

# Étude et modélisation d'écoulements en convection mixte : application au désenfumage naturel de bâtiments

Karim Khan Juhoor

► **To cite this version:**

Karim Khan Juhoor. Étude et modélisation d'écoulements en convection mixte : application au désenfumage naturel de bâtiments. Physique [physics]. Université de la Réunion, 2018. Français. NNT : 2018LARE0027 . tel-02059258

**HAL Id: tel-02059258**

**<https://tel.archives-ouvertes.fr/tel-02059258>**

Submitted on 6 Mar 2019

**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.



Université de La Réunion

Laboratoire de **P**hysique et d'**I**ngénierie **M**athématique pour l'**É**nergie et l'**E**nvironnement et le bâtime**NT**

Bureau d'études techniques Intégrale Ingénierie

## Thèse

pour obtenir le titre de Docteur de l'Université de La Réunion, spécialité

Physique du bâtiment

---

# Etude et modélisation d'écoulements en convection mixte : application au désenfumage naturel de bâtiments

---

par

**Karim, Khan JUHOOR**

Mme	Béatrice PATTE-ROULAND	Pr., Université de Rouen, CORIA	(Rapporteur)
M.	Christian INARD	Pr., Université de la Rochelle, LaSIE	(Rapporteur)
M.	Olivier VAUQUELIN *	Pr. Aix Marseille Université, IUSTI	(Examinateur)
Mme	Aurélien FOUCQUIER	Ingénieur de recherche, CEA LITEN	(Examinateur)
Mme	Laetitia ADELARD	MCF HDR, Université de La Réunion, PIMENT	(Examinateur)
M.	Alain BASTIDE	Pr., Université de la Réunion, PIMENT	(Directeur)
M	Maxime BOULINGUEZ	Responsable Pôle R&D et Constructions Durables, Intégrale Ingénierie	(Invité)
M	Laurent LEMAITRE	Gérant, Intégrale Ingénierie	(Invité)

*\*Président du jury*



**Titre** Etude et modélisation d'écoulements en convection mixte : application au désenfumage naturel de bâtiments

**Résumé** Ces travaux de thèse, répondent à la problématique liée à la sécurité incendie des bâtiments ventilés naturellement, et notamment au comportement des fumées chaudes lorsqu'elles interagissent avec le vent. Le premier chapitre concerne la mise en exergue de la problématique bâtiminaire, au travers de la présentation des moteurs de la ventilation naturelle, d'une analyse réglementaire croisée sécurité incendie / confort thermique, et de multiples retours d'expériences. La nécessité d'étudier les régimes d'écoulement interne lorsque le vent interagit avec la fumée est mise en évidence. Ainsi, dans le second chapitre, les verrous scientifiques, associés à l'identification des régimes d'écoulement en convection mixte, sont soulevés à l'aide d'une analyse de la littérature. Dans le troisième chapitre, nous nous intéressons à la caractérisation des régimes d'écoulement internes lorsque le vent oppose le tirage thermique dans un volume contenant une source constante générant les forces de flottabilité. Une expérimentation densimétrique, air/hélium, à échelle réduite est proposée. Trois régimes d'écoulement internes stables sont mis en évidence. Les transitions entre ces régimes sont caractérisées par une loi puissance, mettant en jeu le nombre de Froude, relatif à la source générant les forces de flottabilité, et le rapport entre la pression dynamique de la source et celle du vent. Dans le quatrième chapitre, ces régimes sont également identifiés, expérimentalement et numériquement, lors de la vidange de fluide léger lorsque le vent oppose le tirage thermique. Une relation entre le nombre de Richardson  $Ri$  et un temps de vidange caractéristique  $\theta$  est identifiée. L'étude numérique nous permet d'analyser des dynamiques particulières de vidange de manière quantitative. Dans la dernière partie, les lois de transitions entre régimes d'écoulement permettent d'introduire un indicateur de sécurité dépendant des conditions de vent. Une méthode d'analyse, qui considère à la fois la sécurité et le confort, est alors proposée pour éviter les conflits mis en avant dans les retours d'expériences du chapitre 1.

**Mots clés** Ventilation naturelle, désenfumage, sécurité incendie, expérimentation densimétrique, convection mixte, régimes d'écoulement internes.



**Title** Study and modelling of flow pattern in mixed convection: application to natural fire smoke removal in buildings.

**Abstract** This thesis work presents deals with the issue of fire safety consideration in naturally ventilated buildings. The particular case of the interaction between the wind and hot smoke movement is pinpointed. In the first chapter, basics of natural ventilation mechanisms are shown. Then, the analysis of building's regulations, relating to fire safety and thermal comfort, allows to highlight potential conflicts and normative gaps. These gaps and conflicts are illustrated through real buildings feedbacks. The challenge of indoor flow pattern studies for safety purpose is hence underline. In the second chapter, scientific's barriers in relation with the transitions between existing flow pattern, when wind and buoyancy are opposed, are identified thought a literature review. A scaled experiment is proposed in the third chapter, using density difference between air and helium, to identify internal flow pattern when wind opposes buoyancy. Three stable internal flow patterns are identified. A power law characterizing the transitions between identified flow pattern, involving source Froude number and dynamic pressure ratio between source jet and wind, is found. In the fourth chapter, the identified flow pattern are observed when the tested volume is emptied, and a relation between the initial Richardson number  $Ri$  and the characteristic emptied time  $\theta$  is found. Furthermore, specific behaviour of internal flow, when the volume is emptied, is quantitatively study thanks to a numerical model. In the last part of this thesis, transitions law between internal flow patterns allows to introduce a new wind dependent fire safety index. A methodology is then proposed to both analyse fire safety and thermal comfort in building. The presented method gives the opportunity to avoid conception conflicts underlined in the first chapter of the present work.

**Key words** Natural ventilation, smoke extraction, fire safety, density difference based experiment, mixed convection, internal flow pattern.



# Remerciements

Je tiens à remercier avant tout mon directeur de thèse, Alain BASTIDE, qui m'a accordé sa confiance ô combien importante pour la concrétisation de cette aventure. Son engagement sans faille, son soutien, son support, et le partage de son expérience ont été au centre de la réussite de mes travaux. Je le remercie également en sa qualité de mentor qui m'a permis de construire et consolider ma démarche scientifique et humaine.

Ces travaux de thèse n'auraient jamais vu le jour sans la détermination et l'engagement du Bureau d'Études Techniques Intégrale Ingénierie, c'est pourquoi je tiens à exprimer ma gratitude aux quatre associés : Renaud GAULTIER, Laurent LEMAITRE, Cyrille BOUARD, Raymond BAUDET. Merci de m'avoir fait confiance, d'avoir cru et de croire encore en la Recherche. Je reste persuadé que l'aventure que nous avons commencée ensemble n'est qu'à ses prémices.

Je tiens également à remercier Maxime BOULINGUEZ, le responsable du pôle R&D et constructions durables au sein du bureau d'études. Il fait partie de ceux qui se sont battus pour que ces travaux de thèse puissent naître, et il est à l'origine de la mise en place de la R&D à Intégrale Ingénierie.

Si la réussite réside dans l'accomplissement personnel, cet accomplissement nécessite l'intégration de la notion de bonheur dans son environnement de travail. Ce bonheur, c'est l'ensemble des doctorants du laboratoire PIMENT qui m'ont permis de l'atteindre dans mon quotidien. Ils m'ont permis de comprendre que si tout seul on va plus vite, ensemble on va plus loin. Merci à vous.

J'ai eu l'opportunité lors de ma thèse d'effectuer un séjour de recherche à Marseille. Ce moment fut un tournant majeur dans la réalisation de mes travaux et dans ma détermination à poursuivre mes recherches dans le domaine de la mécanique des fluides. Dans ce sens, je remercie le professeur Olivier VAUQUELIN de m'avoir accueilli et autorisé à « expérimenter » la mécanique des fluides et surtout Kevin VARRALL pour ses conseils, sa bienveillance et son amitié.

Je remercie également Sophie LE GARREC, chargée de la qualité de la construction à la DEAL Réunion, Le Commandant Yann LEGALL, le Commandant David DIJOUX et Le Lieutenant Sophie DALLEAU, du SDIS Réunion, pour les riches échanges que nous avons eu sur la problématique sécuritaire aux seins des bâtiments durables.

Je tiens à remercier les membres du laboratoire PIMENT et du département SBE pour m'avoir bien accueilli et pour la mise en place d'un environnement de travail propice au bon accomplissement de la thèse.

Je tiens à exprimer ma reconnaissance à ma famille et à mes amis, pour leur présence qui fut un apport d'oxygène dans les moments les plus durs.

Enfin, je remercie mon épouse, Virginie. Sa grande patience envers moi, son soutien sans limites, ses gestes attentionnés, son amour de tous les jours, ont aidé à construire la réussite de cette thèse.



# Table des matières

Remerciements .....	vii
Nomenclatures .....	3
<b>Introduction générale .....</b>	<b>7</b>
<b>Chapitre 1 La ventilation naturelle, un enjeu pour le bâtiment durable et sécuritaire .....</b>	<b>9</b>
1.1. Introduction sur les principes favorisant la ventilation naturelle et sa modélisation.....	11
1.2. Ventilation naturelle au sein des réglementations et référentiels.....	16
1.3. Retour d'expérience désenfumage / ventilation naturelle de confort .....	21
1.4. Conclusion et discussions sur les analyses de cas croisées, sécurité/confort.....	29
<b>Chapitre 2 Les mécanismes de la ventilation naturelle et les régimes d'écoulement associés .....</b>	<b>31</b>
2.1. Introduction .....	32
2.2. Approche dissociée du tirage thermique et des effets du vent.....	32
2.3. Interaction entre le vent et le tirage thermique.....	42
2.4. Conclusion.....	52
<b>Chapitre 3 Étude expérimentale des régimes d'écoulement internes en convection mixte ...</b>	<b>55</b>
3.1. Introduction .....	56
3.2. Etude Expérimentale .....	57
3.3. Résultats.....	63
3.4. Conclusion et perspectives.....	69
<b>Chapitre 4 Étude expérimentale et numérique de la vidange de fluide à faible densité en convection mixte.....</b>	<b>71</b>
4.1. Introduction .....	73
4.2. Étude expérimentale de la vidange de fluide à faible masse volumique.....	74
4.3. Élaboration du modèle numérique .....	80
4.4. Étude numérique de la vidange en présence de fluides à faible densité.....	90
4.5. Conclusion.....	96
<b>Chapitre 5 Approche combinée de l'analyse sécuritaire et environnementale pour le bâtiment : Proposition d'une méthodologie d'analyse .....</b>	<b>99</b>
5.1. Contexte.....	101
5.2. Approche globale de conception : proposition d'une méthodologie d'analyse .....	102
5.3. Cas d'étude .....	107
5.4. Application des étapes 2, 3 et 4 au cas d'étude .....	114
5.5. Conclusion et discussion.....	126

Conclusion générale et perspectives.....	127
Références.....	131

# Nomenclatures

$Q$	Débit volumique	$[m^3 \cdot s^{-1}]$
$a_i$	Coefficients d'échange convectifs et radiatifs	$[W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}]$
$C$	Coefficient de chute de pression	$[-]$
$P$	Pression	$[Pa]$
$z$	Hauteur	$[m]$
$V$	Vitesse	$[m \cdot s^{-1}]$
$g$	Constante gravitationnelle	$[m \cdot s^{-2}]$
$T$	Température	$[K]$
$t$	Temps	$[s]$
$A^*$	Surface d'ouvrant effective	$[m^2]$
$A$	Surface d'ouvrant	$[m^2]$
$g'$	Gravité réduite	$[m \cdot s^{-2}]$
$H$	Hauteur entre les ouvertures, hauteur de la pièce	$[m]$
$h$	Hauteur entre l'ouverture basse et l'interface	$[m]$
$l$	Longueur	$[m]$
$L$	Largeur	$[m]$
$S$	Section de la pièce	$[m^2]$
$B$	Flux de source générant les forces de flottabilité	$[m^3 \cdot s^{-1}]$
$C_p$	Chaleur massique à pression constante	$[J \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}]$
$\dot{q}$	Puissance convective	$[W]$
$C_{pi}$	Coefficient de pression	$[-]$
$\bar{V}$	Vitesse moyenne	$[m \cdot s^{-1}]$
$V'$	Partie fluctuante de la vitesse	$[m \cdot s^{-1}]$
$Fr$	Nombre de Froude	$[-]$
$Re$	Nombre de Reynolds	$[-]$
$Ri$	Nombre de Richardson	$[-]$
$\mathcal{F}$	Nombre de Froude lié au panache	$[-]$

$\mathcal{E}$	Rapport de pression dynamique	$[-]$
$\dot{m}$	Débit massique	$[m^3 \cdot s^{-1}]$
$D$	Diamètre	$[m]$
$u$	Vecteur vitesse	
$f$	Force	

### ***Lettres grecques***

$\psi$	Facteur d'échelle	$[-]$
$\theta$	Temps adimensionné	$[-]$
$\lambda$	Coefficient associé au débit de panache	$[-]$
$i, \delta$	Coefficient de site	$[-]$
$\epsilon$	Fraction de la vitesse d'un panache	$[-]$
$\alpha$	Coefficient d'expansion d'un fluide	$[K^{-1}]$
$\Gamma$	Paramètre sans dimension	$[-]$
$\partial$	Différentiel partiel	
$\eta$	Déficit en densité	$[-]$
$\mu$	Viscosité dynamique	$[Pa \cdot s^{-1}]$
$\nabla$	Opérateur différentiel	
$\rho$	Masse volumique	$[kg \cdot m^{-3}]$
$\Delta$	Différence, delta	

### ***Indice***

$_0$	Référence, à l'altitude $z=0$ , ou à $t=0$
$_{v, v}$	Relatif au vent
$_B$	Relatif à la poussée thermique
$_b$	Relatif à l'ouverture basse
$_t$	Relatif à l'ouverture haute
$_{fm}$	Relatif à la fin d'un phénomène, à l'instant final
$_f$	Relatif à la fumée
$_p$	Relatif au panache

<i>i</i>	Relatif au fluide intérieur, au fluide chaud à faible densité
<i>ref</i>	Relatif à une grandeur de référence
$\infty$	Relatif au fluide extérieur
<i>crit</i>	Relatif à une valeur critique
<i>w</i>	Relatif à la surface au vent
<i>L</i>	Relatif à la surface sous le vent
<i>max</i>	Relatif à la valeur maximale
<i>m</i>	Relatif au modèle
<i>r</i>	Relatif à l'échelle 1:1



# Introduction générale

Être en sécurité est le fait de ne pas être menacé par un danger, d'être en état de sureté. Cette notion trouve pleine résonance dans le bâtiment qui est avant tout un refuge pour ses occupants et un lieu où il fait bon vivre. Sécurité et confort sont le leitmotiv permettant de mettre L'Être Humain au centre des préoccupations de conception. D'autant plus que, les problématiques liées au réchauffement climatique place le bâtiment au cœur d'une lutte, celle de mieux concevoir en synergie avec son environnement. C'est au travers de ce spectre que sera abordé le cas de la construction durable dans cette thèse. Dans un bâtiment, le confort est visuel, acoustique, ou encore thermique. Dans ce dernier cas, l'enjeu est d'atteindre des hautes conditions de confort thermique en ayant recours à un minimum d'énergie primaire. Si on prend le cas d'un bâtiment fermé, le confort thermique va de pair avec la faculté de contrôler les conditions intérieures avec de l'air conditionné. Réduire les besoins en énergies primaires nécessite une bonne gestion des charges internes, un traitement thermique de l'enveloppe, mais aussi une optimisation des systèmes de chauffage et de rafraîchissement d'air. Lorsqu'il fait chaud, un des moyens d'optimiser, voire de supprimer les systèmes de rafraîchissement d'air est d'avoir recours à des systèmes passifs favorisant la ventilation naturelle. Un fonctionnement hybride de bâtiment permettra par exemple d'utiliser les basses températures extérieures de nuit, pour extraire les charges thermiques afin de réduire l'appel de puissance des unités de rafraîchissement d'air avant l'arrivée des occupants. Lorsque les conditions s'y prêtent, un autre fonctionnement totalement en ventilation naturelle permet de supprimer le recours à des systèmes actifs de conditionnement d'air. Il n'y a alors plus de contrôle sur les conditions intérieures, mais une adaptation des conditions de confort aux conditions climatiques. Les systèmes passifs de ventilation vont utiliser le potentiel de la ventilation naturelle présent sur site, qu'il soit thermique ou éolien. Cette relation avec l'environnement proche va ainsi façonner l'architecture durable. La mise en place d'attrape vent permettra par exemple d'utiliser un potentiel éolien d'un site pour rafraîchir l'ambiance alors que la ventilation par cheminée thermique utilisera la différence de température entre l'intérieur et l'extérieur pour extraire les charges internes.

Comme pour le confort thermique, la sécurité dans un bâtiment est à l'origine de nombreux principes constructifs. Au travers de l'aspect sécuritaire, le feu y trouve une place centrale. Depuis des siècles la relation entre l'Homme et le feu a donné lieu à des avancées technologiques, mais aussi à de nombreux sinistres. C'est ainsi que les grands incendies ont été au fondement de la construction moderne. Nous pouvons par exemple citer l'incendie de Chicago qui a eu lieu en 1871, qui est à l'origine du système de construction en poteau / dalle avec la suppression de mur porteur en façade pour les grands bâtiments. Ce sinistre fut aussi à l'origine de la démocratisation de l'utilisation du ciment et de l'acier dans les constructions à Chicago. L'incendie de Londres qui a eu lieu en 1666 fut quant à lui à l'origine du premier décret français définissant un moyen de lutte contre l'incendie dans les bâtiments. Ce décret imposait un revêtement de plâtre sur la charpente en bois des bâtiments. C'est l'évènement qui signe les débuts de la réglementation incendie en France. Plus récemment, l'incendie de la tour Grenfell à Londres en 2017 a soulevé le questionnement sur l'impact de la rénovation énergétique sur la sécurité incendie des bâtiments. Ce dernier cas permet d'identifier la problématique de la considération de la sécurité incendie dissociée à celle du confort thermique et de la qualité environnementale des bâtiments. C'est dans ce contexte qu'est née la problématique portée par ces travaux de thèse, à savoir, comment construire de manière sécuritaire et confortable au travers du prisme de la ventilation naturelle dans les bâtiments durables. Le cas de L'Ile

de La Réunion sera abordé pour introduire les enjeux et verrous, aussi bien techniques que scientifiques, associés à cette question. Comme dans la plupart des territoires insulaires soumis à un climat chaud, La Réunion connaît une avance de phase du réchauffement climatique qui fait de ce lieu, un laboratoire à ciel ouvert permettant d'apporter des solutions pérennes liées à la construction durable.

Dans le premier chapitre de ce mémoire, le contexte de la ventilation naturelle et divers retours d'expériences de bâtiments relatifs au désenfumage et au confort thermique, permettront de mettre en exergue les verrous techniques de la construction durable et sécuritaire. Des conflits et vides réglementaires caractérisant les bâtiments ouverts illustrent les cas problématiques de la conception découplée. L'interaction entre le vent et les forces thermiques est présentée comme étant au cœur de ce verrou.

Dans le second chapitre, l'état de la littérature associé à la problématique de l'interaction entre vent et tirage thermique est présenté. L'enjeu de la connaissance des transitions entre régimes d'écoulement internes lors de ces interactions est démontré.

Le troisième chapitre de ce mémoire traite alors de la caractérisation des régimes d'écoulement interne dans le cas où les forces de vent opposent les forces de flottabilité avec une source interne pouvant représenter un incendie. Des grandeurs sans dimensions sont recherchées afin de caractériser l'écoulement interne. Une transition entre régimes, non traitée dans la littérature, est trouvée à l'aide d'une expérimentation à échelle réduite.

Le quatrième chapitre aborde la vidange d'un fluide léger, représentant des fumées chaudes, dans une enceinte initialement contaminée. Le cas du vent opposant le tirage thermique est abordé. L'étude des transitions entre régimes de ventilation est réalisée expérimentalement en régime transitoire (pendant la phase de vidange). La tendance de la loi caractérisant l'apparition des régimes évalués dans le chapitre 3 est définie lors de la vidange. Un temps caractéristique de vidange est ensuite défini pour le cas où le vent oppose le tirage thermique. Le processus de vidange est ensuite analysé de manière fine à l'aide de la Mécanique des Fluides Numérique.

Enfin, le cinquième chapitre propose une méthodologie de conception à l'aide d'outils de simulation dynamique d'incendie et thermique, permettant de prendre en considération à la fois la sécurité incendie et le confort thermique à la base de la conception. Les transitions entre régimes d'écoulement, trouvées dans le troisième chapitre, permettent d'introduire un indicateur de sécurité incendie dépendant des conditions climatiques. L'utilisation d'un indicateur global regroupant le confort et la sécurité permet alors d'éviter les conflits de conception dès la première phase de l'acte de construire.

# Chapitre 1

## La ventilation naturelle, un enjeu pour le bâtiment durable et sécuritaire

### SOMMAIRE

---

1.1.	Introduction sur les principes favorisant la ventilation naturelle et sa modélisation.....	11
1.1.1.	Principe de la ventilation naturelle .....	11
1.1.2.	Modélisation de la ventilation naturelle .....	12
1.1.3.	Contexte historique de la ventilation naturelle .....	14
1.2.	Ventilation naturelle au sein des réglementations et référentiels.....	16
1.2.1.	Ventilation naturelle de confort .....	16
1.2.2.	Ventilation naturelle pour l'incendie .....	18
1.2.3.	Potentiels conflits règlementaires .....	20
1.3.	Retour d'expérience désenfumage / ventilation naturelle de confort .....	21
1.3.1.	Amphithéâtre bioclimatique du Moufia.....	21
1.3.2.	Médiathèque de Saint-Leu .....	23
1.3.3.	Ecole Pothier .....	25
1.3.4.	Ilet du centre.....	27
1.4.	Conclusion et discussions sur les analyses de cas croisées, sécurité/confort.....	29

---

**E**n climat chaud et tropical humide, il est possible d'atteindre des conditions de confort sans système de rafraîchissement d'air. La ventilation naturelle est la première méthode de rafraîchissement des espaces et la plus économique. Des auteurs tels que Karava et al. (Karava et al., 2012) ont par exemple démontré que l'utilisation de la ventilation naturelle, comme complément d'une ventilation mécanique, pouvait aboutir à des économies d'énergies finales proches de 30%. Lenoir et al. (Lenoir et al., 2012) ont, quant à eux, déterminé que cette part peut atteindre 100% en zone tropicale sans compromettre le confort thermique de manière significative. Faisant partie des systèmes de ventilation vernaculaires, la ventilation naturelle opère, depuis des siècles déjà dans l'architecture locale. Des systèmes existent pour assurer une bonne ventilation : grandes ouvertures, volets persiennés, grande hauteur sous plafond et ouverture haute. On parle alors de composants passifs de bâtiments. C'est dans ce contexte que se pose la question de compatibilité de la ventilation naturelle avec la sécurité relative à l'incendie : la ventilation naturelle de confort peut-elle entrer en contradiction avec l'extraction des fumées ? En effet, si le même vecteur vent peut être la base du confort et de la bonne qualité d'air en milieu tropical, ce vecteur peut aussi être pris en considération pour l'extraction naturelle de fumée chaude

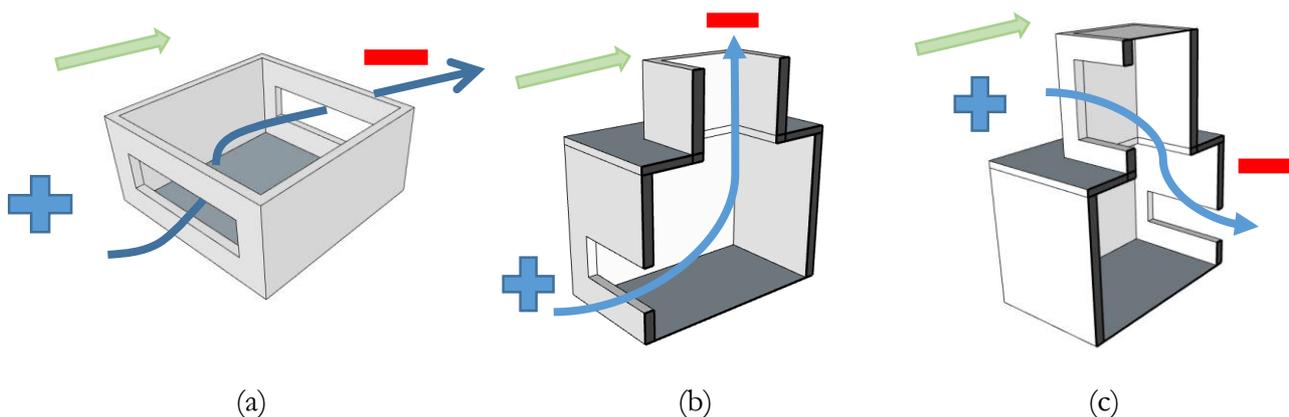
lors d'un incendie. Ainsi, un lien fort existe entre performance sécuritaire et performance énergétique d'un bâtiment porté par le vecteur vent. Dans ce chapitre, le principe de la ventilation, sa modélisation et le contexte lié à son application seront présentés. Une analyse réglementaire de la qualité environnementale et de la sécurité incendie est effectuée pour le cas de l'île de La Réunion. Enfin, après avoir évoqué des retours d'expérience de bâtiments, la problématique abordée au cours des travaux de la thèse sera définie.

## 1.1. Introduction sur les principes favorisant la ventilation naturelle et sa modélisation

### 1.1.1. Principe de la ventilation naturelle

Deux principes de ventilation naturelle existent dans un bâtiment, et sont en interaction permanente : le tirage thermique et la convection forcée par effet du vent. Des éléments constructifs vont alors permettre de favoriser un mode de ventilation, ou encore jouer sur les interactions possibles de ces deux forces.

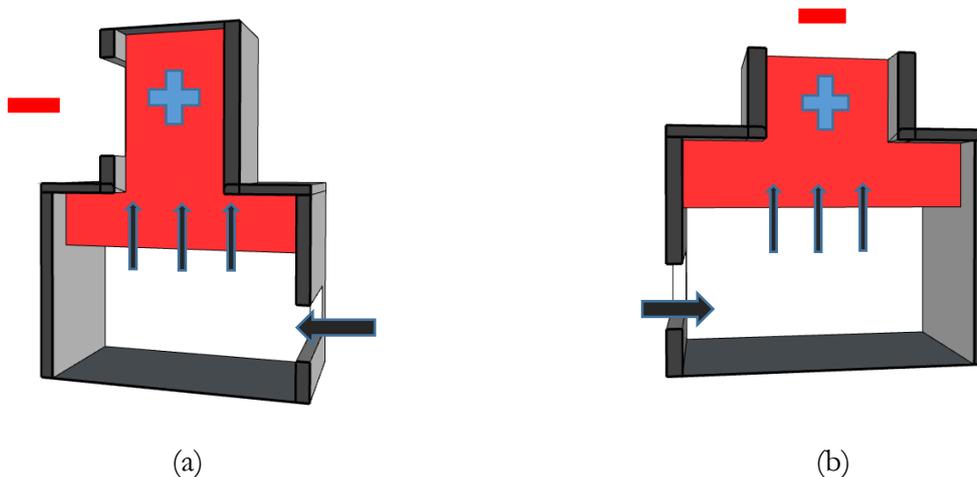
Pour favoriser les forces dues au vent, le principe sera de mettre en place des éléments pouvant accroître le différentiel de pression entre l'entrée et la sortie d'air. À titre d'exemple, une ventilation naturelle traversante avec deux ouvertures sur faces opposées permet, lorsque le vent souffle face à une des ouvertures, de créer un courant d'air dit « traversant » dans la pièce (Figure 1.1 (a)). Un autre exemple est celui de la cheminée, ou puits dépressionnaire (Figure 1.1 (b)), auquel s'ajoute l'exemple du wind catcher (Figure 1.1 (c)). Ces dispositifs peuvent aussi être combinés pour accroître le potentiel de ventilation.



**Figure 1.1 : Principes constructifs favorisant les différences de pressions dues au vent : (a) grandes ouvertures sur façades opposées (b) puits dépressionnaires (c) attrape vent ou « wind catcher »**

Lorsque le vent est de très faible intensité, il est alors difficile d'utiliser le potentiel de ventilation éolien. C'est pourquoi des modes constructifs permettent d'utiliser le tirage thermique comme moteur de la ventilation naturelle. En fonction du mode constructif, il existe toujours une certaine inertie thermique dans un bâtiment. Cette inertie sera plus ou moins grande en fonction des matériaux utilisés pour la construction. La gestion des charges internes (appareils électriques, éclairage, rayonnement solaire direct, etc...) devient également un aspect à prendre en compte. Ainsi, la température intérieure pourra à certains moments de la journée être inférieure à la température extérieure, et à d'autres moments, supérieure à la température extérieure. C'est dans ce dernier cas qu'il est intéressant d'utiliser le potentiel du tirage thermique pour accroître le renouvellement d'air. Cela aura aussi pour effet d'améliorer l'écoulement d'air au sein d'une pièce, et *in fine*, favoriser le confort thermique. Les deux derniers principes de la Figure 1.1 ((a) et (b)) peuvent utiliser le potentiel thermique lorsqu'il y a peu, voire pas de vent. Le principe du tirage thermique, présenté sur la Figure 1.2, repose sur la diminution de la masse volumique de l'air chaud qui devient plus léger que l'air ambiant. Ce mode de ventilation, dominé par les différences de température,

peut être considéré comme très courant dans des grands espaces, tel que des atriums, des bâtiments industriels ou encore des amphithéâtres avec une grande hauteur sous plafond. Ces forces vont piloter la ventilation, au travers et au sein même d'une ambiance. La nature de la source de chaleur à l'intérieur d'une pièce permet de définir les différents modèles à considérer pour l'estimation de la ventilation naturelle dans le cas où seules les forces de flottabilité pilotent l'écoulement. L'air chaud connaît alors un mouvement ascendant dans la pièce. Ce tirage entraîne une différence de pression au niveau des ouvertures haute et basse. L'écoulement est sortant en partie haute et entrant en partie basse.



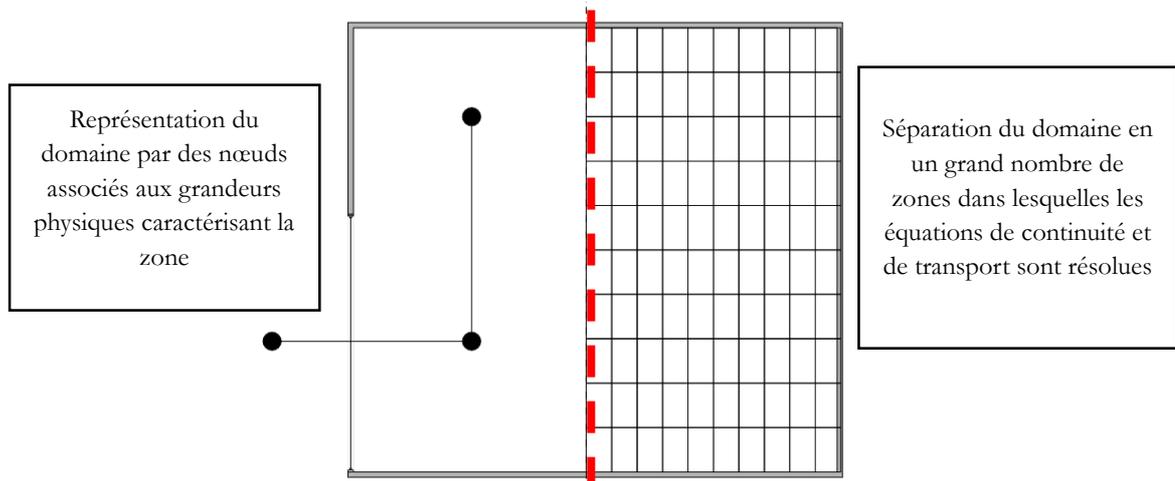
**Figure 1.2 : Principes de cheminées thermiques dans le bâtiment avec (a) l'ouverture haute placée en façade et (b) l'ouverture haute placée horizontalement. Dans les deux cas une différence de pression au niveau des ouvertures engendre le mouvement de l'air dans la pièce**

Lors d'un incendie dans un local, le tirage sera alors beaucoup plus important avec une grande variation de la température de fumée. L'écoulement piloté par les forces de flottabilité peut aussi être caractérisé par la présence de stratification, ou d'interface entre air chaud et air froid. La présence d'interface résulte d'un équilibre de pression entre les deux zones. Dans le cas où la couche inférieure est plus chaude que la couche supérieure, des instabilités se forment au niveau de l'interface. Un déplacement d'air par convection à l'intérieur de la pièce permet le retour à un équilibre.

Un des enjeux de la modélisation sera donc de déterminer les pressions, qui indiqueront le sens du flux dans une pièce et au niveau des ouvertures.

### 1.1.2. Modélisation de la ventilation naturelle

Deux approches principales existent pour modéliser la ventilation naturelle au sein d'une pièce : l'approche nodale ou zonale et l'approche par modèle de champ (Figure 1.3). Dans l'approche nodale ou zonale, la pièce, ou domaine, peut être représentée par une ou plusieurs zones où les conditions physiques sont homogènes dans chacune d'entre elles. Ces conditions sont représentées par un nœud dans chaque zone. Des bilans de masse et d'énergie y sont appliqués pour caractériser la ventilation dans le domaine. Les modèles de zones utilisent les équations de continuité et de transport qui sont dérivées et adaptées au contexte (Etheridge and Sandberg, 1984). Les méthodes de résolution en réseau d'écoulement peuvent aussi être mises en place (G. Walton, 1982). Ce réseau est présenté par un groupe de nœuds, représentant les ouvrants ainsi que les conditions extérieures et intérieures du bâtiment étudié. Ainsi, les débits d'entrée et de sortie au sein d'un complexe de pièces communicantes peuvent être estimés.



**Figure 1.3 : Illustration des différentes approches existantes pour la modélisation de la ventilation naturelle**

Dans l'approche nodale, le débit au travers d'une ouverture est caractérisé par le modèle empirique reliant le débit volumique et la variation de pression au sein de l'ouverture (Dols and Walton, 2002). Cette équation est définie comme suit :

$$Q = C(\Delta P(z))^n . \quad (1.1.1)$$

Avec C un coefficient caractérisant, entre autres, la perte de charge associé à l'ouverture et  $\Delta P(z)$  la chute de pression à travers l'ouverture. Ainsi, la modélisation de la ventilation naturelle, au travers de l'estimation de la variation de pression, par le biais du vent ou de la différence de température, est réalisée à l'aide de l'équation de Bernoulli. La performance de la ventilation, au travers du renouvellement d'air, des débits d'air sortant (chaud ou pollué), ou encore de la hauteur de l'interface, peut être déterminée en appliquant la loi de l'hydrostatique. L'approche de Bernoulli nous permet d'identifier la pression  $P(z)$  à une altitude  $z$  donnée suivant une ligne de courant. Les effets induits par les forces de flottabilités et les effets inertiels sont présents dans l'expression de la pression le long d'une ligne de courant :

$$P(z_0) + \frac{1}{2} \rho(z) V(z)^2 + \rho(z) gz = cste , \quad (1.1.2)$$

$z$  représente la hauteur,  $P(z_0)$  décrit la pression de référence à une hauteur donnée,  $1/2 \rho(z) V(z)^2$  la pression dynamique et  $\rho(z) gz$  la pression statique. Cette équation traduit la conservation de la pression au sein d'un tube de courant. Ainsi la différence de pression  $\Delta P(z)$  au sein d'une ouverture verticale peut se traduire par :

$$\Delta P(z) = \Delta P_v(z) + \Delta \rho(z) gz , \quad (1.1.3)$$

avec  $\Delta P_v(z)$  la différence de pression due au vent et  $\Delta \rho(z) gz$  la différence de pression due aux forces de flottabilité. De plus, la vitesse idéale, sans frottement, et sans modification de la structure de l'écoulement, à travers de l'ouverture est égale à :

$$V(z) = \sqrt{\frac{2\Delta P(z)}{\rho(z)}} . \quad (1.1.4)$$

Cette approche permet de trouver des solutions analytiques des débits de ventilation dans une enceinte. Dans ces différentes expressions, la masse volumique de l'air sec peut s'exprimer en fonction

de la température. Il peut ainsi être écrit :

$$\rho = \rho_0 \frac{273}{273 + T} , \quad (1.1.5)$$

$\rho$  représente la masse volumique de l'air associée à la température  $T$ , et  $\rho_0$  la masse volumique de l'air associée à une température d'air de 20°C.

Dans le cas de l'approche par modèle de champs, le domaine est divisé en volumes de contrôle permettant d'analyser de manière plus fine la ventilation (Figure 1.3). Dans le domaine, les équations de conservation de la masse, de l'énergie et de la quantité de mouvement sont discrétisées et résolues. Cette approche est appelée la Mécanique des Fluides Numériques (MFN). Elle sera utilisée dans le Chapitre 4 et nous permettra d'étudier les interactions entre forces de vent et forces de flottabilité, et ses conséquences sur l'écoulement interne.

Les équations générales de conservation sont définies pour un fluide incompressible comme suit :

$$\begin{cases} \nabla \cdot \mathbf{u} = 0 \\ \rho \frac{\partial \mathbf{u}}{\partial t} + \rho (\mathbf{u} \cdot \nabla) \mathbf{u} = \rho \bar{f} - \nabla P + \mu \Delta \mathbf{u} \end{cases} . \quad (1.1.6)$$

$f$  rassemble les forces extérieures appliquées au fluide,  $P$  le champ de pression,  $\mu$  la viscosité dynamique et  $\mathbf{u}$  le vecteur vitesse. Pour approcher au mieux les solutions données par ces équations, les écoulements turbulents peuvent être résolus en suivant plusieurs approches. L'une des méthodes les plus précises de résolution permet une prédiction de toutes les échelles spatio-temporelles de la turbulence par simulation numérique directe (DNS). Les limites de cette méthode est le temps de calcul. La DNS est néanmoins la méthode la plus souvent utilisée pour des problématiques de recherche.

En MFN, le choix de la méthode de résolution numérique et du modèle de turbulence restent des facteurs clés. Une autre approche statistique de la turbulence résolvant les équations de Navier-Stokes moyennées (RANS) peut être mise en œuvre. Elle fait partie des méthodes les plus couramment utilisées dans les industries et les Bureaux d'Études Techniques. Dans la méthode RANS, les quantités moyennes de l'écoulement sont résolues. Cette méthode offre un gain en temps de calcul pour des résultats de bonne qualité.

Dans le cas de la méthode de résolution des grandes structures turbulentes (LES), les quantités turbulentes sont partiellement résolues. L'idée principale est de considérer que les petites échelles turbulentes sont dissipées en énergie et sont homogènes. Les plus grandes échelles dépendent du type d'écoulement et de la géométrie. De ce fait, les grandes échelles sont analogues mathématiquement aux équations de Navier-Stokes et les petites échelles sont modélisées ou filtrées. La LES demande moins de temps de résolution que la DNS. Cette méthode est celle utilisée dans Chapitre 3.

### 1.1.3. Contexte historique de la ventilation naturelle

A l'île de La Réunion, les premiers habitats devaient répondre à la fois à des besoins de sécurité primaires, face aux conditions climatiques, mais aussi répondre à une nécessité de confort. Ainsi les premières cases en paille ont vu le jour à la fin des années 1660 (Giovannoni, 2011). Devant plutôt être considérée comme un abri plutôt qu'un lieu de vie, cette « case » peut être vue comme pionnière des réflexions nouvelles de mode de conception (Figure 1.4-a). En effet, elle répond à un besoin spécifique de confort et de sécurité tout en utilisant les matériaux que l'on peut trouver sur place. À partir du

XVIII<sup>ème</sup> siècle, dans les villes, les bâtiments publics coloniaux en pierre taillée apparaissent (Figure 1.4-b). En termes de ventilation, toutes ces constructions connaissent des grandes ouvertures sur façade combinées aux aérations au niveau de la toiture permettant d'exploiter tous les mécanismes de la ventilation naturelle.



(a)



(b)

**Figure 1.4 : (a) Maison en paille des premiers habitants, et (b) première construction en pierre de l'île de La Réunion**

Compte tenu de sa vulnérabilité face aux contraintes cycloniques, les cases en paille furent remplacées par des maisons plus solides en bois à partir du XVIII<sup>ème</sup> siècle, plus tard en béton ou bois sous tôle dans le XX<sup>ème</sup> siècle, avec les mêmes principes de ventilation traversante (Figure 1.5). Cependant le type de construction en paillote perdure tout au long du XIX<sup>ème</sup> siècle jusqu'au milieu du XX<sup>ème</sup> siècle (Giovannoni, 2011).

Bien que les mécanismes de ventilation naturelle fassent partie du mode de construction vernaculaire, dans les habitations ou établissements recevant du public, des réglementations et référentiels sont établis et leur application est rendue privilégiée et, parfois obligatoire dans les constructions nouvelles.



**Figure 1.5 : Construction locale de l'île de La Réunion en béton sous tôle (Giovannoni, 2011)**

Concernant la sécurité incendie, c'est la survenance des sinistres qui a soulevé peu à peu le questionnement sur l'aspect sécuritaire des bâtiments. Comme nous l'avons vu, les premières cases en paille étaient très vulnérables du point de vue de l'incendie, et les différents sinistres ont aussi joué leur rôle dans la modification de la manière de bâtir, avec de nouveaux matériaux plus résistants. Cependant, aucune architecture sécuritaire vis-à-vis de l'incendie n'est présente dans le mode construction vernaculaire. En effet, il faudra attendre l'application des réglementations pour que cet aspect sécuritaire soit pris en considération. Néanmoins, ces réglementations ne tiendront pas compte des spécificités

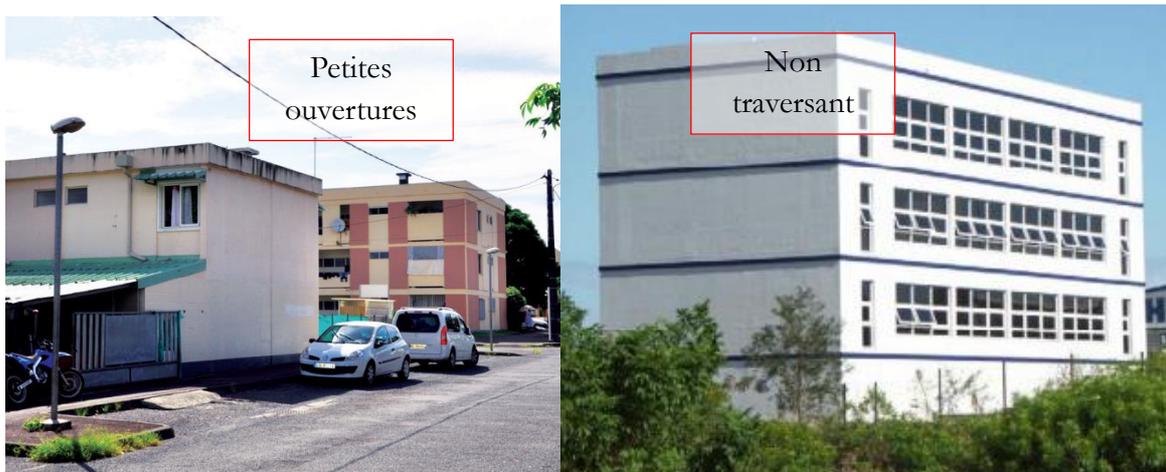
constructives issues de l'adaptation climatique des constructions.

Nous allons dans les parties suivantes analyser les différents référentiels et réglementations appliqués de nos jours concernant la sécurité incendie et le confort thermique, du point de vue de la ventilation naturelle. Cette analyse nous permettra de comprendre l'enjeu associé à la problématique de cette thèse.

## 1.2. Ventilation naturelle au sein des réglementations et référentiels

### 1.2.1. Ventilation naturelle de confort

Comme dans la plupart des régions tropicales connaissant des climats chauds et humides, l'industrialisation combinée à l'évolution technologique a permis l'émergence de constructions collectives à bas coût sur un minimum de foncier. Ces constructions récentes se font malheureusement au détriment de la ventilation naturelle, et doivent être associées à des systèmes actifs de climatisation. Lorsqu'elles sont climatisées, ces constructions de différentes destinations (bureaux, logements, industries, etc.) ont permis à ses occupants de contrôler la température de leur ambiance, en mettant de côté le principe de basse consommation ainsi que le mode de construction traditionnel qui favorisait une certaine synergie avec l'environnement proche. Ainsi, depuis les années 60, l'île de La Réunion a connu l'émergence de bâtiments où les considérations environnementales étaient faibles voire inexistantes avec un potentiel de ventilation naturelle pauvre, ne favorisant pas une bonne ventilation hygiénique.



**Figure 1.6: Bâtiment en logement collectif et bureaux avec potentiel de ventilation naturelle pauvre, voire inexistant**

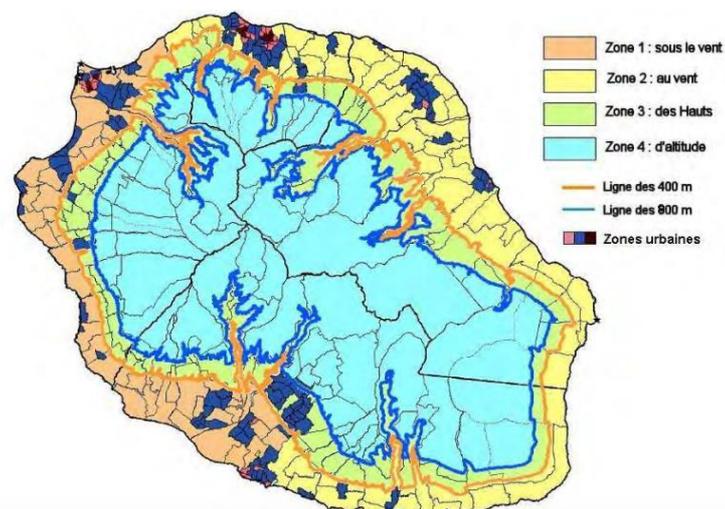
Face à ce constat, le référentiel PERENE (LPBS and IMAGEEN, 2009), édité pour la première fois en 2004 et dans sa version finale en 2009, fut le premier document technique préconisant un mode de ventilation naturelle traversant, en ne considérant que les effets du vent. Pour les constructions d'habitation et tertiaire, une conception dite traversante (avoir ses deux façades opposées donnant sur l'extérieur) des volumes à ventiler est conseillée avec des surfaces minimales à respecter selon le zonage climatique proposé.

Afin de comprendre ce zonage climatique, il faut comprendre la dynamique des vents sur l'île. Les vents peuvent être séparés en deux groupes : les brises thermiques, qui connaissent un cycle diurne et nocturne, perpendiculaires aux côtes, peuvent être considérées comme des vents faibles ; les alizés, qui sont des vents forts provenant du Sud-est, et qui sont généralement plus marqués en hiver. De par leur provenance et le relief caractéristique de l'île, les alizés vont être plus intenses sur la côte Est, appelée

zone au vent, et moins intense dans l'Ouest, qui caractérise la zone sous le vent (Figure 1.7).

Ainsi, le référentiel PERENE propose quatre zones : une zone littorale sous le vent (Z1), une zone littorale au vent (Z2), une zone des hauts située entre 400m et 800m d'altitude (Z3) et une zone d'altitude située à plus de 800 m (Z4). Pour chaque zone ont été définies des porosités à respecter pour favoriser la ventilation naturelle : 20% min pour Z1, 15% min pour Z2, 10% min pour Z3 et pas d'exigence pour Z4 (Figure 1.7). Pour chaque zone, il est préconisé de favoriser les brises thermiques et non les alizées. Nous pouvons noter que ce référentiel ne donne aucune indication sur l'emplacement des ouvertures et se focalise sur la ventilation traversante comme un système. D'un point de vue réglementaire, la première Réglementation Thermique des DOM (RTDOM) fut applicable depuis le 1<sup>er</sup> mai 2010 dans les Départements d'Outre-Mer. Cette réglementation concerne les bâtiments d'habitation neufs et les parties nouvelles des bâtiments d'habitations déjà existants. Cette réglementation a été simplifiée en 2016 (Ministère du logement, de l'égalité des territoires et de la ruralité, 2016).

Concernant les principes de ventilation, la réglementation impose un caractère traversant pour les pièces en distinguant le séjour et le salon des chambres et des autres pièces principales. Elle prend aussi en considération des spécificités architecturales, comme la ventilation par lanterneau. Uniquement trois zones climatiques sont ici considérées : la zone inférieure à 400 m d'altitude, la zone entre 400 m et 600 m et la zone supérieure à 600 m. De plus, uniquement les zones inférieures à 400 m et entre 400 m et 600 m sont soumis aux impératifs de porosités minimales.



**Figure 1.7 : carte climatique de La Réunion selon PERENE (LPBS and IMAGEEN, 2009)**

Ces valeurs peuvent-être trouvées dans l'arrêté du 17 avril 2009 (modifié par l'arrêté du 11 janvier 2016) définissant les caractéristiques thermiques minimales des bâtiments d'habitation neufs dans les départements de la Guadeloupe, de La Martinique, de La Guyane et de La Réunion.

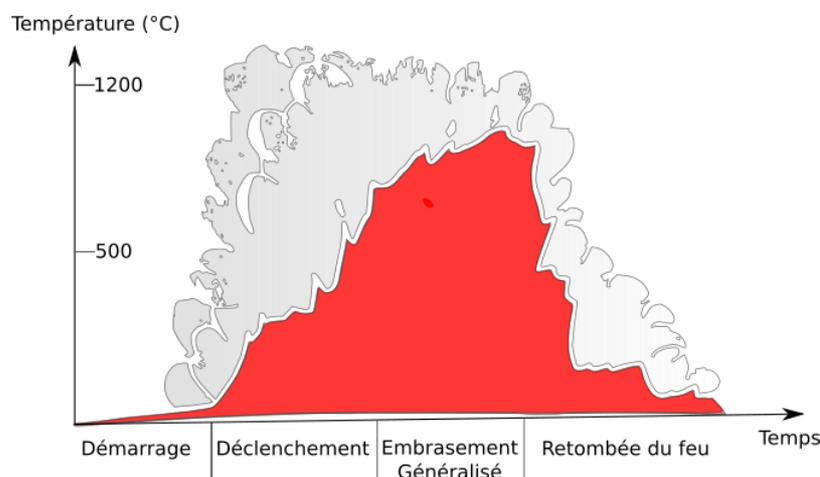
Tout comme le référentiel PERENE, dans la RTDOM, aucune information sur les dispositions d'ouvrants ou modes de ventilation (ventilation basse ou haute, cheminée thermique, wind catcher, etc.) n'est définie. De plus, les préconisations de ces différents réglementations et référentiels ne s'appuient que sur le potentiel de ventilation naturelle induite par le vent. En complément, le guide méthodologique pratique du développement de la ventilation naturelle développée par l'ADEME Réunion (Gandemer, 2017) permet de préconiser des principes de ventilation à mettre en place, même si elles sont aussi principalement basées sur les différences de pression induites par le vent. Plusieurs composants passifs existent afin d'atteindre les performances préconisées par les différents référentiels et réglementations thermiques. À titre d'exemple, les ouvertures toute hauteur, avec des ouvrants de types jalousies, sont de

plus en plus utilisées dans les bâtiments ayant pour destination des bureaux ou des établissements scolaires. C'est le cas de l'amphithéâtre du Moufia, localisé à Saint-Denis, qui fut construit en 2014. Le bâtiment est constitué d'une écope, pouvant fonctionner en wind-catcher ou en cheminée thermique. Ce bâtiment fait l'objet du retour d'expérience proposé dans ce chapitre.

### 1.2.2. Ventilation naturelle pour l'incendie

Lors de l'incendie, plusieurs phases sont définies. La Figure 1.8 expose ces différentes phases sur un graphique de température en fonction du temps. De la chaleur est générée et la majeure partie du combustible est transformée de son état chimique originel en une combinaison d'autres éléments (dioxyde de carbone, monoxyde de carbone, eau, etc.). L'incendie engendre aussi le transport de combustibles non brûlés sous forme de suies (rendement de la combustion).

Dans le cadre de cette thèse, l'attention sera portée sur la phase de démarrage de l'incendie. Elle correspond, en termes de sécurité, au moment où le maximum de vies humaines peut être préservé. Dans cette phase, l'élément pouvant porter atteinte à la santé et à la sécurité des personnes et, de ce fait, entraîner une mise en danger d'autrui, est la présence de fumée.



**Figure 1.8 : Les différentes phases d'un incendie**

La fumée est définie comme un mélange de vapeur et de gaz issu de la combustion. Ce mélange est accompagné de matières non brûlées, condensées et en décomposition ainsi que d'une quantité d'air entraînée et mélangée au panache. Une majeure partie de la chaleur produite par le feu reste dans le produit de la combustion. Cette masse, plus légère que l'air aux alentours, s'élève sous forme de panache. L'élévation du panache dépend de la différence de température et connaît un écoulement turbulent, ce qui, de ce fait, entraîne une grande quantité d'air de l'atmosphère environnante.

Du fait de la nécessité de préserver l'intégrité des personnes lors d'un incendie, il est important de mettre en place des réglementations afin de maintenir un niveau de conception alliant sécurité et qualité pour tout type de construction.

D'après Guillaume et Kruppa (Guillaume and Kruppa, 2007), les réglementations françaises de sécurité incendie ont été réalisées en fonction de la survenance des sinistres. La première règle apparue en France en terme de sécurité incendie fut une ordonnance royale décrétée en 1667. Celle-ci a imposé un revêtement de plâtre sur la charpente bois des habitations parisiennes. C'est dans ce contexte que la vision descriptive dans la norme française de sécurité incendie fait son apparition. Au fil des années, la réglementation s'est étoffée. De nos jours, la réglementation se divise en plusieurs parties traitant chacune

d'un certain type d'activité. Le Tableau 1-1 nous indique la réglementation à suivre en fonction de certaines destinations de bâtiment (Ministère de l'intérieur, 1977; Ministère du logement, 1986; Ministère du travail, 1992). Bien que chaque catégorie de bâtiment se réfère à un code de loi spécifique, il n'en demeure pas moins que l'objectif de chacune des réglementations reste le même : évacuer les personnes et/ou les protéger.

Des mesures sont alors nécessaires pour préserver l'intégrité des personnes en cas de sinistres. C'est ce que permet la réglementation incendie. On distingue les faits, les moyens de sécurité et les actions à entreprendre pour pouvoir réagir face à un incendie. Les faits sont relatifs aux événements se produisant au déclenchement de l'incendie. Les actions à entreprendre sont généralement associées à l'évacuation et à l'intervention de pompiers. Enfin, les moyens de sécurité regroupent tout ce qui peut être mis en place afin de minimiser voire annihiler l'effet de l'incendie. Ces moyens peuvent-être actifs ou passifs.

**Tableau 1-1 : Réglementation à suivre en fonction de la destination du bâtiment**

Ministère de l'Intérieur	Immeubles de grande hauteur (IGH) : arrêté du 18 octobre 1977, modifié le 22 octobre 1982 et le 16 juillet 1992 Établissements recevant du public (ERP) : arrêté du 25 juin 1980
Ministère du Logement	Habitations : arrêté du 31 janvier 1986
Ministère de l'Environnement	Installations classées : loi du 19 juillet 1976
Ministère du Travail	Bureaux : arrêté du 5 août 1992 et circulaire du 14 avril 1995

Les moyens actifs consistent à prévenir les personnes de la survenance d'un incendie (capteurs de température et de fumée) et d'éteindre ou de ralentir la propagation de l'incendie (sprinkler, désenfumage mécanique, extincteur, gardiennage). Les moyens passifs sont, quant à eux, des méthodes de conception favorisant un haut niveau de sécurité (méthode de désenfumage naturel, limitation de charge combustible, bon compartimentage permettant une mise en sécurité des personnes, etc.). Dans la première phase de l'incendie (Figure 1.8), le désenfumage consiste à extraire une partie des fumées, à haute température, et des gaz nocifs de combustion. Cette action permet l'évacuation de personnes par le biais de cheminement praticable (maintien d'une stratification afin de garder une couche libre de fumée). Le désenfumage a aussi pour effet de limiter la propagation de l'incendie et de faciliter l'intervention des secours (problématique de contamination). Selon la réglementation, le principe de désenfumage peut être naturel ou mécanique. Ces principes peuvent être réalisés par :

- Balayage de l'espace à maintenir praticable par apport d'air neuf et évacuation de fumée ;
- Différence de pression entre le volume protégé et le volume sinistré (surpression et dépression) ;
- Combinaison des deux méthodes citées.

Le Tableau 1-2 liste les textes réglementaires à appliquer pour le désenfumage naturel en fonction de la destination d'un bâtiment. Dans la réglementation française, le désenfumage par tirage naturel est obtenu par des évacuations de fumée et des amenées d'air qui communiquent entre elles. Ces dernières peuvent être directement liées à l'environnement extérieur ou au moyen de conduits de ventilation.

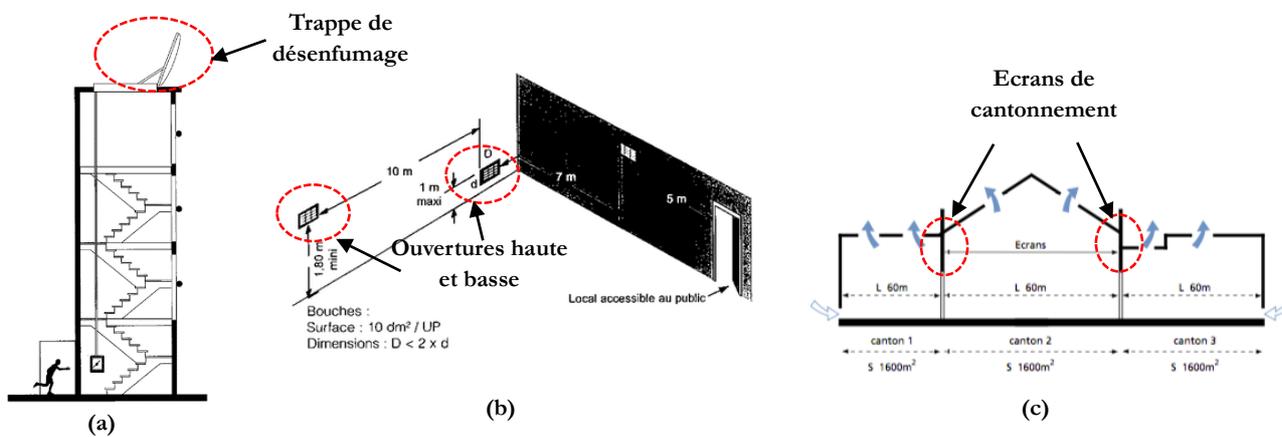
Pour ces travaux de thèse, le désenfumage naturel sera traité comme moyen passif de lutte contre l'incendie. Celui-ci doit être satisfaisant pour le volume concerné. Dans ce cas de figure, la différence est faite entre les conduits d'évacuation et les amenées d'air. Les évacuations doivent être protégées de toute

fuite afin de minimiser l'impact des fumées extraites et in fine la contamination d'espaces tiers. Les amenées d'air comprennent tous les éléments de ventilation donnant sur l'extérieur, tels que les portes des volumes à désenfumer, ou encore des ouvrants sur façades. Il est cependant difficile de prévoir où placer les amenées d'air et l'extraction lorsqu'un bâtiment est fortement soumis au vent. C'est pourquoi la prise en compte des vents dominants est précisée dans les réglementations pour l'emplacement des prises d'air et exutoires.

**Tableau 1-2 : Textes réglementaires en application en fonction de la destination d'un bâtiment**

Destination	Les bureaux	Les ERP (ex: amphithéâtre) et les IGH	Les logements d'habitation
Textes réglementaires en application	Arrêté du 5 août 1992 ; Article R 235-4-8 et R 235-4-15.	Arrêté du 22 mars 2004 ; Instruction technique no 246 ; Article L.62.	Arrêté du 31 janvier 1986 ; Article 30-33 -34-37-38-39-89-101.

Afin d'évacuer le public dans les meilleures conditions, le désenfumage concernera, pour ces différentes réglementations : les cantonnements, le désenfumage de locaux recevant du public ainsi que le désenfumage des circulations horizontales et verticales (escaliers). Pour faciliter la mise en sécurité des personnes en cas d'incendie, des dispositifs de désenfumage sont imposés concernant ces zones sensibles d'évacuations. Des critères sont spécifiés afin de savoir si le local ou le bâtiment étudié est soumis ou non aux règles de désenfumage. Si le bâtiment ou certains de ses locaux sont éligibles aux systèmes de désenfumage, des solutions, telles que présentées sur la Figure 1.9, sont imposées par les différentes réglementations.



**Figure 1.9 : (a) Exigences en termes de désenfumage naturel des circulations verticales (b) Exigences en termes de désenfumage naturel des circulations horizontales (c) Exigences en termes de désenfumage naturel des locaux**

### 1.2.3. Potentiels conflits réglementaires

Au travers de la présentation de ces réglementations et référentiels, des limites d'applications peuvent apparaître dans le cas d'une architecture favorisant la ventilation naturelle. Prenons le cas d'une circulation avec systèmes de désenfumage naturel (Figure 1.9 (b)). Ce type de système utilise l'effet du tirage thermique pour une extraction efficace, mais à aucun moment, les réglementations ne font état de l'étude

du vent, à l'aide de données météorologiques, ou de rose des vents, pour la bonne caractérisation du désenfumage. De par leur nature prescriptive, les réglementations n'offrent que deux solutions : conforme ou non conforme. Or, dans le cas de bâtiment ventilés naturellement la nature des interactions entre forces de vents et forces de flottabilité, causées par des fumées chaudes, ne permet pas de donner un point de vue binaire sur l'efficacité de système de désenfumage. De plus, l'instruction 246 (Ministère de l'intérieur, 2004) relative au désenfumage des établissements recevant du public stipule que des systèmes de désenfumage mécanique ne peuvent coexister avec des systèmes d'extraction naturelle. Cependant la norme ne précise en aucun cas qu'un système de ventilation naturelle ayant pour but une ventilation de confort ne peut coexister avec un système de désenfumage qu'il soit mécanique ou naturel. Sachant que la réglementation précise qu'une hauteur libre de fumée doit-être respectée (stratification des fumées), un autre point critique peut alors être soulevé quant à l'existence de cette stratification lorsque les forces dues au vent sont en jeux.

Ainsi, plusieurs constats majeurs ressortent de l'analyse des différents référentiels et réglementations environnementales et sécuritaires dans le bâtiment. D'une part, la réglementation incendie prend en considération le phénomène de poussée thermique, en excluant les effets du vent, et d'autre part les réglementations référentielles pour la conception environnementale prennent uniquement en considération le potentiel de ventilation induite par le vent. Ne répondant pas aux mêmes questions, l'objectif commun des deux approches sécuritaire et environnementale réside dans le besoin de performances accrues des systèmes mis en place

Pour pallier les limites de la réglementation par prescription, la loi permet d'appliquer une méthode dite performantielle : l'Ingénierie de la Sécurité Incendie (ISI). La méthode performantielle est aussi appelée la réglementation par objectifs. En France, c'est la norme ISO 13943 qui définit l'ingénierie de la sécurité incendie. L'ISI est dans une optique d'obligation de résultat et permet, entre autres, de s'abroger de méthodes descriptives. L'ISI est fondée sur la définition d'objectifs de sécurité, l'identification des critères permettant de montrer que les objectifs définis sont atteints, l'élaboration de solutions de conception basées sur l'analyse de risques ainsi que l'optimisation de moyens de prévention et de protection. Mais encore une fois, l'objectif est centré sur le risque incendie sans prendre en considération les objectifs de performances environnementale au travers des systèmes favorisant la ventilation naturelle. Or, dans le cas de bâtiments ventilés naturellement, des solutions pourraient être imaginées pour garantir un haut niveau de sécurité en prenant en considération les contraintes environnementales.

Dans la partie suivante de ce chapitre, nous allons tenter de comprendre les interactions entre la réglementation thermique ainsi que les différents référentiels et la réglementation incendie, au travers des retours d'expériences. Des cas d'établissements recevant du public ou encore des cas de logements seront traités afin de mettre en lumière les différents vides et conflits règlementaires soulevés par la mise en place de la ventilation naturelle dans les bâtiments. Toutes les informations concernant les principes de ventilation pour le confort ou pour le désenfumage sont issues des notes d'ingénierie environnementale et des notices de sécurité incendie, validées par les différentes commissions légales de chaque opération.

### **1.3. Retour d'expérience désenfumage / ventilation naturelle de confort**

#### **1.3.1. Amphithéâtre bioclimatique du Moufia**

L'amphithéâtre bioclimatique est un bâtiment universitaire situé sur le campus de Saint-Denis (Z2

selon PERENE). Au regard de la rose des vents, le lieu est caractérisé, selon les données météo de l'aéroport de Gillot, par un régime d'alizé dominant provenant du Sud-Est, mais également un régime de brise thermique. Cependant, selon le référentiel PERENE, les vents inférieurs à  $4 \text{ m.s}^{-1}$  ne représentent que 28% des fichiers de mesure de référence.



Figure 1.10 : Implantation de l'amphithéâtre et rose des vents de Gillot (source : PERENE)

C'est dans ce contexte climatique que cet amphithéâtre entièrement ventilé naturellement a été construit en 2014. La ventilation naturelle de l'amphithéâtre est basée sur les effets du vent avec la mise en place de différents systèmes de ventilation. Les éléments favorisant la ventilation naturelle sont exposés sur la Figure 1.11. L'amphithéâtre est composé d'un hall d'accueil et d'un auditorium. Un canyon a été dimensionné pour permettre une ventilation par tirage dépressionnaire, alimenté par des jalousies de part et d'autre de l'amphithéâtre. Une ventilation sous gradins est aussi dimensionnée et réalisée à l'aide de grands tubes traversant le hall d'accueil d'une part et par des amenées d'air d'autres part. D'un point de vue du référentiel PERENE, le bâtiment est complètement traversant avec une porosité de façades aux alentours de 20% ( $37\text{m}^2$  d'ouvrants pour  $187\text{m}^2$  de façades).

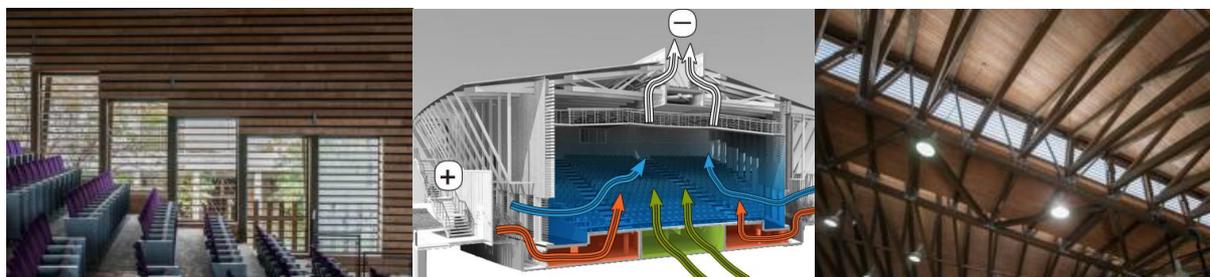


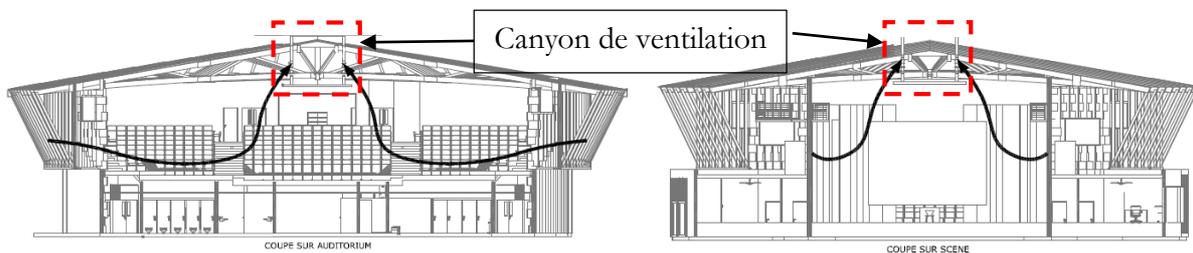
Figure 1.11 : Principe et éléments de ventilation de l'amphithéâtre

Une étude en soufflerie climatique a permis de valider les hypothèses du consultant aéraulique. Dans ce genre d'étude, des similitudes sont effectuées pour garantir la conservation du régime de turbulence au niveau du bâtiment, de la petite à la grande échelle, sans prendre en considération les effets thermiques.

En termes de réglementation de lutte contre l'incendie et plus particulièrement du désenfumage, l'arrêté du 22 mars 2004 relatif aux établissements recevant du public a été appliqué. Faisant partie des locaux de plus de  $300 \text{ m}^2$ , les mécanismes de désenfumages prescrits sont d'ordre réglementaire et doivent être mis en oeuvre conformément à l'instruction technique 246 (Ministère de l'intérieur, 2004).

Ici, un désenfumage naturel a été prescrit. Celui-ci doit permettre un balayage satisfaisant en cas d'incendie. Deux cantons de désenfumage ont été distingués (Figure 1.12) :

- L'auditorium, avec les amenées d'air en périphérie de la salle et extraction en partie haute par des ouvrants motorisés de désenfumage positionnés de part et d'autre du canyon central avec une Surface Utile d'Exutoire (SUE) supérieure à 3m<sup>2</sup>
- La scène, avec des amenées d'air depuis l'auditorium, et l'extraction en partie haute de la scène au niveau du canyon «dépressionnaire» vers l'extérieur.



**Figure 1.12 : Principes de désenfumage dans l'auditorium et dans la scène**

Quels sont alors les potentiels conflits et les lacunes réglementaires entre la conception environnementale et sécuritaire dans le cadre de la conception de cet amphithéâtre ? Dans un contexte purement aéraulique bâtimentaire, la situation où les vents de fortes intensités sont présents la plupart du temps permet de « vaincre » rapidement les forces de flottabilité, et une étude en soufflerie permet en partie (parfois non valide lorsque les effets thermiques sont dominants) de valider le principe de ventilation mis en place. En cas d'incendie, les forces de flottabilité deviennent importantes, et peuvent égaler ou dépasser celles du vent. La grande porosité du bâtiment, ainsi que la position de certains ouvrants exposés au vent peuvent entraîner une « déstratification » de l'ambiance allant à l'encontre de l'instruction technique 246 (Ministère de l'intérieur, 2004). À titre d'exemple, les ouvrants motorisés pour la fumée et jalousie pour la ventilation de confort peuvent entrer en interactions au niveau du canyon (l'air peut dans certaines conditions de vent, entrer par le canyon en partie haute).

Nous verrons plus précisément dans les Chapitre 3 et Chapitre 4 que cette configuration avec ouverture haute face au vent peut entraîner des conditions allant à l'encontre des principes sécuritaires en cas d'incendie (non-maintien de la stratification). Les emplacements et les surfaces utiles d'exutoires doivent être vérifiés par l'expérimentation à échelle 1:1 ou encore la simulation d'incendie prenant en considération la ventilation naturelle. De plus, la dissociation de la scène et de l'auditorium pour le désenfumage ne se justifie pas au niveau aéraulique, car ces volumes sont considérés comme un seul et même volume pour l'étude de ventilation de confort. De ce fait, il semble nécessaire de prendre en considération les effets de l'aéraulique thermique dans les études de qualité environnementale, et aussi le vent dans les études d'incendie. Ce type de construction nous montre les limites de conceptions aérauliques découplées des préoccupations sécuritaires. Une approche globale est à privilégier dans ce cas de figure.

### 1.3.2. Médiathèque de Saint-Leu

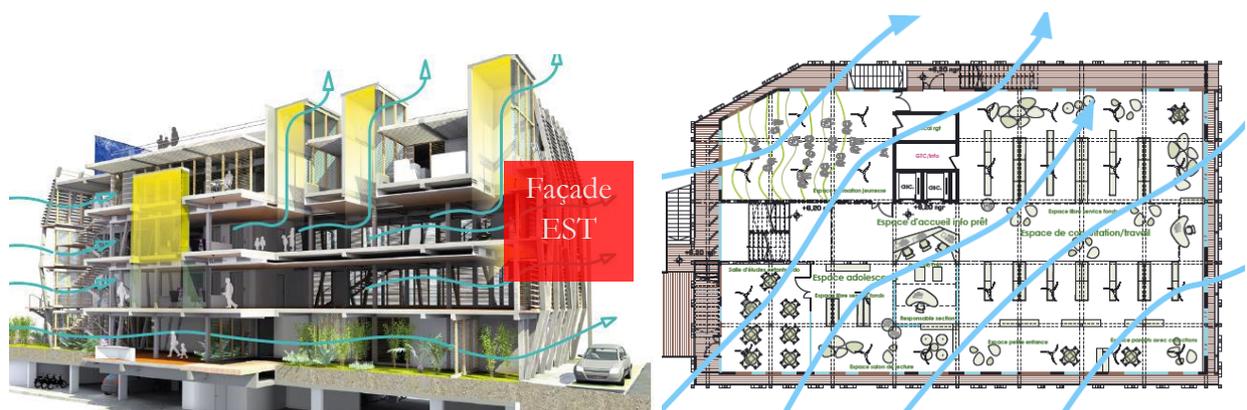
La médiathèque présentée est située en milieu moyennement dense sur le front de mer de Saint-Leu (Figure 1.13). La médiathèque est un bâtiment sur trois niveaux composés de bureaux, d'un auditorium et d'espace ouvert au public entièrement ventilé naturellement. Par rapport au zonage de PERENE, le bâtiment est situé en zone sous le vent à basse altitude Z1. Au regard de la rose des vents, issue cette fois de l'analyse du fichier météo, le spectre de vent montre une répartition assez homogène des vents d'Est en Ouest en passant par le Sud.



**Figure 1.13 : Implantation et rose des vents**

On peut aussi constater la forte présence d'alizé, caractérisée par des vents forts du Sud à l'est, avec des vitesses allant de  $4 \text{ m.s}^{-1}$  à  $7 \text{ m.s}^{-1}$  et des brises thermiques d'Est en Ouest entre  $0 \text{ m.s}^{-1}$  et  $4 \text{ m.s}^{-1}$  (Figure 1.13). Pour ce cas, aucune obligation réglementaire ne conditionne la mise en place de système passif de ventilation pour le confort thermique. Cependant, la priorité pour cette construction est de favoriser la ventilation naturelle en intégrant des systèmes adaptés à l'environnement climatique et à la construction. C'est pourquoi les quatre façades du bâtiment sont ouvertes, et des cheminées, ou puits dépressionnaires, ont été placés en complément. Ces cheminées sont orientées vers l'est et doivent fonctionner la plupart du temps en dépression (Figure 1.14). Une coupe du R+2 montrant les principes de la ventilation traversante est représentée sur la Figure 1.14. Il est à noter que les flèches illustrent à titre indicatif le caractère traversant du niveau représenté sur les quatre façades. Ces flèches ne représentent en aucun cas les écoulements aérauliques réels ou modélisés, qui sont de nature complexe au sein d'un tel volume.

Concernant la réglementation de lutte contre l'incendie et plus particulièrement du désenfumage, l'arrêté du 22 mars 2004 relatif aux établissements recevant du public a été appliqué. Pour ce bâtiment de type S (classification relative à l'arrêté du 22 mars 2004), il a été souhaité que l'escalier central soit totalement ouvert ce qui a valu une demande de dérogation à l'article S6 relatif à la réunion partielle de plusieurs niveaux pour former un volume unique dans la limite de 3 niveaux. Ici le RDC, R+1, R+2 et R+3 sont réunis via l'escalier central.



**Figure 1.14 : Principe et système de ventilation mis en place pour la médiathèque de Saint-Leu**

Les conséquences possibles soulevées par la commission de sécurité étaient qu'une contamination à travers les étages via l'escalier central était possible. Quant aux mesures compensatoires, il y a eu le déploiement de détection généralisée d'incendie avec la mise en place d'un Système de Sécurité Incendie de catégorie A et un asservissement des portes DAS (Dispositif Actionné de Sécurité) à la détection

automatique. Ce système de catégorie A possède des détecteurs automatiques d'incendie.

De plus, un pilotage de désenfumage par commande manuelle a été préconisé. Concernant les étages, nous prenons ici l'exemple du R+2, comme pour la ventilation de confort (Figure 1.15). Suivant l'instruction technique 246, l'extraction naturelle se fait par des ouvrants en partie haute des puits « dépressionnaires » et en complément par ouvrants DAS en façades. Il est aussi notifié que les jalousies manuelles peuvent servir pour aider le désenfumage, sans toutefois donner d'indications sur la localisation des jalousies à ouvrir.

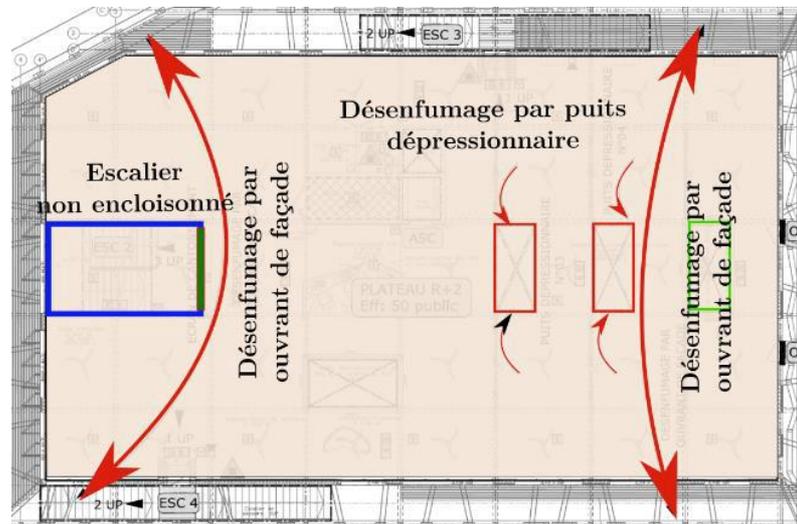


Figure 1.15: Principe de désenfumage suivant la réglementation

Ainsi, au regard de la ventilation traversante, de part et d'autre des façades, le principe de désenfumage par ouvrant DAS prescrit sur façade n'est pas validé si le bâtiment est ouvert. En effet, les ouvrants peuvent créer une ventilation traversante. Une interaction entre forces de vent et forces de flottabilité peut agir sur la stratification des fumées en cas d'incendie. Les principes de l'IT 246 visant à séparer les personnes des fumées, en favorisant une stratification marquée des fumées, peuvent alors être questionnés. De plus, au regard de la rose des vents, des vents d'Est / Sud-Est existent et peuvent induire une entrée d'air au niveau de la cheminée « dépressionnaire » et entraîner un refoulement, voire une descente de fumée. L'IT 246 ne permet pas de prendre en compte ce scénario. D'ailleurs le vent n'est mentionné qu'une seule fois au niveau de l'article 3.5.1 de l'IT 246 : « Les amenées d'air et les évacuations doivent être implantées en prenant en compte, dans la mesure du possible, l'orientation des vents dominants. ». Or, lorsque les vents sont de nature complexe, comme décrits dans le paragraphe précédent, il est nécessaire d'aller plus loin dans l'étude de désenfumage.

Pour ce qui est de la dérogation à l'article S6, une des nécessités réglementaires est de garantir une hauteur libre de fumée d'au moins 2 m pour satisfaire la dérogation. Cet impératif ne peut être garanti dans ce cas de figure étant données les configurations d'ouvrants pour la ventilation naturelle.

### 1.3.3. Ecole Pothier

Située à Saint-Paul, l'école Pothier est construite en zone très moyennement dense au centre-ville. Le bâtiment est séparé en deux parties, une partie pour une école primaire et une autre pour une école maternelle. Deux blocs symétriques vont ainsi être construits. En matière de vents, les données météo et la rose des vents ne sont pas disponible pour la ville de Saint-Paul. Cependant, nous allons nous référer à la rose des vents de la ville du Port (Figure 1.16) qui est l'emplacement le plus proche. Nous constatons

un régime de brise provenant du Sud-Ouest et de l'Est ainsi que des vents forts provenant du Nord-Est et aussi du Sud-Ouest.

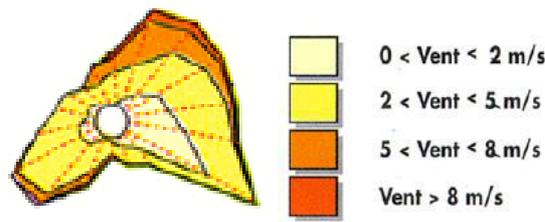


Figure 1.16: Rose des vent du Port

Ce potentiel de ventilation est utilisé en favorisant une architecture tournée vers la ventilation naturelle. Basée sur les principes indiqués dans le référentiel PERENE, la construction consiste à un ensemble de bâtiments agencés de façon à favoriser un potentiel de ventilation traversante dans chaque salle (Figure 1.17). De plus, un système de coursive « dépressionnaire », entre chaque bloc de salle de classe, est proposé pour augmenter le potentiel de ventilation par effet du vent.

Ce système de dépression est aussi utilisé au niveau des patios du bâtiment de restauration central. Des puits de ventilation sont créés dans cette partie. Un parking sur pilotis, ouvert sur le côté extérieur de la façade principale, est aussi ventilé de manière traversante.

Concernant les salles de classe, la porosité est de minimum 20% et maximum 30% afin de répondre aux exigences du référentiel PERENE (Figure 1.17). Certaines salles sont aussi ouvertes sur trois façades afin de maximiser le potentiel de ventilation.



Figure 1.17: Principe et systèmes de ventilation de l'école

D'un point de vue sécuritaire, ce bâtiment est considéré comme un établissement recevant du public, et doit ainsi suivre la réglementation du 22 mars 2004. Les escaliers étant ouverts, aucune règle de désenfumage ne s'applique à ce niveau. Cependant, le bâtiment central de restauration doit être désenfumé. Le bloc central est composé de trois parties : une partie cuisine, une salle de restauration pour l'école élémentaire et une seconde salle pour les maternelles (Figure 1.18). Ces deux dernières nous intéressent particulièrement pour la prescription des éléments de désenfumages. La salle élémentaire faisant plus de 300 m<sup>2</sup>, elle doit être désenfumée conformément aux prescriptions de l'IT 246 afin de permettre un balayage des fumées satisfaisant. Des châssis de désenfumage d'une surface supérieure ou égale à 1/200<sup>ème</sup> de la surface du local à désenfumer ont été placés en haut des puits de ventilation (Figure 1.18). La salle « maternelle » est inférieure à 300 m<sup>2</sup>. Il y a donc aucune mesure de désenfumage prescrite pour cette pièce. Cependant, il est indiqué dans la notice de sécurité que le personnel devra ouvrir les jalousies en cas d'incendie, afin de permettre l'évacuation des fumées.

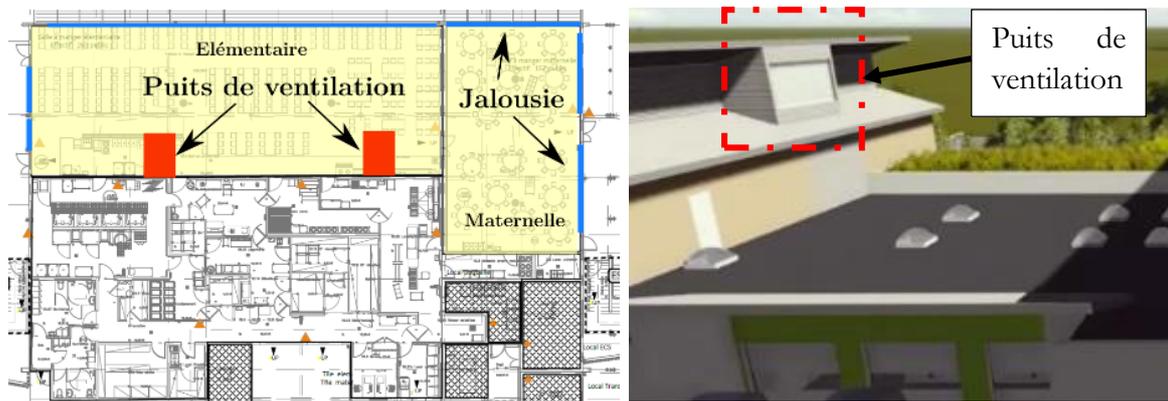


Figure 1.18 : Principe de désenfumage du restaurant de l'école.

Beaucoup d'interactions existent ici entre la conception sécuritaire et la conception environnementale. Par exemple, la salle de restauration élémentaire est désenfumée à l'aide d'un châssis placé en haut du puits de ventilation. Or, dans la configuration proposée, un des puits se trouve toujours face au vent (ouvertures opposées) et peut fonctionner en « attrape vent ». La solution de désenfumage proposée peut donc aller à l'encontre de l'IT 246. De plus, au vu de la grande porosité de la pièce étudiée, il y a une mise en question possible de la stratification des fumées, en fonction des conditions de vent et de l'emplacement des jalousies ouvertes. Pour la salle de restauration maternelle, aucune indication sur la quantité minimale de jalousie à ouvrir ni sur leur emplacement n'est précisée. La possible ouverture de jalousie peut faire varier la performance du désenfumage du meilleur au pire (forces de vent assistant ou opposant les forces de flottabilité). Un autre questionnement concerne le parking, naturellement ventilé et désenfumé, ouvert sur façades principales extérieures des salles de classe. En raison de la grande porosité de cette façade, et des conditions de vent, un incendie de voiture pourrait entraîner une contamination de toutes les salles de classe de cette façade. Cette éventualité n'est pas évoquée, car les interactions entre parkings ventilés naturellement et les autres volumes ne sont pas évoqués dans les réglementations du point de vue de la contamination de fumée.

#### 1.3.4. Ilet du centre

L'Ilet du centre est un bâtiment d'habitation située en centre-ville de Saint-Pierre, correspondant à la zone climatique Z1 selon PERENE. L'opération comprend entre autres 66 logements. Les volumes ont été traités selon PERENE avec une porosité supérieure ou égale à 20%. De plus, un caractère traversant, favorisant les écoulements internes engendrés par le vent, est privilégié. Les bâtiments sont construits de telle sorte à laisser des espaces suffisants entre eux pour assurer une bonne circulation d'air (Figure 1.20).

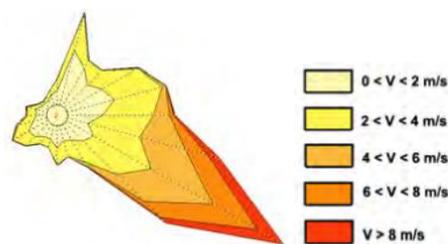
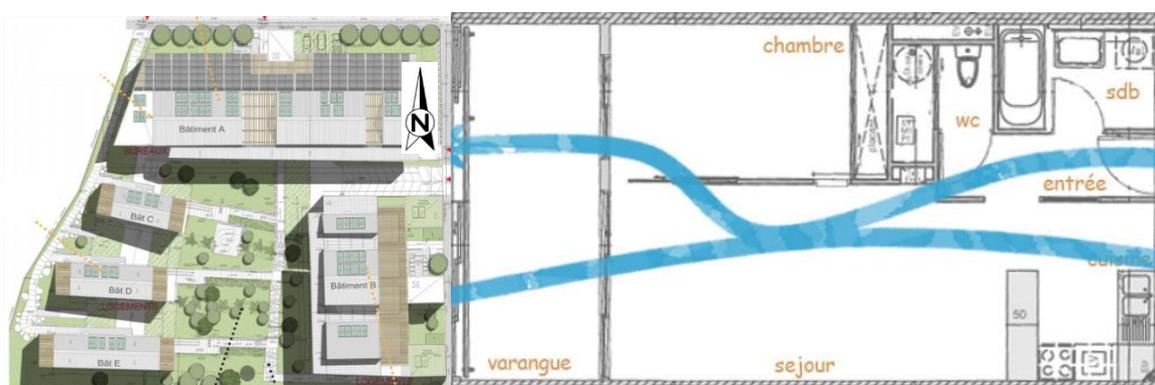


Figure 1.19 : Rose des vents de Saint-Pierre

Au regard de la rose des vents de Saint-Pierre, les façades principales sont orientées face aux brises thermiques à l'Est et à l'Ouest, mais aussi face aux vents de plus forte intensité (supérieur à  $8 \text{ m.s}^{-1}$ ) pour les façades Est et Sud-Est (Figure 1.19). Afin d'augmenter le potentiel de ventilation d'un point de vue

global sur l'opération, les bâtiments ont été construits sur pilotis avec la mise en place de parc de stationnement en rez-de-jardin. Étant construite en 2009, la réglementation thermique des DOM ne s'appliquait pas dans ce cas.

En termes de réglementation incendie, c'est l'arrêté du 31 janvier 1986 qui spécifie les mesures à adopter pour lutter contre l'incendie. Concernant le désenfumage, celui-ci n'implique que les circulations ou encore les escaliers encloués. Aucune mesure n'existe explicitement pour désenfumer un logement, car l'objectif lors d'un incendie d'habitation est de rester à l'intérieur de son logement. Dans notre cas, les circulations ainsi que les escaliers étant à l'air libre, aucune directive sur le désenfumage n'est appliquée. Or, nous pouvons nous poser des questions quant au risque de contamination des logements situés dans les blocs sur pilotis avec parking en rez-de-jardin. En effet, la Figure 1.21 nous montre en rouge la localisation potentielle de l'incendie de voiture et en vert, les façades très poreuses du point de vue de la ventilation, où le risque de contamination est fortement présent. Ainsi, en fonction de la provenance du vent et de sa force, une contamination des logements peut avoir lieu.



**Figure 1.20 : Implantation des bâtiments et principe de ventilation dans les logements**

Sachant que la ventilation des logements n'est pas prévue pour une décontamination de polluants générant des forces de flottabilité (fumée à moyenne et à haute température), un vrai problème sécuritaire est ici soulevé. La proposition architecturale visant à améliorer le potentiel de ventilation naturelle peut ici aller à l'encontre de la réglementation qui prévoit de garder les occupants chez eux lors d'un sinistre.



**Figure 1.21 : Analyse des sources possibles de vides normatifs sur les logements d'habitation**

Les circulations sont quant à elles déportées (Figure 1.22), ce qui permet de diminuer le risque de contamination (communication ventilée entre circulations et logements par ouvrants sur façade) lors d'un incendie dans les habitations.



**Figure 1.22 : Illustration des circulations déportées**

Par contre, la déportation des circulations pourrait entraîner une augmentation du potentiel de contamination interlogements. Une vraie réflexion sur l'interaction entre volumes de différentes destinations (parkings/ logements ; logements/ circulations), du point de vue de la ventilation naturelle, doit alors émerger pour permettre de répondre aux mieux aux principes de sécurité dans le cas de logements. Cette réflexion doit à la fois intégrer la prise en compte des mécanismes de ventilation naturelle pour le confort dans les études d'incendie, et prendre en compte les forces de flottabilité dans l'étude de ventilation naturelle de confort, même à l'intérieur des logements. Il peut alors en résulter un aménagement des locaux intérieurs en fonction des risques de contaminations de fumée, combinés aux impératifs de la qualité environnementale.

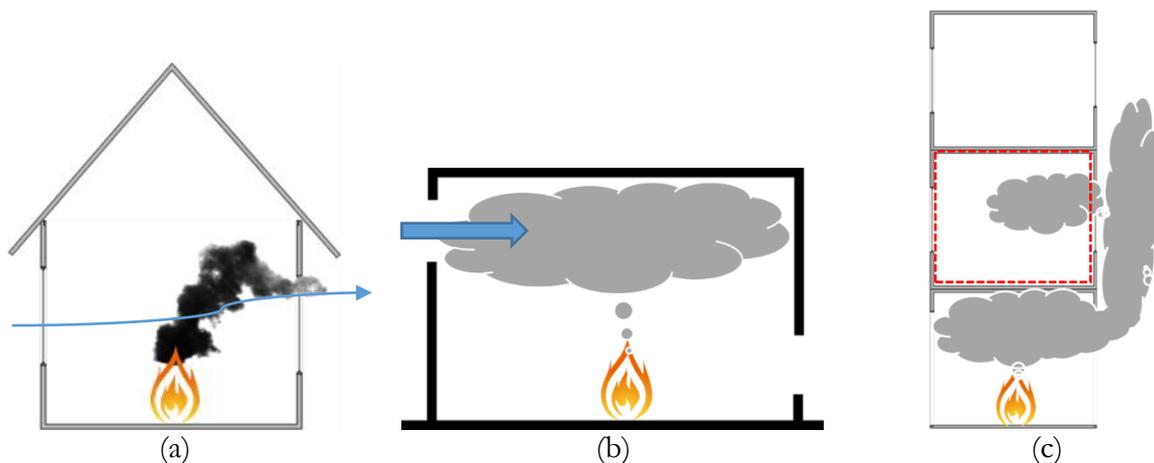
#### **1.4. Conclusion et discussions sur les analyses de cas croisées, sécurité/confort**

Dans cette partie, nous avons pu mettre en avant des configurations où des principes de ventilation naturelle pour le confort thermique peuvent soulever des questionnements, et parfois des incompatibilités, vis-à-vis de la réglementation incendie conditionnant le désenfumage naturel. Ces principes de ventilations sont pour la plupart prescrits par différents guides, référentiels et réglementations. L'analyse et l'application réglementaire soulève le fait que les réglementations et référentiels pour la ventilation de confort, ne prennent pas en considération le tirage thermique présent en cas d'incendie. A l'opposé, les réglementations pour le désenfumage naturel ne considèrent pas les systèmes passifs pour la ventilation de confort. De plus, la présence de stratification, et la connaissance de sa hauteur peuvent-être vitales lors d'un incendie. La hauteur de fumée et la gestion de sa température pourra alors accroître les chances d'évacuation en cas de sinistres. Les retours d'expériences proposés ont permis de cerner trois cas dans le bâtiment où l'étude conjointe de la ventilation de confort et d'incendie est nécessaire :

- Celle du vent soufflant perpendiculairement au jet du panache d'incendie, pouvant survenir lorsqu'un feu survient dans un volume traversant (Figure 1.23 (a)).
- Celle de la possible descente de fumée, ou déstratification, lorsque le vent est opposé à une sortie de type cheminée dépressionnaire ou canyon (Figure 1.23 (b)).
- Enfin la problématique de contamination de locaux ouvert et fortement poreux vis-à-vis de la ventilation (Figure 1.23 (c)). Ainsi se pose la mise en place de dispositifs pouvant aider la décontamination naturelle de ces volumes.

Dans cette thèse, nous étudierons le cas où de la fumée s'extrait par une ouverture haute face au vent et le cas de l'extraction d'un polluant chaud d'une pièce initialement contaminée, pour la même configuration de ventilation (Figure 1.23 (b) et Figure 1.23 (c)). Ces différents cas permettent de soulever trois problématiques :

- **Sous quelles conditions de vent, et pour quelles configurations d'ouvertures, une couche stratifiée de fumée peut-elle être maintenue ?**
- **Si la sécurité en terme de désenfumage est liée au vent, comment considérer son caractère stochastique pour caractériser l'efficacité du désenfumage naturel en fonction de la variabilité du vent ?**
- **Comment traiter de manière conjointe le confort thermique et l'efficacité du désenfumage naturel dans les bâtiments ventilés naturellement afin d'éviter les conflits de conception ?**



**Figure 1.23 : Différents cas problématiques mis en avant lors du retour d'expérience des bâtiments ventilés naturellement avec (a) le cas d'un feu dans une pièce ventilée de manière traversante (a) le cas de la fumée qui s'extrait en partie haute face au vent et (c) le cas d'une contamination de fumée d'un local ouvert sur façade.**

Pour traiter la première problématique, le Chapitre 2 propose une analyse de la littérature qui permettra de comprendre les interactions entre forces de vents et forces de flottabilité ainsi que les régimes internes d'écoulement qui y sont associés. Pour le cas du vent opposant les forces de flottabilité, une étude des régimes d'écoulement internes est proposée dans les Chapitre 3 et Chapitre 4. Les conditions de changement de régime interne seront mises en exergue pour ce cas de figure. Les deux dernières problématiques sont traitées dans le Chapitre 5, où une méthode d'analyse est proposée, pour traiter de manière conjointe la sécurité incendie et le confort thermique, et éviter les conflits mis en exergue dans ce chapitre.

# Chapitre 2

## Les mécanismes de la ventilation naturelle et les régimes d'écoulement associés

### SOMMAIRE

---

2.1.	Introduction .....	32
2.2.	Approche dissociée du tirage thermique et des effets du vent.....	32
2.2.1.	Tirage thermique induit par une quantité de chaleur résiduelle.....	32
2.2.2.	Tirage thermique généré par une source de chaleur constante.....	34
2.2.3.	Mouvement d'air induit par le vent.....	38
2.3.	Interaction entre le vent et le tirage thermique.....	42
2.3.1.	Vent assistant le tirage thermique.....	43
2.3.2.	Vent opposant le tirage thermique.....	46
2.3.3.	Discussion sur la prise en compte de l'axe neutre au niveau de l'ouverture. ....	51
2.4.	Conclusion.....	52

---

Selon Etheridge (Etheridge, 2015), l'étude de la ventilation naturelle d'un bâtiment peut être divisée en deux parties : l'étude de la ventilation au travers de l'enveloppe qui caractérise comment l'air passe de l'intérieur à l'extérieur, et l'étude des écoulements à l'intérieur de la pièce concernée. Au travers des problématiques mises en évidence dans le Chapitre 1, il en ressort que la connaissance des régimes d'écoulement internes, et les grandeurs physiques qui y sont associés, seraient l'enjeu des bâtiments passifs et sécuritaires. Ce chapitre fait alors état des modèles et observations expérimentales pour la ventilation naturelle vis-à-vis des débits d'air et des régimes de ventilation interne.

La première partie de ce chapitre se focalise sur les régimes de ventilation interne ainsi que leurs impacts sur la performance de la ventilation (débit, temps de vidange de polluant, ou encore hauteur d'interface), lorsque le vent et les forces de flottabilité agissent de manière dissociée.

Dans la seconde partie, nous montrons que lorsque le vent agit conjointement avec les forces de flottabilité, les régimes de ventilation interne peuvent être de nature complexe. L'enjeu est de connaître, pour ces cas, les conditions de changement de régimes. La définition de valeurs critiques dépendantes des caractéristiques du vent et des forces thermiques, devient nécessaire pour connaître ces transitions. Dans ce sens, les cas du vent assistant le tirage thermique et du vent opposant le tirage thermique seront exposés.

Les principaux verrous, relatifs au cas du vent opposant les forces de flottabilité, seront ainsi abordés.

## 2.1. Introduction

En fonction des conditions initiales (forces de vent, puissance des charges internes, etc.) et des configurations d'ouvrants, la performance de la ventilation dans une pièce peut être associée à un régime de ventilation interne. Divers auteurs comme Li et Delasante (Li and Delsante, 2001), ou encore Linden (Linden, 1999), ont discuté de la performance de la ventilation et des régimes internes qui y sont associés. Les études de ces auteurs permettent de conclure sur l'importance de la connaissance des régimes de ventilation interne pour l'estimation du débit de ventilation. La connaissance de ces régimes va de pair avec les scénarios de ventilation. Ainsi, les cas suivants peuvent apparaître :

- le vent et le tirage thermique qui agissent séparément,
- le vent et le tirage thermique qui agissent de manière conjointe.

Pour ce qui est du tirage thermique, celui-ci peut être induit par une ou plusieurs sources (personnes, appareils électriques, incendie, etc.), ou encore par le biais de charges thermiques résiduelles (occupants ayant quitté une pièce, fumée chaude ayant contaminé un local, etc.). La charge thermique résiduelle survient lorsqu'une charge était initialement présente dans une pièce, et est enlevée. La quantité de chaleur non évacuée constitue alors un potentiel pour le tirage thermique, une charge résiduelle. En fonction des conditions initiales relatives à la source de chaleurs ou encore à la configuration des ouvrants, l'ambiance intérieure peut être caractérisée comme homogène, ou comme stratifiée avec une couche d'air chaud et une couche d'air froid (présence d'interface). Des formulations de débits et de hauteurs d'interface sont associées aux hypothèses de régimes de ventilation interne.

Concernant le vent, lorsqu'il souffle sur un bâtiment, il engendre une distribution de pression sur toutes les surfaces extérieures du bâtiment. Cette pression est statique et dépend de plusieurs paramètres comme la direction, la vitesse du vent, la densité de l'air extérieur, l'orientation de la surface et les conditions environnantes (présence d'obstacles), mais aussi la disposition des ouvertures. Plusieurs paramètres peuvent donc influencer sur la performance de la ventilation, et *in fine*, sur le régime de ventilation interne.

Chaque scénario de ventilation sera présenté dans les parties et sous-parties suivantes. Les formulations analytiques des débits issues de la littérature seront présentées pour chaque cas. L'analyse des observations expérimentales, associée à l'analyse des cas de ventilation de manière analytique permettent de se questionner sur l'existence de régime de ventilation non observé expérimentalement.

## 2.2. Approche dissociée du tirage thermique et des effets du vent

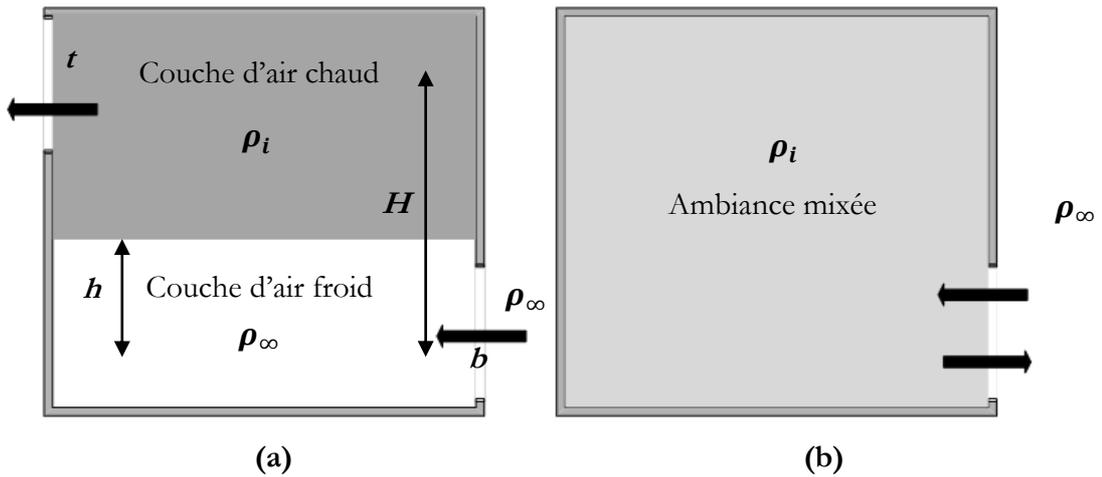
### 2.2.1. Tirage thermique induit par une quantité de chaleur résiduelle

La ventilation par tirage thermique peut être induite par une quantité de chaleur résiduelle et est souvent utilisée pour renouveler l'air dans une pièce. On parlera alors de décontamination passive. Ce renouvellement d'air consiste en la vidange de l'air initialement présent.

L'homogénéisation de l'ambiance apparaît lorsqu'une seule ouverture est présente pour la vidange d'une enceinte initialement contaminée par des charges résiduelles. Cette ouverture peut se situer en partie basse ou en partie haute (Figure 2.1 (b)). La localisation de cette ouverture engendrera une relative efficacité de vidange en cas de ventilation mixée. Si l'ouverture est située en partie basse, alors la vidange s'effectuera jusqu'à la formation d'une couche stratifiée au niveau de la hauteur de l'ouverture. Dans le cas d'une ouverture en partie haute, aucune stratification ne se crée, l'ambiance reste mixée, mais se dilue

petit à petit jusqu'à la dépollution totale de l'ambiance (Linden, 1999). Cette configuration à une seule ouverture ne sera pas étudiée au cours de cette étude.

La ventilation de charges résiduelles par déplacement est possible lorsque la pièce est composée d'une ouverture située en partie basse et d'une ouverture en partie haute (Figure 2.1 (a)). Un mouvement d'air est alors induit par les forces de flottabilité liées à la masse d'air chaud située dans le local pollué. Cette masse d'air va ensuite s'extraire par l'ouverture en partie haute, créant un effet de tirage au niveau de l'ouverture en partie basse. Un seul régime de ventilation interne existe dans ce cas : Deux couches stratifiées produisant l'effet du tirage thermique. Cette ventilation par déplacement sera alors plus efficace que la ventilation mixée pour la dépollution de l'ambiance (Chenvidyakarn, 2013).



**Figure 2.1 : Ventilation induite par une quantité de chaleur résiduelle dans le cas d'une ventilation par déplacement (a) et d'une ventilation avec une ambiance homogène (b)**

En utilisant l'approche de Bernoulli et en se référant à la Figure 2.1 (a), on obtient la formulation suivante du débit pour une ventilation de charges résiduelles par déplacement comme moteur de la ventilation (Linden, 1999) :

$$Q = A^* [g_0' (H - h)]^{1/2}, \quad (2.2.1)$$

avec  $H$  la hauteur entre les ouvertures,  $h$  la hauteur entre l'ouverture basse et l'interface,  $g_0' = g\Delta\rho / \rho_\infty$  la gravité réduite et  $A^*$  la surface effective définie par :

$$A^* = \frac{\sqrt{2}c_b A_b c_t A_t}{\sqrt{c_b^2 A_b^2 + c_t^2 A_t^2}}.$$

Les indices  $t$  et  $b$  sont relatifs à l'ouverture haute et l'ouverture basse. Dans ce cas de figure, le potentiel de ventilation diminue à mesure que la couche d'air chaud diminue. La vitesse de la vidange, ou encore la variation de la hauteur de la couche stratifiée  $h$  dans le temps, permet de trouver un temps de vidange  $t_f$ . Linden (Linden, 1999) propose une formulation du temps de vidange prenant en considération la section de la pièce  $S$ , la gravité réduite, la surface effective, ainsi que la hauteur  $H$  entre les deux ouvertures. L'expression du temps de vidange  $t_{fin}$  est alors donné par :

$$t_{fin} = \frac{2S}{A^*} \left( \frac{H}{g_0'} \right)^{1/2} \quad (2.2.2)$$

Les échanges sont considérés comme étant minimales dans le cas d'une ventilation par déplacement entre la couche polluée et la couche saine. Ce modèle nous montre qu'une couche d'air résiduelle restera dans la pièce lorsque la hauteur d'interface atteindra le linteau de l'ouverture haute.

Dans le cas d'une vidange d'un local pollué par de la chaleur résiduelle issue de fumée causée par un incendie, la ventilation par déplacement est préconisée dans les différentes réglementations avec une ouverture haute et une ouverture basse (cf. Chapitre 1). Cette configuration sera choisie tout au long de cette étude.

### 2.2.2. Tirage thermique généré par une source de chaleur constante

La ventilation engendrée par le tirage thermique, générée par une source de chaleur constante, peut être représenté à l'intérieur d'une pièce par une personne ou un groupe de personnes, une source de chauffage, l'émission de chaleur par des équipements électriques, ou encore dans le cas le plus extrême une source d'incendie. Lorsqu'une source localisée produit de la chaleur, il y a alors création d'un panache. Les équations gouvernant le phénomène, issues de la théorie des panaches, présentées initialement par (Morton et al., 1956), furent étudiées et résolues, sous l'approximation de Boussinesq par Morton et al. (Morton et al., 1956). Le cas non Boussinesq a ensuite été étudié par Rooney et Linden (Rooney et Linden, 1996). Vauquelin et al. (Vauquelin et al., 2009) proposent dans leur étude d'utiliser les équations générales de conservation, prenant en considération à la fois le cas Boussinesq et non Boussinesq, pour mettre à l'échelle une source avec un panache générant des forces de flottabilité.

Les différentes équations et développements de ces auteurs nous permettent de définir le débit  $Q_p$  de panache en fonction du flux de flottabilité  $B_0$  et de la hauteur  $z$  :

$$Q_{p(z)} = \lambda B_0^{1/3} z^{5/3}, \quad (2.2.3)$$

avec  $\lambda = \left(\frac{6\epsilon}{5}\right) \left(\frac{9\epsilon}{10}\right)^{1/3} \pi^{2/3}$ , avec  $\epsilon$  une fraction de la vitesse du panache à une hauteur quelconque.

Le flux de la source générant les forces de flottabilité peut être décrit en fonction de la puissance convective :

$$B_0 = \frac{g\alpha\dot{q}}{\rho_i C_p}, \quad (2.2.4)$$

Avec  $\alpha$  le coefficient d'expansion d'un fluide,  $\rho_i$  la masse volumique du fluide chaud à la source,  $C_p$  est la chaleur massique à pression constante de l'air, et  $\dot{q}$  la puissance convective générée par la source. Comme le souligne Chenvidyakarn (Chenvidyakarn, 2013), l'origine d'un panache réel ne commence pas à l'origine  $z = 0$ , il convient ainsi de définir une origine virtuelle se situant en dessous de la source générant les forces de flottabilité (Figure 2.2).

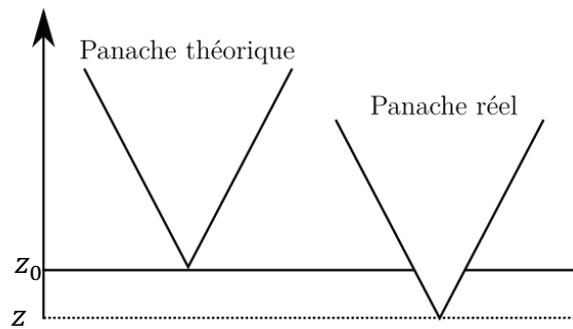


Figure 2.2 : Différence entre origine du panache théorique et origine du panache réel.

Cette origine virtuelle peut être déterminée expérimentalement. L'équation du débit de la source devient donc (Linden et al., 1990):

$$Q_{p(z)} = \lambda B_0^{1/3} (z + z_0)^{5/3}. \quad (2.2.5)$$

Nous pouvons maintenant décrire la ventilation par tirage thermique d'un milieu ventilé avec une source constante. Ce genre de ventilation fut introduit les premières fois par (Linden et al., 1990). Ils ont alors considéré le cas d'une ventilation mécanique où le débit de renouvellement d'air était imposé.

Linden et al. (Linden et al., 1990) ont traité ce cas de figure en émettant deux hypothèse : celle d'une **ventilation par déplacement** avec source constante de chaleur créant les forces de flottabilité (Figure 2.3 (a)) et celle d'une **ventilation avec ambiance homogène** (Figure 2.3 (b)).

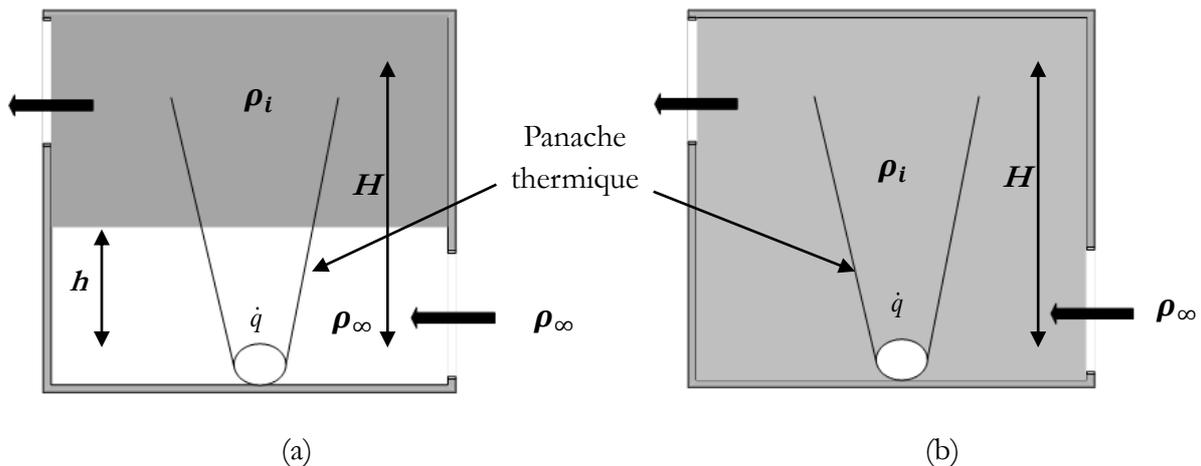


Figure 2.3 : Tirage thermique généré par une source constante et localisée, dans le cas d'une ventilation (a) par déplacement, et d'une ventilation (b) avec ambiance homogène.

Dans la continuité de leurs travaux, plusieurs modèles ont été proposés pour étudier le tirage thermique généré par une source, avec d'une part comme objectif l'estimation du débit de ventilation et d'autre part l'estimation de la hauteur d'interface lorsque l'ambiance est stratifiée.

Ainsi, Li (Li, 2000) propose une revue et une comparaison des modèles de ventilation existants, lorsqu'une source constante générant des forces de flottabilité est présente dans une enceinte avec ventilation haute et basse. Ils mettent notamment en avant le cas d'Andersen (Andersen, 1995), qui a suggéré un modèle avec une ambiance complètement homogène. Andersen (Andersen, 1995) prend comme hypothèses que les parois sont adiabatiques, qu'il y a une source de chaleur à l'intérieur et que l'ambiance est plus chaude que l'extérieur. Il obtient une expression du débit qui est fonction de la hauteur entre les deux ouvertures  $H$  et de la source générant les forces de flottabilité  $B_0$  :

$$Q = A^{*2/3} (B_0 H)^{1/3}. \quad (2.2.6)$$

En combinant cette équation avec celle du débit de panache présentée précédemment (cf. équation 2.2.3), on obtient :

$$h\lambda^{3/5} = H^{1/5} A^{*2/5}. \quad (2.2.7)$$

Ainsi, même si l'ambiance est considérée avec une température homogène, deux couches stratifiées sont considérées. En posant  $\zeta = (h/H)$  on peut écrire l'équation précédente sous la forme :

$$\frac{A^*}{H^2} = \lambda^{3/2} \sqrt{\zeta^5}. \quad (2.2.8)$$

L'hypothèse de Linden et al. (Linden et al., 1990) est de considérer deux couches stratifiées pour leurs modèles. Ainsi, on obtient pour l'équation du débit de ventilation, et pour l'équation qui permet de modéliser la hauteur de la zone dite saine (hauteur d'interface) les formulations suivantes :

$$Q = A^{*2/3} (B_0 (H - h))^{1/3}, \quad (2.2.9)$$

et

$$\frac{A^*}{H^2} = \lambda^{3/2} \sqrt{\frac{\zeta^5}{1-\zeta}}. \quad (2.2.10)$$

Ces équations mettent en évidence qu'il n'y a pas de relation entre la hauteur de l'interface et la puissance de la source. De plus, les hypothèses initiales en termes d'homogénéité de l'ambiance dans le cas d'une ventilation pilotée par les forces de flottabilité, peuvent avoir un impact significatif sur l'estimation de la hauteur de l'interface et du débit.

Li (Li, 2000) propose d'aller plus loin en prenant l'hypothèse d'un modèle qui, en plus des deux couches stratifiées, prend aussi en compte les transferts thermiques au niveau des parois. Son modèle considère une température de la couche inférieure plus élevée que la température extérieure, et des coefficients de transferts convectifs et radiatifs au niveau des parois. On a alors l'expression suivante pour les débits :

$$Q = A^{*2/3} (B_0 (H - h + \Lambda h))^{1/3}, \quad (2.2.11)$$

avec  $\Lambda = \left[ \frac{Q \rho C_p}{A_f} (1/a_f + 1/a_r + 1/a_c) \right]$ , où les  $a_i$  représentent les coefficients d'échange convectifs et radiatifs et  $A_f$  la surface du plancher. Pour l'équation de la hauteur d'interface, on obtient :

$$\frac{A^*}{H^2} = \lambda^{3/2} \sqrt{\frac{\zeta^5}{1 - (1 - \Lambda)\zeta}}. \quad (2.2.12)$$

Le deuxième modèle ajoute aux hypothèses du *air filling box* de Li (Li, 2000), celle de la variation linéaire de la température intérieure en fonction de la hauteur. Le Tableau 2-1 résume les quatre modèles analytiques pour la formulation du débit, cités précédemment. En se basant sur ces équations de débit, et en prenant les mêmes hypothèses de départ pour  $B_0$ ,  $H$ ,  $h$ ,  $A^*$ , et  $\Lambda$ , Li (Li, 2000) montre que le modèle d'Andersen avec une température homogène aura tendance à surestimer le débit de ventilation par rapport au modèle de Linden et al. (Linden et al., 1990) d'au moins 30%.

**Tableau 2-1 : Différents modèles existants afin de caractériser le débit de ventilation dû à une différence de température**

Modèle - Année	Équations d'estimation débit	Limites et /ou apports
(Linden et al., 1990)	$Q = A^{*2/3} (B_0 (H - h))^{1/3}$	Murs adiabatiques / considération de deux zones stratifiées
(Andersen, 1995)	$Q = A^{*2/3} (B_0 H)^{1/3}$	Température intérieure uniforme et murs adiabatiques
(Li, 2000)	$Q = A^{*2/3} (B_0 (H - h + \Lambda h))^{1/3}$	Deux zones stratifiées avec températures différentes. température de la couche inférieure supérieure à l'ambiance
(Li, 2000)	$Q = A^{*2/3} \left( \frac{1}{2} B_0 (1 + \Lambda) \right)^{1/3}$	Profil vertical de température intérieure

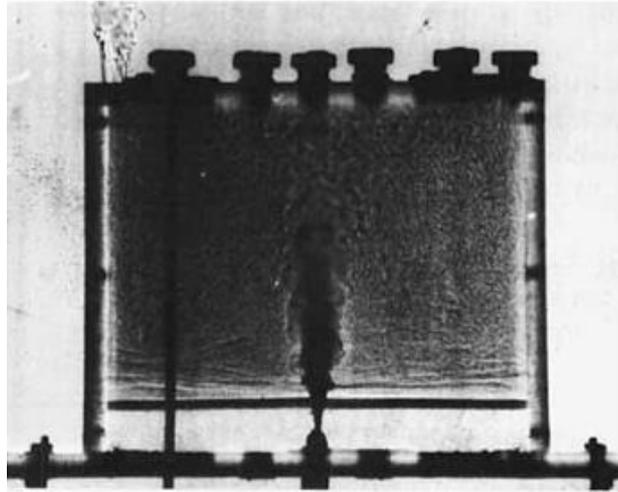
Les modèles proposés par Li (Li, 2000) estiment un débit compris entre celui proposé par Linden et al. (Linden et al., 1990) et celui obtenu par Andersen (Andersen, 1995). Pour la formulation proposée par Andersen (Andersen, 1995), la surestimation du débit est alors due au fait que le modèle prend en considération une température supérieure à celle des autres modèles dans la partie inférieure de l'enceinte, ce qui a pour conséquence la surestimation des forces de flottabilité.

A contrario, le modèle de Linden et al. (Linden et al., 1990) prend en compte une température de couche supérieure plus froide, ce qui implique des forces de flottabilité plus faibles. Concernant la prédiction de la hauteur de la couche d'air saine en partie basse, Li (Li, 2000) compare les modèles et constate aussi que la formulation d'Andersen surestime la couche saine alors que celle de Linden et al. donne les valeurs les plus basses (différence de l'ordre de 30% lorsque le ratio  $A / H^2 = 0,1$ ).

En conclusion, lorsque les forces de flottabilité agissent seules, prendre l'hypothèse d'une couche stratifiée aura un impact significatif sur l'estimation du débit, ainsi que sur l'estimation de l'épaisseur de la couche inférieure. L'importance du régime de ventilation interne (ambiance homogène ou stratifiée) est ainsi démontrée de manière analytique. Des observations expérimentales permettent de comprendre les conditions sous lesquelles ces régimes internes apparaissent.

La stratification de l'ambiance est observée expérimentalement par Linden et al. (Linden et al., 1990), quel que soit la nature de la source en milieu ouvert (Figure 2.4). Hunt et al. (Hunt et al., 2001) proposent à leur tour une expérience en laboratoire à échelle réduite pour comprendre ce qui peut induire une ambiance homogène dans une enceinte soumise à une source générant des forces de flottabilité de manière continue. Dans leur cas, l'enceinte est fermée. Lors de l'injection de la solution saline, les auteurs étudient alors l'effet des forces de flottabilité (induite par la différence de masse volumique) seules.

Hunt et al. (Hunt et al., 2001) posent cette problématique : comment les forces de flottabilité et la quantité de mouvement provenant d'une source, ou individuellement de deux sources différentes impactent, entres autres, la stratification dans une pièce ? Les auteurs soulignent que la compétition entre les forces de flottabilité et la quantité de mouvement aura tendance soit à stratifier l'intérieur soit à homogénéiser l'intérieur. Bien qu'étudiée pour un milieu fermé, selon Hunt et al. (Hunt et al., 2001), la nature d'un panache générant des forces de flottabilité aura donc une grande conséquence sur le régime d'écoulement interne, en termes de stratification ou mélange de l'ambiance.



**Figure 2.4 : Observation de (Linden et al., 1990) concernant la ventilation par déplacement avec source constante. Les forces de flottabilité sont modélisées à l'aide d'un fluide à forte densité, injecté dans un fluide à faible densité (Principe du « *water filling box* »).**

Ainsi, une étude expérimentale des régimes de ventilation en fonction des propriétés du panache sera proposée, en présence de vent, dans le Chapitre 3.

Dans la partie suivante, les équations ainsi que les paramètres mis en jeu lorsque le vent pilote les écoulements d'air sont exposés. Une analyse des différentes études n'impliquant que le vent est alors réalisée.

### 2.2.3. Mouvement d'air induit par le vent

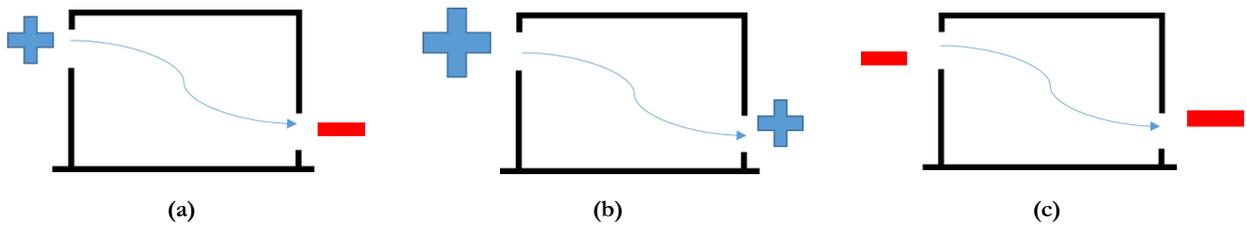
Pour un vent agissant dans un environnement dégagé, et donc non perturbé, les pressions relatives exercées sont généralement positives sur le côté dit « face au vent » d'un bâtiment, et négatives sur le côté dit « sous le vent ». La pression exercée par le vent sur une surface d'un bâtiment est exprimée en fonction de la masse volumique de l'air  $\rho_\infty$ , de la vitesse du vent  $V$  et d'un coefficient de pression éolienne  $C_{pi}$ . En se basant sur le théorème de Bernoulli, l'équation ci-dessous nous donne la corrélation liant les variables énoncées :

$$P_v = P_{ref} + \frac{1}{2} \rho_\infty C_{pi} V^2, \quad (2.2.13)$$

avec  $P_v$ , la pression due au vent et  $P_{ref}$  la pression de référence. Il est important de noter que les pressions exercées sur les facettes d'un bâtiment peuvent être négatives ou positives selon l'angle d'incidence du vent et de la forme géométrique du bâtiment. Pour qu'un flux soit généré dans une pièce, la différence de pression entre deux façades sera nécessaire. C'est le coefficient de pression  $C_p$  qui permet d'indiquer si la surface du bâtiment est en surpression ou en dépression. Cette différence de pression est définie par :

$$\Delta P_v = \frac{1}{2} \rho_\infty \Delta C_{pi} V^2. \quad (2.2.14)$$

Ici  $\Delta C_{pi}$  correspond à la différence entre les coefficients de pression au niveau des façades. Le sens de l'écoulement à travers une pièce pourra alors être déterminé (Figure 2.5).



**Figure 2.5 : Impact des dépressions et surpressions sur le sens du flux : (a) représente une surpression sur la façade de gauche et dépression sur celle de droite, (b) représente deux façades en surpression, mais avec la pression de la façade de gauche supérieure à celle de droite et (c) représente deux façades en dépression, mais avec la dépression de la façade de gauche inférieure à celle de la façade de droite**

Le coefficient  $C_{pi}$  est un paramètre sans dimension qui indique la surpression ou la dépression de la façade en fonction de l'angle d'incidence du vent sur le bâtiment. Selon Cóstola et al. (Cóstola et al., 2009) les coefficients de pression dépendent aussi de paramètres comme la géométrie d'un bâtiment, les divers détails relatifs à la façade, l'exposition au vent, la vitesse du vent ainsi que sa direction.

Le coefficient de pression peut être exprimé par l'équation suivante :

$$C_{pi} = \frac{2(P_v - P_{ref})}{\rho_\infty V^2} . \quad (2.2.15)$$

Afin d'intégrer au mieux ces coefficients dans les calculs de débit d'air, les outils de simulation pour le bâtiment, ainsi que les modèles aérauliques, font appel à des formules simplifiées ou à des valeurs issues de la mesure. Plusieurs bases de données en terme de mesure de coefficients de pression existent, comme celles de Ginger et Letchford ou encore celle de Katayama et al. (Ginger and Letchford, 1999; Katayama et al., 1992). Cependant, la méthode la plus utilisée pour la prédiction du  $C_p$  est l'utilisation d'équations paramétriques dérivées des mesures. Ces équations donnent de bonnes approximations lorsqu'elles sont utilisées dans les mêmes conditions et sous les mêmes hypothèses au travers desquelles les équations ont été développées. On peut ainsi citer les modèles de Walton (G. Walton, 1982) et Walker et al. (I.S. Walker and D.J. Wilson, 1994). Swami et Chandra (M.V. Swami and S. Chandra, 1988) proposent une méthode qui est la plus couramment utilisée. Mulehlsein et Patrizi (Muehleisen and Patrizi, 2013) ont développé une autre méthode en se basant sur les mesures effectuées par l'Université Polytechnique de Tokyo. Mulehlsein et Patrizi comparent dans une étude, leur équation à celle de Swami et Shandra et mettent en évidence que la nouvelle équation paramétrique est plus précise.

Pour connaître le débit de ventilation induit par le vent de manière analytique, nous écrivons l'équation de pression suivant une ligne de courant entre les deux ouvertures hautes et basses. Ainsi on obtient pour le même cas d'étude d'une pièce avec ouverture opposée haute et basse :

$$Q = A^* \sqrt{\frac{\rho_\infty \Delta C_{pi} V^2}{2}} . \quad (2.2.16)$$

Ainsi, contrairement au débit engendré par le tirage thermique, une hypothèse forte sur l'ambiance est considérée dans le cas du vent : ambiance thermique homogène. Concernant la vitesse  $V$  d'air, plusieurs équations existent afin de modéliser une vitesse sur site à partir d'une vitesse mesurée. C'est le cas de la loi puissance (Touma, 1977), de l'équation donnée par ASHRAE Fundamentals Handbook (American Society of Heating, Refrigerating, & Air-Conditioning Engineers, 2001), ou encore de la loi log (Holmes, 2003). Ces différents modèles permettent d'ajuster les vitesses mesurées, sur un site donné,

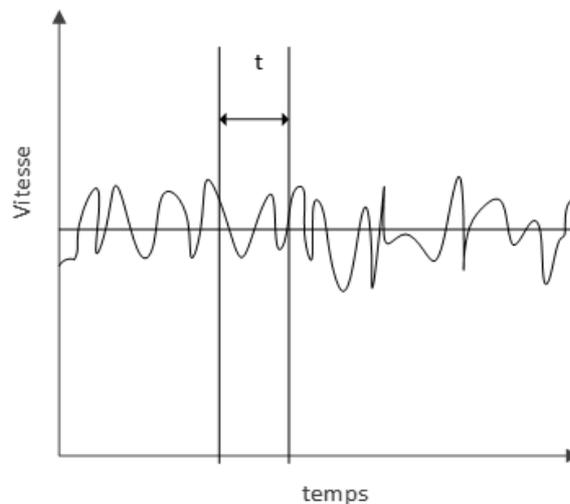
par des stations météorologiques. Pour les stations météorologiques, la hauteur des mesures est normalisée et située à 10 m par rapport au sol. Ces mesures sont généralement prises en milieu dégagé. Le Tableau 2-2 présente les formulations des différents modèles existants.

**Tableau 2-2 : Équations de la loi puissance, de la loi Log, et de la méthode AHSRAE**

Loi puissance	$\frac{V_z}{V_{z_{réf}}} = \left( \frac{z}{z_{réf}} \right)^i$
Méthode ASHRAE	$V_z = V_{z_{réf}} \left( \frac{\delta_{réf}}{z_{réf}} \right)^{i_{réf}} \cdot \left( \frac{z}{\delta} \right)^i$
Loi log	$V_z = \frac{V_*}{K} \cdot \ln \left( \frac{z}{z_0} \right)$

Les coefficients  $\delta$  et  $i$  caractérisent le site.

Un autre facteur essentiel à prendre en considération est la présence de turbulence lorsque la ventilation est induite par le vent. Celle-ci peut être représentée par une fluctuation de la vitesse au cours du temps (Figure 2.6). Avec en abscisse la composante de la vitesse, et t le temps. Ce phénomène de turbulence, de nature stochastique, pousse à avoir recours à des analyses précises mettant seulement en jeu l'utilisation de la Mécanique des Fluides Numérique ou alors à des études expérimentales. Pour l'expérimentation à petite échelle mettant en jeu le vent seul, le régime de turbulence de vent devra être conservé (conservation du nombre de Reynolds) afin de reproduire au mieux les effets du vent.



**Figure 2.6: Diagramme illustratif représentant la variation de la vitesse de vent en fonction du temps**

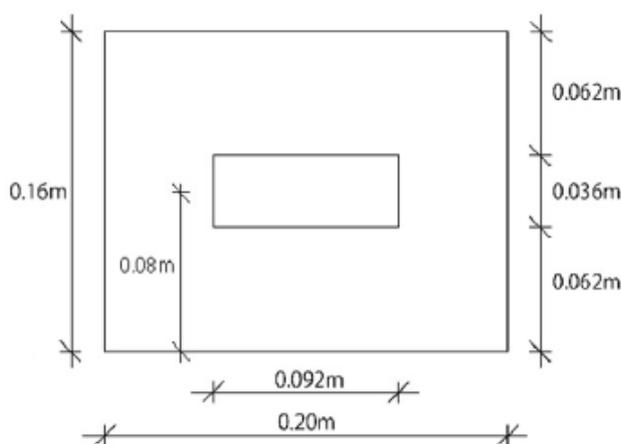
Ainsi de manière analytique la vitesse est moyennée. La différence entre la vitesse et la moyenne permet de déterminer la quantité fluctuante. La vitesse peut alors être modélisée de la façon suivante :

$$V(y,t) = \bar{V}(y) + V'(\Gamma,t). \quad (2.2.17)$$

$\Gamma$  est une composante spatiale quelconque. De par la complexité de la mesure du vent, et de la distribution de la pression aux alentours d'un bâtiment, l'étude de la ventilation par seul effet du vent sera la plupart du temps expérimentale ou numérique par le biais de la MFN.

Des études ont ainsi montré que la performance de la ventilation dans le cas du vent agissant seul dépendait aussi des régimes de ventilation interne. L'équation analytique du débit dans ce cas ne suffit pas toujours pour estimer la performance de la ventilation.

Karava et al. (Karava et al., 2011) ont par exemple utilisé un système expérimental faisant appel à l'étude des champs de vitesse par imagerie laser PIV (Particles Image Velocimetry) pour étudier à la fois les débits et les régimes d'écoulement internes, pour un bâtiment isolé et traversant, soumis au vent, avec une variation de la localisation des ouvertures. Ils utilisent une équation analytique du débit afin d'avoir des éléments de comparaison face à l'expérimentation. Ils ont mis en évidence que pour certains cas, les modèles analytiques donnaient de bonnes prévisions de débit de ventilation, mais que dans le cadre de la ventilation naturelle traversante les régimes d'écoulement internes étaient beaucoup trop complexes pour être prédits avec des équations analytiques. L'équation analytique du débit donne alors de bonnes approximations du débit pour des ouvertures placées au milieu ou en partie haute et pour des porosités inférieures à 10%. Cependant, cette équation surestime le débit de ventilation pour des porosités supérieures à 10% pour les mêmes configurations. Dans le cas des ouvertures placées en partie basse, l'équation analytique surestime le débit de ventilation sauf pour des porosités supérieures à 20%. Dans la cadre de la ventilation naturelle, il n'y a pas que le débit de ventilation qui importe, mais également l'extraction d'air vicié (ou polluant). Ainsi, un même débit de ventilation peut être associé à deux taux d'extraction d'air vicié distincts. C'est à cette problématique que Tominaga et Blocken (Tominaga and Blocken, 2016) répondent dans leur étude en analysant les effets du vent de manière expérimentale. L'étude proposée par Tominaga et Blocken présente une analyse de l'écoulement et de vidange d'un polluant passif pour une géométrie (Figure 2.7) présentant cinq configurations d'ouvrants.

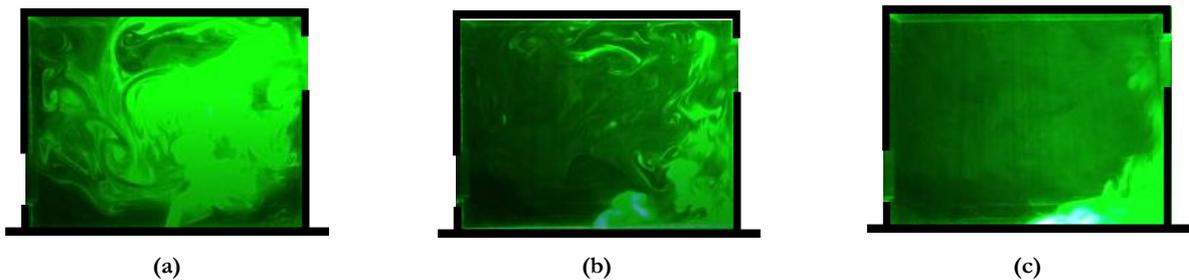


**Figure 2.7 : géométrie étudiée expérimentalement par Tominaga et Blocken (Tominaga and Blocken, 2016)**

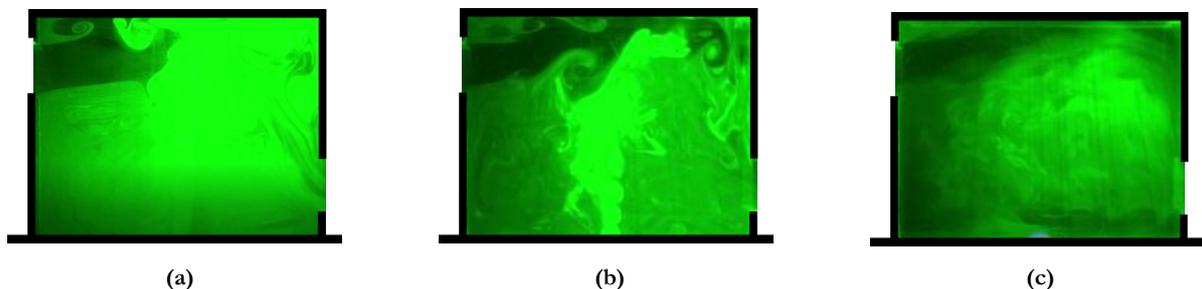
Ces ouvrants sont placés sur des façades opposées au vent ou sous le vent. Dans ces conditions, les auteurs se focalisent sur le mouvement de l'air au niveau du plan vertical central au sein de l'enceinte. Ils justifient leur choix par rapport à la forme de l'ouverture. Ils s'appuient notamment sur des études expérimentales menées en amont par Tominaga et Blocken (Tominaga and Blocken, 2015). Les auteurs ont ainsi démontré le rôle de la position des ouvrants sur le comportement aérodynamique interne. Ce comportement qui a une grande conséquence sur la performance de la ventilation naturelle.

Une expérimentation basée sur celle de Tominaga est Blocken (Tominaga and Blocken, 2016) a été réalisée, dans le cadre de cette thèse, pour qualifier le régime d'écoulement interne avec une injection constante de polluant passif. Différentes vitesses de vent sont testées face à l'ouverture basse (Figure 2.8)

et face à l'ouverture haute (Figure 2.9). Pour le cas de l'ouverture basse face au vent (Figure 2.8), l'augmentation du vent a tendance à rapidement réduire l'influence du jet de polluant sur la dynamique interne. Ainsi, le jet d'air entrant en partie basse impacte la cinétique du jet de polluant de manière plus marquée que pour la configuration où l'ouverture haute est face au vent (Figure 2.9). Une différence significative peut ainsi être observée entre les deux configurations. Cette géométrie sera utilisée pour les études expérimentales des Chapitre 3 et Chapitre 4. L'étude de la ventilation induite par le seul effet du vent nous a permis de mettre en évidence la dépendance du régime d'écoulement interne sur, à la fois le débit de ventilation, mais également sur la dispersion de polluant passif. De plus, cette analyse met en avant le cas d'une géométrie avec ventilation haute et basse sur faces opposées en présence de panache de polluant passif. En fonction de la vitesse du vent et de sa provenance (face à l'ouverture haute, ou face à l'ouverture basse), la dynamique de ventilation interne varie de manière significative.



**Figure 2.8: Régime de ventilation observé dans le cas d'un régime piloté par le vent, avec injection constante d'un polluant passif, pour une ouverture basse face au vent et une ouverture haute sous le vent avec (a) un vent faible, (b) un vent intermédiaire et (c) un vent fort (Expérimentation effectuée à l'PIUTSI)**



**Figure 2.9: Régime de ventilation observé dans le cas d'un régime piloté par le vent, avec injection constante d'un polluant passif, pour une ouverture haute face au vent et une ouverture basse sous le vent avec (a) un vent faible, (b) un vent intermédiaire et (c) un vent fort (Expérimentation à l'PIUTSI)**

### **2.3. Interaction entre le vent et le tirage thermique**

Dans les climats chauds, ou tempérés, lorsque la ventilation naturelle est utilisée comme moyen passif pour le renouvellement d'air ou le rafraîchissement, la convection mixte est alors mise en jeu. Lorsqu'une ouverture quelconque est ouverte, les forces de flottabilité et le vent sont toujours en interaction. Ainsi, bien que le vent puisse apparaître comme étant le principal moteur de la ventilation naturelle (Santamouris et al., 1998), les différences de températures vont, la plupart du temps, interagir sur les régimes d'écoulement internes (Linden et al., 1990; Linden and Cooper, 1996). Le vent pourra ainsi être faible ou fort face aux forces de flottabilité et pourra s'opposer à celles-ci ou au contraire les assister. Déterminer les régimes de ventilations internes devient complexe et peut avoir de fortes conséquences sur l'estimation de la performance de ventilation. Nous allons étudier dans cette partie, l'aspect théorique et expérimental de l'interaction entre le vent et le tirage thermique pour un cas académique représentant une pièce avec

ouverture haute et ouverture basse. Deux cas seront étudiés : Le vent assistant et le vent opposant les forces de flottabilité. Les cas du tirage thermique induit par une quantité de chaleur résiduelle ainsi que celui du tirage thermique généré par une source constante sont présentés.

### 2.3.1. Vent assistant le tirage thermique

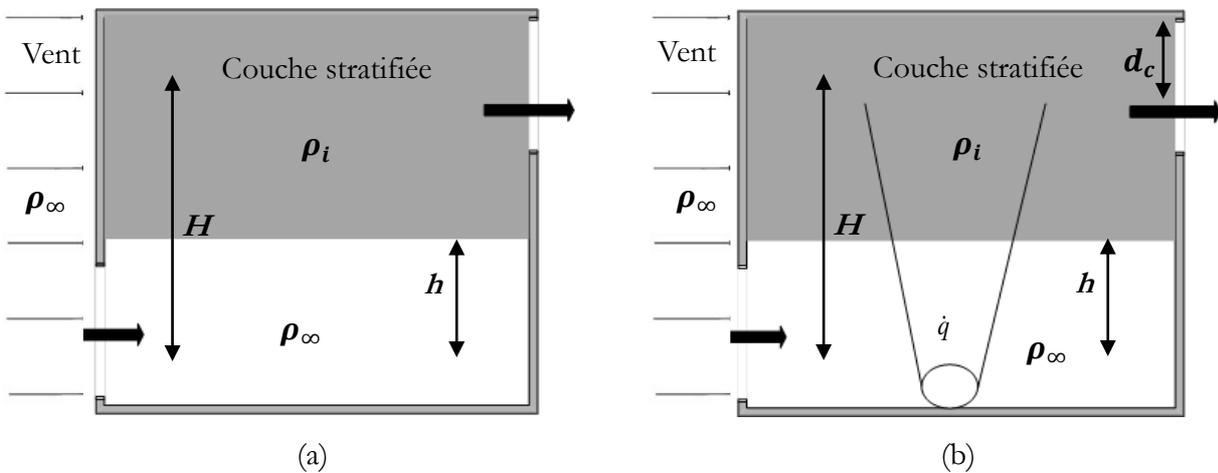
Hunt et Linden (Hunt and Linden, 2001) ont étudié de manière théorique et expérimentale le cas du vent qui assiste les forces de flottabilité pour une géométrie simple avec ouverture basse au vent et ouverture haute sous le vent. Les forces de flottabilité résultant de charges résiduelles (Figure 2.10 (a)) ainsi que les forces de flottabilité générées par une source constante sont considérées (Figure 2.10 (b)).

De manière théorique, Hunt et Linden (Hunt and Linden, 2001) démontrent que dans le cas d'un vent assistant les forces de flottabilité, le débit total  $Q$  à travers une ouverture peut s'écrire sous la forme suivante :

$$Q = (Q_v^2 + Q_B^2)^{1/2}, \quad (2.3.1)$$

avec  $Q_v$  le débit induit par le vent, et  $Q_B$  le débit induit par les forces de flottabilité. Le débit peut alors être écrit sous forme générale de la manière suivante :

$$Q = A^* \left( g'H + \frac{\Delta P_v}{\rho} \right)^{1/2}. \quad (2.3.2)$$



**Figure 2.10 : Cas du vent assistant les forces de flottabilité générées par des charges résiduelles (a) et du vent assistant les forces de flottabilité générées par une source constante (b)**

La hauteur de l'axe neutre est caractérisée par Hunt et Linden (Hunt and Linden, 2001) lorsque le vent assiste les forces de flottabilité générées par des charges résiduelles. La couche d'air chaud qui s'extrait par l'ouverture placée en partie haute entraîne de l'air « frais » au sein de l'ouverture basse. Le vent aura pour effet de renforcer le tirage thermique. Linden (Linden, 1999) indique que pour un large spectre de vitesse de vent, la stratification était conservée, et que l'évolution de la hauteur de l'interface  $h$  en fonction du temps pouvait alors s'exprimer de la façon suivante :

$$\frac{h}{H} = \left( (1 + Fr_0^2)^{1/2} - \frac{t}{t_f} \right) - Fr_0^2. \quad (2.3.3)$$

Le nombre de Froude au temps  $t = 0$  est ici défini par  $Fr_0 = (\Delta P_v / \rho_\infty g_0' H)^{1/2}$ ,  $t$  représente le temps, et  $t_f$  représente le temps de vidange totale lorsque les forces de flottabilité agissent seules, et  $g_0' = g \Delta \rho / \rho_\infty$  la gravité réduite initiale. Pour ce cas de figure, les auteurs définissent le temps de vidange total  $t_{fW}$  par :

$$\frac{t_{fW}}{t_f} = (1 + Fr_0^2)^{1/2} - Fr_0^2. \quad (2.3.4)$$

Ainsi, à mesure que la valeur de  $Fr_0$  augmente, le temps de vidange diminue. Les forces de vent auront donc un impact positif sur la décontamination dans le cas du vent assistant les forces de flottabilité issues de charges thermiques résiduelles. Une expression de la variation de  $Fr$  par rapport au temps peut alors être définie dans ce cas par :

$$Fr(t) = Fr_0 \left( \frac{H}{h(t)} \right)^{1/2}. \quad (2.3.5)$$

$Fr$  augmente ainsi au fur et à mesure que la vidange s'effectue, ce qui se traduit par l'augmentation de l'effet du vent par rapport aux effets des forces de flottabilité au cours de la vidange. Cependant Linden (Linden, 1999) souligne que dans les observations expérimentales de Hunt et Linden (Hunt and Linden, 1996), la ventilation par déplacement (deux couches stratifiées), dans le cas du vent assistant les forces de flottabilité, était valide jusqu'à une certaine valeur de  $Fr$ . Ainsi pour des grandes vitesses de vent vis-à-vis de la vitesse engendrée par les forces de flottabilité seules, **le régime d'écoulement interne n'est piloté que par le vent**, rendant la vidange moins efficace que dans le cas de la ventilation par déplacement seule (vent + tirage thermique). Il existe alors une valeur  $Fr$  à partir de laquelle le temps de vidange augmente au lieu de diminuer. Ce nombre de Froude critique  $Fr_{crit}$ , est défini par les auteurs, avec les variables liées à la géométrie de l'enceinte :

$$Fr_{crit} = \sqrt{\left( \frac{A_b^{3/4}}{A^* H^{1/2} \mathcal{D}} \left( H - \frac{h_t}{2} \right) \right)^2 - 1}, \quad (2.3.6)$$

avec  $A_b$  la surface de l'ouverture basse, et  $h_t$  la hauteur de l'ouverture haute, sous le vent. Le coefficient  $\mathcal{D}$  est obtenu expérimentalement. Dans le cas où les forces de flottabilité dans la pièce sont générées par une source constante (Figure 2.10 (b)), le vent aura aussi pour effet d'augmenter le débit de ventilation dans la pièce. Cela a pour conséquence l'augmentation de l'épaisseur de la couche saine inférieure. Cette hauteur est donnée par :

$$\frac{A^*}{H^2} = \frac{\lambda^{3/2} \zeta^{5/3}}{\left( \frac{1 - \zeta - d_c / H}{\zeta^{5/3}} + \lambda Fr^2 \right)^{1/2}}. \quad (2.3.7)$$

On note  $d_c$  la hauteur entre le milieu de l'ouverture haute et le haut de l'enceinte.  $Fr$  est défini pour ce cas en fonction du flux de flottabilité  $B_0$ , soit:

$$Fr = \sqrt{\frac{\Delta P_v / \rho}{(B_0 / H)^{2/3}}} \quad (2.3.8)$$

Bien qu'abordé théoriquement, aucun changement de régime interne est observé expérimentalement par Hunt et Linden (Hunt and Linden, 2001). Cette observation est illustrée sur la Figure 2.11. Au regard de l'expérimentation menée par Hunt et Linden (Hunt and Linden, 2001) l'accroissement du taux de ventilation induit par le vent, aura pour effet de diminuer conjointement la température de couche inférieure et la température de couche supérieure **en maintenant la stratification**. De plus, à mesure que le débit de ventilation due au vent augmente, la hauteur d'interface augmente.

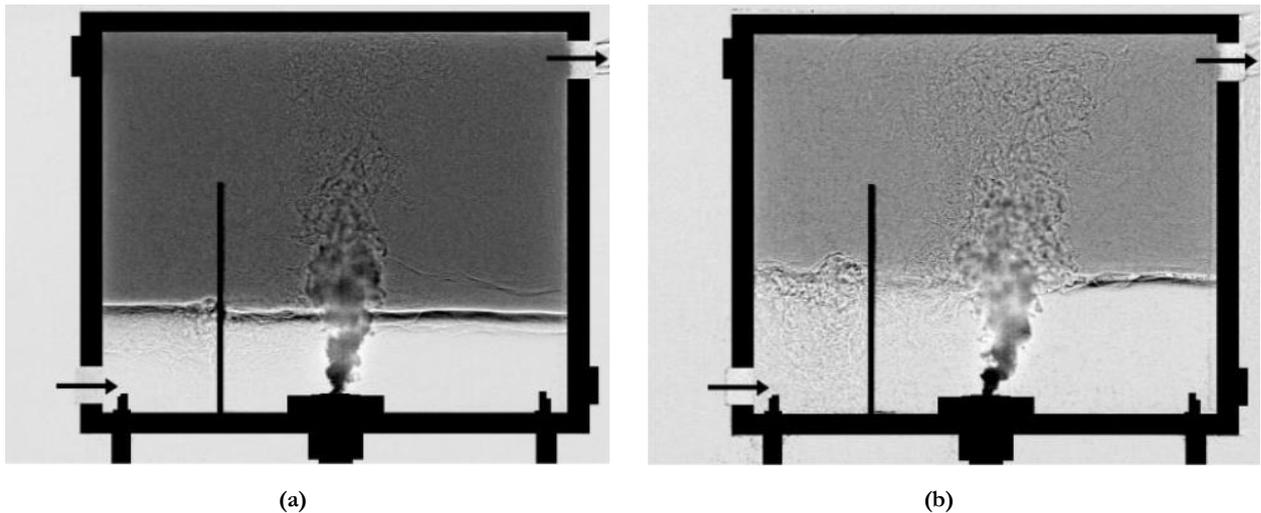


Figure 2.11 : Observation expérimentale de (Hunt and Linden, 2001) pour le régime d'écoulement interne dans le cas où le vent assiste les forces de flottabilité. (a) représente le cas d'un vent faible et (b) celui d'un vent fort.

Nous pouvons aussi ajouter que des observations expérimentales réalisées pour ces travaux de thèse (Figure 2.12) ont mis en évidence la forte influence du jet entrant sur le panache générant les forces de flottabilité, ainsi que sur la « déstratification » de l'ambiance lorsque le vent assiste les forces de flottabilité.

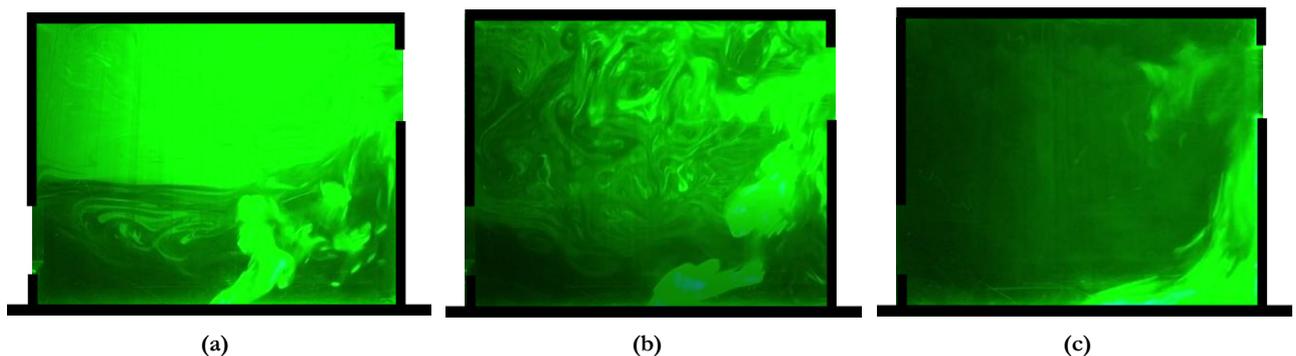


Figure 2.12 : Observations expérimentales des régimes d'écoulement internes réalisées dans le cadre de ces travaux de thèse pour le cas du vent assistant les forces de flottabilité. Les forces de flottabilité sont ici modélisées à l'aide d'un fluide à faible densité (mélange air/hélium) injectée dans l'air. (a) représente un vent faible, (b) un vent intermédiaire et (c) un vent fort (Expérimentation effectuée dans le cadre d'un stage de recherche à l'IUTSI).

L'existence à la fois d'un régime mixé et d'un régime stratifié est alors mise en évidence. L'apparition de ces régimes dépend des paramètres du vent, mais aussi des paramètres de la source générant les forces de flottabilité. Ces visualisations confirment l'existence d'une valeur critique à partir de laquelle le régime

d'écoulement interne change.

Dans le cas où le vent s'oppose aux forces de flottabilité, le vent a tendance à engendrer un écoulement entrant en partie haute et sortant en partie basse avec un régime d'écoulement interne spécifique, tandis que les forces de flottabilité auront l'effet inverse avec un régime interne composé de deux couches stratifiées. L'étude de ce cas est abordée dans la partie suivante.

### 2.3.2. Vent opposant le tirage thermique

Pour traiter le cas du vent opposant les forces de flottabilité générées par des **charges résiduelles** (Figure 2.13 (a)), Hunt et Linden (Hunt and Linden, 1997) ont conduit une étude expérimentale afin d'observer les régimes d'écoulement internes. Quatre régimes de ventilation interne sont décrits :

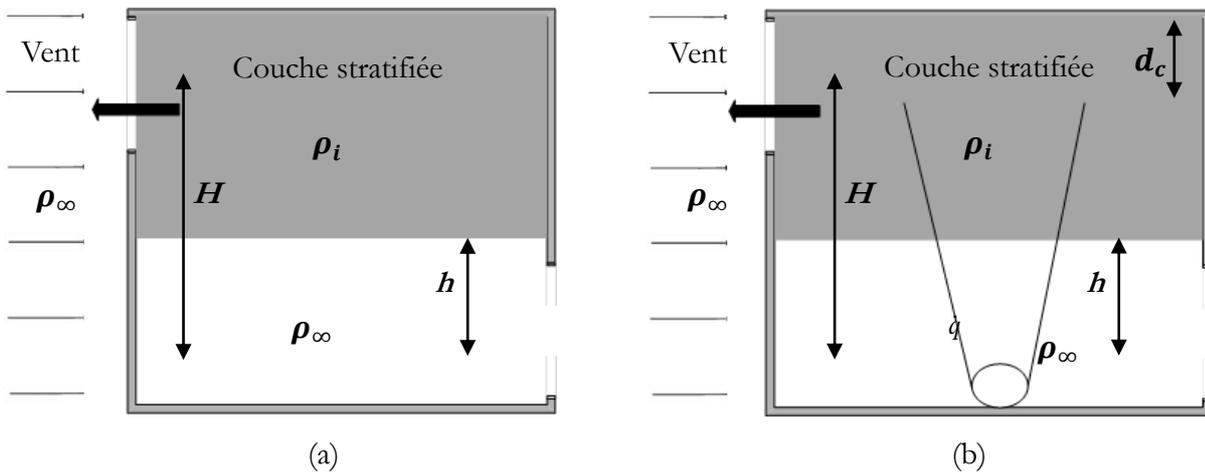
- Le premier, où les forces de flottabilité pilotent l'écoulement, le fluide moins dense s'extrait en partie haute.
- Le second régime décrit est un régime de transition. Au fur et à mesure que la couche supérieure se mélange au fluide entrant, les forces dues au vent commencent à entrer en compétition avec les forces de flottabilité. Les auteurs observent dans ce cas une alternance entre un écoulement entrant et un écoulement sortant en partie haute.
- Pour le troisième régime, lorsque la couche supérieure se mélange un peu plus au fluide entrant en partie haute, l'écoulement n'entre qu'en partie haute (face au vent) et ne sort qu'en partie basse, tout en maintenant une interface observable. Cet écoulement cause un mélange de la couche supérieure et implique une descente de l'interface.
- Enfin, le quatrième régime caractérise un écoulement piloté par le vent. Lorsque l'interface est au niveau du sol, l'ambiance est complètement mélangée.

C'est pour ce dernier régime observé que les auteurs proposent une formulation du temps de vidange dépendant du nombre de Froude lorsque l'interface atteint le plancher. Ainsi, le cas où le fluide s'extrait en partie haute n'est pas considéré (Linden, 1999). La caractérisation d'un temps caractéristique de vidange pour ce cas représente un des verrous qui sera abordé dans cette thèse. L'étude sera proposée au chapitre 4.

Pour le cas des forces de flottabilité générées par **une source constante** (Figure 2.13 (a)), Li et Delsante (Li and Delsante, 2001) mettent en évidence que le sens de l'écoulement peut changer en fonction de la compétition entre les forces dues au vent et les forces de flottabilité. Le débit de ventilation s'écrit alors dans le cas d'une ambiance homogène par :

$$Q = A^* \left( \left( 2gH \frac{T_i - T_\infty}{T_\infty} - 2\Delta P_v \right) \right)^{1/2} . \quad (2.4.1)$$

En combinant cette équation de débit à l'équation de la conservation de l'énergie, Li et Delsante (Li and Delsante, 2001) mettent en évidence, de manière analytique, des transitions relatives au sens de l'écoulement dans l'enceinte. Ils trouvent également des solutions non physiques données par ces équations analytiques, et démontrent l'importance de considérer les échanges au travers des parois au vu de leur impact significatif sur le débit de ventilation. De plus, la présence d'hystérésis sur les conditions de changement de régime d'écoulement est soulignée pour le cas du vent opposant les forces de flottabilité avec deux sens possibles au niveau des ouvertures pour l'écoulement, soit trois solutions de débit pour l'équation considérée dans (Li and Delsante, 2001).

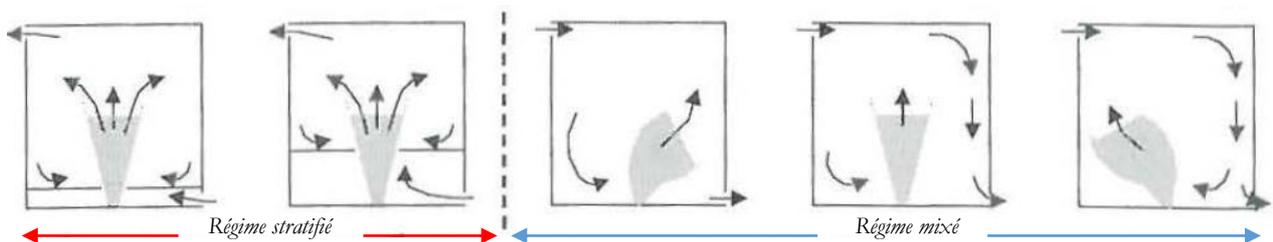


**Figure 2.13 : Cas du vent opposant les forces de flottabilité générées par des charges résiduelles (a) et du vent assistant les forces de flottabilité générées par une source constante (b).**

Cette oscillation du sens de l'écoulement est aussi observée expérimentalement par Hunt et Linden (Hunt and Linden, 1997). Concernant la transition entre un écoulement entrant ou sortant en partie haute, celle-ci est décrite dans cet article comme étant « brusque ». Andersen et al. (Andersen et al., 2000) soulignent dans leurs travaux que si l'hypothèse d'une ambiance mixée, émise par Li et Delsante, est cohérente pour un régime totalement piloté par le vent, elle peut être discutable pour le régime piloté par les forces de flottabilité. Ce que confirment les observations expérimentales de Linden et al. (Linden et al., 1990) qui ont montré que pour un régime piloté par les forces de flottabilité, le régime d'écoulement interne est composé d'une stratification horizontale.

Andersen et al. (Andersen et al., 2000) proposent alors une expérimentation à échelle réduite basée sur le même principe de celle de Hunt et Linden (Hunt and Linden, 1997), afin d'observer les régimes de ventilation interne ainsi que le sens de l'écoulement pour le cas du vent opposant les forces de flottabilité avec source localisée et constante. Ils observent aussi deux régimes de ventilation distincts, mixés et stratifiés qui conditionnent le sens de l'écoulement. Les différents régimes observés par Andersen et al. (Andersen et al., 2000) sont présentés sur la Figure 2.14.

Les observations transcrites dans leur article mettent en avant l'influence des forces du vent sur la dynamique du panache, ainsi que l'existence de plusieurs solutions de débit de ventilation relative au fait de passer d'un régime par déplacement à un régime mixé, ou l'inverse. Une seule transition est indiquée dans ce cas.



**Figure 2.14: Différents régimes d'écoulement observés par Andersen et al. (2000) dans le cas où le vent oppose les forces de flottabilité avec un vent croissant pour chaque image de gauche à droite.**

Hunt et Linden (Hunt and Linden, 2005) sont parmi les premiers à s'intéresser à une valeur critique à partir de laquelle le régime interne change. Ils proposent en 2005, une étude de la ventilation pour le cas d'un apport de chaleur interne générée par une source constante générant des forces de flottabilité. Comme Andersen et al. (Andersen et al., 2000), ils soumettent l'hypothèse que le régime d'écoulement

interne est caractérisé par deux zones stratifiées jusqu'au moment où les forces de vents sont si prononcées, face aux forces de flottabilité, que le régime interne devient homogène. Une première étude analytique est proposée, suivie d'une étude expérimentale à échelle réduite. Pour le calcul des débits de ventilation, deux cas sont exposés. Le cas d'un vent faible s'opposant aux forces de flottabilité et le cas d'un vent fort face aux forces de flottabilité.

Dans le premier cas :

$$Q = A^* \left( g'(H-h) - \frac{\Delta P_v}{\rho_\infty} \right)^{1/2}. \quad (2.4.2)$$

Le terme  $\Delta P_v / \rho_\infty$  ne pouvant pas être supérieur à  $g'(H-h)$ , le débit est alors toujours théoriquement sortant en partie haute ( $Q > 0$ ). De ce fait l'équation du débit se réécrit de la manière suivante :

$$Q = (Q_B^2 - Q_v^2)^{1/2}, \quad (2.4.3)$$

avec  $Q_v = A^* \left( \frac{\Delta P_v}{\rho_\infty} \right)^{1/2}$  et  $Q_B = A^* (g'(H-h))^{1/2}$ . Hunt et Linden obtiennent une équation cubique

du débit permettant de caractériser le régime de l'écoulement à l'aide d'un paramètre  $F = Fr(A^* / H^2)^{1/3}$  représentant le ratio entre vitesses induites par le vent et celles induites par les forces de flottabilité à l'intérieure de l'enceinte. Cette équation du débit est alors :

$$\left( \frac{Q}{Q_v} \right)^3 + \frac{Q}{Q_v} - \frac{1}{F^3} \left( 1 - \frac{h}{H} \right)^2 = 0. \quad (2.4.4)$$

Lorsque l'enceinte est complètement saturée avec le fluide générant les forces de flottabilité, le débit total dû aux forces de flottabilité peut-être calculé à l'aide de la formule du débit pour une ventilation avec ambiance homogène induite par des charges résiduelles. Dans le cas d'un vent très important face au tirage thermique, **la stratification se brise** et on peut écrire :

$$Q_B = A^* (g'H)^{1/2}. \quad (2.4.5)$$

Le débit total s'écrit alors :

$$Q = A^* \sqrt{g'H - \frac{\Delta P_v}{\rho_\infty}}. \quad (2.4.6)$$

Comme nous avons un vent qui domine face à l'effet de tirage thermique, on peut alors écrire que  $Q_B < Q_v$  et comme l'écoulement sera entrant au niveau de l'ouverture haute, le débit sera considéré comme étant négatif, soit  $Q < 0$ . En prenant en considération ces contraintes, nous pouvons exprimer le débit total comme :

$$Q = -(Q_v^2 - Q_B^2)^{1/2}. \quad (2.4.7)$$

Hunt et Linden (Hunt and Linden, 2005) expriment ensuite une nouvelle équation cubique pour ce cas, toujours avec le paramètre F :

$$\left(\frac{Q}{Q_B}\right)^3 + \frac{Q}{Q_v} - \frac{1}{F^3} = 0, \quad (2.4.8)$$

avec

$$F = \left(\frac{\Delta P_v}{\rho}\right)^{1/2} \left(\frac{A^*}{BH}\right)^{1/3}. \quad (2.4.9)$$

Cette analyse analytique permet de mettre en lumière l'existence de plusieurs solutions de débit pour une même valeur de  $F$ .

Les auteurs peuvent alors introduire un  $F$  critique appelé  $F_c$  à partir duquel on passe d'un régime interne mixé à un régime par déplacement. Ils mettent aussi en évidence que  $F_c$  ne correspond pas à la même valeur si on fixe le vent et augmente peu à peu les forces de flottabilité jusqu'à ce que les forces de flottabilité soient supérieures à celles induites par le vent, ou si l'on fait l'inverse (on fixe l'intensité du tirage thermique, puis on augmente graduellement le vent). Un phénomène d'hystérésis est mis en lumière dans les régimes de transition.

Pour améliorer la compréhension de l'analyse des transitions, Hunt et Linden (Hunt and Linden, 2005) proposent des diagrammes créés à partir de nombres sans dimension, dont  $F$ , qui prennent en considération la géométrie, la surface d'ouvrant, le débit induit par les forces de flottabilité et les forces de vent. Le paramètre  $G'$  est introduit :

$$G' = \frac{g'A^{*2/3}H^{1/3}}{B_0^{2/3}}. \quad (2.4.10)$$

Ainsi, le diagramme de  $G'$  en fonction de  $F$  permet de caractériser les solutions instables pour le régime de ventilation mixée, mais aussi de déterminer la valeur de  $F_c$  et celle de  $G'$  correspondante. Cette étude est alors majeure dans la caractérisation des régimes d'écoulement lorsque le vent oppose les forces de flottabilité. Nous pouvons noter que l'impact du jet entrant sur le panache n'est pas considéré dans leurs hypothèses.

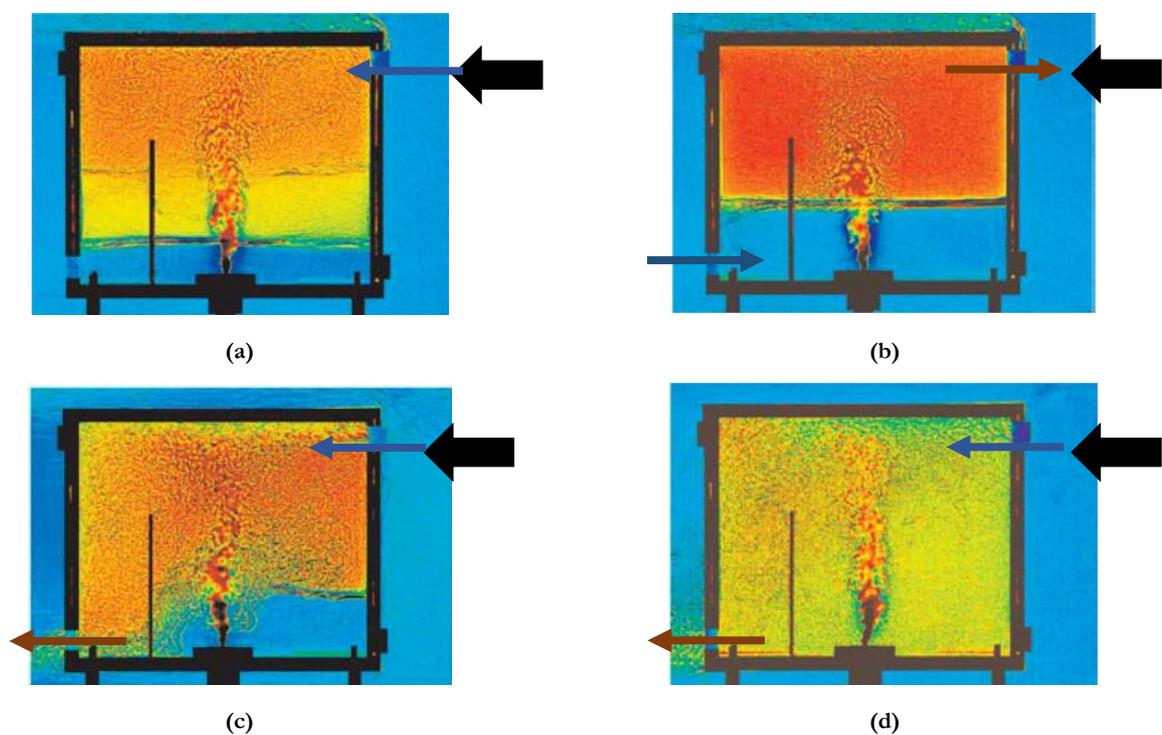
D'un point de vue expérimental, Hunt et Linden (Hunt and Linden, 2005) proposent d'analyser les régimes d'écoulement avec la *water filing box*. Sont testés successivement, l'effet du vent, l'effet de la surface des ouvrants ainsi que l'effet des forces de flottabilité sur les régimes mixés et stratifiés. Il en ressort que lorsqu'on augmente l'intensité du vent pour un écoulement initialement piloté par le tirage thermique, plusieurs régimes d'écoulement interne sont possibles :

- Il y a tout d'abord le cas où l'écoulement est toujours sortant par l'ouverture face au vent, car le vent est trop faible, puis le cas où l'écoulement entre en partie haute en diluant la couche stratifiée et créant une troisième couche stratifiée entre les deux couches déjà présentes (Figure 2.15-a).
- Le régime avec écoulement entrant en partie haute finit par disparaître, car le fluide à forte masse volumique ne peut s'extraire, impliquant une augmentation des forces de flottabilités au niveau de la couche supérieure. Les forces s'équilibrent et l'écoulement devient à nouveau sortant en partie haute avec la présence d'une seule couche supérieure plus prononcée et avec des forces de flottabilité plus importantes pour contrer les forces de vent (Figure 2.15-b).
- Enfin, lorsque le vent devient très important face aux forces de flottabilité, l'ambiance devient

complètement mixée (Figure 2.15-d) en passant par un régime transitoire présenté sur la Figure 2.15-c. Ce phénomène apparaît lorsque le fluide avec flottabilité s'extrait en partie basse, avec un débit supérieur au débit du panache.

L'expérimentation met en évidence un phénomène d'hystérésis concernant la transition entre le régime de ventilation par déplacement et le régime mixé. Cette transition se produit à des plus grandes valeurs de  $F$  si l'on passe du régime par déplacement au régime mixé, et à des plus faibles valeurs de  $F$  si l'on passe du régime mixé au régime par déplacement. Les auteurs montrent aussi que seuls deux régimes stables existent : le régime par déplacement et le régime mixé (ambiance homogène). Les régimes de transition entre ces régimes sont considérés comme étant instables. Ils trouvent aussi que les valeurs de  $F$  de transition pour chaque cas sont proches du  $F_c$  calculé théoriquement.

Dans le cas de l'incendie, le passage d'un régime par déplacement (stratifié) à un régime mixé (homogène) peut être la cause d'une mauvaise évacuation de la fumée et entraîner des pertes humaines. La connaissance de l'apparition d'un régime par rapport à un autre devient alors un enjeu majeur.



**Figure 2.15: Régimes d'écoulement internes observés par (Hunt and Linden, 2005) pour le cas du vent opposé aux forces de flottabilité. (a) représente un régime de transition, qui apparaît lorsqu'un régime initialement par déplacement est soumis à un vent opposé de moyenne intensité par rapport aux forces de flottabilité. Ce régime devient ensuite un écoulement permanent, avec une seule couche stratifiée (b). (c) représente un régime de transition, qui apparaît lorsqu'un régime initialement par déplacement est soumis à un vent opposé de forte intensité, le régime par déplacement se brise pour devenir une ambiance mixée en régime permanent (d)**

C'est pourquoi des auteurs, s'intéressent à ces valeurs pour des cas d'incendie dans le bâtiment. Chen et al. (Chen et al., 2009) se sont, par exemple, penchés de plus près sur l'existence de valeurs critiques et de régimes d'écoulement lorsque le vent oppose les forces de flottabilité dans le cas d'un incendie, pour la même configuration d'ouvrant de Hunt et Linden (Hunt and Linden, 2005) (Figure 2.16).

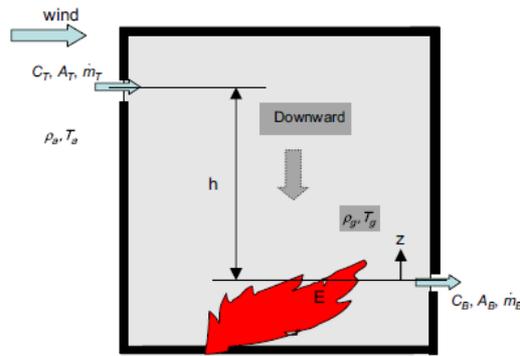


Figure 2.16: Cas d'étude de Chen et al (2009)

Ils supposent alors que l'ambiance est déjà homogène car le feu est dans un stade avancé, et définissent analytiquement un nombre de Froude critique qui indique un changement de sens de la ventilation :

$$Fr_{cr} = \sqrt{2 \left( 1 - \frac{T_{\infty}}{T_i} \right) / (C_{p,W} - C_{p,L})} \quad (2.4.11)$$

Avec  $C_{p,W}$  et  $C_{p,L}$ , les coefficients de pression pour la façade au vent et la façade sous le vent. Ainsi,  $Fr_{cr}$  représente le rapport entre forces de vent et forces de flottabilité pour lequel le fluide générant les forces de flottabilité ne s'extrait plus en partie haute, mais en partie basse avec entrée d'air en partie haute. Les auteurs estiment que le régime est déjà totalement homogène à l'intérieur pour le calcul de  $Fr_{cr}$ . Cette hypothèse peut être discutée au vu des observations de Hunt et Linden (Hunt and Linden, 2005) pour lesquelles ils trouvent un flux entrant en partie haute avec un régime stratifié lors de la phase de transition avant qu'un écoulement permanent s'établisse. Il nous faut ajouter que les équations présentées depuis le début de ce chapitre sont des équations dites d'orifices. En d'autres termes, ces équations ne prennent pas en compte la présence d'axe neutre au niveau de différentes ouvertures.

### 2.3.3. Discussion sur la prise en compte de l'axe neutre au niveau de l'ouverture.

La prise en compte d'une variation de masse volumique suivant la hauteur au sein d'une ouverture peut conduire à la présence d'un axe neutre (axe où la pression intérieure est équilibrée avec la pression extérieure). Un écoulement bidirectionnel, voire plus complexe, peut alors se produire lorsque cet axe existe au sein de l'ouverture considérée. Quel serait alors l'impact la nature de l'écoulement au sein de l'ouverture sur les conditions de changement de régimes de ventilations internes ? Ce phénomène peut être étudié de manière expérimentale ou analytique. Ce type d'écoulement n'est pas pris en considération pour l'analyse des transitions entre régimes dans l'étude de Hunt et Linden (Hunt and Linden, 2005) car l'expérimentation qu'ils proposent ne permet pas d'obtenir un axe neutre au niveau de l'ouvrant.

Ainsi, des études, telle que celle proposée par Pretrel et al. (Pretrel et al., 2015) ont mis en évidence de manière analytique les écoulements possibles au travers d'une grande ouverture en prenant en compte l'axe neutre. Les auteurs prennent comme approche théorique les équations dites de Bernoulli afin de caractériser le débit induit par les seules forces de flottabilité. L'étude met en évidence cinq cas possibles : un débit unidirectionnel de fluide léger partant d'un local source à un local cible. Il se crée un régime bidirectionnel avec un débit de fluide léger (couche supérieure) dominant. Dans la troisième situation, il observe un débit d'air sain étant égal au débit sortant de fluide chaud. Quatrièmement, ils décrivent un flux bidirectionnel avec un débit d'air neuf dominant. Et pour finir, les auteurs caractérisent un débit

unidirectionnel avec uniquement un flux d'air neuf provenant du local cible.

Ces différents régimes ont pu être observés lors de l'expérimentation et aussi formellement définis de manière analytique. Cette approche donne des perspectives dans la compréhension des conditions critiques sous lesquelles se produisent les débits unidirectionnels au sein d'une ouverture. L'approche théorique basée sur les équations de Bernoulli a été proposée depuis les années 1970 (Prahl and Emmons, 1975). Selon cette méthode, l'équation pour le calcul du plan neutre, du débit entrant et du débit sortant dépend de la différence de masse volumique, des dimensions de l'ouvrant et du coefficient de décharge. Les auteurs mettent en avant que ces corrélations ont été implémentées dans des modèles de champs et ont été comparées à des modèles MFN avec succès. Surtout dans le cas où la stratification de la température au sein de la pièce est bien marquée (cas d'un incendie). Cependant, lorsque le profil moyen de température devient complexe, par exemple au niveau d'une ouverture, les corrélations analytiques ainsi que celles issues des expérimentations doivent être améliorées. Des techniques avancées faisant appel à des systèmes d'imagerie laser (PIV) ont alors été utilisées afin d'améliorer la compréhension des phénomènes se produisant au niveau d'une ouverture. Des coefficients de décharge ont été évalués pour des cas précis afin de compléter les modèles analytiques. Dans le cas des pièces soumises à la ventilation mécanique, la convection forcée doit être ajoutée dans la formule générale du débit. Pretrel et al (Pretrel et al., 2015) mettent ainsi en lumière que l'étude de la convection mixte relative à la nature de l'écoulement au sein d'une ouverture n'a pas été intensément étudiée.

Pour le cas de la ventilation naturelle, Gao et al. (Gao et al., 2016) étudient analytiquement l'existence de valeur critique pour un cas d'une pièce avec deux ouvertures symétriquement opposées, en prenant en considération l'existence d'axes neutres au niveau de deux ouvrants. A l'image de Chen et al. (Chen et al., 2009) ou encore Li et Delsante (Li and Delsante, 2001), ils considèrent un cas d'ambiance homogène. Comme Pretrel et al (Pretrel et al., 2015), ils mettent en exergue de manière analytique, l'existence de plusieurs régimes de ventilation en fonction des écoulements entrant et sortant au niveau des ouvrants symétriquement opposés. Deux valeurs de vitesse de vent critique sont ainsi introduites pour l'ouverture face au vent et l'ouverture au vent. Lorsque les valeurs critiques sont atteintes, l'écoulement devient entrant face au vent et sortant sous le vent. Les valeurs critiques que définissent Gao et al. peuvent ne pas être atteintes simultanément. La configuration choisie par Gao et al. (Gao et al., 2016) ne permet pas de faire apparaître un régime par déplacement avec des écoulements unidirectionnel au niveau des ouvrants. Les exemples de Prétrel et al. (Pretrel et al., 2015) et de Gao et al. (Gao et al., 2016), nous montrent que d'autres régimes de ventilation interne peuvent exister en régime permanent entre le régime mixé et le régime par déplacement si on considère l'axe neutre au niveau des ouvertures pour de la ventilation naturelle en convection mixte. Les expérimentations de Hunt et Linden Linden (Hunt and Linden, 2005) ou encore Andersen (Andersen et al., 2000) n'ont pas pu permettre l'observation de régimes intermédiaires, car les ouvertures étaient simulées grâce à des petits orifices cylindriques.

## **2.4. Conclusion**

La nécessité de connaître le régime d'écoulement pour des questions sécuritaire (hauteur libre de fumée) et de confort (débit net, dispersion de polluant) a été démontré au travers de la littérature. Le cas d'une géométrie, composée de deux ouvertures asymétriquement opposées situées respectivement en partie haute et en partie basse, a été choisi pour caractériser les régimes de ventilation.

La première analyse dissociée du vent et du tirage thermique a mis en évidence l'impact du régime de ventilation interne sur le débit net de ventilation ainsi que sur l'extraction de polluant dans une enceinte

initialement polluée. A titre d'exemple, pour le cas du tirage thermique agissant seul, le débit net de ventilation peut varier de 30% si l'on suppose un régime interne homogène ou stratifié. Dans le cas du vent agissant seul, la dynamique interne joue aussi un rôle primordial dans l'étude de la performance de la ventilation naturelle. Ainsi, en fonction de la provenance du vent, il peut être obtenu pour une même configuration d'ouvrants des performances de ventilation différentes

Dans un second temps, les interactions entre forces de vent et forces de flottabilité ont été explorées. Lorsque le vent assiste les forces de flottabilité (écoulement entrant en partie basse et sortant en partie haute), un seul régime d'écoulement interne a été mis en évidence expérimentalement. En effet, le régime par déplacement se maintient lorsque le vent assiste le tirage thermique. De ce fait, le vent ne fait qu'augmenter les performances de la ventilation naturelle dans ce cas. Pour un scénario de vent opposant le tirage thermique, la problématique des transitions entre régimes d'écoulement fut analysée. Plusieurs phénomènes caractéristiques de cette situation ont alors été soulignés. Si l'on part du cas où les forces de flottabilité pilotent l'écoulement, et que l'on augmente le vent par palier, la transition entre un régime interne par déplacement et un régime mixé, ne sera pas le même que si l'on part d'un régime piloté par le vent et que l'on augmente les forces de flottabilité. Le nombre de Froude critique, à partir duquel l'écoulement interne change de nature, a ainsi été étudié par plusieurs auteurs. La connaissance de ces transitions a alors un grand impact sur la connaissance des modèles à utiliser ainsi que sur l'estimation des performances de ventilation. Le passage d'un régime stratifié à un régime homogène mixé, connaît une résonance d'autant plus particulière dans le cas d'un incendie, pour lequel le régime par déplacement permet une mise en sécurité rapide des occupants.

Plusieurs verrous scientifiques résultent alors de l'analyse du scénario où le vent oppose les forces de flottabilité. Le premier verrou concerne le cas où le vent oppose les forces de flottabilité générées par des charges résiduelles. Dans ce cas, la formulation du temps de vidange tel que défini dans les études de Hunt et Linden, est donnée uniquement lorsque l'écoulement est entrant en partie haute et sortant en partie basse. Le cas où l'écoulement sort en partie haute n'est ainsi pas considéré, alors qu'une partie de fluide est vidangé dans ce cas. De plus, les études de Gao et al. (Gao et al., 2016) ou encore de Prétrel et al. (Prétrel et al., 2015) ont montré l'importance de l'axe neutre au niveau de l'ouverture. En effet, la présence d'un axe neutre au niveau d'un ouvrant entraîne un écoulement bidirectionnel au sein de celui-ci. Un second verrou est alors mis en exergue en analysant la littérature relative au cas des forces de vent opposant les forces de flottabilité induites par une source constante. Ce verrou concerne l'existence d'un potentiel régime de transition stable entre le régime où l'ambiance est homogène et le régime stratifié. Ce régime surviendrait lorsque l'écoulement devient bidirectionnel au niveau de l'ouverture face au vent. Non pas une (comme présenté dans la littérature), mais deux valeurs critiques existeraient pour caractériser les transitions entre les régimes d'écoulement.

Afin d'explorer ces verrous, des études expérimentales et numériques sont proposés dans cette thèse. Ainsi, la caractérisation du régime de transition stable pour le cas du vent opposant les forces de flottabilité générées par une source sera considérée dans le Chapitre 3. Le temps de vidange ainsi que les transitions entre régimes seront ensuite étudiées, pour le cas du vent opposant les forces de flottabilité résiduelles, dans le Chapitre 4.



# Chapitre 3

## Étude expérimentale des régimes d'écoulement internes en convection mixte

### SOMMAIRE

---

3.1. Introduction .....	56
3.2. Etude Expérimentale .....	57
3.2.1. Présentation de la plateforme expérimentale.....	57
3.2.2. Analyse dimensionnelle : Application du théorème de Vaschy-Buckingham .....	59
3.2.3. Étude théorique des régimes en fonction des paramètres sans dimensions .....	61
3.3. Résultats.....	63
3.3.1. Régimes d'écoulement interne .....	63
3.3.2. Étude des transitions entre régimes d'écoulement.....	65
3.3.3. Discussion sur les facteurs d'échelle .....	67
3.4. Conclusion et perspectives.....	69

---

Ce chapitre est consacré à l'étude du comportement aéroulque interne d'une pièce soumise à la ventilation naturelle, dans laquelle se trouve une injection constante de fluide à faible densité. La pièce est composée de deux ouvertures asymétriquement opposées, haute et basse. Le cas où les forces de vent opposent les forces de flottabilité est étudié. La première partie de ce chapitre consiste à présenter l'approche expérimentale à échelle réduite pour un écoulement isotherme dans le cas de la convection mixte. La présentation de la plateforme expérimentale est ensuite abordée.

Dans la seconde partie, des nombres d'intérêts sans dimensions sont définis. Une étude théorique est proposée basée sur la littérature dans l'objectif d'analyser et de cartographier *a priori* des régimes d'écoulement en fonction de nombres sans dimension.

Dans la troisième partie, plusieurs séries d'expérimentations sont réalisées sur maquette afin d'investiguer le comportement aéroulque interne en faisant varier des paramètres liés aux forces cinétiques et aux forces de flottabilité. Les modèles analytiques ont ainsi pu être mis à l'épreuve

Enfin, les critères de similitude seront fixés pour passer de la petite échelle à un cas réel.

### 3.1. Introduction

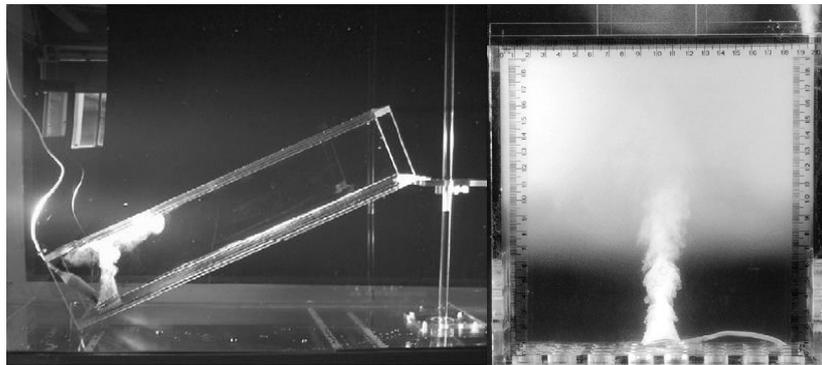
La connaissance du régime de ventilation interne lors d'un incendie est un enjeu majeur de la sécurité. En effet, la stratification des fumées permet de préserver une couche d'air saine favorisant l'évacuation de personnes dans les premiers instants de l'incendie. Cette condition de stratification est mentionnée dans plusieurs textes réglementaires comme par exemple dans l'instruction technique 246, relative aux établissements recevant du public (IT 246). Comme précisés au Chapitre 1, au sein des bâtiments passifs, plusieurs systèmes de ventilation permettent le rafraîchissement et le renouvellement d'air. Le recours à la ventilation haute et basse, pour bénéficier à la fois de l'effet de tirage thermique et de l'effet du vent, est alors souvent utilisé. Certains éléments de ventilation pour le confort pourront donc, fonctionner en cheminée thermique, ou en « attrape vent ». C'est dans ce dernier cas que les enjeux sécuritaires apparaissent et qu'une question se pose. Est-il possible de caractériser les régimes d'écoulement interne lorsque les forces du vent opposent les forces de flottabilité lors d'un incendie ?

Au travers de l'analyse de la littérature, plusieurs auteurs se sont intéressés à la performance de la ventilation associée à différents régimes pouvant exister lorsque les forces de vent opposent les forces de flottabilité, que ce soit de manière analytique ou expérimentale (Andersen et al., 2000; Hunt and Linden, 1997, 2005; Li and Delsante, 2001; Linden et al., 1990). Différents régimes d'écoulement sont mis en lumière dans ce cas : le régime stratifié et le régime mixé. Concernant les régimes de ventilation et leurs limites, Hunt et Linden (Hunt and Linden, 2005) définissent un paramètre  $F = (\Delta P_v / \rho)^{1/2} (A^* / BH)^{1/3}$ . Ils introduisent analytiquement une valeur critique de ce paramètre et l'étudient de manière expérimentale pour caractériser le passage d'un régime de ventilation à un autre lorsque les forces de vent opposent les forces de flottabilité. Cette valeur n'est pas la même si le régime est initialement stratifié ou s'il est initialement mixé (Hystérésis). En étudiant le cas d'un incendie, d'autres auteurs comme Gao et al. (Gao et al., 2016) ont démontré analytiquement que la prise en compte de l'axe neutre au niveau de l'ouverture, dans le cas d'une ventilation avec ouverture sur façade opposée, permet l'apparition de régime de ventilation supplémentaire. L'expérimentation de Hunt et Linden (Hunt and Linden, 2005), n'a pas permis de mettre en évidence l'apparition de l'axe neutre au niveau des ouvertures, car leurs entrées et exutoires consistent en un alignement horizontal du tube circulaire. Ainsi, seul un régime avec l'alternance entre fluide entrant et sortant en partie haute fut observé. L'étude proposée dans ce chapitre a alors pour but de caractériser les transitions entre les régimes de ventilation lorsque des forces de vent opposent les forces de flottabilité et, pour des configurations géométriques avec de grandes ouvertures. La géométrie étudiée par Tominaga et Blocken (Tominaga and Blocken, 2016) sera utilisée avec une approche isotherme comme Hunt et Linden (Hunt and Linden, 2005) ou encore Andersen et al (Andersen et al., 2000).

L'approche isotherme privilégie entre autres l'utilisation d'un fluide à faible masse volumique par exemple de l'hélium ou de l'hydrogène, qui vont permettre de modéliser la poussée d'Archimède par des variations de masse volumique dans l'air. Cette approche convient aux expérimentations à échelle réduite. Plusieurs méthodes existent afin de représenter un fluide avec flottabilité de manière convenable. L'une d'elles consiste à utiliser une solution saline à forte masse volumique dans de l'eau, l'eau est alors un fluide à faible masse volumique (Andersen et al., 2000; Hunt and Linden, 1997; Linden et al., 1990). Baines et Turner (Baines and Turner, 1969) ont par exemple utilisé cette méthode expérimentale pour modéliser une stratification produite par une source de chaleur dans une enceinte non ventilée initialement climatisée.

Une autre technique consiste, par le biais d'une électrolyse, à reproduire le panache de fumée en le

remplaçant par de fines bulles d'hydrogène (Figure 3.1). Li et al. (Li et al., 2003) ont utilisé cette technique pour modéliser le mouvement de fumées dans une enceinte, ainsi que dans un tunnel incliné. Dans les deux cas, les enceintes sont naturellement ventilées. Cette ventilation naturelle est modélisée grâce à la différence de masse volumique entre l'hydrogène et l'eau. De plus, les deux fluides sont non miscibles.



**Figure 3.1 : Modélisation de panache par bulle d'hydrogène (Li et al., 2003)**

Pour toutes ces études, il est important de conserver des critères de similitude afin de garantir la préservation des phénomènes voulant être étudiés.

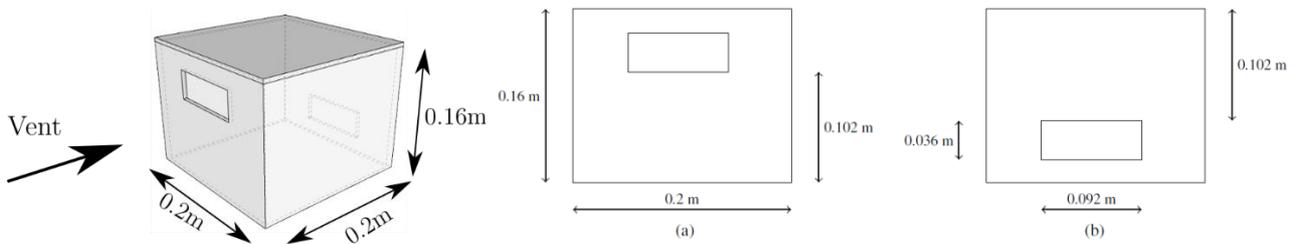
Dans son approche isotherme, Lucchesi (LUCCHESI, 2009) choisit de reproduire le panache thermique par un jet à faible densité constitué d'un mélange air-hélium. Pour son étude de similitude, Lucchesi considère les forces de flottabilité comme seule force pilotant l'écoulement du fluide (absence d'actions extérieures tel que le vent). L'auteur émet les hypothèses suivantes et les applique aux équations de conservation : une seule composante verticale de la vitesse, la masse volumique et la vitesse ne dépendent que de l'altitude. Il en résulte alors une simplification des équations de conservation. En se basant sur les études de Vauquelin et al. (Vauquelin et al., 2009), les auteurs définissent une grandeur ayant la forme d'un nombre de Richardson, à l'injection du fluide modélisant les forces de flottabilité. La conservation de ce nombre de Richardson implique à la fois une conservation de la différence de densité réduite ainsi qu'une conservation du rapport entre le diamètre de la source et la vitesse verticale du panache à la hauteur  $h = 0$ . La mise en œuvre de l'expérimentation présentée dans cette partie s'appuie sur ces travaux.

## **3.2. Etude Expérimentale**

### **3.2.1. Présentation de la plateforme expérimentale**

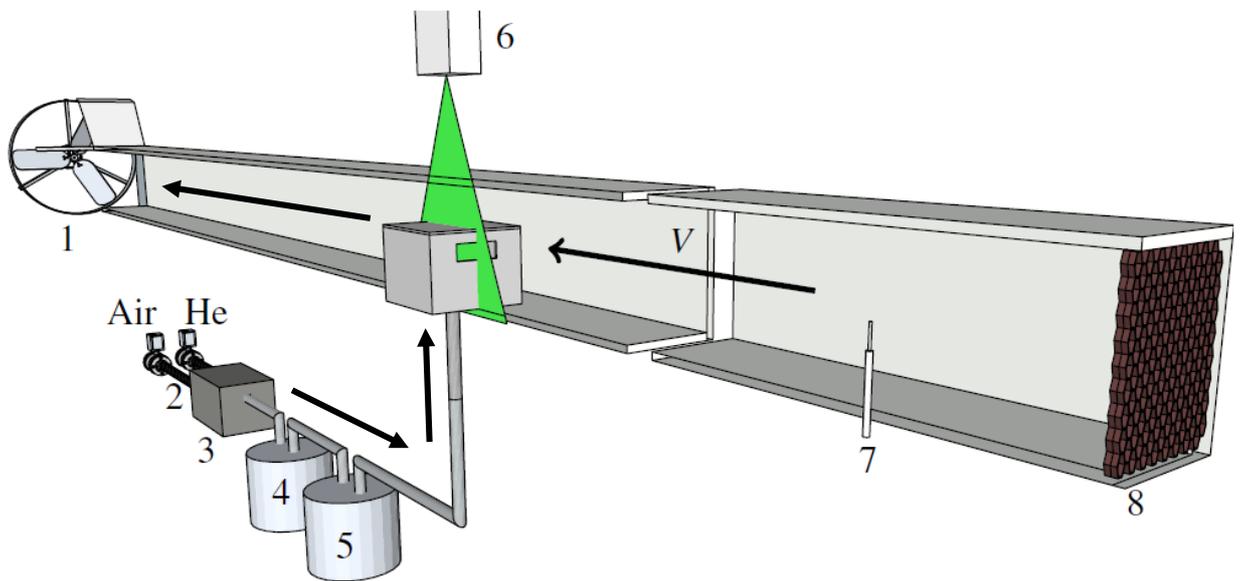
Afin d'étudier les interactions entre les forces de vent et les forces de flottabilité, la même proportion des géométries proposées par Tominaga et Blocken (Tominaga and Blocken, 2016) ou encore Karava et al. et Ramponi et Blocken (Karava et al., 2011; Ramponi and Blocken, 2012), est choisie. Cette géométrie consiste en un modèle de bâtiment de dimension interne égale à  $20 \times 20 \times 16$  cm et est composée de deux ouvertures asymétriquement opposées de  $9,2 \times 3,6$  cm.

L'ouverture haute est placée sur la face au vent (Figure 3.2) pour que les forces du vent s'opposent aux forces de flottabilité.



**Figure 3.2: Détail de la géométrie proposée pour l'étude de la convection mixte dans le cas du vent opposée à la flottabilité**

Le volume est placé dans un canal de dimensions  $h \times H \times L$  égales à  $0,5 \times 0,25 \times 10$  m. Le ratio d'obstruction, qui correspond au rapport entre la section du canal et la section du volume, est de 29%. La boîte et le canal ont été réalisés avec du polymère thermoplastique transparent (PMMA) afin de permettre la visualisation des phénomènes aérauliques internes. L'ensemble de la plateforme expérimentale est présenté de manière schématique sur la Figure 3.3.



**Figure 3.3 : Schéma du banc expérimental. 1.Le ventilateur, 2. Les débitmètres, 3.la chambre de mélange, 4. HCl, 5. NH<sub>3</sub>, 6. Le laser, 7. L'anémomètre à fil chaud, 8. Nid d'abeille**

La vitesse caractéristique dans le canal, correspondant à la vitesse du vent, est mesurée au centre de la section du canal et en amont de l'écoulement à l'aide d'un anémomètre à fil chaud. Le canal fonctionne par aspiration avec un ventilateur à vitesse variable placé à la sortie. Un mélange Air/Hélium, permettant de modéliser la source générant les forces de flottabilité, est injecté dans le volume étudié via un tube circulaire de 0.014 m de diamètre. Le tube est placé au centre, et à fleur du plancher du volume étudié. Le panache généré par cette injection estensemencé par des particules solides de sels d'ammonium obtenues par la réaction d'acide chlorhydrique  $HCl$  sur de l'ammoniaque  $NH_3$ , afin d'améliorer la visualisation des phénomènes d'écoulement interne.

Pour capturer les régimes d'écoulement, une caméra CCD de 8Mpx est utilisée. Par transformation homographique, les déformations d'images ont été corrigées. Chaque vidéo dure 2 minutes en moyenne avec une vitesse d'enregistrement de 30 images par seconde. Le régime d'écoulement moyen est déterminé en réalisant une moyenne de l'ensemble des images constituant la vidéo traitée. Cette étape permet de « filtrer » les perturbations locales des écoulements en saisissant le comportement moyen de

l'aérodynamique interne et ainsi de classifier les régimes observés. En considérant le cas d'un écoulement laminaire caractérisant notre profil de vitesse, on calcule, à l'aide de l'équation caractérisant l'écoulement de Poiseuille, la vitesse au niveau de l'ouverture face au vent.

$$u(y) = U_{max} \left( 1 - \left( \frac{y}{h} \right)^2 \right) \quad (3.2.1)$$

Sachant que la mesure de vitesse est réalisée au centre du canal, la mesure effectuée correspond à  $U_{max}$ . Le centre de l'ouverture haute, est quant à lui, situé à 0.12 cm de l'extrémité du canal soit à 0,005 cm du centre. Au regard de l'équation du profil de vitesse, la vitesse au centre de l'ouverture est égale à 99,8% de la vitesse maximale dans le canal. Nous pouvons alors utiliser notre vitesse au centre du canal comme vitesse de référence.

### 3.2.2. Analyse dimensionnelle : Application du théorème de Vaschy-Buckingham

L'étude de paramètres liés à la source modélisant les forces de flottabilité, à la géométrie de l'enceinte étudiée, et au vent, est nécessaire pour mettre en lumière les grandeurs sans dimensions liées à notre problème. Après avoir listé l'ensemble des variables caractérisant les phénomènes, nous appliquons le théorème de Vaschy-Buckingham et identifions les grandeurs sans dimension à considérer. Afin de s'affranchir des effets thermiques, on considère ici la source de flottabilité comme un gaz parfait à pression constante, soit  $\rho_\infty T_\infty = \rho_i T_i$ . Ainsi, nous considérons une source ponctuelle circulaire, définie par sa température  $T_j$  associée à une masse volumique  $\rho_i$ . La source de flottabilité est caractérisée par sa viscosité dynamique  $\mu_j$ , son diamètre  $D$  et le débit massique  $\dot{m}_j$  associé à l'apport de masse de la source dans la pièce (cas d'une source incendie). Ce débit massique peut être ramené à deux variables que sont la vitesse du jet de flottabilité  $V_j$  et la surface de la source, d'où  $\dot{m}_j = \rho_i V_j \pi D^2 / 4$ . Pour l'enceinte d'étude, nous définissons une longueur caractéristique  $L$ , et une surface caractéristique  $S_b$ .

Pour la convection forcée, on définit ici les variables associées à la géométrie du canal, à la pression dynamique et aux caractéristiques du fluide soit : une masse volumique  $\rho_\infty$ , une vitesse  $V_{inf}$ , une viscosité dynamique  $\mu_{inf}$ , une surface caractéristique  $S_c$ .

La différence entre la masse volumique de l'air et la masse volumique du fluide léger à l'injection, modélisant les forces de flottabilité, s'exprime par  $\Delta\rho = (\rho_\infty - \rho_i)$ . La constante gravitationnelle  $g$  est aussi une constante d'étude.

L'ensemble des variables identifiées sont référencées dans le Tableau 3-1. L'étude de ces variables et constantes permet d'approcher notre étude au travers de grandeurs sans dimensions adaptées en appliquant le théorème de Vaschy-Buckingham.

**Tableau 3-1 : Liste des variables et des unités associées**

Variables	$\Delta\rho$	$\rho_\infty$	$\rho_i$	$D$	$L$	$S_c$	$S_b$	$\mu_j$	$\mu_{inf}$	$V_j$	$V_{max}$	$g$
Unités (SI)	$ML^{-3}$			$L$		$L^2$		$ML^{-1}T^{-1}$		$LT^{-1}$		$LT^{-2}$

Nous avons ici douze variables avec trois unités fondamentales, l'unité de masse M, l'unité de longueur L et l'unité de temps T. Il existe alors  $(12 - 3) = 9$  grandeurs sans dimensions pouvant être d'intérêt pour notre problème. Afin de trouver ces dernières, nous allons rechercher les paramètres a, b, c, d, e, f, g, h, i, j, k, permettant de former plusieurs combinaisons homogènes du point de vue des dimensions physiques. Selon le Théorème de Vaschy-Buckingham, il existe une relation :

$$\varphi(\Delta\rho, \rho_\infty, \rho_j, D, L, S_c, S_b, \mu_j, \mu_{inf}, V_j, V_{max}, g) = 0 \quad (3.2.2)$$

Ainsi la combinaison des unités des paramètres doit vérifier l'équation suivante :

$$[\rho_\infty]^a [\rho_j]^b [D]^c [L]^d [V_j]^e [\mu_j]^f [\mu_{inf}]^g [S_c]^h [S_b]^i [V_{max}]^j [\Delta\rho]^k [g]^l = [-]^0 \quad (3.2.3)$$

Selon le théorème de Vaschy-Buckingham, neuf paramètres sans dimension sont associés à notre problème :

$$\Gamma_1 = \frac{\rho_i}{\rho_{inf}} ; \Gamma_2 = \frac{L}{D} ; \Gamma_3 = \frac{V_i}{V_{max}} ; \Gamma_4 = \frac{\mu_i}{\rho_{inf} V_{max} D} ; \Gamma_5 = \frac{\mu_{inf}}{\rho_{inf} V_{max} D} ;$$

$$\Gamma_6 = \frac{S_c}{D^2} ; \Gamma_7 = \frac{S_b}{D^2} ; \Gamma_8 = \frac{\Delta\rho}{\rho_{inf}} ; \Gamma_9 = \frac{gD}{V_{max}^2}$$

Si certains nombres définis peuvent directement être utilisés comme paramètres expérimental ( $\Gamma_1, \Gamma_2, \Gamma_3, \Gamma_8$ ), d'autres nécessitent d'être regroupées. Nous introduisons ainsi les grandeurs suivantes :

- Le rapport entre la pression dynamique du panache générant les forces de flottabilité, et la pression dynamique engendrée par le vent nommé  $\mathcal{E}$  :

$$\mathcal{E} = \Gamma_1 \Gamma_3^2 = \frac{\rho_i}{\rho_\infty} \left( \frac{V_j}{V_{max}} \right)^2 \quad (3.2.4)$$

$V_j$  représente la vitesse à l'injection et  $V_{max}$  la vitesse de vent.

- Le nombre de Reynolds caractérisant le régime de turbulence dans le canal, avec  $S_c$  surface de la section du canal, nommé  $Re_{inf}$  :

$$Re_{inf} = \frac{\sqrt{\Gamma_6}}{\Gamma_5} = \frac{\rho_{inf} V_{max} \sqrt{S_c}}{\mu_{inf}} \quad (3.2.5)$$

- Le nombre de Reynolds caractérisant le régime de turbulence du panache issue de la source de flottabilité, nommé  $Re_i$  :

$$Re_i = \frac{\Gamma_3 \Gamma_1}{\Gamma_4} = \frac{\rho_i V_i D}{\mu_i} \quad (3.2.6)$$

- Le nombre de Grashof caractérisant la convection libre du panache issu de la source de flottabilité, nommé  $Gr_i$ .

$$Gr_i = \frac{\Gamma_1 \Gamma_8 \Gamma_9}{\Gamma_4} \times \frac{\rho_i}{\rho_i} = \frac{\Delta \rho}{\rho_i} \frac{g D^3}{v_i^2} \quad (3.2.7)$$

- Comme présentés par Vauquelin et al. (Vauquelin et al., 2009), nous retrouvons le nombre assimilable au nombre de Richardson au niveau du jet en combinant  $Gr_i$  et  $Re_i$  par la relation suivante :

$$R_i = Gr / Re_i^2 \quad (3.2.8)$$

Soit

$$R_i = \frac{\Delta \rho}{\rho_i} \frac{g D}{V_i^2} \quad (3.2.9)$$

- Nous pouvons aussi obtenir le nombre de Froude au niveau du jet par :

$$\mathcal{F} = Re_i / \sqrt{Gr} \quad (3.2.10)$$

Soit

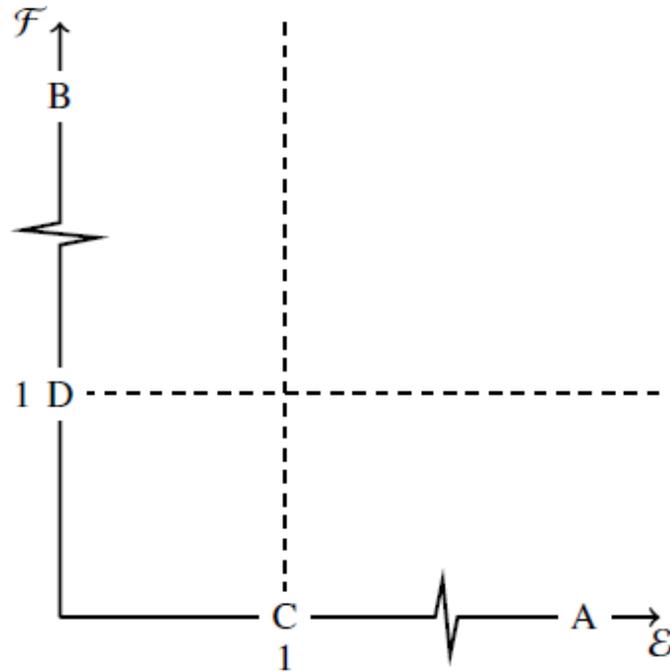
$$\mathcal{F} = \frac{\rho_i V_i D}{\mu_i \sqrt{\frac{\Delta \rho}{\rho_i} \frac{g D^3}{v_i^2}}} = \frac{Q_i}{\sqrt{g D^5 \left( \frac{\Delta \rho}{\rho_i} \right)}} \quad (3.2.11)$$

Ce nombre représente, au niveau de l'injection, le rapport entre l'énergie cinétique du jet et l'énergie potentielle induite par les forces de flottabilité. Dans l'équation, Q représente le débit volumique à l'injection en  $m^3.s^{-1}$ , g la constante gravitationnelle en  $m.s^{-2}$ , D le diamètre de la buse d'injection,  $\rho_{inf}$  la masse volumique de l'air et enfin  $\rho$  la masse volumique du mélange densimétrique. On peut alors définir la variation de densité par  $\eta = (\rho_\infty - \rho_i) / \rho_i$ . Plusieurs des variables présentées restent constantes durant l'expérimentation, notamment les variables associées aux différentes géométries (Canal, Volume testé) ou encore celles associées à l'air ambiant. De plus, certains nombres, comme le nombre de Froude au niveau du jet, sont issus de la combinaison de deux autres grandeurs. Nous pouvons ainsi considérer que les phénomènes physiques associés à notre problème peuvent être exprimés au travers de la fonction

$$\varphi(\mathcal{F}, \mathcal{E}). \quad (3.2.12)$$

### 3.2.3. Étude théorique des régimes en fonction des paramètres sans dimensions

Cette expérimentation nécessite une injection de fluide à faible densité de manière continue ainsi qu'une vitesse de vent constante. Ces conditions permettent de mettre en évidence des régimes d'écoulement en régime établi. Les nombres sans dimensions  $\mathcal{E}$  et  $\mathcal{F}$  nous permettent, tout d'abord, de présenter une analyse théorique des régimes de ventilation identifiés dans le chapitre 1 (régime de ventilation par déplacement, régime mixé et régime piloté par le vent). Un diagramme représentant  $\mathcal{E}$  en fonction de  $\mathcal{F}$  permet ainsi d'analyser les différents cas (Figure 3.4).



**Figure 3.4 : Analyse qualitative des différents régimes de ventilation issus de la littérature en fonction de  $\mathcal{E}$  et  $\mathcal{F}$ .**

Une première analyse de ces deux paramètres permet de décrire les limites des régimes d'écoulement définis dans la littérature.

Quatre points caractéristiques peuvent être soulignés en analysant le diagramme présenté sur la Figure 3.4 :

- Cas A :  $\mathcal{E} \gg 1$  et  $\mathcal{F} \ll 1$ . La pression dynamique due au vent est négligeable face la pression dynamique du jet. Au niveau du jet, la flottabilité est dominante face aux forces d'inertie. Ce cas caractérise une ventilation interne par déplacement décrit par Hunt et Linden (Hunt and Linden, 2005).
- Cas B :  $\mathcal{E} \ll 1$  et  $\mathcal{F} \gg 1$ . Ce point caractérise un vent qui domine le mouvement interne, quelle que soit l'intensité des forces de flottabilité. De plus les forces de flottabilité au niveau du jet sont négligeables par rapport aux forces cinétiques. Ce régime, piloté par le vent, est décrit par Tominaga est Blocken (Tominaga and Blocken, 2016).
- Cas C :  $\mathcal{E} = 1$  et  $\mathcal{F} \ll 1$ . Deux régimes de ventilation peuvent apparaître en fonction de l'intensité des forces de flottabilité i.e. le valeur de  $\rho_i$ . On peut alors supposer, en considérant un plan neutre au niveau de l'ouverture, qu'un écoulement bidirectionnel peut exister dans ce cas. Ce régime n'a pas été exploré expérimentalement.
- Cas D :  $\mathcal{E} \ll 1$  et  $\mathcal{F} = 1$ . Comme pour le cas B, le vent pilote l'écoulement, mais la flottabilité impacte toujours l'écoulement interne. Le régime sera défini par la valeur de  $\rho_i v_i^2$ . Ainsi, peuvent apparaître le régime mixé ou encore le régime piloté par le vent décrit par (Hunt and Linden, 2005).

La partie suivante décrit l'expérimentation mise en place afin de vérifier l'analyse résultant de la figure 1.

### 3.3. Résultats

#### 3.3.1. Régimes d'écoulement interne

Une analyse, purement qualitative, nous permet d'avoir des informations sur les régimes d'écoulement interne pouvant être obtenus, lorsque le vent oppose la flottabilité, en faisant varier le débit d'injection, le déficit en masse volumique ainsi que la vitesse dans le canal. Cette première étape permet de valider par l'observation, les écoulements décrits dans la littérature.

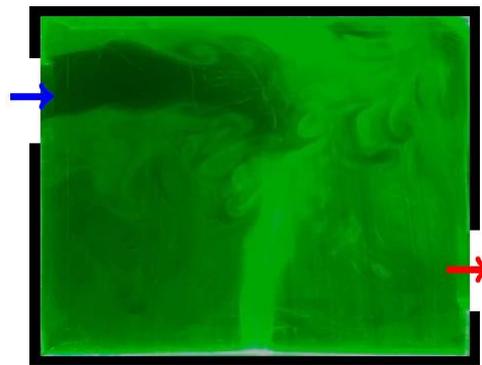
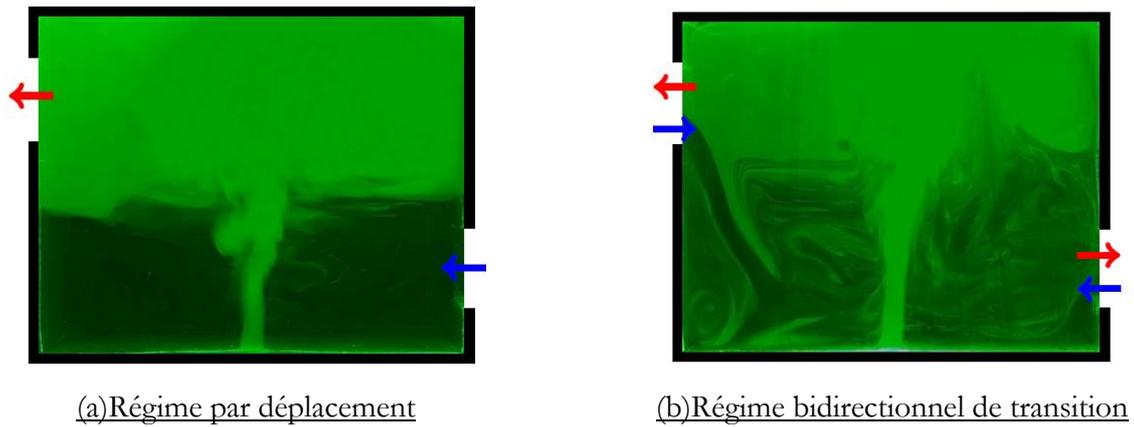
De manière théorique, certaines valeurs de  $\mathcal{E}$  et de  $\mathcal{F}$  caractérisent un régime stable où il existerait un écoulement bidirectionnel au niveau des ouvertures. L'expérimentation a permis de mettre en évidence ce régime de transition qui s'ajoute au régime de ventilation par déplacement, et au régime mixé piloté par le vent. Pour classifier ces régimes de manière visuelle, le sens de l'écoulement au travers des ouvertures a été pris en compte. Les trois régimes observés sont illustrés par la Figure 5 et se décrivent comme suit :

1 - Le régime stratifié piloté par la source d'injection, au sein duquel les forces de flottabilité pilotent le mouvement interne (Figure 3.5 (a)), est celui décrit par Hunt et Linden (Hunt and Linden, 2005). Dans ce cas de figure, on constate que les forces de flottabilité poussent le fluide léger à s'extraire en partie haute au niveau de l'ouverture face au vent. Ce qui entraîne une chute de pression dans la couche inférieure, équilibrée par l'apport d'air au niveau de l'ouverture basse sous le vent. Le caractère unidirectionnel de l'écoulement au sein des ouvertures est donc observé pour ce premier régime. De plus, en fonction de l'intensité des forces générées par le panache, le jet d'air entrant peut avoir un impact plus ou moins significatif sur celui-ci en le faisant s'incliner vers l'ouverture haute.

2 - Le deuxième régime de ventilation est un régime bidirectionnel de transition au travers duquel on observe un écoulement de fluide « lourd » entrant au niveau de l'ouverture haute face au vent (Figure 3.5 (b)). Cet écoulement est incliné, entraînant ainsi du fluide léger dans la couche d'air inférieure qui se retrouve partiellement mixée. Le panache est encore visible dans ce cas de figure, mais la stratification commence à disparaître. Ce régime est fortement caractérisé par un écoulement bidirectionnel au niveau des deux ouvrants. Pour la suite de l'étude, ce régime sera nommé « régime bidirectionnel ».

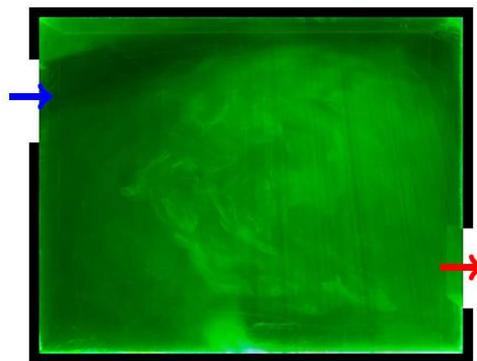
3 – Un régime piloté par la ventilation au sein duquel un mélange homogène de gaz s'échappe au niveau de l'ouverture basse et de l'air frais au niveau de l'ouverture basse, est identifié. Deux cas sont observés :

- Le cas où le jet entrant est contraint par le fluide léger à redescendre créant une courbure (Figure 3.5 (c)). Dans ce régime, le panache est toujours visible, mais l'environnement peut être considéré comme mixé. Ce régime se rapproche du régime mixé avec panache décrit par Hunt et Linden (Hunt and Linden, 2005).
- Le cas où le régime observé peut être considéré comme étant un écoulement extrême dans lequel l'aéroulque interne est totalement pilotée par le vent (Figure 3.6). Dans ce cas, le panache ne se développe pas car les forces de vent sont très grandes face aux forces induites par le panache (cinétique + flottabilité). On observe alors les mêmes comportements d'écoulements que ceux observés par Tominaga et Blocken (Tominaga and Blocken, 2016) dans le cas de l'étude de l'effet du vent sans présence de flottabilité. Dans ce cas, l'extraction se fait uniquement en partie basse et l'amenée d'air en partie haute. L'observation met en évidence un jet d'air entrant qui vient se plaquer au niveau du plafond. Ce phénomène est défini par l'effet Coanda (Reba, 1966) et entraîne une recirculation dans le volume.



**Figure 3.5 : Régime d'écoulement interne pour le cas d'un vent opposé à la flottabilité**

L'expérimentation mise en place permet aussi d'observer un cas extrême où un trop fort débit de la source de flottabilité injectée provoque une saturation de la boîte. Ce cas n'est pas pris en compte dans notre étude. Aucune stratification n'est observable dans ce cas.



**Figure 3.6: Régime mixé piloté par le vent**

Nous pouvons alors conclure de cette première série d'essais que plusieurs régimes d'écoulement existent lorsque le vent oppose la flottabilité. De plus, un régime d'écoulement non décrit par la littérature est observé. Il s'agit ici du régime bidirectionnel qui caractérise un régime de transition stable. Comme ces régimes sont déterminants pour la sélection de modèles à utiliser afin d'estimer la performance de la ventilation, il est important de caractériser les conditions sous lesquelles ces transitions apparaissent. La seconde série consiste à caractériser ces transitions au travers des paramètres sans dimensions mis en

avant dans la section 3.2.2.

### 3.3.2. Étude des transitions entre régimes d'écoulement

Pour la seconde série d'expérimentation, un total de 95 essais ont été réalisés. Cette série a pour objectif principal de cartographier l'ensemble des essais sur un diagramme  $f(\mathcal{E}) = \mathcal{F}$ . Cette étape nous permet, au travers du diagramme, d'identifier des zones caractéristiques traduisant les régimes d'écoulement. Pour différentes valeurs de  $\mathcal{F}$  fixées nous faisons varier  $\mathcal{E}$ . Ainsi, trois différents débits d'injection 5, 13 et 30  $L \cdot \text{min}^{-1}$  et quatre différentes densités de gaz (25 %, 50%, 75%, et 100% de concentration en Hélium) sont produites. En fonction des débits et des masses volumiques d'injections choisies, entre cinq et dix différentes vitesses de référence dans le canal sont générées par couple [densité ; débit d'injection]. Les vitesses varient entre 0,1 et 2,5  $m \cdot s^{-1}$ . Le Tableau 3-2 présente les débits d'injections et vitesses choisis pour l'ensemble des essais réalisés et par rapport aux différentes masses volumiques à l'injection.

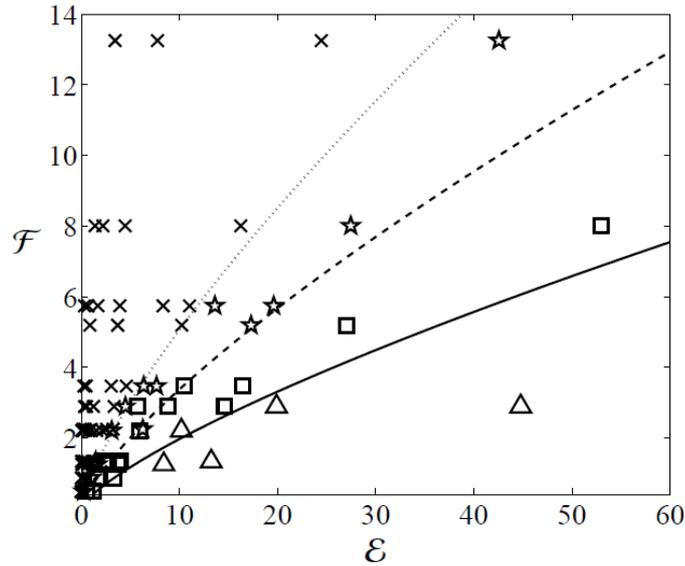
Les 95 points sont représentés sur la Figure 3.7. Cette figure montre que les régimes identifiés dans la partie 3.3.1 se regroupent suivant des zones caractéristiques sur le diagramme. Elle met aussi en évidence une concentration de points au niveau des faibles valeurs de  $\mathcal{E}$  et  $\mathcal{F}$ . À mesure que les valeurs de  $\mathcal{E}$  et  $\mathcal{F}$  augmentent, les points représentant les régimes de ventilation sont plus dispersés. Cette caractéristique traduit un caractère non linéaire des transitions. Les transitions s'opèrent donc successivement suivant l'augmentation de  $\mathcal{E}$ .

**Tableau 3-2: Essais réalisés pour la première série expérimentale**

Masse volumique à l'injection	Débit à l'injection [ $L \cdot \text{min}^{-1}$ ]	Vitesse de référence dans le canal [ $m \cdot s^{-1}$ ]
0.17 soit 100% d'hélium	[13 ; 5 ; 13 ; 13 ; 5 ; 30 ; 13 ; 5 ; 30 ; 30 ; 30 ; 13 ; 5 ; 13 ; 5 ; 13 ; 14 ; 16 ; 18 ; 20 ; 12 ; 10 ; 6 ; 8 ; 30 ; 10 ; 30 ; 13]	[0,7 ; 0,55 ; 0,45 ; 0,5 ; 0,44 ; 0,63 ; 0,55 ; 0,8 ; 0,73 ; 0,45 ; 0,35 ; 0,3 ; 0,2 ; 0,2 ; 0,3 ; 0,35 ; 0,26 ; 0,26 ; 0,28 ; 0,27 ; 0,23 ; 0,21 ; 0,21 ; 0,24 ; 0,2 ; 0,48 ; 2,3 ; 2,5]
0.4275 soit 75% d'hélium	[5 ; 30 ; 30 ; 5 ; 5 ; 13 ; 14 ; 16 ; 13 ; 18 ; 13 ; 8 ; 12 ; 6 ; 10 ; 13 ; 30 ; 30]	[0,35 ; 0,4 ; 0,5 ; 0,65 ; 2,22 ; 0,5 ; 0,22 ; 0,26 ; 2,23 ; 0,25 ; 0,9 ; 0,15 ; 0,24 ; 0,12 ; 0,18 ; 1,45 ; 0,65 ; 2,2]
0.685 soit 50% d'hélium	[13 ; 20 ; 30 ; 30 ; 5 ; 5 ; 30 ; 13 ; 16 ; 14 ; 13 ; 18 ; 20 ; 5 ; 5 ; 5 ; 10 ; 30 ; 30 ; 13 ; 5 ; 5 ; 5 ; 8 ; 12 ; 13]	[0,65 ; 0,27 ; 0,36 ; 2,21 ; 0,97 ; 0,54 ; 1,24 ; 0,28 ; 0,26 ; 0,26 ; 2,18 ; 0,28 ; 0,53 ; 0,12 ; 0,22 ; 2,3 ; 0,42 ; 0,65 ; 0,21 ; 0,53 ; 0,06 ; 0,37 ; 1,6 ; 0,2 ; 0,21 ; 1,6]
0.9425 soit 25% d'hélium	[0 ; 18 ; 0,38 ; 0,26 ; 0,2 ; 1,02 ; 2,3 ; 0,42 ; 0,27 ; 1,1 ; 1,03 ; 0,41 ; 1,65 ; 0,35 ; 0,46 ; 0,4 ; 1,5 ; 2,2 ; 0,29 ; 0,46 ; 0,47 ; 0,48 ; 0,3 ; 0,4]	[8 ; 12 ; 18 ; 10 ; 13 ; 13 ; 10 ; 20 ; 30 ; 5 ; 5 ; 30 ; 5 ; 13 ; 13 ; 5 ; 5 ; 5 ; 18 ; 30 ; 16 ; 13 ; 14]

Des limites de transitions ont été tracées pour séparer les régimes avec en trait pointillé, la limite entre régime piloté par le vent et le régime mixé. La ligne en trait discontinu représente la transition entre le régime mixé et le régime bidirectionnel et enfin la limite en trait plein sépare le régime bidirectionnel et

le régime par déplacement.



**Figure 3.7 : Emplacement des différents régimes en fonction de E et F. Les triangles représentent les écoulements pilotés par la flottabilité, les carrés le régime bidirectionnel, les étoiles le régime mixé piloté par le vent (3-a) et les croix représentent le régime totalement piloté par le vent (3-b).**

Dans l'étude proposée, nous avons pour objectif d'identifier la transition entre le régime bidirectionnel et le régime piloté par les forces de flottabilité ainsi que la transition entre le régime piloté par le vent et le régime bidirectionnel. A ce stade, la transition entre les deux régimes pilotés par le vent ne sera pas étudiée car elle peut être qualifiée de subjective. En faisant varier les paramètres  $\mathcal{E}$  et  $\mathcal{F}$ , différentes conditions requises pour distinguer les transitions recherchées sont évaluées. Pour ce faire, huit débits d'injection (6, 8, 10, 12, 14, 16, 18 et 20 L/min) et quatre différentes densités de gaz sont générés (25 %, 50% 75%, et 100% de concentration en Hélium). Un total de 32 essais ont été réalisés pour investiguer, dans chaque cas, les points de transitions.

Ces transitions sont recherchées en augmentant progressivement la vitesse de ventilation dans le canal. Un interval de deux minutes entre chaque variation de vitesse est fixé pour stabiliser le régime lorsqu'une transition est trouvée. La Figure 3.8 présente les points de transitions observés sur un diagramme du débit adimensionné  $\mathcal{F}$  en fonction du rapport de pression dynamique  $\mathcal{E}$ .

Le caractère non linéaire de ces transitions nous amène à tracer le diagramme sur une échelle logarithmique. On constate que ces transitions sont bien marquées et qu'elles obéissent à la même loi qui est une fonction de la forme  $\mathcal{F} = k\mathcal{E}^n$ .

$$\mathcal{F} = k\mathcal{E}^{3/4} \tag{3.3.1}$$

Avec  $k=0.35$  pour la transition entre le régime 1 et 2 ( $R^2 = 0,98$ ) et  $k=0,58$  pour la transition entre le régime 2 et 3 ( $R^2 = 0,99$ ). Ces limites nous confirment que le changement de régime s'opère pour des plus grands écarts de  $\mathcal{E}$  lorsque  $\mathcal{F}$  est grand.

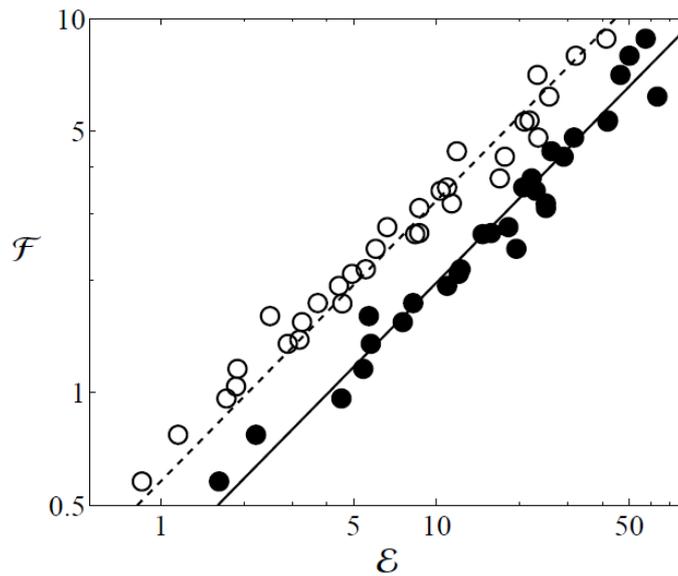


Figure 3.8 : Graphique représentant la zone de transition en fonction de  $\varepsilon$  et  $\mathcal{F}$ . Les cercles pleins noir représentent les essais associés à la recherche de la transition entre le régime bidirectionnel et le régime piloté par la flottabilité, la droite de régression associée ( $R^2 = 0.98$ ) y est représenté en trait plein. Les cercles vides représentent les essais associés à la recherche de la transition entre le régime bidirectionnel et le régime mixé piloté par le vent, la droite de régression associée ( $R^2 = 0.99$ ) est représenté en trait discontinu.

### 3.3.3. Discussion sur les facteurs d'échelle

La conservation des grandeurs sans dimensions choisies nous permet de définir des facteurs d'échelle pour transcrire au mieux, les observations de l'expérimentation à échelle réduite à l'échelle 1:1 (Figure 3.9). Notre facteur d'échelle est défini par  $\psi$  et nous choisissons une échelle de proportion de longueur telle que  $L_m = \psi L_r$ , avec m pour « maquette » et r pour « réel ».

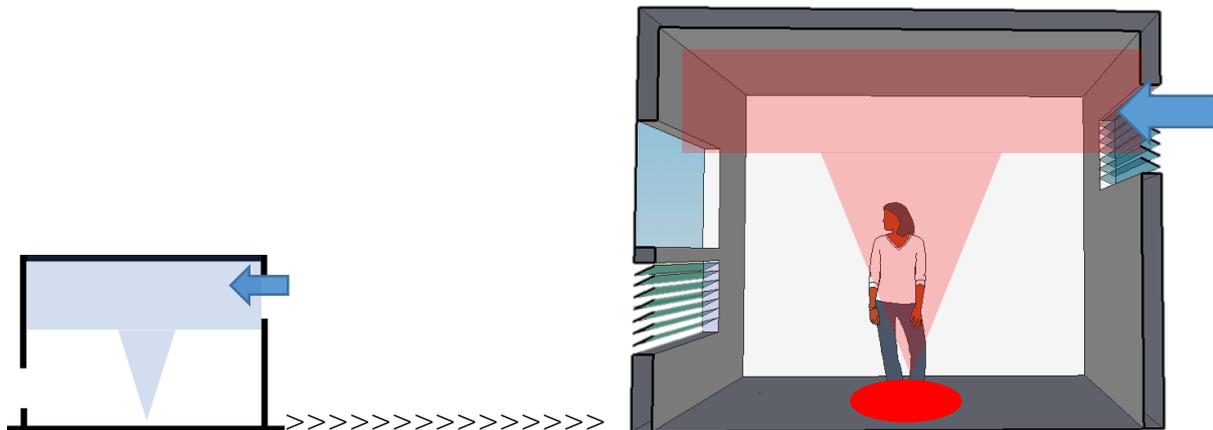


Figure 3.9 : Changement d'échelle de la maquette à l'échelle 1

Comme défini, le rapport des pressions dynamiques est conservé. Une analyse de la grandeur sans dimension  $F$  est essentielle pour définir les facteurs d'échelle relatifs au débit d'injection et aux vitesses. Nous pouvons alors écrire :

$$F_m = F_r \tag{3.3.2}$$

Soit :

$$\frac{Q_{ir}}{\sqrt{gD_r^5 \left( \frac{\Delta\rho}{\rho_i} \right)}} = \frac{Q_{im}}{\sqrt{gD_m^5 \left( \frac{\Delta\rho}{\rho_i} \right)}} \quad (3.3.3)$$

Comme D représente une longueur, on peut poser  $D_m = \psi D_r$ . On choisit de conserver également la différence de densité réduite  $\Delta\rho / \rho_i$ , ce qui nous donne :

$$\frac{Q_{ir}}{\sqrt{D_r^5}} = \frac{Q_{im}}{\sqrt{\psi^5 D_r^5}} \quad (3.3.4)$$

Soit :

$$Q_{ir} = \frac{Q_{im}}{\sqrt{\psi^5}} \quad (3.3.5)$$

Donc :

$$\psi^{5/2} Q_{ir} = Q_{im} \quad (3.3.6)$$

En suivant le même raisonnement pour la vitesse, nous pouvons définir le tableau suivant pour l'ensemble de nos variables :

**Tableau 3-3 : Facteurs d'échelles pour les différentes variables mises en jeu lors de l'expérimentation**

Variables	$\Delta\rho$	$\rho_{inf}$	$\rho_i$	$D$	$L$	$S_c$	$S_b$	$Q_i$	$V_j$	$V_{max}$	$g$	$Re$
Facteur d'échelle	$\psi^0$	$\psi^0$	$\psi^0$	$\psi$	$\psi$	$\psi^2$	$\psi^2$	$\psi^{5/2}$	$\psi^{1/2}$	$\psi^{1/2}$	$\psi^0$	$\psi^{3/2}$

Ces facteurs d'échelle peuvent alors servir pour traiter la configuration où les forces de vent opposent les forces de flottabilité dans le cas de la ventilation de confort ou encore de la sécurité incendie. Dans le cas d'un incendie, sachant que pour un feu réel on exprime la puissance convective  $Q_c$  par :

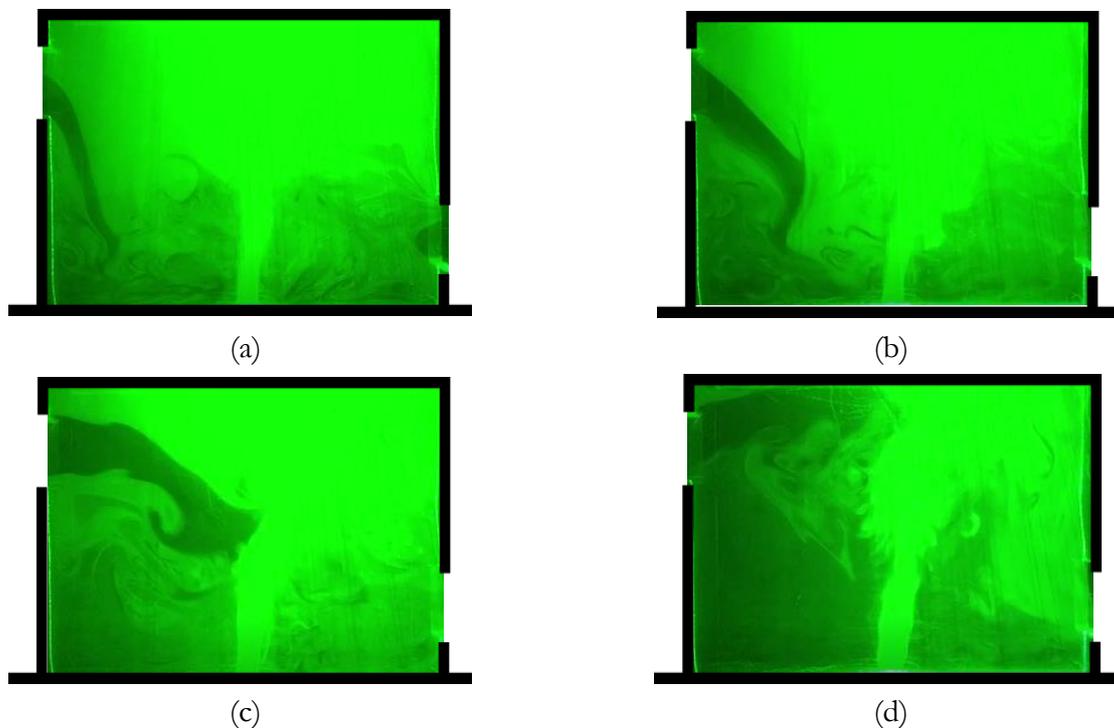
$$\dot{Q}_c = \rho_f C_{pf} Q_f (T_f - T_\infty) = T_\infty C_{pf} Q_f (\rho_\infty - \rho_f), \quad (3.3.7)$$

avec  $T_f$  la température de fumée,  $Q_f$  le débit volumique de fumée,  $\rho_f$  la masse volumique de fumée et  $C_{pf}$  la chaleur spécifique de fumée. Notre débit à l'injection  $Q_i$ , est alors associé à  $Q_f$ ,  $\rho_i$  à  $\rho_f$ , afin de trouver des puissances convectives équivalentes à nos essais. Si nous prenons un facteur d'échelle  $\psi = 1/20$ , nos résultats se transcrivent, pour un cas d'une pièce de dimensions  $L \times l \times H = 4 \text{ m} \times 4 \text{ m} \times 3,2 \text{ m}$ , par une puissance convective d'incendie allant de 16,9 kW à 391 kW. Les vitesses de vents associées et mises à l'échelle vont de  $0,27 \text{ m.s}^{-1}$  à  $11,2 \text{ m.s}^{-1}$ .

### 3.4. Conclusion et perspectives

Dans ce chapitre a été proposée une étude expérimentale afin d'investiguer les régimes de transition dans le cas où le vent oppose la flottabilité. À l'aide d'une analyse dimensionnelle, deux paramètres sans dimensions ont été définis pour caractériser les régimes internes. Pour la même configuration d'ouvrant étudiée dans le premier chapitre, une expérimentation à échelle réduite a permis de mettre en exergue un régime bidirectionnel de transitions en régime établi. Ce régime d'écoulement interne vient s'ajouter aux observations expérimentales de Hunt et Linden ou encore de celle d'Andersen (Andersen et al., 2000; Hunt and Linden, 2005), faisant état soit d'un régime mixé soit d'un régime stratifié. Par le biais de traitement d'image, une seconde série d'expérimentation a permis de caractériser des zones séparant des régimes d'écoulement, sur un diagramme mettant en jeu les paramètres sans dimensions  $\mathcal{E}$  et  $\mathcal{F}$ . Des transitions entre régimes suivant une loi puissance ont ensuite été caractérisées. Les facteurs d'échelles ont été déterminés pour pouvoir passer de la petite échelle à la grande échelle. Ces facteurs sont déterminants pour les cas d'applications réelles.

De plus, les différentes observations ont mis en évidence un comportement spécifique du jet d'air entrant en partie haute. Pour un débit d'injection et une concentration donnés, le jet d'air entrant change progressivement d'inclinaison à mesure que la vitesse de vent de référence augmente. Les illustrations de la Figure 3.10 nous montrent le phénomène décrit avec un jet entrant qui est tout d'abord contraint par la flottabilité (a). Dans cette configuration, un apport d'air frais est directement apporté dans la couche inférieure, entraînant par la même occasion du fluide léger. Puis, à mesure que la vitesse dans le canal augmente (b-c), le jet se redresse, et vient impacter le panache de fluide léger, ce qui a pour conséquence de le dévier et de provoquer un mélange de l'ambiance. Enfin, lorsque les forces de vent atteignent une certaine valeur, le même comportement qu'un écoulement interne piloté par le vent est observé (d) avec un jet plaqué au plafond. Deux angles peuvent être considérés comme des valeurs limites.



**Figure 3.10: Comportement du jet entrant pour différentes valeurs de vitesse dans le canal pour une même valeur de débit à l'injection ainsi qu'une même valeur de masse volumique à l'injection.**

Ces angles, associés au premier régime de transition (1-2) et au régime 4, représentent respectivement

les limites basses et hautes des angles que nous pouvons atteindre lors de l'expérimentation. La connaissance de l'angle d'incidence peut ainsi donner une indication sur l'ordre de grandeur des nombres  $\mathcal{E}$  et  $\mathcal{F}$ .

Dans le chapitre suivant, les transitions critiques mises en exergue dans ce chapitre seront prises en compte dans une méthode d'analyse croisée de la ventilation de confort et de la performance de désenfumage. Une analyse des vents sera proposée dans l'étude désenfumage au travers des nouveaux indicateurs de sécurité incendie. Ainsi l'impact de la prise en compte de la sécurité incendie, à travers le désenfumage, aux prémices de la conception sera étudié.

# Chapitre 4

## Étude expérimentale et numérique de la vidange de fluide à faible densité en convection mixte

### SOMMAIRE

---

4.1.	Introduction .....	73
4.2.	Étude expérimentale de la vidange de fluide à faible masse volumique.....	74
4.2.1.	Présentation du protocole d'essai et grandeurs sans dimensions choisies .....	74
4.2.2.	Caractérisation de la dynamique interne lors de la vidange .....	76
4.2.3.	Détermination du temps de vidange caractéristique .....	78
4.3.	Élaboration du modèle numérique .....	80
4.3.1.	Présentation de l'outil FDS .....	81
4.3.2.	Discrétisation spatiale temporelle.....	81
4.3.3.	Confrontation entre le modèle et les données issues de la littérature .....	85
4.4.	Étude numérique de la vidange en présence de fluides à faible densité.....	90
4.4.1.	Discussion sur les facteurs d'échelle .....	90
4.4.2.	Étude quantitative de la dispersion de fluide léger dans le cas de la convection forcée dominante et dans le cas de tirage thermique dominant.....	91
4.5.	Conclusion.....	96

---

La problématique de décontamination d'un local en cas d'incendie est un enjeu majeur de sécurité. Le retour d'expérience mené au Chapitre 1 a mis en exergue l'importance de considérer ce cas de figure pour les bâtiments ventilés naturellement. Le Chapitre 2 a permis d'identifier des verrous scientifiques relatifs à la caractérisation de l'écoulement interne, et au temps de vidange dans le cadre de la convection mixte, lorsque les forces de vent opposent le tirage thermique. Dans ce chapitre, les différents régimes d'écoulement durant la phase de vidange, ainsi que la caractérisation du temps de vidange en convection mixte seront abordés. Deux approches sont utilisées : l'approche expérimentale et l'approche numérique. Le volume étudié est le même que pour le Chapitre 3.

La première partie de ce chapitre est relative à l'expérimentation à échelle réduite. Le même banc d'essai que pour le Chapitre 3 est utilisé. Le volume est initialement rempli par un mélange air/ hélium d'une masse volumique donnée, et est ensuite vidangé. La vidange de fluide léger est ainsi testée en convection mixte afin d'analyser les différents régimes d'écoulement trouvés dans le chapitre 2, et de

mettre en évidence des lois traduisant les limites de transitions. Un temps caractéristique de vidange est défini en fonction des grandeurs sans dimensions définies.

Pour compléter l'analyse expérimentale, une étude numérique de la vidange est proposée. Une validation du modèle numérique est réalisée. Cette étude permet de discuter sur la décroissance de fluide léger dans l'enceinte, pour différents nombre de Richardson initiaux, en fonction du temps.

## 4.1. Introduction

Dans le bâtiment, la caractérisation du phénomène de vidange est nécessaire pour des questions de Qualité de l'Air Intérieur (QAI), mais aussi pour des questions de décontamination (en cas d'incendie par exemple). Différents auteurs ce sont alors intéressés à cette problématique lorsque la ventilation naturelle opère, tant de manière numérique qu'expérimentale (cf. Chapitre 2). Ainsi, de nombreuses études ont concerné la performance de la ventilation naturelle, que ce soit en convection forcée (Blocken et al., 2011; Peren et al., 2015; Perén et al., 2015; Ramponi and Blocken, 2012; Tominaga and Blocken, 2016, 2015), ou en convection mixte (Lai et al., 2013; Węgrzyński and Krajewski, 2017; Yi et al., 2013).

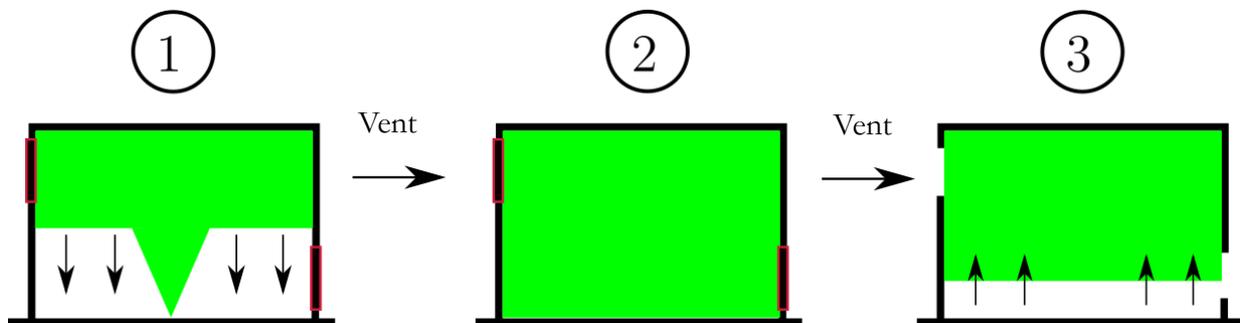
Les études, impliquant les forces de vent seules, concernent généralement la performance de ventilation dans le bâtiment pour des questions de QAI, ou de confort thermique. Par exemple, Peren et al. (Peren et al., 2015) proposent une étude numérique de géométries de toiture favorisant l'écoulement interne. De leur côté, Bastide et al. (Bastide et al., 2006) ont réalisé une étude numérique pour optimiser le pourcentage d'espace bien ventilé au sien d'un volume soumis à la ventilation naturelle induite par le vent seul. Plusieurs configurations d'ouvertures ont été étudiées dans ce cas. Tominaga et Blocken (Tominaga and Blocken, 2016) proposent aussi d'évaluer, de manière expérimentale, plusieurs configurations d'ouvertures pour une géométrie simple. Dans leur étude, ils évaluent la performance de la ventilation, à la fois en comparant les débits de ventilation dans chaque cas, et à la fois en évaluant la dispersion de polluant passif. Dans ce dernier cas, les auteurs remplissent initialement la pièce de fumée passive (à température ambiante et de même masse volumique que l'air), et ouvrent les ouvertures pour y laisser entrer le vent. Ils concluent sur un classement entre les configurations, relatif à l'efficacité de dispersion de polluant passif. Ce classement entre configurations, à destination des concepteurs, nous questionne quant à la validité de celui-ci lorsque les forces de flottabilité sont en jeu. En d'autres termes, une configuration d'ouvrant favorisant la vidange d'un polluant passif, favoriserait-elle aussi la vidange d'un polluant léger tel que de la fumée chaude ? Pour tenter de répondre à cette question, nous allons traiter dans ce chapitre le cas du vent opposant les forces de flottabilité lors de la vidange d'une pièce initialement « polluée ». Pour ce cas, l'analyse de la littérature nous a permis de mettre en évidence un verrou scientifique lié à la caractérisation du temps de vidange. En effet, les études de Hunt et Linden (Hunt and Linden, 1997) font état d'un temps de vidange qui commence à partir du moment où l'écoulement est monodirectionnel entrant en partie haute et au moment où l'axe neutre atteint le sol (environnement homogène). Or, dans le chapitre précédent, nous avons pu mettre en évidence l'existence d'un régime bidirectionnel stable entre le régime mixé et le régime stratifié. Si ce régime existe pendant la vidange, du fluide léger peut alors s'extraire en partie haute, ce qui impacterait le temps de vidange total.

Dans ce chapitre deux approches, expérimentale et numérique, sont proposées pour répondre aux problématiques liées à la vidange. L'étude expérimentale nous permettra de caractériser les régimes d'écoulement, pendant la vidange, et d'identifier les grandeurs sans dimensions d'intérêts pour l'étude de ce phénomène transitoire. L'étude numérique de la convection mixte apportera des éléments de réponse quantitatifs à la problématique désenfumage/ventilation naturelle de confort.

## 4.2. Étude expérimentale de la vidange de fluide à faible masse volumique

### 4.2.1. Présentation du protocole d'essai et grandeurs sans dimensions choisies

Nous nous intéressons dans cette partie au phénomène de vidange de fluide léger, lorsque les forces de vent opposent les forces de flottabilité. Comme exposés dans le **Chapitre 2**, plusieurs auteurs, dont Hunt et Linden (Hunt and Linden, 1997; Linden, 1999), se sont intéressés à ce phénomène, en décrivant les mouvements internes, et en étudiant notamment les temps de vidange. Dans notre cas, la même approche isotherme que dans le chapitre 3 est choisie. Ainsi l'étude du temps de vidange et celle de la caractérisation des écoulements internes seront réalisées. L'objectif étant de caractériser les régimes d'écoulement observés dans le chapitre 3 lors de la vidange de fluide léger. Pour cette expérimentation, trois étapes présentées sur la Figure 4.1 sont respectées. La première consiste à fermer les ouvertures de l'enceinte et à remplir le volume avec un mélange air/hélium d'une concentration donnée. Lorsque le volume est rempli, la deuxième étape consiste à attendre que la vitesse dans le canal se stabilise. Pour la troisième étape, les ouvertures sont ouvertes de telle sorte à ne pas perturber l'écoulement. La vidange du volume est alors observée.



**Figure 4.1 : Étapes successives des essais avec 1-le remplissage 2-l'établissement de l'écoulement dans le canal 3-la vidange du volume**

Un total de 20 essais est effectué pour lequel un fluide léger est vidangé sous différentes vitesses. Pour quatre concentrations en hélium données (25%, 50%, 75%, 100%), cinq vitesses sont générées dans le canal allant de  $0,18 \text{ m.s}^{-1}$  à  $1,92 \text{ m.s}^{-1}$ . Afin de visualiser le fluide léger, modélisant les forces de flottabilité, le même principe présenté au chapitre 2 est utilisé. Pour chaque essai, un enregistrement du phénomène de vidange est capturé à l'aide d'une caméra CCD de 8Mpx. Un ensemencement de particules au niveau de l'injection permet de visualiser l'écoulement et de vérifier le bon remplissage de l'enceinte. Le temps de remplissage est fixé pour chaque test de sorte que l'enceinte soit remplie de fluide léger. Une petite ouverture permet de ne pas monter en pression dans l'enceinte. L'enregistrement commence à l'étape 2 (Figure 4.1) et se termine lorsque le fluide léger modélisant les forces de flottabilité n'est plus visible. Chaque vidéo, de durée différente selon le temps de vidange, est ensuite décomposée en série d'images à hauteur de 30 images par seconde. Cette décomposition permet de trouver les temps de changement de régime interne, lorsque ceux-ci existent, pour chaque essai réalisé. Comme dans le Chapitre 3, des nombres sans dimension associés à notre expérimentation sont recherchés afin de caractériser les phénomènes transitoires observés.

Nous appliquons le théorème de Vaschy-Buckingham à notre problème (cf. Chapitre 3). Pour ce cas, les variables relatives à l'injection sont supprimées et la variable de temps est ajoutée. L'ensemble des variables relatives à notre banc d'essai est listé dans le Tableau 4-1. La hauteur de la boîte  $H_b$ , ainsi qu'une

vitesse de référence  $V$  sont ajoutées à notre description.

**Tableau 4-1 : Liste des variables associées à l'étude**

Variables	$\Delta\rho$	$\rho_\infty$	$\rho_i$	$H_b$	$S_c$	$S_b$	$\mu_i$	$\mu_\infty$	$t$	$V_{max}$	$V$	$g$
Unités (SI)	$ML^{-3}$			$L$	$L^2$		$ML^{-1}T^{-1}$		$T$	$LT^{-1}$		$LT^{-2}$

L'application du théorème nous permet d'identifier neuf groupements sans dimension à partir desquels trois principales grandeurs adimensionnées sont définies : le nombre de Richardson  $Ri$  lié à la ventilation, le nombre de Reynolds au niveau du volume considéré  $Re$ , ainsi qu'un temps adimensionné  $\theta$  permettant de caractériser les phénomènes associés à un temps. Ainsi, nous obtenons :

$$Ri = \frac{g \frac{\Delta\rho}{\rho_i} H_b}{V_{max}^2}, \quad (4.2.1)$$

$$Re = \frac{V_{max} H_b}{\nu}, \quad (4.2.2)$$

et

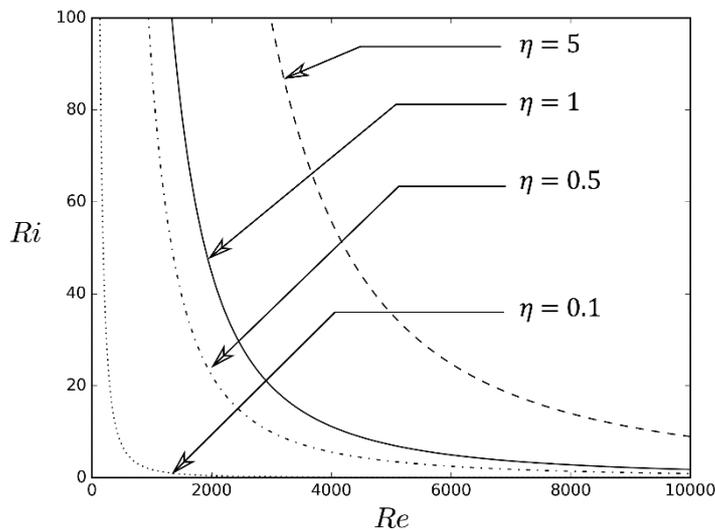
$$\theta = \frac{tV}{H_b}. \quad (4.2.3)$$

À l'aide du paramètre  $Ri$ , nous pourrions analyser le rapport entre les forces de flottabilité et les forces dues à la convection forcée au sein d'une cavité. Le paramètre  $Re$  permet quant à lui de caractériser le régime de turbulence par rapport à la hauteur de référence du volume considéré. Enfin, le paramètre  $\theta$  nous permettra d'associer un paramètre temporel aux phénomènes transitoires de nos différentes études.

Les nombres sans dimensions définis permettent, a priori, d'étudier l'enjeu de la vidange en convection mixte. Une première analyse est proposée dans ce sens en présentant la fonction  $Ri = f(Re)$  sur la Figure 4.2. Pour plusieurs valeurs de différence de densité réduite, définies par  $\eta = \Delta\rho/\rho_i$ ,  $Ri$  est tracé en fonction de  $Re$ . Les courbes présentées sur ce graphique sont définies pour des vitesses de référence allant de 0 à 5  $m.s^{-1}$ . L'hélium permet de modéliser les forces de flottabilité ( $\rho_i = 0,17$ ). Ainsi, les courbes pour des valeurs de  $\eta = 0,1; 0,5; 1,0; 5,0$  sont tracés. Des cas de figure relatifs à la convection mixte dans l'enceinte peuvent ainsi être analysés.

La Figure 4.2 met en évidence que pour une faible valeur de  $\eta$  (0,1), il suffit d'une petite variation du nombre de Reynolds pour entraîner une chute significative du nombre de Richardson. De ce fait, une faible vitesse de vent permet de passer de la convection libre dominante à de la convection forcée dominante. Pour une valeur de  $\eta = 0,5$ , la variation du nombre de Reynolds doit être beaucoup plus importante pour entraîner une diminution du nombre de Richardson. Des plus grandes vitesses de vent seront nécessaires pour passer d'un régime par déplacement à un régime interne dominé par le vent.

La Figure 4.2 démontre également que les courbe pour  $\eta = 0,5$  et  $\eta = 1$  sont très proches par rapport aux autres valeurs de  $\eta$  testées. Cela traduit une relation non linéaire entre  $\eta$ ,  $Ri$  et  $Re$ . Il peut aussi être souligné qu'à partir d'une certaine valeur de  $Re$ , le changement de valeur de  $\eta$  ne changent plus la nature du régime de ventilation (entre convection mixte et convection forcée).



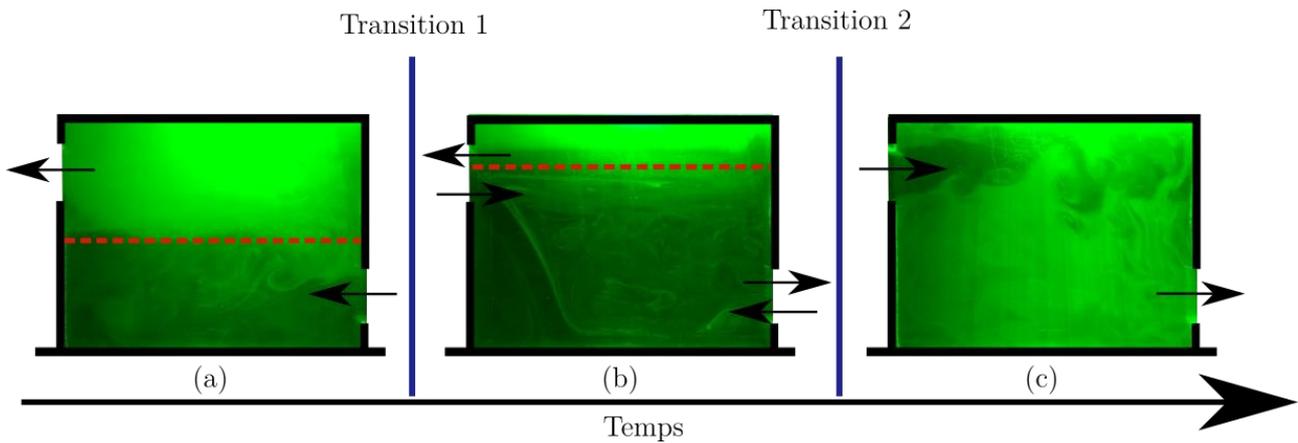
**Figure 4.2 : Analyse qualitative de la ventilation mixte en fonction de  $Ri$  et de  $Re$  suivant différentes valeurs de densité réduite  $\eta$ .**

Concernant nos essais,  $Ri$  variera de manière décroissante pour des valeurs constantes de  $Re$  en fonction du temps. Ces grandeurs seront alors utilisées pour étudier la décroissance de concentration lors de la vidange, mais aussi les différents régimes d'écoulement internes existants durant cette phase.

#### 4.2.2. Caractérisation de la dynamique interne lors de la vidange

Le processus de vidange de fluide léger entraîne des dynamiques internes caractéristiques en fonction de l'intensité de chacune des forces mise en jeu. Comme expliqué au Chapitre 2, Hunt et Linden (Hunt and Linden, 1997) ont pu caractériser 4 régimes lorsque le vent oppose les forces de flottabilité : monodirectionnel sortant en partie haute (avec interface), alternant entrant sortant en partie haute (avec interface), écoulement monodirectionnel entrant en partie haute et sortant en partie basse avec interface, et pour finir, monodirectionnel mixé avec plus d'interfaces distinguables. Dans notre cas, les transitions entre régimes internes observés sont les mêmes que celles caractérisées au Chapitre 3. Ainsi, deux transitions distinguables ont été trouvées : la première entre le régime monodirectionnel sortant en partie haute et le régime dit « bidirectionnel », et la seconde transition entre le régime bidirectionnel et monodirectionnel entrant en partie haute (face au vent). La Figure 4.3 présente les différents régimes observés ainsi que l'emplacement des transitions. Deux des quatre régimes d'écoulement décrits par Hunt et Linden (Hunt and Linden, 1997) ne sont alors pas observés, soit le régime monodirectionnel entrant en partie haute avec stratification distinguable et le régime alternant entrant sortant en partie haute.

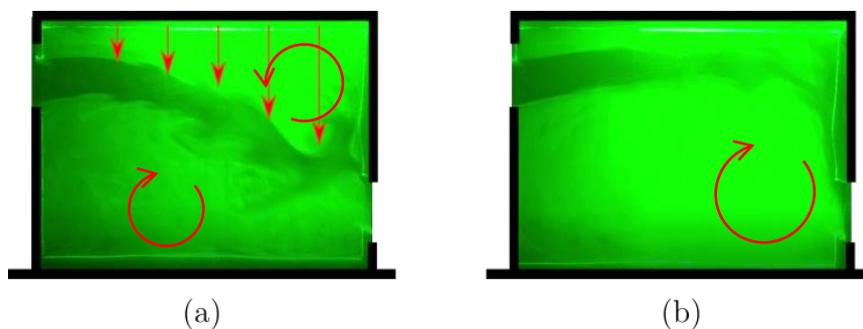
De par les vitesses choisies dans le canal, ainsi que les concentrations initiales dans l'enceinte, l'apparition de ces trois régimes n'existe pas toujours. En effet, à partir d'une certaine vitesse, pour chaque concentration initiale testée, les régimes (a) et/ou (b) présentés sur la Figure 4.3 ne sont plus observables. La vidange débute dans ces cas à partir du régime (b) ou du régime (c). Bien que le régime soit monodirectionnel entrant dans ce dernier cas (c), des dynamiques spécifiques de jets entrants sont observables à l'instant initial. La Figure 4.4 nous présente deux régimes initiaux internes appartenant tous deux au régime monodirectionnel entrant en partie haute. Dans le cas de la Figure 4.4 (a), les forces de vent sont suffisantes pour obtenir un régime monodirectionnel entrant, mais les forces de flottabilité à l'intérieur de l'enceinte, ainsi que la recirculation causée par le jet entrant, entraînent une courbure de celui-ci.



**Figure 4.3 : Différents régimes d'écoulement interne observés lors de la vidange avec (a) le régime monodirectionnel sortant en partie haute, comprenant une interface distinguable (pointillées rouge), (b) le régime bidirectionnel, comprenant aussi une interface distinguable, et (c) le régime monodirectionnel entrant en partie haute, avec une ambiance complètement mixée**

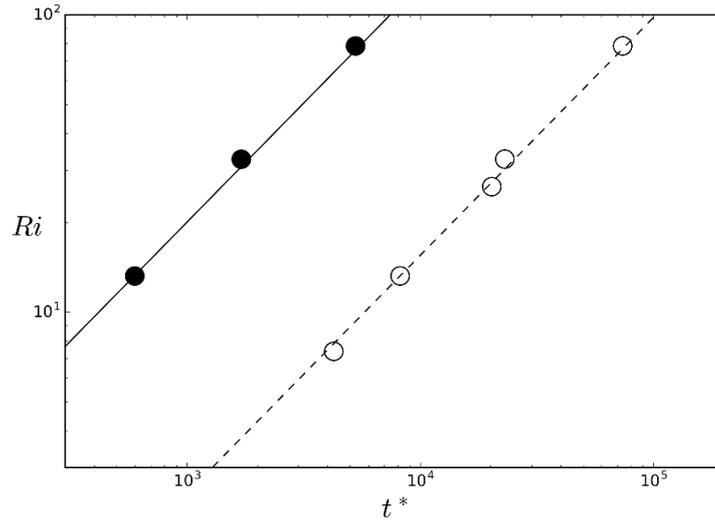
Sur la Figure 4.4 (b), l'intensité des forces de flottabilité n'est pas suffisante pour contraindre le jet d'air neuf entrant. Cette dynamique peut avoir un impact sur le temps de vidange, car pour le premier cas, le jet est directement dirigé vers l'ouverture basse.

L'analyse de ces différents régimes nous indique qu'il existerait un lien entre le rapport des forces vent et du tirage thermique, et le moment d'apparition des différents régimes d'écoulement interne. Pour évaluer l'existence d'une telle relation, les temps pour lesquelles deux transitions présentées sur la Figure 4.3 apparaissent sont déterminés par l'observation des images issues des vidéos enregistrées. Pour l'ensemble des essais, quatre transitions correspondant à la transition 2 (Figure 4.3), et trois correspondants à la transition 1 (Figure 4.3) sont identifiés.



**Figure 4.4 : Observation de la dynamique de jet entrant dans le cas monodirectionnel entrant en partie haute avec (a) le jet entrant, contraint par les forces de flottabilité et la recirculation en partie haute, est directement dirigée vers l'ouverture basse et le cas (b), où les forces de flottabilité sont négligeables face aux forces dues au vent. La recirculation se fait en dessous du jet. Dans ce dernier cas, le même comportement qu'une vidange avec polluant passif décrit par Tominaga et Blocken (Tominaga and Blocken, 2016) est observé**

Dans notre cas, il apparaît qu'une tendance mettant en jeu le nombre de Richardson et le coefficient de poussée thermique  $RiRe$  existe pour caractériser le moment d'apparition de ces transitions lors de la vidange. La Figure 4.5, présente les transitions sur un diagramme à échelle logarithmique de  $Ri = f(t^*)$ , avec  $t^* = (t/t_{fin} RiRe)$  représentant le temps d'apparition de la transition  $t$  sur le temps total de vidange  $t_{fin}$  de l'essai, multiplié par le coefficient de poussée thermique initial ( $RiRe$ ).



**Figure 4.5 : Graphique représentant l'apparition des transitions observées lors des différentes vidanges suivant le nombre de Richardson  $Ri$  initial en fonction d'un temps adimensionné  $t^* = (t / t_{fin} Ri.Re)$ , avec en cercle plein, les points de la transition 1, et en cercle vide les points de la transition 2**

L'équation caractérisant les transitions lors d'une phase de vidange est trouvée expérimentalement sous la forme de :

$$Ri = at^{*b}. \quad (4.2.4)$$

Dans notre cas  $b \approx 4/5$  pour les deux cas et  $a \approx 0,0098$  pour la seconde transition et  $a \approx 0,08$  pour la première. Pour les deux transitions le coefficient de corrélation  $R^2 = 0,98$ . Ainsi, plus le nombre de Richardson diminue, et plus les transitions tendent à disparaître.

#### 4.2.3. Détermination du temps de vidange caractéristique

Les relations entre les limites de transitions et le nombre de Richardson initial, mises en évidence précédemment, nécessitent la connaissance du temps de vidange total  $t_{fin}$ . Pour caractériser ce temps de vidange, le temps adimensionné introduit dans la partie relative à l'analyse dimensionnelle est utilisé. Celui-ci est corrigé par le facteur  $\rho_\infty / \rho_i$ . Ainsi, nous définissons pour notre cas :

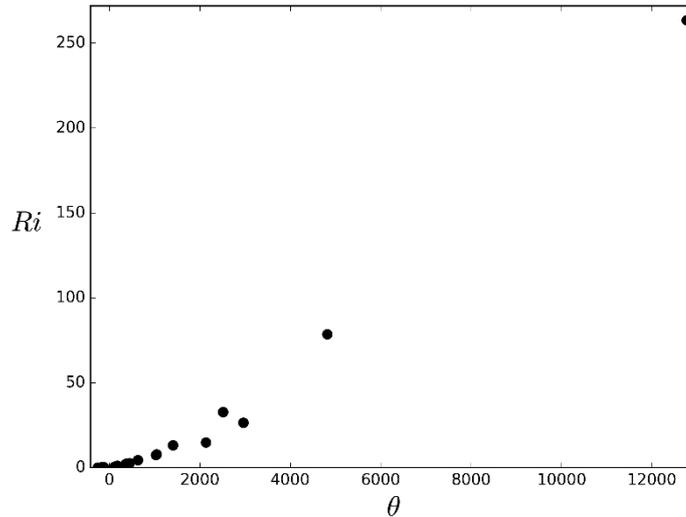
$$\theta = \frac{t_{fin} V \rho_\infty}{H_b \rho_i}, \quad (4.2.5)$$

avec :

$$V = \text{sign}(\Delta P) \sqrt{\frac{2|\Delta P|}{\rho_\infty}}. \quad (4.2.6)$$

$t_{fin}$  représente notre temps de vidange et  $V$  la vitesse initiale au travers de l'ouverture considérée, avec  $\Delta P = \Delta \rho g H_b - 0.5 \rho_\infty \Delta C_{pi} V_{max}^2$ . La différence entre les coefficients de pression  $\Delta C_{pi}$  est fixée à 0,9. Cette valeur est basée les mesures expérimentales effectuées par l'Université de Tokyo en soufflerie (Tokyo Polytechnic University, "Aerodynamic Database of Low-Rise Buildings"). La Figure 4.6 présente

l'ensemble des points représentant nos essais, sur un diagramme  $Ri = f(\theta)$



**Figure 4.6 : Nombre de Richardson initial  $Ri$  en fonction du temps caractéristique de vidange  $\theta$  pour l'ensemble des essais**

La Figure 4.6 montre l'existence d'une corrélation, ayant la tendance d'une loi exponentielle, entre les deux grandeurs sans dimensions mis en jeu. Une loi caractérisant les temps de vidange totaux, au travers des paramètres  $\theta$ , et  $Ri$  initiaux est ainsi mise en évidence. Des valeurs négatives de  $\theta$  sont observées pour lesquelles  $Ri$  tend vers 0. Elles correspondent aux essais où la pression initiale due au vent est supérieure à la différence de pression initiale due aux forces de flottabilité. La Figure 4.7 représente les points de la Figure 4.6 sur une échelle logarithmique. Afin, de considérer l'ensemble des cas, il est choisi de tracer la valeur absolue de  $\theta$ . Cette manipulation permet de trouver une tendance, à la fois pour les cas où les forces de flottabilité sont supérieures aux forces de vent, et à la fois pour le cas où les forces de vent dominent. En analysant la Figure 4.7, nous pouvons aussi observer la distinction entre certain groupe de points entourés en pointillé rouge. Chaque groupe de point présente un alignement spécifique. Une tendance générale peut néanmoins être observé quand  $\theta > 0$  et  $\theta < 0$ . Nous obtenons pour les deux cas une relation de la forme :

$$Ri = a|\theta|^b . \tag{4.2.7}$$

Pour le cas où les forces de flottabilité initiales sont supérieures aux forces de vent initiales, l'équation de régression représentant le nombre de Richardson  $Ri$  en fonction de  $\theta$  est donné, avec un coefficient de corrélation  $R^2 = 0,98$ , par :

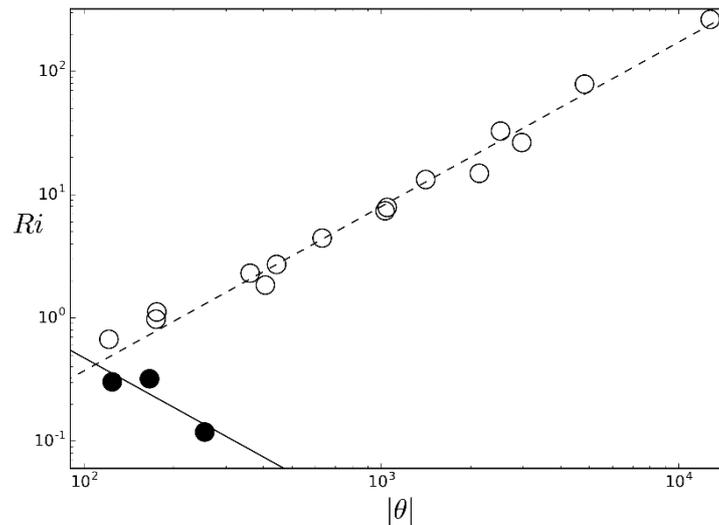
$$Ri = 8.10^{-4} |\theta|^{4/3} . \tag{4.2.8}$$

De ce fait, lorsque la différence de pression due aux forces de flottabilité est supérieure à la pression liée au vent, le temps de vidange adimensionné augmente à mesure que  $Ri$  augmente. Cependant, au vu de la tendance de la loi caractérisant le temps de vidange, le temps de vidange adimensionnée ne variera plus significativement lorsque  $Ri \rightarrow \infty$ .

Pour le cas où les forces de vents sont supérieures aux forces de flottabilité, on a, avec un coefficient de corrélation  $R^2 = 0,63$  :

$$Ri = 2,2.10^2 |\theta|^{-4/3} . \tag{4.2.9}$$

Ces différentes relations permettent de donner un ordre de grandeur sur les temps de vidange en fonction du nombre de Richardson initial. Ce temps de vidange permet d'approcher les temps de changement de régime à l'aide des relations trouvées sur la Figure 4.5.



**Figure 4.7 : Graphique représentant les temps de vidange en fonction de  $|\theta|$  et  $Ri$ . Les lignes en trait plein et trait pointillé représentent respectivement les temps de vidange totaux, d'une part, pour le cas où la pression due au vent est supérieure à la différence de pression causée par les forces de flottabilité, et d'autres parts, pour le cas inverse. Les points représentent les essais associés.**

Ces essais ne permettent cependant pas de caractériser la vidange de fluide léger de manière quantitative. Ainsi, si la valeur du Richardson initial impacte le temps de vidange, qu'en est-il de son impact sur la répartition du fluide léger à l'intérieur pendant le processus de vidange. En ramenant ce cas au désenfumage des bâtiments, bien que le temps de vidange soit plus rapide pour des petites valeurs de Richardson, la déstratification de l'ambiance peut impacter l'évacuation de personnes, et de ce fait, la performance sécuritaire. Favoriser les effets des vents dans ce cas dépendra de l'objectif voulu (décontamination rapide ou évacuation efficace). Le recours à la simulation numérique est donc essentiel pour comprendre l'enjeu de la vidange de fluide léger pour des questions sécuritaires relatives à l'Incendie. En effet la simulation nous apportera des éléments quantitatifs liés à la l'écoulement interne dans plusieurs cas d'interaction entre forces de vent et forces de flottabilité. Cette étude permet aussi de caractériser la répartition de fluide léger dans le volume durant la vidange. L'étude numérique que nous proposons consiste en deux étapes principales :

- La première étape consiste à réaliser notre modèle numérique à partir de l'étude de Tominaga et Blocken (Tominaga and Blocken, 2016) ainsi que celle proposée par Van Hooff et al. (van Hooff et al., 2017). Cela permettra de vérifier les grandeurs données par notre modèle numérique avant d'y ajouter un fluide léger modélisant les forces de flottabilité.
- Dans la seconde étape, nous ajoutons un fluide léger à notre modèle numérique. La vidange sera alors caractérisée de manière quantitative, pour trois valeurs de Richardson initial données.

### 4.3. Élaboration du modèle numérique

La Mécanique des Fluides Numérique (MFN) est utilisée dans cette partie pour étudier la décroissance de fluide léger en convection mixte. Pour construire notre modèle numérique, une attention particulière

est portée sur les paramètres de simulations. Plusieurs auteurs ont en effet montré l'impact de paramètres comme la taille du domaine, les conditions aux limites atmosphériques, ou encore le schéma de discrétisation de l'espace et du temps sur les résultats d'études effectuées à l'aide de la MFN (Asfour and Gadi, 2007; Ramponi and Blocken, 2012).

Dans ce chapitre nous allons, pour la plupart des paramètres de simulations, suivre les recommandations de bonne pratique proposée par Franke et al. (Franke et al., 2007) ainsi que celles proposées par Tominaga et al. (Tominaga et al., 2008) complétées par les travaux de Ramponi et al. (Ramponi and Blocken, 2012). L'outil FDS sera utilisé pour l'étude numérique. Afin de construire et valider notre modèle numérique, nous nous appuyerons sur l'étude en soufflerie de Tominaga et Bolocken (Tominaga and Blocken, 2016) et l'étude numérique de Van Hooff et al. (Van Hooff et al., 2017).

#### 4.3.1. Présentation de l'outil FDS

Fire Dynamics simulator ou FDS (McGrattan et al., 2013) est un code de calcul de MFN qui permet de résoudre les équations de Navier-Stokes dans l'approximation d'écoulement à faible nombre de Mach, tant pour les fluides compressibles qu'incompressible. Pour ce code de calcul de champs, la turbulence est modélisée par la méthode de simulation des grandes échelles (LES). FDS, développé par le National Institute of Standards and Technologies (NIST) est un code initialement conçu pour modéliser des incendies. Cependant des cas de validation pour l'étude de la ventilation naturelle ont été réalisés. C'est le cas de l'étude de Chang et Meroney (Chang and Meroney, 2003) qui ont comparé les résultats obtenus avec FDS avec le code de simulation FLUENT (Fluent, 2003) en simulant le transport de polluant au sein d'un environnement urbain à partir d'un point source. L'ensemble des validations se trouve dans le guide de validation du code de calcul FDS. Dans notre cas aucun feu ne sera simulé, Un mélange air / hélium sera utilisé comme fluide léger modélisant les forces de flottabilité. Lorsqu'il n'y a pas de feu ou d'apport de chaleur dans l'air FDS utilise par défaut les équations de fluide incompressible.

#### 4.3.2. Discrétisation spatiale temporelle

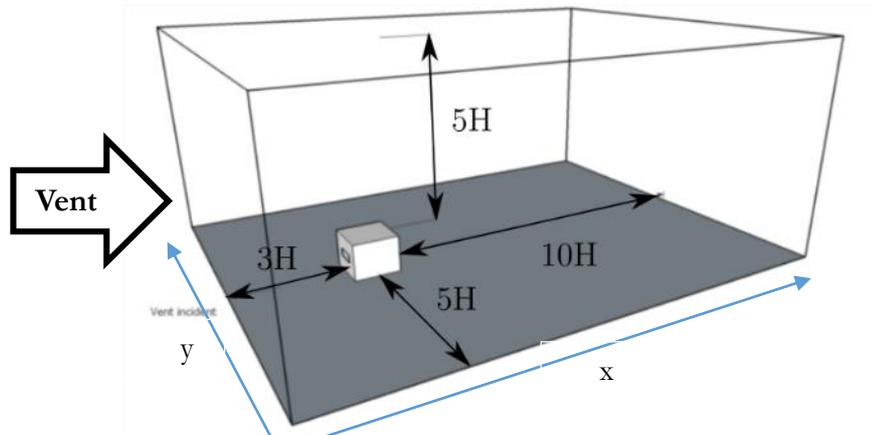
FDS résout les équations de conservations à l'aide de la méthode des différences finies centrées du second ordre avec un maillage structuré et décalé. Un schéma du second ordre est utilisé pour le terme convectif. Les grandeurs étant connues au temps  $n$ , l'estimation des grandeurs au temps  $n+1$  est réalisée à l'aide d'un schéma explicite au second ordre. La contrainte CFL (Courant-Friedrichs-Lewis) est utilisée pour vérifier la stabilité de la solution avant de corriger les valeurs estimées. Cette condition, donnée par le guide de référence de FDS, peut être définie de la manière suivante :

$$0,5 < \Delta t * \max \left( \frac{\Delta x}{u}, \frac{\Delta y}{v}, \frac{\Delta z}{w} \right) < 0,8, \quad (4.3.1)$$

avec  $\Delta x$ ,  $\Delta y$  et  $\Delta z$  les dimensions des mailles, et  $u$ ,  $v$  et  $w$  les composantes de vitesse suivant les trois directions de l'espace. Lorsque la stabilité n'est pas vérifiée, le pas de temps est corrigé jusqu'à l'obtention de la stabilité.

FDS propose le modèle de sous-maille dynamique développé par Germano (Germano et al., 1991) pour différencier les petites structures des grosses structures. Dans ce modèle le coefficient de viscosité de sous-maille est calculé localement afin de transcrire plus finement l'état de l'écoulement. La formulation mathématique ainsi que les détails du modèle peut être trouvé dans l'article de Germano (Germano et al., 1991).

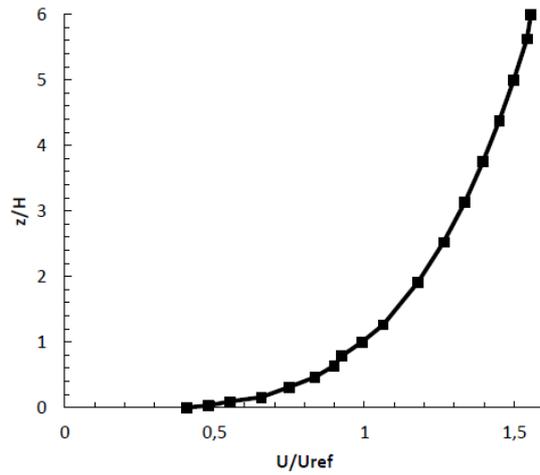
Les dimensions du domaine peuvent jouer un rôle primordial dans la qualité des résultats de simulation (Peren et al., 2015). Pour notre cas, nous référons aux bonnes pratiques de Tominaga et al. ainsi que Franke et al. (Franke et al., 2007) qui indiquent une distance minimale de domaine de trois fois la hauteur du bâtiment en amont, dix fois la hauteur du modèle de bâtiment en aval et de cinq fois la hauteur sur les côtés et le haut du modèle de bâtiment étudié (Figure 4.8). Ainsi, la taille du domaine est de 2,28 m x 1,8 m x 0,96 m.



**Figure 4.8 : Dimension du domaine avec pour référence H la hauteur du bâtiment.**

Toutes les faces du domaine sont de conditions limites « OPEN » proposées par FDS à l'exception du sol qui est un obstacle et de la face en amont où les conditions limites de vent sont paramétrées. La condition « OPEN » traduit le fait que la face du domaine connaît les mêmes conditions que l'ambiance extérieure en pression et température. La face est donc « ouverte » sur l'extérieur. Le profil de vent utilisé est le même profil atmosphérique proposé par Tominaga et Blocken (Tominaga and Blocken, 2015). Le profil de vent associé à une vitesse de référence à la hauteur  $H = 0,16$  de  $4,3 \text{ m.s}^{-1}$  est présenté sur la Figure 4.9. La viscosité cinématique  $\nu$  de l'air à  $20^\circ\text{C}$  est égale à  $15,6\text{E-}06 \text{ m}^2.\text{s}^{-1}$  et le nombre de Reynolds à la hauteur H correspondant calculé est de 44100.

Le guide de bonnes pratiques proposé par Franke et al. (Franke et al., 2007) est utilisé pour construire le maillage. Le maillage choisi est non uniforme, hexaédrique et progressif en fonction de la précision voulue localement. Selon Franke et al. (Franke et al., 2007) aux alentours des endroits où l'écoulement doit être modélisé de manière précise, il doit y avoir au minimum dix cellules par racine cubique du volume du bâtiment. Ces endroits se trouvent aux abords des surfaces et surtout, à l'intérieur de notre enceinte. Dans notre cas, cela correspond à des tailles de mailles maximales de 0.018 cm.



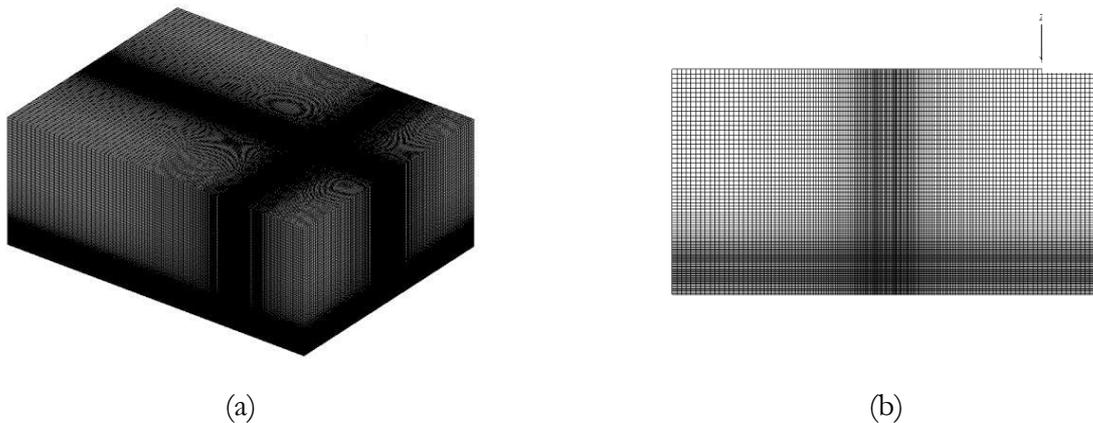
**Figure 4.9 : Profil de vent logarithmique paramétré pour l'étude numérique.**

Cette valeur nous sert surtout de référence pour concevoir notre maillage. De plus, Franke et al. recommandent pour les maillages non uniformes un ratio d'expansion inférieur à 1.2. En prenant en considération ces recommandations, trois maillages sont proposés : un maillage grossier, un maillage moyen et un maillage fin. Les caractéristiques de ces maillages sont détaillées dans le tableau suivant :

**Tableau 4-2 : Maillages proposés et caractéristiques associées.**

Maillage	Nombre de cellules	Dimension minimale de cellule dx x dy x dz(m)	Dimension maximale de cellule (m)
Grossier (MG)	2 814 912	0,005 x 0,004 x 0,004	0,0375 x 0,02 x 0,02
Moyen (MM)	4 574 106	0,0025 x 0,002 x 0,0025	0,0375 x 0,02 x 0,02
Fin (MF)	5 686 074	0,0016 x 0,002 x 0,0025	0,0375 x 0,02 x 0,02

L'élaboration du maillage a été réalisée à l'aide du logiciel PyroSim (ThunderHead Eng, 2011), développé par ThunderHead Engineering. PyroSim est une interface graphique et un générateur de code pour FDS. L'ensemble des maillages présentés suit une loi de parois comme le montre les Figure 4.10 (a) et (b).



**Figure 4.10: Représentation de la loi de paroi pour le maillage avec un coefficient d'expansion de 1.2 (a) vue en perspective et (b) vu de face (axe y, z).**

Pour tester la pertinence des maillages proposés, la fonction  $y^+$ , symbolisant une distance à la paroi adimensionnée, et le profil d'énergie cinétique sont utilisés. Le profil d'énergie cinétique est calculé le long d'un axe vertical centré au niveau de l'axe des façades ouvertes, et est situé à 0.05m de la façade sous le vent. Cet axe de mesure est représenté par un trait bleu sur la Figure 4.11.

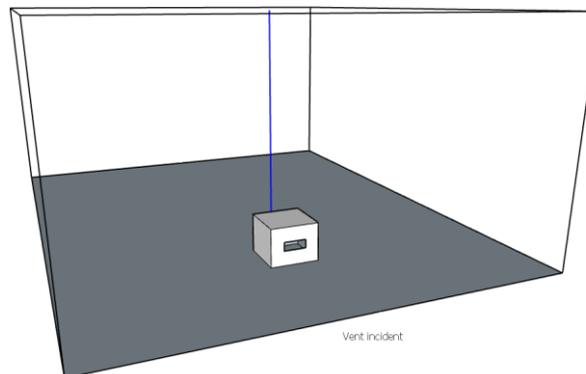


Figure 4.11 : Localisation de la mesure de l'énergie cinétique.

L'énergie cinétique  $KE$  est calculée à l'aide de relation suivante :

$$KE = \frac{u^2 + v^2 + w^2}{2} . \quad (4.3.2)$$

Pour le bâtiment et les zones environnantes, la valeur maximale de la fonction  $y^+$  pour le maillage grossier est de 60 tandis que pour les maillages moyen et fin elle vaut respectivement 30 et 25. En termes de valeur de  $y^+$ , tous ces maillages sont conformes aux préconisations du guide du code de calcul FDS (McGrattan et al., 2013). La Figure 4.12 présente le profil d'énergie cinétique adimensionné en fonction du rapport entre l'altitude  $z$  et la hauteur  $H$  du volume étudié. Si l'on analyse le profil d'énergie cinétique (Figure 4.12), on observe une différence entre le maillage grossier et les deux autres maillages proposés. En effet, le maillage grossier ne transcrit pas la variation d'énergie cinétique présente au niveau de l'ouverture en aval. Ce maillage peut ainsi être rejeté.

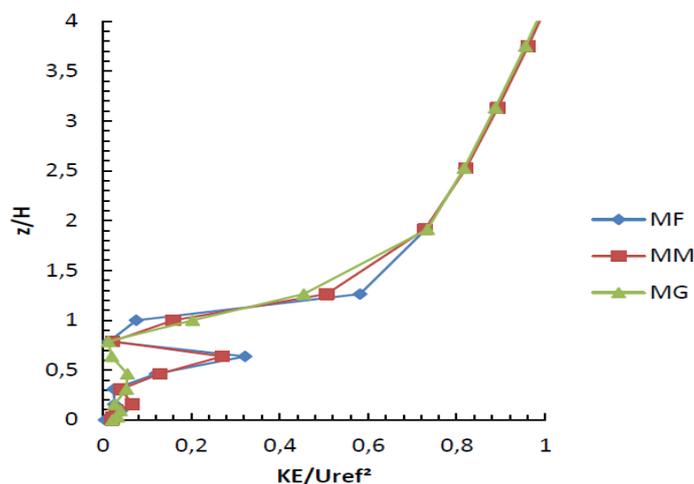
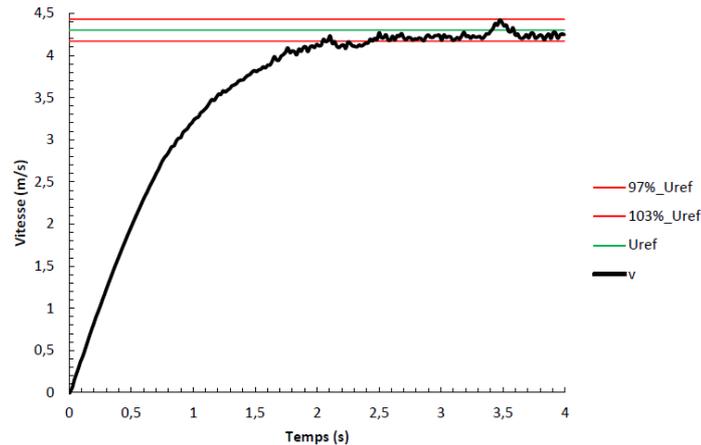


Figure 4.12 : profil d'énergie cinétique à  $t= 1.28$  s mesuré à 0,05 m derrière la façade sous le vent pour les trois maillages proposés.

Concernant les deux maillages restants, on observe sur la Figure 4.12 que les profils sont très proches. Notre choix sera ainsi en lien avec le temps de calcul. En effet, pour quatre secondes de calcul, le maillage moyen nécessite 8 jours de calcul alors que le maillage fin nécessite 12 jours sur un ordinateur Lenovo ®

Thinkstation doté de douze cœurs, d'un processeur Intel Core XEON 3,5 GHZ et de 120GO de RAM.

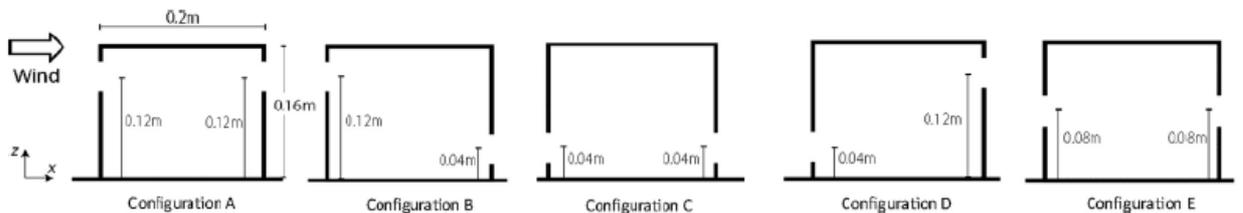


**Figure 4.13 : Variation de la vitesse au niveau de la hauteur de référence  $H = 0.16$  cm en fonction du temps simulé.**

Nous choisissons ainsi le maillage moyen (MM) pour un temps de calcul plus raisonnable. Pour déterminer ensuite le temps à partir duquel le régime peut être considéré comme établi, nous traçons la mesure de la vitesse à  $H = 0,16$  m pendant la durée de la simulation. La courbe représentant l'évolution de la vitesse au point de référence en fonction du temps est présentée sur la Figure 4.13. Dans notre cas, 4 secondes sont simulées. Deux limites sont fixées à 97% de la vitesse  $U_{ref}$  et à 103% de  $U_{ref}$ . Ainsi, le régime sera considéré comme établi lorsque la vitesse de référence sera comprise entre  $0,97 \cdot U_{ref}$  et  $1,03 \cdot U_{ref}$ . La Figure 4.13 nous montre que cette contrainte est atteinte à partir de 2,44 secondes. Cette valeur sera la vitesse à partir de laquelle nous débuterons les mesures lorsque la vitesse de référence sera égale à  $4,3 \text{ m.s}^{-1}$ . Cette méthode sera utilisée pour chaque vitesse de référence qui sera définie dans les parties suivantes.

### 4.3.3. Confrontation entre le modèle et les données issues de la littérature

Dans cette partie, nous choisissons de confronter les résultats issus de la littérature pour deux géométries. La première correspond à la configuration E (Figure 4.14) évaluée par Tominaga et Blocken (Tominaga and Blocken, 2016) avec deux ouvertures symétriquement opposées (Figure 4.14).



**Figure 4.14: Configurations évaluées par Tominaga et Blocken (Tominaga and Blocken, 2016).**

C'est sur cette géométrie que Van Hoff et al. (Van Hooff et al., 2017) ont comparé des modèles numériques aux résultats expérimentaux trouvés par Tominaga et Blocken (Tominaga and Blocken, 2016). La seconde géométrie analysée est celle qui a été choisie pour les essais expérimentaux du Chapitre 3 et du présent chapitre (configuration B) (Figure 4.14). Cette géométrie est aussi analysée pour l'étude de dispersion de polluant passif par Tominaga et Blocken (Tominaga and Blocken, 2016). L'analyse proposée dans cette partie permet, entre autres, de vérifier la qualité de l'information donnée par notre

modèle d'un point de vue des phénomènes aéraulique au sein de notre géométrie.

La première étape de validation concerne la configuration E. La première comparaison proposée concerne les profils de vitesse adimensionnée. Les résultats expérimentaux obtenus par Tominaga et Blocken ainsi que les résultats numériques de Van Hooff et al. sont ici comparés aux résultats donnés par notre modèle numérique. Les résultats de Van Hooff et al. (Van Hooff et al., 2017) comprennent des données de simulations numériques utilisant des modèles RANS SST et SKE, ainsi qu'un modèle LES avec un modèle de sous-maille dynamique. La Figure 4.15 présente les profils de vitesse adimensionnée ( $U_x/U_H$ ), les résultats issus de notre modèle (représenté par des points rouges), et les résultats issus de la littérature. Un total de sept profils de vitesse est comparé. Ces profils correspondent à des mesures prises suivant des lignes verticales distribuées par pas constant, suivant l'axe x dans l'enceinte. Ces lignes sont placées sur le plan central de la boîte.

La Figure 4.15 nous permettent d'énumérer les observations suivantes :

- Pour l'ensemble des profils de vitesse les résultats issus de notre modèle à tendance à donner de bonnes estimations dans les zones placées au-dessus et au-dessous du jet entrant. En prenant par exemple le cas des Figure 4.15 (a), (b), (c) et (d) on retrouve de bonnes estimations des vitesses en dehors de la zone où  $0,3 < z/H < 0,6$ .
- Au niveau du jet entrant, les résultats obtenus sont plus proches de la simulation RANS SST.

Concernant les observations instantanées, la Figure 4.16 expose les images issues de l'expérimentation présentée par Van Hooff et al. (Van Hooff et al., 2017) et les résultats LES obtenus à l'aide de notre modèle. Les trois images sont prises par pas de temps croissant. Tant pour l'expérimentation que pour les images issues de l'étude numérique, le jet entrant tend à se diriger vers le bas. Concernant les premières images, expérimentale et numérique (Figure 4.16 (a) et Figure 4.16 (d)), une différence peut être observée du point de vue de l'orientation du jet entrant. Dans l'observation expérimentale, le jet est légèrement dirigé vers le haut alors que de notre cas, celui-ci est légèrement dirigé vers le bas. On constate aussi que les instabilités de Kelvin-Helmholtz présentes sur l'image expérimentale sont reproduites sur les observations données par le modèle numérique.

Pour ce qui est de la configuration B, des images instantanées, issues des travaux de Tominaga et Blocken (Tominaga and Blocken, 2016), sont comparées à des images de notre simulation numérique. Cette comparaison est présentée sur la Figure 4.17. On observe pour les deux images présentées une bonne représentation des phénomènes. A propos de la première image (Figure 4.17 (a)), on observe que le jet entrant qui se dirige vers le plafond par effet Coanda.

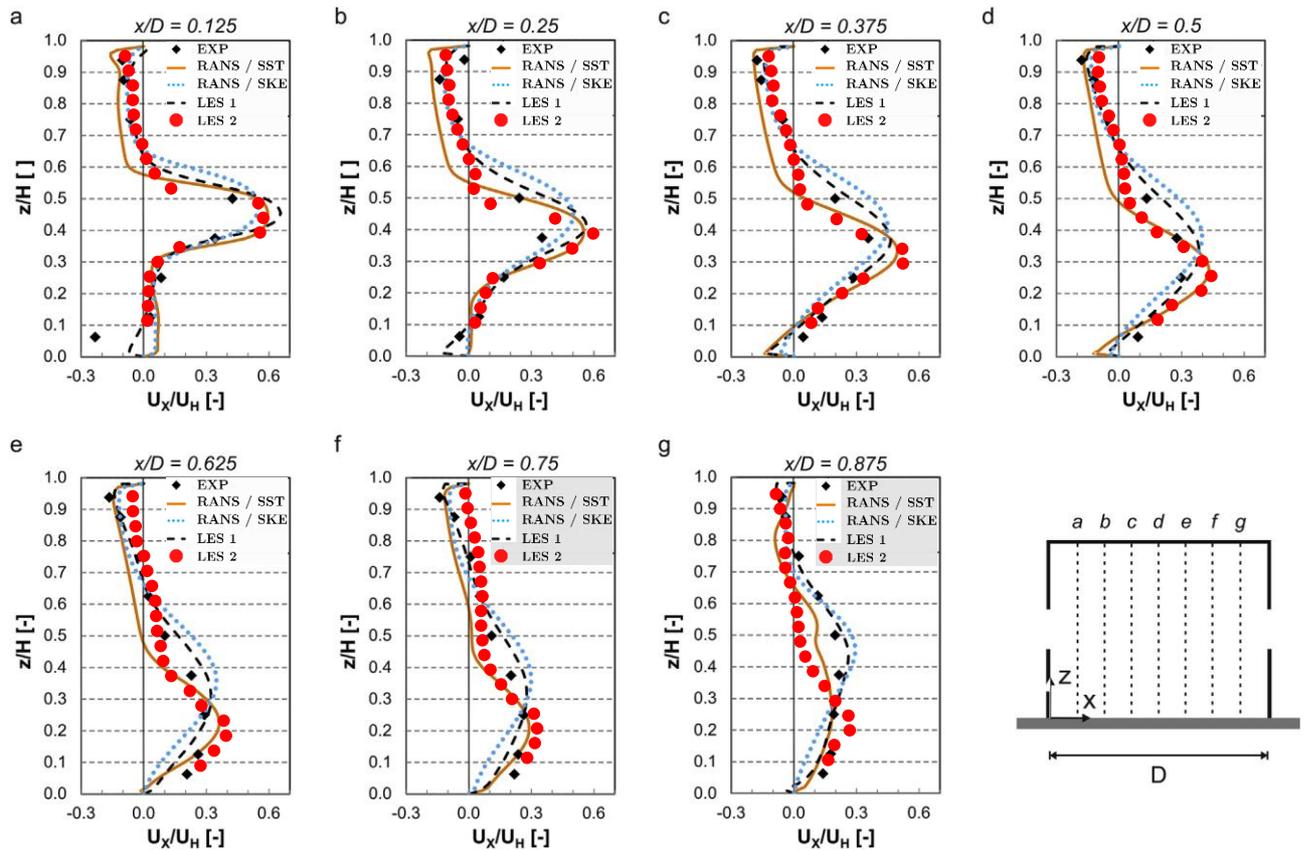


Figure 4.15 : Comparaison de la vitesse moyenne suivant  $x$  adimensionnée ( $U_x/U_H$ ) entre l'étude de Van Hooff et al. et les résultats obtenus avec FDS en point rouge (LES 2). Les résultats de Van Hooff et al. comprennent les points expérimentaux ( $\blacklozenge$ ), les résultats issus des modèles RANS SKE (pointillé bleu) et RANS SST (trait plein), ainsi que les résultats issus de la LES en pointillé noir (LES 1). Sept profils de vitesses sont ici présentés. Ces profils correspondent à des mesures suivant des lignes verticales à l'intérieur de l'enceinte, et placées sur le plan central de la boîte. Ainsi pour (a),  $x/D = 0,125$ , (b)  $x/D = 0,25$ , (c)  $x/D = 0,375$ , (d)  $x/D = 0,5$ , (e)  $x/D = 0,625$ , (f)  $x/D = 0,75$ , (g)  $x/D = 0,875$

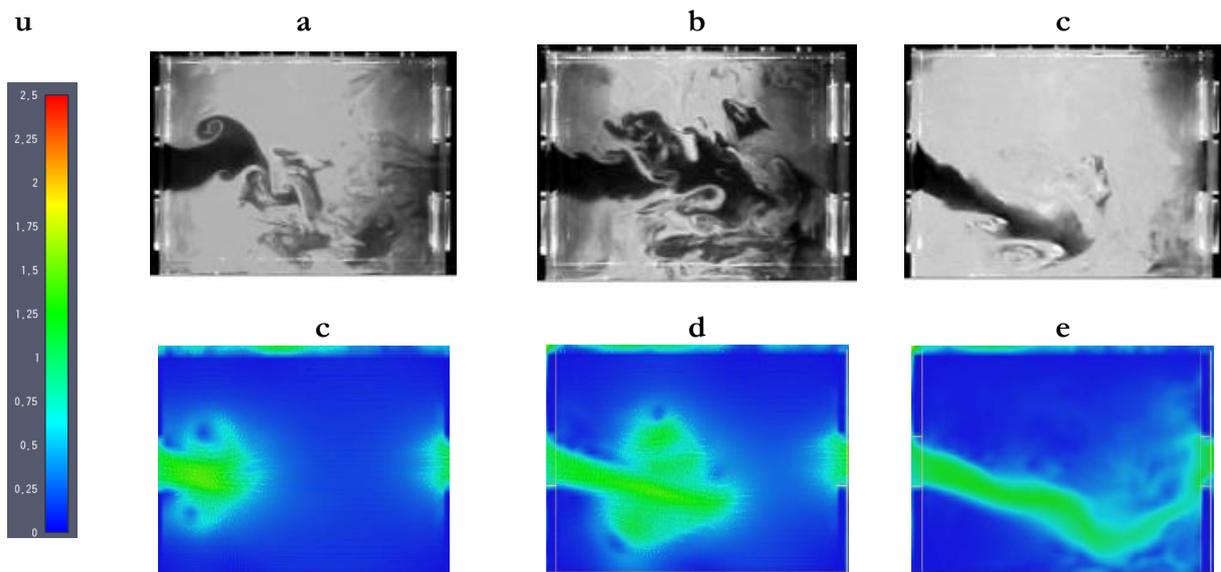
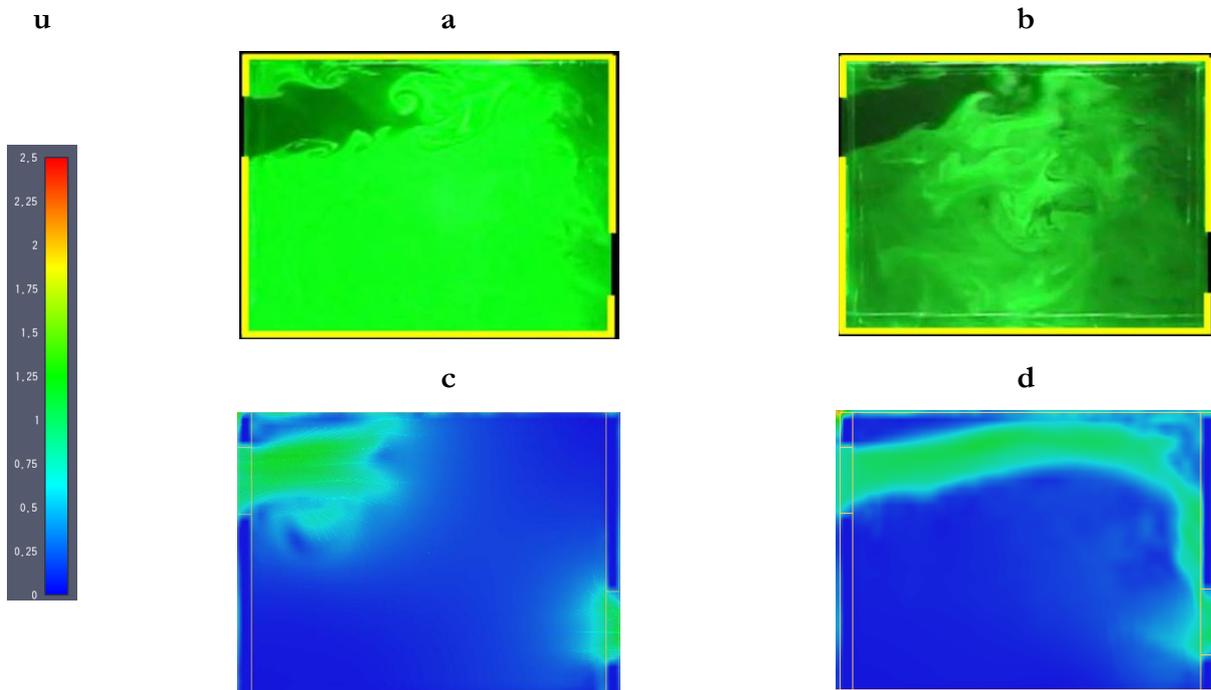


Figure 4.16 : Comparaison des images instantanées de l'écoulement à l'intérieur de l'enceinte par pas de temps croissant pour la configuration E. Les images expérimentales (a) et (b) sont issues de l'étude de Van Hooff et al. (Van Hooff et al., 2017). Les images (c) et (d) correspondants à l'étude numérique

Ce phénomène est bien reproduit par la simulation numérique (Figure 4.17 (b)). Le jet va ensuite suivre le plafond pour ensuite et venir se plaquer sur la paroi où se situe l'ouverture basse (Figure 4.17 (c)). Le jet s'écoule le long de la paroi pour sortir au niveau de l'ouverture basse. Encore une fois le modèle numérique reproduit parfaitement ce phénomène (Figure 4.17 (d)).



**Figure 4.17 : Comparaison des images instantanées de l'écoulement à l'intérieur de l'enceinte par pas de temps croissant pour la configuration B. Les images expérimentales (a) et (b) sont issues de l'étude de Tominaga et Blocken (Tominaga and Blocken, 2016). Les images (c) et (d) correspondent à l'étude numérique**

Une autre grandeur pouvant être comparée est celle du débit net adimensionné. Dans leur étude expérimentale, Tominaga et Blocken (Tominaga and Blocken, 2016) déterminent le débit volumique à l'aide de la méthode du gaz tracer. La relation suivante est utilisée :

$$Q = \frac{q_{inlet}}{c_{outlet}}, \quad (4.3.3)$$

avec  $q_{inlet}$  le débit volumique d'émission de gaz au niveau de l'entrée d'air en  $m^3s^{-1}$ , et  $\overline{c_{outlet}}$  la concentration moyennée en temps sur 60 s de mesure, au niveau de la sortie d'air en  $m^3 / m^3$ . En supposant que le débit volumique entrant soit égal au débit volumique sortant, les auteurs calculent le taux de renouvellement d'air de la façon suivante :

$$Q^* = \frac{Q}{U_H * S_{ouvrant}}, \quad (4.3.4)$$

avec  $U_H$ , la vitesse de référence à la hauteur H et  $S_{ouvrant}$  la surface de l'ouverture. Les taux de renouvellement d'air trouvés par Tominaga et Blocken (Tominaga and Blocken, 2016) pour l'ensemble des géométries étudiées sont présentés dans le Table 4.1. Concernant notre étude numérique, le débit au niveau des ouvertures est déterminé par la moyenne des débits au niveau de la surface de chaque ouverture. La Figure 4.18 expose le taux de renouvellement d'air déterminé de manière numérique en

fonction du temps de simulation.

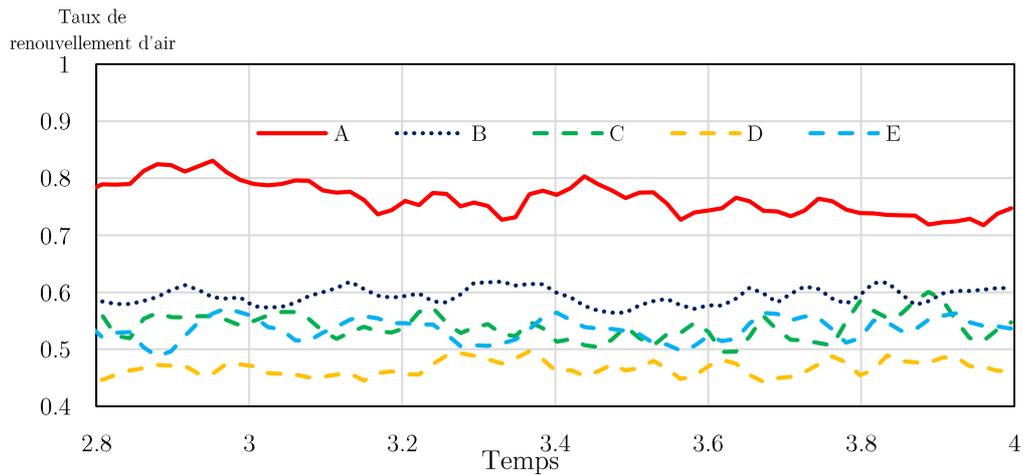


Figure 4.18 : Variation du taux de renouvellement d'air ( $Q/U_H S_{ouvrant}$ ) durant la période de simulation

Le taux de renouvellement d'air sera dans notre cas la valeur moyenne sur la durée de simulation. Ces données sont présentées dans le Table 4.1. Dans leur étude, Van Hooff et al. (Van Hooff et al., 2017) déterminent aussi un taux de renouvellement d'air à l'aide du modèle LES pour la géométrie E. Cette valeur est également référencée dans le Table 4.1. Durant l'analyse des données issues de la simulation numérique, nous avons remarqué que les valeurs des taux de renouvellement d'air trouvés étaient supérieures aux valeurs trouvées par Tominaga et Blocken (Tominaga and Blocken, 2016) d'un facteur deux. Après avoir contacté les auteurs, il est apparu que les résultats donnés par l'étude de Tominaga et Blocken (Tominaga and Blocken, 2016) sous-estimaient les taux de renouvellement d'air d'un facteur deux. Les valeurs du Table 4.1 sont ainsi corrigées suivant les recommandations des auteurs.

Table 4.1 : Comparaison du taux de renouvellement d'air issu des études expérimentales de Tominaga et Blocken et de l'étude numérique

Configurations	Tominaga et Blocken <b>Corrigé</b>	Étude numérique LES	Études numérique LES de Van Hooff et al.
A	0,74	0,76	[-]
B	<b>0,54</b>	<b>0,59</b>	[-]
C	0,46	0,54	[-]
D	0,44	0,47	[-]
E	<b>0,50</b>	<b>0,54</b>	<b>0,54</b>

La première observation concerne la géométrie E. On constate que la valeur de débit moyen adimensionné trouvé à l'aide de notre modèle correspond à la valeur trouvée numériquement par Van Hooff et al. par le biais de la simulation LES. Cette valeur connaît un écart de 8% avec la valeur trouvée

expérimentalement. Concernant les autres géométries, on constate que le débit adimensionné obtenu expérimentalement est très proche des résultats expérimentaux. Pour la géométrie d'étude de cette thèse (configuration B), nous pouvons conclure que l'estimation est aussi très proche soit 0,54 pour l'étude Tominaga et Blocken (Tominaga and Blocken, 2016) et 0,59 pour notre modèle numérique, ce qui équivaut à un écart de 9,3 %.

Au vu des différentes analyses et comparaisons proposées, nous pouvons valider notre modèle numérique. L'étape suivante consiste à simuler, à l'aide du modèle établi, la vidange de fluide léger lorsque le vent oppose les forces de flottabilité. Le même modèle à échelle réduite est utilisé. Les forces de flottabilité sont modélisées à l'aide d'un mélange air/hélium. La fraction en hélium choisie est de 25%.

#### 4.4. Étude numérique de la vidange en présence de fluides à faible densité

##### 4.4.1. Discussion sur les facteurs d'échelle

Les études de Tominaga et Blocken (Tominaga and Blocken, 2016), ou encore celle de Van Hoof et al. (Van Hooff et al., 2017), prennent uniquement les effets du vent en considération. Ce genre d'expérimentation nécessite, entre autres, une similitude en nombre de Reynolds pour conserver les régimes de turbulence de la petite échelle ( $m$ ) à la grande échelle ( $r$ ). Si l'on conserve le nombre de Reynolds en posant  $\psi$  comme facteur d'échelle, on obtient :

$$Re_r = Re_m, \quad (4.4.1)$$

soit,

$$\frac{V_r H_r}{\nu_r} = \frac{V_m H_m}{\nu_m}. \quad (4.4.2)$$

En posant,  $H_m = \psi H_r$  on trouve :

$$\frac{V_r H_r}{\nu_r} = \frac{V_m \psi H_r}{\nu_m}. \quad (4.4.3)$$

On suppose que la viscosité cinématique est constante. De ce fait, nous pouvons conclure que  $V_m = \psi^{-1} V_r$ . Si l'on suppose un écoulement anisotherme, le nombre de Reynolds, et le nombre de Richardson ( $Ri$ ), caractérisant le rapport entre les forces thermiques et les forces inertielles, doivent être conservés. Or, la conservation du nombre de Reynolds seul implique une non-conservation des phénomènes thermique i.e. des effets induits par les forces de flottabilité. Ainsi, le Richardson est défini comme suit :

$$Ri_m = \frac{g \beta \Delta T_m H_m}{V_m^2}, \quad (4.4.4)$$

avec  $\beta = 1/T_0$ . On peut écrire l'égalité suivante en remplaçant  $H_m = \psi H_r$  dans l'équation :

$$\frac{g \beta \Delta T_m H_m}{V_m^2} = \frac{g \beta \Delta T_m \psi H_r}{\psi^{-2} V_r^2}, \quad (4.4.5)$$

soit :

$$\frac{Ri_m}{Ri_r} = \psi^3 \frac{\Delta T_m}{\Delta T_r}. \quad (4.4.6)$$

Si l'on veut conserver les phénomènes liés aux rapports entre les forces d'inertie et les forces de flottabilité, tout en conservant le régime de turbulence, cela implique que  $Ri_m / Ri_r = 1$  donc :

$$\psi^{-3} \Delta T_r = \Delta T_m. \quad (4.4.7)$$

En d'autres termes, en conservant le nombre de Reynolds pour une échelle 1:10, cela implique qu'une différence de température de 1°C doit être représentée par une température de 1000°C pour conserver le nombre de Richardson. Bien que l'étude en soufflerie soit satisfaisante pour étudier les écoulements de type couches limites ou encore pour étudier les problématiques mettant en jeu des grandes vitesses, cette démonstration montre qu'il est difficile d'étudier et d'appréhender les interactions entre convections naturelle et forcée en soufflerie climatique à échelle réduite, si le seul critère Reynolds est conservé.

En prenant le cas de la vitesse et si on décide de conserver le nombre de Richardson de la petite à la grande échelle et en se référant au Chapitre 3 on obtient :

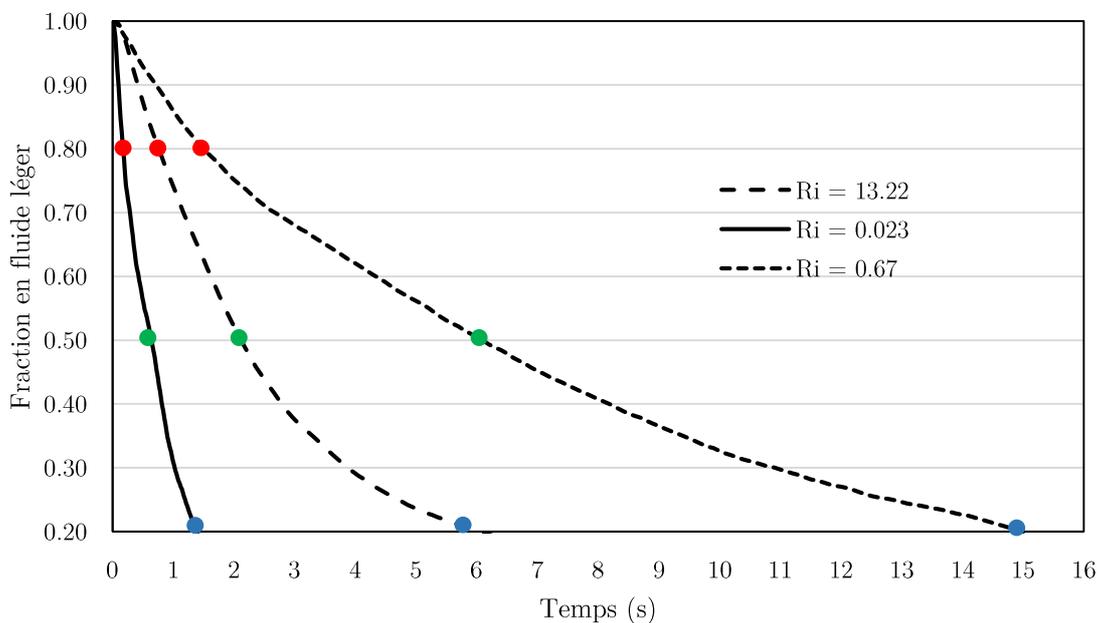
$$V_m = \psi^{1/2} V_r \quad (4.4.8)$$

Si la vitesse de référence est de  $4.3 \text{ m.s}^{-1}$  pour la petite échelle, comme pour le cas de notre modèle numérique avec vent seul, la vitesse correspondante mise à l'échelle pour un facteur  $\psi = 1/20$  serait de  $0,215 \text{ m.s}^{-1}$  en faisant une similitude en nombre de Reynolds. D'un autre côté, si la similitude en Richardson est choisie pour passer de la petite à la grande échelle on obtiendrait une vitesse à la grande échelle de  $19,23 \text{ m.s}^{-1}$ . La vitesse obtenue n'est donc pas dans l'ordre de grandeur des vitesses que l'on peut trouver dans le bâtiment pour des questions de confort. Dans notre cas, le critère de similitude par rapport au nombre de Richardson est choisi pour définir les vitesses à prendre en compte dans les simulations numériques. Nous allons ainsi étudier trois vitesses de vent au niveau de l'ouverture haute : celle d'un vent faible, celle d'un vent moyen et celle d'un vent fort. En prenant en compte les facteurs d'échelle, trois vitesses de référence à petite échelle sont choisies :  $0,18 \text{ m.s}^{-1}$  ;  $0,8 \text{ m.s}^{-1}$  et  $4,3 \text{ m.s}^{-1}$ . Le cas d'une concentration initiale en hélium de 25% sera considéré, représentant des nombres de Richardson initiaux respectifs de 13,21 ; 0,67 et 0,023. Pour chaque cas, deux analyses sont proposées. La première concerne l'étude quantitative de l'écoulement interne et la seconde l'étude de la décroissance moyenne de fluide léger dans le temps. Le modèle utilisé est le même que celui validé dans la partie précédant au sein duquel un mélange air / hélium est initialement présent afin de modéliser les forces de flottabilité.

#### 4.4.2. Étude quantitative de la dispersion de fluide léger dans le cas de la convection forcée dominante et dans le cas de tirage thermique dominant

La simulation numérique nous permet d'avoir des informations sur la nature de l'écoulement interne et de la distribution de la fraction volumique du mélange air/hélium dans la pièce. La première analyse concerne la décroissance de la fraction volumique moyenne dans trois cas : celui d'un vent faible ( $0,18 \text{ m.s}^{-1}$ ), celui d'un vent moyen ( $0,8 \text{ m.s}^{-1}$ ) et celui d'un vent très fort ( $4,3 \text{ m.s}^{-1}$ ). Le mélange initial dans la pièce est de 25% d'hélium pour 75% d'air. Ce qui correspond à une masse volumique équivalente de  $0,943 \text{ kg/m}^3$ . Ainsi, le premier cas correspond à nombre de Richardson de 13,21 (Convection naturelle

dominante), le second cas à un nombre de Richardson de 0,67, et le troisième cas « extrême » à un nombre de Richardson de 0,023 (Convection forcée dominante). La Figure 4.19 présente la décroissance de fluide léger pour les trois vitesses considérées. Trois points sont choisis sur chaque courbe pour comparer la nature de l'écoulement interne au même moment pour tous les cas considérés. Le premier point est fixé lorsque le volume est vidangé à 20% le second point lorsque 50% du fluide léger est extrait, et le troisième à 80% de la vidange. Au regard de la Figure 4.19, la décroissance du fluide léger est plus rapide dans le cas de la convection forcée dominante ( $Ri = 0,023$ ). Le taux de fluide léger diminue de 20% après 0,20 s, de 50% après 0,63 s et de 80% à 1,30 s. Pour le cas de la convection libre dominante ( $Ri = 13,21$ ), ces temps sont respectivement de 0,76 s, 2,16 s et 5,96 s. Un cas particulier est observé lorsque  $Ri = 0,67$ . Bien que l'on ait augmenté la vitesse de vent dans ce cas (par rapport au cas où  $Ri = 13,21$ ), on observe un temps de vidange plus long pour les paliers considérés. Pour ce cas, le volume est vidangé à 20% au bout de 1,50 s, à 50% au bout de 6,20 s, et à 80% au bout de 15,0 s. L'ensemble de ces temps sont référencés dans le Tableau 4-3.



**Figure 4.19 : Décroissance de la fraction moyenne de fluide léger obtenue par la simulation numérique pour le cas d'un  $Ri$  initial de 9,51 (convection naturelle dominante), le cas d'un  $Ri = 0,017$  (convection forcée dominante) et le cas  $Ri$  initial de 0,67. Les points représentent l'instant où 20 % (points rouges), 50% (points verts) et 80% (points bleus) de la vidange est effectuée.**

Cette première analyse montre qu'une diminution du nombre de Richardson n'entraîne pas nécessairement de diminution de temps de vidange pour les paliers considérés. Il existerait alors plusieurs nombres de Richardson initial pour une même tendance de décroissance de fluide léger lorsque les forces de vent opposent les forces de flottabilité.

Ce résultat démontre également que la décontamination en convection forcée est plus efficace. Cependant, ce gain efficacité de décontamination n'existe qu'à partir d'une certaine vitesse de vent critique pour une différence de masse volumique donnée.

Afin d'étudier les régimes d'écoulement à chaque étape de la vidange, la répartition de la fraction en fluide léger au niveau de la section centrale de la pièce est présentée sur la Figure 4.20 pour les trois cas considérés. Lorsque les forces de flottabilité dominant (Figure 4.20 (a), (b) et (c)), l'écoulement est monodirectionnel entrant en partie basse et monodirectionnel sortant en partie (Figure 4.20 (a)) jusqu'à

ce que la stratification séparant le fluide léger du fluide lourd dépasse l'allège de l'ouverture haute (Figure 4.20 (c)).

**Tableau 4-3 : Temps de vidange relatifs aux trois cas étudiés, lorsque 20%, 50% et 80% du fluide léger est vidangé**

	<b><math>Ri = 13.21</math></b>	<b><math>Ri = 0.67</math></b>	<b><math>Ri = 0.023</math></b>
<b>20%</b>	0,76 s	1,50 s	0,20 s
<b>50%</b>	2,16 s	6,20 s	0,63 s
<b>80%</b>	5,96 s	15,0s	1,30 s

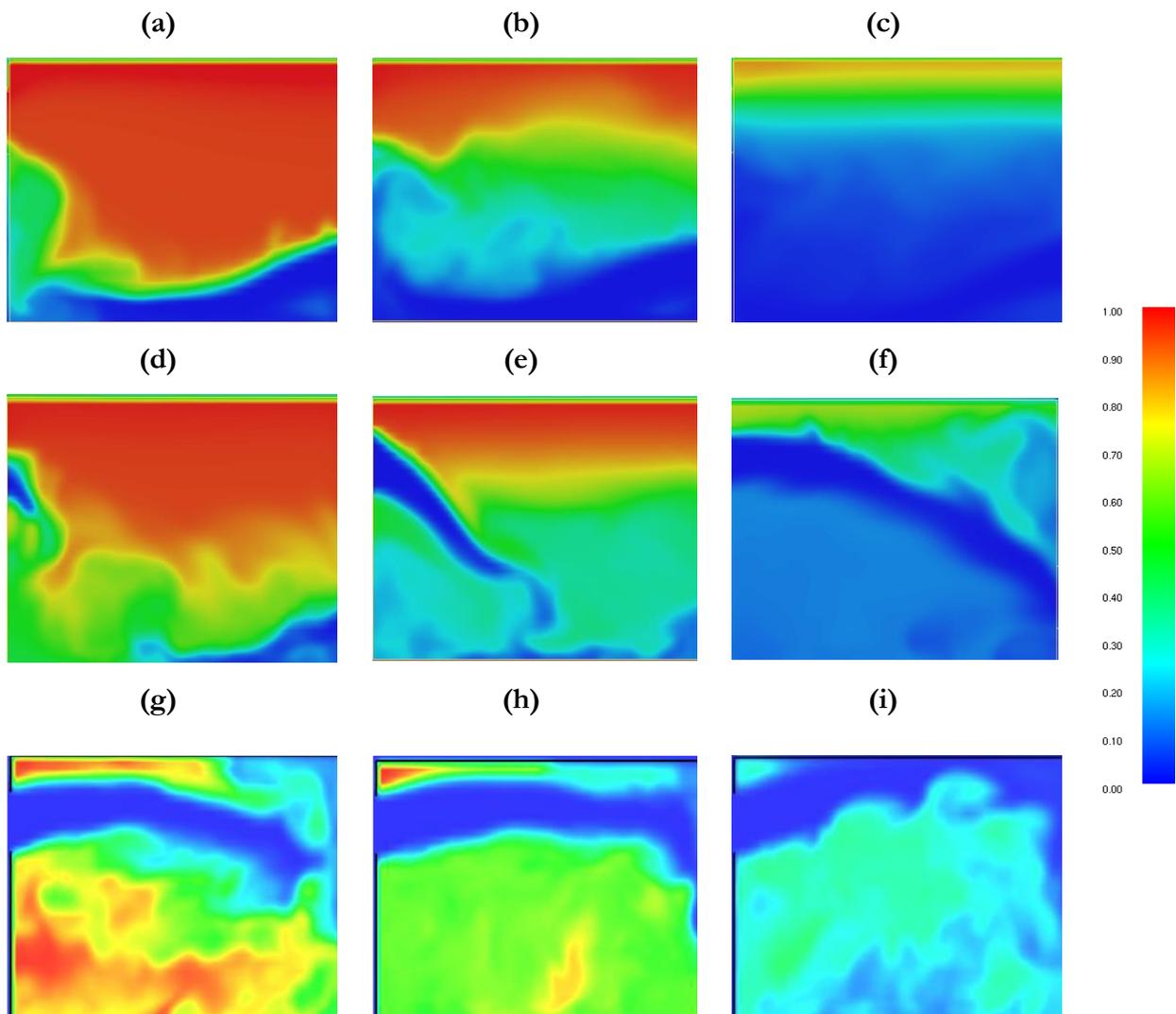


Figure 4.20 : Répartition de la fraction en fluide léger obtenu à l'aide du modèle numérique lorsque la vidange est effectuée à 20%, 50% et 80% pour le cas où  $Ri=13,21$  : (a), (b) et (c),  $Ri=0,67$  : (d), (e), et (f) et  $Ri=0,023$  : (g), (h), (i). Pour le premier cas la décroissance de fraction en fluide léger atteint 80% à  $t=0,76s$ , 50% à  $t=2,16s$  et 20% à  $t=5,96s$ . Pour le second cas ( $Ri=0,67$ ), la fraction de fluide léger est de 80% à  $t=1,50$ , 50% à  $t=6,20$  et 20% à  $t=15,0$ . Pour le troisième cas ( $Ri=0,023$ ), la fraction de fluide léger est de 80% à  $t=0,20s$  ; 50% à  $t=0,63$  et 20% à  $t=1,30s$

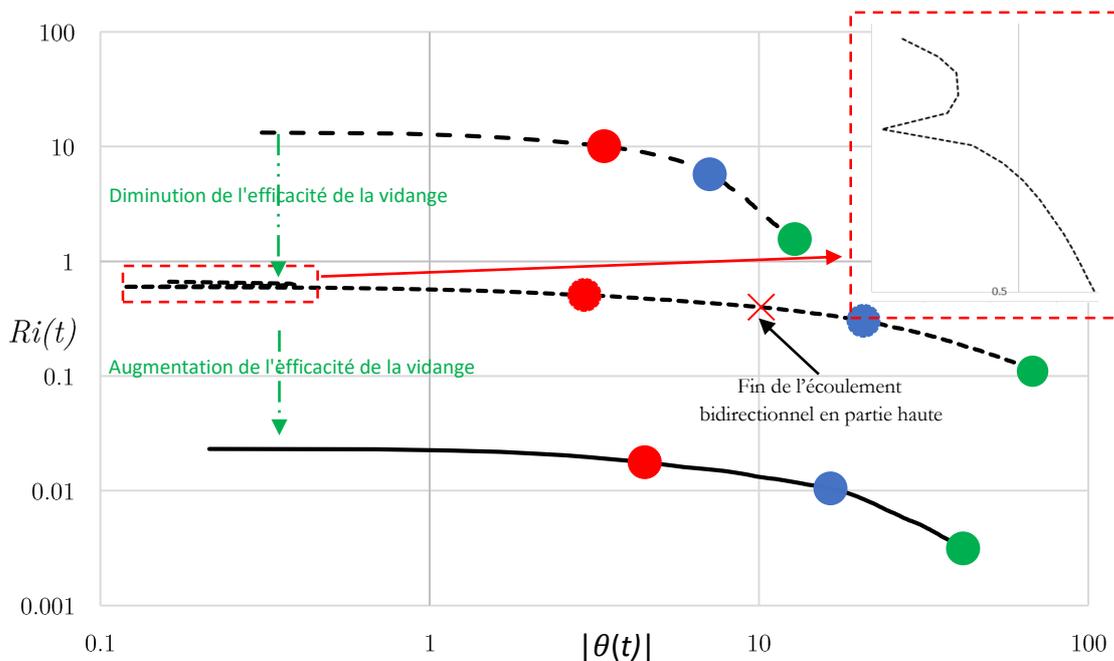
La stratification marquée apparaît dès lors que le fluide lourd entre en partie basse (Figure 4.20 (a)). En effet, lorsque la fraction en fluide léger est de 80% une épaisse couche de fluide léger subsiste dans la pièce. Le jet de fluide lourd entrant longe le sol et vient « buter » contre la paroi où se situe l'ouverture haute. Le fluide longe alors la paroi verticale créant une recirculation, et diluant la couche de fluide léger. Cette dilution entraîne la création d'une troisième couche stratifiée. Cette couche est bien visible sur la Figure 4.20 (b), lorsque la fraction moyenne de fluide léger est à 50%. L'ambiance est alors composée d'une couche d'air dite « saine » avec une fraction en fluide léger égale à zéro, une couche d'air mixée avec une fraction de fluide léger située entre 0,4 et 0,6, et une couche de fluide léger. Enfin, lorsque la fraction de fluide léger est égale à 20% (Figure 4.20 (c)), une couche d'air neuf dépassant l'allège de l'ouverture haute est distinguable.

Lorsque le nombre de Richardson est égal à 0,67 (Figure 4.20 (d), (e) et (f)), plusieurs régimes de ventilation existent. L'écoulement est d'abord bidirectionnel au niveau de l'ouverture haute lorsque la vidange est effectuée à 20% (Figure 4.20 (d)). Le jet de fluide lourd entrant longe la paroi et se dirige vers le bas, car les forces de flottabilité dominent l'écoulement interne. Ce jet se mélange au fluide léger et entraîne ce mélange dans la partie basse de l'enceinte. L'écoulement est aussi bidirectionnel en partie basse et du fluide lourd entre au niveau de cette ouverture. Ce phénomène entraîne une dilution du fluide léger dans la partie inférieure avec une fraction en fluide léger située entre 0,5 et 0,7. Une interface commence à se former entre deux couches de masse volumique différente. Lorsque 50% du fluide léger est vidangé (Figure 4.20 (e)), l'écoulement est monodirectionnel entrant en partie haute, et la stratification est maintenant marquée à l'intérieur avec deux couches distinguables : une couche mixée (fraction comprise entre 0,3 et 0,4) et une couche de fluide léger (100% de fluide léger). L'interface entre les couches est remontée, et la couche inférieure est beaucoup plus diluée. Cette stratification avec écoulement monodirectionnel entrant en partie haute n'a pas été observée expérimentalement. On constate aussi que le jet de fluide lourd entrant s'est redressé, mais reste « contraint » par les forces de flottabilité qui le dirige vers le bas. Le jet de fluide lourd entraîne du fluide léger dans la couche inférieure. Le mélange s'extrait alors au niveau de l'ouverture en partie basse. Lorsque 80% du fluide léger est vidangé (Figure 4.20 (f)), le jet de fluide lourd s'est encore redressé, et l'interface est remontée. Une petite couche de fluide léger est présente au niveau du plafond. Ce cas illustre la complexité de la vidange lorsque le vent oppose les forces de flottabilité, car le régime d'écoulement interne reste stratifié alors que l'écoulement est monodirectionnel entrant en partie haute.

Lorsque les forces de vent dominant et que les forces de flottabilité sont négligeables (Figure 4.20 (g), (h) et (i)), le jet est directement monodirectionnel entrant en partie haute, ce qui ne permet pas au fluide léger de sortir en partie haute. Le jet de fluide lourd admet un mouvement horizontal alors que les forces de flottabilité entraînent un mouvement d'air vertical dans la pièce. Cette combinaison entraîne un fort mélange de l'ambiance. Ainsi, lorsque la fraction de fluide léger est de 80% (Figure 4.20 (g)), aucune stratification n'est distinguable. La couche d'air située en dessous du jet entrant a une fraction en fluide léger située entre 0,4 et 0,9. C'est donc un mélange qui s'échappe au niveau de l'ouverture basse. Quand la fraction moyenne de fluide léger atteint 50% (Figure 4.20 (h)), la couche d'air située en dessous du jet de fluide lourd s'homogénéise pour atteindre une fraction de fluide léger située entre 0,4 et 0,6. Sur cette image, le jet entrant longe le plafond et la paroi où se situe l'ouverture basse pour s'extraire au niveau de celle-ci. On peut alors distinguer au niveau de l'ouverture basse, non seulement une extraction du mélange, mais aussi une extraction d'air neuf. Dans le dernier cas où la fraction de fluide léger est égale à 20% (Figure 4.20 (i)), le jet de fluide lourd entrant en partie haute va se plaquer au plafond par effet Coanda. La couche de fluide léger entre le plafond et le jet disparaît et la couche inférieure reste mixée avec une fraction de fluide léger située entre 0,2 et 0,3. Comme pour l'image précédente du mélange et

de l'air neuf s'extrait en partie basse.

Afin d'enrichir l'étude, la vidange du fluide léger pour les trois cas considérés est tracée sur un diagramme mettant en jeu les paramètres sans dimensions  $Ri$  et  $|\theta|$ . Ce diagramme est présenté sur la Figure 4.21. La courbe discontinue représente le cas où  $Ri = 13,21$ , la courbe en trait plein le cas où  $Ri = 0,023$ , et la courbe en pointillé le cas d'un Richardson de 0,67. Pour chaque courbe, les points rouges représentent l'instant où 20% du fluide léger est vidangé, les points bleus 50% et les points verts 80%. Ce diagramme met en évidence que pour une convection libre dominante, la variation du paramètre  $|\theta|$  est moins importante que pour le cas où la convection forcée domine, alors que le temps de vidange est plus important dans le premier cas. Cela traduit une plus grande variabilité de la différence d'intensité entre force de vent et forces de flottabilité quand la convection forcée domine. Cette variabilité est aussi très importante lorsque le nombre de Richardson initial est de 0,67. Pour ce cas, on constate qu'une valeur de  $|\theta|$  conduit à trois valeurs de  $Ri$  différentes (encadré rouge). Il y a alors une période où les forces de flottabilité sont supérieures aux forces de vent, un moment où les forces s'égalent (Pour un  $Ri$  donné), et une période pour laquelle les forces de vent l'emportent sur les forces de flottabilité. Le point de changement de régime d'écoulement entre écoulement bidirectionnel, et monodirectionnel entrant en partie haute, est représenté sur la courbe par une croix en pointillé. Ce point correspond à  $|\theta(t)| = 10,97$  et  $Ri(t) = 0,39$  (Figure 4.21).



**Figure 4.21 : Variation du nombre de Richardson durant la phase de vidange en fonction du temps adimensionné  $\theta$  pour les trois cas considérés ( $Ri = 0,023$  ;  $Ri = 0,67$  ;  $Ri = 13,21$ ).**

Nous avons pu déterminer expérimentalement que le temps de vidange total adimensionné augmentait de façon exponentielle en fonction du nombre de Richardson initial. Cependant, on observe numériquement qu'un temps de vidange adimensionné à 20%, 50% ou à 80%, ne connaît pas la même tendance. Cette observation est due au fait que lorsque la convection libre est dominante, une couche de fluide léger subsistera au-dessus du linteau de l'ouverture (Figure 4.20 (c)). En conséquence, même si la vidange à 20% se passe plus rapidement que dans un cas avec un vent plus fort ( $Ri = 0,67$ ), dans ce dernier cas le jet entrant en partie haute se redresse en fin de vidange, et vient diluer la couche de fluide léger au plafond (Figure 4.20 (i)). Ce phénomène va accélérer la vidange à la fin du processus. Nous

pouvons alors conclure que l'efficacité de vidange totale est différente de l'efficacité de vidange à différents palier (20%, 50%, 80%).

Plusieurs enseignements découlent alors de cette étude numérique :

- Bien que la vidange s'effectue plus rapidement dans ce cas de la convection forcée dominante, cette configuration ne favorise pas la stratification dans la pièce et, *in fine*, la mise en sécurité de personnes en cas de contamination de l'ambiance par des fumées chaudes.
- Un régime particulier est confirmé numériquement avec un écoulement monodirectionnel entrant en partie haute et une stratification intérieure marquée entre une couche d'air mixée et une couche de fluide léger.
- Il existe un intervalle de nombre de Richardson pour lequel l'efficacité de la vidange diminue avant de augmenter. C'est le passage entre la convection libre dominante et la convection forcée dominante. La connaissance de cet intervalle est un enjeu de sécurité permettant de connaître les vitesses de vent pénalisantes dans le cas où le vent oppose le tirage thermique.

Pour assimiler ce cas à un cas réel, le rapport d'échelle doit être appliqué au temps. En conservant le nombre de Richardson de la petite à la grande échelle, nous pouvons poser :

$$t_m = \frac{\psi d_r}{\psi^{1/2} V_r}, \quad (4.4.9)$$

avec  $d$  une distance quelconque. Soit

$$t_m = \psi^{1/2} t_r. \quad (4.4.10)$$

Le temps de vidange nécessaire pour que la fraction de fluide léger atteigne 20%, pour un cas réel est alors d'environ 6 s dans le cas de la convection forcée dominante, de 27 s dans le cas de convection libre dominante et supérieure à 1 minute dans le cas où  $Ri = 0,67$ , si le rapport d'échelle est de 1:20. Cet écart significatif pose les bases d'une réflexion sur l'objectif à atteindre lors de la vidange de fluide à haute température dans un local soumis à la ventilation naturelle traversante : préserver des vies humaines en maintenant une stratification où vidanger le plus rapidement pour préserver une qualité d'air satisfaisante. L'importance de la connaissance de l'intervalle de Richardson critique est donc essentielle pour des questions de sécurité. La caractérisation de cet intervalle implique le paramètre  $\theta$ .

## 4.5. Conclusion

L'analyse des régimes d'écoulement lors de la vidange de fluide léger, modélisant les forces de flottabilité, lorsque les forces de vent opposent les forces de flottabilité, a été réalisée expérimentalement dans la première partie de ce chapitre. Nous avons pu identifier pour le cas étudié, les mêmes régimes d'écoulement identifiés dans le Chapitre 2 soit : le régime monodirectionnel sortant en partie haute, bidirectionnel et monodirectionnel entrant en partie haute. Ces régimes se succèdent durant la vidange et le nombre de Richardson initial peut donner une indication sur le régime d'écoulement initial. La limite entre ces transitions obéit à une loi puissance mettant en jeu le nombre de Richardson et le coefficient de poussée thermique  $RiRe$ . De plus, une relation reliant le nombre de Richardson  $Ri$  et le temps de vidange de chaque essai  $t_{fin}$  a été déterminée au travers du paramètre  $\theta$ . Deux cas ont été considérés. Celui où la différence de pression générée par les forces de flottabilité est supérieure à la différence de pression induite par le vent, et le cas contraire. Les essais expérimentaux ne nous permettant pas de

caractériser la vidange de fluide léger quantitativement en termes de dynamiques intérieures. C'est pourquoi la simulation numérique est utilisée pour enrichir notre étude.

Un modèle numérique a été construit à l'aide des données de la littérature. Le modèle numérique a pu être validé à l'aide des données issues des travaux de Tominaga et Blocken (Tominaga and Blocken, 2016) ainsi que ceux de Van Hooff et al. (van Hooff et al., 2017). Deux géométries ont pu être validées. La première connaît les mêmes dimensions que notre géométrie expérimentale, mais avec les ouvertures symétriquement opposées placées au centre des façades. La seconde géométrie est la même que celle testée expérimentalement. Trois cas sont analysés pour l'étude du vent opposant les forces de flottabilité : un cas où les forces de flottabilité sont négligeables face aux forces de vent, un autre où le vent domine sur les forces de flottabilité, et un troisième cas où un changement entre les rapports de force existe, entre vent et force de flottabilité, dans les premiers instants de la vidange. Cette étude nous permet de mettre en évidence l'existence d'un régime particulier pendant la vidange avec un écoulement monodirectionnel entrant en partie haute et une ambiance stratifiée à l'intérieure. Cette stratification n'a pas pu être observée expérimentalement. Le comportement spécifique du jet de fluide lourd entrant, a cependant été observé expérimentalement et reproduit par le modèle numérique. De plus nous avons pu montrer que, partant d'un régime de convection libre dominante, le temps de vidange adimensionné  $|\theta|$  à 20% tend à augmenter à mesure que le vent augmente. Ce phénomène s'arrête, pour d'un nombre de Richardson initial critique, à partir duquel le temps de vidange adimensionné  $|\theta|$  à 20% commence à diminuer. La mise à l'échelle du temps de vidange nous a permis de comprendre l'enjeu de la connaissance du nombre de Richardson initial critique pour des enjeux sécuritaires.

Dans chapitre suivant, soit le dernier chapitre de cette thèse, le verrou relatif à la conception sécuritaire des bâtiments ventilés naturellement et traités en introduisant un indicateur adapté à la quantification du risque incendie lié au désenfumage issu des études expérimentales. Cet indicateur prendra en considération les données climatiques liées au vent.



# Chapitre 5

## Approche combinée de l'analyse sécuritaire et environnementale pour le bâtiment : Proposition d'une méthodologie d'analyse

### SOMMAIRE

---

5.1.	Contexte.....	101
5.2.	Approche globale de conception : proposition d'une méthodologie d'analyse .....	102
5.2.1.	Méthode .....	102
5.2.2.	Codes de calcul utilisés.....	104
5.2.3.	Combinaison d'indicateurs .....	104
5.2.4.	Choix de l'indice de sensibilité.....	106
5.2.5.	Echantillonnage.....	107
5.3.	Cas d'étude .....	107
5.3.1.	Construction.....	107
5.3.2.	Occupation.....	108
5.3.3.	Type de construction.....	109
5.3.4.	Données météorologiques .....	109
5.3.5.	Indicateurs de confort et de sécurité choisis pour l'étude .....	112
5.4.	Application des étapes 2, 3 et 4 au cas d'étude .....	114
5.4.1.	Etape 2 : Entrées les plus influentes .....	114
5.4.2.	Etape 3 : Analyse des distributions conditionnelles.....	116
5.4.3.	Etape 4 : Optimisation des considérations environnementales et sécuritaires .....	122
5.5.	Conclusion et discussion.....	126

---

Les retours d'expériences, menés dans le Chapitre 1, ont mis en évidence la problématique liée à la mise en place de système passif de ventilation pour le confort thermique du point de vue de la sécurité incendie. Ce constat a conduit à préconiser une approche globale de la ventilation naturelle pour éviter des conflits de conception lors d'un projet de construction. Or, l'analyse effectuée dans le Chapitre 1 a aussi souligné que les différentes réglementations et référentiels ne favorisent pas d'approche globale pour la mise en place de système de ventilation naturelle, tant pour le confort que la

sécurité incendie relative au désenfumage. L'influence du vent n'est que très peu, voire pas considéré dans le dimensionnement de systèmes d'extraction de fumée d'incendie. De plus, l'impact des fumées d'incendie n'est pas pris en compte au sein des systèmes visant à améliorer le confort thermique. Une configuration potentiellement conflictuelle a été identifiée : ouverture haute au vent et ouverture basse sous le vent. Les Chapitre 3 et Chapitre 4 ont alors permis de caractériser et d'étudier les régimes d'écoulement interne lorsque les forces de vent opposent les forces de flottabilité. Dans ce chapitre, une méthodologie comprenant une approche globale pour l'évaluation des performances sécuritaires et environnementales sera proposée afin d'éviter les conflits de conception aux prémices d'un projet. Celle-ci est basée sur la combinaison d'indices de performance pour la sécurité incendie et le confort thermique. Les lois de transition entre régimes d'écoulement, identifiées au Chapitre 3, nous permettent d'introduire un nouvel indice de performance sécuritaire prenant en compte les données météorologiques liées au vent.

## 5.1. Contexte

La conception thermique et sécuritaire d'un bâtiment nécessite le recours à la simulation dynamique. Cette simulation est, la plupart du temps, réalisée à l'aide d'outils nodaux ou multi-zonaux capable de modéliser le comportement thermique d'un bâtiment à l'aide de données météorologiques (conditions initiales), et des caractéristiques du bâtiment (charges internes, types de matériaux, surface de vitrage, type de ventilation, etc.). Ces données constituent les entrées du modèle. Suivant les modèles considérés, d'autres grandeurs pourront-être estimées, telles que l'évolution temporelle de la température au sein d'une pièce ou encore des débits de ventilation. Ces grandeurs constituent les sorties du modèle. De manière courante, une approche déterministe et dissociée de la sécurité incendie, est privilégiée pour l'ingénierie relative à la thermique du bâtiment (de Wit and Augenbroe, 2002). Dans cette approche, les données d'entrées, relatives au bâtiment, sont fixées sans prendre en considération les incertitudes pouvant y être associées. Cette approche devient problématique dès lors qu'un objectif de performance est fixé pour le bâtiment. En effet, un seul changement dans les variables d'entrées (épaisseurs d'isolant, surfaces effectives d'ouvrant, nombre d'utilisateurs dans le bâtiment) peut induire des variations dans les variables de sorties. Ainsi, si une hypothèse fixée en phase de conception est modifiée lors de la construction du bâtiment, les performances estimées pourront-être différentes des performances réelles. A titre d'exemple, changer l'emplacement d'une ouverture peut influencer de manière significative sur les performances de ventilation ou encore d'extraction de fumées estimées.

Pour pallier cette problématique, des auteurs proposent de prendre en compte les incertitudes des paramètres d'entrées du modèle pour anticiper l'impact d'un changement sur les grandeurs de sorties. C'est le principe de l'analyse de sensibilité paramétrique. Différents types d'analyse de sensibilité s'appuyant sur des méthodes diverses peuvent ainsi être utilisés (Saltelli et al., 2000). L'analyse de sensibilité locale permet de faire varier un paramètre d'entrée à la fois et de considérer cette variations sur les sorties du modèle. Lorsqu'il y a beaucoup d'incertitudes sur les paramètres d'entrées, l'analyse de sensibilité locale seule ne permet pas d'estimer convenablement les incertitudes de la sortie du modèle. Il convient donc d'utiliser des modèles d'analyse de sensibilité globale. Le but de l'analyse de sensibilité globale est de projeter les incertitudes des différentes entrées sur la sortie du modèle. La distribution probabiliste des différentes entrées constitue la nouvelle entrée du modèle. Le choix de la distribution va de pair avec la connaissance des paramètres et/ou la méthodologie d'analyse choisie. Cette méthode permet entre autres de mettre en exergue les entrées les plus influentes sur les sorties considérées, et donc de réduire le nombre de variables à considérées.

Pour l'évaluation du confort thermique et de la consommation énergétique, l'analyse de sensibilité est utilisée par plusieurs auteurs. Par exemple, Hu et Augenbroe (Hu and Augenbroe, 2012) s'intéressent à l'estimation du confort thermique et à la prédiction de consommation énergétique pour les bâtiments isolés du réseau. Ils utilisent un modèle stochastique de contrôle afin d'atteindre l'équilibre entre la demande en énergie et un confort thermique acceptable. Breesch et Janssens (Breesch and Janssens, 2005) utilisent l'analyse de sensibilité globale et la mesure d'incertitude afin de mesurer l'impact de divers paramètres sur la ventilation naturelle nocturne. Ils utilisent le coefficient de régression standardisé pour quantifier les effets des paramètres d'entrée sur le confort thermique dans un bureau ventilé naturellement de nuit. Hyun et al. (Hyun et al., 2008) étudient les incertitudes liées à la prédiction des calculs de débit de ventilation naturelle. Leur analyse consiste à comparer les densités de probabilité en sortie du modèle en lieu et place de valeurs déterministes.

Du point de vue de la sécurité incendie, la prise en compte des incertitudes sur les variables d'entrées

d'un modèle est davantage prioritaire. Ainsi, selon Kong et al. (Kong et al., 2014), les incertitudes ne doivent pas être négligées lors de l'estimation de conséquences liées à l'élaboration de scénario utilisant des modèles d'incendie (Kong et al., 2014). En effet, la variation d'un paramètre d'entrée peut influencer sur le nombre potentiels de victimes. Prendre en compte les incertitudes dans ce cas permet de mettre en œuvre des solutions adaptées pour la sécurité des biens et des personnes. Pour ce genre d'étude, l'utilisation de code de champ est privilégiée, car la précision sur les grandeurs de sortie dans l'espace d'une pièce est un enjeu vital. Cependant, un des freins associé à l'utilisation de ces codes réside dans le temps de calcul imposé par leur utilisation. L'utilisation de ces codes induit l'utilisation de méthode d'analyse de sensibilité locale, et donc un nombre de simulations limité. Węgrzyński et Krajewski (Węgrzyński and Krajewski, 2017) utilisent un code de champ pour étudier l'influence du vent sur l'extraction de fumée issue d'un incendie en faisant varier la position et l'orientation des exutoires. C'est finalement le recours à des codes zonaux qui permettra d'envisager un plus grand nombre de scénario au travers des simulations. La perte de précision est alors compensée par le nombre de possibilité pris en compte. Allard et al. (Allard et al., 2011) ont par exemple utilisé un code zonal pour évaluer les paramètres d'entrées les plus influents pour une simulation d'incendie en ventilation naturelle. Ils réalisent une analyse de sensibilité globale avec un total de 8 200 simulations. Malheureusement, ces études sont généralement dissociées des études thermiques pour le bâtiment. De plus, contrairement à la conception environnementale, les données météorologiques, comme la rose des vents, ne sont pas considérées dans l'approche sécuritaire.

Ainsi, notre méthodologie va s'appuyer sur des codes zonaux et proposer d'intégrer les données météorologiques afin d'effectuer une simulation des performances de confort thermique et de sécurité incendie. Grâce à la prise en compte des incertitudes relatives aux entrées, des scénarios de conception traitant de manière conjointe la sécurité incendie et le confort thermique seront construit. Les transitions entre régimes d'écoulement définies au Chapitre 4 nous permettent de construire un nouvel indicateur de performance sécuritaire prenant en compte les données de vent. Cela nous permet d'éviter les problématiques de conception comme celles soulevées au Chapitre 1.

## **5.2. Approche globale de conception : proposition d'une méthodologie d'analyse**

### **5.2.1. Méthode**

L'étude proposée dans ce chapitre repose sur une analyse combinée du confort et de la sécurité, en considérant le vent, via des données météorologiques, pour les deux problématiques.

Une approche globale est proposée. Cette méthode est basée sur l'étude des densités de probabilité des sorties résultantes d'une analyse de sensibilité paramétrique permettant de prendre en considération des incertitudes liées aux paramètres d'entrée. Contrairement à l'approche conventionnelle, l'évaluation du confort thermique et de la sécurité incendie est faite de manière conjointe. L'objectif final étant de trouver une conception de bâtiment favorisant à la fois la sécurité incendie et le confort thermique. La méthode se décompose en quatre étapes présentées sur la Figure 5.1.

Ces étapes peuvent être décrites de la manière suivante :

- **Etape 1 :** L'analyse de sensibilité nous permet de prendre en considération les incertitudes et de classer les variables d'entrées selon leur impact sur la sortie. La définition de variables discrètes nous permettra dans ce cas de définir des scénarios (fichier météo, type de construction,

occupation, etc.). Dans cette partie, il est nécessaire de définir des indices pertinents pour le confort et la sécurité ainsi que la méthode adéquate pour combiner ces indices. De plus, le choix de la méthode d'analyse de sensibilité devra être adapté à notre étude.

- **Étape 2 :** La seconde étape consiste à quantifier l'impact des différentes entrées sur le confort et la sécurité au travers de l'indice d'analyse de sensibilité choisi.
- **Étape 3 :** Une troisième étape permet d'étudier la sortie sous forme de densité de probabilité et de mettre en lumière les paramètres conflictuels grâce à celle-ci. Cette analyse nous permet d'identifier des paramètres potentiellement conflictuels (positifs pour le confort et négatif pour l'incendie, ou vice-versa).

**Étape 4 :** On peut alors, dans la quatrième étape, chercher les scénarios et configurations les plus favorables pour le confort et la sécurité. Une optimisation peut ainsi être réalisée en fixant un objectif pour les variables de sortie, et en identifiant les échantillons de paramètres d'entrées associées à ces sorties.

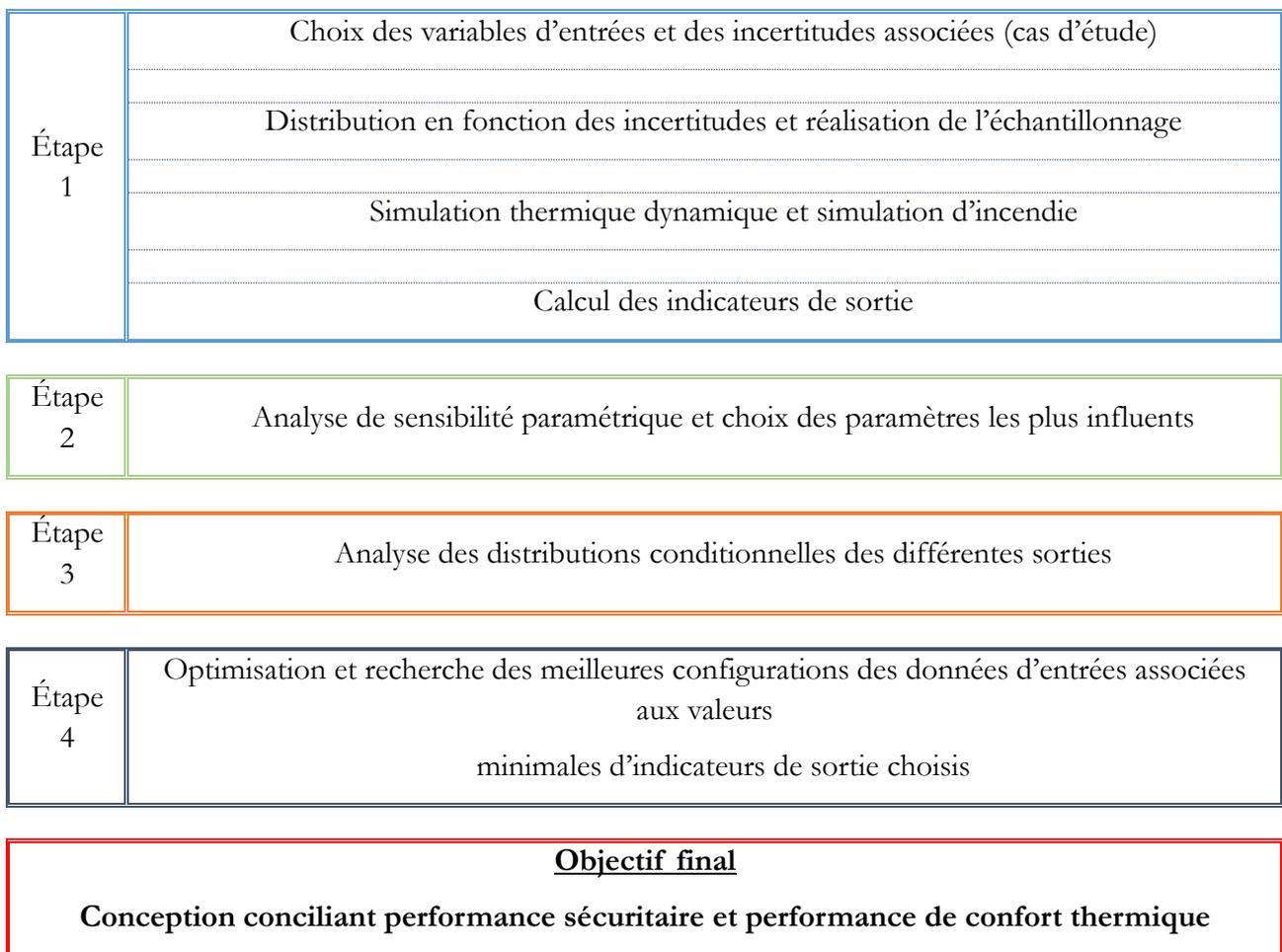


Figure 5.1 : Étapes de calcul et méthodologie choisie pour l'outil d'analyse proposé.

Cette nouvelle approche a pour avantage de traiter à la fois les risques liés au confort et à la sécurité lors de la mise en place de système favorisant la ventilation naturelle. Cette méthode est un canevas pour le développement d'outils et de code adaptés à chaque étape.

Pour les **étapes 1 et 2**, il est nécessaire d'une part de choisir des codes de calculs adaptés pour les simulations thermiques dynamiques et les simulations d'incendie, et d'autre part de sélectionner la méthode d'analyse de sensibilité à utiliser. De plus, une réflexion sur le moyen de quantifier de manière simultanée le confort thermique et la sécurité incendie doit être posée. L'ensemble de ces points est traité

dans les sous-parties suivantes.

### 5.2.2. Codes de calcul utilisés

Dans notre méthodologie, nous avons besoin de réaliser un grand nombre de simulations afin de déterminer des tendances qui tiennent compte des incertitudes. C'est pourquoi, des modèles multi nodaux et zonaux sont utilisés pour l'estimation du confort thermique et de la performance sécuritaire. En ce qui concerne la partie thermique du bâtiment, le code de calcul EnergyPlus (DOE, 2015) est utilisé, et CFAST (Peacock et al., 2013) est choisi pour l'incendie. La simulation nous procure des données par pas de temps horaire sur toute une année, alors que CFAST nous donne des résultats toute les 50 secondes pour une durée simulée de 15 minutes.

### 5.2.3. Combinaison d'indicateurs

A notre connaissance, aucun code de simulation existant ne permet de quantifier, à la fois le confort thermique et les performances sécuritaires liées à l'incendie. C'est pourquoi nous proposons dans ce chapitre une méthode découplée, où l'étude globale se fait au travers d'un indicateur regroupant les indicateurs de confort ainsi que les indicateurs de sécurité. Pour y parvenir, nous allons nous inspirer de méthodes classiquement utilisées pour l'optimisation multi-objectif. Dans notre cas les indicateurs  $F_i$  sont combinés pour former un seul indicateur. Nous proposons une combinaison basée sur le produit pondéré d'indicateurs  $I_{prod}$  :

$$I_{prod} = \prod_{i=1}^k [F_i]^{w_i}. \quad (5.2.1)$$

Une combinaison d'indicateurs basés sur la somme pondérée d'indicateurs  $I_{sum}$  est aussi proposée :

$$I_{sum} = \sum_{i=1}^k w_i [F_i], \quad (5.2.2)$$

$F_i$  représente nos indicateurs et  $w_i$  un coefficient de pondération associé à chaque indicateur. L'ensemble des indicateurs proposés varie entre 0, pour le cas le plus défavorable, et 1 le meilleur cas. Il est ainsi nécessaire de garder l'indice global d'évaluation normalisé. Pour ce faire, la somme des coefficients de pondération doit être égale à 1, soit  $\sum_{i=1}^k w_i = 1$ . L'objectif de l'utilisation de ces fonctions de connexion est de donner au concepteur l'opportunité de mesurer de manière conjointe ou disjointe deux problématiques, tels que dans notre cas, la sécurité incendie et le confort thermique. Pour analyser la différence entre les deux fonctions de connexions proposées, nous allons appliquer chaque fonction à deux indicateurs C1 et C2. Ici, les coefficients de pondération sont nommés  $\alpha$  et  $\beta$ , et sont des réels qui appartiennent à l'espace  $[0 ; 1]$ . Ces coefficients permettent aux concepteurs de donner plus d'importance à l'une ou l'autre des considérations. On pose aussi :  $\beta = (1 - \alpha)$ , de ce fait, l'indicateur est toujours normalisé (Juhoor et al., 2017). Appliquons dans un premier temps notre fonction  $I_{sum}$  à des indicateurs quelconque C1 et C2 :

$$I_{sum} = \alpha C1 + \beta C2. \quad (5.2.3)$$

Cette fonction de connexion représente en quelque sorte un « OU » logique. Elle permet de prendre en considérations les valeurs de C1 et C2 de manière disjointe. De plus,  $I_{sum}$  sera égale à zéro uniquement si C1 et C2 sont égaux à zéro. En appliquant maintenant la fonction  $I_{prod}$  à nos indicateurs, on a :

$$I_{prod} = C1^\alpha C2^\beta, \quad (5.2.4)$$

$I_{prod}$  est une variante de la fonction de connexion logique “ET”. Dans ce cas, si un seul des indicateurs est égal à zéro, alors l’indicateur global sera aussi égal à zéro. L’exclusion des deux considérations est automatique si une des mesures est nulle. L’utilisation de cette fonction est très utile dans le cas où l’objectif voulu ne peut être atteint si l’une des considérations n’est pas satisfaite (Indicateurs nuls), comme cela pourrait être le cas pour la sécurité et le confort.

Pour approcher de la meilleure des façons le résultat donné par les fonctions de connexion logiques, les diagrammes normalisés (Figure 5.2) nous montrent les combinaisons possibles pour C1 et C2 au travers des Indicateurs  $I_{sum}$  et  $I_{prod}$  pour  $\alpha = 0,1, 0,5$  et  $0,9$ .

Comme  $I_{sum}$  est une fonction linéaire, il est assez simple d’analyser les diagrammes tracés (Figure 5.2 (a), (b) et (c)). Plus  $\alpha$  tend vers 1, plus l’importance de la considération C1 sera importante face à C2, et vice-versa. Lorsque  $\alpha = 0,5$ , la même importance est donnée aux deux considérations. Toutefois, nous prendrons garde au fait que donner plus ou moins de l’importance à l’une ou l’autre considération ne joue en aucun cas sur la valeur de l’indicateur représentant la considération. Concernant  $I_{prod}$ , une toute autre tendance peut être observée. Lorsque l’accent est mis sur C1 ( $\alpha = 0,9$ ), et que C1 connaît des valeurs proches de 1, les faibles valeurs de C2 deviennent pénalisantes en faisant chuter considérablement l’indice global. Lorsque  $\alpha = 0,5$ , aussi bien les faibles valeurs de C1 que de C2 peuvent être considérées comme pénalisantes.

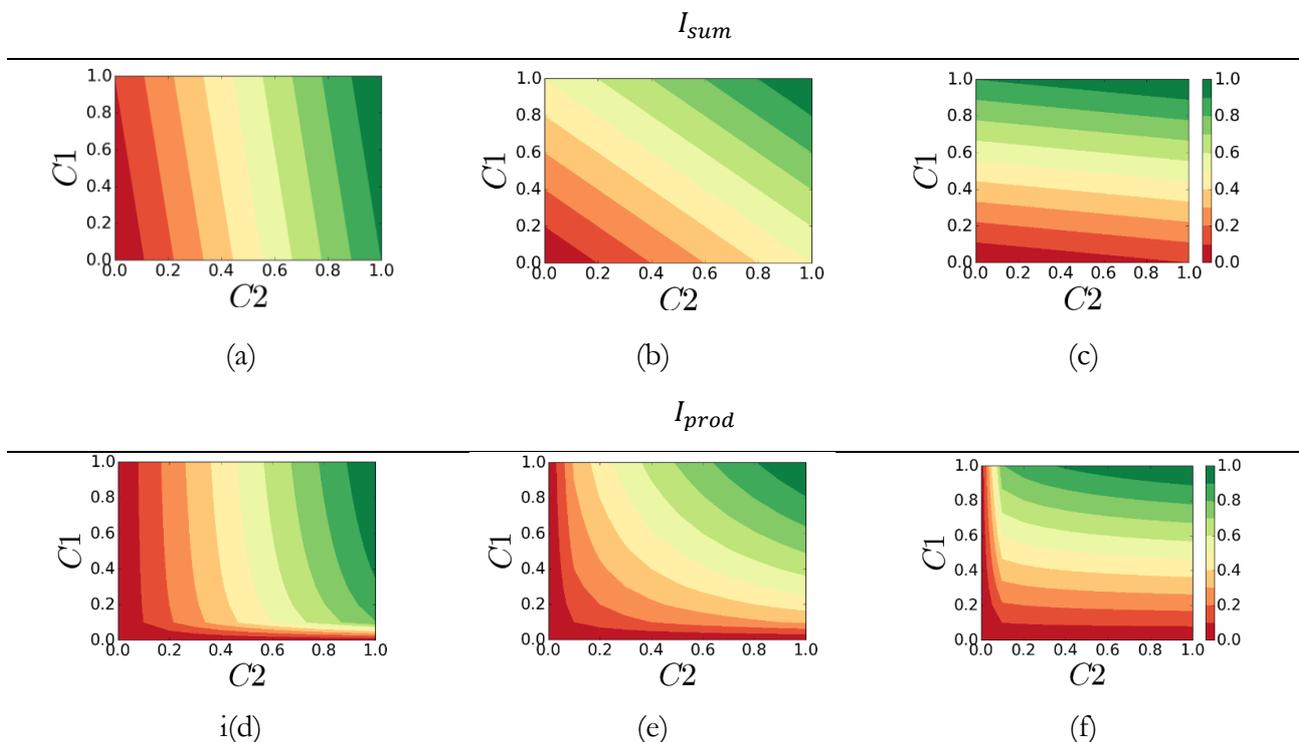


Figure 5.2: Diagramme représentant les différentes combinaisons possibles de C1 et C2 au travers de  $I_{sum}$  pour (a)  $\alpha=0,1$  et (b)  $\alpha=0,5$  et (c)  $\alpha=0,9$  ainsi qu’au travers de  $I_{prod}$  pour (d)  $\alpha=0,1$  et (e)  $\alpha=0,5$  et (f)  $\alpha=0,9$ .

#### 5.2.4. Choix de l'indice de sensibilité

Différents indices de sensibilité globale sont utilisés dans les études précédemment citées et Borgonovo (2006) s'intéresse à la qualité de l'information fournie par ceux-ci. Il compare notamment des méthodes dites non paramétriques, des méthodes d'analyse de la variance, ainsi qu'une méthode de mesure d'incertitude indépendante du moment statistique des différentes variables aléatoires. Il en déduit, par exemple, que les méthodes d'analyse de la variance sont suffisantes pour décrire la variabilité de la sortie du modèle étudié, mais que l'utilisation seule de celles-ci ne suffit pas toujours à mesurer l'ensemble des incertitudes sur les sorties du modèle. De plus, l'utilisation de cette méthode nécessite une indépendance entre les paramètres d'entrées. Il propose alors un indice « delta » permettant de prendre en considération la totalité de la distribution de sortie. Cet indice ne nécessitant pas l'indépendance des paramètres d'entrées, nous choisissons de l'utiliser pour la méthode proposée.

Cette méthode est définie de la façon suivante :

$$\delta_i = \frac{1}{2} E_{X_i} [s(X_i)], \quad (5.2.5)$$

où  $\delta_i$  représente l'importance de l'incertitude associée à la variable  $X_i$  ;

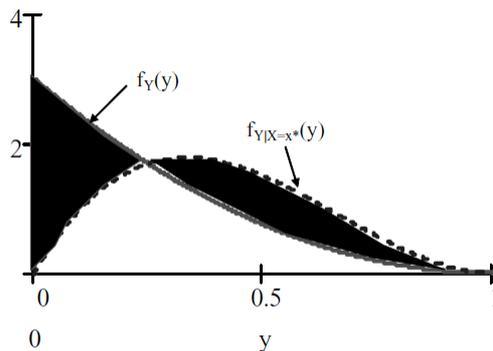
avec,

$$s(X_i) = \int |f_Y(y) - f_{Y|X_i}(y)| dy, \quad (5.2.6)$$

et,

$$E_{X_i} [s(X_i)] = \int f_{X_i}(x_i) \left[ \int |f_Y(y) - f_{Y|X_i}(y)| dy \right] dx, \quad (5.2.7)$$

avec  $f_{X_i}(x_i)$  la densité de probabilité de la variable aléatoire  $X_i$ . En d'autres termes,  $s(X_i)$  représente l'écart de la distribution de sortie lorsque la variable aléatoire  $X_i$  est fixée à une des valeurs qu'il contient (Figure 5.3).  $s(X_i)$  indique la manière dont le point de vue du décideur change lorsque  $X_i$  est fixée à une de ses valeurs connues.



**Figure 5.3 : Illustration de de la signification de  $s(X_i)$  qui est la différence entre la distribution de sortie  $f_Y(y)$  et de la distribution conditionnelle de la sortie  $f_{Y|X}(y)$**

Si le changement de la distribution statistique relative à la sortie est significatif, cela voudra dire que le paramètre  $X_i$  peut être considéré comme un des paramètres les plus influents. Au contraire, si cela n'affecte en aucun cas, ou peu la distribution statistique de la sortie, on pourra considérer le paramètre comme non influent. En d'autres termes, si  $\delta_i = 0$ , la distribution de sortie  $Y$  est indépendante de  $X_i$ .

### 5.2.5. Echantillonnage

Pour les méthodes d'analyse de sensibilité globales probabilistes, un échantillonnage du domaine de variations des paramètres d'entrées est nécessaire. Ainsi, différentes méthodes peuvent être appliquées suivant la méthode d'analyse de sensibilité choisie. L'échantillonnage choisi pour cette étude est le Latin Hypercube. Dans cette méthode, l'association de paramètres d'entrée représente des sous-ensembles équiprobables de probabilité  $1/L$ . Pour chaque paramètre d'entrée, une valeur appartenant dans chaque sous-espace  $L$  est choisie de manière aléatoire. La Figure 5.4 présente la méthodologie d'échantillonnage sous forme de schéma. La réalisation sans recouvrement est effectuée, et ce, pour tous les paramètres. Prenons pour exemples un jeu de paramètres  $[x_1, x_2, x_3, \dots, x_n]$ . Les  $L$  valeurs de  $x_1$  seront aléatoirement associées aux  $L$  valeurs de  $x_2$ . Des paires sont alors obtenues. Ces paires sont ensuite associées aux  $L$  valeurs de  $x_3$  aléatoirement. Le schéma est répété jusqu'à l'obtention de l'échantillon totale.

Avant d'appliquer la méthodologie présentée, nous définissons notre cas d'étude. L'application sera ensuite décrite au travers des étapes 2, 3 et 4.

Toutes les étapes de calcul et de traitement de données sont réalisées en langage Python (Van Rossum et al., 2007). La librairie d'analyse de sensibilité SALib (Herman et Usher, 2017) est choisie pour les calculs relatifs à l'analyse de sensibilité.

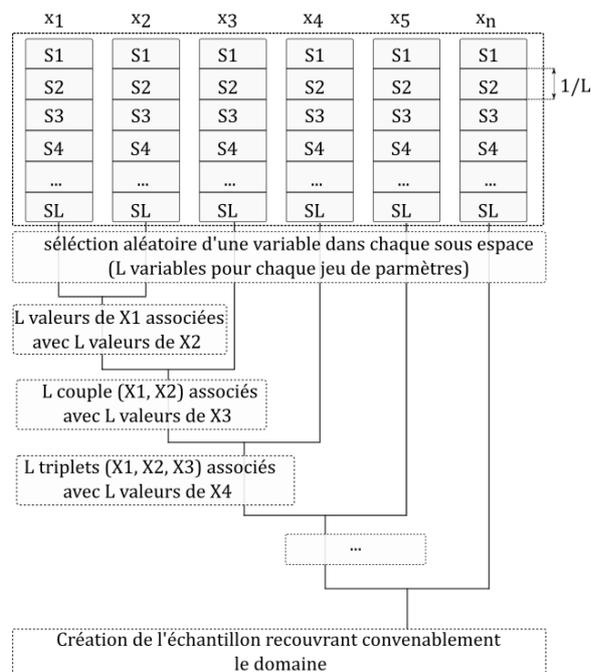


Figure 5.4 : Méthodologie d'échantillonnage par Hypercube Latin (pour chaque étape le processus est aléatoire).

## 5.3. Cas d'étude

### 5.3.1. Construction

La configuration choisie est celle utilisée tout au long de ce mémoire de thèse i.e. le cas d'une ouverture haute asymétriquement opposée à une ouverture basse. Cette géométrie est illustrée sur la Figure 5.5. Le bâtiment étudié est composé de deux ouvertures opposées afin de permettre un écoulement traversant selon les conditions de vents. Plusieurs paramètres d'entrées, liés à la géométrie, seront considérés afin

de prendre en compte les « incertitudes » liées aux bâtiments telles que la longueur, la largeur, la hauteur ou encore les compositions de mur. Concernant l'orientation initiale du bâtiment, l'ouverture basse fait face à l'Est tandis que l'ouverture haute fait face à l'Ouest. La coupe présentée sur la Figure 6 est réalisée sur la façade nord. L'orientation du bâtiment est aussi une variable d'entrée variant de 0°N à 360°N.

Ces paramètres et leurs limites sont présentés dans le Tableau 5-2. Dans notre cas, tous les paramètres sont supposés de distribution uniforme (aucune valeur n'est privilégiée).

Cette géométrie est la même pour CFAST et pour EnergyPlus pour un échantillon de paramètres d'entrée donné. Ainsi, la longueur, la largeur, la hauteur, le ratio d'ouverture par rapport à la surface (WWR) et la différence de hauteur entre les ouvertures (Dh) sont des paramètres d'entrées communs.

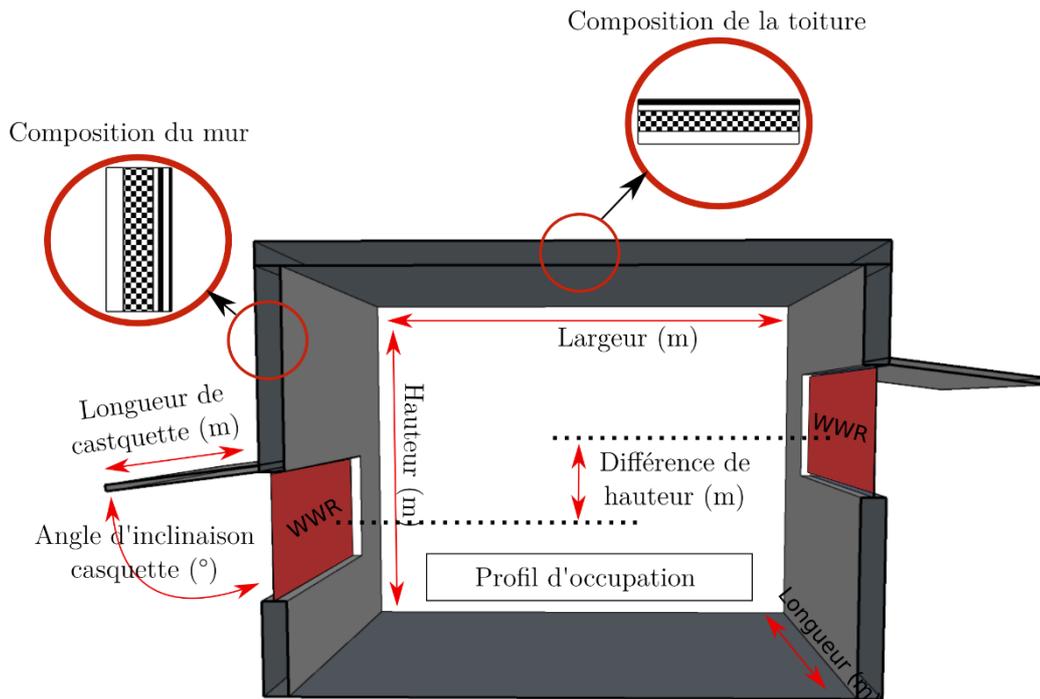


Figure 5.5 : Géométrie et variables d'entrées associées à des incertitudes

### 5.3.2. Occupation

Deux occupations sont testées : une occupation de bureau et une occupation de type logement. L'objectif étant de présenter ici une méthodologie d'analyse, les valeurs d'occupation pour chaque heure sont choisies dans les paramètres par défaut du logiciel EnergyPlus. La Figure 5.6 présente le ratio d'occupation en fonction des heures de la journée avec en rouge la courbe d'occupation dans le cas d'un bureau et en bleu dans le cas d'un logement.

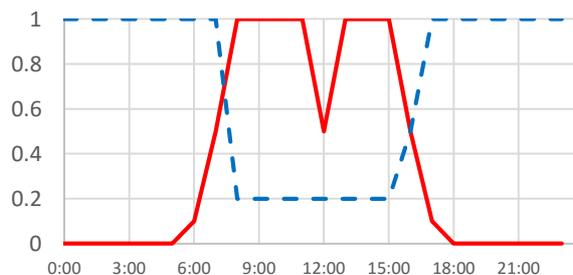


Figure 5.6 : En rouge des horaires de bureau et en bleu les horaires de logement

Le même nombre de personnes avec les mêmes charges est fixé pour les deux occupations. L'occupation est considérée dans notre cas comme une variable discrète pouvant prendre 2 valeurs correspondantes à une des deux occupations.

### 5.3.3. Type de construction

Les constructions évaluées sont basées sur les méthodes constructives communément trouvées à La Réunion. Les constructions sont référencées dans le Tableau 5-1. Toutes les constructions sont réalisées à partir des matériaux par défaut existants dans le code de calcul EnergyPlus.

**Tableau 5-1 : Types de construction testés**

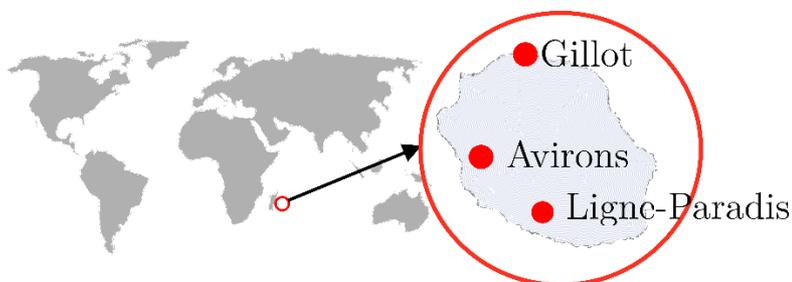
Type de Construction	Béton	Bois	Métallique	Béton plus bois
Variables	1	2	3	4
Mur (ext/.../int)	Béton/Isolation/Placoplatre	Bois/lame d'air/Isolation/Placoplatre	Feuille de métal /lame d'air/ Isolation/Placoplatre	Bois/Lame d'air/ Isolation/ béton /lame d'air/ Placoplatre
Toiture (ext/.../int)	Tôle/Lame d'air/ Isolation/Placoplatre			

Le type de construction sera alors considéré comme une variable d'entrée discrète avec quatre valeurs possibles, soit des valeurs allant de 1 à 4.

### 5.3.4. Données météorologiques

Pour le cas d'étude proposé, trois différentes localisations, situées dans les bas de l'île où l'utilisation de la ventilation naturelle est plus propice, sont sélectionnées : Gillot situé en zone Z2 selon PERENE, Les Avirons et Ligne Paradis situé en zone Z1. Ce qui correspond à un climat dans la zone des bas au vent, et deux climats dans la zone des bas sous le vent Figure 5.7. Ces climats se caractérisent d'une part par rapport à leur température sous abris et l'humidité relative, mais aussi par rapport à la distribution des vents.

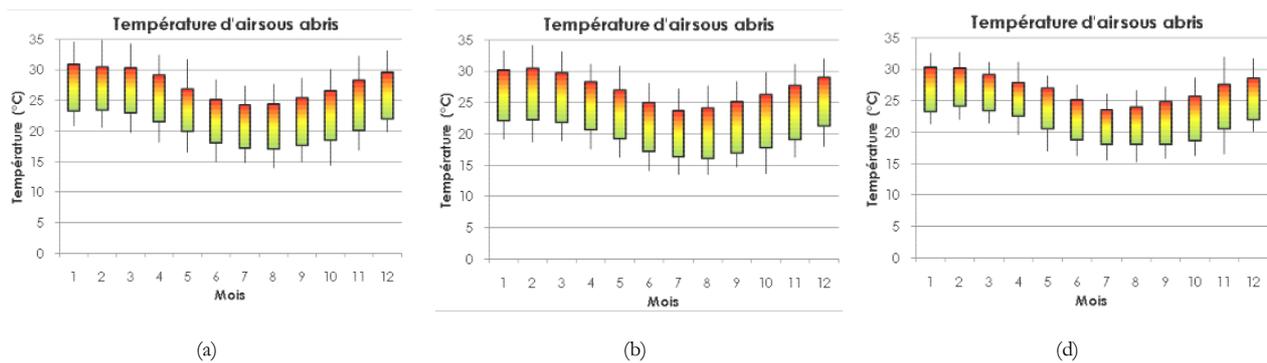
Concernant les températures, la Figure 5.8 expose les données de Météo France concernant chaque site. Ainsi, on peut observer pour les Avirons des températures pouvant atteindre les 35°C en été et être en dessous de 15°C en hiver. Cet extrémum d'hiver est aussi atteint, voire dépassé en hiver pour la Ligne-Paradis. Pour Gillot, les températures sont moins dispersées pendant les différents mois de l'année avec des extrêmes moins importants que les autres climats étudiés.



**Figure 5.7 : localisation des fichiers météo choisis pour l'étude**

Bien que les données de vents issues du fichier météo ont été construites sur des données de 10 ans en prenant comme référence la température et le rayonnement solaire, nous nous appuyerons sur ces données, car seule l'application de notre méthodologie d'analyse est importante à cette étape. Ces données

vont nous permettre de comparer de manière quantitative l'impact de différentes localisations sur nos paramètres d'entrées sans donner de directives de conception.

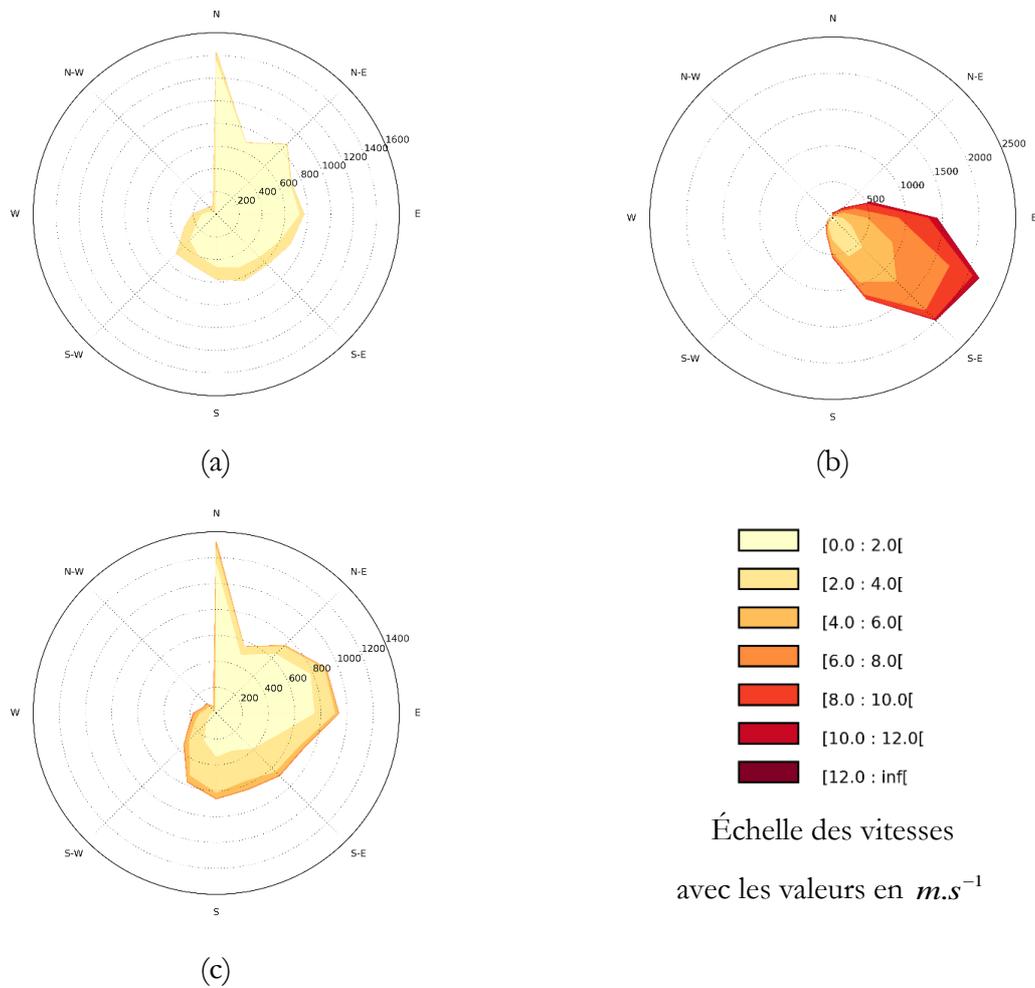


**Figure 5.8 : Température sous abris pour les différentes localisations choisies (a) Les Avirons (b) Ligne Paradis (c) Gillot**

Il faut noter que pour CFAST, les conditions intérieures et extérieures en termes de températures et d'humidité sont des données d'entrée. Dans notre cas, ces informations sont supposées en fonction des données météo. Comme les simulations CFAST évaluent l'évolution d'un feu pour 15 minutes, il est difficile d'associer les données du fichier météo aux données d'entrées CFAST. Nous fixons donc des températures en fonction des données de la Figure 5.8. La Figure 5.9 présente les différentes roses des vents construites à l'aide des fichiers météorologiques pour les différentes localisations. On peut tout d'abord distinguer une nette différence entre les climats sous le vent et le climat au vent en termes d'extremum.

Si on analyse la rose des vents de Gillot (Figure 5.9-b), on constate que les vents les plus forts se trouvent dans une tranche de 10 à 12  $m.s^{-1}$  et qu'une grande quantité de valeurs de vents se situent entre 6  $m.s^{-1}$  et 10  $m.s^{-1}$ . Ces vents très forts sont caractéristiques de la zone au vent. Au contraire, pour les climats des Avirons et de Ligne-Paradis, les vents maximums oscillent entre 4  $m.s^{-1}$  et 6  $m.s^{-1}$  avec une grande densité entre 0  $m.s^{-1}$  et 4  $m.s^{-1}$ . Les différents fichiers météo sont considérés dans notre étude comme des variables discrètes. Le Tableau 5-2 résume toutes les données d'entrées.

Comme indiqué précédemment, des variables d'entrées seront spécifiques à CFAST et d'autres spécifiques à EnergyPlus. Pour chaque valeur de  $\alpha$  testée, 16 384 simulations EnergyPlus et CFAST sont effectuées. Ce nombre d'échantillonnage est en accord avec les préconisations de Plishke et al. (Plishke et al., 2013) qui soulignent qu'à partir de cette valeur, les mesures des variables les plus importantes sont bien distinguables entre elles. Ainsi avec les trois valeurs de  $\alpha$  considérées **un total de 49 152 échantillons** (simulations) sera étudié.



**Figure 5.9 : Rose des vents pour les différentes localisations choisies a) Les Avirons (b) Ligne Paradis (c) Gillot.**

**Tableau 5-2 : Récapitulatif des données d'entrées et de leurs caractéristiques.**

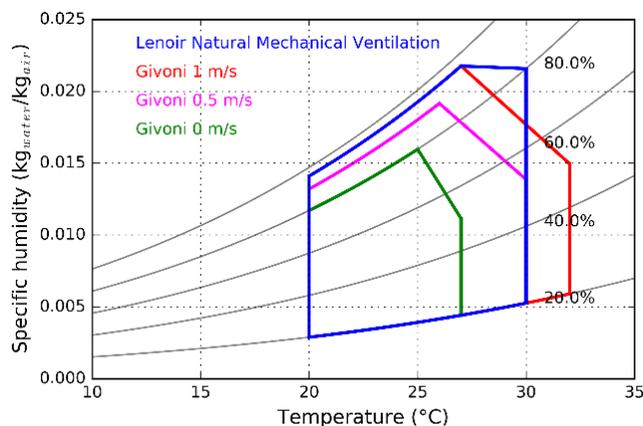
Paramètres		Distribution	Intervalles	Type de variable
Largeur de la pièce	<b>L</b>	Uniforme	[4m ; 6m]	Continue
Hauteur de la pièce	<b>H</b>	Uniforme	[2.5m ; 4.5m]	Continue
Longueur de la pièce	<b>l</b>	Uniforme	[4m ; 6m]	Continue
Ratio d'ouverture	<b>WWR</b>	Uniforme	[0.05m ; 0.6m]	Continue
Différence de hauteur entre les ouvertures	<b>Dh</b>	Uniforme	[0,5m ; 1,5m]	Continue
Épaisseur d'isolation	<b>Isol_i</b>	Uniforme	[0,02m ; 0,08m]	Continue
Angle d'incidence de protection solaire	<b>Ouv°</b>	Uniforme	[90° ; 140°]	Continue
Longueur de protection solaire	<b>Ouv_l</b>	Uniforme	[0,1m ; 1,5m]	Continue
Coefficient de décharge	<b>Cd</b>	Uniforme	[0,35 ; 0,67]	Continue
Orientation du bâtiment	<b>O°</b>	Uniforme	[0° ; 360°]	Continue
Température extérieure	<b>T_ext</b>	Uniforme	[15°C ; 35°C]	Continue
Température intérieure	<b>T_in</b>	Uniforme	[18 °C; 37 °C]	Continue
Humidité relative	<b>HR</b>	Uniforme	[50% ; 80%]	Continue
Occupation	<b>Occ</b>	Uniforme	[1 ; 2]	Discrète

Paramètres		Distribution	Intervalles	Type de variable
Fichier météo	<b>Clim</b>	Uniforme	[1 ; 3]	Discrète
Type de construction	<b>Cstr</b>	Uniforme	[1 ; 4]	Discrète

### 5.3.5. Indicateurs de confort et de sécurité choisis pour l'étude

En milieu tropical et en climat chaud, plusieurs indicateurs existent afin de caractériser le confort thermique dans une pièce naturellement ventilée. Le diagramme climatique comprenant des zones de confort proposé par Givoni (Givoni, 1998), et revue par Lenoir (Lenoir, 2013) (Figure 5.10) est ici utilisé comme critère de performance.

Le diagramme de confort nous permet de placer des points issus d'un couple (température ; humidité) sur le diagramme psychrométrique et de vérifier si ces points se trouvent à l'intérieur ou à l'extérieur des zones définies. Concernant les indices associés, le pourcentage de point situé à l'intérieur de la zone proposée par Lenoir (Lenoir, 2013), en bleu sur la Figure 5.10, pour une période donnée de simulation représentera notre indicateur de confort. Ces données seront trouvées à l'aide de simulations thermiques dynamiques.



**Figure 5.10: Zones définies par Givoni et Lenoir représentées sur un diagramme psychrométrique**

Comme pour le confort, plusieurs indices existent afin d'évaluer la performance sécuritaire en cas d'incendie. Si l'on se réfère à la législation, l'objectif est de pouvoir évacuer les personnes en toute sécurité en début d'incendie et de faciliter l'intervention des secours. Dans ce sens, il est indiqué dans divers documents réglementaires que la hauteur de la couche de fumée ne doit pas être en dessous d'une hauteur limite de 1.80 m (Ministère du travail, 1992). Cette condition suppose alors qu'il y ait une stratification lors de l'incendie, or, nous avons pu montrer dans les Chapitres 3 et 4 que lorsque le vent oppose la flottabilité, des valeurs critiques de changement de régime existaient. Ces valeurs mettent en jeu des paramètres liés à la source générant les forces de flottabilité et au vent. Afin de définir nos indices, il faut d'abord déterminer, à partir d'un fichier météo donné et en fonction de l'orientation du bâtiment, le pourcentage de temps où le vent oppose la flottabilité. En d'autres termes, il faut connaître la période pendant laquelle la façade avec ouverture haute est située face au vent. Cette période est ici nommée Période Critique pour la Sécurité Incendie (PCSI). Nous faisons l'hypothèse que, dans le cas où le vent assiste la flottabilité, le problème de désenfumage est moins important. Cet indice de sécurité sera nommé  $S_{PC}$ . Il correspond au pourcentage de temps où l'on se trouve en dehors de la PCSI. Deux indices relatifs à des « Froude critiques » pour le désenfumage sont proposés dans cette étude :

- Le premier indice de sécurité est le nombre de Froude critique basée sur les études de Chen et al.

(Chen et al., 2009). Cette valeur correspond au nombre de Froude à partir duquel la fumée ne s'extrait plus en partie haute. Leur étude suppose, lorsque les forces de vent opposent les forces de flottabilité, et que l'ambiance est mixée. Celui-ci est défini comme suit :

$$Fr_{cr,1} = \sqrt{\frac{2 \left(1 - \frac{T_\infty}{T_i}\right)}{\Delta C_{pi}}}, \quad (5.3.1)$$

avec  $Fr = V/\sqrt{gh}$ ,  $T_\infty$ : la température extérieure,  $T_i$ : la température intérieure (considérée ici comme homogène),  $g$ : la constante gravitationnelle,  $h$ : la différence de hauteur entre le centre des deux ouvertures,  $\Delta C_{pi} = C_{pW} - C_{pL}$ .  $C_{pW}$ : le coefficient de pression face au vent et  $C_{pL}$ : le coefficient de pression pour la façade sous le vent. Dans ce cas, le pourcentage de temps, compris dans la PCSI, où  $V/\sqrt{gh} \leq \sqrt{2 \left(1 - \frac{T_\infty}{T_i}\right) / \Delta C_p}$  représente notre indice  $S_{vc1}$ .

- Le second indice relatif à une vitesse critique est issu des corrélations définissant les transitions entre régimes d'écoulement défini dans le Chapitre 3. Dans notre cas, nous allons considérer la transition entre régimes pilotés par la flottabilité et le régime bidirectionnel, soit :

$$F_{cr,2} = 0.35 \left( \frac{T_\infty}{T_i} \left( \frac{V_j}{V_{max}} \right)^2 \right)^{3/4}, \quad (5.3.2)$$

avec :

$$F = \frac{Q_i}{\sqrt{gD^5 \left( \frac{\Delta T}{T_\infty} \right)}}. \quad (5.3.3)$$

Le biais de cette formule réside dans le fait qu'une seule géométrie ait été testée et que les coefficients de pression n'aient pas été pris en compte (une seule direction a été considérée). Cependant, notre objectif n'est pas l'élaboration de nouvelles règles pour le bâtiment mais l'élaboration d'une nouvelle méthode d'analyse globale. Le pourcentage de temps, compris dans PCSI, où  $F \leq 0.35E^{3/4}$  représentera notre indice  $S_{vc2}$ . Ces deux indices de sécurité pourront être comparés lors de l'analyse globale intégrant les indices de confort. Et, une réflexion sur l'approche sécuritaire des bâtiments ventilés naturellement sera proposée. Le Tableau 5-3 récapitule les indicateurs choisis et leurs principales caractéristiques. Dans le cadre de cette étude, nous proposons les indicateurs globaux suivants :

$$I_{prod1} = S_{vc1}^\alpha C^\beta, \quad (5.3.4)$$

$$I_{sum1} = \alpha S_{vc1} + \beta C, \quad (5.3.5)$$

$$I_{prod2} = S_{vc2}^\alpha C^\beta, \quad (5.3.6)$$

$$I_{sum2} = \alpha S_{vc2} + \beta C. \quad (5.3.7)$$

**Tableau 5-3 : Différents indices choisis pour l'étude**

Limites	Quantité	Noms	Objectifs
Zone de confort de Lenoir sur diagramme climatique	1	<b>C</b>	% de temps à l'intérieur de la zone proposée par Lenoir.
Periode Critique pour la Sécurité Incendie	1	<b>S<sub>Pc</sub></b>	% de temps où le vent n'oppose pas la flottabilité
Nombre de Froude Critique	2	<b>S<sub>Vci</sub></b>	% de temps où les valeurs critiques ne sont pas dépassées

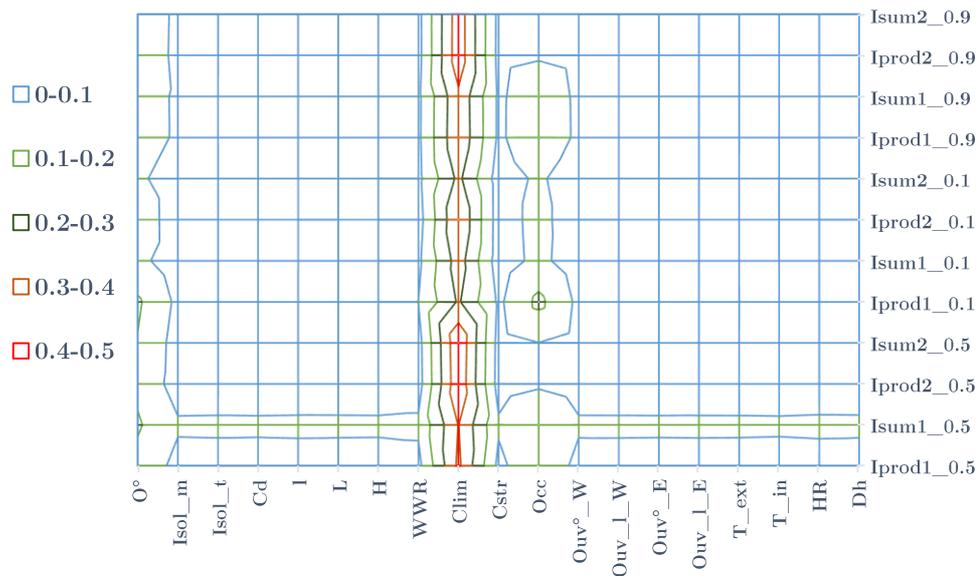
Ces indicateurs vont être utilisés par la suite pour, d'une part, comparer le Froude critique proposé par Chen et al., et le Froude critique expérimental défini au Chapitre 3, et d'autre part, pour comparer les résultats donnés par  $I_{prod}$  et  $I_{sum}$ . Les valeurs de  $\alpha = 0,1, 0,5, 0,9$  seront évaluées.

Pour l'indicateur de confort noté C, seul le code de calcul EnergyPlus est utilisé. Par contre, pour les valeurs de Froude Critique, le logiciel CFAST permet d'obtenir les températures de fumées et les puissances d'incendies associés, et le code de calcul EnergyPlus permet d'obtenir les valeurs des coefficients de pression ainsi que de la température extérieure à chaque pas de temps horaire, en fonction de l'orientation du bâtiment. Ces valeurs sont calculées dans le code à l'aide de la formule de Swami et Shandra (M.V. Swami and S. Chandra, 1988). Il faut noter que le Froude Critique proposée par Chen et al. (Chen et al., 2009) est calculée de telle manière que la température intérieure est une moyenne des températures de couche de fumée et de couche d'air frais, pondérée par les volumes des différentes couches. Pour la simulation incendie de CFAST, la puissance du feu est fixée à 30kW/ m<sup>2</sup> avec un profil de croissance et de décroissance linéaire, et un pique du taux de dégagement de chaleur (Heat Release Rate ou HRR) en milieu de simulation. Les informations sur la géométrie choisie et les paramètres d'entrées seront précisées dans les parties suivantes. Bien que Allard et al. (Allard et al., 2011) aient montré que, dans ce genre d'étude, la puissance de l'incendie peut avoir un impact significatif sur les résultats en sortie, nous faisons le choix de fixer cette valeur équivalente à un feu de bureau ou de canapé (Heskestad, 1995).

## **5.4. Application des étapes 2, 3 et 4 au cas d'étude**

### **5.4.1. Etape 2 : Entrées les plus influentes**

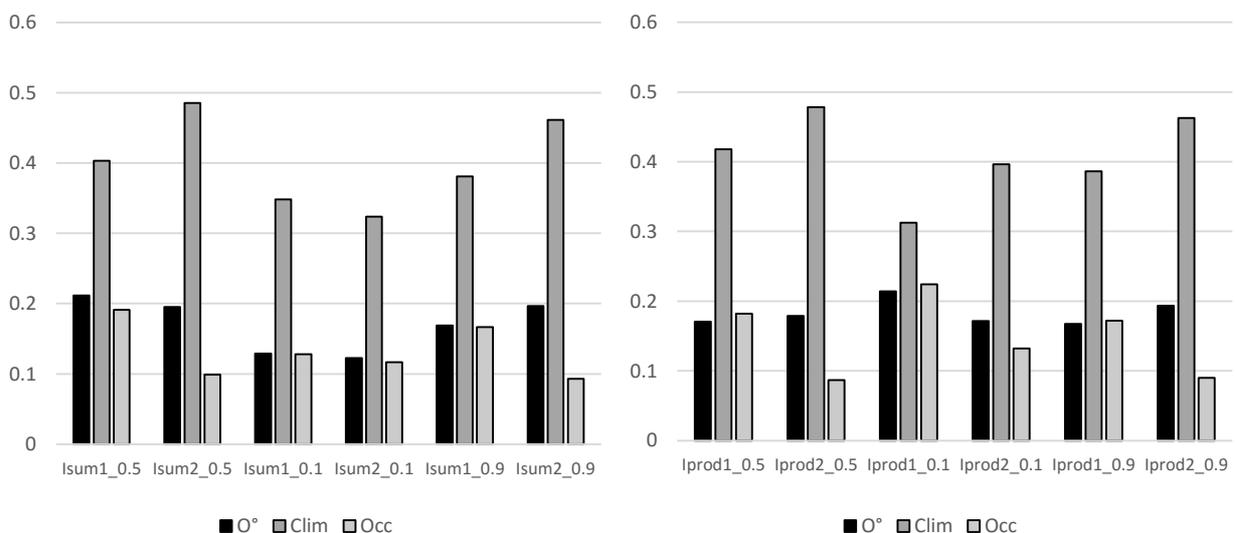
L'étape 2 de notre méthode est relative à l'analyse de sensibilité paramétrique. Comme évoqué dans les parties précédentes, nous allons analyser l'indice de sensibilité  $\delta$  proposé par Borgonovo. Ainsi, les deux groupes d'indicateurs  $I_{sum}$  et  $I_{prod}$  sont évalués pour  $\alpha = 0,1, 0,5, 0,9$ , afin de déterminer les paramètres d'entrées les plus influents. Une présentation graphique des résultats de l'analyse de sensibilité paramétrique est proposée sur la Figure 5.11. Trois variables d'entrée les plus influentes ressortent de ce graphique.



**Figure 5.11 : Valeur du  $\delta$  de Borgonovo pour les différents indicateurs testé en fonction des paramètres d'entrées**

On observe tout d'abord que l'emplacement météo est très influent, avec des valeurs de  $\delta$  entre 0.3 et 0.5, quel que soit l'indicateur global évalué. Viennent ensuite l'orientation et le profil d'occupation. Pour tous les indicateurs, l'orientation connaît des valeurs de  $\delta$  compris entre 0,1 et 0,2, tandis que pour le profil d'occupation, la valeur de  $\delta$  dépasse 0.1 uniquement pour quelques indicateurs de sortie.

En effet, si l'on se focalise sur ces trois paramètres d'entrée les plus influents pour l'ensemble des indicateurs évalués, on constate que l'occupation peut être classée comme le troisième paramètre le plus influent dans la plupart des cas, que ce soit pour la combinaison par somme ou la combinaison par produit (Figure 5.12).



**Figure 5.12 : Comparaison des valeurs du delta pour les variables d'entrées les plus influentes**

Pour conclure, cette étape 2 permet de d'identifier que la sécurité incendie et le confort thermique dépendent grandement du climat. Dans les deux cas étudiés, la destination du bâtiment et son orientation pourront jouer un rôle majeur dans la performance globale.

### 5.4.2. Etape 3 : Analyse des distributions conditionnelles

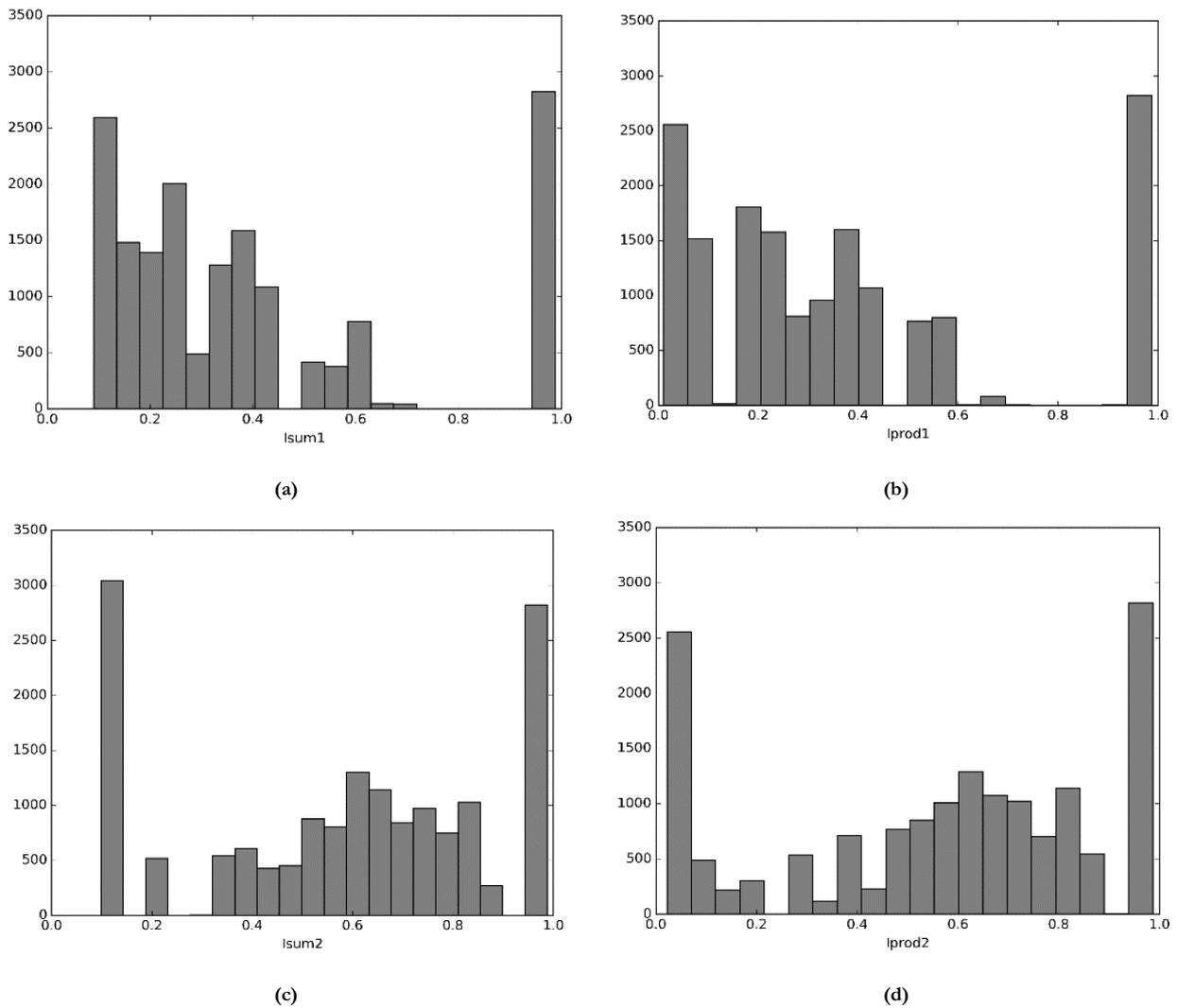
L'étape 3 de la méthodologie proposée est relative à l'analyse des distributions de sortie. La première analyse proposée concerne la comparaison entre les indicateurs globaux  $I_{sum}$  et  $I_{prod}$ . Ainsi, la répartition en histogramme des différentes sorties pour  $\alpha = 0,9$  (accent mis sur la sécurité incendie) et  $\alpha = 0,1$  (accent mis sur le confort thermique) sont présentées respectivement sur les Figure 5.13 et Figure 5.14. Concernant les indicateurs  $I_{sum1}$  (Figure 5.13 (a)) et  $I_{prod1}$  (Figure 5.13 (b)) pour  $\alpha = 0,9$ , on constate que la combinaison par somme ne connaît aucune valeur très proche de 0 alors que la combinaison par produit donne un plus grand nombre de valeurs proches de 0. Le caractère discriminant de la combinaison d'indicateurs par produit est alors observé dans cet exemple. Cette observation est la même pour les indicateurs  $I_{sum2}$  (Figure 5.13 (c)) et  $I_{prod2}$  (Figure 5.13 (d)) pour  $\alpha = 0,9$ . Une autre observation concerne la différence entre les indicateurs liés au Froude critique de Chan et al. ( $I_{sum1}$ ,  $I_{prod1}$ ) et au Froude critique proposée dans le Chapitre 4 ( $I_{sum2}$ ,  $I_{prod2}$ ).

Ainsi, lorsque  $\alpha = 0,9$ , uniquement deux groupes de valeurs aux extrêmes existent avec des valeurs variant entre 2500 et 3000 valeurs, et ce pour les tous les indicateurs globaux. Il existe donc des conditions critiques pour les deux groupes d'indicateurs. Cependant, si on analyse les deux groupes d'indicateurs, sans leurs extrémums, on constate que le groupe d'indicateurs basé sur le Froude critique expérimental donne plus de valeurs avec un score supérieur à 0,6 (Figure 5.13 (c) et Figure 5.13 (d)). On peut donc conclure que d'une certaine façon, la corrélation expérimentale trouvée est moins pénalisante d'un point de vue sécuritaire.

Lorsque l'accent est mis sur le confort thermique ( $\alpha = 0,1$ ), pour les deux groupes d'indicateurs globaux, on observe une distribution de la sortie centrée autour de 0,7, variant entre 0,5 et 0,9. On peut alors conclure que dans ce cas, qu'il n'est pas difficile d'atteindre un haut niveau de performance relatif au confort thermique. L'analyse des indicateurs issus d'une combinaison par produits montre que la sécurité incendie est discriminant dans notre cas. En effet, la Figure 5.14 montre que pour les deux groupes d'indicateurs étudiés ( $I_{sum1}$ ,  $I_{sum2}$ ,  $I_{prod1}$ ,  $I_{prod2}$ ) la conséquence de la combinaison par produits (Figure 5.14 (b) et Figure 5.14 (d)) est de modifier la répartition de l'indicateur global par rapport à la combinaison par somme (Figure 5.14 (a) et Figure 5.14 (c)), en faisant d'une part chuter le nombre de valeurs entre 0,7 et 0,9, et d'autre part en déplaçant la répartition vers des scores moins importants.

Cette première analyse permet de mettre en exergue le caractère discriminant de la combinaison d'indicateurs par produit  $I_{prod}$ . Son utilisation sera alors favorisée pour l'optimisation. Pour ce qui est de la combinaison par somme  $I_{sum}$ , comme un mauvais score d'une considération n'affectera pas le score de l'indicateur global, son utilisation nous permettra de mettre en lumière les paramètres conflictuel entre performance sécuritaire et performance liée au confort thermique.

De plus, nous constatons qu'il existe une différence significative entre les deux indicateurs de sécurité incendie proposés. En effet, l'indicateur issu de l'expérimentation réalisée au Chapitre 4 donne des valeurs de sécurité plus élevées que l'indicateur proposé par Chen et al.

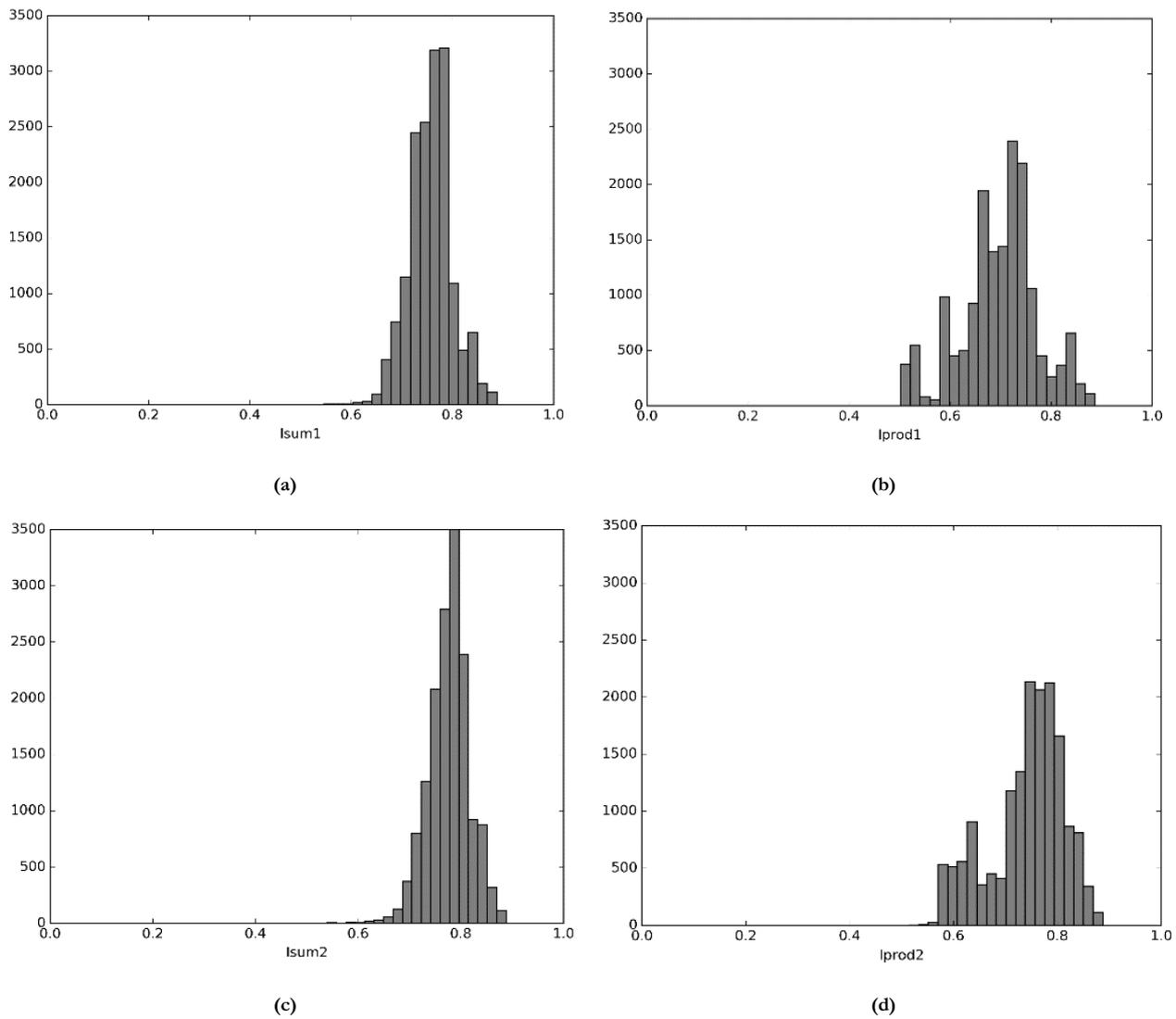


**Figure 5.13 : Distribution des différentes sorties globales pour  $\alpha=0,9$  avec (a)  $I_{sum1}$  (b)  $I_{prod1}$  (c)  $I_{sum2}$  (d)  $I_{prod2}$**

Il est maintenant nécessaire d'investiguer les paramètres d'entrées pouvant être discriminant tant pour le confort que pour la sécurité, ainsi que les paramètres pouvant potentiellement être conflictuels. Nous définissons ici un paramètre conflictuel comme pouvant avoir un impact positif pour une considération et un impact négatif pour l'autre.

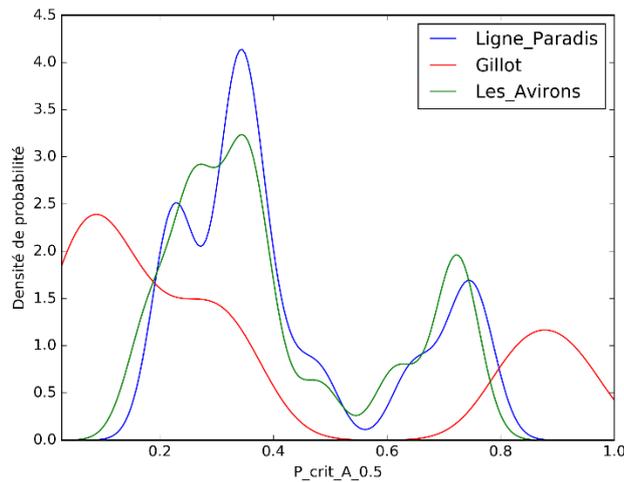
La distribution de sortie est analysée au moyen d'une estimation de densité par noyaux qui nous permet de saisir en tout point de notre échantillon les différentes densités de probabilité. Comme la localisation est la première variable d'entrée la plus influente, les figures suivantes exposent les différentes sorties sachant les différentes localisations choisies.

La Figure 5.15 expose l'indicateur que nous avons proposé relatif à la Période Critique pour la Sécurité Incendie (PCSI), période pour laquelle le vent oppose la flottabilité donc face à l'ouverture haute. Cette mesure ne dépend pas de  $\alpha$ . On observe que l'allure des distributions pour les climats situés dans la zone sous le vent, soit Ligne-Paradis et les Avirons, est semblable. Pour chacune des distributions, deux principaux groupes de données sont distinguables. Par exemple, dans le cas de Gillot on observe un groupe de donnée entre 0 et 0,5 et un autre entre 0,6 et 1.



**Figure 5.14 : Distribution des différentes sorties globales pour  $\alpha=0,1$  avec (a)  $I_{sum1}$  (b)  $I_{prod1}$  (c)  $I_{sum2}$  (d)  $I_{prod2}$**

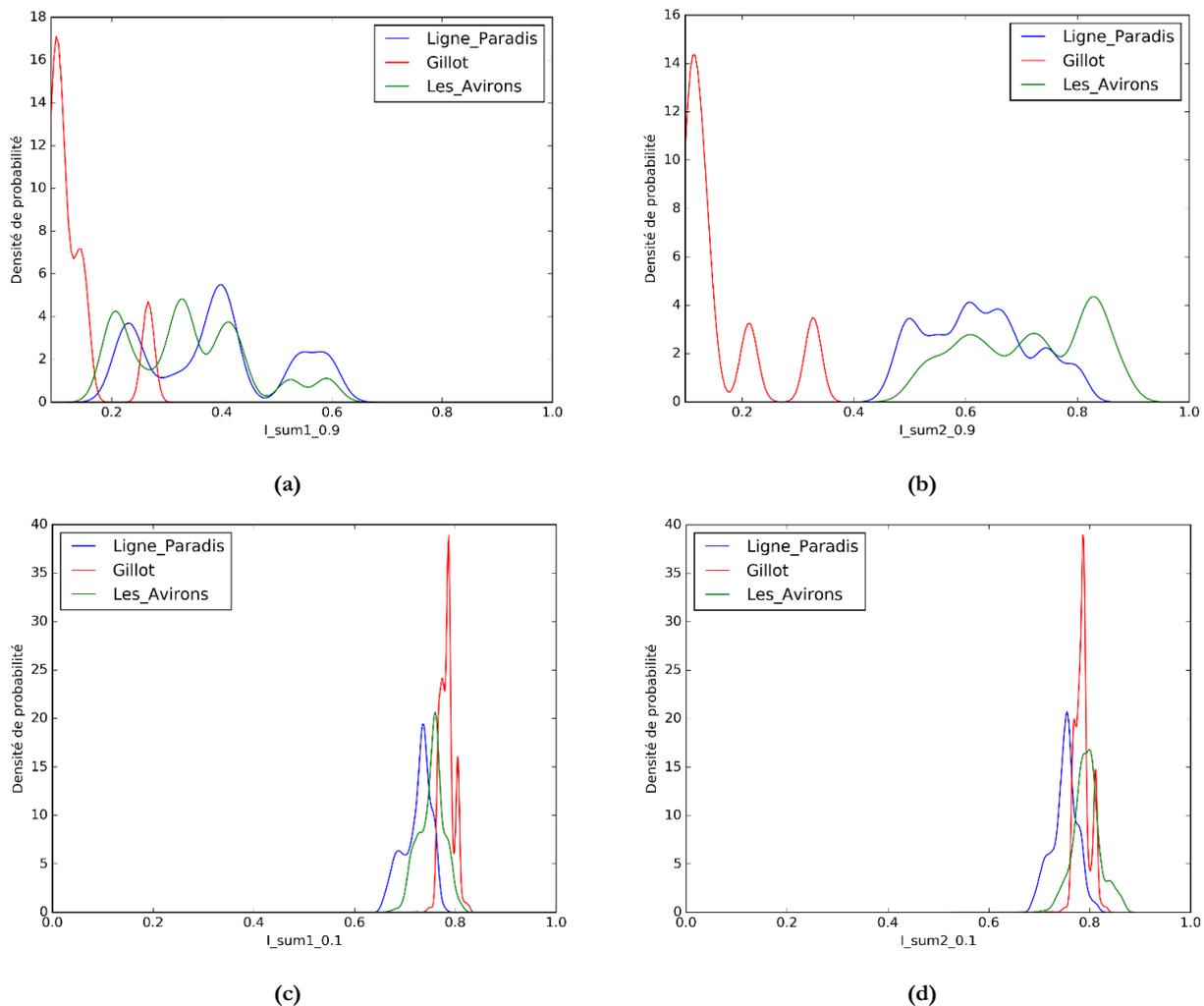
Ainsi, bien que Gillot connaisse des valeurs d'indicateurs de sécurité faible concernant la PCSI, c'est le climat qui permettrait aussi d'avoir des valeurs d'indicateurs de sécurité les plus élevées. Cependant, il est nécessaire d'étudier les indicateurs relatifs aux Froude critiques, car un mauvais score pour l'indicateur relatif à PCSI ne veut pas forcément dire qu'un Froude Critique existe. Pour les indicateurs globaux  $I_{sum1}$  et  $I_{sum2}$ , la Figure 16 présente leurs distributions pour (a) et (b)  $\alpha = 0,9$  et (c) et (d)  $\alpha = 0,1$ .



**Figure 5.15 : Distribution de l'indicateur de mesure relatif à la Période Critique pour la Sécurité Incendie sachant les différents climats**

Au regard des indicateurs pour une valeur de  $\alpha = 0.1$ , nous pouvons encore observer les deux groupes de climat, au vent et sous le vent. De plus, en comparant  $I_{sum1}$  et  $I_{sum2}$  (Figure 5.16(a) et Figure 5.16 (b)), on constate que l'indicateur  $I_{sum2}$  donne des valeurs moins pénalisantes pour tous les climats et surtout pour les climats sous le vent, Ligne-Paradis et les Aviron. Contrairement à  $S_{PC}$ , Gillot ne connaît aucun bon score (plus grandes parties des valeurs comprises entre 0 et 0.2), que ce soit pour  $I_{sum1}$  ou  $I_{sum2}$ . Une attention particulière doit être portée à ce climat, pour des questions de sécurité incendie, quant à l'installation de système de ventilation de type wind-catcher ou cheminée thermique. Les différences entre indicateurs  $I_{sum1}$  et  $I_{sum2}$  nous laissent à penser que l'étude théorique menant à la relation de Chen et al. sous-estime probablement le Froude critique. Celui-ci est dépassé pour des plus faibles vitesses par rapport à notre Froude critique issu de l'expérimentation.

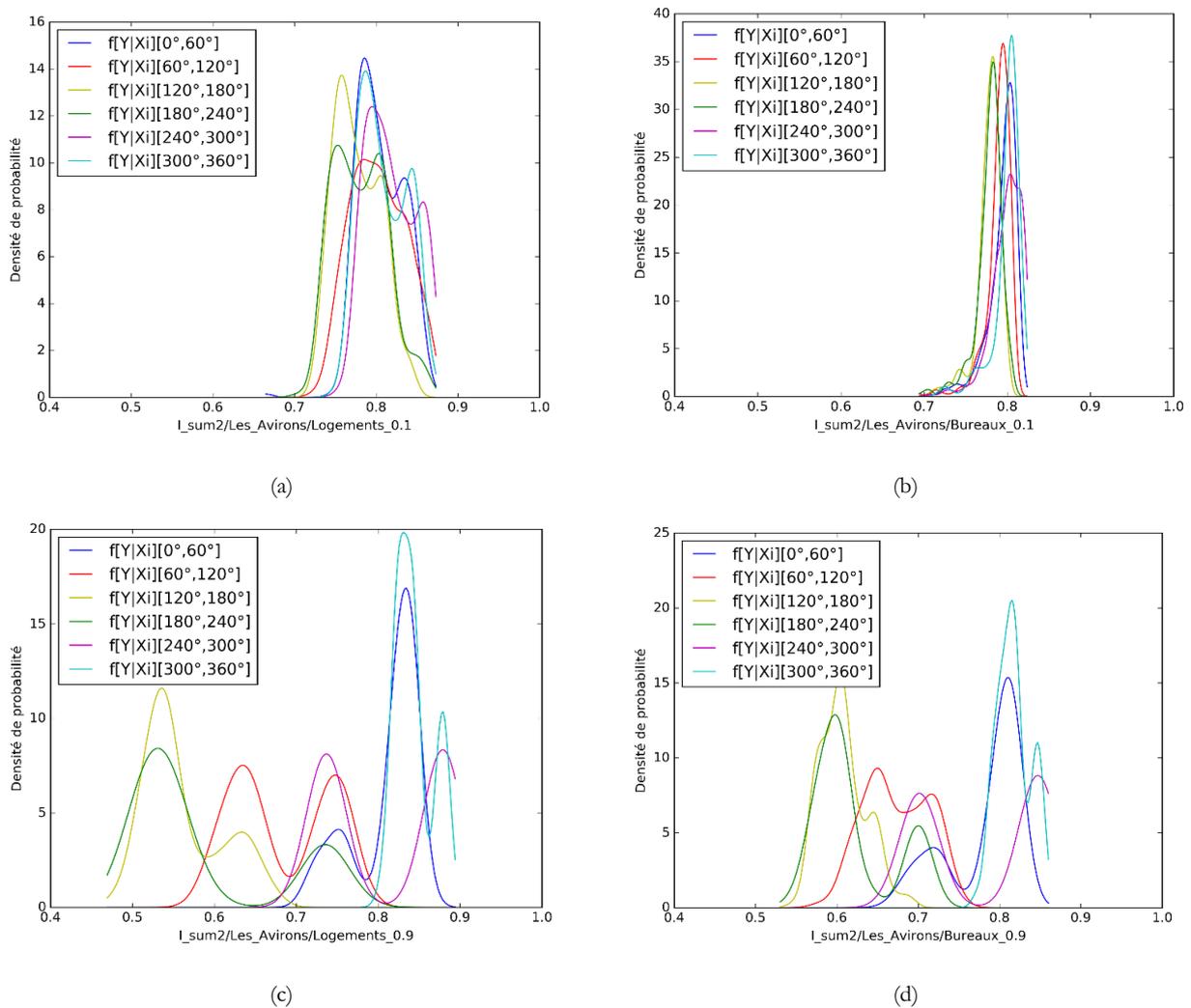
Concernant les indicateurs, lorsque l'accent est mis sur le confort thermique, soit  $\alpha = 0.1$  (Figure 5.16 (c) et Figure 5.16 (d)), on constate des scores assez élevés pour tous les climats, ce qui confirme que dans notre cas la conception relative au confort thermique n'est pas pénalisante. Contrairement au cas où  $\alpha = 0.9$ , Gillot apparait comme étant un des meilleurs climats avec des scores compris entre 0,7 et 0,9, et Ligne-Paradis le climat le plus défavorable pour des questions de confort par rapport aux trois localisations étudiées. Au regard des résultats présentés, le challenge est de pouvoir optimiser à la fois le confort et la sécurité incendie pour le cas de Gillot. Ainsi, Le cas de Gillot serait un bon exemple à considérer dans l'étape d'optimisation à l'aide de l'indicateur  $I_{prod2}$ .



**Figure 5.16 : Distribution des indicateurs de mesure  $I_{sum}$ , sachant les différents climats, pour  $\alpha = 0,9$  avec (a)  $I_{sum1}$  et (b)  $I_{sum2}$  et pour  $\alpha = 0,1$  avec (c)  $I_{sum1}$  et (d)  $I_{sum2}$**

Le cas des Avirons est identifié pour étudier des deux autres paramètres les plus influents (l'orientation et l'occupation). Pour ce faire, nous nous focalisons sur l'indicateur  $I_{sum2}$ . La Figure 5.17 présente les distributions de sortie concernant l'indicateur  $I_{sum2}$  pour six intervalles d'orientation variant de 0 à 360° à intervalle de 60°. La Figure 5.17-a nous présente, pour  $\alpha = 0,1$ , ces distributions dans le cas d'un profil d'occupation de logement, tandis que la Figure 5.17 (b) présente le cas d'un profil de bureaux. Nous avons les mêmes indicateurs pour la Figure 5.17 (c) et Figure 5.17 (d) sauf que pour ces cas,  $\alpha = 0,9$ . Le premier constat est que le profil d'occupation joue grandement sur les résultats de sortie quelle que soit la valeur de  $\alpha$ . Par exemple, lorsque  $\alpha = 0,1$  (Figure 5.17 (a) et Figure 5.17 (b)), on remarque que le cas des logements admet des répartitions allant de 0,7 à environ 0,9 alors que pour le cas de bureaux les valeurs sont concentrées entre 0,7 et 0,8. On peut donc distinguer une différence notable entre un cas de logement et un cas de bureaux. Cette différence est moins marquée pour le cas où  $\alpha = 0,9$  (Figure 5.17 (c) et Figure 5.17 (d)) lorsque l'accent est mis sur la sécurité. Cela nous montre que dans notre cas, le choix de conception dépendra de la destination du bâtiment si on se focalise sur le confort thermique, mais pas pour ce qui est des questions liées au désenfumage. Concernant les orientations, dans le cas où l'accent est mis sur le confort thermique, il n'y a pas d'orientations critiques (valeurs pour lesquelles la

performance de confort chute), alors que dans le cas où l'accent est mis sur la performance du désenfumage, il y a des orientations pour lesquelles la performance chute.



**Figure 5.17 : Distribution des indicateurs de mesure  $I_{sum2}$ , pour le cas des Avirons et en fixant des orientations, et pour différent profil d'occupation : avec  $\alpha = 0,1$  pour (a) le cas d'occupation de type logement et (b) occupation de type bureaux ; et avec  $\alpha = 0,9$  pour (a) le cas d'occupation de type logement et (b) occupation de type bureaux**

En effet, si on analyse le cas  $\alpha = 0,9$  (Figure 5.17 (c) et Figure 5.17 (d)), en prenant l'exemple de logements, l'intervalle d'orientation  $[0 ; 60^\circ]$  regroupe des valeurs comprises entre 0,7 et 0,9, alors que l'intervalle  $[120 ; 180^\circ]$  regroupe des valeurs comprises approximativement entre 0,5 et 0,7.

En comparant maintenant pour la même destination, les cas  $\alpha = 0,1$  et  $\alpha = 0,9$ , une même orientation peut être favorable dans le cas où le poids est mis sur le confort thermique, et défavorable lorsque la sécurité incendie et plus particulièrement le désenfumage est plus grandement considéré. C'est le cas de l'intervalle  $[180 ; 240^\circ]$  pour un cas de logement. L'orientation peut alors, pour certaines valeurs, être considérée comme un paramètre conflictuel.

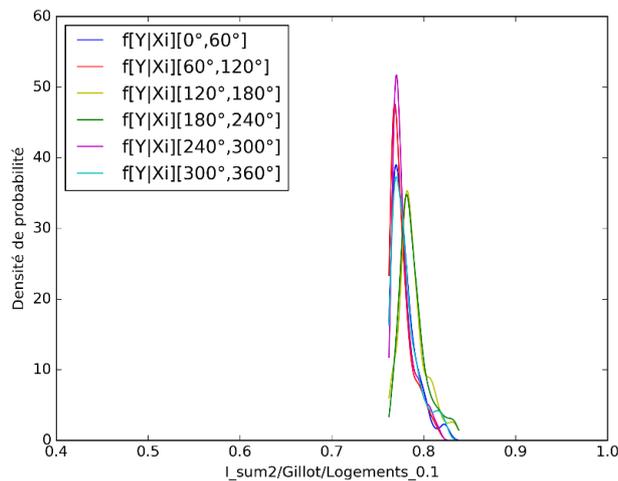
Cette analyse montre qu'une même orientation peut améliorer le confort thermique et en même temps faire chuter la performance sécuritaire. L'étape 3 a permis d'identifier un paramètre conflictuel. Le recours à un outil de conception globale permet alors d'éviter ce genre de conflit à la réalisation d'un bâtiment. L'étape d'optimisation est proposée dans la partie suivante afin de trouver les meilleures solutions

favorisant à la fois le confort thermique et le désenfumage du bâtiment testé pour le cas de Gillot.

#### 5.4.3. Etape 4 : Optimisation des considérations environnementales et sécuritaires

Pour cette dernière étape d'optimisation, le cas de Gillot est sélectionné afin d'optimiser à la fois le confort thermique et la sécurité incendie. Deux méthodes sont utilisées pour identifier ces entrées optimales. La première consiste à utiliser les courbes de densité conditionnelle en comparant  $I_{sum2}$  et  $I_{prod2}$ . Et la seconde méthode consiste à fixer un score minimum voulu pour la sortie, et d'analyser les entrées associées. Concernant la première méthode, sachant que les valeurs d'orientation sont peu influentes pour le confort thermique, mais qu'au contraire, la différence entre intervalles est très significative pour la sécurité, nous allons étudier  $I_{sum2}$  et  $I_{prod2}$  pour  $\alpha = 0,1$ . Dans ce sens, si des intervalles d'orientation sont pénalisants pour l'incendie, la comparaison entre  $I_{sum2}$  et  $I_{prod2}$  nous permettra de mettre en lumière les orientations favorables pour les deux considérations. Les Figure 5.18 et Figure 5.19 nous présentent respectivement les courbes de densités de  $I_{sum2}$  et  $I_{prod2}$  pour différents intervalles d'orientation donnés.

Sur la Figure 5.18, on observe comme pour le cas des Avirons (Figure 5.17), que la différence entre les courbes suivant les différentes orientations n'est pas significative. Or, quand les valeurs pénalisantes liées à l'indice de sécurité sont prises en considération au travers de  $I_{prod2}$ , on constate en observant la Figure 19 que trois intervalles d'orientations sortent du lot. Ces intervalles vont de  $120^\circ$  à  $240^\circ$ . A travers cette analyse, la première méthode nous permet surtout de mettre en lumière des orientations qui sont pénalisantes pour l'incendie.



**Figure 5.18 : Courbe de densité pour  $I_{sum2}$  pour différents intervalles d'orientations**

Concernant la seconde méthode, nous allons analyser les orientations en fixant un score minimum de 0.6 (choix arbitraire pouvant être fixé en fonction des objectifs du concepteur) pour la sortie  $I_{prod2}$ . Nous pouvons, à l'aide de la base de données créée, fixer la sortie et tracer la distribution de l'entrée que nous voulons étudier. Dans notre cas, nous allons fixer un intervalle de sortie et observer les orientations qui

satisfont ce critère lorsque  $\alpha = 0,1$ .

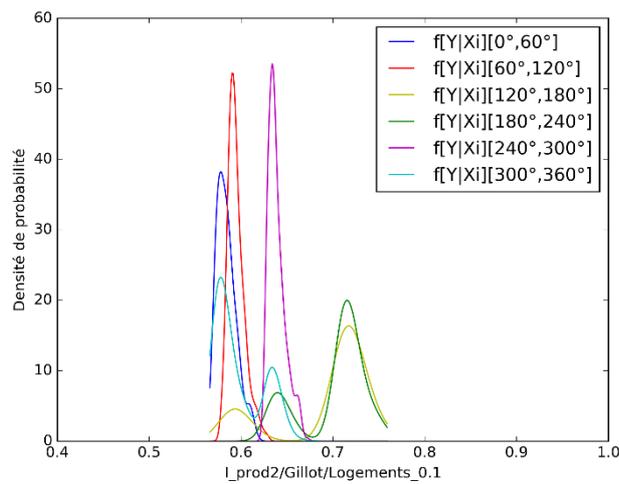


Figure 5.19 : Courbe de densité pour  $I_{prod2}$  pour différents intervalles d'orientations

La Figure 5.20, présente la distribution en histogramme des orientations pour une sortie  $I_{prod2}$  minimale de 0,6. On constate que l'intervalle d'orientation compris approximativement entre 140° et 310°, contient le plus grand nombre de valeurs qui satisfait notre critère de sortie. Nous pouvons maintenant fixer un intervalle d'orientation pour observer la conséquence sur diverses variables d'entrées. Nous choisissons ici une orientation entre 155° et 165° toujours pour un score minimum de 0,6. Sachant qu'initialement la distribution est uniforme (équiprobabilité entre toutes les valeurs), la Figure 5.21, la Figure 5.22 et la Figure 5.23 présentent le résultat sur différents groupes d'entrées des conditions fixées sur la sortie et sur l'orientation.

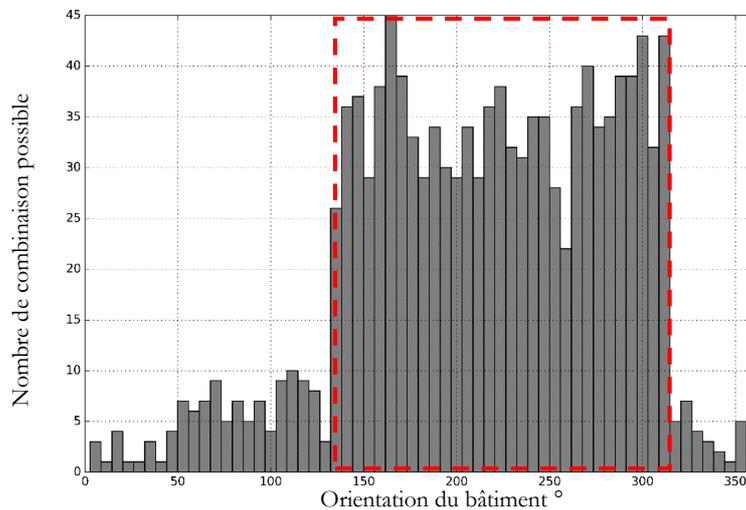
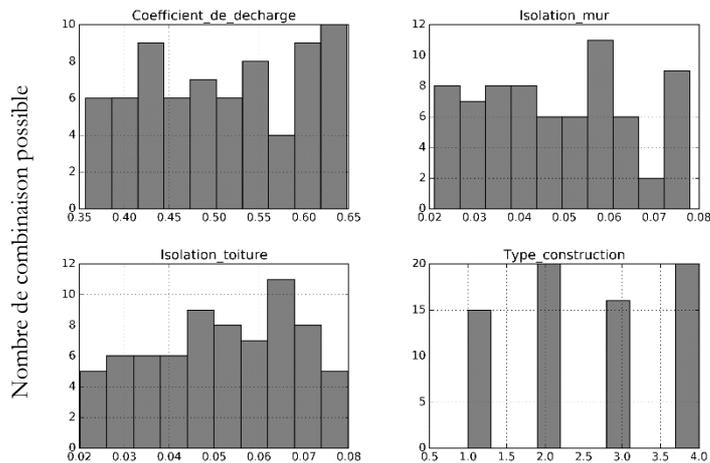


Figure 5.20 : Histogramme des orientations possibles pour une valeur  $I_{prod2}$  supérieure ou égale à 0,6

La Figure 5.21 présente la conséquence sur les valeurs d'épaisseur d'isolation du mur et de la toiture (en mètre), du coefficient de décharge des ouvertures et du type de construction.

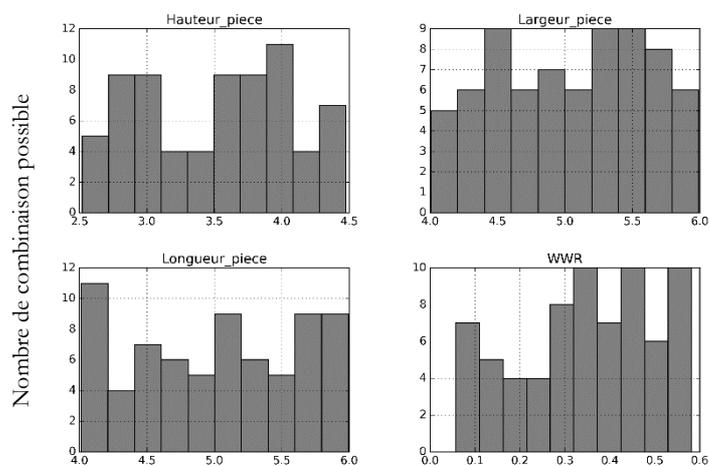


**Figure 5.21 : Distribution des variables relatives à l'épaisseur d'isolation du mur et de la toiture en (en m), au coefficient de décharge des ouvertures et au type de construction**

La Figure 5.22 présente les variables relatives à la géométrie de la pièce (en m) ainsi que la fraction d'ouverture des façades. Enfin la Figure 5.23 décrit les variables relatives aux protections solaires.

Cette étape permet au concepteur de privilégier une caractéristique d'entrée en fonction du design architectural voulu et d'étudier la combinaison de valeurs correspondantes. Ces scénarios de conception seront ainsi fixés avec une prise en considération à la fois de la sécurité incendie et du confort thermique. À ce titre, si le concepteur choisit un type de construction mixte bois/ béton avec une porosité minimale de 20%, il aura 25 combinaisons possibles qui vont satisfaire ces critères de performances. Cette étape nous permet aussi d'opter pour une configuration de conception en fixant une valeur de  $\alpha$ . En d'autres termes, cette étape donne l'opportunité au concepteur de mettre l'accent sur le confort thermique ( $\alpha = 0,1$ ) ou sur la sécurité incendie ( $\alpha = 0,9$ ) lors du choix des paramètres d'entrées.

Pour chaque valeur de  $\alpha$ , une configuration correspondant au meilleur score de l'indicateur de performance est privilégiée. Le Tableau 5-4 expose les configurations de conception pour les scores les plus élevés de l'indicateur  $I_{prod2}$  dans le cas où l'emphase est mise sur le confort thermique ( $\alpha = 0,1$ ) et le cas où l'emphase est mise sur la sécurité incendie ( $\alpha = 0,9$ ).



**Figure 5.22 : Distribution des variables relatives à la géométrie de la pièce (en m) ainsi qu'à la fraction d'ouverture des façades**

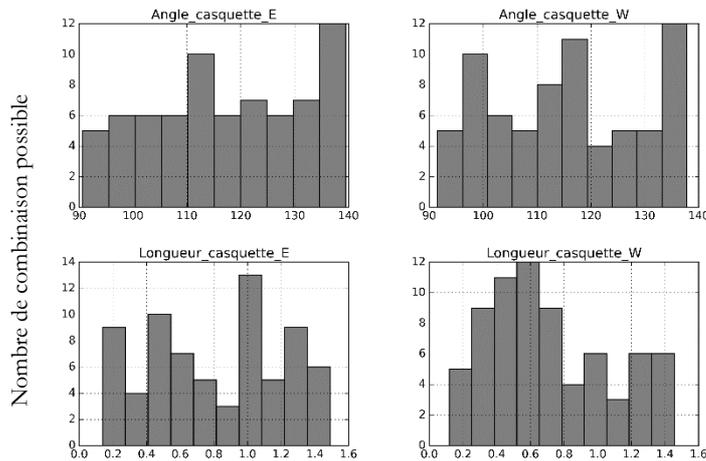


Figure 5.23 : Distribution des variables relatives aux protections solaires

La localisation de Gillot ainsi que l'utilisation de bureau sont fixées. De grandes disparités peuvent alors être notées entre les deux configurations obtenues. La première concerne l'orientation. Quand l'accent est mis sur le confort, on obtient pour le meilleur score une orientation de 140 °N alors que celle-ci est égale à 224 °N lorsque l'accent est mis sur la sécurité.

De plus la porosité (WWR) et l'écart Dh entre les ouvertures sont plus élevés lorsque l'on met l'emphase sur la sécurité. Les protections solaires seront moins grandes dans ce cas de figure. Dans les deux configurations, un haut niveau de confort thermique et de sécurité est conservé. Afin d'affiner les priorités, les critères économiques et l'implantation peuvent être pris en compte.

Tableau 5-4 : Configurations pour les scores maximums relatifs à la combinaison par produit pour les cas où l'emphase est mise sur le confort thermique ( $\alpha = 0,1$ ) et la sécurité incendie ( $\alpha = 0,1$ )

Configuration 2 : Gillot ; utilisation de bureau ; construction béton	Configuration 3 : Gillot ; utilisation de bureau ; construction métallique
Alpha=0,1 ; accent mis sur le confort thermique ; Score max = 0,775 ; 140 °N	Alpha=0,9 ; accent mis sur la sécurité incendie ; Score max = 0,301 ; 224 °N
<b>Mur</b> : Béton (20 cm) / Isolation (6 cm) / Placoplatre (1,3 cm) <b>Toiture</b> : Tôle/Lame d'air (15 cm) / Isolation (8 cm) / Placoplatre (1,3 cm)	<b>Mur</b> : Feuille acier/lame d'air (15 cm) / Isolation (5 cm) / Placoplatre (1,3 cm) <b>Toiture</b> : Tôle/Lame d'air (15 cm) / Isolation (2 cm) / Placoplatre (1,3 cm)

## 5.5. Conclusion et discussion

Dans ce chapitre, nous avons proposé une méthodologie d'analyse globale permettant de prendre en considération la performance de désenfumage d'un local ainsi que celle du confort thermique, en prenant pour exemple le cas conflictuel de la cheminée thermique et du wind-catcher, mis en avant dans le Chapitre 1. Quatre étapes clés sont ainsi définies. La première étape est intrinsèque au choix des indicateurs de performance, de la méthode d'analyse de sensibilité, des outils de simulations, et du choix du cas d'étude. Ainsi pour traiter le cas de la sécurité incendie et du confort thermique, la combinaison d'indicateurs et de performance, et la proposition de deux nouveaux indicateurs de sécurité sont réalisées. Deux combinaisons sont proposées, la première étape est relative au produit pondéré et la seconde à la somme pondérée. Concernant les indicateurs, la Période Critique pour la Sécurité Incendie est proposée comme indicateur de performance sécuritaire relatif au désenfumage. Cet indicateur permet de connaître, en fonction de la rose des vents et de l'orientation des ouvrants, le pourcentage de temps où l'ouverture haute du wind-catcher se trouve face au vent (potentiel danger pour l'extraction de fumée). Le second indicateur de performance proposée est le Froude critique issu de l'expérimentation. Ainsi, la transition identifiée dans le chapitre 4, entre le régime stratifié et le régime bidirectionnel, est fixé comme indicateur de sécurité. La seconde étape a permis de classer les paramètres les plus influents par le biais d'une analyse de sensibilité globale. L'utilisation du  $\delta$  de Borgonovo, a permis de montrer que lorsque le bâtiment est naturellement ventilé, les mêmes paramètres influencent le confort et la sécurité. Ainsi, la dépendance climatique de la sécurité incendie a été démontrée. La troisième étape de la méthode proposée a permis de souligner le caractère pénalisant de la sécurité incendie, en observant la différence entre les scores issus d'indicateurs combinés par somme et les scores d'indicateurs combinés par produit. De plus, cette étape nous a permis de trouver des valeurs d'entrées conflictuelles via l'utilisation de combinaison d'indicateurs par somme. L'étape 4 nous a permis de trouver des paramètres d'entrées optimaux grâce à l'étude de combinaison par produit. De plus, cette étape nous permet de faire des choix de conception en mettant l'emphase sur le confort où sur la sécurité incendie, tout en maintenant des scores élevés pour les deux considérations.

L'application de cette méthode à notre cas met en exergue la nécessité de prendre en considération le désenfumage et le confort thermique à la base d'un projet, car une même configuration peut donner un score élevé de confort thermique et un score faible de sécurité incendie. Cette méthode permet ainsi de trouver les paramètres pouvant entraîner un conflit entre les deux considérations. Enfin des solutions satisfaisantes peuvent être identifiées en mettant l'emphase l'une ou l'autre considération sans en compromettre l'une d'entre elles.

Cette méthodologie peut être intégrée à un outil de conception, et d'aide à la décision, permettant d'éviter les conflits mis en avant dans le Chapitre 1.

# Conclusion générale et perspectives

Ce mémoire de thèse présente un ensemble de travaux répondant à la problématique sécuritaire liée à la mise en place de la ventilation naturelle dans les bâtiments. C'est pourquoi il a été choisi d'étudier les régimes de ventilation interne lorsque les forces de vent opposent les forces de flottabilité. Un cas « académique » représentant une pièce avec deux ouvertures, haute et basse, asymétriquement opposées est choisi pour caractériser l'écoulement interne.

Dans la première partie de ce mémoire, les principes de ventilation naturelle, relatifs au confort thermique et à l'extraction de fumée, sont présentés. L'analyse des réglementations et référentiels, pour la sécurité incendie et la qualité environnementale, a permis de soulever des vides réglementaires, et parfois des contradictions, entre les principes de ventilation de confort et les principes de désenfumage. Ces conflits sont illustrés dans des retours d'expérience de bâtiments, présentant des spécificités liées aux systèmes de ventilation naturelle. Les cas problématiques d'ouvertures situées en partie haute, de la cheminée thermique et du wind-catcher sont mis en avant.

L'étude théorique de la ventilation naturelle impliquant le vent et le tirage thermique est ainsi proposée au second chapitre. C'est alors pour le cas du vent opposant le tirage thermique que les verrous relatifs à la caractérisation des transitions entre régimes de ventilation internes sont introduits. Le premier verrou concerne la définition du temps de vidange caractéristique lorsque les forces de flottabilité sont induites par des charges résiduelles. La formulation définie par Hunt et Linden (Hunt and Linden, 1997) ne prend pas en considération la vidange lorsque le fluide léger s'extrait par l'ouverture face au vent (tirage thermique dominant). Pour le cas du tirage thermique généré par une source constante, divers auteurs définissent pour ce cas une seule transition et une valeur critique pour caractériser le changement entre un régime mixé et un régime stratifié. C'est le cas de Hunt et Linden (Hunt and Linden, 2005) mais aussi celui de Andersen et al. (Andersen et al., 2000). Un régime de transition instable est défini dans leur cas avec l'alternance entre jet entrant et sortant en partie haute et en partie basse. Ainsi, le second verrou concerne ce régime instable qui apparaît entre les deux régimes stables. Le chapitre 3 nous a permis de qualifier les transitions pour le cas des forces de flottabilité générées par une source constante et le chapitre 4 pour le cas de vidange de fluide léger.

Dans le chapitre 3 une expérimentation densimétrique a été mise en place pour caractériser les régimes d'écoulement lorsque le vent oppose le tirage thermique pour le cas d'une géométrie avec ouverture haute et ouverture basse asymétriquement opposées. Le régime stable avec un écoulement bidirectionnel au niveau des ouvertures a été identifié et caractérisé. Deux transitions ont alors été identifiées. Une analyse dimensionnelle liée à notre plateforme expérimentale nous a permis de qualifier les transitions en fonction de deux grandeurs sans dimensions : le paramètre  $\mathcal{F}$ , représentant le nombre de Froude au niveau du jet de fluide léger, et  $\mathcal{E}$  le rapport entre pression dynamique du jet de fluide léger et pression dynamique du vent. Une loi de la forme  $\mathcal{F} = k\mathcal{E}^n$  a été identifiée pour les deux transitions.

Pour compléter cette étude, les régimes d'écoulement ont été caractérisés expérimentalement et numériquement lors de la vidange dans le chapitre 4. L'étude expérimentale nous a permis d'identifier que les régimes d'écoulement se succèdent lors de la vidange. Les moments d'apparition des transitions  $t_t$  lors de la vidange ont été définis en fonction du nombre de Richardson lié à la ventilation,  $Ri$ , du nombre de Reynolds au niveau de l'enceinte,  $Re$ , et du temps total de vidange du fluide léger  $t_{fin}$ . Un temps caractéristique de vidange a ensuite été défini avec le paramètre sans dimension  $\theta =$

$t_{fin}V/H_b\rho_\infty/\rho_i$  avec  $V = \text{sign}(\Delta P)\sqrt{2|(\Delta\rho/\rho_i)gH - 0.5\rho_\infty\Delta C_{pi}V_{max}^2|/\rho_\infty}$ . Une loi puissance mettant en jeu le paramètre  $Ri$  et  $|\theta|$  tel que  $Ri = k|\theta|^n$  a été mise en lumière. Dans la seconde partie du chapitre, une étude expérimentale a permis de caractériser de manière quantitative le phénomène de vidange. Cette étude permet de mettre en évidence la performance de la vidange dans le temps et la répartition du fluide léger en fonction des différents cas. Les Chapitres 3 et 4 sont des essais expérimentaux prospectifs qui nécessiteraient d'être poursuivis en faisant varier la géométrie et en analysant l'écoulement interne par des mesures plus précises.

Dans le dernier chapitre, une méthode de conception est proposée pour résoudre les verrous techniques liés à la conception sécuritaire des bâtiments durables mis en exergue dans le Chapitre 1. Un cas de bâtiment simple est choisi avec ouverture haute et basse asymétriquement opposées. Cette méthode, basée sur l'utilisation de l'analyse de sensibilité paramétrique et sur l'utilisation de combinaison d'indicateurs, nous permet d'éviter les conflits constructifs entre confort thermique et sécurité incendie en phase de conception. Cela en identifiant les variables d'entrées pouvant être de nature conflictuelle. Un nouvel indicateur de performance sécuritaire, basé sur la transition entre régime d'écoulement déterminé au Chapitre 3, est proposé. Cet indicateur permet de considérer le climat par le biais de la rose des vents. Il reste cependant à mieux quantifier les transitions entre régimes d'écoulement expérimentalement afin de pouvoir les utiliser dans des cas réels.

## **Perspectives :**

Des pistes de recherche, intrinsèques aux travaux menés dans ce mémoire, ont été soulevées. Ces pistes sont à l'origine des perspectives suivantes :

- Dans le chapitre 3, nous avons pu observer un comportement spécifique du jet de fluide lourd entrant dans l'enceinte où une injection constante de fluide léger est présente. Pour certaines valeurs de  $\mathcal{F}$  et de  $\mathcal{E}$ , le jet de fluide lourd est incliné vers le bas et vient impacter le jet de fluide léger. À mesure que  $\mathcal{E}$  diminue pour une valeur de  $\mathcal{F}$  fixé, le jet se redresse pour atteindre une inclinaison limite. Il serait alors intéressant de caractériser l'angle d'incidence du jet horizontal de fluide lourd en fonction des paramètres sans dimensions  $\mathcal{F}$  et  $\mathcal{E}$ . Cette étude peut être réalisée à l'aide de mesure PIV afin d'analyser l'écoulement de manière plus fine et d'identifier les causes de l'inclinaison du jet de fluide lourd entrant.
- Le régime bidirectionnel fait partie des pistes d'études pour la poursuite de ces travaux. Au regard des observations expérimentales, il existerait une relation entre les positions des axes neutres au niveau des ouvertures et les paramètres  $\mathcal{F}$  et  $\mathcal{E}$ .
- Un des enjeux de l'étude de la performance de la ventilation est l'estimation des débits nets. La compréhension de l'impact des transitions identifiées sur l'estimation des débits peut alors être réalisée par le biais de la mesure PIV.
- Dans cette thèse, une seule géométrie a été testée expérimentalement. Il est alors nécessaire d'approfondir l'étude en faisant par exemple varier la position des ouvertures. La recherche d'une loi générale de changement de régime interne en fonction de la position entre les ouvertures est alors proposée.
- Le chapitre 4 a permis de mettre en exergue l'influence des coefficients de pression initiaux au niveau des ouvertures sur le temps caractéristique de vidange. Mesurer les coefficients de pression

au niveau des ouvertures dans les différents cas permettrait d'affiner la corrélation relative au temps caractéristique de vidange.

- Le chapitre 1 a aussi mis en avant le cas de contamination entre locaux ventilés naturellement via la façade. Cet écoulement de fluide léger sur façade en présence de vent présente alors un cas d'étude intéressant n'ayant pas été beaucoup traité dans la littérature.
- Le chapitre 1 permet aussi de se questionner sur l'impact des mécanismes de ventilation naturelle sur le désenfumage mécanique. L'étude des effets de poinçonnement au niveau de l'exutoire lorsque le vent interagit avec les forces de flottabilité peut alors être proposée.



## Références

- American Society of Heating, Refrigerating, & Air-Conditioning Engineers, 2001. *Ashrae Fundamentals Handbook*.
- Andersen, A., Bjerre, M., Chen, Z., Heiselberg, P., Li, Y., 2000. Experimental study of wind-opposed buoyancy-driven natural ventilation.
- Andersen, K.T., 1995. Theoretical Considerations on Natural Ventilation by Thermal Buoyancy.
- Asfour, O.S., Gadi, M.B., 2007. A comparison between CFD and Network models for predicting wind-driven ventilation in buildings. *Building and Environment, Indoor Air 2005 Conference* 42, 4079–4085. <https://doi.org/10.1016/j.buildenv.2006.11.021>
- Baines, W.D., Turner, J.S., 1969. Turbulent buoyant convection from a source in a confined region. *Journal of Fluid Mechanics* 37, 51–80. <https://doi.org/10.1017/S0022112069000413>
- Bastide, A., Lauret, P., Garde, F., Boyer, H., 2006. Building energy efficiency and thermal comfort in tropical climates: Presentation of a numerical approach for predicting the percentage of well-ventilated living spaces in buildings using natural ventilation. *Energy and Buildings* 38, 1093–1103. <https://doi.org/10.1016/j.enbuild.2005.12.005>
- Blocken, B., van Hooff, T., Aanen, L., Bronsema, B., 2011. Computational analysis of the performance of a venturi-shaped roof for natural ventilation: Venturi-effect versus wind-blocking effect. *Computers & Fluids* 48, 202–213. <https://doi.org/10.1016/j.compfluid.2011.04.012>
- Breesch, H., Janssens, A., 2005. Building simulation to predict the performances of natural night ventilation: uncertainty and sensitivity analysis, in: *Pro. 9th Int. IBPSA Conf.*
- Chang, C.-H., Meroney, R.N., 2003. Concentration and flow distributions in urban street canyons: wind tunnel and computational data. *Journal of Wind Engineering and Industrial Aerodynamics* 91, 1141–1154. [https://doi.org/10.1016/S0167-6105\(03\)00056-4](https://doi.org/10.1016/S0167-6105(03)00056-4)
- Chen, H., Liu, N., Chow, W., 2009. Wind effects on smoke motion and temperature of ventilation-controlled fire in a two-vent compartment. *Building and Environment* 44, 2521–2526. <https://doi.org/10.1016/j.buildenv.2009.04.008>
- Chenvidyakarn, T., 2013. *Buoyancy Effects on Natural Ventilation*. Cambridge University Press.
- Cóstola, D., Blocken, B., Hensen, J.L.M., 2009. Overview of pressure coefficient data in building energy simulation and airflow network programs. *Building and Environment* 44, 2027–2036. <https://doi.org/10.1016/j.buildenv.2009.02.006>
- de Wit, S., Augenbroe, G., 2002. Analysis of uncertainty in building design evaluations and its implications. *Energy and Buildings, A View of Energy and Building Performance Simulation at the start of the third millennium* 34, 951–958. [https://doi.org/10.1016/S0378-7788\(02\)00070-1](https://doi.org/10.1016/S0378-7788(02)00070-1)
- Dols, W.S., Walton, G.N., 2002. CONTAMW 2.0 user manual. NISTIR.
- Etheridge, D., 2015. A perspective on fifty years of natural ventilation research. *Building and Environment, Fifty Year Anniversary for Building and Environment* 91, 51–60. <https://doi.org/10.1016/j.buildenv.2015.02.033>
- Etheridge, D.W., Sandberg, M., 1984. A simple parametric study of ventilation. *Building and Environment* 19, 163–173. [https://doi.org/10.1016/0360-1323\(84\)90023-4](https://doi.org/10.1016/0360-1323(84)90023-4)
- Fluent, F., 2003. *6.1 User's Guide*. Fluent Inc., Lebanon, NH.
- Franke, j., Hellsten, A., Schlünzen, H., Carissimo, B., 2007. Best practice guideline for the CFD simulation of flows in the urban environment.
- G. Walton, 1982. Airflow and multiroom thermal analysis, in: *ASHRAE Transactions*, 88. pp. 78–91.
- Gandemer, J., 2017. *Méthodologie pratique pour le développement de la ventilation naturelle*. ADEME, Solener.
- Gao, W., Liu, N., Delichatsios, M., Yuan, X., Bai, Y., Chen, H., Zhang, L., 2016. Fire spill plume from a compartment with dual symmetric openings under cross wind. *Combustion and Flame*. <https://doi.org/10.1016/j.combustflame.2016.01.011>

- Germano, M., Piomelli, U., Moin, P., Cabot, W.H., 1991. A dynamic subgrid- scale eddy viscosity model. *Physics of Fluids A: Fluid Dynamics* 3, 1760–1765. <https://doi.org/10.1063/1.857955>
- Ginger, J.D., Letchford, C.W., 1999. Net pressures on a low-rise full-scale building. *Journal of Wind Engineering and Industrial Aerodynamics* 83, 239–250. [https://doi.org/10.1016/S0167-6105\(99\)00075-6](https://doi.org/10.1016/S0167-6105(99)00075-6)
- Giovannoni, J., 2011. *Cases créoles de La Réunion*. CRDP de la Réunion.
- Givoni, B., 1998. *Climate considerations in building and urban design*. John Wiley & Sons.
- Guillaume, E., Kruppa, J., 2007. *Ingénierie de la sécurité incendie. Méthodologie*. Techniques de l'Ingénieur.
- Heskestad, G., 1995. *SFPE Handbook of Fire Protection Engineering*. Springer New York.
- Holmes, J.D., 2003. *Wind Loading of Structures*. CRC Press. <https://doi.org/10.4324/9780203301647>
- Hu, H., Augenbroe, G., 2012. A stochastic model based energy management system for off-grid solar houses. *Building and Environment* 50, 90–103. <https://doi.org/10.1016/j.buildenv.2011.10.011>
- Hunt, G., Linden, P., 1996. The natural ventilation of an enclosure by the combined effects of buoyancy and wind, in: *Proceedings of ROOMVENT*. pp. 239–46.
- Hunt, G., Linden, P.F., 1997. Laboratory modelling of natural ventilation flows driven by the combined forces of buoyancy and wind. Presented at the CIBSE National conference, pp. 101–107.
- Hunt, G.R., Cooper, P., Linden, P.F., 2001. Thermal stratification produced by plumes and jets in enclosed spaces. *Building and Environment, Ventilation for Health and Sustainable Environment* 36, 871–882. [https://doi.org/10.1016/S0360-1323\(01\)00013-0](https://doi.org/10.1016/S0360-1323(01)00013-0)
- Hunt, G.R., Linden, P.F., 2005. Displacement and mixing ventilation driven by opposing wind and buoyancy. *Journal of Fluid Mechanics* 527, 27–55. <https://doi.org/10.1017/S0022112004002575>
- Hunt, G.R., Linden, P.F., 2001. Steady-state flows in an enclosure ventilated by buoyancy forces assisted by wind. *Journal of Fluid Mechanics* 426, 355–386. <https://doi.org/10.1017/S0022112000002470>
- Hyun, S.H., Park, C.S., Augenbroe, G.L.M., 2008. Analysis of uncertainty in natural ventilation predictions of high-rise apartment buildings. *BUILDING SERV ENG RES TECHNOL* 29, 311–326. <https://doi.org/10.1177/0143624408092424>
- I.S. Walker, D.J. Wilson, 1994. Practical methods for improving estimates of natural ventilation rates *The Role of Ventilation*. Presented at the 15th AIVC Conference, Buxton, UK, p. 517.
- Karava, P., Athienitis, A.K., Stathopoulos, T., Mouriki, E., 2012. Experimental study of the thermal performance of a large institutional building with mixed-mode cooling and hybrid ventilation. *Building and Environment* 57, 313–326. <https://doi.org/10.1016/j.buildenv.2012.06.003>
- Karava, P., Stathopoulos, T., Athienitis, A.K., 2011. Airflow assessment in cross-ventilated buildings with operable façade elements. *Building and Environment* 46, 266–279. <https://doi.org/10.1016/j.buildenv.2010.07.022>
- Katayama, T., Tsutsumi, J., Ishii, A., 1992. Full-scale measurements and wind tunnel tests on cross-ventilation. *Journal of Wind Engineering and Industrial Aerodynamics, Special Issue 8th International Conference on Wind Engineering 1991* 44, 2553–2562. [https://doi.org/10.1016/0167-6105\(92\)90047-E](https://doi.org/10.1016/0167-6105(92)90047-E)
- Lai, C., Chen, C.-J., Tsai, M.-J., Tsai, M.-H., Lin, T.-H., 2013. Determinations of the fire smoke layer height in a naturally ventilated room. *Fire Safety Journal* 58, 1–14. <https://doi.org/10.1016/j.firesaf.2013.01.015>
- Lenoir, A., 2013. *On Comfort in Tropical Climates. The Design and Operation of Net Zero Energy Buildings*. (phdthesis). Université de La Réunion.
- Lenoir, A., Baird, G., Garde, F., 2012. Post-occupancy evaluation and experimental feedback of a net zero-energy building in a tropical climate. *Architectural Science Review* 55, 156–168. <https://doi.org/10.1080/00038628.2012.702449>
- Li, Y., 2000. Buoyancy-driven natural ventilation in a thermally stratified one-zone building. *Building and Environment* 35, 207–214. [https://doi.org/10.1016/S0360-1323\(99\)00012-8](https://doi.org/10.1016/S0360-1323(99)00012-8)
- Li, Y., Delsante, A., 2001. Natural ventilation induced by combined wind and thermal forces. *Building and Environment* 36, 59–71. [https://doi.org/10.1016/S0360-1323\(99\)00070-0](https://doi.org/10.1016/S0360-1323(99)00070-0)

- Li, Y., Shing, V.C.W., Chen, Z., 2003. Fine bubble modelling of smoke flows. *Fire Safety Journal* 38, 285–298. [https://doi.org/10.1016/S0379-7112\(02\)00081-4](https://doi.org/10.1016/S0379-7112(02)00081-4)
- Linden, P.F., 1999. The Fluid Mechanics of Natural Ventilation. *Annual Review of Fluid Mechanics* 31, 201–238. <https://doi.org/10.1146/annurev.fluid.31.1.201>
- Linden, P.F., Cooper, P., 1996. Multiple sources of buoyancy in a naturally ventilated enclosure. *Journal of Fluid Mechanics* 311, 177–192. <https://doi.org/10.1017/S0022112096002558>
- Linden, P.F., Lane-Serff, G.F., Smeed, D.A., 1990. Emptying filling boxes: the fluid mechanics of natural ventilation. *Journal of Fluid Mechanics* 212, 309–335. <https://doi.org/10.1017/S0022112090001987>
- LPBS, IMAGEEN, 2009. Outils PERENE.
- LUCCHESI, C., 2009. Etude du mouvement d'un fluide à faible masse volumique entre deux compartiments reliés par une ouverture de type porte: Application à la propagation de la fumée d'incendie (thesis). Université de la méditerranée - Aix-Marseille II.
- McGrattan, K.B., McDermott, R.J., Weinschenk, C.G., Forney, G.P., 2013. Fire dynamics simulator, technical reference guide.
- Ministère de l'intérieur, 2004. Arrêté du 22 mars 2004 modifié par arrêté du 22 novembre 2004.
- Ministère de l'intérieur, 1977. Arrêté du 18 octobre 1977.
- Ministère du logement, 1986. Arrêté du 31 janvier 1986.
- Ministère du logement, de l'égalité des territoires et de la ruralité, 2016. Arrêté du 11 janvier 2016.
- Ministère du travail, 1992. Arrêté du 5 août 1992.
- Morton, B.R., Taylor, G., Turner, J.S., 1956. Turbulent Gravitational Convection from Maintained and Instantaneous Sources. *Proceedings of the Royal Society of London A: Mathematical, Physical and Engineering Sciences* 234, 1–23. <https://doi.org/10.1098/rspa.1956.0011>
- Muehleisen, R.T., Patrizi, S., 2013. A new parametric equation for the wind pressure coefficient for low-rise buildings. *Energy and Buildings* 57, 245–249. <https://doi.org/10.1016/j.enbuild.2012.10.051>
- M.V. Swami, S. Chandra, 1988. Correlations for pressure distribution on buildings and calculation of natural-ventilation airflow, in: *ASHRAE Transactions*. pp. 243–266.
- Perén, J.I., van Hooff, T., Leite, B.C.C., Blocken, B., 2015. CFD analysis of cross-ventilation of a generic isolated building with asymmetric opening positions: Impact of roof angle and opening location. *Building and Environment* 85, 263–276. <https://doi.org/10.1016/j.buildenv.2014.12.007>
- Peren, J.I., van Hooff, T., Ramponi, R., Blocken, B., Leite, B.C.C., 2015. Impact of roof geometry of an isolated leeward sawtooth roof building on cross-ventilation: Straight, concave, hybrid or convex? *Journal of Wind Engineering and Industrial Aerodynamics* 145, 102–114. <https://doi.org/10.1016/j.jweia.2015.05.014>
- Prahl, J., Emmons, H.W., 1975. Fire induced flow through an opening. *Combustion and Flame* 25, 369–385. [https://doi.org/10.1016/0010-2180\(75\)90109-1](https://doi.org/10.1016/0010-2180(75)90109-1)
- Pretrel, H., Koched, A., Audouin, L., 2015. Doorway Flows Induced by the Combined Effects of Natural and Forced Ventilation in Case of Multi-compartments Large-Scale Fire Experiments. *Fire Technol* 1–26. <https://doi.org/10.1007/s10694-015-0524-8>
- Ramponi, R., Blocken, B., 2012. CFD simulation of cross-ventilation for a generic isolated building: Impact of computational parameters. *Building and Environment* 53, 34–48. <https://doi.org/10.1016/j.buildenv.2012.01.004>
- Reba, I., 1966. APPLICATIONS OF THE COANDA EFFECT. *Scientific American* 214, 84–93.
- Rooney, G.G., Linden, P.F., 1996. Similarity considerations for non-Boussinesq plumes in an unstratified environment. *Journal of Fluid Mechanics* 318, 237–250. <https://doi.org/10.1017/S0022112096007100>
- Saltelli, A., Chan, K., Scott, E.M., others, 2000. Sensitivity analysis. Wiley New York.
- Santamouris, M., Allard, F., Programme, A., 1998. *Natural Ventilation in Buildings: A Design Handbook*. Earthscan.
- ThunderHead Eng, 2011. *PyroSim User Manual*. The RJA Group Inc, Chicago, USA.
- Tokyo Polytechnic University, Aerodynamic Database of Low-Rise Buildings, [http://www.wind.arch.t-kougei.ac.jp/info\\_center/windpressure/lowrise/mainpage.html](http://www.wind.arch.t-kougei.ac.jp/info_center/windpressure/lowrise/mainpage.html).

- Tominaga, Y., Blocken, B., 2016. Wind tunnel analysis of flow and dispersion in cross-ventilated isolated buildings: Impact of opening positions. *Journal of Wind Engineering and Industrial Aerodynamics* 155, 74–88. <https://doi.org/10.1016/j.jweia.2016.05.007>
- Tominaga, Y., Blocken, B., 2015. Wind tunnel experiments on cross-ventilation flow of a generic building with contaminant dispersion in unsheltered and sheltered conditions. *Building and Environment* 92, 452–461. <https://doi.org/10.1016/j.buildenv.2015.05.026>
- Tominaga, Y., Mochida, A., Yoshie, R., Kataoka, H., Nozu, T., Yoshikawa, M., Shirasawa, T., 2008. AIJ guidelines for practical applications of CFD to pedestrian wind environment around buildings. *Journal of Wind Engineering and Industrial Aerodynamics*, 4th International Symposium on Computational Wind Engineering (CWE2006) 96, 1749–1761. <https://doi.org/10.1016/j.jweia.2008.02.058>
- Touma, J.S., 1977. Dependence of the Wind Profile Power Law on Stability for Various Locations. *Journal of the Air Pollution Control Association* 27, 863–866. <https://doi.org/10.1080/00022470.1977.10470503>
- Van Hooff, T., Blocken, B., Tominaga, Y., 2017. On the accuracy of CFD simulations of cross-ventilation flows for a generic isolated building: Comparison of RANS, LES and experiments. *Building and Environment* 114, 148–165. <https://doi.org/10.1016/j.buildenv.2016.12.019>
- Vauquelin, O., Michaux, G., Lucchesi, C., 2009. Scaling laws for a buoyant release used to simulate fire-induced smoke in laboratory experiments. *Fire Safety Journal* 44, 665–667. <https://doi.org/10.1016/j.firesaf.2008.11.001>
- Węgrzyński, W., Krajewski, G., 2017. Influence of wind on natural smoke and heat exhaust system performance in fire conditions. *Journal of Wind Engineering and Industrial Aerodynamics* 164, 44–53. <https://doi.org/10.1016/j.jweia.2017.01.014>
- Yi, L., Gao, Y., Niu, J.L., Yang, S.J., 2013. Study on effect of wind on natural smoke exhaust of enclosure fire with a two-layer zone model. *Journal of Wind Engineering and Industrial Aerodynamics* 119, 28–38. <https://doi.org/10.1016/j.jweia.2013.05.005>

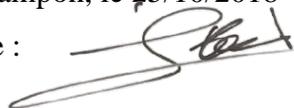


### LETTRÉ D'ENGAGEMENT DE NON-PLAGIAT

Je, soussigné(e) ...Karim Khan JUHOOR..., en ma qualité de doctorant de l'Université de La Réunion, déclare être conscient que le plagiat est un acte délictueux passible de sanctions disciplinaires. Aussi, dans le respect de la propriété intellectuelle et du droit d'auteur, je m'engage à systématiquement citer mes sources, quelle qu'en soit la forme (textes, images, audiovisuel, internet), dans le cadre de la rédaction de ma thèse et de toute autre production scientifique, sachant que l'établissement est susceptible de soumettre le texte de ma thèse à un logiciel anti-plagiat.

Fait au Tampon, le 25/10/2018

Signature :



**Extrait du Règlement intérieur de l'Université de La Réunion**  
(validé par le Conseil d'Administration en date du 11 décembre 2014)

#### **Article 9. Protection de la propriété intellectuelle – Faux et usage de faux, contrefaçon, plagiat**

L'utilisation des ressources informatiques de l'Université implique le respect de ses droits de propriété intellectuelle ainsi que ceux de ses partenaires et plus généralement, de tous tiers titulaires de tels droits.

En conséquence, chaque utilisateur doit :

- utiliser les logiciels dans les conditions de licences souscrites ;
- ne pas reproduire, copier, diffuser, modifier ou utiliser des logiciels, bases de données, pages Web, textes, images, photographies ou autres créations protégées par le droit d'auteur ou un droit privatif, sans avoir obtenu préalablement l'autorisation des titulaires de ces droits.

#### **La contrefaçon et le faux**

Conformément aux dispositions du code de la propriété intellectuelle, toute représentation ou reproduction intégrale ou partielle d'une œuvre de l'esprit faite sans le consentement de son auteur est illicite et constitue un délit pénal.

L'article 444-1 du code pénal dispose : « Constitue un faux toute altération frauduleuse de la vérité, de nature à causer un préjudice et accomplie par quelque moyen que ce soit, dans un écrit ou tout autre support d'expression de la pensée qui a pour objet ou qui peut avoir pour effet d'établir la preuve d'un droit ou d'un fait ayant des conséquences juridiques ».

L'article L335\_3 du code de la propriété intellectuelle précise que : « Est également un délit de contrefaçon toute reproduction, représentation ou diffusion, par quelque moyen que ce soit, d'une œuvre de l'esprit en violation des droits de l'auteur, tels qu'ils sont définis et réglementés par la loi. Est également un délit de contrefaçon la violation de l'un des droits de l'auteur d'un logiciel (...) ».

**Le plagiat** est constitué par la copie, totale ou partielle d'un travail réalisé par autrui, lorsque la source empruntée n'est pas citée, quel que soit le moyen utilisé. Le plagiat constitue une violation du droit d'auteur (au sens des articles L 335-2 et L 335-3 du code de la propriété intellectuelle). Il peut être assimilé à un délit de contrefaçon. C'est aussi une faute disciplinaire, susceptible d'entraîner une sanction.

Les sources et les références utilisées dans le cadre des travaux (préparations, devoirs, mémoires, thèses, rapports de stage...) doivent être clairement citées. Des citations intégrales peuvent figurer dans les documents rendus, si elles sont assorties de leur référence (nom d'auteur, publication, date, éditeur...) et identifiées comme telles par des guillemets ou des italiques.

Les délits de contrefaçon, de plagiat et d'usage de faux peuvent donner lieu à une sanction disciplinaire indépendante de la mise en œuvre de poursuites pénales.