l'action du brouillard d'eau a été mesurée lors d'une étude numérique. En particulier, il ressort que la vitesse d'injection des gouttes n'est pas un paramètre numérique influent. La taille des gouttes et la ventilation du tunnel influent quant à eux sur le déplacement du brouillard d'eau et les transferts de chaleur, tant avec la phase gazeuse qu'avec les surfaces du tunnel. Cette influence est notamment liée au temps de séjour des gouttes dans la phase gazeuse. L'influence de la puissance du feu sur la contribution énergétique du brouillard d'eau diffère entre les deux essais 27 et 28. Dans l'essai 27, l'influence est faible alors que dans l'essai 28 mettant en jeu une faible quantité d'eau, la puissance du feu influe sur la quantité d'énergie absorbée par l'aspersion et sur l'importance des modes de transfert. Quant à la composition des parois, les résultats numériques n'ont montré aucune influence à ce paramètre.

Application en bâtiment

IV

L'application en bâtiment qui fait l'objet de ce chapitre est motivée par le contexte actuel en France. Depuis la moitié des années 2000, de nombreux débats portent sur l'utilisation de systèmes d'aspersion par brouillard d'eau en bâtiment et notamment dans les circulations horizontales d'hôtels (ERP de type O) connectées à des locaux réservés au sommeil. La DSC a d'ailleurs créé un groupe de travail (auquel participent le CSTB et le LEMTA) dont la mission est de mener une réflexion sur la faisabilité de l'usage du brouillard d'eau dans les réglementations. Ce groupe travail a proposé dernièrement une modification du règlement de sécurité et une instruction technique (IT). Étant parues au compte-rendu de la sous-commission ERP de la Commission Centrale de Sécurité du 2 décembre 2010, elles devraient être effectives dans un futur proche.

Dans ce contexte, le CSTB a prévu de conduire en 2012 une campagne d'essais pour appréhender l'interaction entre l'aspersion, la nappe de fumée et la ventilation en cas de feu. La configuration d'essais, déjà construite, comprend une pièce et une circulation attenante (cf. Figure IV.1). Bien que cette configuration dispose d'un système de désenfumage mécanique et ait les mêmes caractéristiques géométriques que celles indiquées dans l'IT mentionnée précédemment, le but n'est pas ici de reproduire le protocole d'essais conseillé dans cette IT pour le commenter mais de contribuer en amont à une meilleure compréhension des phénomènes.

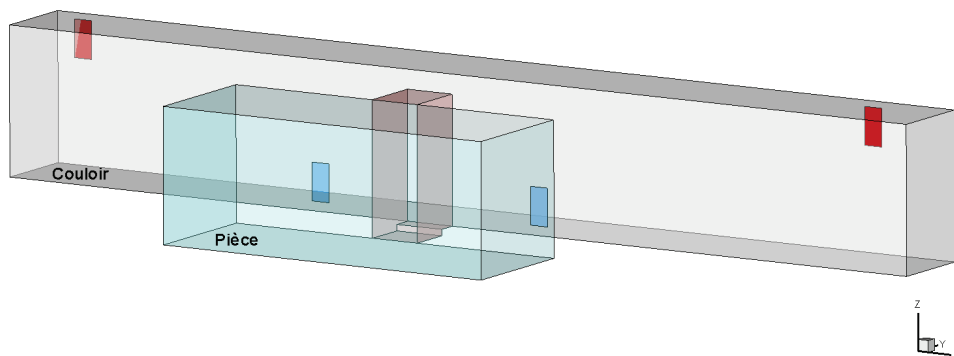


Fig. IV.1 — Représentation de la configuration expérimentale du CSTB

Dans les chapitres II et III portant sur des études menées aux échelles du laboratoire et du tunnel, le code de calcul FDS (version 5) a montré une bonne aptitude à estimer l'influence de l'aspersion sur les conditions ambiantes : refroidissement de la phase gazeuse, atténuation de la chaleur rayonnée et dans l'application en tunnel, abattement de la fumée et écoulement en amont du foyer. Basé sur ce constat, le présent chapitre restitue un travail numérique de nature exploratoire, mené en amont de la campagne d'essais prévue en 2012. Ce travail a pour ambition d'appréhender l'interaction entre l'aspersion par brouillard d'eau, l'écoulement de la fumée et la ventilation dans la configuration expérimentale en vue de définir une instrumentation permettant de mettre en lumière les phénomènes mis en jeu.

L'approche consiste en premier lieu à définir un foyer (position du foyer, puissance du feu, combustible employé), une ventilation (naturelle, mécanique, nombre et positions des bouches, débits d'air aux bouches) et un système d'aspersion (position, empreinte, débit d'aspersion, granulométrie). Ensuite, il s'agit d'étudier, par le biais de simulations numériques, l'influence de l'aspersion sur la stratification thermique et toxique, le transport des gouttes d'eau et de la vapeur d'eau et ce, relativement à la taille des gouttes d'eau pulvérisées.

IV.1 Présentation des essais

IV.1.1 Dispositif expérimental

La configuration d'essais est représentée sur les figures IV.1 et IV.2. Il s'agit d'une pièce de surface 12 m^2 et de hauteur $2,15 \text{ m}$, connectée à une circulation horizontale via une ouverture. La circulation mesure 15 m de long sur $2,40 \text{ m}$ de haut. Sa largeur, égale à $1,40 \text{ m}$, correspond à 2 Unités de Passage (UP). L'ouverture mesure 80 cm de large sur $1,90 \text{ m}$ de haut. Il peut être noté que les hauteurs du local et de la circulation sont des valeurs couramment observées dans les bâtiments.

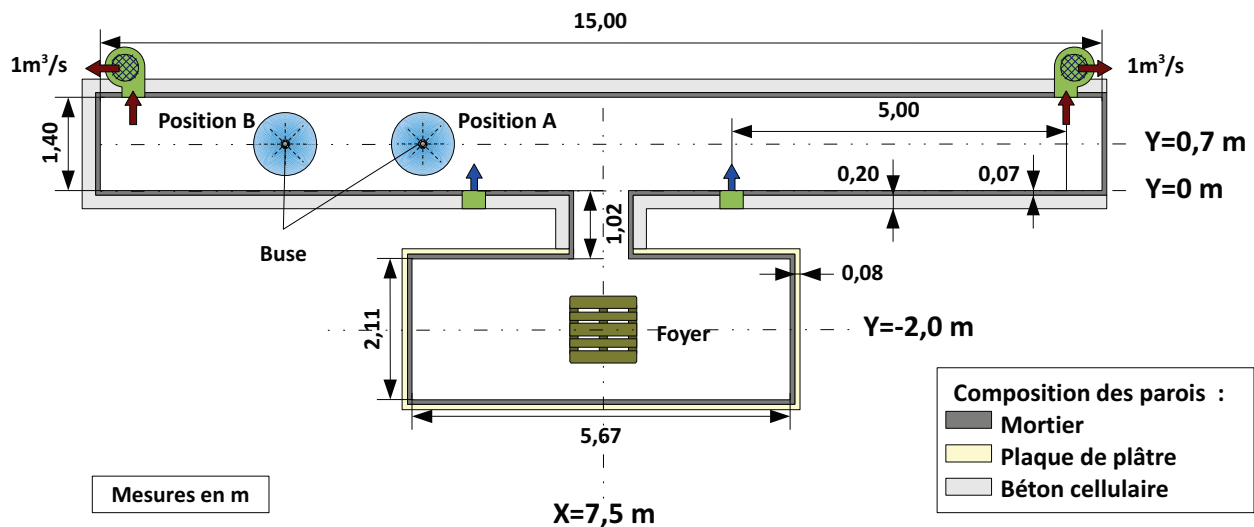


Fig. IV.2 — Configuration expérimentale (vue de haut)

Les parois intérieures de la pièce et de la circulation sont recouvertes par environ 7 cm de mortier projeté résistant aux hautes températures.

IV.1.2 Ventilation

Afin de considérer un écoulement d'air réaliste au sein de la configuration d'essais, la ventilation est définie conformément à l'IT 246 pour les ERP. Le désenfumage est assuré par quatre bouches :

- deux amenées d'air naturelles. Les bouches d'amenée d'air sont situées à proximité de l'ouverture entre la pièce et la circulation (elles sont représentées par des flèches bleues sur la figure IV.2). Elles ont leur partie inférieure à 25 cm au-dessus du sol et mesurent 30 cm de large sur 60 cm de haut.
- deux extractions de fumée mécaniques. Les bouches d'extraction situées aux extrémités de la circulation, ont leur partie basse à $1,75 \text{ m}$ au-dessus du sol et elles mesurent 30 cm de large sur 60 cm de haut (elles sont représentées par des flèches rouges sur la figure IV.2). Le débit extrait est fixé à $1 \text{ m}^3/\text{s}$ (c.-à-d. $0,5 \text{ m}^3/\text{s}/\text{UP}$).

Remarque : Comme l'exige la réglementation, la vitesse de passage de l'air à l'amenée d'air ne dépasse pas 5 m/s , la section de la circulation étant proche de $3,30 \text{ m}^2$.

IV.1.3 Foyer

L'objet de cette étude étant l'interaction entre le brouillard d'eau, la nappe de fumée et la ventilation de la circulation, le foyer est placé dans la pièce. En ce qui concerne le combustible, il est choisi de mettre en jeu un bûcher de bois et ce, pour quatre raisons :

- ce combustible est choisi de manière à produire une quantité significative de fumée ;
- l'activité du foyer doit être suffisamment répétable ;
- ce combustible doit être suffisamment bien caractérisé dans la littérature scientifique, l'approche étant combinée expérimentale/numérique. En effet, les foyers de type bûcher de bois ont fait l'objet de nombreuses études par le passé. En particulier, la référence [12] fournit une estimation de la puissance libérée par un bûcher de bois suivant son arrangement général ;
- ce combustible est préféré à un combustible liquide même si l'activité d'un tel foyer est plus facilement prévisible car le bois est un matériau fréquemment rencontré en bâtiment.

La simulation des feux sous-ventilés restant difficile, le feu est dimensionné de telle sorte que son activité soit pilotée par le débit de pyrolyse. En d'autres termes, la quantité d'air présent dans la pièce et le couloir et pénétrant par les amenées d'air doit être suffisante pour ventiler le foyer et alimenter la réaction de combustion.

Le système de désenfumage extrait 2 m^3 d'air par seconde. En supposant que sa température est comprise entre 20 et 500 °C, le débit massique d'air extrait est au moins supérieur à 0,9 kg/s. La conservation de la masse dans le volume indique que la production massique de fumée ajoutée à l'amenée d'air et à l'aspersion d'eau correspond à la quantité d'air extrait. En supposant que la première quantité est faible relativement aux trois autres, le débit d'air disponible pour la combustion avoisine 0,64 kg/s, soit 0,15 kg de dioxygène par seconde, ce qui correspond à une puissance maximale du feu supérieure à 1,9 MW. Dans le cadre de cette étude, la puissance maximale testée est inférieure à cette valeur : elle est proche de 700 kW.

En ce qui concerne son évolution, la puissance du feu est supposée croître linéairement durant les 300 premières secondes, puis décrire un état stationnaire jusqu'à 900 s pour enfin décroître linéairement pendant 600 s (cf. Figure IV.3).

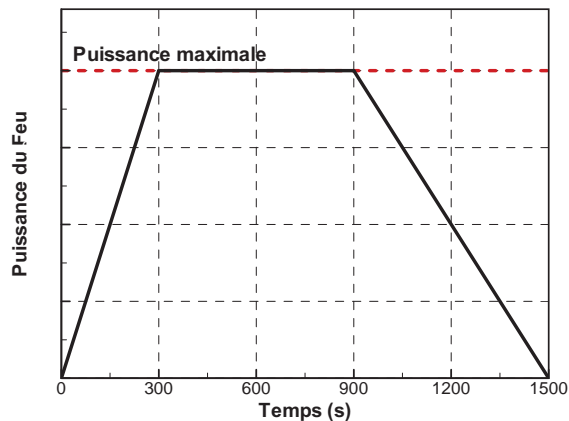


Fig. IV.3 — Évolution de la puissance du feu

IV.1.4 Système d'aspersion par brouillard d'eau

Le système d'aspersion est constitué d'une unique buse pour simplifier les phénomènes mis en jeu et éviter en particulier l'interaction entre sprays. L'interaction avec le foyer ne faisant pas l'objet de cette étude, la buse est positionnée sur l'axe médian de la circulation près du plafond (en $Y=0,7$ m). Le mouvement d'air dans la circulation est occasionné par l'écoulement de la fumée, l'amenée et l'extraction d'air. La position de la buse a de la sorte une incidence sur la dynamique (ou comportement) du spray. Au cours de la présente étude, la buse prend ainsi deux positions (cf. Figure IV.2) :

- à la *position A*, la buse est située à 2/3 de la distance horizontale entre une bouche d'extraction et une bouche d'amenée d'air. Elle est ainsi positionnée près d'une bouche d'amenée d'air ;
- à la *position B*, la buse est située à 1/3 de la distance horizontale entre une bouche d'extraction et une bouche d'amenée d'air. Elle est ainsi positionnée près d'une bouche d'extraction.

Pour définir les caractéristiques de l'aspersion (débit d'aspersion, pression d'alimentation, empreinte et granulométrie), nous nous sommes basés sur des buses utilisées lors d'une campagne d'essais menée au CSTB et mettant en jeu des feux dans des compartiments. Le système d'aspersion avait alors été dimensionné pour l'occasion par un fabricant.

La pompe est réglée de manière à délivrer une pression d'alimentation de 90 bars. Le brouillard d'eau produit peut donc être qualifié de *haute pression*. Le coefficient K fourni par le fabricant étant égal à $1,7 \text{ l/min/bar}^{1/2}$, la buse pulvérise sous cette pression d'alimentation, un débit d'eau de l'ordre de 16 l/min. La buse est déclenchée manuellement afin de pouvoir comparer aisément des configurations différentes impliquant, par exemple, plusieurs puissances de feu. La date d'activation est choisie durant la phase de régime établi de l'activité du foyer, lorsque l'écoulement de la fumée dans la circulation décrit un état stationnaire. L'aspersion est ainsi activée à 400 s.

La buse comprend un seul orifice situé dans l'axe de la buse. Le spray forme un cône plein dont le demi-angle de pulvérisation est de l'ordre de 40° . La granulométrie n'étant pas renseignée par le fabricant, ce paramètre fait l'objet d'une étude de sensibilité. La polydispersion est représentée par vingt classes de diamètres (répartis entre 0 à $1500 \mu\text{m}$) dont le paramètre de dispersion est fixé à 2,85 et la gamme de diamètre moyen est comprise entre 100 et $1000 \mu\text{m}$.

Le tableau suivant résume les caractéristiques de l'aspersion considérées dans la présente étude.

Forme de l'empreinte	conique
Demi-angle de pulvérisation	40°
Pression d'alimentation	90 bars
Débit d'aspersion	16,2 l/min
Diamètre moyen des gouttes au point d'injection	entre 100 et $1000 \mu\text{m}$

Tab. IV.1 — Caractéristiques de l'aspersion

Les résultats présentés ci-après sont issus de six simulations numériques qui diffèrent selon trois paramètres, l'activation ou non du système d'aspersion, la localisation de la buse et le diamètre moyen des gouttes pulvérisées au point d'injection. Les configurations simulées sont reprises dans le tableau IV.2.

Position de la buse	Diamètre moyen des gouttes
Position A ou B (cf. Sous-section IV.1.4)	100, 500 et 1000 μm

Tab. IV.2 — Cas numériques étudiés

IV.2 Simulation sans aspersion

Sans aspersion, la configuration étant symétrique en termes de géométrie du domaine, de source de chaleur (position, géométrie et puissance) et de ventilation (position et débit), nous n'étudions ici qu'une moitié de la circulation, celle située entre $X=0$ m et $X=7,5$ m. Les observations effectuées ci-après valent néanmoins pour la seconde moitié de la circulation.

IV.2.1 Écoulement de la fumée

La source de chaleur, positionnée au sol dans la pièce, joue le rôle de « ventilateur » au sens où elle aspire de l'air frais en zone basse et refoule vers le plafond de l'air chaud (cf. Figure IV.4). L'écoulement ainsi créé induit une inclinaison de la flamme vers le mur de la pièce dans la direction opposée à la circulation. La fumée produite suit un mouvement ascendant le long de cette paroi jusqu'à impacter le plafond. Elle se répand alors sous le plafond en suivant un mouvement horizontal. Au contact des parois latérales, l'air chaud suit un mouvement descendant en longeant ces parois puis est redirigé vers le foyer et son panache. La pièce apparaît ainsi comme une zone de recirculation de l'air.

L'écoulement à l'ouverture de la circulation (en $Y=0$ m) consiste en deux courants opposés :

- un premier situé en partie haute, comprenant des gaz chauds et s'écoulant de la pièce vers la circulation ;
- un second situé en partie basse, comprenant des gaz plus froids et s'écoulant de la circulation vers la pièce. C'est ce courant qui, d'ailleurs, alimente la réaction de combustion.

L'environnement dans le couloir au droit de l'ouverture est consécutivement fortement stratifié thermiquement (cf. Figures IV.5 et IV.6). Néanmoins, cette stratification est rapidement altérée par l'action des bouches d'amenée d'air situées à proximité de cette ouverture qui accentuent le mélange de la couche de fumée chaude et de celle plus froide (cf. Figure IV.6). À mesure que l'on s'éloigne de ces bouches, le gradient vertical de densité et l'opération de la bouche d'extraction à l'extrémité de la circulation favorisent la stratification de l'environnement et permettent d'extraire une partie des gaz chauds présents en zone haute. De cette manière, on observe, sur la figure IV.5 notamment, une nappe de fumée de faible épaisseur et longueur s'écoulant le long de la paroi verticale à l'extrémité de la circulation, dans un mouvement descendant.

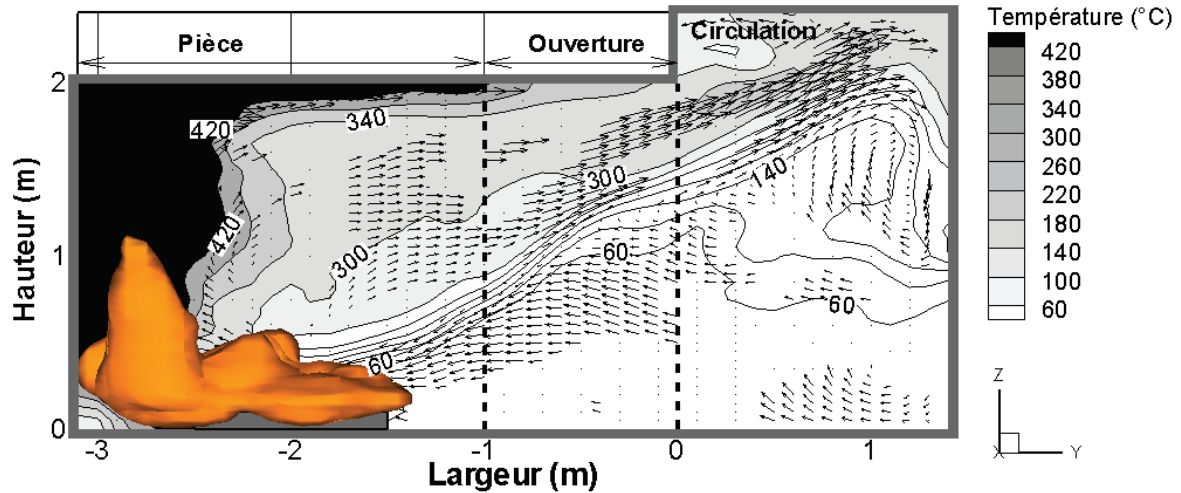
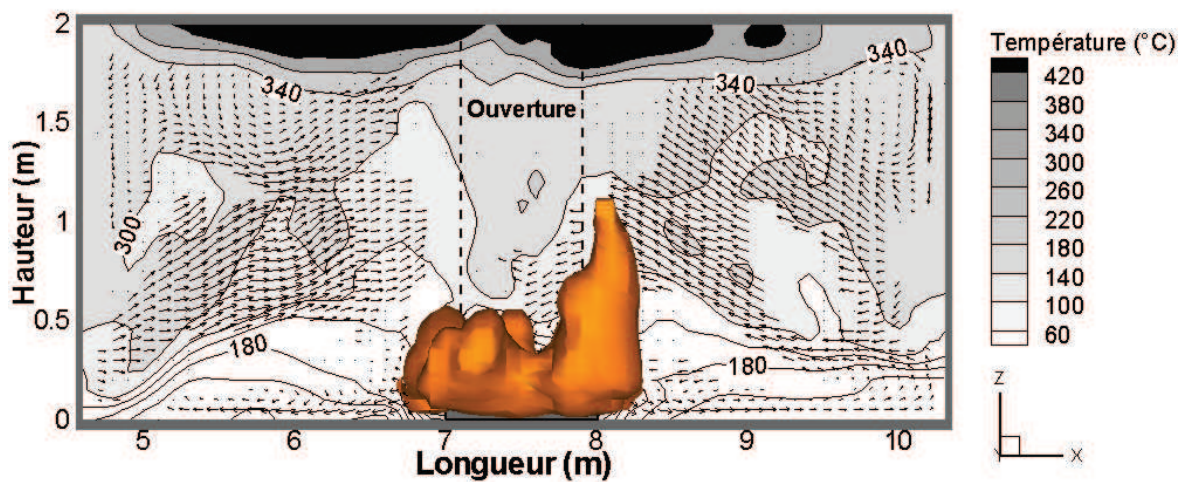
a- Dans le plan médian YZ ($X=7,5$ m)b- Dans le plan médian XZ ($Y=-2$ m)

Fig. IV.4 — Champ de température sur les plans médians de la pièce à 300 s et isosurface du dégagement de chaleur volumique à 200 kW/m^3

IV.2.2 Environnement thermique

Le champ de température sur le plan longitudinal médian de la circulation, représenté sur la figure IV.5, indique que l'environnement gazeux est thermiquement stratifié dans la circulation. Les températures maximales sont mesurées près du plafond au niveau de l'ouverture et sont comprises entre 320 et 350 °C à 300 s et entre 370 et 400 °C à 600 s. Les valeurs minimales sont mesurées au droit de la bouche d'amenée d'air et sont de l'ordre de l'ambient. Quant à la température au droit des buses d'aspersion à 300 s (respectivement 600 s), elle est égale à 184 °C (respectivement 211 °C) à la position A et à 179 °C (respectivement 219 °C) à la position B.

Les figures IV.5 et IV.6 mettent en lumière la contribution énergétique des parois de la circulation. À savoir, à mesure que la fumée progresse en direction de l'extrémité de la circulation, elle cède de l'énergie aux parois et se refroidit. Les parois s'échauffent ainsi de sorte que le gradient de tem-

pérature entre les parois et la phase gazeuse diminue au cours de l'essai. Les échanges thermiques entre les parois et la phase gazeuse sont consécutivement réduits. Par exemple, alors que la puissance du feu est comparable à 300 et 600 s, la température de la phase gazeuse est plus élevée à 600 s. En particulier, la différence de température occasionnée est comprise en partie haute entre 20 et 60 °C.

La stratification thermique d'un local est généralement caractérisée en faisant intervenir la notion d'épaisseur de couche de fumée. Contrairement aux codes à zones, les codes CFD comme le code FDS n'identifient pas deux zones distinctes mais plutôt un gradient vertical de température qui est continu. Janssens a développé une méthode permettant d'estimer l'épaisseur de la couche de fumée ainsi que les températures des couches haute et basse. Le principe de cette méthode est détaillé dans la référence [69] et son application au code FDS dans [95]. La hauteur d'interface (qui correspond à la hauteur du plafond moins l'épaisseur de la couche de fumée) et la température des couches haute et basse peuvent ainsi être calculées pour chaque abscisse et chaque ordonnée. En particulier, la figure IV.6 représente la hauteur d'interface et la température de la couche haute sur le plan longitudinal médian ($Y=0,7$ m) à 300 et 600 s. La hauteur de stratification thermique est ainsi relativement basse, comprise entre 40 et 100 cm (hormis au droit de la bouche d'extraction), ce qui équivaut à une épaisseur de la couche de fumée comprise entre 1,4 et 2,0 m.

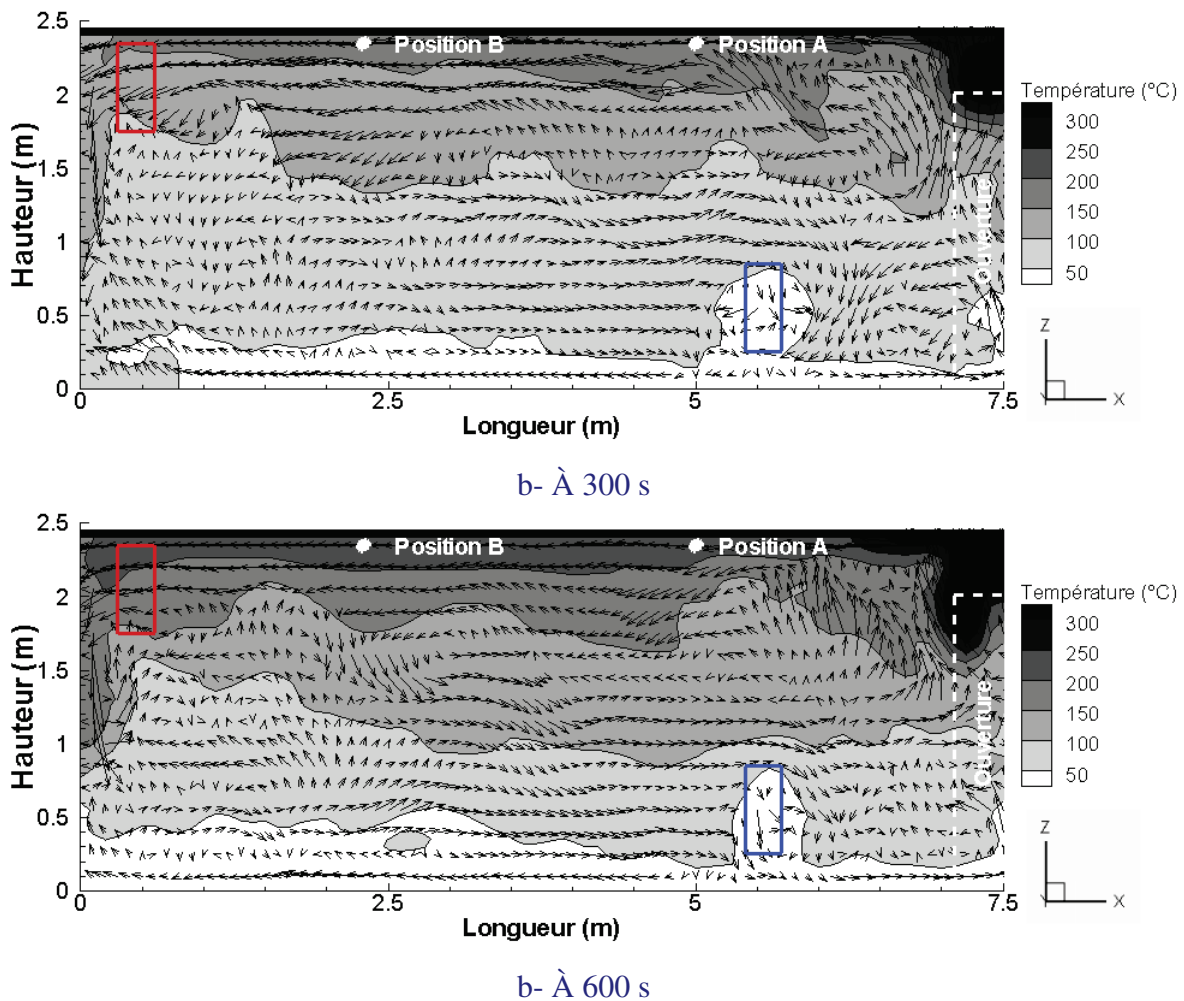


Fig. IV.5 — Champ de température sur le plan longitudinal médian de la circulation, à 300 et 600 s

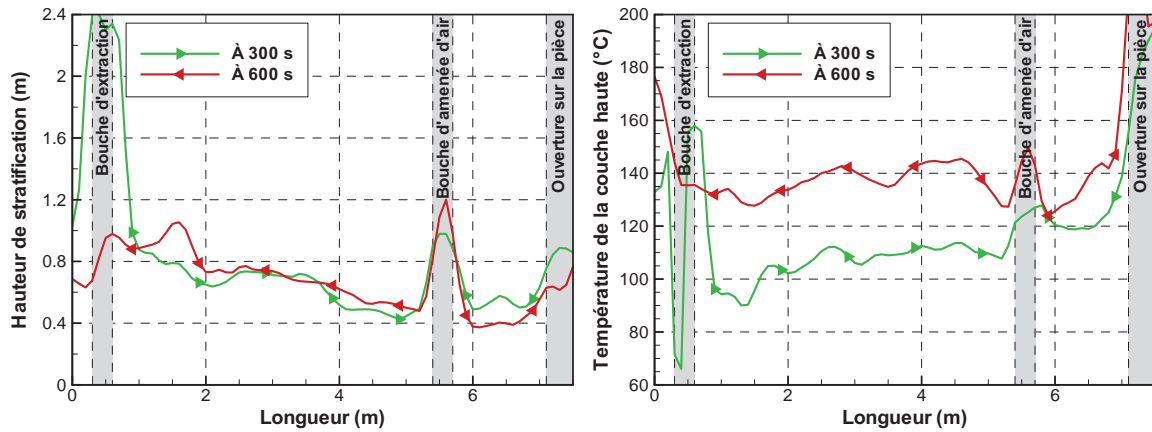


Fig. IV.6 — Hauteur de stratification (à gauche) et température de la couche haute (à droite) sur le plan longitudinal médian de la circulation à 300 et 600 s

IV.2.3 Environnement toxique

Les figures IV.7 et IV.8 représentent les champs de concentration en dioxygène et en dioxyde de carbone à 300 et 600 s, sur le plan longitudinal médian de la circulation ($Y=0,7$ m).

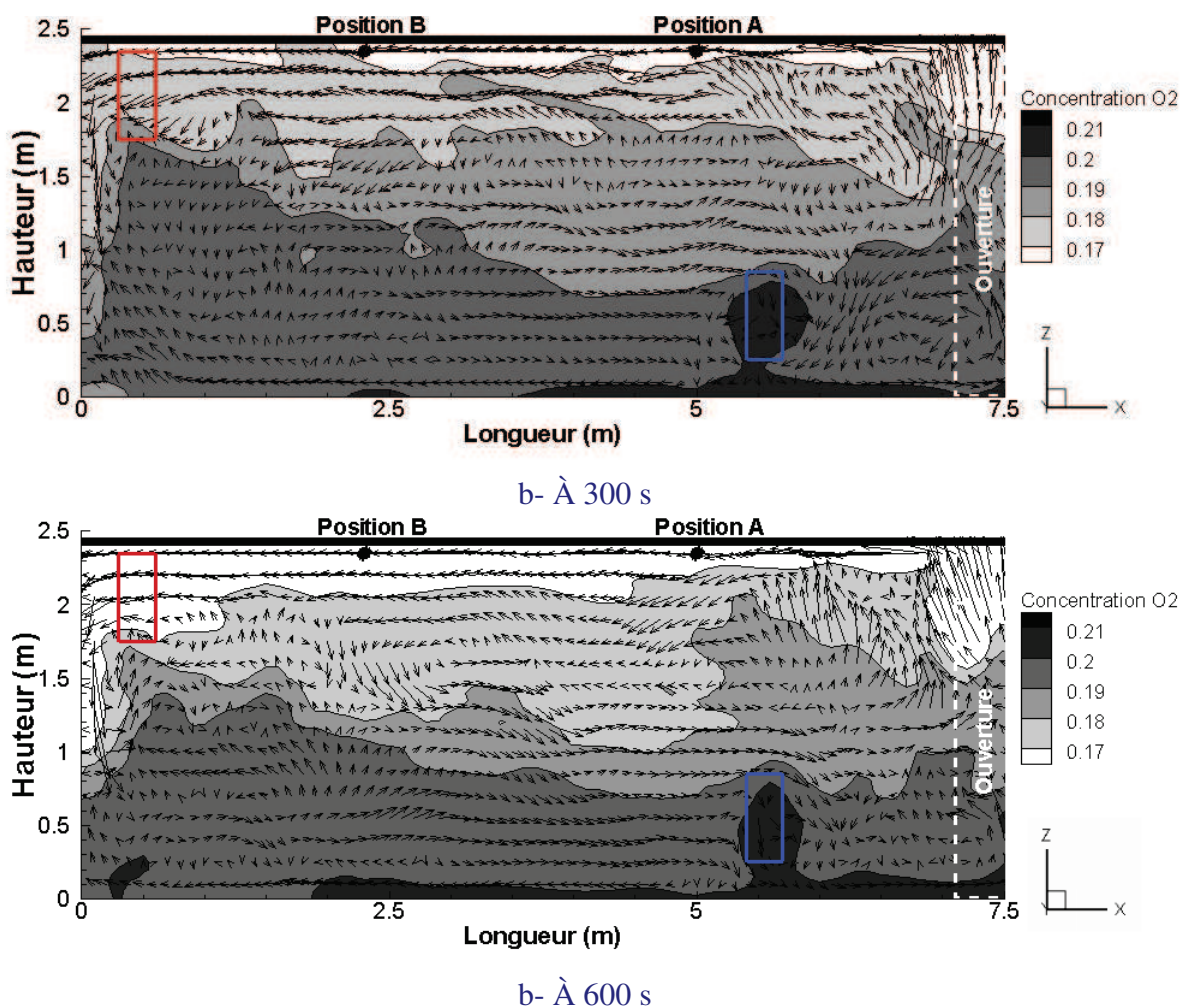


Fig. IV.7 — Fraction volumique en dioxygène sur le plan longitudinal médian de la circulation

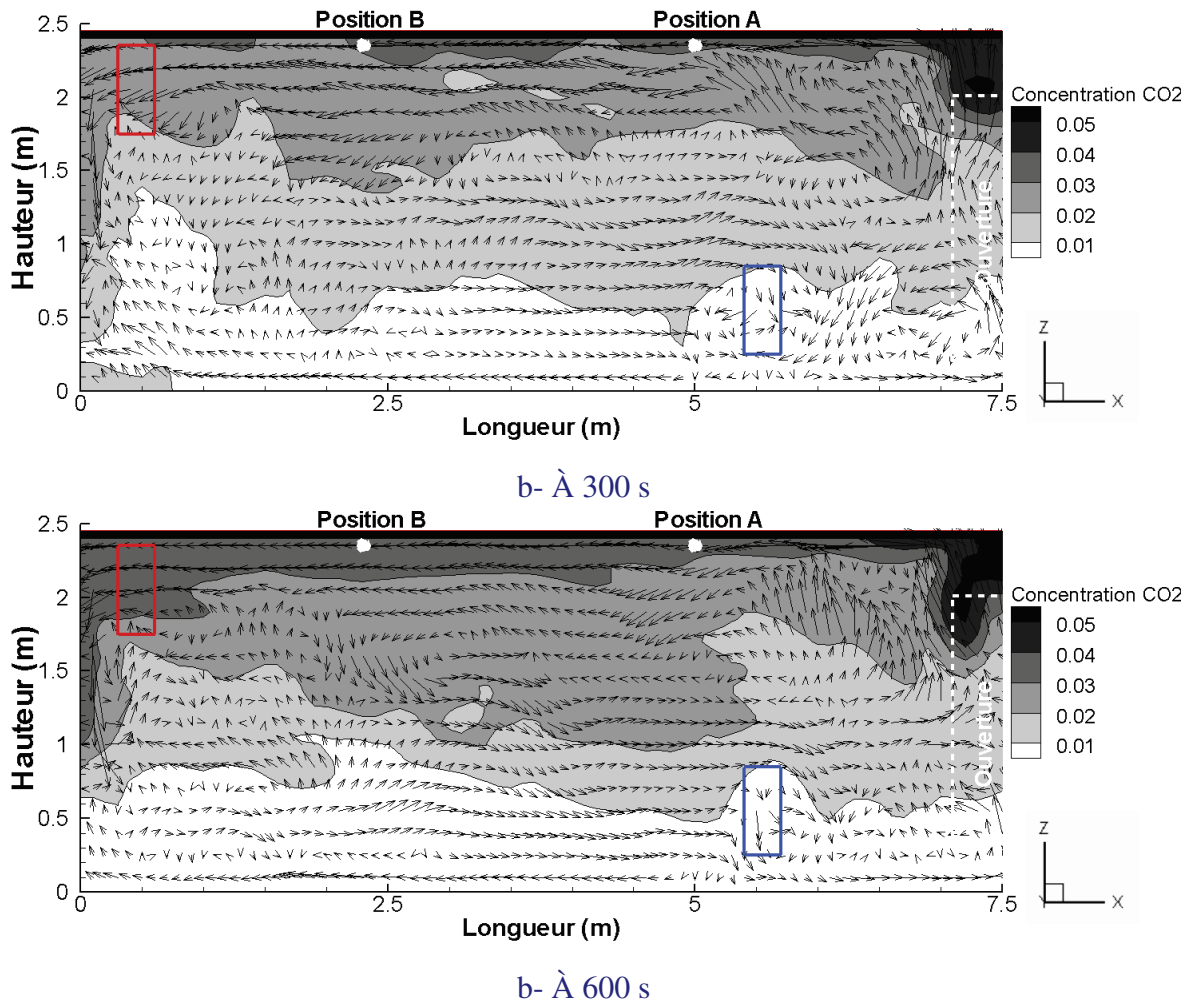


Fig. IV.8 — Fraction volumique en dioxyde de carbone sur le plan longitudinal médian de la circulation

En mettant en parallèle les champs de température aux mêmes instants, il semble que les cartographies de l'espace dressées par la température et la composition de l'air sont identiques (cf. Figure IV.5). En d'autres termes, l'environnement est caractérisé par un gradient vertical de la composition de l'air et ce gradient paraît lié à la stratification thermique. À savoir, la phase gazeuse située en partie haute du couloir est plutôt chaude et est chargée en gaz de combustion, la concentration en dioxygène y est par conséquent plus faible et la concentration en dioxyde de carbone plus élevée. La phase gazeuse située en partie basse est plus froide et comprend moins de gaz de combustion, la concentration en dioxygène y est par conséquent plus élevée et la concentration en dioxyde de carbone plus faible.

Remarque : La réglementation française fait intervenir la notion de « hauteur libre de fumée ». Elle est définie dans l'IT 246 comme la *hauteur de la zone au-dessous de la couche de fumée qui est compatible avec l'évacuation*. Dans la configuration étudiée, il apparaît que les niveaux de températures observés sur la moitié basse de la hauteur de la circulation ne sont pas compatibles avec l'évacuation des personnes, voire même l'intervention des pompiers. Les températures sont en effet de l'ordre de 100 °C à mi-hauteur. Il est ainsi intéressant de noter que la circulation est caractérisée par une stratification de l'environnement gazeux mais que la hauteur libre de fumée est nulle.

IV.3 Simulations avec aspersion – Position A

Dans cette configuration, la buse est située à environ 2/3 de la distance horizontale entre une bouche d'extraction et une bouche d'amenée d'air (cf. Figure IV.2). À la date d'activation du système brouillard d'eau, la température est de l'ordre de 200 °C au droit de la buse.

IV.3.1 Environnement thermique

L'eau pulvérisée par le système d'aspersion interagit avec le milieu, en particulier thermiquement. L'énergie est échangée entre l'eau pulvérisée et les parois de la circulation (par convection et rayonnement), la phase gazeuse (par convection et rayonnement) et le foyer (uniquement par rayonnement sur cette configuration).

La quantité d'énergie absorbée par les gouttes d'eau est égale à celle requise pour élever leur température et les vaporiser. Cette quantité d'énergie pour une période donnée dépend fortement du diamètre des gouttes qui composent le spray (cf. Sous-section I.2.3). La figure IV.9 suivante représente la température de l'air sur la coupe longitudinale au centre de la circulation à 600 s, soit après 200 s d'aspersion, suivant le diamètre des gouttes à l'injection 100, 500 ou 1000 μm . Pour ces trois simulations, le débit massique d'eau pulvérisée est conservé. Cette figure illustre la relation entre la quantité d'énergie absorbée (traduite par une baisse de température de l'air) et la taille des gouttes : lorsque le diamètre des gouttes est moindre, le refroidissement des écoulements gazeux est plus important. Les zones concernées par ce refroidissement sont notamment localisées près du plafond entre la bouche d'extraction et la buse d'aspersion, près de l'ouverture avec la pièce et dans la zone d'interface entre la couche chaude (en partie haute) et la couche plus froide (en partie basse).

La figure IV.9 illustre également l'interaction dynamique entre l'aspersion et la phase gazeuse. En particulier, le champ de vecteurs de vitesse indique que l'aspersion entraîne l'air vers le sol et que le spray est transporté par les écoulements dus à la ventilation mécanique et à l'écoulement de la fumée.

Cette interaction apparaît de plus fortement influencée par la taille des gouttes : plus les gouttes sont de petites tailles, plus le spray est sensible aux écoulements et son incidence sur la stratification thermique au droit de l'aspersion est faible. Par exemple, contrairement au diamètre moyen de 100 μm , pour les deux plus grands diamètres, 500 et 1000 μm , l'aspersion induit une augmentation de la température de l'air en partie basse, près du sol, laissant indiquer un brassage de la fumée sur la hauteur de la circulation, au droit de l'aspersion.

Les champs de température représentés sur la figure IV.9 semblent indiquer que l'environnement reste thermiquement stratifié pendant la phase d'aspersion et ce, d'autant plus que le diamètre des gouttes pulvérisées est faible. Pour confirmer ce point, le gradient vertical de température est tout d'abord vérifié en trois positions de ce plan (pour $Y=0,7$ m et $X=2$ m, $X=4$ m ou $X=6$ m) en traçant des profils (cf. Figure IV.10). Ensuite, la hauteur de stratification thermique est calculée sur le plan longitudinal médian du couloir (cf. Figure IV.11) avec l'approche développée par Janssens [69].

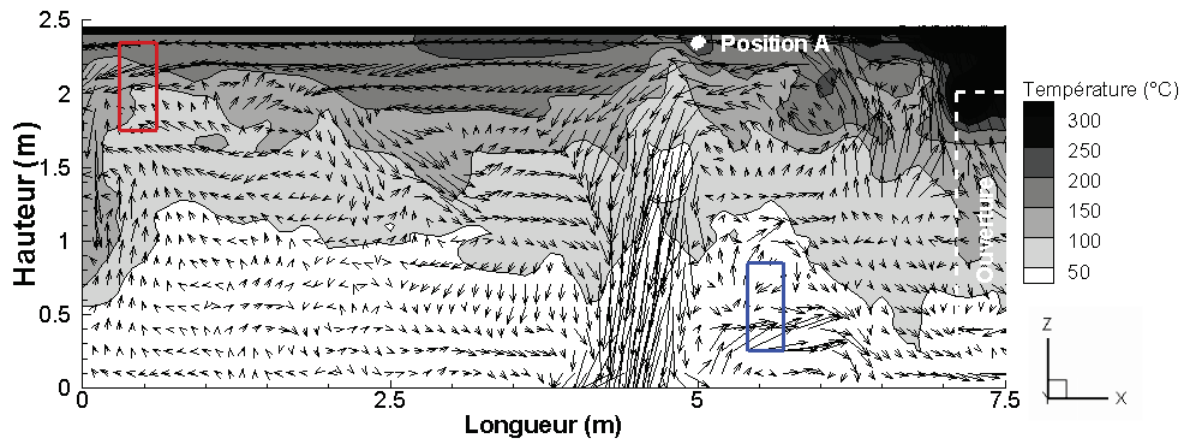
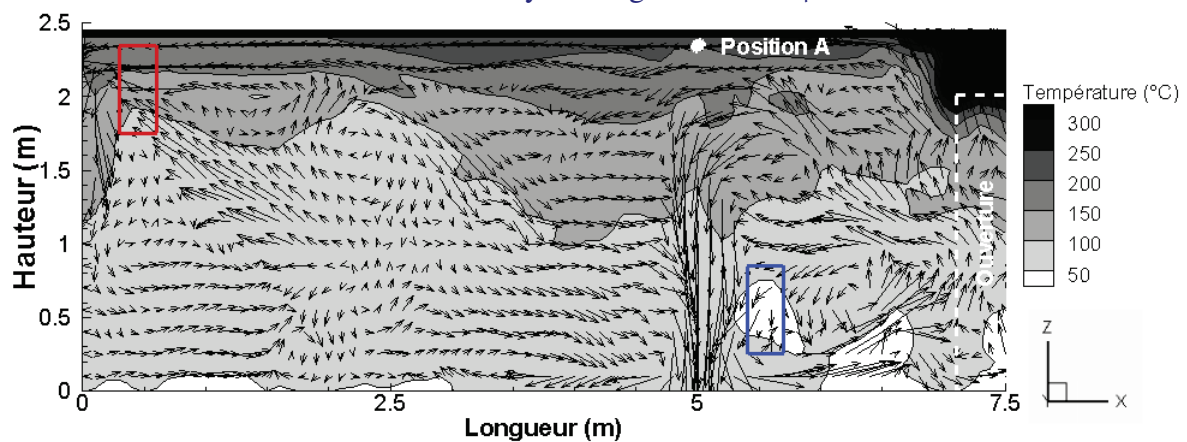
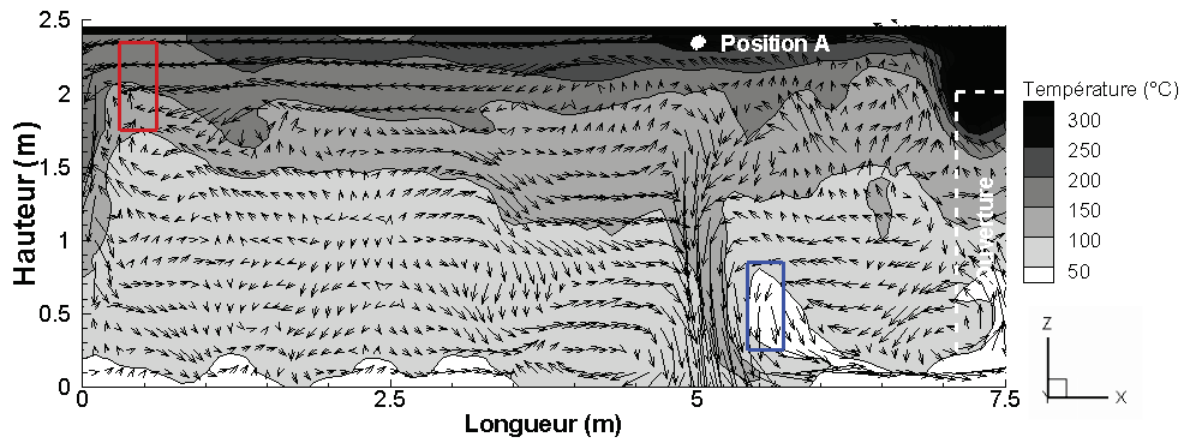
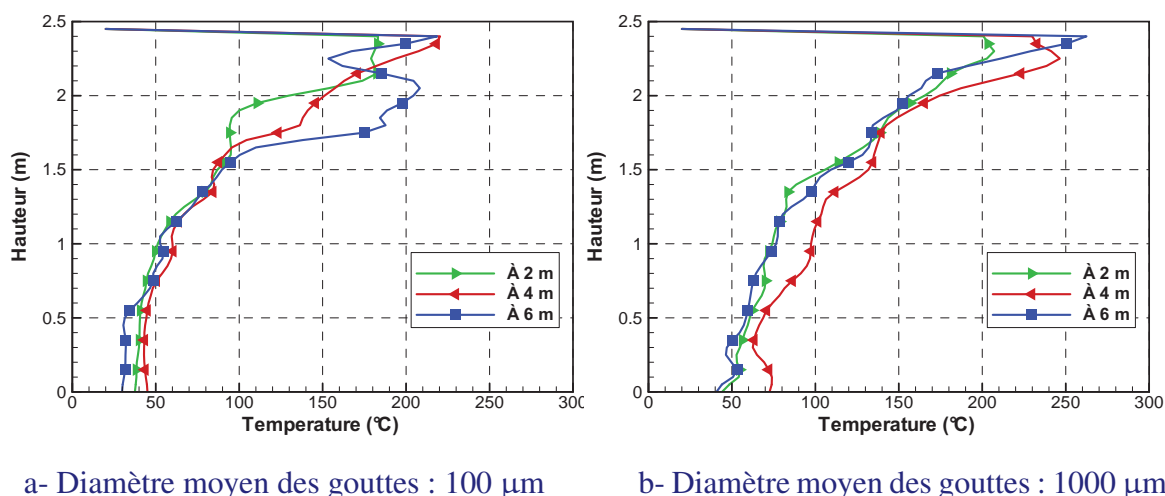
a- Diamètre moyen des gouttes : 100 μm b- Diamètre moyen des gouttes : 500 μm c- Diamètre moyen des gouttes : 1000 μm

Fig. IV.9 — Champ de température sur le plan longitudinal médian de la circulation à 600 s, pour trois valeurs de diamètres moyens au point d'injection

Il apparaît sur la figure IV.10 que pour les deux valeurs extrêmes de diamètres moyens testées, à savoir 100 et 1000 μm , le gradient de température est important suivant la hauteur de la circulation. Par exemple, à 600 s, pour un diamètre moyen de 100 μm , à 4 m de l'extrémité de la circulation, la température de l'air à moins d'1 m du sol est de l'ordre de 50 $^{\circ}\text{C}$ alors qu'entre 2,0 m de haut et le

plafond, elle est comprise entre 150 et 220 °C. Au même instant, pour un diamètre de 1000 μm , la température de l'air à 4 m de l'extrémité de la circulation est comprise entre 50 et 100 °C à moins d'1 m du sol tandis qu'elle est supérieure à 170 °C entre 2,0 m de haut et le plafond.



a- Diamètre moyen des gouttes : 100 μm

b- Diamètre moyen des gouttes : 1000 μm

Fig. IV.10 — Profil vertical de température à trois distances de l'extrémité de la circulation à 600 s

En ce qui concerne la hauteur de stratification thermique sur le plan longitudinal médian du couloir, les valeurs obtenues indiquent que la couche chaude située en partie haute est moins épaisse dans les simulations mettant en jeu une aspersion par brouillard d'eau que dans celle sans aspersion. Ce résultat est commun aux trois simulations avec aspersion, quelle que soit la taille des gouttes pulvérisées. Les zones correspondant aux extrema de la hauteur de stratification sont quant à elles similaires avec et sans aspersion : la hauteur minimale de stratification est prédite à proximité de la bouche d'amenée d'air tandis que la valeur maximale est mesurée au droit de l'amenée d'air.

La figure IV.11 met également en évidence la sensibilité de la hauteur de stratification à la taille des gouttes : plus les gouttes sont de petites tailles, plus la hauteur de stratification thermique est élevée. Par exemple, à 3 m de l'extrémité de la circulation, la hauteur est voisine de 1,0 m pour le spray de diamètre moyen 100 μm et elle est de l'ordre de 60 cm pour le spray de diamètre moyen 1000 μm .

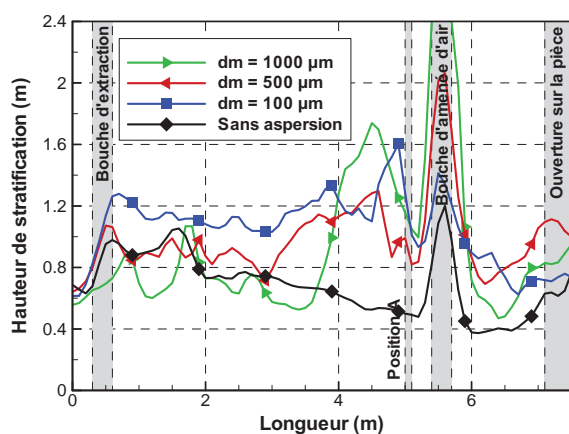


Fig. IV.11 — Hauteur de stratification thermique sur le plan longitudinal médian de la circulation à 600 s, avec et sans aspersion

IV.3.2 Transport de l'eau sous formes vapeur et liquide

Les systèmes d'aspersion par brouillard d'eau sont caractérisés notamment par la faible taille des gouttes pulvérisées. Ce paramètre influe sur le déplacement du brouillard d'eau et les transferts de chaleur, tant avec la phase gazeuse qu'avec les surfaces solides de la circulation. Il est pour cela intéressant de connaître la concentration en eau liquide dans le domaine. Cette étude permet également de déterminer si une part de l'eau pulvérisée atteint la zone basse de la circulation.

La quantité d'eau présente sous forme liquide dans le domaine est représentée de deux manières différentes sur la figure IV.12. Elle est représentée suivant la hauteur de la circulation, chaque valeur pour une hauteur donnée z correspond à la masse d'eau intégrée sur toute la circulation comprise entre z et $z + 5$ cm. La quantité d'eau sous forme liquide est également représentée en dissociant sa part présente dans la couche basse et celle présente dans la couche haute. Ces parts sont estimées en intégrant la masse d'eau dans chaque zone délimitée par la hauteur de stratification thermique.

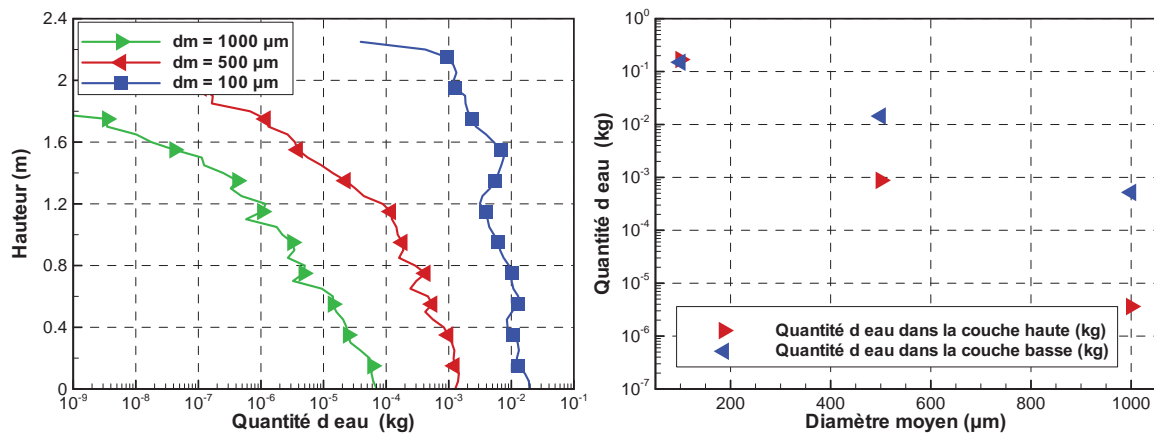
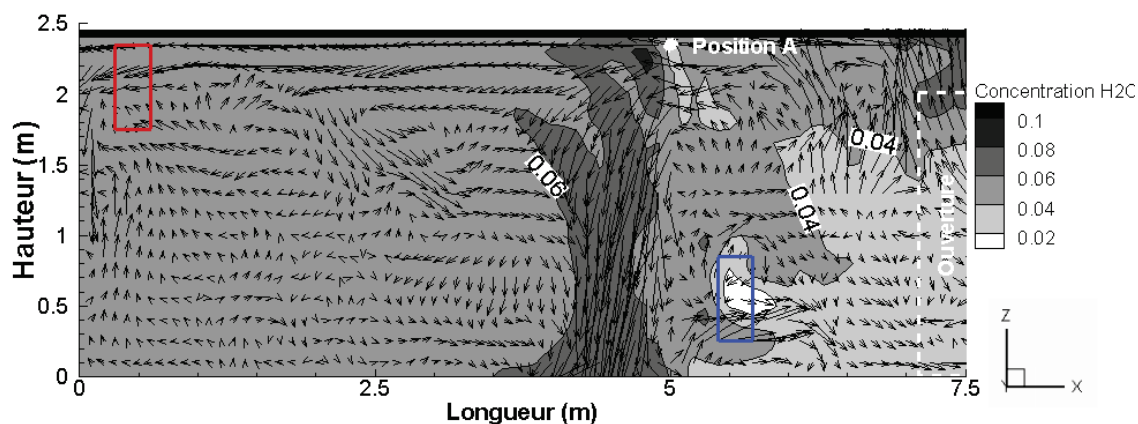


Fig. IV.12 — Quantité d'eau présente sous forme liquide suivant la hauteur (à gauche) et dans les couches basse et haute (à droite), à 600 s

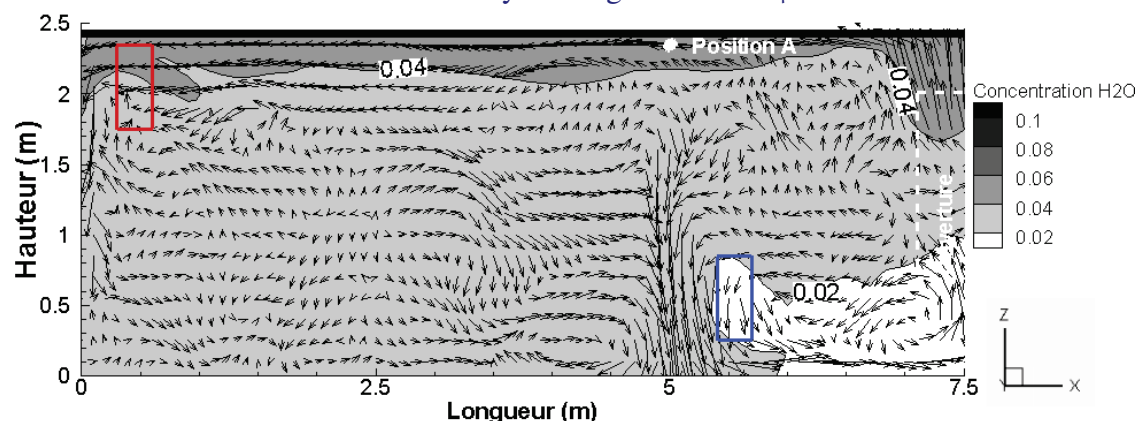
Au regard de cette figure, la quantité d'eau présente sous forme liquide diffère suivant la hauteur. Quelle que soit la taille des gouttes à l'injection, elle est maximale à moins de 50 cm du sol. Cette tendance résulte de l'inertie des gouttes d'eau. À savoir, les gouttes d'eau sont freinées durant leur chute et leur durée de séjour en partie basse est ainsi allongée. En outre, elles peuvent alors être transportées puisqu'à faibles vitesses, elles sont d'autant plus sensibles à l'écoulement gazeux au sein de la circulation induit par la source de chaleur et la ventilation imposée par le désenfumage.

Cette figure indique également que la quantité d'eau en suspension dépend fortement de la granulométrie du spray produit : plus le diamètre moyen des gouttes à l'injection est grand, plus la quantité d'eau présente dans tout le domaine est faible, tant en partie basse qu'en partie haute (cf. Figure IV.12). Par exemple, le rapport de la quantité présente à une hauteur donnée entre une aspersion produite par un diamètre moyen égal à $100 \mu\text{m}$ et une aspersion produite par un diamètre de $1000 \mu\text{m}$ est supérieur à 100. En d'autres termes, en multipliant le diamètre moyen des gouttes au point d'injection par 10, de 100 à $1000 \mu\text{m}$, la quantité d'eau sous forme liquide présente dans la phase gazeuse a été divisée par un facteur supérieur à 100.

Cette tendance peut être induite soit par une évaporation plus importante du spray défini par un diamètre moyen égal à $1000\ \mu\text{m}$, soit par une durée de séjour des gouttes d'eau dans la circulation plus courte pour ce spray. Pour évaluer la première hypothèse, les fractions massiques en vapeur d'eau sont représentées dans le plan longitudinal médian de la circulation sur la figure IV.13.



a- Diamètre moyen des gouttes : $100\ \mu\text{m}$



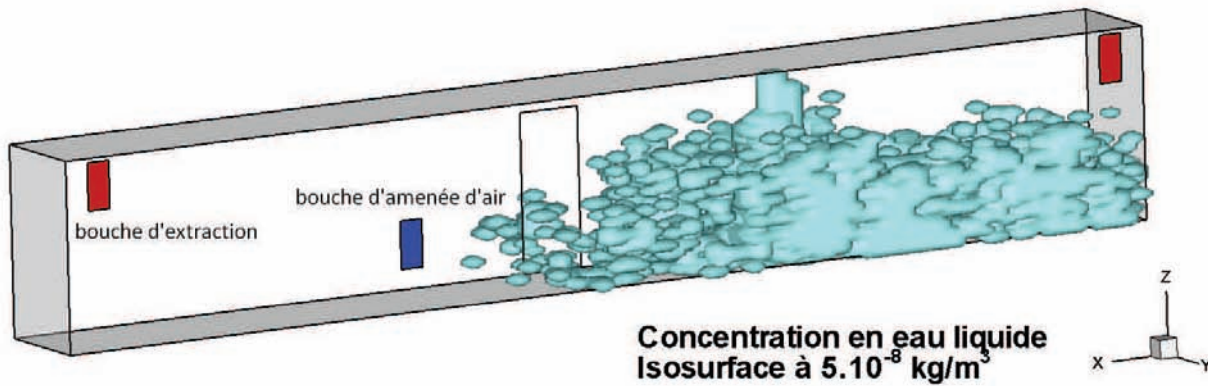
b- Diamètre moyen des gouttes : $1000\ \mu\text{m}$

Fig. IV.13 — Fraction massique en vapeur d'eau sur le plan longitudinal médian de la circulation à 600 s, pour deux valeurs de diamètres moyens au point d'injection

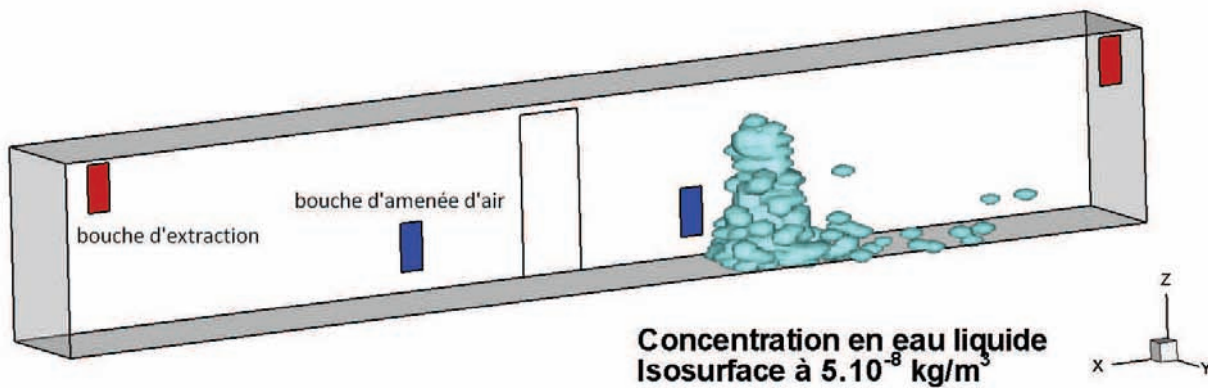
La figure IV.13 illustre que, plus le diamètre des gouttes est faible, plus la concentration en vapeur d'eau dans le domaine est importante. Cette sensibilité peut être expliquée par la différence de surface d'échange : pour une même quantité d'eau pulvérisée, diminuer la taille des gouttes augmente grandement la surface d'échange avec la phase gazeuse. Ceci a notamment une incidence sur le processus de vaporisation qui est ainsi accéléré et une part plus importante d'eau est vaporisée.

La sensibilité de la concentration en vapeur d'eau à la taille des gouttes va néanmoins à l'encontre du résultat observé sur la figure IV.12. En effet, puisque la quantité d'eau évaporée est plus importante pour de faibles diamètres de gouttes, la quantité d'eau sous forme liquide en suspension dans la phase gazeuse devrait être moindre pour cette aspersion. Basé sur ce constat, il est possible de conclure que la relation entre la quantité d'eau sous forme liquide présente dans le domaine et la taille des gouttes n'est pas induite par une évaporation plus importante du spray à grosses gouttes.

La deuxième hypothèse que nous avons évoquée précédemment concerne la dynamique du spray puisque, plus les gouttes sont de grandes tailles, plus leur inertie est importante. Atteignant plus vite le sol, leur durée de séjour dans l'air est ainsi plus faible. Cette deuxième hypothèse peut être évaluée en traçant la concentration en eau sous forme liquide, pour les deux extrema de diamètre moyen de goutte à l'injection (cf. Figures IV.14 et IV.15).



a- Diamètre moyen des gouttes : 100 μm



b- Diamètre moyen des gouttes : 1000 μm

Fig. IV.14 — Concentration en eau liquide (kg/m^3) dans la circulation à 600 s, pour deux valeurs de diamètres moyens au point d'injection - Vue en 3 dimensions

Les figures IV.14 et IV.15 illustrent la différence de comportement du spray suivant la taille des gouttes. Le spray caractérisé par un diamètre moyen au point d'injection égal à 100 μm est plus sensible à l'écoulement induit par le gradient vertical de densité et la ventilation mécanique que le second spray, caractérisé par un diamètre de 1000 μm . Les gouttes du premier spray sont de la sorte transportées par l'écoulement sur toute la moitié basse de la circulation entre l'ouverture sur la pièce et la bouche d'extraction. Leur durée de séjour dans la phase gazeuse est ainsi considérablement allongée.

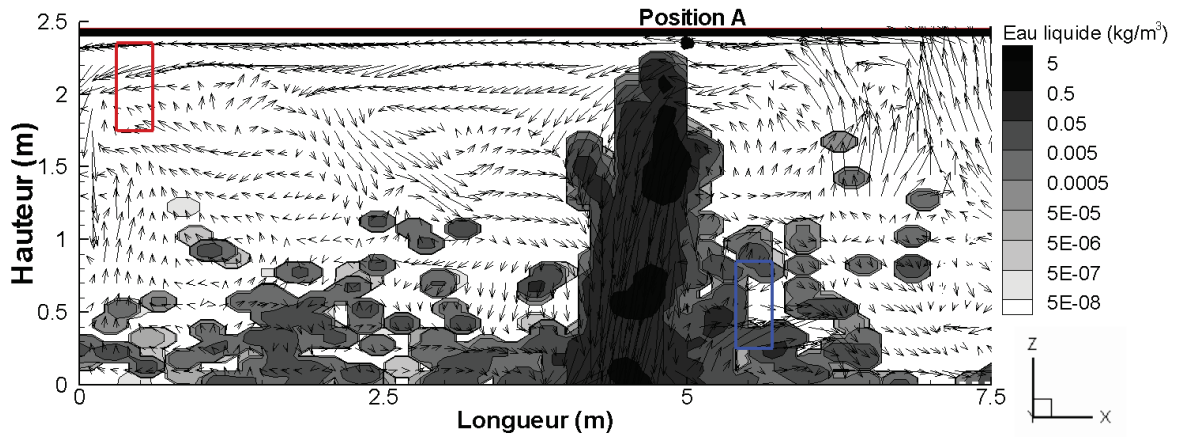
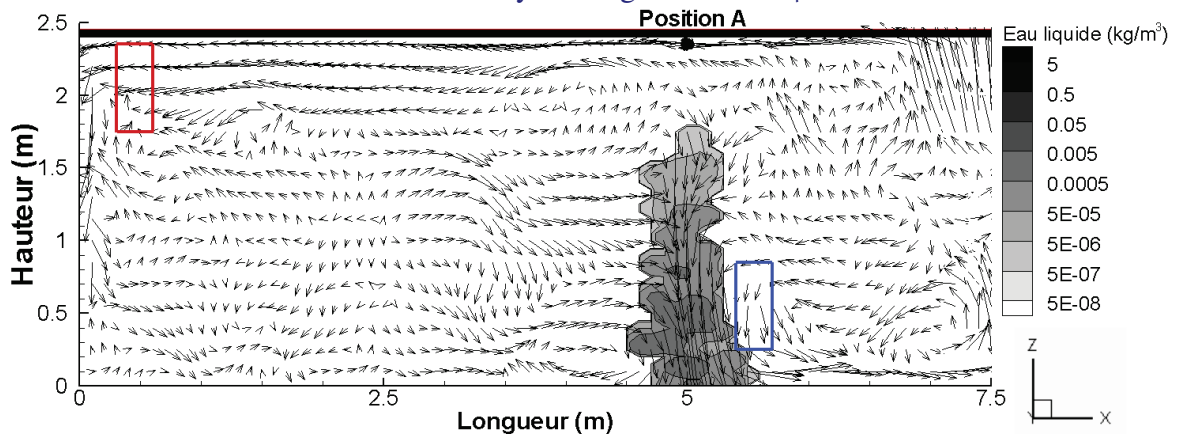
a- Diamètre moyen des gouttes : 100 μm b- Diamètre moyen des gouttes : 1000 μm

Fig. IV.15 — Concentration en eau liquide (kg/m^3) dans la circulation à 600 s, pour deux valeurs de diamètres moyens au point d'injection - Vue en coupe

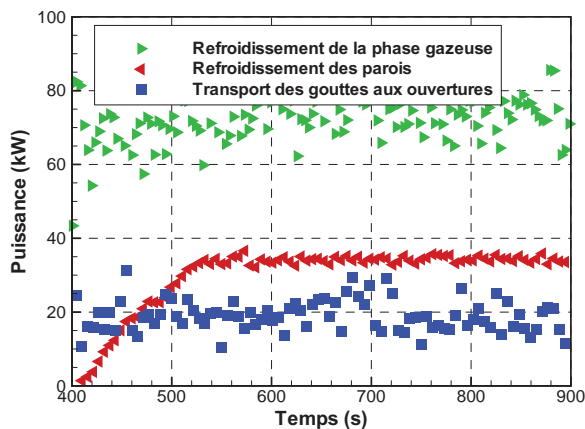
IV.3.3 Énergie échangée et transportée par le brouillard d'eau

La figure IV.16 représente la quantité d'énergie absorbée par l'aspersion par les trois phénomènes suivants : le refroidissement de la phase gazeuse, celui des surfaces solides et le transport d'énergie par le brouillard d'eau au travers des ouvertures du domaine. La quantité d'énergie absorbée par l'atténuation des flux de chaleur rayonnée n'est pas représentée car elle représente moins de 2 kW entre 400 et 900 s pour ces trois diamètres.

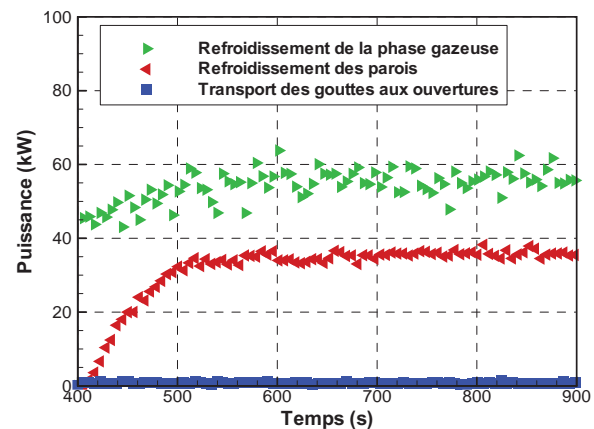
Contrairement à l'application en tunnel du chapitre III, il apparaît sur la figure IV.16 que la principale source de chaleur pour l'aspersion varie suivant le diamètre des gouttes. Pour l'aspersion définie au point d'injection par un diamètre moyen égal à 100 μm , l'énergie absorbée par les gouttes d'eau est extraite majoritairement de la phase gazeuse (60 % en moyenne sur la période [400 ;900 s]). Le refroidissement des surfaces solides représente 24 % de la chaleur absorbée et le transport de chaleur au travers des ouvertures, 16 %. Pour les aspersion définies au point d'injection par un diamètre moyen égal à 500 ou 1000 μm , la répartition de l'énergie est différente. La quantité d'énergie transportée au travers des ouvertures est d'une part quasiment nulle (inférieure à 1 kW). D'autre part, la chaleur absorbée par l'aspersion de la phase gazeuse est, en valeur absolue, moins importante pour

ces deux aspersion. En valeurs relatives, le refroidissement de la phase gazeuse représente environ $2/3$ de la chaleur totale absorbée par le brouillard d'eau défini par un diamètre moyen à l'injection égal à $500\ \mu\text{m}$ et près de la moitié pour le spray défini par un diamètre de $1000\ \mu\text{m}$.

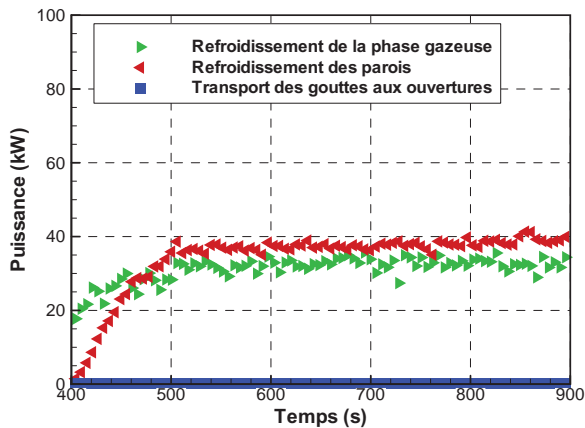
La figure IV.16 illustre ainsi l'importance du transport de l'eau liquide et de la durée de séjour des gouttes d'eau dans la phase gazeuse sur les transferts thermiques. L'incidence de cette différence est d'ailleurs observable sur les champs de température de la figure IV.9. En effet, la température est beaucoup plus importante pour l'aspersion à plus grosses gouttes (définie avec un diamètre moyen de $1000\ \mu\text{m}$ à l'injection) que pour l'aspersion à plus fines gouttes (définie avec un diamètre moyen de $100\ \mu\text{m}$ à l'injection).



a- Diamètre moyen des gouttes : $100\ \mu\text{m}$



b- Diamètre moyen des gouttes : $500\ \mu\text{m}$



c- Diamètre moyen des gouttes : $1000\ \mu\text{m}$

Fig. IV.16 — Évolution temporelle de la chaleur absorbée et transportée par l'aspersion

IV.3.4 Environnement toxique

Les figures IV.9 et IV.11 ont mis en évidence que l'environnement gazeux est thermiquement stratifié dans la circulation, pendant la phase d'aspersion. Elles ont en outre indiqué que la hauteur de stratification thermique est supérieure lorsqu'un système d'aspersion est activé comparativement à une configuration analogue sans aspersion. Il s'agit à présent d'établir si la cartographie de l'environnement dressée par les températures est similaire à celle dressée par la composition de l'air. Pour cela, les champs de concentration en dioxygène et en dioxyde de carbone sont représentés sur les figures IV.17 et IV.18 respectivement.

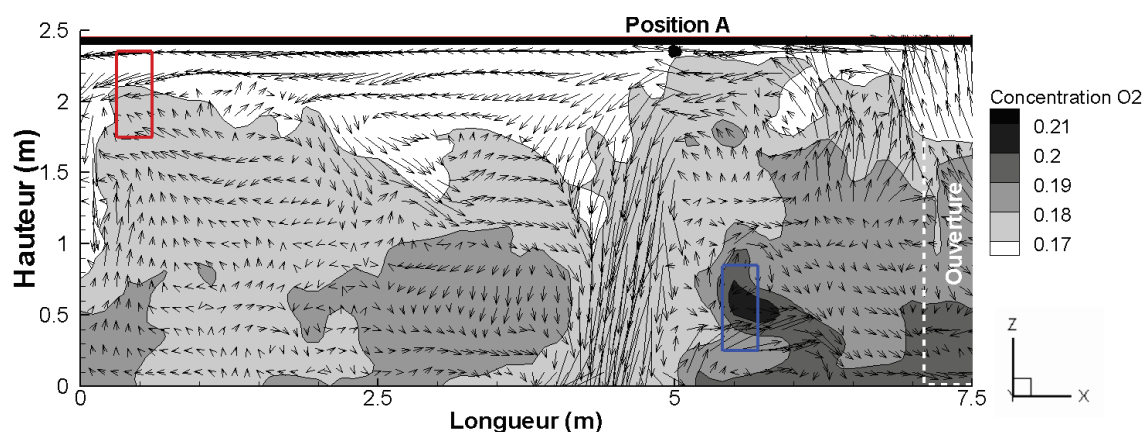
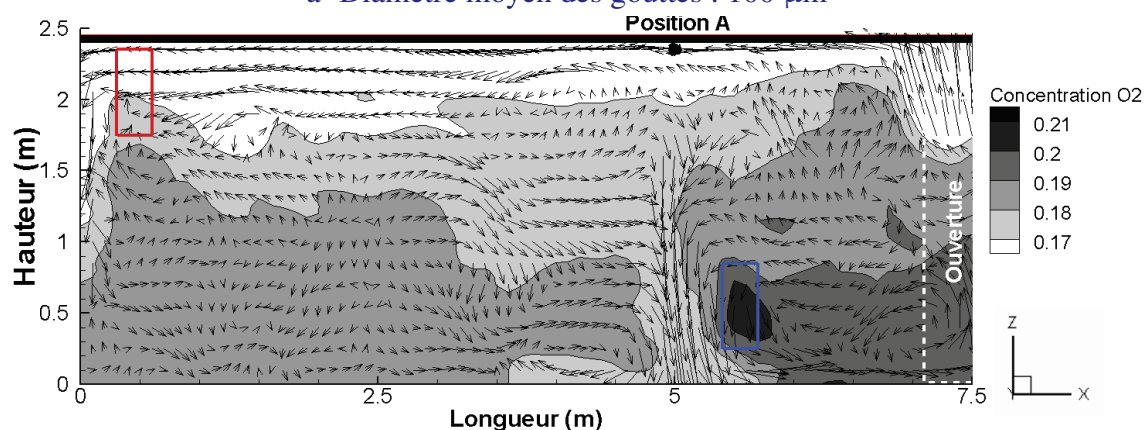
a- Diamètre moyen des gouttes : 100 μm b- Diamètre moyen des gouttes : 1000 μm

Fig. IV.17 — Fraction volumique en dioxygène dans la circulation à 600 s, pour deux valeurs de diamètres moyens au point d'injection

D'une manière générale, au regard des figures IV.17 et IV.18, les champs de concentrations en dioxygène et en dioxyde de carbone semblent semblables à celui de la température représenté sur la figure IV.9. En effet, l'environnement gazeux de la circulation qui a été considéré stratifié thermiquement sur la base de mesures de température semble également caractérisé par un gradient vertical de la composition de l'air. En outre, les gradients thermiques et toxiques semblent similaires. Néanmoins, les figures IV.17 et IV.18 mettent également en évidence des différences entre les cartographies thermique et toxique, notamment au droit du brouillard d'eau et, pour l'aspersion à plus fines gouttes, entre la bouche d'extraction et le brouillard d'eau. Ces différences peuvent être attribuées à deux choses. Premièrement, au droit du brouillard d'eau, une partie de la nappe de fumée (chargée en produits de la combustion) est entraînée vers le sol. Elle est alors refroidie au contact des gouttes. De cette manière, elle n'est plus visible sur les champs de température mais elle contribue à la diminution du dioxygène et à l'augmentation du dioxyde de carbone et du monoxyde de carbone dans cette zone. Deuxièmement, lorsque de la vapeur d'eau est créée ou transportée dans une zone, elle diminue la concentration des autres espèces, elle les dilue. Or, pour le spray à fines gouttes, la vapeur d'eau est transportée sur toute la zone comprise entre la bouche d'extraction et le brouillard d'eau, sur toute la hauteur de la circulation (cf. Figure IV.13-a).

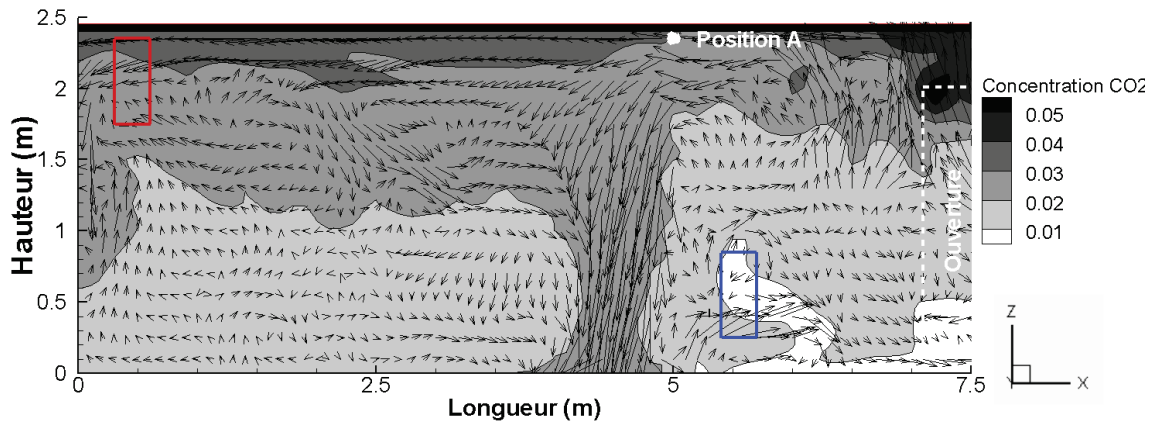
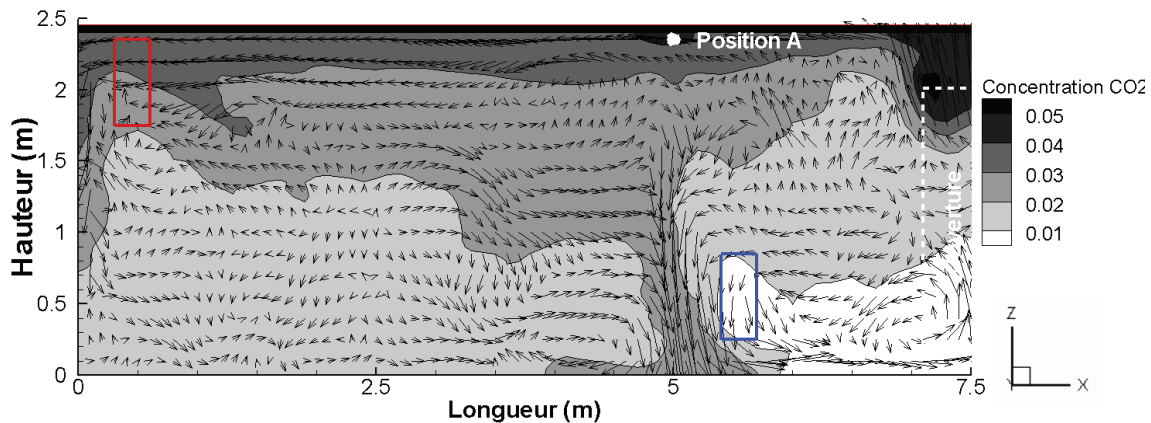
a- Diamètre moyen des gouttes : 100 μm b- Diamètre moyen des gouttes : 1000 μm

Fig. IV.18 — Fraction volumique en dioxyde de carbone dans la circulation à 600 s, pour deux valeurs de diamètres moyens au point d'injection

Alors que la hauteur de stratification thermique est supérieure lorsqu'un système d'aspersion par brouillard d'eau est activé comparativement à une configuration analogue sans aspersion, il apparaît¹ que la composition de l'air est grandement modifiée suite à l'aspersion sur la moitié basse de la circulation et est altérée sur des critères relatifs à l'évacuation. À savoir, comme l'illustrent les figures IV.7 et IV.17, l'air comprend moins de dioxygène lorsque le système d'aspersion est activé que sans aspersion. À titre d'illustration, dans la moitié basse de la circulation, la concentration en dioxygène à 600 s est de l'ordre de 19 % sans aspersion et est comprise entre 17 et 19 % avec une aspersion caractérisée par un diamètre moyen au point d'injection égal à 100 ou 1000 μm . Les figures IV.8 et IV.18 indiquent quant à elles que la concentration en dioxyde de carbone sur la moitié basse de la circulation est accrue en cas d'aspersion. À 600 s, par exemple, la fraction volumique est inférieure à 1 % sans aspersion alors qu'elle est comprise entre 1 et 3 % dans les simulations mettant en jeu un brouillard d'eau caractérisé par un diamètre moyen au point d'injection égal à 100 ou 1000 μm .

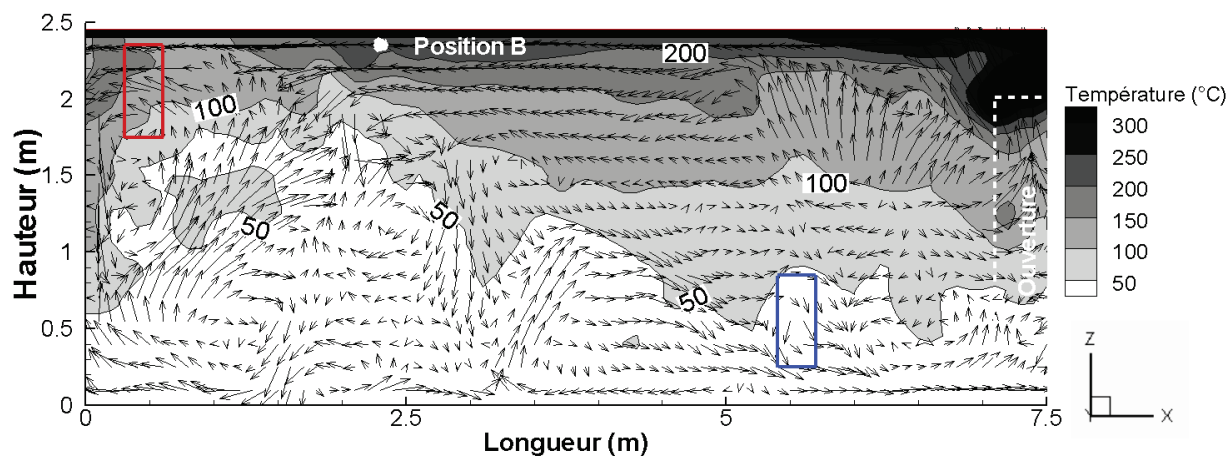
1. En mettant en parallèle les figures IV.7 et IV.17 et les figures IV.8 et IV.18

IV.4 Simulations avec aspersion – Position B

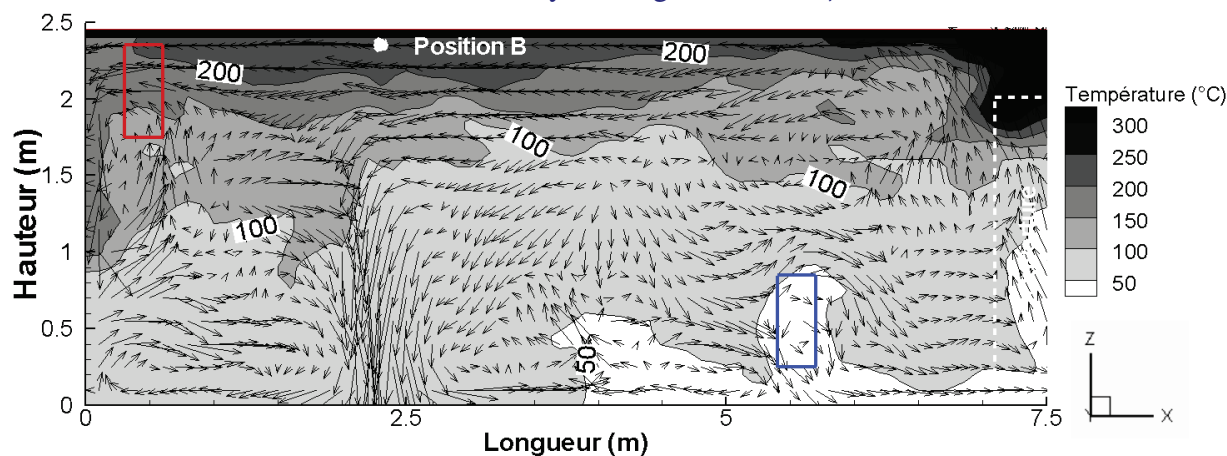
Dans cette configuration, comme dans la précédente, la température de l'air est de l'ordre de 200 °C au droit de la buse d'aspersion, à la date d'activation du système brouillard d'eau. La différence entre ces deux configurations concerne l'interaction entre l'aspersion et la ventilation. Dans la configuration précédente, la buse est située à proximité de la bouche d'amenée d'air tandis que dans cette seconde configuration, elle est positionnée à proximité de la bouche d'extraction.

IV.4.1 Environnement thermique

En comparant la figure IV.19 à la figure IV.9 relative à la position A, la température de l'air semble peu sensible à la position de la buse et ce, pour les deux valeurs de diamètres de gouttes au point d'injection. En effet, presque toutes les zones de refroidissement sont similaires entre les simulations employant la même granulométrie, elles sont situées près du plafond entre les bouches d'extraction et d'amenée d'air, dans la zone d'interface entre la couche chaude (en partie haute) et la couche plus froide (en partie basse).



a- Diamètre moyen des gouttes : 100 µm



b- Diamètre moyen des gouttes : 500 µm

Fig. IV.19 — Champ de température sur le plan longitudinal médian de la circulation à 600 s, pour deux valeurs de diamètres moyens au point d'injection

La figure IV.19 met également en évidence l'interaction dynamique entre l'aspersion et la phase gazeuse. Le champ de vecteurs de vitesse indique que l'aspersion entraîne l'air vers le sol et que le spray est transporté par les écoulements dus à la ventilation mécanique et à l'écoulement de la fumée. L'influence de la taille des gouttes pulvérisées sur l'interaction dynamique suit la même tendance que celle observée précédemment, lorsque la buse se trouve à la position A. À savoir, plus les gouttes sont de petites tailles, plus le spray est sensible aux écoulements et son incidence sur la stratification thermique au droit de l'aspersion est faible. Par exemple, contrairement à l'aspersion définie au point d'injection par un diamètre moyen égal à $100\ \mu\text{m}$, celle définie par un diamètre moyen de $500\ \mu\text{m}$ induit une augmentation de la température de l'air en partie basse, au droit de l'aspersion, laissant indiquer un brassage de la fumée.

En revanche, l'effet de l'écoulement de l'air sur l'aspersion paraît être influencé par la position de la buse. L'écoulement semble avoir une plus grande influence sur le transport du brouillard d'eau lorsqu'il est pulvérisé à la position B comparativement à la position A, notamment pour le spray à fines gouttes. Ce point est étudié dans la sous-section suivante.

Comme l'illustrent les figures IV.19 et IV.20, l'environnement reste stratifié thermiquement pendant la phase d'aspersion. En particulier, à 600 s, la hauteur de stratification thermique sur le plan longitudinal médian de la circulation, entre les bouches d'amenée d'air et d'extraction, est comprise entre 70 cm et 1,6 m pour un diamètre moyen de $100\ \mu\text{m}$ et entre 80 cm et 1,6 m pour un diamètre de $500\ \mu\text{m}$. Ces valeurs correspondent respectivement à une épaisseur de couche de fumée comprise entre 80 cm et 1,7 m et entre 80 cm et 1,6 m. En ce qui concerne les extrema, la zone correspondant à la hauteur minimale de stratification est similaire à celle sans aspersion et à celle avec aspersion lorsque la buse est à la position A : elle est située à proximité de la bouche d'amenée d'air. La zone correspondant à la hauteur maximale de stratification thermique ne se situe pas au droit de l'amenée d'air, contrairement aux simulations précédentes avec et sans aspersion :

- pour le diamètre moyen au point d'injection égal à $100\ \mu\text{m}$, elle se situe entre la bouche d'extraction et la position B de la buse ;
- pour le diamètre moyen au point d'injection égal à $500\ \mu\text{m}$, elle se situe entre la position B de la buse et la bouche d'amenée d'air.

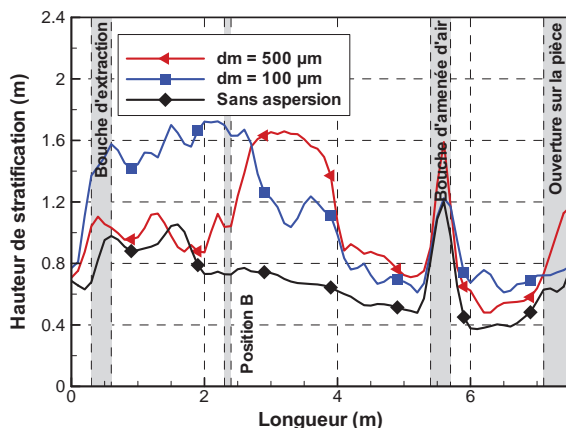


Fig. IV.20 — Hauteur de stratification thermique sur le plan longitudinal médian de la circulation à 600 s, avec et sans aspersion

La comparaison des hauteurs de stratification thermique obtenues à celles prédites sans aspersion indique que la couche haute est moins épaisse dans les simulations mettant en jeu une aspersion par brouillard d'eau que dans celle sans aspersion. Cette tendance est observée avec les deux aspersions simulées mais son importance est influencée par la taille des gouttes : plus les gouttes sont de petites tailles, plus la hauteur de stratification thermique est globalement élevée.

IV.4.2 Transport de l'eau sous formes vapeur et liquide

Comme précédemment, la quantité d'eau sous forme liquide est estimée suivant la hauteur de la circulation (cf. Figure IV.21). Cette figure illustre que la quantité d'eau est d'autant plus importante que la zone est proche du sol. Cette tendance résulte, comme précédemment, de l'inertie des gouttes d'eau. À savoir, elles sont freinées durant leur chute et leur durée de séjour en partie basse est ainsi allongée. En outre, elles peuvent alors être transportées puisque, à faibles vitesses, elles sont d'autant plus sensibles à l'écoulement gazeux au sein de la circulation induit par la source de chaleur et la ventilation imposée par le désenfumage.

La figure IV.21 illustre également la corrélation entre le comportement du spray et la taille des gouttes puisque la quantité d'eau suivant la hauteur dépend de la granulométrie du spray produit. Plus le diamètre moyen des gouttes à l'injection est grand, plus la quantité d'eau présente dans tout le domaine est faible, tant en partie basse qu'en partie haute.

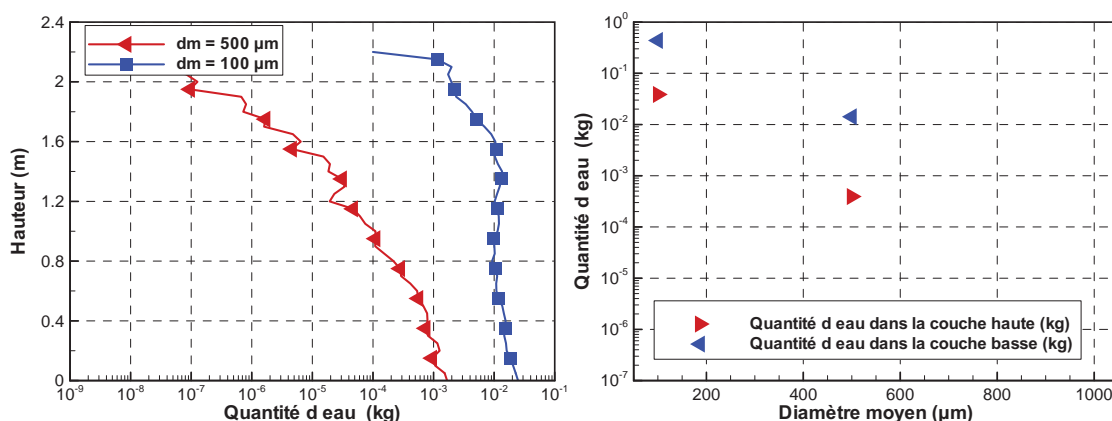
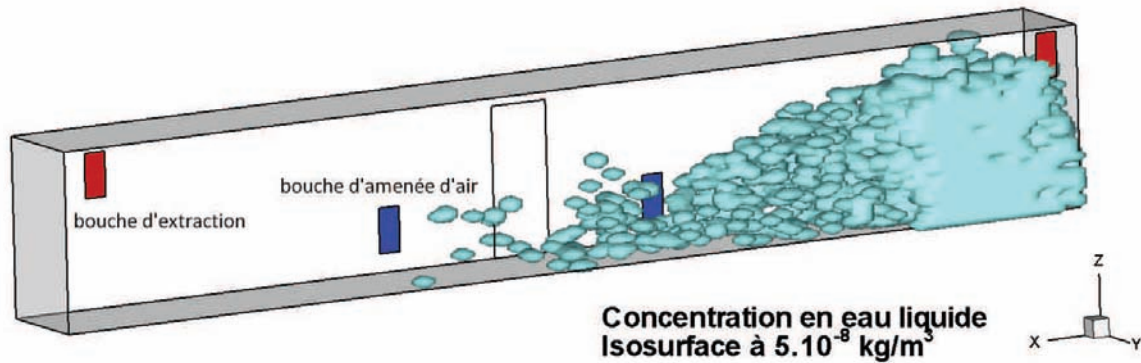


Fig. IV.21 — Quantité d'eau présente sous forme liquide soit suivant la hauteur (à gauche), soit dans les couches basse et haute (à droite), à 600 s

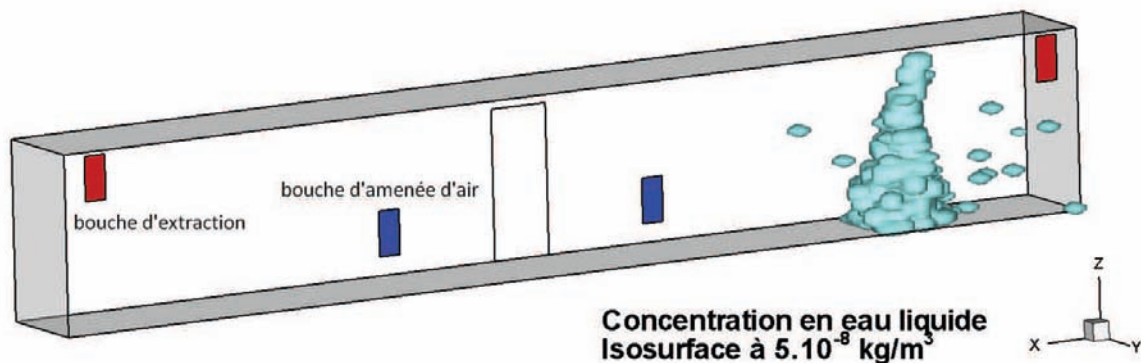
En ce qui concerne l'influence de la position de la buse d'aspersion sur la quantité d'eau présente en suspension dans la circulation, elle apparaît dépendre de la taille des gouttes. En effet, pour le spray à plus grosses gouttes, cette quantité d'eau est globalement comparable dans les configurations A² et B³ (cf. Figures IV.12 et IV.21) : le ratio de la quantité d'eau en suspension entre les deux configurations est égal à 0,98. *A contrario*, pour le spray à plus fines gouttes, la quantité d'eau en suspension est 1,5 fois plus importante dans la configuration B que dans la configuration A. Plus précisément, elle diffère notamment sur la moitié haute de la circulation, entre 90 cm et 2,00 m de haut, où le ratio entre les deux configurations est compris entre 1,5 et 3,2.

2. Configuration dans laquelle la buse d'aspersion est située en position A
3. Configuration dans laquelle la buse d'aspersion est située en position B

Les figures IV.22 et IV.23 mettent en évidence que l'influence de la granulométrie du spray et de la position de la buse sur la quantité d'eau présente en suspension est liée à l'influence de la ventilation mécanique et en particulier de l'extraction sur la dynamique du spray. Le spray à plus fines gouttes apparaît plus sensible dans la configuration B à l'écoulement induit par le gradient vertical de densité et la ventilation mécanique que le second spray, à plus grosses gouttes, ou encore le même spray à fines gouttes dans la position A. Dans la configuration B, les fines gouttes sont de la sorte transportées par l'écoulement sur toute la hauteur de la circulation entre l'ouverture sur la pièce et la bouche d'extraction, sur une distance longitudinale de 4 m. En étant davantage transportées par l'écoulement, leur durée de séjour dans la phase gazeuse est considérablement allongée.



a- Diamètre moyen des gouttes : 100 μm



b- Diamètre moyen des gouttes : 500 μm

Fig. IV.22 — Concentration en eau liquide (kg/m^3) dans la circulation à 600 s, pour deux valeurs de diamètre moyen au point d'injection - Vue en 3 dimensions

La différence de durée de séjour des gouttes (relativement à la position de la buse et à la granulométrie du spray) et leur taille ont une incidence sur les transferts thermiques avec la phase gazeuse. En effet, d'une part, allonger la durée de séjour des gouttes dans la phase gazeuse favorise les échanges thermiques entre eux. D'autre part, plus les gouttes sont de petites tailles, plus la surface d'échange avec la phase gazeuse est importante pour un même volume d'eau. Une quantité d'eau plus importante est ainsi vaporisée pour le spray à fines gouttes comme le confirme la figure IV.24. La vaporisation de la phase liquide en suspension induit un refroidissement de la phase gazeuse. La zone située entre la buse d'aspersion et la bouche d'extraction, là où la concentration en eau liquide est la plus élevée (cf. Figure IV.23), est ainsi caractérisée par une température de l'air relativement faible (cf. Figure IV.19). À titre d'illustration, elle est inférieure à 50 °C jusqu'à 1,50 m de haut pour le spray à fines gouttes.

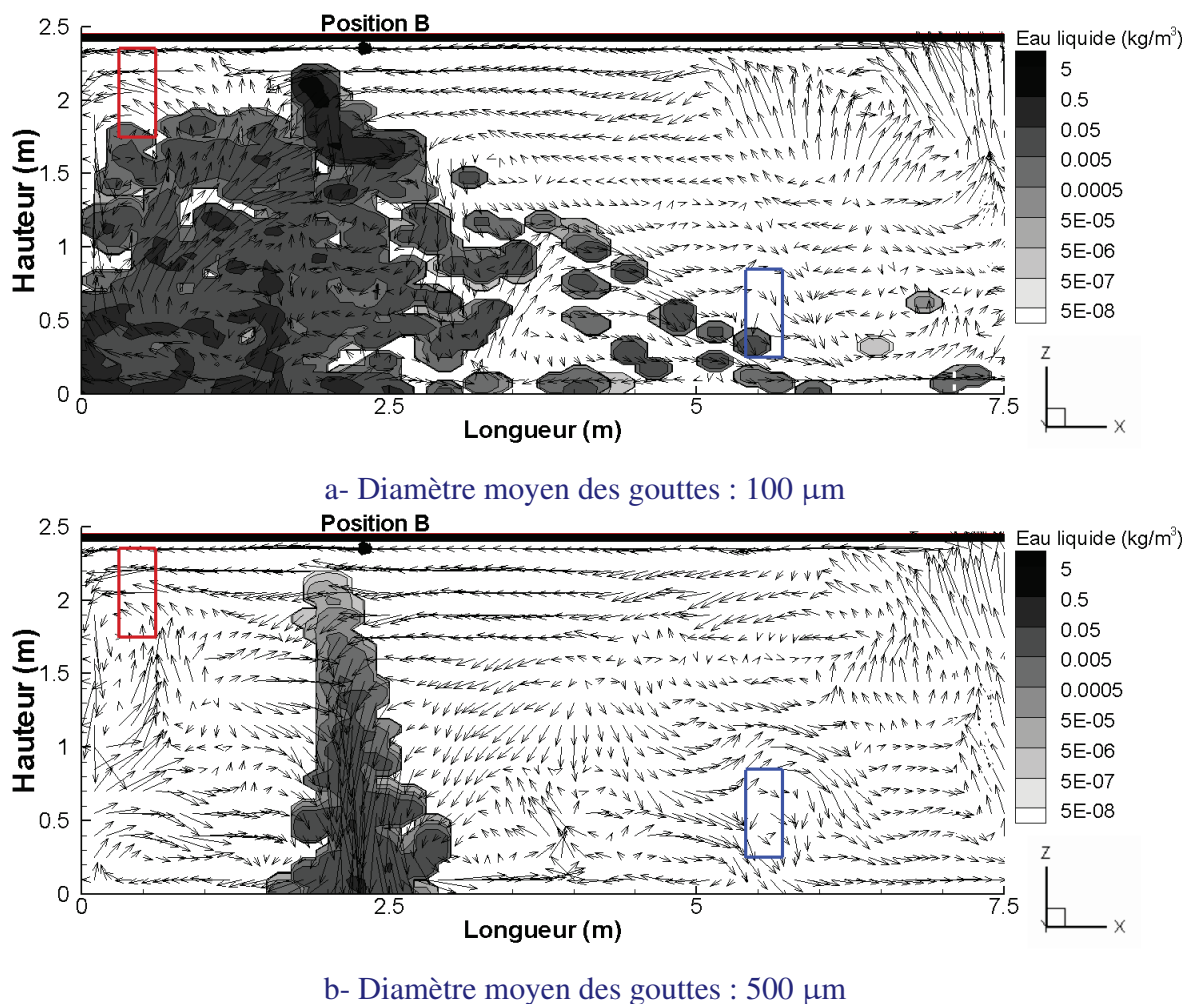


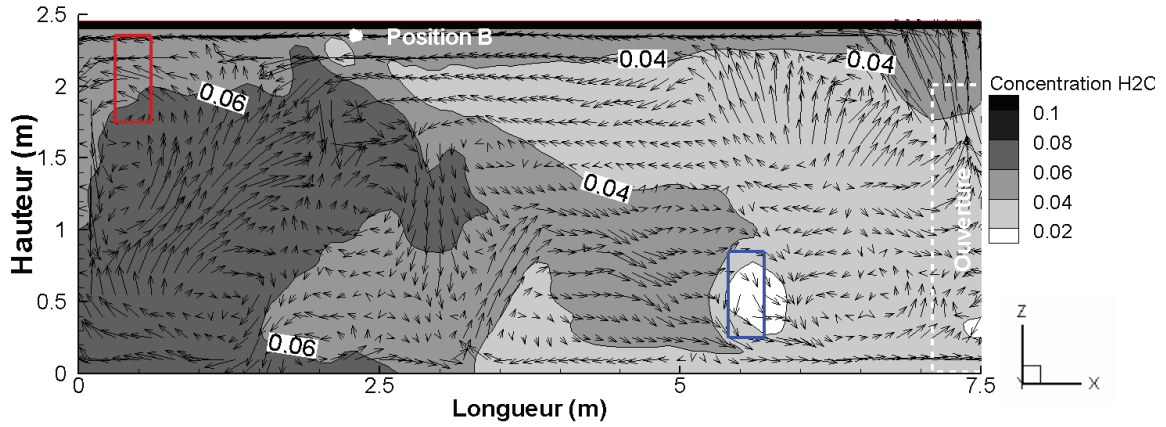
Fig. IV.23 — Concentration en eau liquide (kg/m^3) dans la circulation à 600 s, pour deux valeurs de diamètres moyens au point d'injection - Vue en coupe

IV.4.3 Énergie échangée et transportée par le brouillard d'eau

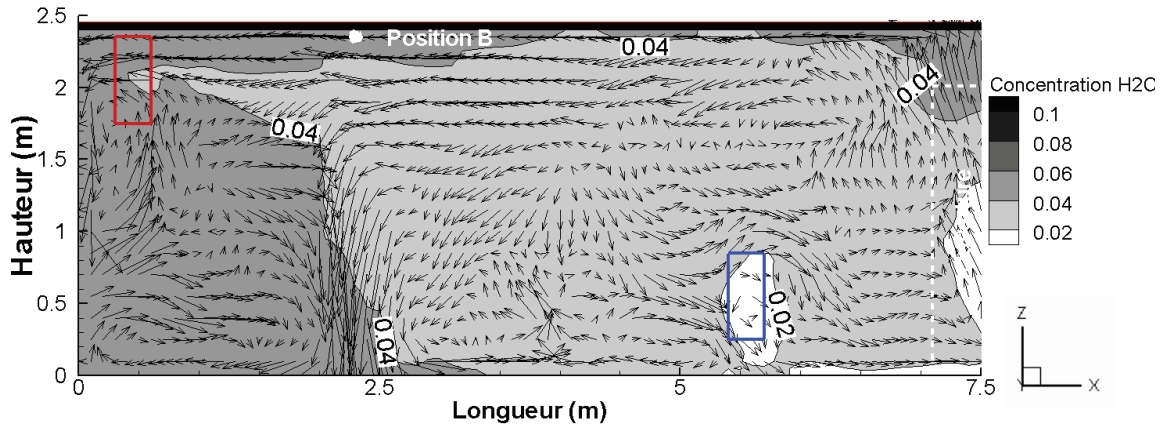
La figure IV.25 représente la quantité d'énergie absorbée par l'aspersion par les trois phénomènes suivants : le refroidissement de la phase gazeuse, celui des surfaces solides et le transport d'énergie par le brouillard d'eau au travers des ouvertures du domaine. La quantité d'énergie absorbée par l'atténuation des flux de chaleur rayonnée n'est pas représentée car elle représente moins de 2 kW entre 400 et 900 s pour ces deux diamètres. Cette faible valeur résulte de la configuration expérimentale (en particulier de la position du foyer relativement à l'aspersion) qui ne permet d'interaction entre le foyer et le brouillard d'eau.

Pour ces deux aspersion, la principale source de chaleur est la phase gazeuse. Son refroidissement représente en effet plus de la moitié de la chaleur totale absorbée par le brouillard d'eau :

- 54 % pour l'aspersion définie à l'injection avec le diamètre moyen égal à 100 μm , ce qui équivaut à 88 kW sur les 168 kW absorbés et transportés sur la période [400 ; 900 s] ;
- 69 % pour l'aspersion définie à l'injection avec un diamètre de 500 μm , ce qui équivaut à 49 kW sur les 72 kW absorbés et transportés sur la période [400 ; 900 s].



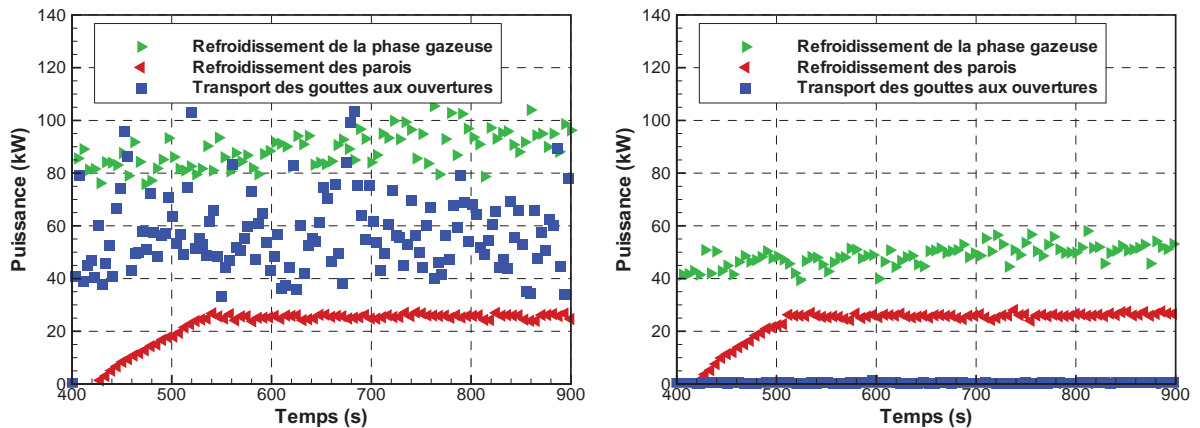
a- Diamètre moyen des gouttes : 100 μm



b- Diamètre moyen des gouttes : 500 μm

Fig. IV.24 — Fraction massique en vapeur d'eau sur le plan longitudinal médian de la circulation à 600 s, pour deux valeurs de diamètres moyens au point d'injection

Cette différence d'importance est observable sur les champs de température représentés sur la figure IV.19. À savoir, la température est plus élevée pour l'aspersion à grosses gouttes que pour l'aspersion à plus fines gouttes.



a- Diamètre moyen des gouttes : 100 μm

b- Diamètre moyen des gouttes : 500 μm

Fig. IV.25 — Évolution temporelle de la chaleur absorbée et transportée par l'aspersion

En ce qui concerne le transport d'énergie au travers des ouvertures, il est grandement différent suivant la taille des gouttes pulvérisées (cf. Figure IV.25). En effet, il est quasiment nul (inférieur à 2 kW sur la durée de la phase d'aspersion) pour l'aspersion à plus grosses gouttes tandis qu'il représente en moyenne près de 32 % de la chaleur totale absorbée et transportée pour l'aspersion à plus fines gouttes. Comparativement à la configuration A, ce phénomène est plus important pour le spray à fines gouttes dans la configuration B. En d'autres termes, une plus grande quantité d'eau est transportée au travers des ouvertures lorsque l'aspersion à fines gouttes est produite à proximité de la bouche d'extraction.

IV.4.4 Environnement toxique

Les figures IV.26 et IV.27 représentent les champs de concentration en dioxygène et en dioxyde de carbone.

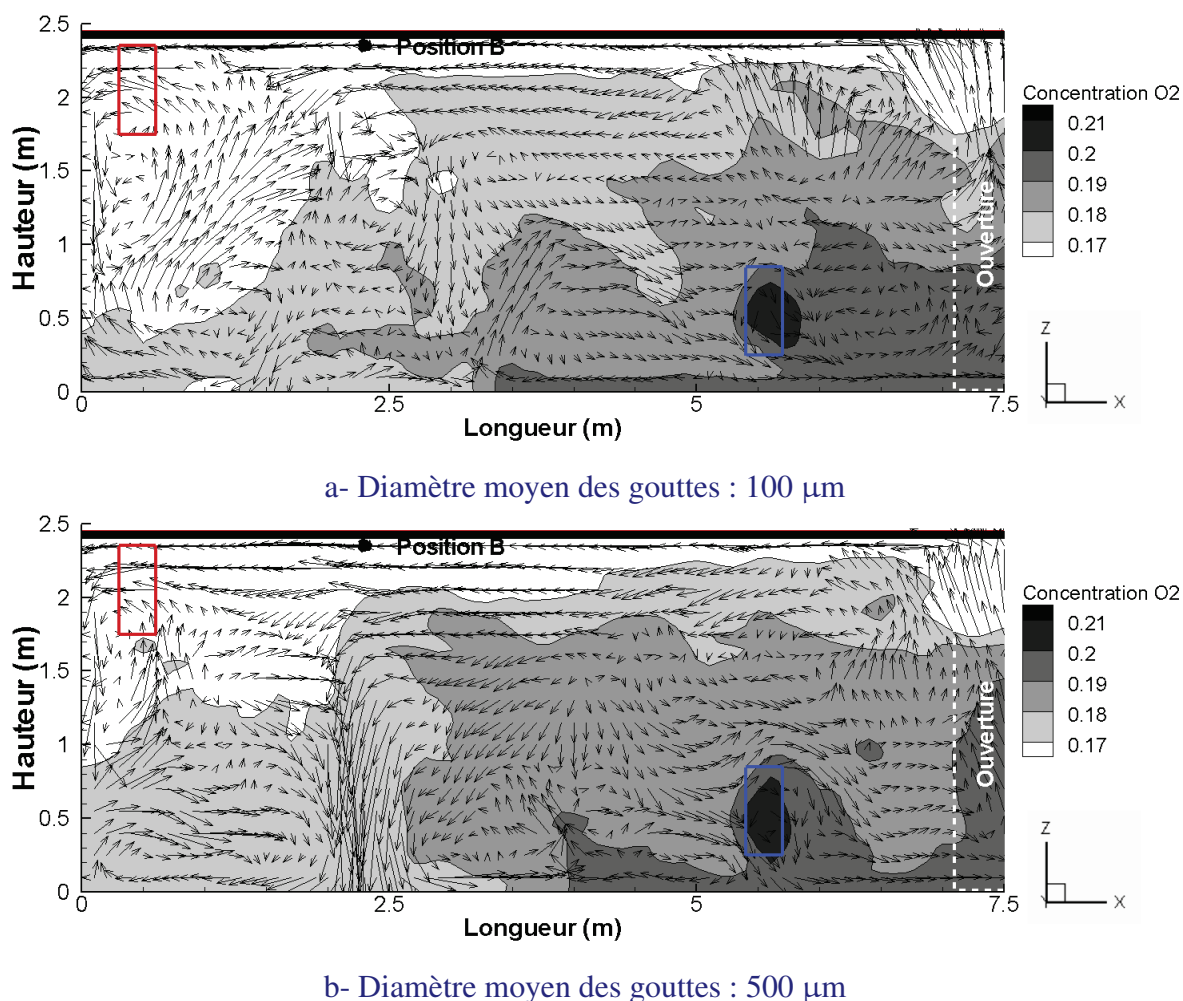


Fig. IV.26 — Fraction volumique en dioxygène dans la circulation à 600 s, pour deux valeurs de diamètres moyens au point d'injection

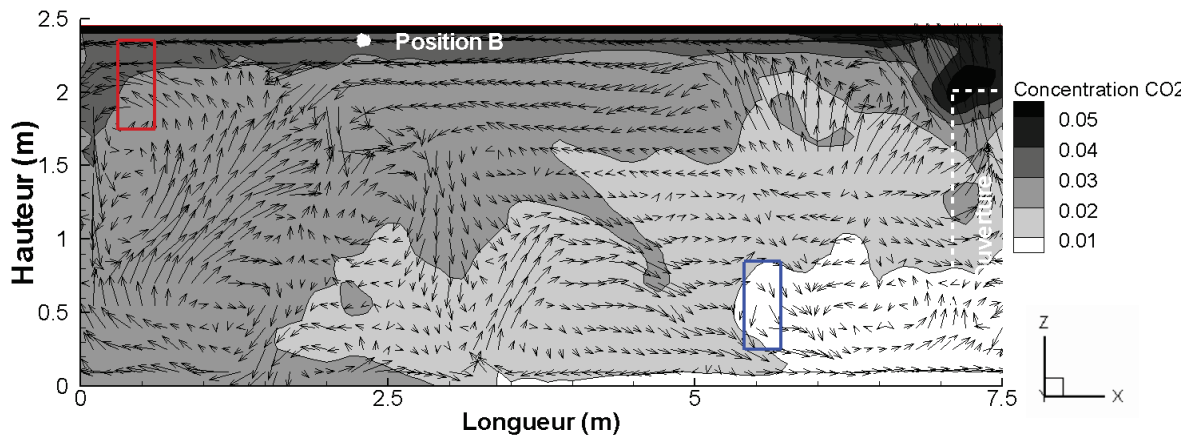
Ces champs de concentration dressent une cartographie de l'environnement. La moitié de la circulation comprenant la buse d'aspersion (entre $X=0$ m et $X=7,5$ m) peut être décomposée en deux zones. Une première zone, située entre la buse d'aspersion et l'ouverture sur la pièce, où l'environnement gazeux est caractérisé par un gradient vertical de la composition de l'air qui est similaire au

gradient thermique (cf. Figure IV.19). Une seconde zone, de l'extrémité de la circulation jusqu'à la buse d'aspersion où ces gradients sont différents. Cette seconde zone résulte de trois phénomènes concomittants.

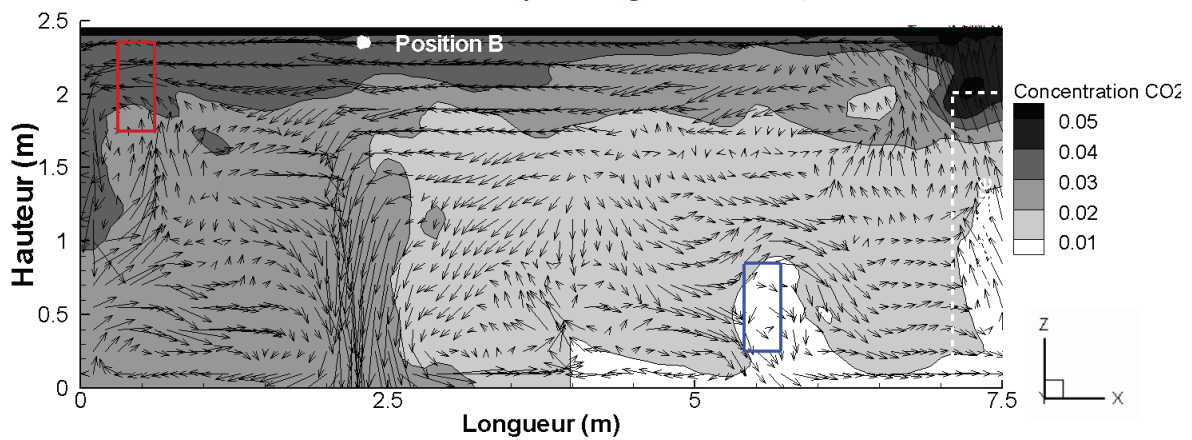
Premièrement, de la fumée (chargée en produits de la combustion) est entraînée vers le sol par l'aspersion. Elle est alors refroidie au contact des gouttes. De cette manière, elle n'est plus visible sur les champs de température mais elle contribue à la diminution du dioxygène et à l'augmentation du dioxyde de carbone et du monoxyde de carbone dans cette zone.

Deuxièmement, lorsque de la vapeur d'eau est créée ou transportée dans une zone, elle diminue la concentration des autres espèces, elle les dilue. Or, pour le spray à fines gouttes, la vapeur d'eau est transportée sur toute la zone comprise entre la bouche d'extraction et la buse, sur toute la hauteur de la circulation.

Ces deux premiers phénomènes ont également été observés précédemment, dans la configuration A, le dernier phénomène est en revanche plus spécifique à cette configuration B. Il s'agit de transport des gouttes d'eau. Les gouttes, présentes sur toute la hauteur de la circulation sur une distance longitudinale de 4 m et de manière plus concentrée sur 3 m (cf. Figure IV.23), absorbe de la chaleur de la phase gazeuse induisant son refroidissement et augmentant la concentration en vapeur d'eau.



a- Diamètre moyen des gouttes : 100 μm



b- Diamètre moyen des gouttes : 500 μm

Fig. IV.27 — Fraction volumique en dioxyde de carbone dans la circulation à 600 s, pour deux valeurs de diamètres moyens au point d'injection

IV.5 Conclusion du chapitre

Ce chapitre a permis d'étudier l'interaction entre une aspersion par brouillard d'eau, la ventilation mécanique d'une circulation horizontale et l'écoulement de la fumée.

La configuration étudiée comprend une pièce et une circulation attenante. Le protocole étudié met en jeu un foyer de type bûcher de bois placé dans la pièce et dont la fumée s'écoule dans la circulation. Le système d'aspersion composé d'une seule buse est placé dans la circulation, près du plafond, afin d'éviter une interaction avec l'activité du foyer. L'aspersion étudiée a été définie sur la base d'un système déjà employé par le CSTB au cours d'une campagne d'essais précédente. En particulier, pour une pression d'alimentation donnée, une valeur de débit volumique d'eau a été associée. Par contre, le CSTB ne disposant d'aucune information sur la taille des gouttes produites, nous avons effectué une étude de sensibilité des résultats numériques à ce paramètre.

L'étude numérique a mis en évidence l'importance de la granulométrie du spray sur les phénomènes d'interaction mis en jeu, tant dynamique que thermique. En particulier, les échanges thermiques sont différents suivant la taille des gouttes impliquées. Pour un spray à plus fines gouttes, les échanges s'effectuent principalement avec la phase gazeuse alors que pour un spray à plus grosses gouttes, ils s'effectuent plutôt avec les surfaces solides. Concernant l'interaction dynamique, les sprays à plus grosses gouttes sont moins sensibles aux écoulements dans la circulation et ainsi moins transportés. Dans la configuration étudiée, ils ont en outre altéré la stratification thermique de l'environnement gazeux de manière plus importante que les sprays à plus fines gouttes. Ainsi, plus la taille des gouttes d'eau impliquées est grande, plus le spray a une action de mouillage et de refroidissement des surfaces, ce qui est intéressant, dans une configuration réelle, lorsque le foyer est placé à proximité de l'aspersion ou pour limiter l'extension de l'incendie. En revanche plus la taille des gouttes d'eau est petite, plus le spray a une action de refroidissement de l'air sur des distances importantes et tend à préserver la stratification thermique.

L'étude numérique a souligné la dualité de la stratification sur des aspects thermiques et toxiques, en particulier lorsqu'un système d'aspersion par brouillard d'eau est activé. En d'autres termes, l'étude numérique a confirmé ce qui a été observé sur l'application conduite en tunnel, à savoir qu'il est malaisé, voire impossible, de traiter la stratification au sens large (thermique et toxique) sur la base uniquement de mesures de température. Lorsqu'un système d'aspersion est activé, la déplétion en dioxygène est en effet due à la fois au transport des gaz de combustion ainsi qu'à l'évaporation du brouillard d'eau et au transport de la vapeur d'eau ainsi produite. Pour caractériser un environnement lors d'un essai, il est donc nécessaire de mesurer la composition de la phase gazeuse, voire la quantité d'eau atteignant le sol, en complément des mesures de température de l'air traditionnelles.

Cette étude numérique a traité une configuration caractérisée par un feu (position du foyer, combustible employé, puissance du feu), un système d'aspersion (nombre de buses, empreinte du spray, débit, granulométrie notamment) et une ventilation dans la circulation (amenée d'air naturelle, extraction mécanique, débit d'extraction). Il serait intéressant de continuer ce travail numérique puis

de conduire une campagne d'essais pour évaluer l'influence de chaque caractéristique sur l'écoulement de la phase gazeuse, les échanges thermiques, la composition chimique et l'opacité de la phase gazeuse. Par exemple, plusieurs feux pourraient être testés : un feu d'une faible puissance, un feu modéré et un feu puissant. Le foyer pourrait être placé dans la pièce pour éviter l'interaction entre l'aspersion par brouillard d'eau et l'activité du foyer ou au contraire dans la circulation. L'ensemble de ces essais pourrait aider à mieux comprendre, voire déterminer, l'intérêt d'un système d'aspersion en cas de feu suivant sa position, son instant d'activation, la granulométrie du spray, etc.

Conclusion générale et perspectives

Ce travail de recherche est consacré à l'étude de l'interaction entre une aspersion par brouillard d'eau et un feu. L'intégration de ces systèmes d'aspersion à la chaîne de sécurité d'un tunnel routier est de plus en plus considérée comme un moyen d'élever son niveau de sécurité. Comme l'a souligné l'étude bibliographique, les phénomènes mis en jeu en cas de feu en tunnel, de surcroît soumis à une aspersion par brouillard d'eau, sont très complexes et encore difficilement prédictibles. De ce fait, le dimensionnement et l'évaluation d'un tel système pour un tunnel en exploitation s'effectuent à l'heure actuelle sur la seule base de campagnes d'essais à échelle réelle. Bien que ces campagnes soient lourdes à mettre œuvre et fort onéreuses, le dimensionnement et l'évaluation n'est pas chose aisée notamment du fait de l'instrumentation limitée. À partir de ce constat, il a été décidé dans la présente recherche d'évaluer puis d'exploiter les capacités prédictives d'un outil numérique existant afin d'étudier l'interaction entre l'aspersion, la ventilation et le feu et de déterminer quelle peut être la contribution de la modélisation numérique dans l'évaluation d'un système d'aspersion par brouillard d'eau.

L'outil numérique sur lequel s'appuie cette thèse est le code Fire Dynamics Simulator (FDS) développé par l'institut américain NIST en collaboration avec l'institut finlandais VTT. Le modèle d'aspersion figurant dans la version 5 de ce code a en premier lieu été appréhendé, ce qui a d'ailleurs conduit à quelques propositions de modification pour sa prochaine version. Ensuite, son évaluation a été menée de manière évolutive en commençant par des cas simples à l'échelle du laboratoire afin de travailler le plus indépendamment possible sur certaines parties du modèle d'aspersion, pour ensuite s'intéresser à la configuration tunnel. Ce travail d'évaluation a permis de mieux cerner les aptitudes du code à simuler les phénomènes physiques mis en jeu au sein d'un brouillard d'eau, lors d'un feu en tunnel seul et en cas d'aspersion. Une fois cette évaluation accomplie, l'outil a été exploité pour améliorer notre compréhension des phénomènes d'interaction entre le brouillard d'eau, la ventilation du tunnel et la situation de feu. En particulier, l'influence de l'aspersion sur l'écoulement longitudinal a été analysée, le rôle énergétique du brouillard d'eau a été analysé et les modes de transfert de chaleur associés aux gouttes ont été quantifiés. Cette exploitation a également permis d'évaluer numériquement l'influence de quelques paramètres sur l'efficacité de l'aspersion telles que la vitesse de ventilation longitudinale, la puissance du feu et la taille des gouttes pulvérisées. La dernière étape de ce travail a consisté en une étude exploratoire préalablement à une campagne d'essais qui sera menée en 2012. Ce travail a permis d'illustrer l'un des intérêts que pourrait avoir un outil numérique, à savoir l'aide à la définition des protocoles expérimentaux de feux et de l'instrumentation.

Les deux applications en tunnel et en bâtiment de cette thèse ont mis en lumière la complexité et l'interdépendance des phénomènes mis en jeu lors d'une aspersion par brouillard d'eau. En ce sens, le recours aux outils numériques apparaît comme un complément intéressant à l'expérimentation pour aider à appréhender la situation, dans la mesure où leurs capacités ont été mesurées au préalable. Dans ce travail de thèse, la modélisation de l'aspersion figurant dans la version 5 du code FDS a montré une bonne aptitude à estimer l'influence de l'aspersion sur les conditions ambiantes en cas de feu sous réserve de connaître et de pouvoir reproduire à la fois l'aspersion (empreinte, débit, granulométrie notamment) et les conditions d'aspersion (écoulement dans le tunnel, activité du foyer). En particulier, si l'utilisation de l'outil numérique vise à traiter l'influence de l'aspersion d'un point de vue non seulement thermique (température de l'air, des surfaces solides et rayonnement thermique) mais également toxique, le fort couplage existant entre l'action de l'aspersion par brouillard d'eau et l'activité du foyer qui existe dès lors qu'un brouillard d'eau est pulvérisé à proximité du foyer, nécessite de connaître l'évolution de la puissance calorifique du feu et également la réaction de combustion pendant la phase d'aspersion. Cette nécessité est due à la difficulté, voire l'incapacité, des outils numériques actuels de prédire ces deux quantités.

Concernant les aspects toxiques, ce travail de thèse a par ailleurs souligné la nécessité de mesurer la composition de l'air en complément des mesures de température de l'air traditionnelles pour traiter l'influence de l'aspersion sur les conditions ambiantes au sens large. Contrairement à une situation de feu sans aspersion, dès lors qu'un système d'aspersion est mis en jeu, il est malaisé, voire impossible d'étudier le mouvement de la fumée (définie comme l'ensemble des gaz de combustion) sur la seule base de mesures de température.

Perspectives

Dans ce travail de thèse, les applications en tunnel et en bâtiment ont illustré l'intérêt que peut avoir l'utilisation d'une aspersion par brouillard d'eau en cas d'incendie. À savoir, dans ces applications, elle a induit un refroidissement de l'air rapide et important, refroidi les surfaces et agi comme bouclier radiatif du fait de la faible taille des gouttes impliquées et de leur temps de séjour dans l'air relativement long. Ce travail a par ailleurs montré que l'aspersion a une incidence sur le caractère stratifié de l'environnement. Pendant la phase d'aspersion, l'environnement peut être déstratifié ou peut même rester stratifié thermiquement et non nécessairement toxiquement. Or, une déstratification (thermique et/ou toxique) ne favorise pas des conditions sûres pour l'évacuation des usagers. Cela indique que pour installer un système d'aspersion par brouillard d'eau et profiter de son intérêt, il est nécessaire de réfléchir à ses conditions d'utilisation : système déluge, système automatique, température nominale d'activation, etc. En bâtiment, et plus particulièrement dans les circulations horizontales d'ERP de type O, il convient également d'avoir une réflexion sur la disposition des buses relativement aux bouches d'amenée d'air, à celles d'extraction, aux portes menant à des locaux réservés au sommeil. Toutes ces réflexions doivent être menées en définissant clairement l'objectif d'une telle installation et notamment les cibles concernées (usagers, pompiers, structure, environnement).

Pour pouvoir mener une telle réflexion en prenant en compte tous les éléments, il conviendrait de s'intéresser et/ou d'améliorer les connaissances d'au moins trois phénomènes.

Nous pouvons citer en premier lieu les phénomènes d'interaction entre les gouttes d'eau, la phase gazeuse et les surfaces solides. En particulier, il conviendrait de poursuivre le travail d'évaluation débuté au cours de cette thèse concernant le modèle d'évaporation. Pour cela, des données expérimentales mettant en jeu des liquides autres que l'eau pourraient être exploités tels des combustibles type heptane ou décane, même si ces configurations remettent en question l'hypothèse de conduction infinie des gouttes. Par ailleurs, il conviendrait d'évaluer le modèle d'interaction avec des surfaces solides (froides ou chaudes) du code FDS sur des cas simples (transfert thermique et impact) pour appréhender les limites du modèle existant, voire envisager des modifications.

Ensuite, il serait intéressant d'étudier la notion de visibilité tant avec que sans aspersion. Il s'agirait alors de comprendre l'influence de la présence des gouttes d'eau et de l'augmentation de la concentration en suie dans la phase gazeuse sur l'opacité, voire la visibilité. Cette étude pourrait permettre la définition de critères de stratification optique pour caractériser un environnement, à l'instar de ce qui existe déjà pour les aspects thermiques et toxiques. Elle pourrait également permettre le développement d'une modélisation numérique pour compléter les codes existants et pour envisager éventuellement leur couplage à un modèle d'évacuation. Ce travail numérique pourrait aider, à son terme, à envisager des moyens pour palier un défaut de visibilité comme la couleur, l'intensité lumineuse, la surface et les positions des chemins lumineux d'évacuation.

Enfin, il paraît important d'étudier les phénomènes d'interaction entre une aspersion par brouillard d'eau et un foyer, à savoir l'influence de l'aspersion sur la réaction de combustion et l'activité du foyer en cas notamment de déplétion locale en dioxygène. Cette étude pourrait contribuer au développement de modélisations mathématiques permettant d'étudier numériquement par exemple l'influence de l'instant d'activation sur l'effet d'un système d'aspersion par brouillard d'eau.

Bibliographie

- [1] Schlussbericht der versuche im ofenegg tunnel von 17.5 - 31.5 1965. Rapport technique, Kommission für Sicherheitsmassnahmen in Strassentunneln, 1965.
- [2] Fires in transport tunnels. Report on full-scale tests, edited by Studiengesellschaft Stahlanwendung e.V., EUREKA-Project EU499 :FIRETUN, Düsseldorf, Allemagne, 1995.
- [3] Guide for the Verification and Validation of CFD simulations. Rapport technique, American Institute of Aeronautics and Astronautics, 1998.
- [4] Circulaire interministérielle relative à la sécurité dans les tunnels du réseau routier national N°2000- 63, Ministère de l'intérieur et Ministère de l'équipement, des transports et du logement, 2000.
- [5] Rapport provisoire d'enquête technique sur l'incendie de poids lourd survenu dans le tunnel du Fréjus le 4 juin 2005. Rapport technique N°BEATT-2005-006, BEA-TT Bureau d'Enquêtes sur les Accidents de Transport Terrestre, Mars 2006.
- [6] Rapport complémentaire d'enquête technique sur l'incendie de poids lourds survenu dans le tunnel du fréjus le 4 juin 2005. Rapport technique N°BEATT-2005-006, BEA-TT Bureau d'Enquêtes sur les Accidents de Transport Terrestre, Juin 2008.
- [7] Émissions accidentelles de substances chimiques dangereuses dans l'atmosphère - Seuils de toxicité aigüe. Rapport technique, INERIS, 2009.
- [8] B. ABRAMZON, W. A. SIRIGNANO. Droplet vaporization model for spray combustion calculations. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 32 : 1605–1618, 1989.
- [9] P. ACHIM. *Simulation de collisions, coalescence et rupture de gouttes par une approche lagrangienne : application aux moteurs à propergol solide*. Thèse de doctorat, Université de Rouen, Rouen, France, 1999.
- [10] P. G. ARIAS, H. G. IM, P. NARAYANAN, A. TROUVÉ. A computational study of non-premixed flame extinction by water spray. *Proceedings of the Combustion Institute*, 33(2) : 2591–2597, 2011.
- [11] M. ARVIDSON. An overview of fire protection of swedish wooden churches. SP REPORT 2006 :43, Swedish National Testing and Research Institute, Borås, Suède, 2006.
- [12] V. BABRAUSKAS. *SFPE Handbook of Fire Protection Engineering*. National Fire Protection Association, Quincy, Third edition, pages 3–1–3–37, 2002.
- [13] G. G. BACK, C. L. BEYLER, R. HANSEN. A quasi-steady-state model for predicting fire suppression in spaces protected by water mist systems. *Fire Safety Journal*, 35 : 327–362, 2000.

- [14] G. G. BACK, R. L. DARWIN, J. T. LEONARD. Full scale tests of water mist fire suppression systems for navy shipboard machinery spaces. In *INTERFLAM*, pages 435–444, Mars 1996.
- [15] A. BEARD, R. CARVEL. *The handbook of tunnel fire safety*, volume 3. Thomas Telford Publishing, pages 2–172, 2–187, 2005.
- [16] C. BEYLER. *SFPE Handbook of Fire Protection Engineering*. National Fire Protection Association, Quincy MA, États-Unis, Third edition, pages 2–172–2–187, 2002.
- [17] R. G. J. BILL, R. L. HANSEN, K. RICHARDS. Fine-spray (water mist) protection of shipboard engine rooms. *Fire Safety Journal*, 29 : 317–336, 1997.
- [18] E. BLANCHARD, P. BOULET, S. DESANGHERE, E. CESMAT, R. MEYRAND, J. GARO, J. VANTELON. Experimental and numerical study of fire in a midscale test tunnel. *Fire Safety Journal*, 47, 2012.
- [19] E. BLANCHARD, S. DESANGHERE, G. GIOVANNELLI, X. PONTICQ. Utilisation de brouillard d’eau en tunnel - Bilan de la campagne d’essais menée au CSTB -. Rapport technique, CSTB, CETU, AGEFLUID, Août 2010.
- [20] M. M. BRAIDECH, J. A. NEALE, A. F. MATSON, R. E. DUFOUR. The mechanisms of extinguishment of fire by finely divided water. Rapport technique, Underwriters Laboratories Inc. for the National Board of Fire Underwriters, New York, États-Unis, 1955.
- [21] B. BRINCKERHOFF. Memorial tunnel fire ventilation test program. Comprehensive test report, Highway Department and Federal Highway Administration, 1995.
- [22] M. L. BULLEN. The effect of a sprinkler on the stability of a smoke layer beneath a ceiling. *Fire Technology*, 13 : 21–33, Février 1977.
- [23] P. CARLOTTI. Dossier pilote des tunnels. Rapport technique, Centre d’études des tunnels, Lyon, France, Novembre 2003.
- [24] R. O. CARVEL. *Fire size in tunnels*. Thèse de doctorat, Université Heriot-Watt, Edinburgh, Royaume-Uni, 2004.
- [25] R. O. CARVEL, A. N. BEARD, P. W. JOWITT. The influence of longitudinal ventilation systems on fires in tunnels. *Journal of Tunnelling and Underground Space Technology*, 16(1) : 3–21, 2001.
- [26] G. CASANOVA. Techniques statistiques. Rapport technique, Université Nancy 2 - Institut des administrations des entreprises, Septembre 2002.
- [27] S. L. CHANG, K. RHEE. Blackbody radiation function. *International Communications in Heat and Mass Transfer*, 11(5), 1984.
- [28] L. CHEN, W. ZHU, X. CAI, L. PAN, G. LIAO. Experimental study of water mist fire suppression in tunnels under longitudinal ventilation. *Building and Environment*, 44 : 446–455, 2009.
- [29] S. COCHARD. Validation of Fire Dynamics Simulator (version 2.0) freeware. *Tunnel Management International Journal*, 6(4), Décembre 2003.
- [30] F. COLELLA. *Multiscale Modelling of Tunnel Ventilation Flows and Fires*. Thèse de doctorat, École Polytechnique, Turin, Italie, 2010.
- [31] A. COLLIN. *Transferts de chaleur couplés rayonnement-conduction-convection. Application à des rideaux d’eau soumis à une intense source radiative*. Thèse de doctorat, Université Henri Poincaré, Nancy, France, 2006.

- [32] A. COLLIN, P. BOULET, G. PARENT. Application de la méthode de Monte Carlo à l'étude du transfert radiatif dans un rideau d'eau. In *Congrès Français de Thermique*, pages 483–488, Ile de Ré, France, Mai 2006.
- [33] A. COLLIN, P. BOULET, G. PARENT, D. LACROIX. Numerical simulation of a water spray - radiation attenuation related to spray dynamics. *International Journal of Thermal Sciences*, 46 : 856–868, 2007.
- [34] J. L. CONSALVI, B. PORTERIE, J. C. LORAUD. A formal averaging procedure for radiation heat transfer in particulate media. *Journal of Heat and Mass Transfer*, 45(13) : 2755–2768, 2002.
- [35] L. Y. COOPER. The interaction of an isolated sprinkler spray and a two-layer compartment fire environment – phenomena and model simulations. *Fire Safety Journal*, 25 : 89–107, 1995.
- [36] A. COPPALLE. Fire protection : fire curtains. *Fire Safety Journal*, 20 : 241–255, 1993.
- [37] M. CURTAT. *Traité de physique du bâtiment - Physique du feu pour l'ingénieur*, volume 3. CSTB, Marne-la-Vallée, France, 2001.
- [38] N. H. DANZIGER, W. D. KENNEDY. Longitudinal ventilation analysis for the Glenwood Canyon tunnels. In *Proceedings of the Fourth International Symposium on Aerodynamics and Ventilation of Vehicle Tunnels*, pages 169–186. BHRA Fluid Engineering, 1982.
- [39] S. DEMBELE. A method for modeling the mitigation of hazardous fire thermal radiation by water spray curtains. *Journal of Heat Transfer*, 119 : 746–753, 1997.
- [40] S. DEMBELE. *Modélisation et étude expérimentale des transferts de chaleur par rayonnement dans un rideau d'eau diphasique. Application à la protection incendie d'installations à risques*. Thèse de doctorat, Institut national des Sciences Appliquées de Lyon, Lyon, France, 1998.
- [41] S. DEMBELE, J. X. WEN, J. F. SACADURA. Analysis of the two-flux model for predicting water spray transmittance in fire protection application. *Journal of Heat Transfer*, 122 : 183–186, 2000.
- [42] F. DEMOUGE. *Contribution à la modélisation numérique de la stratification des fumées dans le cas d'un incendie en tunnel routier*. Thèse de doctorat, Université Claude Bernard, Lyon, France, 2002.
- [43] F. DEMOUGE. Incendie en tunnel : Approche combinée expérimentation/modélisation. Rapport de recherche CSTB ER DSSF 08, Centre Scientifique et Technologique du Bâtiment, Marne-la-Vallée, France, Mai 2006.
- [44] S. DESANGHERE. *Détermination des conditions d'échauffement de structure extérieure à un bâtiment en situation d'incendie*. Thèse de doctorat, Institut National des Sciences Appliquées, Rouen, France, 2006.
- [45] D. D. EVANS. Sprinkler fire suppression algorithm for HAZARD. Rapport technique, National Institute of Standards and Technology, Gaithersburg MD, États-Unis, Août 1993.
- [46] G. M. FAETH. Current status of droplet and liquid combustion. *Prog. Energy Combustion*, 3 : 191–224, 1977.
- [47] A. FEIZLMAYR. Research in austria on tunnel fire. In *Proceedings of the Second International Symposium on Aerodynamics and Ventilation of Vehicle Tunnels*, pages 19–40, Royaume-Uni, Mars 1976.

- [48] T. F. FRIC, A. ROSHKO. Vortical structure in the wake of a transverse jet. *Journal of Fluid Mechanics*, 279 : 1–47, 1994.
- [49] J.-P. GARO. *Combustion d'hydrocarbures répandus en nappe sur un support aqueux - Analyse du phénomène de boilover*. Thèse de doctorat, Université de Poitiers, Poitiers, France, 1996.
- [50] G. GRANT, J. BRENTON, D. DRYSDALE. Fire suppression by water sprays. *Progress in energy and combustion science*, 26(2) : 79–130, 2000.
- [51] W. GROSSHANDLER. Radiative heat transfer in nonhomogeneous gases : A simplified approach. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 23(11) : 1447–1459, Novembre 1980.
- [52] W. GROSSHANDLER. RadCal : A Narrow Band Model for Radiation Calculations in a Combustion Environment. NIST Technical Note TN 1402, National Institute of Standards and Technology, Gaithersburg, Maryland, 1993.
- [53] GROUPE DE TRAVAIL « FACTEURS HUMAINS POUR LA SÉCURITÉ DES TUNNELS ». Gestion de l'interface exploitant - Services de secours dans les tunnels routiers. Rapport technique 2008R03, Association mondiale de la Route (AIPCR), La défense, France, 2008.
- [54] GROUPE DE TRAVAIL « VENTILATION ET MAÎTRISE DES INCENDIES ». Tunnels routiers : Évaluation des systèmes fixes de lutte contre l'incendie. Rapport technique 2008R07, Association mondiale de la Route (AIPCR), La défense, France, 2008.
- [55] A. HAMINS, A. MARANGHIDES, G. MULHOLLAND. The global combustion behavior of 1 MW to 3 MW hydrocarbon spray fires burning in an open environment. Rapport technique 7013, National Institute of Standards and Technology, Gaithersburg MD, États-Unis, Juin 2003.
- [56] A. HAMINS, K. B. MCGRATTAN. Reduced-scale experiments to characterize the suppression of rack-storage commodity fires. Rapport technique 6439, National Institute of Standards and Technology, Gaithersburg MD, États-Unis, Novembre 1999.
- [57] R. A. HART. *Numerical modelling of tunnel fires and water mist suppression*. Thèse de doctorat, Université de Nottingham, Nottingham, Royaume-Uni, 2005.
- [58] G. HESKESTAD. Scaling the interaction of water sprays and flames. *Fire Safety Journal*, 37 : 535–548, 2002.
- [59] S. HOSTIKKA. *Development of fire simulation models for radiative heat transfer and probabilistic risk assessment*. Thèse de doctorat, Helsinki University of Technology - VTT Technical Research Centre of Finland, Helsinki, Finlande, 2008.
- [60] L. H. HU, N. K. FONG, L. Z. YANG, W. K. CHOW, Y. Z. LI, R. HUO. Modeling fire-induced smoke spread and carbon monoxide transportation in a long channel : Fire Dynamics Simulator comparisons with measured data. *Journal of Hazardous Materials*, 140 : 293–298, 2007.
- [61] P. B. HUSTED. *Experimental measurements of water mist systems and implications for modelling in CFD*. Thèse de doctorat, Lund University, Lund, Suède, 2007.
- [62] C. C. HWANG, J. C. EDWARDS. The critical velocity in tunnel fires - a computer simulation. *Fire Safety Journal*, 40 : 213–244, 2005.
- [63] F. P. INCROPERA, D. P. DE WITT. *Fundamentals of Heat and Mass Transfer*. John Wiley and Sons, New York, Fourth edition, 1996.

- [64] H. INGASON. Design fires in tunnels. In *Proceedings of the Second International Symposium on Safe & Reliable Tunnels*, pages 1–11, Lausanne, Suisse, Septembre 2006.
- [65] H. INGASON. Model scale tunnel fire tests : sprinkler. SP REPORT 2006 :56, Swedish National Testing and Research Institute, Borås, Suède, 2006.
- [66] H. INGASON. State of the art of tunnel fire research. In *Proceedings of the Ninth International Symposium Fire Safety Science*, pages 33–48, 2008.
- [67] H. INGASON, A. LÖNNERMARK. Large-scale fire tests in the Runehamar tunnel - Heat Release Rate (HRR). In *Proceedings of the International Symposium on Catastrophic Tunnel Fires*, pages 81–92, Borås, Suède, Novembre 2003.
- [68] H. INGASON, A. LÖNNERMARK. Heat release rates from heavy goods vehicle trailer fires in tunnels. *Fire Safety Journal*, 40(7) : 646–668, 2005.
- [69] M. JANSSENS, H. C. TRAN. Data reduction of room tests for zone model validation. *Journal of Fire Science*, 10, 1992.
- [70] T. JIN. *SFPE Handbook of Fire Protection Engineering*. National Fire Protection Association, Quincy MA, États-Unis, Third edition, pages 2–42–2–53, 2002.
- [71] JOINT COMMITTEE FOR GUIDES IN METROLOGY. Vocabulaire international de métrologie - Concepts fondamentaux et généraux et termes associés. Rapport technique, JCGM member organizations, Décembre 2007.
- [72] JOINT COMMITTEE FOR GUIDES IN METROLOGY. Évaluation des données de mesure - Guide pour l'expression de l'incertitude de mesure. Rapport technique, JCGM member organizations, Septembre 2008.
- [73] D. JOYEUX, J. KRUPPA, B. ZHAO. Application de l'ingénierie de la sécurité incendie à un parc à voitures en superstructure. *Revue Construction métallique* N° 1-2001, CTICM, 2001.
- [74] A. M. KANURY. *SFPE Handbook of Fire Protection Engineering*. National Fire Protection Association, Quincy MA, États-Unis, Third edition, pages 2–188–2–199, 2002.
- [75] D. C. KINCAID. Volumetric water droplet evaporation measurement. *Transactions of the American Society of Agricultural Engineers (ASAE)*, 32(3) : 925–927, 1989.
- [76] D. C. KINCAID, T. S. LONGLEY. A water droplet evaporation and temperature model. *Transactions of the American Society of Agricultural Engineers (ASAE)*, 32(2) : 457–463, 1989.
- [77] S. KRATZMEIR, H. STARKE. Safety of life in tunnel - Final report. Rapport technique, UPTUN, 2007.
- [78] J. P. KUNSCH. Simple model for control of fire gases in a ventilated tunnel. *Fire Safety Journal*, 37(1) : 67–81, Février 2002.
- [79] H. LEBORGNE. *Modélisation de l'évaporation à haute pression de gouttes multicomposants dans le code KIVA II*. Thèse de doctorat, Université de Rouen, Rouen, France, 1999.
- [80] S. LECHÊNE. *Étude expérimentale et numérique des rideaux d'eau pour la protection contre le rayonnement thermique*. Thèse de doctorat, Université Henri Poincaré, Nancy, France, 2010.
- [81] S. LECHÊNE, G. PARENT, Z. ACEM, E. BLANCHARD, S. DESANGHERE, P. BOULET. Experimental study of radiation attenuation by a water curtain at laboratory scale. *Experimental Thermal and Fluid Science*, in progress.

- [82] K. Y. LI, L. H. HU, R. HUO, Y. Z. LI, Z. B. CHEN, S. C. LI, X. Q. SUN. A mathematical model on interaction of smoke layer with sprinkler spray. *Fire Safety Journal*, 44 : 96–105, 2009.
- [83] Z. LIU, D. CARPENTER, A. KIM. Characteristics of large cooking oil pool fires and their extinguishment by water mist. *Journal of Loss Prevention in the Process Industries*, 19 : 516–526, 2006.
- [84] A. LÖNNERMARK. *On the Characteristics of Fires in Tunnels*. Thèse de doctorat, Université de Lund, Lund, Suède, 2005.
- [85] A. LÖNNERMARK, H. INGASON. Gas temperatures in heavy goods vehicle fires in tunnels. *Fire Safety Journal*, 40(6) : 506–527, 2005.
- [86] A. LÖNNERMARK, H. INGASON. The effect of air velocity on heat release rate and fire development during fires in tunnels. In *Proceedings of the Ninth International Symposium Fire Safety Science*, pages 701–712, 2008.
- [87] D. MADRZYKOWSKI, R. L. VETTORI. A sprinkler fire suppression algorithm for the GSA engineering fire assessment system. Rapport technique, National Institute of Standards and Technology, Gaithersburg MD, États-Unis, Mai 1992.
- [88] S. MARUYAMAA, H. NAKAIB, A. SAKURAIB, A. KOMIYA. Evaluation method for radiative heat transfer in polydisperse water droplets. *Journal of Quantitative Spectroscopy and Radiative Transfer*, 109, 2008.
- [89] J. R. MAWHINNEY. Fixed fire protection systems in tunnels : Issues and directions. *Fire Technology*, 47 : 1–32, 2011.
- [90] J. R. MAWHINNEY, J. K. RICHARDSON. Mechanisms of extinction of liquid fuel fires with water sprays. *Fire Technology*, 33(1) : 54–90, 1997.
- [91] R. MCDERMOTT. A formulation and numerical method for treating droplet evaporation. Nist technical note, National Institute of Standards and Technology, Gaithersburg MD, États-Unis, Août 2007.
- [92] R. MCDERMOTT, K. MCGRATTAN, S. HOSTIKKA, J. FLOYD. Fire Dynamics Simulator, Technical Reference Guide, Volume 2 : Verification. NIST Special Publication 1018-5, National Institute of Standards and Technology, Gaithersburg, Maryland, October 2010.
- [93] K. MCGRATTAN, A. HAMINS. Numerical simulation of the Howard Street tunnel fire (Baltimore, Maryland). Rapport technique 6902, National Institute of Standards and Technology, Gaithersburg MD, États-Unis, Juin 2001.
- [94] K. MCGRATTAN, S. HOSTIKKA, J. FLOYD, R. MCDERMOTT. Fire Dynamics Simulator, Technical Reference Guide, Volume 3 : Validation. NIST Special Publication 1018-5, National Institute of Standards and Technology, Gaithersburg, Maryland, October 2010.
- [95] K. MCGRATTAN, R. MCDERMOTT, S. HOSTIKKA, J. FLOYD. Fire Dynamics Simulator, User's Guide. NIST Special Publication 1019-5, National Institute of Standards and Technology, Gaithersburg, Maryland, Octobre 2010.
- [96] K. B. MCGRATTAN, S. HOSTIKKA, J. E. FLOYD, H. BAUM, R. REHM, W. E. MELL, R. MCDERMOTT. Fire Dynamics Simulator, Technical Reference Guide, Volume 1 : Mathematical Model. NIST Special Publication 1018-5, National Institute of Standards and Technology, Gaithersburg MD, États-Unis, Janvier 2011.

- [97] K. MEREDITH, Y. XIN, J. DE VRIES. A numerical model for simulation of thin-film water transport over solid fuel surfaces. In *Proceedings of the Tenth International Symposium Fire Safety Science*, page in press, 2011.
- [98] R. MEYRAND. *Étude sur l'usage de brouillards d'eau en milieu tunnel - Travail en réduction d'échelle*. Thèse de doctorat, École Nationale Supérieure de Mécanique et d'Aérotechnique, Poitiers, France, 2009.
- [99] O. MÉGRET. *Étude expérimentale de la propagation des fumées d'incendie en tunnel pour différents systèmes de ventilation*. Thèse de doctorat, Université de Valenciennes et du Hainaut-Cambresis, Valenciennes, France, 1999.
- [100] J.-C. MINDEGUIA. *Contribution expérimentale à la compréhension des risques d'instabilité thermique des bétons*. Thèse de doctorat, Université de Pau et des pays de l'Adour, Pau, France, 2009.
- [101] M. F. MODEST. *Radiative heat transfer*. Mechanical Engineering Series. Mc Graw-Hill International Editions, Second edition, 1978.
- [102] H. P. MORGAN. Heat transfer from a buoyant smoke layer beneath a ceiling to a sprinkler spray. *Fire and Materials*, 3 : 27–33, 1979.
- [103] A. MOS. *Modèles phénoménologiques pour la simulation d'incendies en tunnel routier*. Thèse de doctorat, Université Claude Bernard, Lyon, France, 2005.
- [104] C. MOTZKUS. *Étude de la mise en suspension de particules lors de l'impact de gouttes*. Thèse de doctorat, Université Paris 12, Créteil, France, 2007.
- [105] J. MURTHY, S. MATHUR. Radiative Heat Transfer in Axisymmetric Geometries Using an Unstructured Finite-Volume Method. *Numerical Heat Transfer, Part B*, 33 : 397–416, 1998.
- [106] F. NMIRA. *Modélisation et simulation numérique de l'interaction entre un feu et un brouillard d'eau*. Thèse de doctorat, Université de Provence, Marseille, France, 2007.
- [107] V. NOVOZHILOV. Fire suppression studies. *Thermal Science*, 11 : 161–180, 2007.
- [108] Y. OKA, G. T. ATKINSON. Control of smoke flow in tunnel fires. *Fire Safety Journal*, 25(4) : 305–322, Novembre 1995.
- [109] K. OPSTAD. Engineering guidance for water based fire fighting systems for the protection of tunnels and subsurface facilities. Rapport technique, UPTUN, 2004. <http://www.uptun.net/>.
- [110] K. OPSTAD. Evaluation of current mitigation technologies in existing tunnels - Final report. Rapport technique, UPTUN, 2004. <http://www.uptun.net/>.
- [111] M. OUCHERFI. *Contribution à l'étude de la ventilation transversale lors d'un incendie en tunnel routier*. Thèse de doctorat, Université Claude Bernard, Lyon, France, 2009.
- [112] G. PARENT, P. BOULET, S. GAUTHIER, J. BLAISE, A. COLLIN. Experimental investigation of radiation transmission through a water spray. *Journal of Quantitative Spectroscopy and Radiative Transfer*, 97(1) : 126–141, 2006.
- [113] X. PONTICQ. *Études sur les systèmes fixes d'aspersion d'eau en tunnel*. Thèse de doctorat, Université Claude Bernard, Lyon, France, 2008.
- [114] P. A. PURSER. *SFPE Handbook of Fire Protection Engineering*. National Fire Protection Association, Quincy MA, États-Unis, Third edition, pages 2–83–2–171, 2002.

- [115] J. QIN, B. YAO, W. K. CHOW. Experimental study of suppressing cooking oil fire with water mist using a cone calorimeter. *International Journal of Hospitality Management*, 23 : 545–556, 2004.
- [116] W. E. RANZ, W. R. MARSHALL. Evaporation from drops - part II. *Chemical Engineering Progress*, 48(4) : 173–180, 1952.
- [117] D. J. RASBASH. Heat transfer between water sprays and flames of freely burning fires. In *Proceedings of the Symposium on the Interaction of Fluids and Particles*, pages 217–223, Londres, Royaume-Uni, Juin 1962.
- [118] D. J. RASBASH, Z. W. ROGOWSKI, G. W. V. STARK. Mechanisms of extinction of liquid fuel fires with water sprays. *Journal of Combustion and Flame*, 4 : 223–234, 1960.
- [119] T. S. RAVIGURURAJAN, M. R. BELTRAN. A model for attenuation of fire radiation through water droplets. *Fire Safety Journal*, 15 : 171–181, 1989.
- [120] J. RICHARD. *Interaction d'un brouillard d'eau avec un feu de nappe à l'échelle laboratoire. Effets physicochimiques et influence sur le rayonnement*. Thèse de doctorat, Université de Poitiers, Poitiers, France, 2001.
- [121] J. S. ROH, H. S. RYOU, D. H. KIM, W. S. JUNG, Y. J. JANG. Critical velocity and burning rate in pool fire during longitudinal ventilation. *Journal of Tunnelling and Underground Space Technology*, 22(3) : 262–271, 2007.
- [122] A. N. ROSS, S. B. DALZIEL, P. F. LINDEN. Axisymmetric gravity currents on a cone. *Journal of Fluid Mechanics*, 565 : 227–253, 2006.
- [123] J. F. SACADURA. *Initiation aux transferts thermiques*. Academic press, 1993.
- [124] R. SIEGEL, J. HOWELL. *Thermal Radiation Heat Transfer*. Taylor and Francis, Fourth edition edition, 2002.
- [125] W. A. SIRIGNANO. Fuel droplet vaporization and spray combustion theory. *Prog. Energy Combustion*, 9 : 291–322, 1983.
- [126] L. TADRIST, I. SHEHU DISO, R. SANTINI, J. PANTALONI. Vaporization of a liquid by direct contact in another immiscible liquid. *Heat and Mass Transfer*, 30 : 1773–1785, 1987.
- [127] R. TAYLOR, R. KRISHNA. *Multicomponent mass transfer*. Wiley Series in Chemical Engineering, pages 152–219, 1993.
- [128] A. TEWARSON. *SFPE Handbook of Fire Protection Engineering*. National Fire Protection Association, Quincy, Third edition, pages 3–83–3–161, 2002.
- [129] P. H. THOMAS. The movement of smoke in horizontal passages against an air flow. *Fire Research Station Note N°723*, 1968.
- [130] J. TRELLES, J. R. MAWHINNEY. CFD investigation of large scale pallet stack fires in tunnels protected by water mist systems. *Journal of Fire Protection Engineering*, 20 : 149–198, 2010.
- [131] J. P. VANTELON. Étude de faisabilité du système de diffusion d'eau sous forme de brouillard ou de fines gouttelettes d'eau visant à contenir un incendie en tunnel routier. Rapport technique, Rapport pour la direction de la défense et de la sécurité civile du ministère de l'intérieur, 2003.
- [132] F. VINCENT, X. PONTICQ, B. BROUSSE, D. LACROIX, M. TESSON. Les brouillards d'eau dans les tunnels routiers. Document d'information, Centre d'études des tunnels, Lyon, France, Juin 2010.

-
- [133] P. L. VIOLLET, J. P. CHABARD, P. ESPOSITO, D. LAURENCE. *Mécanique des fluides appliquée*. Presses de l'école nationale des ponts et chaussée, Paris, France, pages 42–43, 2002.
- [134] W. D. WALTON. Suppression of wood crib fires with sprinkler sprays : Test results. Rapport technique, National Bureau of Standards, Gaithersburg MD, États-Unis, Janvier 1988.
- [135] R. WIGHUS. An empirical model for extinguishment of enclosed fires with water mist. In *Halon Options Technical Working Conference*, pages 482–489, Mai 1998.
- [136] R. WIGHUS, P. AUNE, G. DRANGSHOLT, J. P. STENSAAS. Fine water spray system : Extinguishing tests in medium and full-scale turbine hood. Rapport technique, Norwegian Fire Research Laboratory, Trondheim, Norvège, Décembre 1994.
- [137] W. WISCOMBE. Improved Mie Scattering Algorithms. *Applied Optics*, 19(9) : 1505–1509, 1980.
- [138] Y. WU, M. Z. A. BAKAR. Control of smoke flow in tunnel fires using longitudinal ventilation systems - A study of the critical velocity. *Fire Safety Journal*, 35(4) : 363–390, Novembre 2000.
- [139] W. YANG, T. PARKER, H. LADOUCEUR, R. KEE. The Interaction of Thermal Radiation and Water Mist in Fire Suppression. *Fire Safety Journal*, 39 : 41–66, 2004.
- [140] B. YAO, W. FAN, G. LIAO. Interaction of water mists with a diffusion flame in a confined space. *Fire Safety Journal*, 33 : 129–139, 1999.
- [141] H.-Z. YU. Froude-modeling-based general scaling relationships for fire suppression by water sprays. *Fire Safety Journal*, 47 : 1–7, 2012.
- [142] H. Z. YU, J. L. LEE, H. C. KUNG. Suppression of rack-storage fires by water. In *Proceedings of the Fourth International Symposium Fire Safety Science*, pages 901–912, 1994.
- [143] J. ZNAIEN. *Étude locale du mélange induit par gravité de deux fluides dans la géométrie confinée d'un tube incliné*. Thèse de doctorat, Université Paris-Sud 11, Paris, France, 2009.

Estimation des incertitudes de mesure dans la campagne d'essais en tunnel

Dans le cadre de la campagne d'essais menée dans la maquette de tunnel à échelle 1/3, nous avons évalué les incertitudes de mesure concernant la température de l'air, la vitesse d'écoulement et les flux de chaleur ainsi que les incertitudes liées à l'estimation de la puissance du feu à partir de la perte de masse du foyer. Pour chaque variable, les incertitudes totales sont évaluées de manière à obtenir un taux de confiance égal à 95 % c.-à-d. elles sont définies ici comme étant égale à deux écarts-types [71, 72].

Les incertitudes totales correspondent aux incertitudes relatives à la chaîne de mesure auxquelles s'ajoutent pour les essais sans aspersion, celles liées à la répétabilité des mesurages. En effet, sans aspersion, deux essais de la campagne sont conduits dans des conditions similaires pour chaque régime de ventilation (essais 9 et 10 pour le régime sous-critique et essais 2 et 11 pour le régime sur-critique) alors qu'aucun essai de répétabilité n'a été effectué avec un système d'aspersion activé. L'estimation des incertitudes liées à la chaîne de mesure est réalisée quant à elle en trois étapes : la description de la chaîne de mesure, l'identification des incertitudes liées à chaque élément et la sélection des plus pertinentes par l'expérimentateur. À moins de disposer de l'étalonnage de l'élément évalué, l'incertitude liée à cet élément est obtenue à partir des caractéristiques figurant sur sa fiche de données techniques.

La section qui suit détaille l'évaluation de l'incertitude associée aux quatre variables de mesure suivantes : la température de l'air, la vitesse d'écoulement, le flux de chaleur ainsi que la puissance du feu (à partir de la perte de masse du foyer).

A.1 Température de l'air

La température de l'air est mesurée à l'aide de thermocouples de type K, gainés par de l'Inconel 600 de diamètre $2 \text{ mm} \pm 0,2 \text{ mm}$. Leur plage de mesure s'étend entre -200 et $1250 \text{ }^\circ\text{C}$. Un tel diamètre de gaine permet de travailler avec une borne supérieure élevée de la gamme de mesure. Toutefois, cela induit également un temps de réponse important du thermocouple à la sollicitation thermique (cf. Tableau A.1). Les thermocouples sont raccordés à une centrale d'acquisition (KEITHLEY, modèle 2750). Cette centrale génère à l'aide d'une carte d'acquisition (KEITHLEY, modèle 7708), une différence de potentiel relative aux deux mesurandes relevées par le thermocouple. Puis, elle convertit ce signal analogique en un signal digital et l'envoie vers l'ordinateur. L'étendue de mesure de la centrale d'acquisition est comprise entre -200 et $1372 \text{ }^\circ\text{C}$. Selon la fiche de données techniques de la centrale et de la carte d'acquisition, l'association de ces deux modèles est capable de traiter 200 entrées à la vitesse de 120 entrées par seconde relatives à une température et 28 entrées par seconde relatives à une tension.

A.1.1 Sources d'erreurs

Le diagramme d'Ishikawa (ou arrête de poisson) suivant permet de visualiser une liste non-exhaustive des causes d'erreur. Les erreurs sont liées au mesurage par le thermocouple, à l'estimation de la tension de sortie du thermocouple par la centrale et la carte d'acquisition, à la traduction de cette tension en température et à la conversion de cette grandeur en un signal digital.

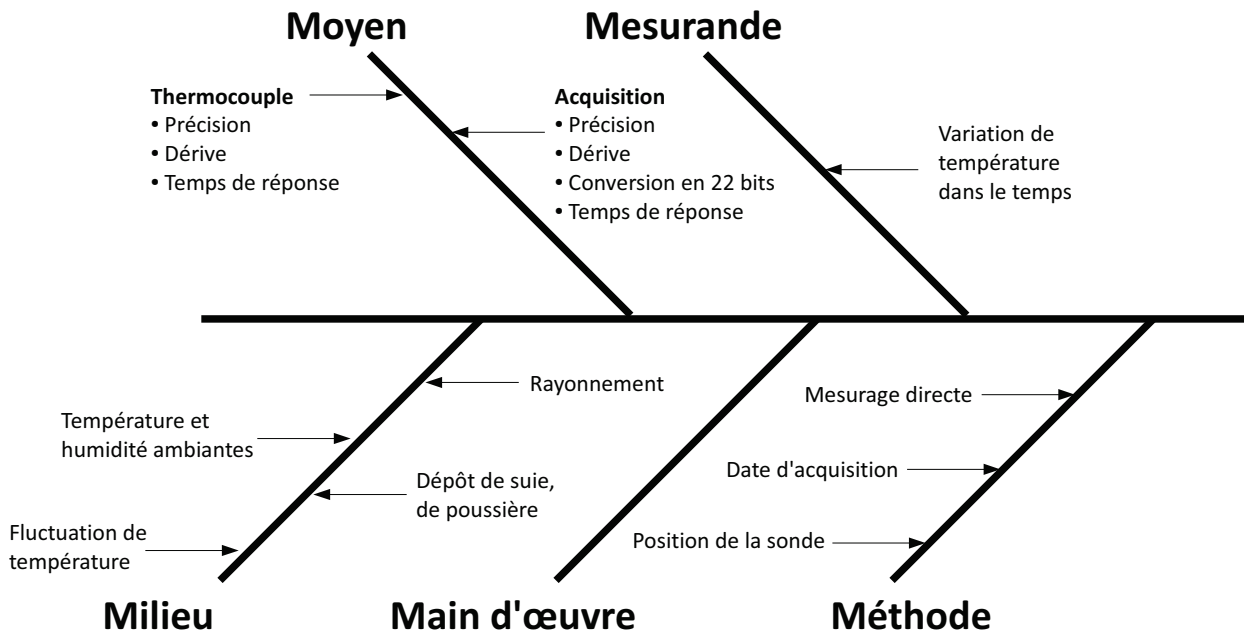


Fig. A.1 — Diagramme d'Ishikawa relatif à la température de l'air

A.1.2 Calcul de l'incertitude

Hypothèses de travail :

La température mesurée par un thermocouple n'est pas forcément égale à la température de la phase gazeuse l'entourant. Elle correspond à la température de l'instrument de mesure. Elle est donc le résultat de l'équilibre thermique de cet instrument dans le milieu considéré. Il est fait l'hypothèse ici que la température de la phase gazeuse est égale à celle du thermocouple. Pour cette raison, le rayonnement incident aux thermocouples émis par les parois à proximité, les flammes et la phase gazeuse elle-même, n'est pas traité comme source d'incertitude.

Les conditions d'utilisation de la centrale et de la carte d'acquisition préconisées par le fabricant portent sur la température de l'air qui doit rester comprise entre 0 et 50 °C. Lors de la campagne, les essais 2, 9, 27 et 28 (et les essais 10 et 11 pour la répétabilité) ont été conduits sous des températures ambiantes comprises entre 9 et 22 °C qui correspondent à la température du local où était entreposé le dispositif d'acquisition. Pour cette raison, on ne traite pas les incertitudes relatives aux conditions environnementales.

Le temps de réponse de la centrale d'acquisition correspond à l'intervalle de temps nécessaire au traitement de l'information par celle-ci. Selon le fabricant, cette durée est de 1/120 s lorsque l'entrée est relative à une température et de 1/28 s lorsque l'entrée est relative à une tension. Lors de la campagne, une même centrale d'acquisition traitait à la fois des températures et des tensions. Ainsi, le temps de réponse de la chaîne d'acquisition pour une entrée est égale à la somme du nombre N_T d'entrées en température traitées avant, multiplié par 1/120 s et du nombre N_U d'entrées en tension traitées avant, multiplié par 1/28 s. Le temps de réponse requis pour l'ensemble des températures et des tensions est inférieur à 3,2 s.

Le tableau A.1 reprend les causes d'erreur citées précédemment dans le diagramme d'Ishikawa. Pour chacune d'elles, la source est spécifiée ainsi que la loi de distribution associée.

L'incertitude totale sur le mesurage de la température de l'air est calculée avec la loi de propagation des incertitudes. Pour le taux de confiance désiré, elle correspond ainsi à deux fois la somme quadratique des écarts-types figurant dans le tableau précédent, telle que :

$$\begin{aligned}
 \varepsilon(T) &= 2 \cdot \sqrt{\sum_i \sigma_i^2} \\
 &= 2 \cdot \sqrt{0,1 + 2 \cdot 10^{-5} \cdot T^2 + \left(\frac{T_{max} - T_{min}}{1,128}\right)^2} \\
 &= \sqrt{0,5 + 8 \cdot 10^{-5} \cdot T^2 + 4 \cdot \left(\frac{T_{max} - T_{min}}{1,128}\right)^2} \quad (A.1)
 \end{aligned}$$

Étant donné les temps de réponse des éléments de la chaîne de mesure, l'incertitude sur la date du mesurage est majorée par 2,4 s.

Composante d'incertitude	Source	Valeur	Loi	Diviseur	Écart type σ	Unité
Répétabilité	Type A		Étendue réduite	1,128	$\frac{(T_{max} - T_{min})}{1,128}$	°C
Thermocouple						
Précision	Type B -	0,75 % de la valeur	Rectangle	$\sqrt{3}$	$\frac{(0,0075 \cdot T)}{\sqrt{3}}$	°C
Dérive	-					
Temps de réponse	Type B	1,5 s pour 90 % du signal	Normale	3	1,5/3	s
Centrale et carte d'acquisition						
Résolution	Type B	0,0001 °C	Rectangle	$2\sqrt{3}$	$0,0001/(2\sqrt{3})$	°C
Précision	Type B	1 °C	Normale	3	1/3	°C
Dérive	-					
Conversion en 22 bits	Type B	(pleine échelle)/ 2^{22} $= 1572/2^{22}$	Rectangle	$2\sqrt{3}$	$\frac{1572}{2^{22} 2\sqrt{3}}$	°C
Temps de réponse	Type B	$N_T/120 + N_U/28$ $< 3,2$ s	Normale	3	$\frac{3,2}{3}$	s
Milieu						
Conditions de mesure	-					

Tab. A.1 — Liste, valeur et source des composantes d'incertitude prises en compte pour la température de l'air

A.2 Vitesse de l'écoulement

La vitesse u est déduite d'une différence de pression Δp par le théorème de Bernouilli :

$$u = \alpha \sqrt{(2 \cdot \Delta p) / \rho} \quad \text{où } \alpha \text{ est un coefficient relatif à la sonde de Recknagel} \quad (\text{A.2})$$

La différence de pression est mesurée à l'aide de sondes de Recknagel fabriquées au sein du CSTB. Chacune est constituée de deux tubes en inox réfracté de diamètre $8 \text{ mm} \pm 1 \text{ mm}$ et de longueur $125 \text{ mm} \pm 2 \text{ mm}$. Ces orifices, plus grands que ceux rencontrés sur des sondes de Pitot de même dimension, rendent ainsi les sondes moins sujettes à l'encrassement dû aux suies. Ces sondes sont reliées à des micromanomètres par l'intermédiaire de tuyaux en inox réfracté dans la galerie d'essais puis en PVC isolé en dehors. À partir des deux mesurandes transmises par les sondes, les micromanomètres génèrent une différence de potentiel qui est traduite par une tension continue U directement proportionnelle à la vitesse mesurée. Plusieurs modèles de micromanomètres ont été utilisés, à savoir les modèles FCO 318 et FCO 001 de la marque FURNESS ainsi que le modèle CP301 de la marque KIMO. Les gammes de mesure des modèles FCO 318, FCO 001 et CP301 s'étendent respectivement entre -150 et 150 Pa, -30 et 30 Pa et -100 et 100 Pa. Ces micromanomètres sont ensuite reliés par un câble électrique en cuivre, à une centrale d'acquisition (KEITHLEY, modèle 2750) associée à une carte (KEITHLEY, modèle 7708). La gamme est fixée sur [0 ; 10 V].

La densité de l'air ρ est déduite du mesurage de la température au voisinage de la sonde par la même chaîne de mesure que celle décrite dans la section précédente.

A.2.1 Sources d'erreurs

Le diagramme d'Ishikawa suivant permet de visualiser une liste non-exhaustive des causes d'erreur. Les erreurs sont liées au mesurage de pression par la chaîne de mesure (sonde de Recknagel, micromanomètre, câble, centrale et carte d'acquisition) ainsi qu'à l'estimation de la masse volumique de la phase gazeuse à partir de sa température.

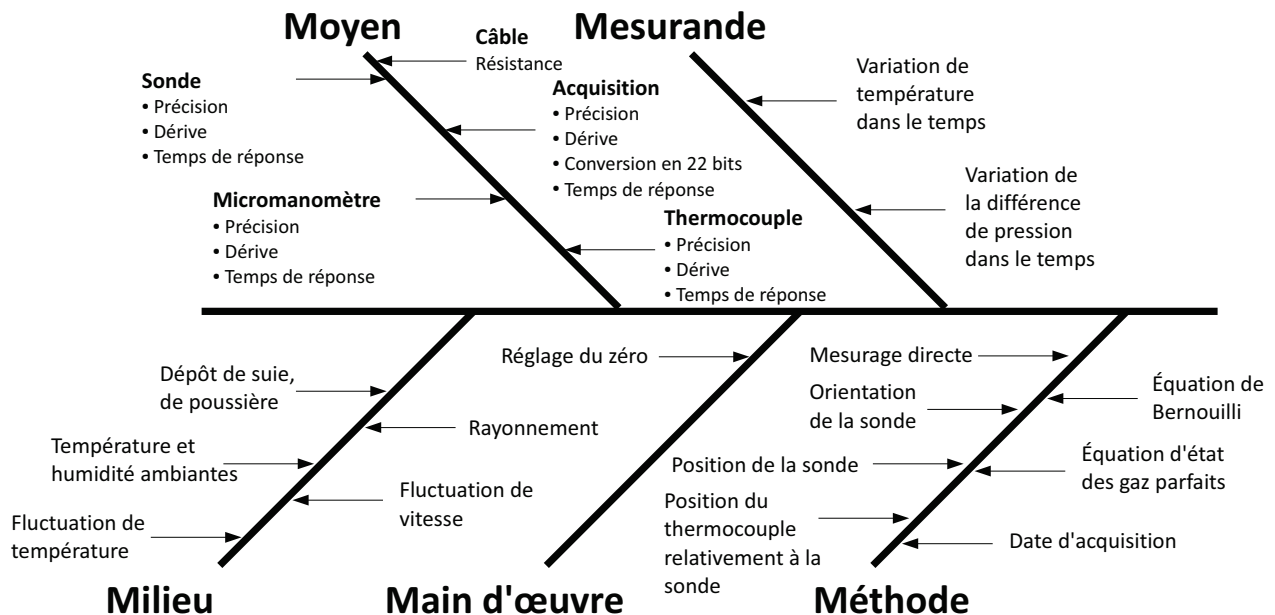


Fig. A.2 — Diagramme d'Ishikawa relatif à la vitesse de l'écoulement

A.2.2 Calcul de l'incertitude

L'incertitude sur la vitesse d'écoulement $\varepsilon(u)$ est calculée par la relation suivante déduite de l'équation A.2 :

$$\varepsilon(u) = 2 \cdot \sqrt{\left| \frac{2\Delta p}{\rho} \right| \cdot \varepsilon^2(\alpha) + \alpha^2 \cdot \left| \frac{\Delta p}{2\rho^3} \right| \cdot \varepsilon^2(\rho) + \frac{\alpha^2}{|2\rho\Delta p|} \cdot \varepsilon^2(\Delta p)} \quad (\text{A.3})$$

Paramètre α

Pour connaître la gamme de valeur de α , trois sondes choisies au hasard parmi les 24 sondes du tunnel ont été étalonnées. Dans ce cadre, le rapport entre la pression dynamique mesurée et celle de référence a été calculé pour plusieurs vitesses de ventilation longitudinale comprises entre 2 et 40 m/s. Dans le cadre de notre étude, seules les valeurs correspondant à une vitesse d'écoulement faible, à savoir inférieure à 3 m/s, nous intéressent. Les résultats de cette étude sont résumés dans le tableau A.2.

L'incertitude établie lors de l'étalonnage et mentionnée dans le tableau tient compte de l'incertitude sur la vitesse de référence et la résolution de l'appareil en étalonnage, de la répétabilité des mesurages ainsi que des erreurs engendrées par l'utilisation de la formule A.2.

Vitesse* (m/s)	Pression de référence (Pa)	Pression mesurée (Pa)	Coefficient α	Incertitude relative
Sonde 1				
2,03	2,47	3,47	0,84	3,20 %
3,03	5,50	7,81	0,84	2,87 %
Sonde 2				
2,04	2,48	2,69	0,96	3,19 %
3,05	5,51	6,14	0,95	2,86 %
Sonde 3				
2,04	2,48	2,74	0,95	3,19 %
3,04	5,52	6,14	0,95	2,86 %

(*) La vitesse de l'écoulement est mesurée à l'aide d'un tube de Pitot normalisé associé à un micromanomètre

Tab. A.2 — Résultat de l'étalonnage de trois sondes de Recknagel

Dans le cadre de la campagne d'essais, un seul coefficient α est considéré pour l'ensemble des sondes tel que $\alpha = 0,92 \pm 3,19\%$ en faisant l'hypothèse que la distribution des coefficients suit une loi rectangle. L'incertitude associée à cette valeur recouvre la dispersion des valeurs du coefficient α figurant dans le tableau ci-dessus. En d'autres termes, le coefficient associé à l'une des sondes peut se situer avec une égale probabilité à n'importe quel endroit de l'intervalle $[0,92 - 3,19\% ; 0,92 + 3,19\%]$. De ce fait, l'incertitude type $\varepsilon(\alpha)$ est égale à :

$$\varepsilon(\alpha) = \frac{3,19\% \cdot 0,92}{\sqrt{3}} = 1,7 \cdot 10^{-2} \quad (\text{A.4})$$

Masse volumique de l'air

En supposant que l'air se comporte comme un gaz parfait, il suit :

$$\forall T_0 \text{ et } T_1, \quad \frac{p_0}{\rho_0 T_0} = \frac{p_1}{\rho_1 T_1} \quad (\text{A.5})$$

Pour le cas particulier où $T_0 = 273 \text{ K}$,

$$\forall T, \quad \left(\frac{p}{\rho T} \right)_{T_0=273 \text{ K}} = \left(\frac{p}{\rho T} \right)_T \quad \text{i.e.} \quad \rho = \frac{p \cdot \rho_0 T_0}{T \cdot p_0} \quad (\text{A.6})$$

L'incertitude sur l'estimation de la masse volumique de l'air est donc relative à la pression et à la température de l'air :

$$\varepsilon(\rho) = \sqrt{\left| \frac{\partial \rho}{\partial p} \right|^2 \cdot \varepsilon(p)^2 + \left| \frac{\partial \rho}{\partial T} \right|^2 \cdot \varepsilon(T)^2} = \sqrt{\left(\frac{\rho_0 T_0}{T \cdot p_0} \right)^2 \cdot \varepsilon(p)^2 + \left(\frac{p \cdot \rho_0 T_0}{T^2 \cdot p_0} \right)^2 \cdot \varepsilon(T)^2} \quad (\text{A.7})$$

en supposant que les valeurs ρ_0 , T_0 et p_0 sont parfaitement connues. En pratique, on considère la pression p égale à la pression de référence p_0 et l'incertitude $\varepsilon(p)$ nulle telle que :

$$\varepsilon(\rho) = \left(\frac{\rho_0 T_0}{T^2} \right) \cdot \varepsilon(T) \quad (\text{A.8})$$

Différence de pression

Hypothèses de travail : Chaque sonde de Recknagel est reliée à un micromanomètre par des tuyaux en inox réfracté dans la galerie d'essais puis en PVC isolé en dehors. L'échauffement de l'air contenu dans l'un de ces câbles du fait, par exemple, de la température ambiante, peut donc être négligé. En outre, les deux câbles correspondant à une même sonde sont de taille comparable de manière à éviter un amortissement du signal trop important. Ainsi, le différentiel de pression supplémentaire induit sur le chemin entre la sonde et le manomètre peut être négligé.

Le micromanomètre est relié à une centrale d'acquisition par un câble électrique qui constitue une résistance qu'on suppose négligeable dans la présente étude du fait de sa faible longueur et de sa composition en cuivre.

La gamme de mesure du micromanomètre FCO 318 s'étend entre -150 et 150 Pa. Celle du modèle FCO 001 s'étend entre -30 et 30 Pa. Le CSTB ne disposant pas de la fiche de données techniques de ce dernier appareil, nous supposons que les incertitudes sur cet appareil sont similaires à celles du modèle FC318 de la même marque du fait qu'il y ait recouvrement des gammes de mesure.

Opérant sous des conditions appartenant à la gamme préconisée par le fabricant de la centrale et de la carte d'acquisition, on ne traite pas les incertitudes relatives aux conditions environnementales.

Le tableau A.3 reprend les causes d'erreurs citées précédemment dans le diagramme d'Ishikawa. Pour chacune d'elles, la source est spécifiée ainsi que la loi de distribution associée. Les écarts-types relatifs aux micromanomètres sont exprimés en pascal, ceux relatifs à l'acquisition, en volt. L'incertitude totale sur le mesurage de différence de pression est déduite de ces valeurs avec la loi de propagation des incertitudes, telle que, pour les trois modèles de micromanomètres :

$$\varepsilon(\Delta p \text{ en pascal}) = \sqrt{\sum_i \sigma_i^2} = \sqrt{(2 \cdot 10^{-3} \cdot \Delta p)^2 + 2 \cdot 10^{-3} \cdot \Delta p + 3 \cdot 10^{-1} + \left(\frac{\Delta p_{max} - \Delta p_{min}}{1,128}\right)^2} \quad (\text{A.9})$$

Vitesse d'écoulement

En exploitant les relations A.4, A.8 et A.9, l'équation A.3 aboutit finalement à :

$$\begin{aligned} \varepsilon(u) &= 2 \cdot \sqrt{\left| \frac{2\Delta p}{\rho} \right| \cdot \varepsilon^2(\alpha) + \alpha^2 \cdot \left| \frac{\Delta p}{2\rho^3} \right| \cdot \left(\frac{\rho_0 T_0}{T^2} \right)^2 \cdot \varepsilon^2(T) + \frac{\alpha^2}{|2\rho\Delta p|} \cdot \varepsilon^2(\Delta p)} \\ &= 2 \cdot \sqrt{\left| \frac{2\Delta p}{\rho} \right| \cdot (1,7 \cdot 10^{-2})^2} \\ &\quad + \alpha^2 \cdot \left| \frac{\Delta p}{2\rho^3} \right| \cdot \left(\frac{\rho_0 T_0}{T^2} \right)^2 \cdot \left(0,1 + 2 \cdot 10^{-5} \cdot (T - 273)^2 + \left(\frac{T_{max} - T_{min}}{1,128} \right)^2 \right) \\ &\quad + \frac{\alpha^2}{|2\rho\Delta p|} \cdot \left((2 \cdot 10^{-3} \cdot \Delta p)^2 + 2 \cdot 10^{-3} \cdot \Delta p + 3 \cdot 10^{-1} + \left(\frac{\Delta p_{max} - \Delta p_{min}}{1,128} \right)^2 \right) \quad (\text{A.10}) \end{aligned}$$

où la variable T est exprimée en kelvin et la variable Δp en pascal. Étant donné les temps de réponse des éléments de la chaîne de mesure, l'incertitude sur la date du mesurage est majorée par 3,4 s avec les modèles FCO 318 et FCO 001 et 2,3 s pour le modèle CP301.

Composante d'incertitude	Source	Valeur	Loi	Diviseur	Écart type σ	Unité
Répétabilité	Type A		Étendue réduite	1,128	$\frac{(\Delta p_{max} - \Delta p_{min})}{1,128}$	Pa

Micromanomètres FCO 318 et FCO 001

Hystérésis	Type B	< 0,1 % de la pleine échelle	Rectangle	$2\sqrt{3}$	$\frac{0,3}{2\sqrt{3}}$	Pa
Résolution	Type B	0,05 % de la pleine échelle	Rectangle	$\sqrt{3}$	$\frac{0,15}{\sqrt{3}}$	Pa
Précision	Type B	0,15 % de la lecture	Normale	3	$0,0005 \cdot \Delta p$	Pa
Dérive	-					
Temps de réponse	Type B	4 s pour 98 % du signal	Normale	3	4/3	s

Micromanomètre CP301

Résolution	Type B	1 Pa	Rectangle	$2\sqrt{3}$	$\frac{1}{(2\sqrt{3})}$	Pa
Précision	Type B	0,5 % de la lecture + 1 Pa	Normale	3	$\frac{(1+0,005 \cdot \Delta p)}{3}$	Pa
Dérive	Type B	nulle				Pa
Temps de réponse	Type B	0,3 s pour 63 % du signal	Normale	3	1,2/3	s

Centrale et carte d'acquisition*

Résolution	Type B	10 μ V	Rectangle	$2\sqrt{3}$	$1.10^{-5}/(2\sqrt{3})$	V
Précision	Type B	30 ppm de la lecture + 5 ppm de la pleine échelle	Normale	3	$\frac{(3 \cdot U + 5)}{3.10^5}$	V
Dérive	-					
Conversion en 22 bits	Type B	(pleine échelle)/ 2^{22}	Rectangle	$\sqrt{3}$	$\frac{10}{2^{22}\sqrt{3}}$	V
Temps de réponse**	Type B	$N_T/120 + N_U/28$ < 3,2 s	Normale	3	1,1	s

Milieu

Conditions de mesure***						
-------------------------	--	--	--	--	--	--

(*) Le rapport entre la pression et la tension est égal à 30 Pa/V pour le modèle FCO318 et à 20 Pa/V pour le CP301

(**) Le temps de réponse de la chaîne d'acquisition est détaillé dans la section A.1

(***) Conditions de mesure : dépôt de suie, rayonnement incident aux thermocouples

Tab. A.3 — Liste, valeur et source des composantes d'incertitude prises en compte

A.3 Flux de chaleur

Le flux de chaleur rayonnée est mesuré à l'aide d'un radiomètre de type Schmidt-Boelter (MED-THERM, modèle 64-XX-20) de surface sensible 5 cm^2 , équipé d'une fenêtre en fluorure de calcium (émissivité 0,94, angle de vue 15° , bande passante $0,3\text{-}11,5 \text{ }\mu\text{m}$). La plage de mesure s'étend jusqu'à 23 kW/m^2 . Le fabricant préconise d'utiliser ce modèle de radiomètre dans un environnement à température inférieure à 205°C .

Pendant les essais, les radiomètres sont refroidis par une circulation d'eau en continu et sont orientés vers le foyer. Ils sont reliés à une centrale d'acquisition (KEITHLEY, modèle 2750) associée à une carte (KEITHLEY, modèle 7708), dont la gamme est $[0; 100 \text{ mV}]$. L'association de la centrale et de la carte génère une tension continue U qui est transmise à l'ordinateur.

Le flux de chaleur rayonnée Q_{ray} est calculé en post-processing à partir de la tension U enregistrée de la manière suivante :

$$Q_{ray} = k \cdot U \quad (\text{A.11})$$

où k désigne un paramètre relatif au radiomètre effectuant le mesurage et est exprimé en $\text{W/m}^2/\text{V}$.

A.3.1 Sources d'erreurs

Le diagramme d'Ishikawa suivant permet de visualiser une liste non-exhaustive des causes d'erreur. Les erreurs sont liées au mesurage par le radiomètre, à l'estimation de la tension de sortie du radiomètre par la centrale et la carte d'acquisition, à la conversion de cette grandeur en un signal digital et à l'utilisation de la relation A.11.

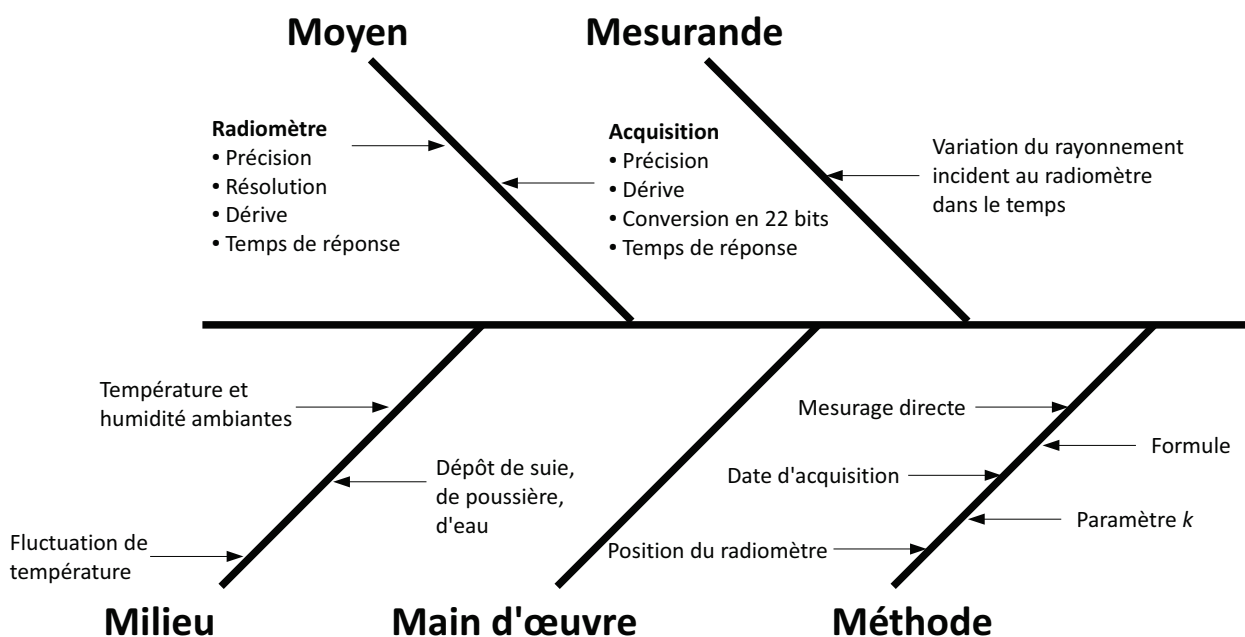


Fig. A.3 — Diagramme d'Ishikawa relatif au flux de chaleur rayonnée

A.3.2 Calcul de l'incertitude

L'incertitude sur le flux de chaleur $\varepsilon(Q_{ray})$ est calculée par la relation suivante déduite de l'équation A.11 :

$$\varepsilon(Q_{ray}) = 2 \cdot \sqrt{U^2 \cdot \varepsilon^2(k) + k^2 \cdot \varepsilon^2(U)} \quad (\text{A.12})$$

Paramètre k

Chacun des douze radiomètres utilisés lors de la campagne d'essais a été étalonné sur la gamme de puissance [0 ; 5,68 kW/m²]. Pour chaque radiomètre, l'étalonnage fournit la valeur du paramètre k . Sa gamme de valeurs pour les douze radiomètres s'étend entre 575 et 2111 W/m²/mV. L'étalonnage fournit également une incertitude qui recouvre à la fois les erreurs commises sur le mesurage de flux (résolution de l'instrument de mesure et fidélité de mesure) ainsi que les erreurs engendrées par la non-linéarité de la relation entre le flux de chaleur incident auquel est soumis le radiomètre et la tension de sortie (en supposant que la température à la surface de la fenêtre du radiomètre est égale à celle de l'air). Cette incertitude est égale à 3 % pour les douze radiomètres. Ainsi, dans le présent travail, l'incertitude $\varepsilon(k)$ est considérée égale à 3 % de la valeur de k en faisant l'hypothèse que la distribution suit une loi normale telle que :

$$\varepsilon(k) = \frac{1}{3} \cdot \frac{3}{100} \cdot k \quad (\text{A.13})$$

Tension U

Hypothèses de travail :

Comme il a été évoqué précédemment, les conditions d'utilisation de la centrale et de la carte d'acquisition préconisées par le fabricant ont été respectées. Par conséquent, les incertitudes relatives aux conditions environnementales (température et humidité ambiantes) ne sont pas traitées pour ces deux éléments.

Les conditions préconisées pour les radiomètres portent sur la température de l'environnement qui ne doit pas excéder 205 °C. Par conséquent, les mesurages effectués notamment en partie haute du tunnel, dans la couche de fumée chaude, sont hasardeux et difficilement appréciables, d'autant plus que la vapeur d'eau contenue dans la fumée est susceptible de se déposer sur les fenêtres des radiomètres. Pour cela, les valeurs mesurées notamment en partie haute du tunnel seront exploitées avec une certaine réserve lorsque les températures relevées à 5 et 9 m en amont et à 4 et 8 m en aval, seront proches ou supérieures à 205 °C.

Le tableau suivant reprend les causes d'erreurs citées précédemment dans le diagramme d'Ishikawa. Pour chacune d'elles, la source est spécifiée ainsi que la loi de distribution associée.

Composante d'incertitude	Source	Valeur	Loi	Diviseur	Écart type σ	Unité
Répétabilité	Type A		Étendue réduite	1,128	$\frac{(U_{max} - U_{min})}{1,128}$	V
Radiomètre						
Temps de réponse	Type B	< 0,3 s pour 63 % du signal	Normale	3	$\frac{1,2}{3}$	s
Centrale et carte d'acquisition						
Résolution	Type B	0,1 μ V	Rectangle	$2\sqrt{3}$	$1 \cdot 10^{-7} / (2\sqrt{3})$	V
Précision	Type B	30 ppm de la lecture + 35 ppm de la pleine échelle	Normale	3	$\frac{3 \cdot U + 3,5 \cdot 10^{-1}}{3 \cdot 10^5}$	V
Dérive	-					
Conversion en 22 bits	Type B	$\frac{\text{pleine échelle}}{2^{22}}$	Rectangle	$\sqrt{3}$	$\frac{0,1}{2^{22}\sqrt{3}}$	V
Temps de réponse*	Type B	$N_T/120 + N_U/28$ < 3,2 s	Normale	3	1,1	s
Milieu						
Conditions de mesure	-					

(*) Le temps de réponse de la chaîne d'acquisition est détaillé dans la section A.1

Tab. A.4 — Liste, valeur et source des composantes d'incertitude prises en compte pour la tension relative aux flux de chaleur rayonnée

L'incertitude totale sur le mesurage de la tension relative aux flux de chaleur rayonnée est calculée avec la loi de propagation des incertitudes, telle que :

$$\begin{aligned} \varepsilon(U \text{ en volt}) &= \sqrt{\sum_i \sigma_i^2} \\ &= \sqrt{1 \cdot 10^{-10} \cdot U^2 + 3 \cdot 10^{-11} \cdot U + 2 \cdot 10^{-12} + \left(\frac{U_{max} - U_{min}}{1,128}\right)^2} \end{aligned} \quad (\text{A.14})$$

Étant donné les temps de réponse des éléments de la chaîne de mesure, l'incertitude sur la date du mesurage est majorée par 2,4 s.

Flux de chaleur

En exploitant les relations A.13 et A.14, l'équation A.12 aboutit à l'expression suivante :

$$\varepsilon(Q_{ray}) = 2 \cdot \sqrt{1 \cdot 10^{-4} \cdot k^2 \cdot U^2 + k^2 \cdot \left(1 \cdot 10^{-10} \cdot U^2 + 3 \cdot 10^{-11} \cdot U + 2 \cdot 10^{-12} + \left(\frac{U_{max} - U_{min}}{1,128}\right)^2\right)} \quad (\text{A.15})$$

où la tension U est exprimée en Volt et le paramètre k en $W/m^2/V$.

A.4 Puissance du feu déduite de la perte de masse du foyer

Dans la majorité des essais, la puissance du feu est déduite de la perte de masse du foyer selon la relation III.3. Pour cela, le foyer est pesé en continu à l'aide d'une balance (METTLER TOLEDO) dont la gamme de mesure s'étend entre 0 et 300 kg. Cette balance est reliée à une centrale d'acquisition (KEITHLEY, modèle 2701). Cette centrale convertit, à l'aide d'une carte d'acquisition (KEITHLEY, modèle 7708), le signal analogique du mesurande transmis par la balance en un signal digital. Le signal stocké est alors une tension. L'étendue de mesure de la centrale d'acquisition est entre 0 et 300 kg sur [0 ; 10 V]. Selon les fiches de données techniques de la centrale et de la carte, l'association de ces deux modèles est capable de traiter 80 entrées à la vitesse de 28 entrées relatives à une tension par seconde. La pesée est la première entrée dans l'ordre d'acquisition.

A.4.1 Sources d'erreurs

Le diagramme d'Ishikawa suivant permet de visualiser une liste non-exhaustive des causes d'erreurs intervenant lors du calcul de la puissance du feu. Les erreurs sont liées à la formule III.3, à la discrétisation de cette formule, à la pesée du foyer par la chaîne de mesure et à la date du mesurage.

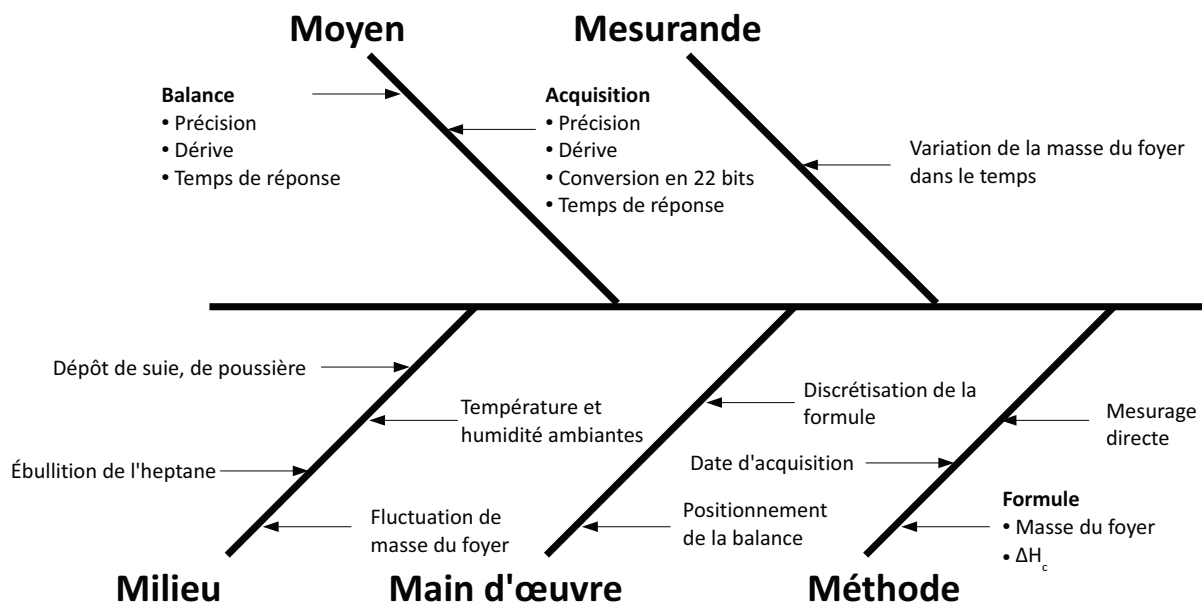


Fig. A.4 — Diagramme d'Ishikawa relatif à la puissance du feu

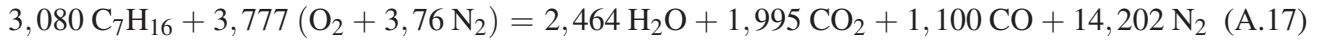
A.4.2 Calcul de l'incertitude

L'incertitude sur la puissance du feu $\varepsilon(\dot{Q})$ est calculée par la relation suivante déduite de l'équation III.3 :

$$\varepsilon(\dot{Q}) = 2 \cdot \sqrt{\left| \frac{\Delta m}{\Delta t} \right|^2 \cdot \varepsilon^2(\Delta H_c) + \left| \Delta H_c \cdot \frac{1}{\Delta t} \right|^2 \cdot \varepsilon^2(\Delta m) + \left| \Delta H_c \cdot \frac{\Delta m}{(\Delta t)^2} \right|^2 \cdot \varepsilon^2(t)} \quad (\text{A.16})$$

Chaleur de combustion ΔH_c

Dans la relation III.3, la chaleur de combustion ΔH_c est supposée constante pendant la durée de l'essai et égale à 44,8 MJ/kg. Cette valeur, extraite de la référence [128], correspond à une réaction complète de combustion de l'heptane i.e. sans production de monoxyde de carbone. Afin de pallier à cette hypothèse, une incertitude est exprimée sur la chaleur de combustion $\varepsilon(\Delta H_c)$. En considérant que le feu reste bien ventilé dans le tunnel du fait notamment de la ventilation longitudinale, la réaction suivante se produit [128] :



en dégageant 41,2 MJ par kg d'heptane consommé. Dans le présent travail, en faisant l'hypothèse que la distribution des coefficients suit une loi rectangle, l'incertitude considérée sur la chaleur de combustion $\varepsilon(\Delta H_c)$ est la suivante :

$$\varepsilon(\Delta H_c) = \frac{(44,6 \cdot 10^3 - 41,2 \cdot 10^3)}{\sqrt{3}} = \frac{3600}{\sqrt{3}} \approx 2080 \text{ kJ/kg} \quad (\text{A.18})$$

Masse Δm et date du mesurage t

Hypothèses de travail :

Dans la relation III.3, la perte de masse du foyer est supposée égale à la masse d'éléments volatiles générés et venant alimenter les flammes. Cette première hypothèse est supposée exacte.

Le fabricant préconise d'utiliser la balance entre -10 et 40 °C. Afin de satisfaire cette recommandation, la balance a été protégée avec de la laine de roche lors des essais. De ce fait, les incertitudes relatives aux conditions environnementales ne sont pas traitées.

Le tableau A.5 reprend les causes d'erreurs citées précédemment dans le diagramme d'Ishikawa. Pour chacune d'elles, la source est spécifiée ainsi que la loi de distribution associée. Les écarts-types relatifs à la balance sont exprimés en gramme, ceux relatifs à l'acquisition, en Volt.

L'incertitude totale sur la pesée du foyer est calculée avec la loi de propagation des incertitudes, telle que :

$$\begin{aligned} \varepsilon(\Delta m) &= \sqrt{\sum_i \sigma_i^2} & (\text{A.19}) \\ &= \sqrt{13 + 0,3 \cdot \Delta m + 0,09 \cdot (\Delta m)^2 + \left(\frac{\Delta m_{max} - \Delta m_{min}}{1,128}\right)^2} \\ &\approx \sqrt{13 + 0,09 \cdot (\Delta m)^2 + \left(\frac{\Delta m_{max} - \Delta m_{min}}{1,128}\right)^2} \quad \text{avec } \Delta m \text{ en g} \\ &\approx \sqrt{1,3 \cdot 10^{-5} + 9 \cdot 10^{-8} \cdot (\Delta m)^2 + \left(\frac{\Delta m_{max} - \Delta m_{min}}{1,128}\right)^2} \quad \text{avec } \Delta m \text{ en kg} \end{aligned} \quad (\text{A.20})$$

Étant donné les temps de réponse des éléments de la chaîne de mesure, l'incertitude sur la date

Composante d'incertitude	Source	Valeur	Loi	Diviseur	Écart type σ	Unité
Répétabilité	Type A		Étendue réduite	1,128	$\frac{(m_{max} - m_{min})}{1,128}$	

Balance

Résolution	Type B	9 g	Rectangle	$2\sqrt{3}$	$9/(2\sqrt{3})$	g
Linéarité	Type B	5 g	Normale	3	5/3	g
Répétabilité	Type B	1 g	Écart type	2	1/2	g
Écart du résultat pour une inclinaison de 2 :1000	Type B	5 g	Normale	3	5/3	g
Temps de réponse	Type B	0,5 s	Normale	3	0,5/3	s

Centrale et carte d'acquisition*

Résolution	Type B	10 μ V	Rectangle	$2\sqrt{3}$	$10 \cdot 10^{-5}/(2\sqrt{3})$	V
Précision	Type B	30 ppm de la lecture + 5 ppm de la pleine échelle	Normale	3	$\frac{3 \cdot U + 5}{3 \cdot 10^5}$	V
Dérive	-					
Conversion en 22 bits	Type B	(pleine échelle)/ 2^{22}	Rectangle	$\sqrt{3}$	$10/(2^{22} \sqrt{3})$	V
Temps de réponse	Type B	1/28 s	Normale	3	1/84	s

Milieu

Conditions de mesure	-					
----------------------	---	--	--	--	--	--

(*) Le rapport entre la masse m et la tension U est égal à 30 kg/V

Tab. A.5 — Liste, valeur et source des composantes d'incertitude prises en compte pour la pesée du foyer

du mesurage est majorée par 0,2 s.

Puissance du feu \dot{Q}

En exploitant les relations A.18 et A.20 notamment, l'équation A.16 aboutit finalement à l'expression suivante :

$$\varepsilon(\dot{Q}) = 2 \cdot \sqrt{\left| \frac{\Delta m}{\Delta t} \right|^2 \cdot 4,32 \cdot 10^6 + \left| \Delta H_c \cdot \frac{1}{\Delta t} \right|^2 \cdot \left(1,3 \cdot 10^{-5} + 9 \cdot 10^{-8} \cdot (\Delta m)^2 + \left(\frac{\Delta m_{max} - \Delta m_{min}}{1,128} \right)^2 \right) + \left| \Delta H_c \cdot \frac{\Delta m}{(\Delta t)^2} \right|^2 \cdot \left(\frac{0,5}{3} \right)^2} \quad (\text{A.21})$$

où la masse Δm est exprimée en kg, le temps t en s et la chaleur de combustion ΔH_c en kJ/kg.

Bilan d'énergie

Un bilan d'énergie a été implémenté dans le code FDS. Il consiste principalement en une subroutine intégrée au fichier `dump.f90` qui contient les instructions écrivant les fichiers de sortie [95]. Cette subroutine s'appuie, à chaque pas de temps, sur les variables locales calculées par le code telles que la température et la composition de l'air. Le principe et les équations du bilan d'énergie sont détaillés ci-après, tout d'abord, lorsqu'il n'y a pas d'aspersion et ensuite lorsqu'un système brouillard d'eau est activé. Chaque composante intervenant dans les expressions B.1 et B.5 est enregistrée tout au long de la simulation à des dates d'écriture. Les valeurs enregistrées sont des valeurs moyennées. En d'autres termes, elles ne sont pas instantanées. Plus précisément, la valeur enregistrée à une date t_n correspond à la valeur moyennée de la composante correspondante, entre cette date d'écriture et la précédente t_{n-1} , sur le nombre de pas de temps du calcul entre ces deux dates.

B.1 Bilan d'énergie sans aspersion

Le bilan d'énergie représenté schématiquement sur la figure B.1 dans le cas particulier de la maquette de tunnel du CSTB, permet d'établir que le gain d'énergie générée par la combustion Q_{comb} est égal à la quantité d'énergie perdue au niveau des parois Q_{parois} , des ouvertures $Q_{\text{ouvertures}}$ et à l'intérieur du volume de contrôle $Q_{\text{stockée}}$, tel que :

$$Q_{\text{comb}} = Q_{\text{parois}} + Q_{\text{ouvertures}} + Q_{\text{stockée}} \quad (\text{B.1})$$

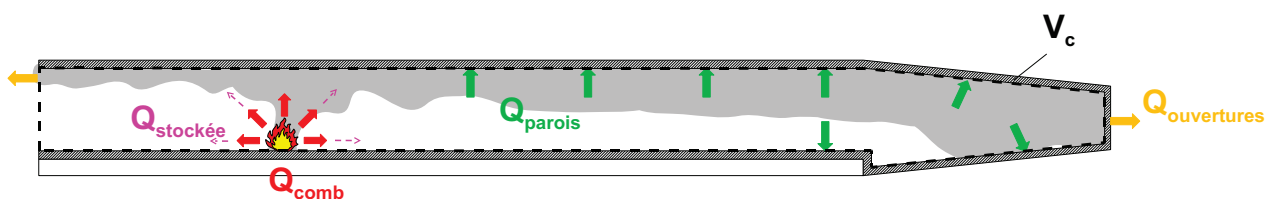


Fig. B.1 — Représentation schématique du bilan d'énergie dans le tunnel du CSTB. Les pointillés délimitent le volume de contrôle

Au niveau des parois, une part de l'énergie est transmise par rayonnement, elle est désignée par le terme $Q_{p,ray}$. L'autre part, $Q_{p,conv}$, est transmise par convection. La puissance rayonnée $Q_{p,ray}$ est définie comme la différence entre la chaleur incidente à la paroi et celle émise par la paroi elle-même. La puissance convectée $Q_{p,conv}$ est quant à elle proportionnelle à la différence de température entre la phase gazeuse et la paroi. De la sorte, la puissance perdue au niveau des parois Q_{parois} s'exprime de la manière suivante :

$$Q_{parois} = \underbrace{h(T_{paroi} - T_{air})S_{paroi}}_{Q_{p,conv}} + \underbrace{Q_{ray,incidente} - Q_{ray,émise}}_{Q_{p,ray}} \quad (B.2)$$

De la même manière, à travers les ouvertures, une part de l'énergie est transmise par rayonnement. Elle est désignée par le terme $Q_{o,ray}$. L'autre part, $Q_{o,conv}$, est transmise par convection. La partie convectée est définie comme la différence des débits d'air entrant et sortant, pondérés par leur température, de telle sorte que :

$$Q_{ouverture} = \underbrace{(C_p \dot{m}_{sortant} \Delta T_{air} - C_p \dot{m}_{entrant} \Delta T_{air,o})}_{Q_{o,conv}} + \underbrace{Q_{ray,incidente \text{ à la maille}}}_{Q_{o,ray}} \quad (B.3)$$

L'énergie désignée par le terme *puissance stockée* et notée $Q_{stockée}$ représente l'énergie nécessaire pour l'élévation ou la baisse de la température de la phase gazeuse présente dans le volume de contrôle. Elle est égale à la variation temporelle de l'énergie interne dans ce volume :

$$Q_{stockée} = \frac{\partial \rho E}{\partial t} = \frac{\partial \rho C_v \Delta T V}{\partial t} \quad (B.4)$$

B.2 Bilan d'énergie avec aspersion

Lorsqu'un système brouillard d'eau est activé, les gouttes d'eau pulvérisées jouent un rôle, en particulier énergétique. Leur contribution, notée ici $Q_{particule}$, intervient dans le bilan d'énergie détaillé précédemment de la manière suivante (cf. Figure B.2 pour illustration dans le cas particulier de la maquette de tunnel du CSTB) :

$$Q_{comb} = Q_{parois} + Q_{ouvertures} + Q_{stockée} + Q_{particule} \quad (B.5)$$

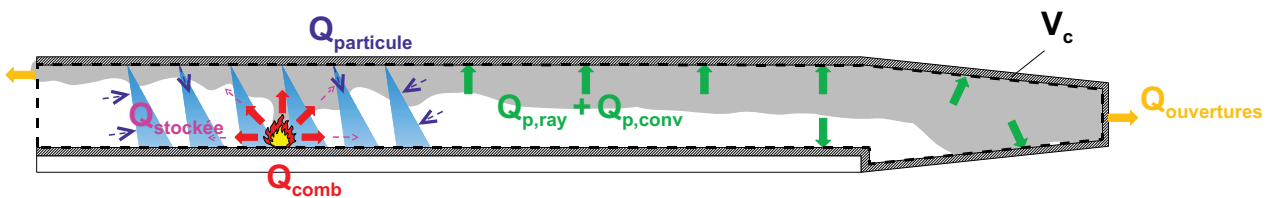


Fig. B.2 — Représentation schématique du bilan d'énergie dans le tunnel du CSTB mettant en jeu une aspersion par brouillard d'eau. Les pointillés délimitent le volume de contrôle

Ce terme $Q_{\text{particule}}$ représente la variation de température des gouttes d'eau présentes dans le volume de contrôle, leur évaporation ainsi que l'énergie véhiculée par les gouttes entrant et sortant du volume de contrôle et pulvérisées dans le volume de contrôle :

$$\begin{aligned}
 Q_{\text{particule}} = & \underbrace{m_p C_{p,p} \frac{dT_p}{dt}}_{\text{Variation de température}} - \underbrace{L_v \cdot \frac{dm_p}{dt}}_{\text{Évaporation}} + \underbrace{(C_{p,p} \dot{m}_{p,\text{sortant}} \Delta T_p - C_{p,p} \dot{m}_{p,\text{entrant}} \Delta T_{p,o})}_{\text{Gouttes entrant et sortant}} \\
 & - \underbrace{C_{p,p} \dot{m}_{p,\text{inj}} \Delta T_{p,o}}_{\text{Gouttes pulvérisées}} \quad (B.6)
 \end{aligned}$$

Le terme $Q_{\text{particule}}$ peut être exprimé d'une manière différente, en différenciant les modes de transfert de chaleur aux gouttes : la chaleur est absorbée par les gouttes au contact des solides et/ou de la phase gazeuse et par atténuation de flux de chaleur rayonnée. Le terme $Q_{\text{particule}}$ s'exprime alors de la manière suivante :

$$\begin{aligned}
 Q_{\text{particule}} = & \underbrace{h_{p,g} (T_p - T_g) S_p}_{\text{Échange avec la phase gazeuse}} + \underbrace{h_{p,w} (T_p - T_w) S_p}_{\text{Échange avec un solide}} + \underbrace{Q_{p,\text{ray}}}_{\text{Chaleur rayonnée}} \\
 & + \underbrace{(C_{p,p} \dot{m}_{p,\text{sortant}} \Delta T_p - C_{p,p} \dot{m}_{p,\text{entrant}} \Delta T_{p,o})}_{\text{Gouttes entrant et sortant}} - \underbrace{C_{p,p} \dot{m}_{p,\text{inj}} \Delta T_{p,o}}_{\text{Gouttes pulvérisées}} \quad (B.7)
 \end{aligned}$$

Modélisation de l'interaction entre un brouillard d'eau et un feu en tunnel

Résumé

Ce travail de thèse est consacré à l'étude de l'interaction entre une aspersion par brouillard d'eau et un feu. Il s'appuie sur une modélisation existante figurant dans le code à champs *Fire Dynamics Simulator*. L'approche consiste en premier lieu à appréhender, par le biais d'une synthèse bibliographique, les phénomènes physiques mis en jeu lors d'un feu en tunnel et lors d'une aspersion par brouillard d'eau. Ensuite, un travail d'évaluation est mené. L'évaluation se veut évolutive, en commençant par des cas simples à l'échelle du laboratoire afin de travailler le plus indépendamment possible sur certaines parties du modèle d'aspersion, pour ensuite s'intéresser à la configuration tunnel. Ce travail d'évaluation permet de mieux cerner les aptitudes du code à simuler les phénomènes physiques mis en jeu lors d'un feu en tunnel soumis ou non à une aspersion. Des comparaisons sont effectuées avec plusieurs essais réalisés entre 2005 et 2008 sur une maquette de tunnel à échelle 1/3. Une fois cette évaluation accomplie, l'outil est exploité pour améliorer notre compréhension des phénomènes d'interaction entre le brouillard d'eau, la ventilation du tunnel et le feu. En particulier, l'influence de l'aspersion sur l'écoulement longitudinal est analysée, le rôle énergétique du brouillard d'eau est mesuré et les modes de transfert de chaleur associés aux gouttes sont quantifiés. Cette exploitation permet également d'évaluer numériquement l'influence de quelques paramètres sur l'efficacité de l'aspersion telles que la vitesse de ventilation longitudinale, la puissance du feu et la taille des gouttes pulvérisées. En dernier lieu, le code à champs est exploité dans le cadre d'une étude numérique exploratoire en vue d'une campagne d'essais en bâtiment pour appréhender l'interaction entre l'aspersion, la nappe de fumée et le désenfumage mécanique.

Mots-clés : Sécurité contre l'incendie, feu en tunnel, brouillard d'eau, simulation numérique, CFD



Computational study of water mist in a tunnel fire application

Abstract

This work deals with the study of the phenomena involved when a water mist is sprayed in a tunnel fire environment. It relies on an extensive use of numerical simulations using the CFD code *Fire Dynamics Simulator*. The first chapter of this thesis provides an overview of the tunnel fire characteristics and the phenomena involved when the water mist is sprayed. A bibliographical review on the research on tunnel fires with or without any mitigation system is conducted, allowing to outline the reason and the context for this research. In the second and third chapters, the computational tool undergoes testing. It is verified and validated based on comparison with analytical solutions and experimental cases of increasing complexity : from the laboratory scale for assessing one particular part of the water spray model (chapter 2) up to the tunnel scale (chapter 3). For the last case, the code validation makes use of the results of a reduced scale (1/3rd) tunnel fire test campaign conducted between 2005 and 2008. Once the validation is achieved, the computational tool is used intensively in the third chapter in order to improve the understanding of the interaction phenomena between water mist, tunnel longitudinal ventilation and fire. In particular, the water mist influence on the tunnel air flow is studied, the water mist heat contribution is quantified and the heat transferred to the droplets is identified. Furthermore, the CFD code is used to assess the impact of the longitudinal air velocity, the heat release rate and the water droplet size on the water mist efficiency. The last chapter illustrates how a CFD code can be used on a given situation, here a compartment fire test campaign, in order to foresee the interaction between the water mist, the smoke layer and the smoke extraction.

Keywords : Fire safety, tunnel fire, water mist, fire numerical simulation, CFD