



HAL
open science

Modélisation des écoulements d'air et des transferts de chaleur dans un camion frigorifique : Etude des performances d'un dispositif de rideau d'air innovant pour le maintien de la chaîne du froid et la réduction des pertes à l'ouverture des portes

Téo Lafaye de Micheaux

► To cite this version:

Téo Lafaye de Micheaux. Modélisation des écoulements d'air et des transferts de chaleur dans un camion frigorifique : Etude des performances d'un dispositif de rideau d'air innovant pour le maintien de la chaîne du froid et la réduction des pertes à l'ouverture des portes. Thermique [physics.class-ph]. Université de Lyon, 2016. Français. NNT : 2016LYSEI057 . tel-03270934

HAL Id: tel-03270934

<https://theses.hal.science/tel-03270934>

Submitted on 25 Jun 2021

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.



INSA

N°d'ordre NNT : 2016LYSEI057

THESE de DOCTORAT DE L'UNIVERSITE DE LYON
opérée au sein de
L'INSA LYON

Ecole Doctorale N° 162
Mécanique, Energétique, Génie civil et Acoustique

Spécialité de doctorat : Thermique et Énergétique

Soutenue à huis clos le 09/06/2016, par :
Téo Lafaye de Micheaux

**Modélisation des écoulements d'air et
des transferts de chaleur dans un
camion frigorifique - Etude des
performances d'un dispositif de rideau
d'air innovant pour le maintien de la
chaîne du froid et la réduction des
pertes à l'ouverture des portes**

Devant le jury composé de :

LARAQI, Najib	Professeur, Université Paris Ouest	
BATAILLE, Françoise	Professeur, Université de Perpignan	
LEBRUN, Jean	Professeur Émérite, Université de Liège	
MOUREH, Jean	Chargé de recherche HDR, IRSTEA	
SARTRE, Valérie	Maître de Conférences HDR, INSA Lyon	Directrice de thèse
BONJOUR, Jocelyn	Professeur, INSA Lyon	Co-directeur de thèse
STUMPF, André	Docteur, Carrier Transicold	Invité

Cette thèse a été préparée dans le cadre d'une collaboration entre le CETHIL (Centre d'Énergétique et de Thermique de Lyon, UMR5008) et l'entreprise Carrier Transicold.

Département FEDORA – INSA Lyon - Ecoles Doctorales – Quinquennal 2016-2020

SIGLE	ECOLE DOCTORALE	NOM ET COORDONNEES DU RESPONSABLE
CHIMIE	<p>CHIMIE DE LYON http://www.edchimie-lyon.fr</p> <p>Sec : Renée EL MELHEM Bat Blaise Pascal 3^e etage secretariat@edchimie-lyon.fr Insa : R. GOURDON</p>	<p>M. Stéphane DANIELE Institut de Recherches sur la Catalyse et l'Environnement de Lyon IRCELYON-UMR 5256 Equipe CDFA 2 avenue Albert Einstein 69626 Villeurbanne cedex directeur@edchimie-lyon.fr</p>
E.E.A.	<p>ELECTRONIQUE, ELECTROTECHNIQUE, AUTOMATIQUE http://edeea.ec-lyon.fr</p> <p>Sec : M.C. HAVGOUDOUKIAN Ecole-Doctorale.eea@ec-lyon.fr</p>	<p>M. Gérard SCORLETTI Ecole Centrale de Lyon 36 avenue Guy de Collongue 69134 ECULLY Tél : 04.72.18 60.97 Fax : 04 78 43 37 17 Gerard.scorletti@ec-lyon.fr</p>
E2M2	<p>EVOLUTION, ECOSYSTEME, MICROBIOLOGIE, MODELISATION http://e2m2.universite-lyon.fr</p> <p>Sec : Safia AIT CHALAL Bat Darwin - UCB Lyon 1 04.72.43.28.91 Insa : H. CHARLES Safia.ait-chalal@univ-lyon1.fr</p>	<p>Mme Gudrun BORNETTE CNRS UMR 5023 LEHNA Université Claude Bernard Lyon 1 Bât Forel 43 bd du 11 novembre 1918 69622 VILLEURBANNE Cédex Tél : 06.07.53.89.13 e2m2@univ-lyon1.fr</p>
EDISS	<p>INTERDISCIPLINAIRE SCIENCES-SANTE http://www.ediss-lyon.fr</p> <p>Sec : Safia AIT CHALAL Hôpital Louis Pradel - Bron 04 72 68 49 09 Insa : M. LAGARDE Safia.ait-chalal@univ-lyon1.fr</p>	<p>Mme Emmanuelle CANET-SOULAS INSERM U1060, CarMeN lab, Univ. Lyon 1 Bâtiment IMBL 11 avenue Jean Capelle INSA de Lyon 696621 Villeurbanne Tél : 04.72.68.49.09 Fax :04 72 68 49 16 Emmanuelle.canet@univ-lyon1.fr</p>
INFOMATHS	<p>INFORMATIQUE ET MATHEMATIQUES http://infomaths.univ-lyon1.fr</p> <p>Sec :Renée EL MELHEM Bat Blaise Pascal 3^e etage infomaths@univ-lyon1.fr</p>	<p>Mme Sylvie CALABRETTO LIRIS – INSA de Lyon Bat Blaise Pascal 7 avenue Jean Capelle 69622 VILLEURBANNE Cedex Tél : 04.72. 43. 80. 46 Fax 04 72 43 16 87 Sylvie.calabretto@insa-lyon.fr</p>
Matériaux	<p>MATERIAUX DE LYON http://ed34.universite-lyon.fr</p> <p>Sec : M. LABOUNE PM : 71.70 –Fax : 87.12 Bat. Saint Exupéry Ed.materiaux@insa-lyon.fr</p>	<p>M. Jean-Yves BUFFIERE INSA de Lyon MATEIS Bâtiment Saint Exupéry 7 avenue Jean Capelle 69621 VILLEURBANNE Cedex Tél : 04.72.43 71.70 Fax 04 72 43 85 28 Ed.materiaux@insa-lyon.fr</p>
MEGA	<p>MECANIQUE, ENERGETIQUE, GENIE CIVIL, ACOUSTIQUE http://mega.universite-lyon.fr</p> <p>Sec : M. LABOUNE PM : 71.70 –Fax : 87.12 Bat. Saint Exupéry mega@insa-lyon.fr</p>	<p>M. Philippe BOISSE INSA de Lyon Laboratoire LAMCOS Bâtiment Jacquard 25 bis avenue Jean Capelle 69621 VILLEURBANNE Cedex Tél : 04.72 .43.71.70 Fax : 04 72 43 72 37 Philippe.boisse@insa-lyon.fr</p>
ScSo	<p>ScSo* http://recherche.univ-lyon2.fr/scso/</p> <p>Sec : Viviane POLSINELLI Brigitte DUBOIS Insa : J.Y. TOUSSAINT viviane.polsinelli@univ-lyon2.fr</p>	<p>Mme Isabelle VON BUELTZINGLOEWEN Université Lyon 2 86 rue Pasteur 69365 LYON Cedex 07 Tél : 04.78.77.23.86 Fax : 04.37.28.04.48</p>

*ScSo : Histoire, Géographie, Aménagement, Urbanisme, Archéologie, Science politique, Sociologie, Anthropologie

Résumé

Modélisation des écoulements d'air, des transferts de chaleur dans un camion frigorifique - Etude des performances d'un dispositif de rideau d'air innovant pour le maintien de la chaîne du froid et la réduction des pertes à l'ouverture des portes.

Le développement croissant du transport de denrées périssables suscite un intérêt croissant, relatif à la maîtrise de la chaîne du froid et de la consommation énergétique. La préservation de la chaîne du froid, pour le transport sur de longues distances, nécessite une bonne homogénéité de la température dans la caisse frigorifique, directement liée aux écoulements d'air dans la cavité. L'homogénéité de la température est également un paramètre à considérer dans le cas de la distribution urbaine, où les fréquentes ouvertures de portes induisent une charge thermique d'infiltration qui peut être bien plus importante que les échanges thermiques par conduction à travers les parois isolées. Afin de réduire les transferts de masse et de chaleur et de protéger l'ouverture, des rideaux à lanières plastiques sont généralement installés. Cependant, ce type de rideau entrave le chargement et de déchargement des denrées. Les rideaux d'air sont une technologie largement utilisée pour le confinement de volumes, de vitrines réfrigérées verticales ou d'entrepôts frigorifiques. Ils permettent de réduire les transferts de chaleur et de masse au travers de l'ouverture, grâce à un jet d'air insufflé du haut vers le bas sur toute la largeur de cette ouverture.

Deux modèles CFD ont été développés pour simuler les champs de températures et de vitesses dans un camion réfrigéré clos. La première géométrie, identique à celle étudiée par Moureh et Flick (2005), a été simulée pour valider la démarche numérique. La seconde géométrie a été choisie pour être au plus proche de la configuration expérimentale. Ces modèles ont tout d'abord été utilisés pour analyser le développement du jet dans la cavité close et ont permis de réaliser une étude paramétrique. La variation de la vitesse de soufflage ne modifie pas de manière significative la structure des écoulements dans la cavité. Pourtant, lorsque la longueur du compartiment arrière est augmentée, les lignes de courant sont modifiées. Pour simuler les transferts thermiques au travers des parois et étudier l'influence de la conductivité du matériau isolant, deux conditions aux limites sont comparées. Puis différents conduits d'air sont modélisés, dans le but d'améliorer l'homogénéité du renouvellement d'air dans la caisse. Les résultats numériques montrent que la configuration avec un conduit ouvert améliore fortement le renouvellement d'air.

Une étude numérique est réalisée dans le but de mieux appréhender les infiltrations de chaleur et de masse au cours de l'ouverture des portes d'un camion réfrigéré. Les prédictions du modèle ont été comparées aux données expérimentales de Ducoulombier et al. (2011). Les résultats expérimentaux ont révélé l'existence de deux écoulements d'infiltration : un écoulement gravitaire et un écoulement de couche limite. Le premier résulte de la différence de masse volumique entre les masses d'air et conduit à un pic de puissance très élevé. Le second est dû à un transfert de chaleur par convection naturelle en régime quasi permanent, se développant sur la surface des parois internes.

L'écoulement d'infiltration est bien prédit par le modèle CFD, excepté à la transition entre les deux régimes.

Une caisse expérimentale de camion frigorifique de longueur 6,68 m (37,6 m³) a été équipée d'un dispositif de rideau d'air, dimensionné et construit dans le cadre du présent travail. Le rideau peut être composé d'un jet ambiant, d'un jet froid ou d'un jet double (air ambiant du côté extérieur, air froid du côté intérieur). L'air du jet froid peut être réfrigéré par l'évaporateur du groupe frigorifique (rideau d'air réfrigéré) ou bien provenir du volume intérieur de la caisse (rideau recyclé). Les températures ont été mesurées par des thermocouples et par une caméra infrarouge filmant une moustiquaire ; les vitesses ont été relevées au moyen d'anémomètres à fil chaud. En parallèle, un modèle numérique CFD a été développé pour étudier l'influence de différents paramètres tels que la vitesse de soufflage, l'angle de soufflage, la température ambiante ou la durée de l'ouverture. Une bonne concordance entre les résultats numériques et expérimentaux a été observée. La vitesse optimale de soufflage du jet et l'évolution de la température intérieure ont été correctement prédits. L'efficacité du rideau d'air ambiant est maximale lorsque le point d'impact du rideau se situe dans le plan de l'ouverture au niveau du sol. Cette configuration est seulement pertinente pour de courtes ouvertures (1 min). Le rideau double maintient de manière efficace l'homogénéité de la température au cours de l'ouverture ; cependant, son efficacité est réduite pour de longues durées d'ouverture. La meilleure configuration est le rideau d'air froid qui limite fortement l'augmentation de température de l'enceinte pendant l'ouverture. Les résultats expérimentaux ont montré que des gains énergétiques importants pouvaient être atteints avec le rideau d'air recyclé. De plus, les deux configurations de rideaux froids étudiées sont flexibles et facilement adaptables à différentes températures ambiantes et différentes durées d'ouverture.

Mots clés : *rideau d'air, infiltration, camion, caisse, ouverture, charge thermique, écoulement, modèle numérique, dispositif expérimental, étude paramétrique*

Abstract

Modeling of airflow, heat and mass transfers in a refrigerated truck - Study of an innovative air curtain device to protect the cold chain and to reduce energy losses at the door opening.

The increasing development of foodstuff transport leads to higher interests regarding the cold chain control and the energy consumption management. For long-distance food transport, the cold chain respect requires good temperature uniformity in the truck body, which is mainly linked to the air flow within the cavity. Temperature homogeneity is also a parameter of consideration for urban distribution where the frequent door-opening induces a heat infiltration which can be much more important than the conductive heat flow through the insulated walls. In order to reduce heat and mass transfer, plastic strip curtains are usually installed to protect the doorway. However, such curtains restrict the foodstuffs handling during loading and unloading phases. Air curtain is a technology widely used for volume confinement, in vertical refrigerated display cases or at the opening of refrigerated warehouse. They reduce heat and mass transfer through the opening by means of an air jet, blown along the whole width of its upper side.

Two CFD numerical models were developed to simulate the temperature and velocity fields in a closed refrigerated truck. The first geometry, identical to that studied by Moureh and Flick (2005), was modelled to validate the numerical method. The second geometry was chosen so as to be close to that of the experiment. These models were first employed to analyze the jet development in the closed empty cavity owing to a parametric study. Modifying the velocity does not noticeably modify the air flow structure inside the cavity. However, when the length of the back compartment is increased, the stream lines change. Two boundary conditions were compared to simulate the heat transfer through the wall and to study the influence of the conductivity of the insulated material. Secondly, different air chutes were modelled to improve the airflow homogeneity inside the truck body. Numerical results demonstrate that the configuration with a convergent and an open duct strongly improves the air renewal.

A numerical investigation was performed in order to study heat and mass infiltration rates during the opening of a refrigerated truck body. The model predictions were compared to the experimental data of Ducoulombier et al. (2011). Experimental results revealed the existence of two distinct phenomena: a buoyancy-driven flow and a boundary layer flow. The first is a density-driven flow which gives birth to an important heat load peak. The second is due to quasi steady-state natural convection over the inner wall of the truck. The infiltration flow rate is well predicted by the CFD model, except at the transition between both flow regimes.

An experimental 6.68 m long truck body (37.6 m³) was equipped with an air curtain setup, designed and built in the frame of this work. The curtain can be composed by an ambient air jet, a cold air jet or a double jet (ambient air at the outer side, cold air at the inner side). The air of the cold jet is either cooled by an evaporator of a refrigerating unit (refrigerated air curtain) or either composed of recycled air from the cavity (recycled air curtain). Temperatures were measured by means of thermocouples and by filming a mosquito net

with an infrared camera; velocity measurements are made using hot-wire anemometers. In parallel, a numerical CFD model was developed to study the influence of various parameters such as the blowing velocity, the blowing angle, the ambient temperature or the duration of the door opening. Experimental and numerical results were found to be in good agreement. The optimal blowing velocity of the jet as well as the temperature evolution during the opening are well predicted. The maximum efficiency of the ambient air curtain is reached when the impact point of the jet occurs in the door plane at the ground level. This configuration is only relevant for short opening times (1 min). The double air curtain efficiently maintains the temperature homogeneity along the opening, but its efficiency is reduced for long opening time. The cold air curtain is the best configuration which strongly limits the temperature increase during the opening. Experimental results show that important energy savings may be achieved with the recycled air curtain. Moreover, both cold air curtain configurations are flexible and can easily be used for various ambient temperatures and various opening durations.

Keywords: *air curtain, infiltration, truck, body, opening, heat load, flow, numerical model, experimental setup, sensitivity analysis*

Sommaire

Résumé.....	v
Abstract.....	vii
Sommaire.....	ix
Nomenclature.....	xv
Introduction générale.....	1
1 Etude bibliographique.....	5
1.1 Transferts de chaleur et de masse au sein d'une enceinte réfrigérée close.....	5
1.1.1 Enceintes réfrigérées de petit volume à froid statique (réfrigérateurs).....	5
1.1.1.1 Champ de températures et de vitesses.....	6
1.1.1.2 Transferts d'humidité.....	7
1.1.1.3 Influence de la position et de la température de l'évaporateur.....	8
1.1.2 Enceintes de petit volume à froid pulsé.....	8
1.1.3 Enceintes réfrigérées de grand volume.....	9
1.1.3.1 Chambres froides.....	9
1.1.3.2 Caisses de camion frigorifique.....	10
1.2 Transferts de chaleur et de masse suivant l'ouverture de la porte.....	17
1.2.1 Analogie avec la rupture de barrages.....	17
1.2.2 Entrepôts frigorifiques et chambres froides.....	17
1.2.3 Caisse frigorifique.....	19
1.3 Protection par rideau d'air.....	21
1.3.1 Confinement d'enceinte avec recirculation.....	22
1.3.2 Confinement d'enceinte avec jet impactant.....	29
1.4 Conclusion.....	35
2 Etude théorique de la caisse fermée.....	37
2.1 Description des travaux de Moureh et al.....	37
2.2 Simulation de la configuration étudiée par Moureh et al.....	38
2.2.1 Outils et domaine.....	38
2.2.2 Modèle de turbulence et conditions aux limites.....	39
2.2.3 Maillage, loi de paroi et résolution numérique.....	39
2.2.4 Identification du paramètre τ caractéristique de la turbulence.....	39
2.2.5 Comparaison avec les résultats expérimentaux de Moureh et al.....	41

2.2.5.1	Lignes de courant.....	41
2.2.5.2	Profils de vitesses.....	41
2.2.5.3	Conclusion.....	42
2.3	Simulation d'un compartiment de caisse multi-températures.....	42
2.3.1	Description du modèle 2D.....	42
2.3.2	Description du modèle 3D.....	47
2.3.3	Résultats	48
2.3.3.1	Lignes de courant.....	48
2.3.3.2	Champs de températures.....	49
2.3.3.3	Profils de températures.....	51
2.3.3.4	Intérêt de la simulation 3D.....	51
2.3.4	Etude paramétrique.....	52
2.3.4.1	Influence du flux imposé à la paroi.....	53
2.3.4.2	Influence de la vitesse de soufflage	53
2.3.4.3	Influence de la taille du compartiment	55
2.3.4.4	Condition aux limites sur la surface extérieure de la paroi.....	56
2.4	Etude des dispositifs d'amélioration des écoulements aérauliques.....	60
2.4.1	Simulation des écoulements sans dispositif d'amélioration.....	60
2.4.2	Influence du convergent.....	60
2.4.3	Influence des conduits	62
2.4.3.1	Conduits symétriques.....	63
2.4.3.2	Conduits asymétriques	64
2.4.4	Simulation de systèmes d'amélioration des écoulements commercialisés ...	65
2.4.4.1	Conduit plafonnier ouvert.....	65
2.4.4.2	Conduit souple diffusant	68
2.4.5	Comparaison des différents systèmes.....	71
2.5	Conclusion	72
3	Phénomènes d'infiltration lors des ouvertures de porte.....	75
3.1	Expérimentations	75
3.1.1	Dispositif expérimental	75
3.1.2	Méetrologie.....	76
3.1.3	Protocole expérimental.....	76
3.2	Modélisation	78
3.2.1	Outils et domaine	78

3.2.2	Maillage et loi de paroi	79
3.2.3	Conditions aux limites, propriétés thermophysiques	79
3.2.4	Conditions initiales et résolution numérique	80
3.3	Présentation et comparaison des résultats simulés et expérimentaux.....	81
3.3.1	Débit volumique d'infiltration et temps de renouvellement de l'air.....	81
3.3.2	Champs de températures et lignes de courant.....	82
3.3.3	Profils de températures	83
3.3.4	Profils de vitesses	84
3.3.5	Température des parois.....	87
3.3.6	Charge thermique d'infiltration.....	89
3.3.7	Mécanisme de transferts lors d'une ouverture de porte.....	91
3.3.8	Infiltration 3D dans le plan de la porte.....	92
3.3.9	Influence des températures.....	92
3.4	Conclusion.....	96
4	Etude expérimentale de la protection par rideau d'air	99
4.1	Dispositif expérimental.....	99
4.1.1	Rideau d'air	99
4.1.2	Caisse réfrigérée et environnement.....	102
4.1.3	Métrologie.....	103
4.1.3.1	Températures.....	103
4.1.3.2	Vitesse	105
4.1.3.3	Humidité.....	106
4.1.3.4	Instrumentation du groupe frigorifique.....	106
4.1.3.5	Acquisition.....	106
4.1.4	Protocole expérimental.....	106
4.1.4.1	Mise en température de la caisse	106
4.1.4.2	Ouverture des portes	107
4.1.4.3	Remise en température de la caisse.....	108
4.1.4.4	Mise en place du protocole	108
4.1.5	Bilans énergétiques	109
4.2	Résultats expérimentaux	110
4.2.1	Infiltration sans dispositif de protection	110
4.2.1.1	Visualisation de l'infiltration.....	110
4.2.1.2	Evolution de la température intérieure.....	111

4.2.1.3	Evaluation de la puissance thermique d'infiltration	112
4.2.1.4	Influence de l'humidité	113
4.2.2	Protection par rideau d'air	117
4.2.2.1	Evolution des températures intérieures	117
4.2.2.2	Visualisation de l'infiltration et influence de la vitesse de soufflage	118
4.2.2.3	Bilans énergétiques, influence de la vitesse de soufflage	124
4.2.2.4	Influence de l'humidité ambiante.....	127
4.2.2.5	Influence du temps d'ouverture.....	138
4.2.2.6	Bilan énergétique global comparaison des configurations.....	138
4.3	Conclusion	140
5	Modélisation d'un rideau d'air et comparaison expérimentale	141
5.1	Configuration de type jet impactant	141
5.1.1	Description des travaux de Maurel et Sollicec	141
5.1.2	Simulation de la configuration étudiée par Maurel et Sollicec.....	143
5.1.2.1	Domaine de simulation	143
5.1.2.2	Modèle de turbulence et conditions aux limites.....	143
5.1.2.3	Maillage, loi de paroi et résolution numérique.....	143
5.1.2.4	Comparaison avec les résultats expérimentaux de Maurel et Sollicec.....	143
5.2	Simulation des configurations de rideau d'air.....	145
5.2.1	Description du modèle.....	145
5.2.1.1	Outils et domaine	145
5.2.1.2	Maillage et temps de calcul	145
5.2.1.3	Conditions aux limite et propriétés thermophysiques.....	147
5.2.1.4	Conditions initiales et résolution numérique.....	148
5.2.2	Résultats du modèle et comparaison avec les résultats expérimentaux	150
5.2.2.1	Températures moyennes intérieures	150
5.2.2.2	Champs de températures.....	152
5.2.2.3	Puissance thermique traversant l'ouverture.....	155
5.2.2.4	Conclusion.....	156
5.3	Etude paramétrique.....	158
5.3.1	Choix de l'indicateur : variation de l'énergie interne.....	158
5.3.2	Vitesse et angle de soufflage optimum.....	158
5.3.2.1	Vitesse et angle de soufflage du rideau ambiant.....	158
5.3.2.2	Vitesse et angle de soufflage du rideau froid.....	162

5.3.2.3	Vitesse et angle de soufflage du rideau double	165
5.3.3	Influence de la durée de l'ouverture.....	168
5.3.3.1	Influence de la durée de l'ouverture sur le rideau ambiant.....	168
5.3.3.2	Influence de la durée de l'ouverture sur le rideau froid.....	170
5.3.3.3	Influence de la durée de l'ouverture sur le rideau double.....	172
5.3.4	Influence de la température extérieure	174
5.3.4.1	Influence de la température extérieure sur le rideau ambiant.....	174
5.3.4.2	Influence de la température extérieure sur le rideau froid.....	176
5.3.4.3	Influence de la température extérieure sur le rideau double	178
5.3.5	Influence de la largeur soufflage	178
5.3.6	Influence des parois.....	180
5.3.7	Influence de la position du dispositif de rideau d'air	180
5.3.8	Analyse comparative des différents types de rideaux.....	181
5.3.9	Gains énergétiques, comparaison avec l'approche expérimentale.....	184
5.4	Conclusion.....	185
	Conclusion générale	187
	Bibliographie	193
	Annexe A : Calcul d'incertitude.....	199
	Annexe B : Détermination des grandeurs relatives à l'infiltration	200
	Annexe C : Fréquence d'alimentation des ventilateurs et vitesse de soufflage.	201
	Annexe D : Influence du sens de rotation sur les performances du ventilateur.....	202

Nomenclature

A_{ap}	: surface d'ouverture (m^2)
b	: épaisseur de la lame d'air à l'aspiration (m)
C	: masse volumique ($kg\ m^{-3}$)
C_μ	: constante empirique du modèle de turbulence
C_p	: chaleur massique ($J\ kg^{-1}\ K^{-1}$)
D_H	: diamètre hydraulique de la bouche de soufflage (m)
D_m	: module de déflexion
E	: enthalpie ($J\ kg^{-1}$)
e	: épaisseur de soufflage du jet (m)
g	: accélération de la pesanteur ($m\ s^{-2}$)
H	: hauteur de l'ouverture (m)
h	: coefficient d'échange convectif ($W\ m^{-2}\ K^{-1}$)
I	: intensité turbulente (%)
K	: coefficient global d'échange ($W\ m^{-2}\ K^{-1}$)
k	: énergie cinétique turbulente ($m^2\ s^{-2}$)
L	: longueur (m)
L_t	: longueur caractéristique de la turbulence (m)
l	: largeur (m)
\dot{m}	: débit massique ($kg\ s^{-1}$)
\dot{m}''	: débit massique local ($kg\ s^{-1}\ m^{-2}$)
N	: essai expérimental
P	: profondeur de l'enceinte (m)
P°	: pression (Pa)
Q	: énergie thermique (J)
\dot{Q}	: puissance thermique (W)
\dot{Q}''	: puissance thermique locale ($W\ m^{-2}$)
R	: résistance thermique surfacique ($K\ m^2\ W^{-1}$)
R_s	: constante spécifique des gaz parfait ($J\ kg^{-1}\ K^{-1}$)
S	: surface d'échange (m^2)
T	: température (K)
t	: temps (s)
U	: humidité relative (%)
V	: vitesse ($m\ s^{-1}$)
V_I	: volume d'infiltration (m^3)
\dot{V}	: débit volumique ($m^3\ s^{-1}$)
Z	: position de la barre instrumentée
x, y, z	: coordonnées (m)

Lettres grecques

α	: angle de soufflage ($^{\circ}$)
β	: coefficient de dilatation (K^{-1})
γ	: angle d'ouverture du jet ($^{\circ}$)
ε	: diffusion d'énergie turbulente ($m^2 s^{-3}$)
η	: efficacité du rideau
θ	: paramètre d'identification
λ	: conductivité thermique ($W m^{-1} K^{-1}$)
μ	: viscosité dynamique ($Pa s$)
ρ	: masse volumique ($kg m^{-3}$)
τ	: paramètre de turbulence dépendant du logiciel de CFD
ϕ	: flux surfacique ($W m^{-2}$)

Exposants :

0	: initial
'	: grandeur adimensionnée

Indices :

0	: soufflage du jet
a	: ambiance / ambiant
ar	: avec rideau d'air
b	: rideau froid
BP	: panneau arrière (Back Panel)
da	: air sec (dry air)
DAG	: grille de soufflage (Discharge Air Grille)
$evap$: évaporateur
ext	: extérieur
in	: intérieur / interne
I	: infiltration
max	: maximum
p	: paroi
RAG	: grille d'aspiration (Return Air Grille)
s	: sensible
sr	: sans rideau d'air
t	: turbulent
tot	: total
w	: vapeur d'eau (water)
ws	: vapeur d'eau saturée (saturated water vapour)

Nombres sans dimension :

Gr	: nombre de Grashof
Re	: nombre de Reynolds
Ri	: nombre de Richardson

Introduction générale

Ces dernières décennies, la multiplication du nombre des petits supermarchés dans les agglomérations a fortement modifié le mode de livraisons urbaines de denrées périssables. Les camions frigorifiques, faisant initialement des trajets entre les entrepôts et les centres commerciaux, situés en périphérie, se sont ainsi déportés vers les centres villes. De plus, les différentes enseignes, souhaitant maximiser la surface de vente, ont diminué leurs surfaces de stockage et augmenté leurs fréquences d'approvisionnement, amplifiant alors le trafic urbain de distribution de denrées périssables. Pour satisfaire à ce nouveau besoin, carrossiers et constructeurs ont alors développé des caisses frigorifiques composées de différents compartiments et équipées d'un groupe frigorifique multi-températures permettant de transporter à la fois des produits frais et surgelés. Ces groupes frigorifiques sont généralement alimentés par un moteur diesel autonome, qui fournit ainsi la puissance mécanique requise indépendamment du fonctionnement du moteur du véhicule.

Dans un contexte de préservation de la chaîne du froid, différents accords internationaux visant à réglementer le transport de denrées périssables ont été ratifiés. Ainsi, dès 1962 un accord international a réglementé les échanges transfrontaliers de denrées périssables (Accord relatif aux Engins spéciaux pour le transport de denrées périssables et à leur utilisation pour les transports internationaux de certaines denrées, United Nation, 1962). Cet accord visait alors à définir différentes classes de véhicules en fonction du degré d'isolation des caisses frigorifiques et habilitait ces dernières au transport de produits frais ou surgelés. Cet Accord relatif aux Transports de denrées Périssables intègre aujourd'hui la problématique de la réduction de la consommation énergétique des engins frigorifiques (ATP ; United Nation, 2015). En effet, le système de réfrigération engendre une surconsommation énergétique qui peut aller jusqu'à 30 % de la consommation énergétique du véhicule (Tassou et al., 2009). L'ATP fixe actuellement « les exigences de moyens nécessaires pour le transport sous températures dirigées ». Il permet ainsi de s'assurer, à intervalles de temps réguliers, de la bonne isolation de la caisse et du bon fonctionnement du groupe frigorifique associé. Cependant, le développement de la distribution urbaine a rendu cette approche inadaptée car uniquement basée sur l'isolation thermique de la caisse. En effet, les circuits de distribution engendrent de multiples ouvertures de portes qui peuvent représenter une charge thermique du même ordre de grandeur que l'infiltration au travers des parois. Repice et Stumpf (2007) évaluent cette surconsommation énergétique à environ 15 % par rapport au transport frigorifique de longue distance.

Afin de diminuer la consommation énergétique des groupe frigorifiques, de réduire les émissions sonores et polluantes, particulièrement en agglomération, différentes mesures ont été récemment mises en place par les transporteurs :

- Certains camions frigorifiques sont par exemple équipés d'un réservoir de fluide cryogénique sous pression, qui est détendu directement dans la caisse. Le réservoir permet ainsi d'assurer une autonomie frigorifique sans nécessiter le fonctionnement d'une boucle frigorifique alimentée par un moteur thermique. Ce

mode de fonctionnement ne permet cependant pas une réduction de la consommation énergétique du groupe et reporte l'empreinte environnementale du transport des denrées sur le mode de production du fluide cryogénique.

- Afin d'optimiser le fonctionnement des groupes frigorifiques, des solutions hybrides sont développées par les constructeurs. Des batteries permettent d'alimenter le compresseur du groupe frigorifique, ce qui permet de limiter le fonctionnement du moteur thermique en zone urbaine. Cette architecture alternative de fonctionnement est attrayante dans le sens où elle permet un fonctionnement optimal du moteur thermique.
- Certains constructeurs ont également mis en place des rideaux à lanières plastiques au niveau des ouvertures, afin de limiter l'infiltration d'air extérieur lors des ouvertures de portes. Ces rideaux ne sont pas généralisés car ils entravent le passage des livreurs. De plus, ils nécessitent un entretien régulier afin de garantir une bonne efficacité et une bonne hygiène de la protection.
- Très récemment, certains carrossiers ont commercialisé des systèmes de rideau d'air ; situés au-dessus des ouvertures, ils ont pour objectif de limiter l'infiltration d'air ambiant. Ce mode de confinement permet de garantir la chaîne du froid, de limiter la détérioration des produits transportés et de diminuer la consommation énergétique du groupe frigorifique lors de la fermeture des portes, sans entraver le passage des manutentionnaires. La problématique rencontrée avec ces rideaux consiste généralement à trouver le meilleur compromis entre le maintien en température de la caisse et la surconsommation énergétique nécessaire à la production du rideau. De plus, la sensibilité des performances de ces rideaux aux paramètres est encore peu étudiée.

Le confinement par rideau d'air est un moyen bien connu pour isoler deux ambiances, par une barrière virtuelle. Il est composé de ventilateurs propulsant l'air au travers d'une grille de soufflage. Cette dernière peut être équipée de nids d'abeilles afin d'obtenir un jet plan laminaire. Ce flux d'air, injecté entre les deux ambiances, permet d'établir une barrière dynamique. Le flux peut être injecté à la même température que la zone à confiner ou bien à la température de l'ambiance. Dans certains cas le rideau peut même être constitué de plusieurs jets à différentes températures. Le rideau ainsi créé permet de limiter les transferts de chaleur, d'humidité, de polluants, d'odeurs et même d'insectes. Ses domaines d'applications actuels sont principalement sédentaires. Les rideaux d'air sont utilisés à l'entrée des grands magasins ou des entrepôts frigorifiques pour limiter l'infiltration d'air extérieur ; ils sont utilisés dans les meubles de vente afin de garantir la chaîne du froid des produits, tout en laissant l'accès libre aux consommateurs. Ils sont également présents dans l'industrie par exemple pour le confinement de salles blanches ou de hottes aspirantes. Toutes ces applications sont largement étudiées et décrites dans la littérature scientifique (Navaz et al., 2002 ; Foster et al., 2006 ; Laguerre et al., 2012). Les travaux relatifs au confinement de camions frigorifiques par rideau d'air sont cependant rares. Ces travaux ne donnent généralement des résultats d'essais que pour une configuration donnée ; l'étude de l'influence des paramètres du confinement reste dans tous les cas sommaire (Tso et al., 2002 ; Clavier et al., 2011). Ces quelques résultats sont cependant très prometteurs. Ainsi, pour une ouverture de dix minutes et une configuration de rideau d'air donnée (température intérieure -20 °C, température extérieure 29 °C), Tso et al. (2002) observent que la présence du rideau au niveau de l'ouverture latérale réduit de 40 % l'énergie pénétrant dans la caisse. Par comparaison, cette réduction n'est que de 11 % dans le cas d'un rideau à lamelles en plastique.

Similairement, Clavier et al. (2011) étudient expérimentalement le confinement de la porte arrière d'un camion frigorifique par différents rideaux d'air. Une de leurs configurations permet de réduire de 24 % l'énergie infiltrée, pour une ouverture d'environ quinze minutes (température intérieure 0 °C, température extérieure 20 °C).

Le présent travail de thèse s'est déroulé dans le cadre d'une Convention Industrielle de Formation par la Recherche (CIFRE) entre le Centre d'Énergétique et de Thermique de Lyon (CETHIL) et l'entreprise Carrier Transicold. Cette convention a été mise en place après une première collaboration entre les deux entités, dans le cadre du projet TRUE (Truck for Urban Environment) achevé en 2010. Ce projet avait alors pour objectif de réaliser le bilan énergétique complet d'un véhicule frigorifique à usage urbain. Il est apparu que la charge thermique induite par les ouvertures de porte du camion était prépondérante dans ce bilan et de plus, difficilement prédictible avec les modèles existant dans la littérature. Le CETHIL s'est alors attaché à déterminer expérimentalement les débits d'infiltration de l'air ambiant à travers les ouvertures. Un modèle analytique a été établi sur la base des données expérimentales (T. Lafaye de Micheaux et al., 2014). La collaboration entre Carrier Transicold et le CETHIL s'est poursuivie afin de mieux appréhender les phénomènes thermo-aérauliques en jeu lors d'une ouverture de porte, et de limiter les déperditions au moyen d'un rideau d'air adapté aux camions frigorifiques.

L'objectif final de cette thèse est donc d'étudier le confinement par rideau d'air d'une caisse de camion frigorifique par un dispositif de rideau d'air innovant. Etant donné le faible nombre de travaux décrits dans la littérature utilisant une telle configuration, l'état de l'art recensera principalement les recherches menées sur l'infiltration d'air, d'humidité et de chaleur dans les entrepôts frigorifiques ou les vitrines réfrigérées. La première configuration concerne principalement des volumes de confinement (jusqu'à 20 000 m³) largement supérieurs à ceux des engins frigorifiques (de 2 à 100 m³). De plus, contrairement à ces derniers, les ouvertures de portes des entrepôts sont brèves, généralement inférieures à une minute. Dans ces conditions, l'établissement de l'écoulement est rapide : le régime permanent est atteint en moins de trois secondes (Hendrix et al., 1989; Azzouz et al., 1993). Différentes corrélations sont établies dans la littérature pour décrire la charge thermique d'infiltration en régime permanent (Brown and Solvason, 1963 ; Tamm, 1965 ; Fritzsche and Lilienblum, 1968 ; Gosney and Olama, 1975 ; Pham and Oliver, 1983) ; ces corrélations sont cependant difficilement applicables aux caisses de camions frigorifiques car la différence de volume est importante. Les études relatives au confinement de vitrines réfrigérées sont abondantes et très complètes. De nombreux auteurs s'intéressent par exemple à l'influence des paramètres de soufflage sur l'efficacité du confinement (Navaz et al., 2002 ; Foster et Evans, 2007a ; Laguerre et al., 2012). Les vitrines réfrigérées sont une configuration relativement proche du sujet de la présente étude. Cependant, la présence d'une grille d'aspiration à la base de l'ouverture rend les résultats obtenus pour les vitrines réfrigérées difficilement applicables aux camions frigorifiques ; une telle recirculation de l'air du rideau n'étant pas envisageable dans ce dernier cas. Le dispositif de type jet impactant est particulièrement adapté à la configuration d'un camion frigorifique. Il est constitué d'un jet d'air dont le flux n'est pas recyclé au travers d'une bouche d'aspiration. Ce type de rideau a l'avantage de s'intégrer aisément à différentes configurations. Le rideau d'air est cependant moins stable et

légèrement moins performant. Les travaux de la littérature se rapportant aux jets impactants sont réalisés principalement pour des écoulements isothermes et ne s'intéressent que rarement aux transferts de chaleur. A la lumière de ces deux configurations largement analysées dans la littérature, la présente étude visera dans un premier temps à déterminer, par des approches expérimentales et numériques, la charge thermique supplémentaire due à une ouverture de porte non protégée. Puis, différents dispositifs de rideau d'air innovants seront étudiés expérimentalement et numériquement afin d'en optimiser le fonctionnement.

Le présent manuscrit s'articulera autour de cinq chapitres :

- Le premier recensera les différents travaux de la littérature relatifs à la problématique d'étude. Dans un premier temps, les différentes investigations relatives aux écoulements aérauliques dans une enceinte réfrigérée close seront décrites. Puis, les publications relatives aux transferts de chaleur et de masse suivant l'ouverture d'une enceinte seront rapportées. Enfin, les travaux relatifs au confinement de vitrines et d'enceintes réfrigérées seront analysés.
- Le second chapitre sera consacré à l'étude théorique des écoulements d'air et des transferts thermiques au sein d'une caisse de camion frigorifique fermée et non chargée en denrées. Un modèle numérique (CFD) sera tout d'abord développé et validé à partir de résultats de la littérature. Le modèle sera alors adapté afin de simuler les phénomènes thermo-aérauliques siégeant dans le compartiment arrière du camion multi-températures, objet de l'étude expérimentale décrite dans le chapitre quatre. Enfin, différents dispositifs d'amélioration des écoulements d'air, visant à mieux homogénéiser le champ de températures, seront comparés.
- Le troisième chapitre s'intéressera aux phénomènes d'infiltration d'air et de chaleur lors de l'ouverture des portes situées à l'arrière du compartiment, sans dispositif de protection. Dans un premier temps, les expérimentations réalisées dans le cadre du projet TRUE sur un véhicule frigorifique réel en tunnel climatique seront présentées. Puis, un modèle CFD sera développé, les prédictions seront comparées aux résultats expérimentaux.
- Le quatrième chapitre étudiera expérimentalement la protection d'une ouverture par un système de rideau d'air. Il décrira tout d'abord le dispositif expérimental ainsi que les différentes configurations de rideau d'air pouvant être insufflées au niveau de l'ouverture. Les résultats de la campagne expérimentale menée en 2015 dans le cadre de cette thèse seront ensuite présentés.
- Enfin, dans le cinquième chapitre, le modèle CFD précédent sera modifié de façon à simuler le fonctionnement d'un rideau d'air. Dans un premier temps, une configuration de type jet impactant sera simulée et les résultats comparés à ceux de la littérature. Les performances du rideau seront évaluées au moyen du calcul de la variation de l'énergie interne de la caisse, prenant en compte l'énergie frigorifique injectée dans le rideau. Une étude paramétrique permettra de cerner les grandeurs les plus influentes sur l'efficacité du confinement et d'en rechercher le fonctionnement optimal pour différentes températures extérieures et durées d'ouverture.

Chapitre 1 : Etude bibliographique

Introduction

Ce premier chapitre a pour but de dresser un état de l'art des études et technologies développées pour réduire l'infiltration d'air lors des ouvertures de cavités. Un bilan des études menées dans les cavités réfrigérées sera tout d'abord présenté. Elles se focalisent principalement sur les champs de température et de vitesse, le but recherché étant l'homogénéisation de la température dans l'enceinte. Les différents travaux relatifs à l'infiltration d'air au travers d'une cavité ponctuellement ouverte sans dispositif de protection seront ensuite exposés. Enfin les études relatives au confinement d'enceintes par rideau d'air seront décrites et analysées.

1.1 Transferts de chaleur et de masse au sein d'une enceinte réfrigérée close

Différentes technologies ont été développées dans le but de maintenir une enceinte à une température inférieure à l'ambiance. On distingue celles de type froid statique aussi appelées configurations à température de paroi imposée, de celles à froid pulsé ou ventilé. Dans la technologie à froid statique, principalement utilisée dans les réfrigérateurs traditionnels, la convection naturelle et le rayonnement sont les principaux modes de transferts de chaleur entre une paroi froide et l'air intérieur. La source froide est alors un évaporateur, généralement de type « roll-bond ». Le froid statique est également utilisé dans les camionnettes frigorifiques équipées de plaques eutectiques, ce type d'application mobile est cependant peu étudié dans la littérature. Dans la technologie à froid pulsé, les transferts thermiques en jeu sont de type convection forcée ou mixte. Elle est utilisée dans les enceintes de grand volume, comme les chambres froides, les caisses de camions ou conteneurs frigorifiques. Quelques réfrigérateurs à froid pulsé apparaissent sur le marché mettant en avant une meilleure homogénéité de la température. Cette seconde application très récente est rarement étudiée dans la littérature.

Dans ce qui suit, une analyse de la littérature est réalisée tout d'abord pour les réfrigérateurs à froid statique puis pour les chambres froides, les caisses et conteneurs à froid pulsé.

1.1.1 Enceintes réfrigérées de petit volume à froid statique (réfrigérateurs)

De par sa très large diffusion, le réfrigérateur constitue un vaste sujet d'étude dans la littérature. La motivation première des auteurs est de déterminer les paramètres influençant l'homogénéité de la température. Pour cela, ils analysent les champs de vitesses, les transferts d'humidité et l'influence de la position de l'évaporateur.

1.1.1.1 Champ de températures et de vitesses

Laguerre et al. (2005) étudient expérimentalement l'influence du chargement sur le champ de températures dans un réfrigérateur domestique. Le chargement est représenté par quatre blocs composés d'éléments de géométries identiques, des sphères creuses en PVC. Ils constatent que la présence de sphères entraîne un changement significatif du champ de températures mesurées par thermocouples. A proximité de la paroi réfrigérée, la température de l'air est plus basse dans le cas du réfrigérateur chargé. En effet, les blocs réduisent la section de passage disponible, ce qui augmente la vitesse de l'air et augmente les échanges convectifs avec la paroi. Le même phénomène est observé au niveau de la paroi opposée (non refroidie). Les échanges convectifs avec la paroi sont plus importants dans le cas du réfrigérateur chargé, la température de l'air est alors plus élevée. Dans la partie supérieure du réfrigérateur, au contraire, le chargement réduit la vitesse de circulation d'air ; une zone de stagnation se développe où la température de l'air est plus élevée. Un modèle CFD est ensuite réalisé, dans un premier temps pour un réfrigérateur vide (Laguerre et al. 2006). Il montre la stratification thermique de l'air dans le réfrigérateur. Le modèle prédit bien le champ de températures lorsque les transferts radiatifs sont pris en compte. Dans un second temps c'est un réfrigérateur rempli de sphères qui est modélisé (Laguerre et al. 2008a). La première approche mise en place consiste à mailler directement les sphères dans le modèle CFD. La seconde approche consiste à les assimiler à un milieu poreux, ce qui permet de réduire le temps de calcul. Les deux approches donnent des résultats satisfaisants (figure 1.1). Un système de vélocimétrie par images de particules (PIV) est installé dans le dispositif expérimental (Laguerre et al. 2008b) dans le but de mesurer directement les vitesses de l'air et d'observer l'influence du chargement (sphères). Les résultats obtenus sont en contradiction partielle avec les conclusions précédentes de Laguerre et al. (2005). Les résultats expérimentaux montrent que dans le cas du réfrigérateur chargé la vitesse est réduite et spatialement plus homogène que dans le cas du réfrigérateur vide (figure 1.2). Les auteurs expliquent cette plus faible vitesse dans le cas du réfrigérateur chargé par les forces des frottements se développant entre l'air et les sphères.

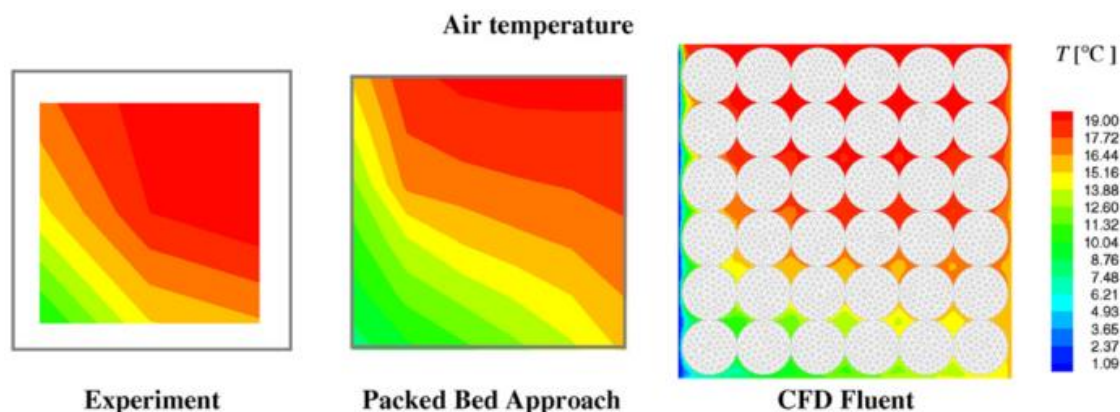


Figure 1.1 Champs de températures expérimental et numériques dans le plan de symétrie (Laguerre et al. 2008a.).

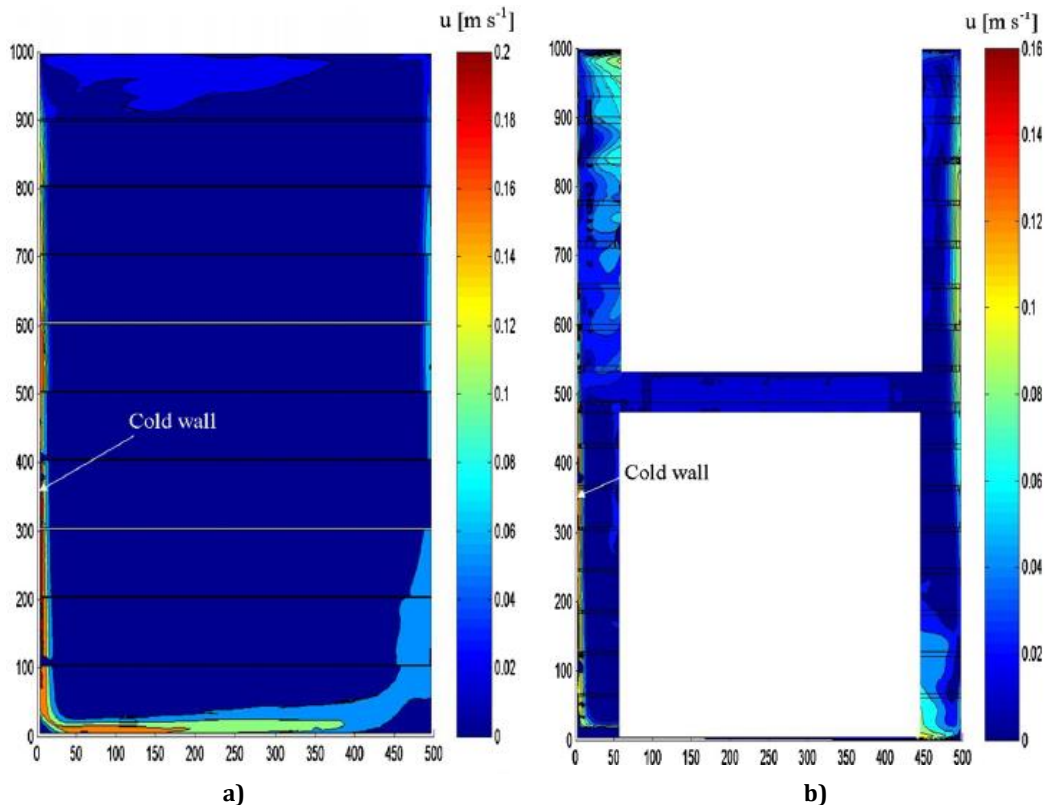


Figure 1.2 : Champ des vitesses expérimentales moyennes dans le plan de symétrie d'un réfrigérateur a) vide et b) chargé, contenant de l'air sec, $T_w=0\text{ }^\circ\text{C}$, $T_a=0\text{ }^\circ\text{C}$ (Laguerre et al. 2008b).

1.1.1.2 Transferts d'humidité

Laguerre et al. (2010) s'intéressent également aux transferts d'humidité dans un réfrigérateur rempli de cylindres. Les cylindres en plâtre sont plongés dans l'eau puis placés dans le réfrigérateur. En suivant l'évolution de leur masse sur 12 jours, les auteurs remontent à la vitesse d'évaporation de l'eau. Ils constatent que la condensation se produit particulièrement sur les cylindres situés à proximité de l'évaporateur alors que l'évaporation a lieu à proximité de la paroi adiabatique. Les résultats expérimentaux sont comparés à un modèle CFD. Celui-ci prend en compte les transferts conductifs dans les cylindres, les transferts convectifs entre l'air et les cylindres et entre l'air et les parois, et les transferts radiatifs entre les parois et les produits. La loi des gaz parfait est utilisée pour décrire les variations de la masse volumique de l'air en fonction de la température et de l'humidité. Les transferts de masse sont pris en compte pour l'air mais pas pour le chargement. Une méthode simplifiée est développée pour modéliser l'évaporation et la condensation à la surface des cylindres. La vitesse de condensation ou d'évaporation est supposée proportionnelle à la différence de pression de vapeur de l'air et à la pression de vapeur saturante à la température du cylindre (la surface du cylindre est supposée saturée en eau). Dans les cylindres, la migration de l'eau de la surface vers le centre du cylindre ou du centre vers la surface n'est pas prise en compte. Les résultats expérimentaux et numériques sont qualitativement similaires. La position des cylindres à forte évaporation ou forte condensation est bien prédite. Cependant les résultats numériques sous estiment les vitesses d'évaporation. En mesurant par PIV les vitesses de l'air dans le réfrigérateur, les auteurs observent que les phénomènes de condensation et d'évaporation augmentent sensiblement la vitesse des écoulements (Laguerre et al. 2009).

1.1.1.3 Influence de la position et de la température de l'évaporateur

Laguerre et al. (2008b) étudient expérimentalement l'influence de la surface et de la température de l'évaporateur. En divisant par deux la taille de l'évaporateur, ils constatent que dans la partie inférieure du réfrigérateur, l'épaisseur de la couche limite reste inchangée et que la vitesse de l'air est très légèrement réduite. En effet la vitesse maximale dans le réfrigérateur passe de $0,24 \text{ m s}^{-1}$ à $0,2 \text{ m s}^{-1}$. Ils notent cependant que la température de l'évaporateur a une influence plus importante sur la vitesse de l'air dans le réfrigérateur. Ainsi, à mi-hauteur, la vitesse proche de l'évaporateur passe de $0,19 \text{ m s}^{-1}$ (évaporateur à 0 °C) à $0,23 \text{ m s}^{-1}$ (évaporateur à -10 °C). Une plus faible température de l'évaporateur induit un plus fort gradient de température, ce qui a pour conséquence une augmentation de la vitesse de l'air dans la couche limite.

Kinoshita et Gasche (2011) étudient numériquement l'influence de la position de l'évaporateur. Ils constatent que le déplacement de l'évaporateur du haut vers le bas du réfrigérateur entraîne une augmentation de la température de 2 °C à 12 °C dans la partie supérieure du réfrigérateur et une diminution de la température de -4 °C à -6 °C dans la partie inférieure. Les auteurs ne donnent cependant pas d'explications relatives à ces observations.

1.1.2 Enceintes de petit volume à froid pulsé

La particularité des travaux de Gupta et al. (2011) réside dans le type de configuration étudiée, où les réfrigérateurs sont ventilés. Le calcul du nombre de Richardson Ri , compare les effets relatifs de la convection naturelle, quantifiée par le nombre de Grashof Gr à ceux de la convection forcée, quantifiée par le nombre de Reynolds Re :

$$Gr = \frac{g\beta L^3 \rho^2 (T_{in} - T_{evap})}{\mu^2} \quad (1.1)$$

$$Re = \frac{\rho V L}{\mu} \quad (1.2)$$

$$Ri = \frac{Gr}{Re^2} = \frac{g\beta (T_{in} - T_{evap})}{V^2} \quad (1.3)$$

Avec g l'accélération due au champ de pesanteur, β le coefficient de dilatation de l'air, T_{in} et T_{evap} les températures respectives de l'air intérieur et de paroi de l'évaporateur, L la longueur caractéristique (hauteur du réfrigérateur), V la vitesse caractéristique (vitesse moyenne de l'air au niveau de la bouche de soufflage), ρ la masse volumique de l'air et μ sa viscosité dynamique.

La valeur du nombre de Richardson, égale à $0,27$, permet aux auteurs de conclure que la convection dans le réfrigérateur est mixte. Une modélisation CFD est réalisée avec l'approximation de Boussinesq, dans laquelle l'air intérieur du réfrigérateur est discrétisé par un maillage uniforme tétraédrique. La température ambiante est fixée ainsi que le coefficient d'échange global entre l'air intérieur et l'air ambiant. L'étude numérique est validée à 7% près par comparaison des températures prédites avec des résultats expérimentaux pour différentes positions (tableau 1.1).

Tableau 1.1 : Températures expérimentales et numériques à différentes positions dans le réfrigérateur (Gupta et al. 2011).

Position	T-T _a (K)	
	Mesures	Modèle CFD
Etagère supérieure	254,0	249,0
Etagère à mi-hauteur	254,3	249,5
Etagère inférieure	253,6	249,6
Etagère à mi-hauteur dans la porte	255,8	249,6
Différence maximale	3,3	3,3

Un modèle CFD en régime transitoire est ensuite développé dans le but de simuler la mise en température du réfrigérateur et de prédire l'influence du fonctionnement cyclique du compresseur. Le profil de températures temporel imposé au soufflage de l'évaporateur est donné sur la figure 1.3. Les auteurs ne précisent pas s'il s'agit d'un profil issu de résultats expérimentaux ou numériques. Les résultats numériques CFD concordent à nouveau avec les résultats expérimentaux, les auteurs ne présentent cependant pas la comparaison.

1.1.3 Enceintes réfrigérées de grand volume

Les cavités réfrigérées de grand volume, chambres froides, caisses et conteneurs frigorifiques, utilisent la technologie de type froid pulsé dans le but de maintenir une bonne homogénéité de la température. Les études menées pour les chambres froides, caisses et conteneurs frigorifiques se distinguent des travaux menés dans l'aérodynamique du bâtiment par le fait que les bouches de soufflage et d'aspiration sont situées sur la même paroi. Ainsi une forte cellule de recirculation est présente dans cette zone.

1.1.3.1 Chambres froides

Magoo (2003) détermine la consommation énergétique d'un entrepôt frigorifique (80 000 m³) chargé, au moyen d'un modèle développé par l'intermédiaire du logiciel TRNSYS (Transient System Simulation Program). Les flux thermiques au travers des parois sont pris en compte par l'intermédiaire d'un coefficient d'échange global pour trois scénarii d'isolation différents. La température du sol est supposée constante et égale à 10 °C. La température ambiante extérieure varie en fonction d'un relevé météorologique. Les apports internes dus à l'éclairage et aux opérateurs sont pris en compte. Le système de réfrigération est également entièrement modélisé via un module du logiciel TRNSYS. La puissance frigorifique est déterminée en fonction des températures d'aspiration et de refoulement du compresseur. Il est alimenté par le réseau électrique. L'objectif de Magoo est d'optimiser la consommation énergétique de la chambre froide en fonction des tarifs de l'électricité en jouant sur l'inertie des produits. Dans le cas d'un contrat de fourniture d'électricité à deux tarifs (heures pleines / creuses), une économie de 10 % est obtenue sur la facture annuelle. Cette économie s'élève à 30 % dans le cas d'un tarif d'achat fluctuant en temps réel en fonction du prix de marché de l'électricité. Les prédictions du modèle thermique ne sont cependant pas comparées à des résultats expérimentaux.

Kolodziejczyk et Butrymowicz (2011) modélisent en régime permanent par différences finies les transferts de masse et de chaleur dans une chambre froide chargée. Les palettes remplies de carottes sont modélisées par un milieu poreux homogène. Les conditions aux limites au niveau des parois sont un flux imposé (5 W m⁻²) et le non glissement. Le débit volumique imposé au niveau de l'évaporateur est de 14000 m³ h⁻¹ à une température de

0 °C. La puissance frigorifique de l'évaporateur est modélisée par un flux volumique de 500 W m⁻³. Le modèle de turbulence RNG k-ε est utilisé. La convection naturelle n'est pas prise en compte dans le modèle car les vitesses d'écoulement sont relativement importantes et les écarts de températures sont faibles. La figure 1.4 présente les deux configurations de chargement étudiées par les auteurs. La configuration a) est composée de 12 palettes parallélépipédiques ; la configuration b) de 24 demi-palettes. Ils constatent que la configuration b) donne une distribution en température plus homogène grâce à la meilleure circulation de l'air entre les palettes.

1.1.3.2 Caisses de camion frigorifique

Menia et al. (2002) étudient la distribution d'air entre les palettes à l'intérieur des semi-remorques frigorifiques (figure 1.5). Dans la configuration étudiée, le chargement est bien différent de celui des conditions réelles (figure 1.6) : il est supposé homogène, les palettes sont identiques, rigoureusement alignées et espacées dans la caisse.

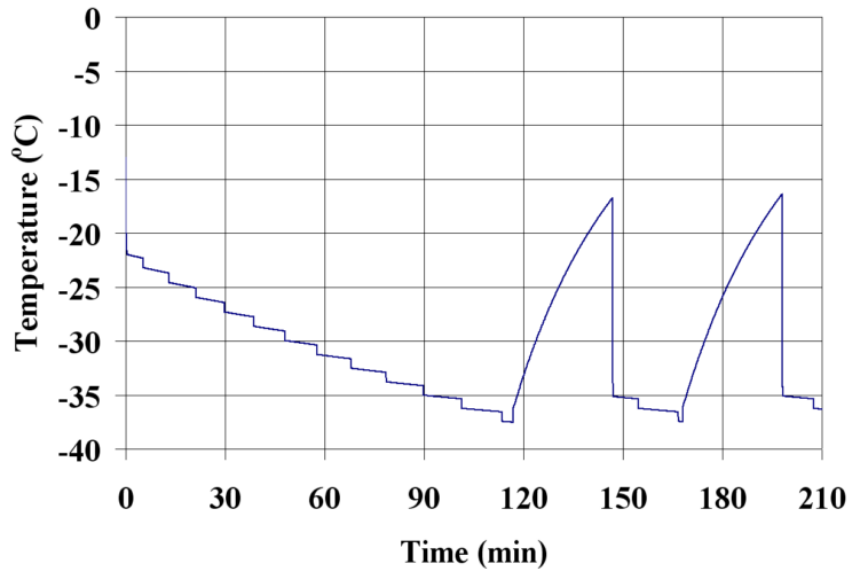


Figure 1.3 : Profil de températures temporel imposé au soufflage (Gupta et al. 2011).

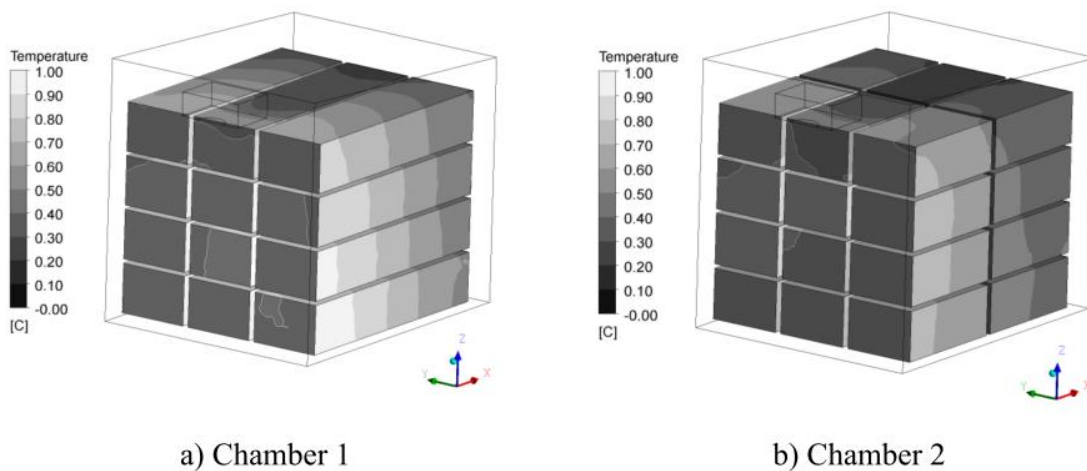


Figure 1.4 : Champs de températures à la surface des palettes pour les deux configurations étudiées (Kolodziejczyk et Butrymowicz 2011).

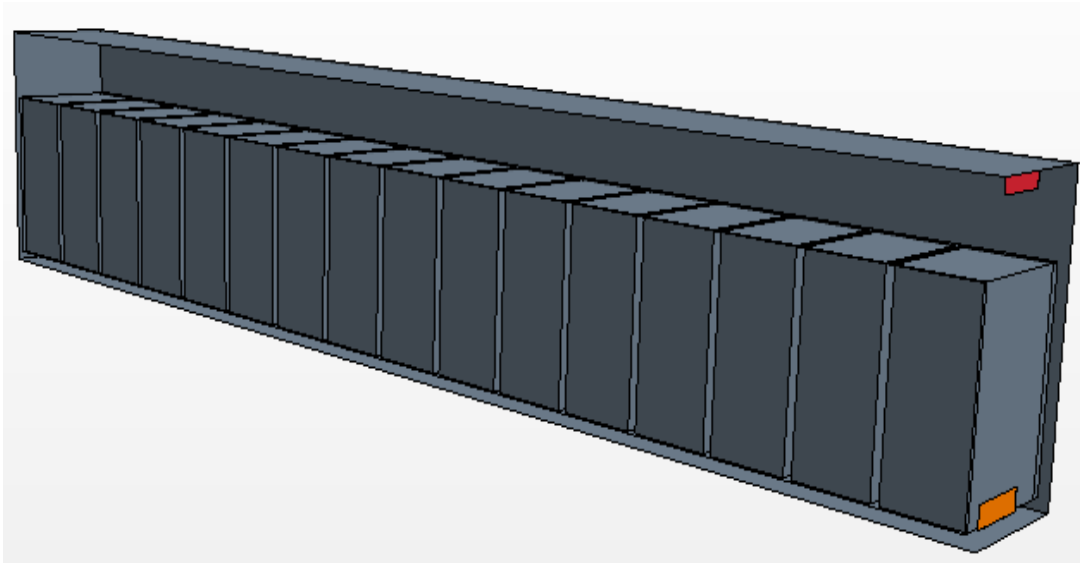


Figure 1.5 : Représentation 3D de la semi-remorque modélisée par Menia et al. (2002).



Figure 1.6 : Chargement d'une caisse frigorifique en conditions réelles.

Menia et al. modélisent tout d'abord le système par la méthode nodale en faisant l'hypothèse d'un écoulement en deux dimensions (figure 1.7). La caisse est divisée en quatre zones comprenant quatre palettes. A chacune de ces zones est associée deux potentiels représentant la pression au-dessus et au-dessous du chargement. La résistance à l'écoulement due à l'interstice palette/palette est modélisée, par analogie avec l'électricité, par une résistance électrique. Le modèle nodal est ensuite comparé à un modèle CFD dans lequel l'interstice entre les palettes est modélisé par un milieu poreux fictif. Le but est de diminuer le temps de calcul et la mémoire nécessaires à la résolution numérique. Les résultats numériques permettent d'étudier l'influence de la distance palette-paroi et l'influence de la distance palette-palette sur la distribution des vitesses dans la caisse. Ils observent une bonne concordance des résultats entre le modèle CFD et le modèle nodal, dans le cas où l'interstice entre les palettes d'une part et entre les palettes et les parois latérales d'autre part est égal (distance paroi-palette : 2 cm ;

palette-palette : 2 cm ; palette-paroi : 2 cm). Les écarts entre les modèles sont plus importants lorsque l'espace entre les palettes augmente (1 / 4 / 1 cm). Cependant les auteurs ne définissent pas la meilleure configuration aéroulique qui favoriserait le renouvellement d'air dans la caisse. Menia et al. développent également un dispositif expérimental à échelle réduite, qui ne leur permet pas d'étudier l'influence de la température. Toutes leurs études expérimentales sont donc menées pour des configurations isothermes. Les vitesses des écoulements sont mesurées par anémométrie laser à effet doppler (LDA). Les résultats prédits par le modèle simplifié sont en adéquation avec les expérimentations réalisées et avec les simulations du calcul CFD.

L'étude de Menia et al. est ensuite complétée par les travaux de Moureh et al. (2002) qui étudient tout d'abord le développement du jet d'air à la sortie de la bouche de soufflage. La maquette expérimentale permet d'observer que ce jet suit le plafond sur une distance de 10 m dans le cas d'une caisse vide et sur une distance de 6 m dans le cas d'un camion chargé ; le jet se décolle ensuite du plafond (figure 1.8). Ce phénomène est dû à l'effet Coanda qui est le résultat de l'attraction d'un jet par une paroi convexe. Dans le cas d'une caisse vide, le décollement de ce jet du plafond entraîne l'apparition d'une seconde zone de recirculation ayant des vitesses d'écoulement beaucoup plus faibles. Moureh et al. constatent également que l'utilisation du modèle de turbulence RMS, permet de prédire avec précision la zone de décollement du jet et les écoulements de recirculation, ce que ne permet pas le modèle $k-\epsilon$.

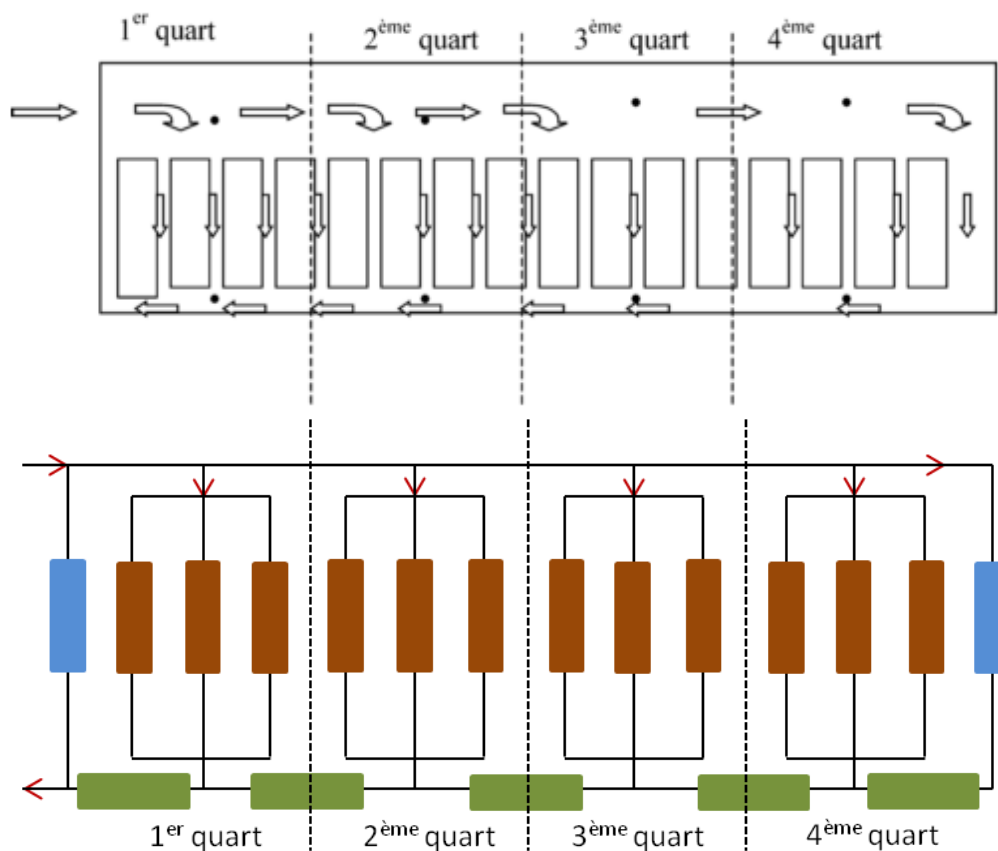


Figure 1.7 : Modélisation de type nodale des écoulements dans la caisse frigorifique chargée (Menia et al. 2002).

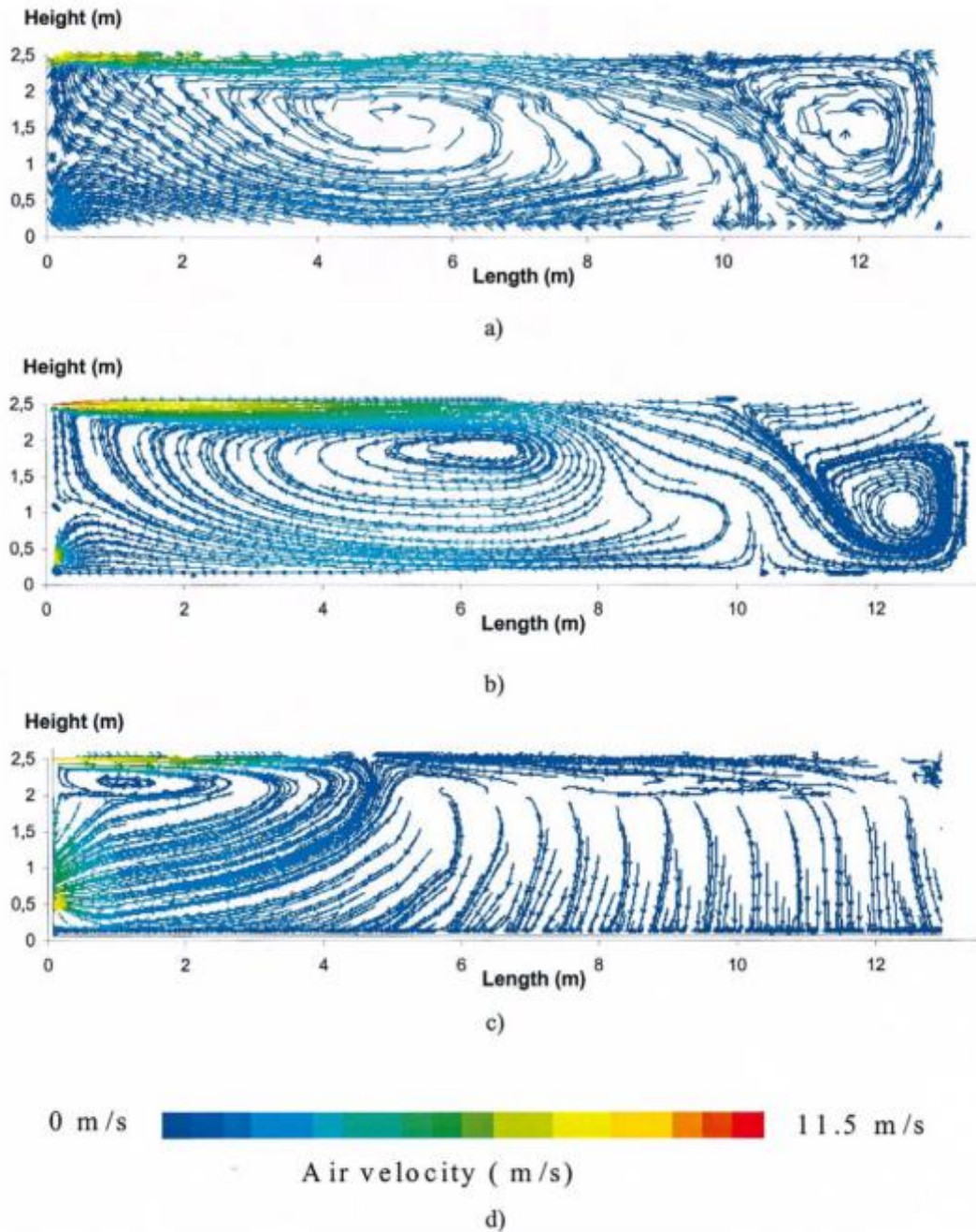


Figure 1.8 : Profils de vitesses dans la caisse frigorifique, (a) résultats expérimentaux (mesure par LDA) dans une caisse vide, (b) profil numérique dans une caisse vide (RMS model), (c) profil numérique dans une caisse chargée, (d) échelle des vitesses (Moureh et al. 2002).

Dans une étude suivante, Moureh et Flick (2004) étudient l'influence de conduits d'air sur le champ de vitesses dans la caisse d'une semi-remorque (13,6 m). Les conduits sont alors placés directement contre la bouche de soufflage (figure 1.9). Deux conduits de longueurs 4,4 m et un conduit de 10 m conduisent respectivement 50 % et 15 % du débit total vers l'arrière de la caisse. Les résultats numériques et expérimentaux, en bonne concordance, permettent de conclure qu'en présence de ces conduits, le débit de ventilation de l'arrière du camion est multiplié par un facteur 10. Les résultats numériques montrent également une meilleure uniformité de la température à l'arrière du camion (figure 1.10).

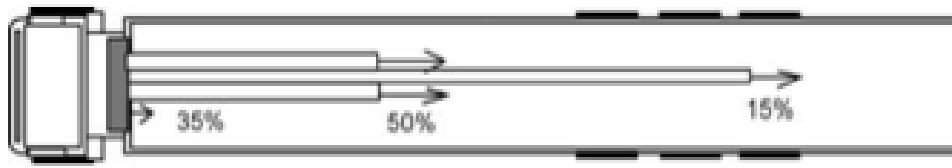


Figure 1.9 : Vue de dessus des conduits d'air dans la caisse (Moureh et Flick 2004).

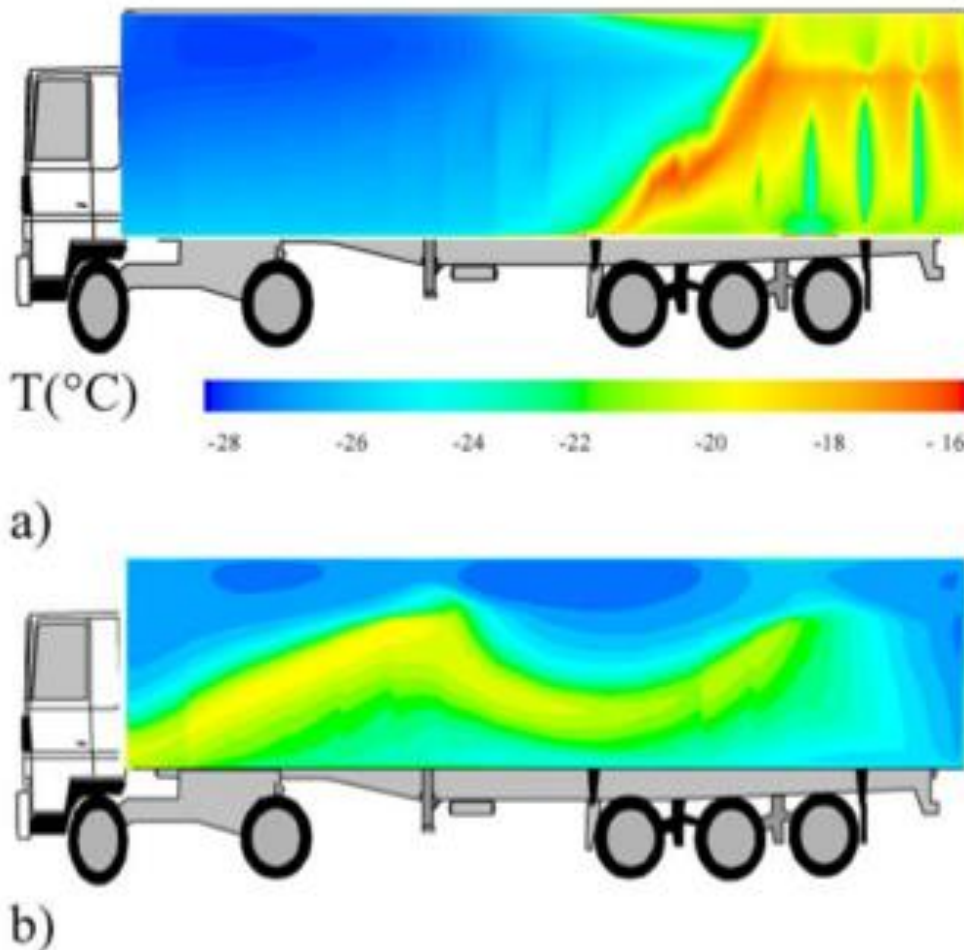


Figure 1.10 : Profils de températures numériques dans un plan longitudinal situé entre la paroi de la caisse et les palettes, (a) sans conduits (b) avec conduits d'air (Moureh et Flick 2004).

Par la suite, Moureh et Flick (2005) étudient l'influence de la position de la bouche de soufflage sur la répartition des températures dans la caisse (figure 1.11). Dans la première configuration, la bouche de soufflage, de longueur 1 m, est située dans la partie supérieure de la paroi avant et centrée sur l'axe vertical, alors que dans la seconde, elle est excentrée vers la gauche de la paroi et sa largeur est plus petite (0,5 m). La bouche d'extraction, de largeur 1,36 m, est située dans la partie inférieure de cette même paroi avant. Les résultats numériques et expérimentaux montrent une meilleure pénétration du jet dans le cas d'une bouche de soufflage excentrée, la présence de l'arête supérieure gauche de la cavité renforçant l'effet Coanda.

Ben Amara et al. (2007) poursuivent ces études et s'intéressent à la déshumidification de l'air dans la caisse. La déshumidification des enceintes frigorifiques est un enjeu important pour la conservation des denrées et le maintien de la chaîne du froid. On distingue deux principales sources d'humidité dans une caisse : l'infiltration d'air humide extérieur lors de l'ouverture des portes et le dégagement d'humidité de certains produits « respirants », par exemple les légumes transportés en vrac. La présence d'air humide dans la caisse entraîne une charge latente importante pour le groupe frigorifique. L'humidité peut alors se condenser sur les produits et les détériorer ou bien se condenser sur l'évaporateur. Il sera alors nécessaire d'interrompre la production frigorifique pour le dégivrer, ce qui altérera la chaîne du froid. Ben Amara et al. modélisent les transferts de masse au sein d'un camion frigorifique équipé d'un système déshumidificateur à absorption placé en amont de l'évaporateur. L'intérêt de ce système est de réduire la charge latente de l'évaporateur. L'état de l'air à la sortie de la membrane desiccante est défini en fonction du débit volumique et de l'humidité relative en amont en se basant sur les travaux de Isetti et al. (1997). Ben Amara et al. observent une zone ayant une forte humidité relative à l'arrière du camion induite par le faible taux de renouvellement de l'air (figure 1.12).

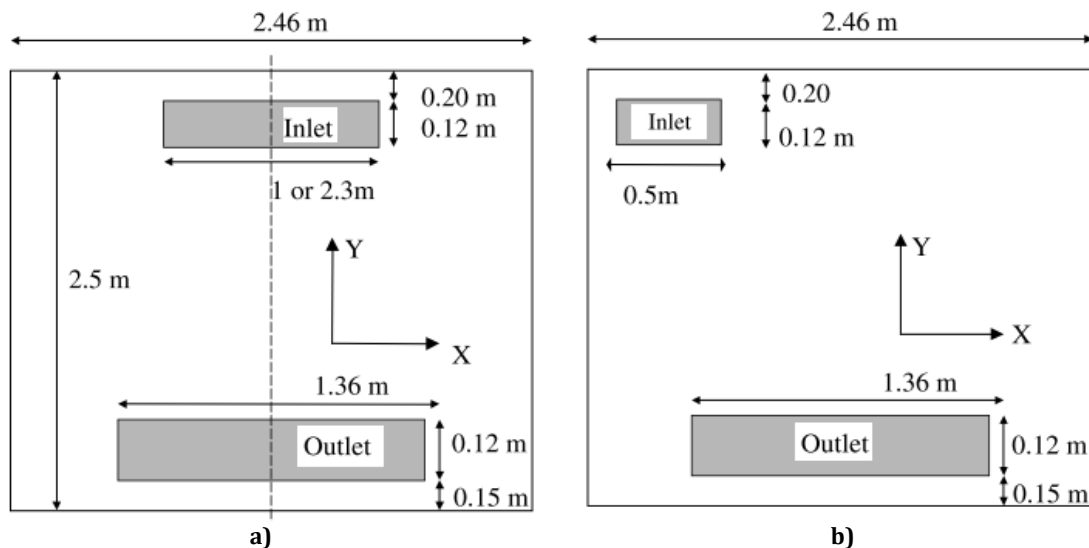


Figure 1.11 : Schéma des deux configurations étudiées, a) bouche de soufflage centrée, b) excentrée (Moureh et Flick 2005).



Figure 1.12 : Champ d'humidités relatives dans le plan de symétrie de la caisse (Ben Amara et al. 2007).

Tapsoba et al. (2007) s'intéressent à l'influence du chargement sur le développement du jet. Selon la même méthodologie que Menia et al. (2002) et sur la base du même dispositif expérimental, ils introduisent dans la caisse des palettes poreuses (figure 1.13). Ces palettes poreuses modélisent le chargement de fruits et légumes transportés en vrac dans des cagettes empilées (figure 1.14). Ils comparent les résultats numériques et expérimentaux avec les études précédentes, réalisées avec des palettes imperméables. Ils constatent que la porosité des palettes contribue à un meilleur développement du jet dans la longueur de l'enceinte (figure 1.15). Moureh et al. (2009a) complètent ces travaux et étudient les écoulements dans les palettes poreuses. Les résultats numériques et les mesures de vitesses par LDA montrent que les vitesses des écoulements dans les palettes dépendent fortement du débit dans la partie supérieure de la caisse. Les palettes poreuses guident l'écoulement de retour dans la partie inférieure de la caisse et limitent son interaction avec le jet : la pénétration longitudinale du jet dans la cavité est alors favorisée. Des mesures sont également réalisées à échelle réelle dans un camion transportant des fruits (Moureh et al. 2009b). Afin de diriger le jet d'air sortant de la bouche de soufflage vers le fond de la caisse frigorifique, un ou plusieurs conduits sont intégrés au niveau du plafond. Les résultats montrent que l'uniformité du champ de températures dans la caisse est alors satisfaisante, mais qu'un nombre de deux conduits d'air n'est pas suffisant pour une semi-remorque. Les auteurs ne concluent cependant pas sur la configuration qui leur semblerait optimale pour favoriser le renouvellement d'air dans la caisse. Une analyse approfondie de l'écoulement d'air dans la partie supérieure de la caisse permet à Moureh et al. (2009c) d'observer au niveau du second tiers de la caisse une migration du jet, du plafond vers le dessus des palettes. Ce phénomène indique que l'effet Coanda exercé par les palettes prédomine sur l'attraction du jet par le plafond. Les auteurs concluent que la présence des palettes poreuses modifie le développement du jet de deux manières contradictoires : elles limitent le développement du jet par rapport à une caisse vide mais stabilisent aussi l'écoulement grâce à l'attachement du jet sur le dessus de la cargaison.



Figure 1.13 : Palette poreuse utilisée dans la maquette de Tapsoba et al. (2007).



Figure 1.14 : Pile de cagettes assimilée à un milieu poreux dans le modèle de Tapsoba et al. (2007).

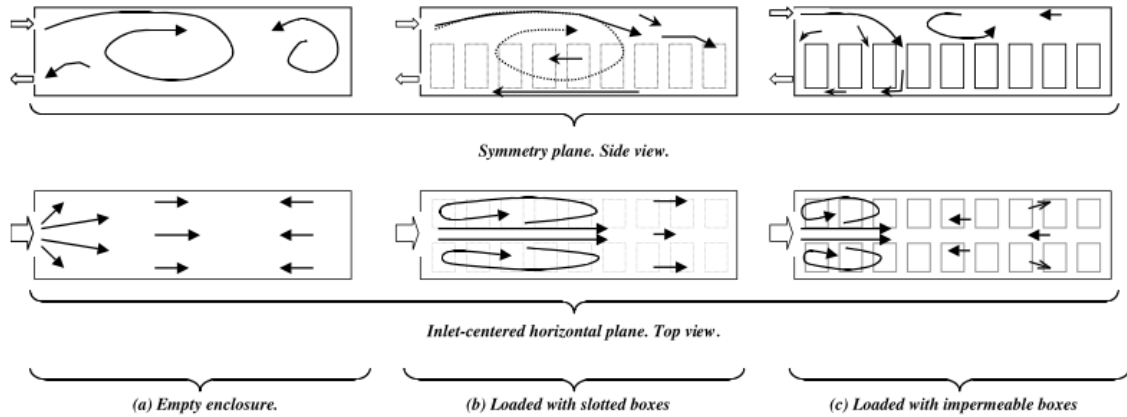


Figure 1.15 : Schémas de comparaison des différentes configurations, (a) : enceinte vide, (b) : enceinte chargée de boîtes poreuses, (c) : enceinte chargée de boîtes imperméables (Tapsoba et al. 2007).

1.2 Transferts de chaleur et de masse suivant l'ouverture de la porte

Les phénomènes d'infiltration lors d'ouvertures ponctuelles d'enceintes réfrigérées sont relativement peu étudiés dans la littérature. Ces ouvertures s'accompagnent de transferts importants entre les masses d'air intérieur et extérieur, mais également de transferts d'humidité et de chaleur. Cependant une analogie peut être réalisée avec une configuration plus largement étudiée par les chercheurs : la rupture de barrages hydrauliques.

1.2.1 Analogie avec la rupture de barrages.

De nombreux auteurs ont étudié l'écoulement survenant après la rupture instantanée d'un barrage séparant deux fluides ayant des masses volumiques très différentes : de l'eau liquide et de l'air, par exemple (Keulegan 1958 ; Dörnbrack 1998 ; Riley et Lelong 2000 ; Ungarish 2005 ; Hogg 2006 ; Rottman et Simpson 2006). La différence de masse volumique entre les deux fluides est responsable de l'écoulement (figure 1.16). Il est intéressant de noter l'existence d'une solution analytique à ce problème pour un fluide parfait, publiée dès 1892 dans la revue de l'association des ingénieurs allemands (Verein Deutscher Ingenieure) par Ritter. La ligne neutre, définie comme la hauteur à laquelle la pression des deux fluides est égale, est alors obtenue à $4/9^{\text{ème}}$ de la hauteur totale. L'étude de l'écoulement de l'eau avec l'hypothèse de fluide visqueux permet de déterminer une forme du front d'onde plus réaliste (figure 1.16). Plus récemment, Özgökmen et al. (2007) étudient les configurations de rupture de barrage avec deux fluides de part et d'autre du barrage ayant une faible différence de masses volumiques. Ils modélisent notamment l'écoulement résultant de la rupture d'un barrage séparant des eaux à différents degrés de salinités. De par le faible écart de masse volumique entre les fluides, cette configuration est probablement plus proche de la mise en communication de masses d'air chaude et froide dans le contexte du transport frigorifique. Cependant, il est à noter que les différences de viscosité entre l'air et l'eau peuvent affecter les résultats.

1.2.2 Entrepôts frigorifiques et chambres froides

Les études relatives aux entrepôts frigorifiques et aux chambres froides se basent généralement sur les méthodes utilisées dans la thermique du bâtiment. Les travaux sont menés sur des cavités de grands volumes supérieurs à 100 m^3 .

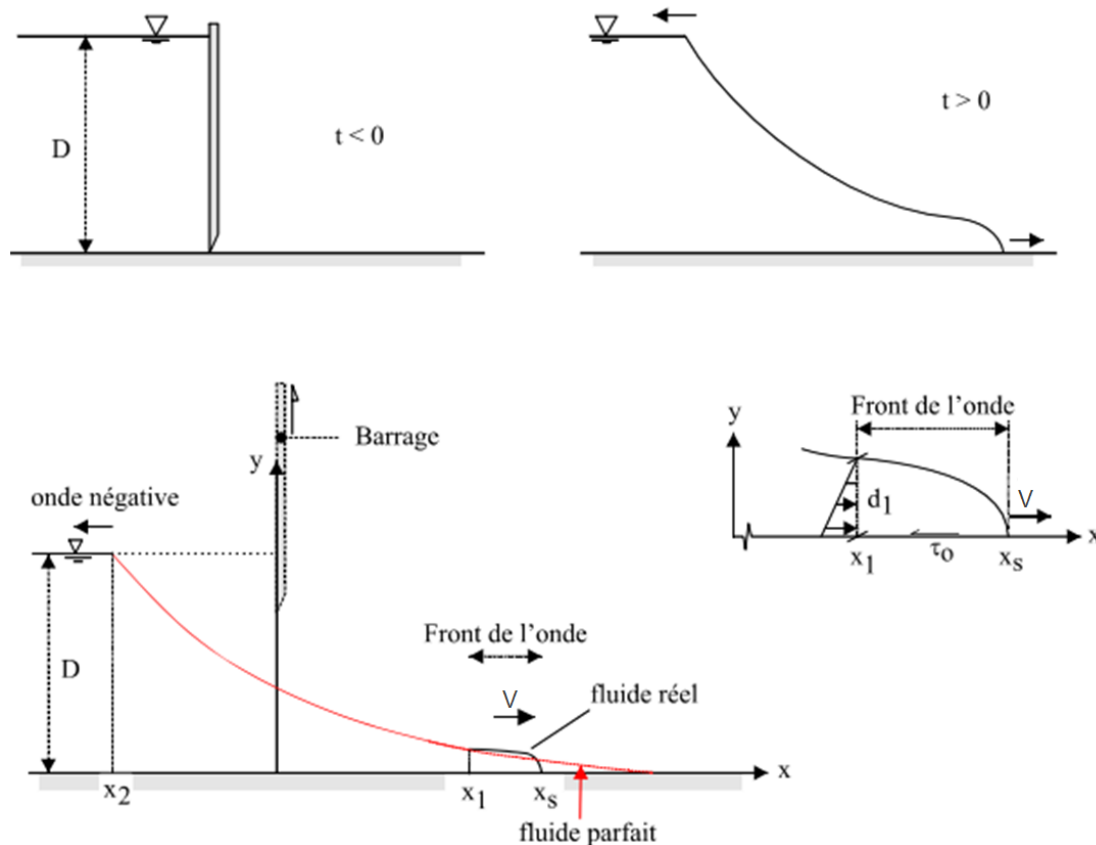


Figure 1.16 : Comparaison des écoulements survenant après la rupture d'un barrage pour un fluide idéal et pour un fluide réel (Chanson 2006).

De nombreux auteurs ont quantifié de manière analytique les transferts lors des ouvertures de cavités réfrigérées. L'étude la plus citée par la communauté scientifique est celle de Gosney et Olama (1975), qui donne un débit d'infiltration constant et suppose un débit massique nul au travers de l'ouverture (configuration isotherme : débit entrant égal au débit sortant).

Lors de la simulation analytique d'entrepôts frigorifiques de 88000 m³ (§ 1.1.3.1.), Magoo (2003) quantifie la puissance d'infiltration au travers de l'ouverture avec le modèle de Gosney et Olama. Une des premières problématiques de Magoo est de définir expérimentalement le temps d'ouverture de l'entrepôt. En effet, son modèle numérique prend en compte une ouverture instantanée alors qu'expérimentalement, la porte nécessite 30 s pour s'ouvrir et 30 s pour se refermer ; à cela s'ajoute le temps de passage des produits au travers de l'ouverture estimé à 30 s. Il définit ainsi un temps d'ouverture totale équivalent qui correspond à une demi-ouverture de la porte (15 s), le passage des produits (30 s) et une demi-fermeture de la porte (15 s), soit 60 s. Le débit d'infiltration est supposé pleinement établi et constant au cours de l'ouverture. Le modèle de Magoo suppose une fréquence d'ouverture moyenne sur l'année, égale à 30 ouvertures par heure et prend en compte les variations annuelles de la température extérieure. Il inclut également la charge thermique de chauffage nécessaire lorsque la température de la chambre froide est supérieure à l'ambiance. Une puissance frigorifique moyenne d'environ 5 kW est calculée, pour maintenir la température de l'entrepôt constante et compenser ainsi les apports thermiques liés aux ouvertures de la porte.

Foster et al. (2002, 2003) étudient expérimentalement l'ouverture des portes d'une chambre froide de volume 120 m^3 . Les mesures de vitesses sont réalisées par LDA et par anémomètres à hélices pour différentes températures comprises entre 5 et $-25 \text{ }^\circ\text{C}$, ainsi que pour différentes surfaces d'ouverture comprises entre $0,3 \text{ m}^2$ et $7,4 \text{ m}^2$. Le temps d'ouverture total équivalent de la porte varie entre 10 et 40 s . Dans cette étude, l'utilisation d'un gaz traceur (CO_2), injecté dans la chambre froide, permet de déterminer le débit d'infiltration. Les auteurs observent tout d'abord que le débit d'air diminue au cours du temps. L'étude de l'influence de la surface d'ouverture donne un débit d'infiltration constant de $2,7 \text{ m}^3 \text{ s}^{-1}$ ($1,7 \text{ m}^3 \text{ s}^{-1}$) pour une surface d'ouverture de $7,4 \text{ m}^2$ (resp. $4,3 \text{ m}^2$) pour une durée d'ouverture inférieure à 40 s (figure 1.17). En passant d'une température de consigne de $-20 \text{ }^\circ\text{C}$ à $0 \text{ }^\circ\text{C}$, les auteurs constatent une diminution du débit d'infiltration de $1,7$ à $1,4 \text{ m}^3 \text{ s}^{-1}$.

La seconde étude (Foster et al. 2003) permet de distinguer trois régimes d'écoulements : un régime d'établissement, un régime permanent et un régime de décroissance du débit d'air. Ce dernier régime est dû à l'augmentation de la température dans la chambre froide conduisant à une diminution de la force motrice de l'écoulement. La ligne neutre est définie au niveau de l'ouverture comme étant la hauteur à laquelle la pression dans la caisse est égale à la pression à l'extérieur. Foster et al. (2002) réalisent également une étude numérique approfondie, où la chambre froide est modélisée par CFD. Le domaine d'étude contient la totalité de la chambre ainsi qu'une partie de la salle d'expérimentation contenant cette chambre (figure 1.18). La température de la chambre est supposée homogène. Les gradients de vitesses prédits par le modèle au niveau de l'ouverture et la position de la ligne neutre correspondent aux résultats expérimentaux (figure 1.19).

Dans cette seconde étude également, Foster et al. (2003) affinent leur simulation numérique : le nombre de maille est doublé, trois surfaces d'ouverture et deux températures intérieures sont modélisées. Différents modèles analytiques sont comparés aux résultats expérimentaux. Les modèles de Gosney et Olama (1975) d'une part et de Fritzsche et Lilienblum (1968) d'autre part donnent un volume d'infiltration très proche des résultats expérimentaux ($\pm 6 \%$) pour une ouverture de $3,2 \text{ m}^2$. Pour des surfaces d'ouverture différentes, les résultats de ces modèles sont moins précis ($\pm 50 \%$) mais toujours meilleurs que les autres modèles analytiques étudiés. Les auteurs observent également que dans le cas d'une ouverture longue, la précision des résultats obtenus avec les modèles analytiques s'améliore significativement. Ils notent également que le modèle CFD est plus adapté pour prédire l'infiltration en cas de protection par rideau d'air.

1.2.3 Caisse frigorifique

A notre connaissance, la seule étude traitant de l'infiltration au travers d'une porte de caisse frigorifique a été réalisée par Ducoulombier et al. (2011). Les auteurs étudient expérimentalement le débit volumique et la charge thermique d'infiltration lors de l'ouverture des portes. Une caisse de longueur $5,68 \text{ m}$ est placée dans un tunnel climatique régulé en température (figure 1.20 et 1.21). La température dans la caisse est également contrôlée à l'aide d'un groupe frigorifique. Les essais sont réalisés pour des températures internes de 0 et $-20 \text{ }^\circ\text{C}$ et pour des températures ambiantes de $5 \text{ }^\circ\text{C}$, $20 \text{ }^\circ\text{C}$ et $40 \text{ }^\circ\text{C}$.

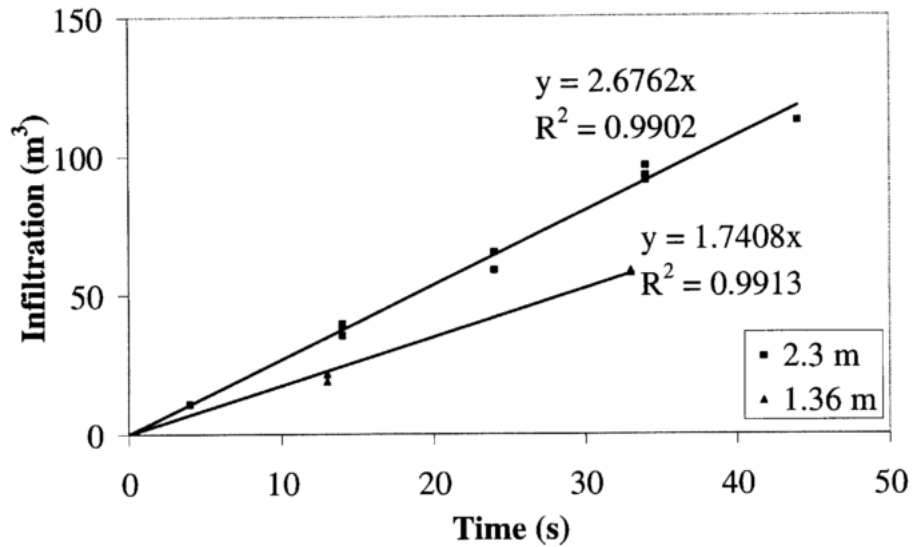


Figure 1.17 : Influence de la surface d'ouverture sur le volume d'infiltration, résultats expérimentaux (les marqueurs carrés et triangulaires correspondent à des surface d'ouverture respectives de 7,4 et 4,3 m²; Foster et al. 2002).

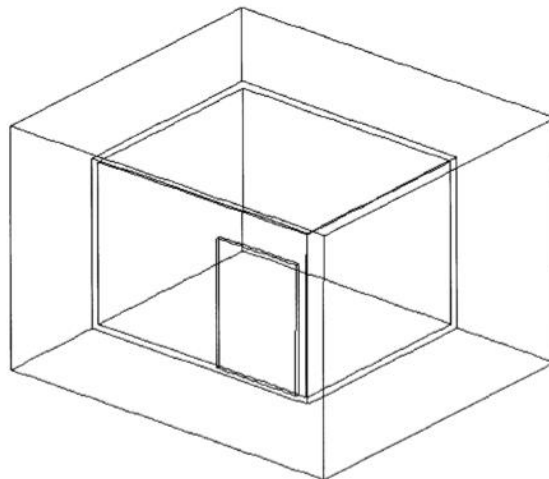


Figure 1.18 : Domaine de simulation : cavité et salle d'expérimentation (Foster et al. 2002).

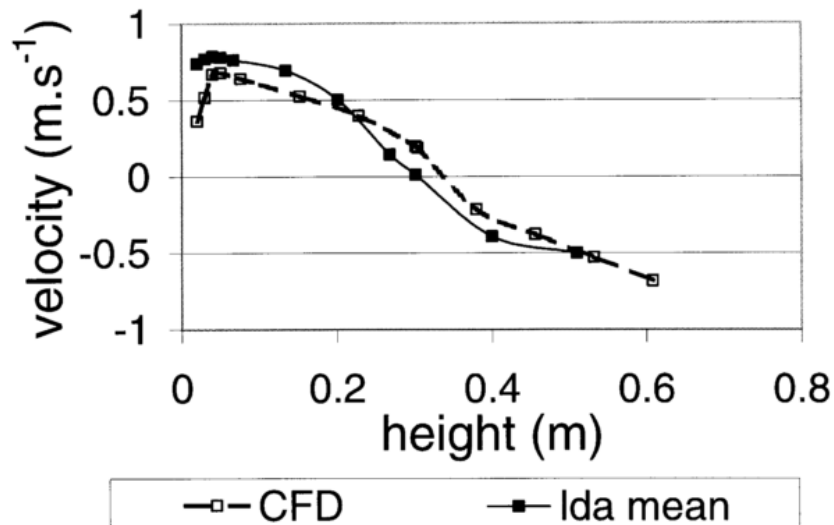


Figure 1.19 : Profils de vitesses selon la hauteur de l'ouverture (CDF : résultats numériques, Ida mean : vitesse expérimentale moyenne mesurées par anémométrie laser Doppler, Foster et al. 2002).

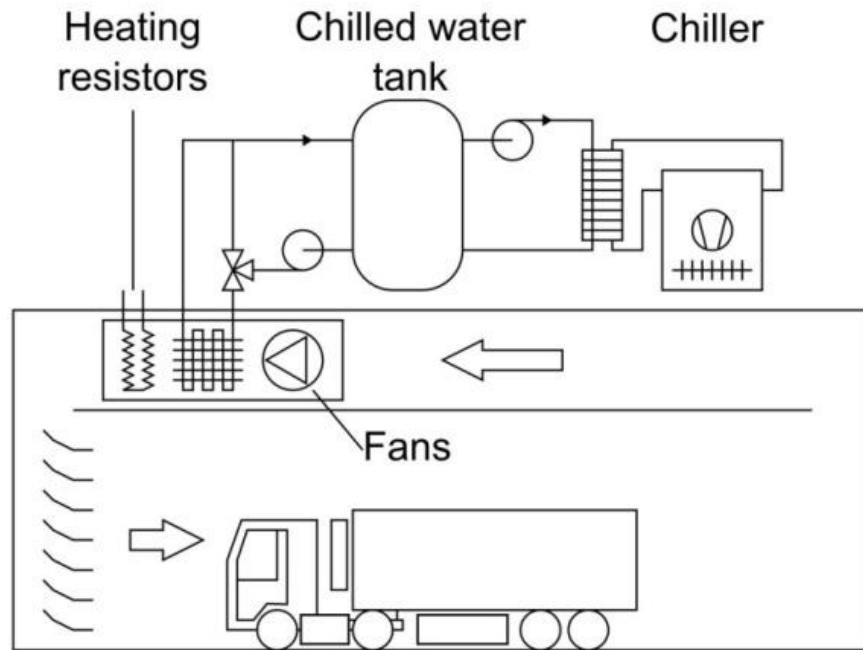


Figure 1.20 Schéma du banc expérimental (Ducoulombier et al. 2011).

Après l'ouverture des portes, une série de thermocouples et d'anémomètres à fil chaud placés au niveau de l'ouverture (figure 1.22) permettent l'étude en régime dynamique de l'infiltration d'air. L'évolution du débit volumique (figure 1.23) indique l'existence de deux dynamiques de l'écoulement : l'écoulement gravitaire et l'écoulement de couche limite.

- L'écoulement gravitaire correspond à la vidange de l'air froid contenu dans la caisse. Il résulte de la différence des masses volumiques de l'air froid et l'air ambiant et se produit dès l'ouverture des portes et pendant une courte période (30 à 40 s). Les transferts de masse et d'énergie ont alors lieu directement entre l'air intérieur et l'air ambiant. Ce phénomène d'infiltration est fortement instationnaire à cause des forts flux thermiques en jeu (plusieurs dizaines de kilowatts) et de la faible inertie du volume d'air froid. Durant les premières secondes, le débit d'infiltration atteint un pic puis diminue ensuite lorsque le volume total de l'air initialement présent dans la caisse a été renouvelé.
- L'écoulement de couche limite succède à l'écoulement gravitaire. Il résulte d'un transfert thermique direct entre l'air extérieur et les parois internes de la caisse. Il s'agit d'un écoulement de convection naturelle pseudo-permanent du fait de la forte inertie des parois (quatre fois plus importante que l'inertie de l'air) et des faibles puissances échangées (quelques kilowatts). Cet écoulement de couche limite se déroule jusqu'à l'équilibre thermodynamique du système.

1.3 Protection par rideau d'air

Les rideaux d'air sont des technologies largement utilisées dans les secteurs de l'industrie et de la grande distribution. Ils ont pour principal objectif de limiter le transfert de polluants ou d'énergie entre deux enceintes. On les trouve par exemple en hiver aux portes des grands magasins ou des entrepôts et dans les vitrines frigorifiques des supermarchés. Par la suite, seront distinguées les configurations où le rideau d'air est recyclé à travers une grille d'aspiration des configurations où le rideau d'air est impactant.

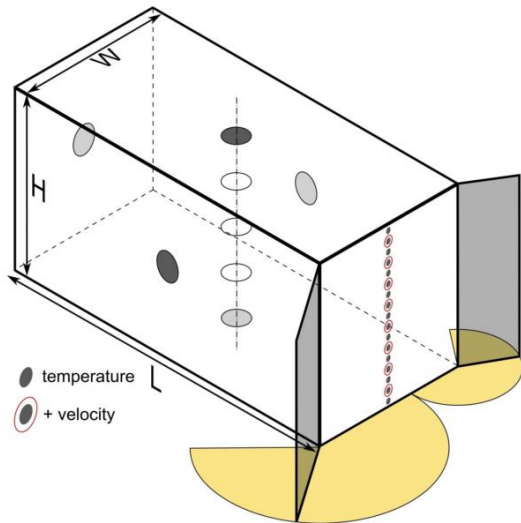


Figure 1.21 : Caisse frigorifique et métrologie associée (Ducoulombier et al. 2011).

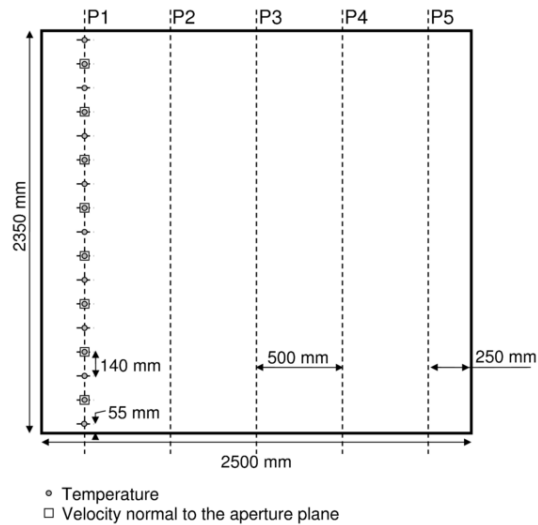


Figure 1.22 : Instrumentation de l'ouverture (Ducoulombier et al. 2011).

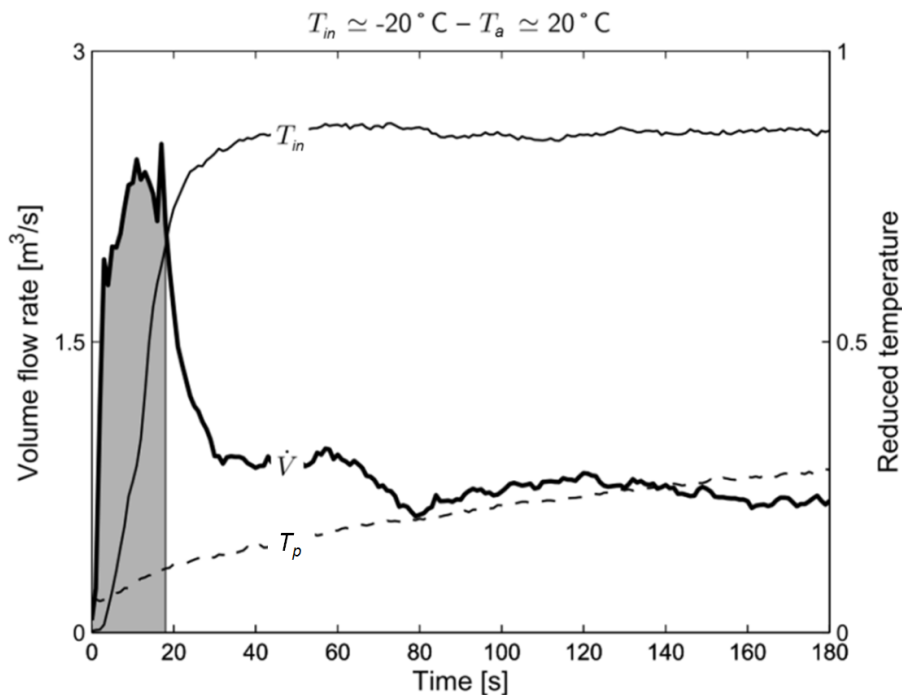


Figure 1.23 : Evolution du débit volumique d'infiltration (\dot{V}) de la température moyenne interne (T_{in}) et de la température moyenne des parois (T_p) (Ducoulombier et al. 2011).

1.3.1 Confinement d'enceinte avec recirculation

La configuration principalement étudiée dans la littérature est relative aux vitrines réfrigérées (figure 1.24). Le rideau d'air permet de laisser aux consommateurs un accès direct aux produits tout en préservant la chaîne du froid. Le rideau est injecté par la bouche de soufflage au-dessus de la vitrine puis aspiré par la grille de retour. Il est ensuite réfrigéré au travers d'un évaporateur avant d'être à nouveau injecté à travers la bouche de soufflage. Le canal par lequel l'air froid circule est percé de plusieurs orifices sur toute sa hauteur. Une partie du débit réfrigéré peut alors être injecté horizontalement par le fond de la vitrine et ainsi contribuer à la stabilité du rideau.

Navaz et al. (2002) sont parmi les premiers à mesurer l'infiltration de l'air extérieur à travers un rideau d'air confinant une vitrine frigorifique. Les paramètres étudiés sont la température de soufflage mesurée par une caméra infrarouge et la vitesse du jet mesurée par PIV. Les résultats expérimentaux, en accord avec les valeurs numériques obtenues par CFD (figure 1.25), montrent que le débit d'infiltration dépend faiblement de la température du jet. La vitesse de soufflage semble être un paramètre prédominant (figure 1.26). Dans une seconde étude, Navaz et al. (2005) constatent que l'augmentation de l'intensité turbulente du jet entraîne une augmentation de l'infiltration d'air à travers le rideau. Pour réduire cette intensité turbulente, ils suggèrent d'injecter un jet ayant un profil de vitesses parabolique au niveau de la grille de soufflage, dans le but de se rapprocher des conditions d'un écoulement laminaire.

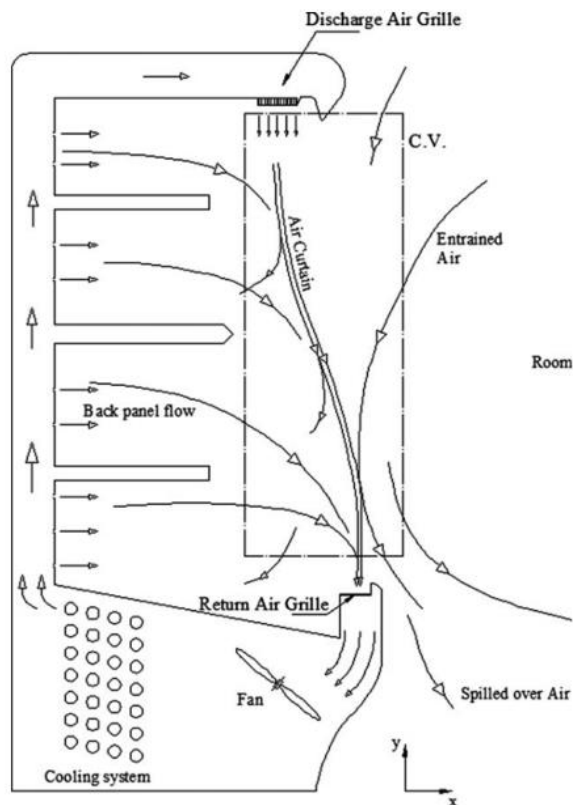


Figure 1.24 : Schéma d'une vitrine frigorifique verticale (Amin et al. 2009).

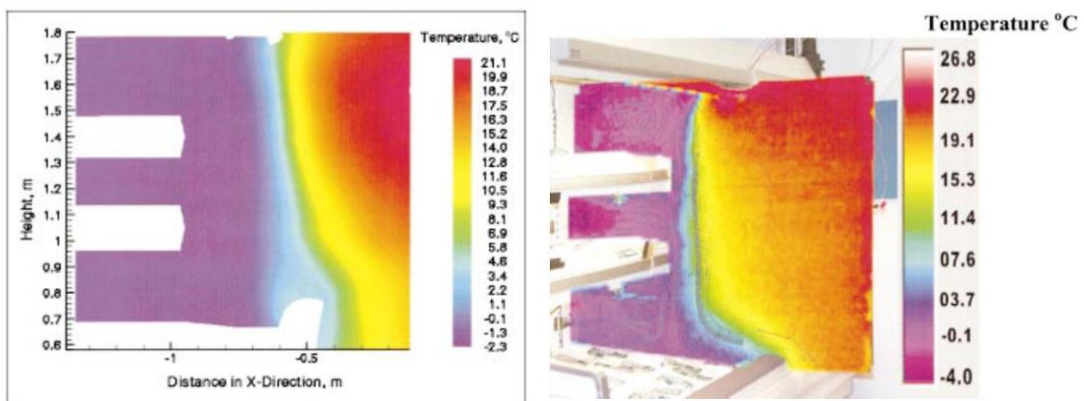


Figure 1.25 : Profils de températures obtenus par simulation numérique (gauche) et résultats expérimentaux (droite ; Navaz et al. 2002).

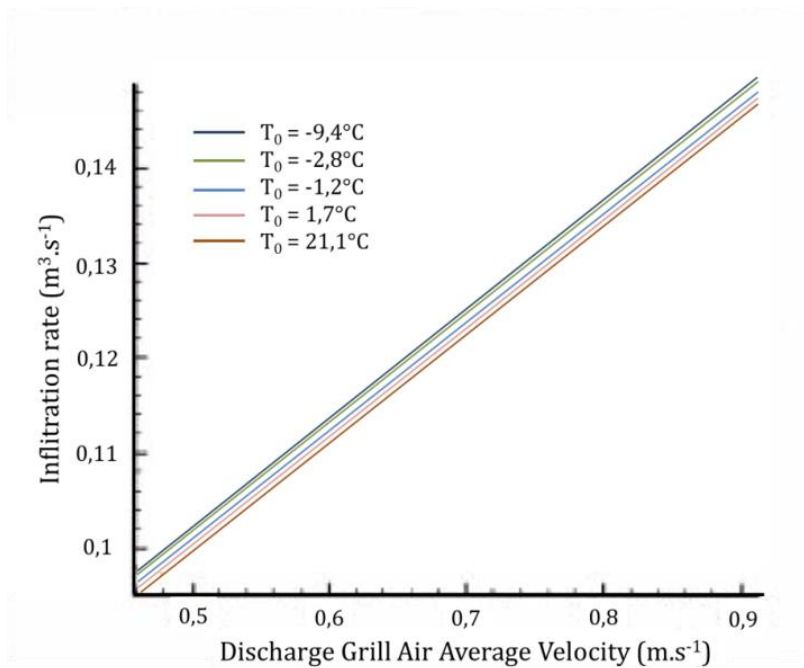


Figure 1.26 : Débit d'infiltration de l'air extérieur au travers du rideau en fonction de la vitesse et de la température de soufflage T_0 (Navaz et al. 2002).

Amin et al. (2009) poursuivent les études de Navaz et al. et réalisent des mesures d'infiltration par gaz traceur. Le CO_2 , choisi pour sa masse volumique proche de celle de l'air et son faible coût, est injecté en amont de l'évaporateur de manière à avoir une concentration homogène au niveau de la bouche de soufflage. L'évolution de sa concentration, suivie au niveau de la grille de retour et dans la pièce, permet de remonter au débit d'infiltration à travers le rideau (figure 1.27). Un paramètre adimensionnel est défini, qui caractérise la propension du rideau à laisser s'infiltrer l'air extérieur : il s'agit du rapport entre le débit massique d'air s'infiltrant dans le rideau et celui aspiré au niveau de la grille de retour. Dans une étude suivante, Amin et al. (2011) classent les principales variables jouant sur l'infiltration d'air en deux catégories, selon leur niveau d'influence (figure 1.28). Les variables dites primaires, très influentes sont : la hauteur de l'ouverture, les largeurs des grilles de soufflage et d'aspiration du rideau, les angles de soufflage et d'aspiration, le nombre de Reynolds et le rapport entre le débit massique provenant du fond du meuble et le débit d'aspiration. Les variables dites secondaires, moins influentes, sont la température ambiante, la température de soufflage, l'humidité relative de l'ambiance, l'intensité turbulente du rideau d'air et le taux de remplissage en denrées de la vitrine frigorifique. Une étude paramétrique expérimentale réalisée sur les variables primaires, avec un groupe frigorifique à l'arrêt, montre que le débit massique d'infiltration à travers le rideau augmente linéairement avec le nombre de Reynolds du jet. De plus, les angles de soufflage et d'aspiration influencent fortement le débit d'infiltration. Les résultats de cette étude montrent qu'il est difficile d'identifier une évolution unique de ce débit en fonction de la combinaison des différentes variables. Par la suite, Amin et al. (2012) montrent que la différence de température entre l'ambiance et le jet n'influence pas significativement l'infiltration d'air et que par contre, un taux de remplissage en denrées important de la vitrine la réduit. Enfin, comme Navaz et al. (2005), ils constatent que l'augmentation de l'intensité turbulente du jet entraîne une augmentation quasi linéaire du débit d'infiltration.

Foster et Evans (2007a) réalisent des mesures de vitesses par PIV au niveau du rideau d'air d'une vitrine réfrigérée, permettant de suivre les structures turbulentes. Les vitesses moyennes sont clairement différentes des vitesses instantanées. Hammond et al. (2011) poursuivent ces travaux en étudiant expérimentalement l'évolution de la déflexion du rideau d'air en fonction du nombre de Richardson (éq. (1.3)). Celle-ci est définie comme la distance maximale entre le rideau d'air et son axe de soufflage initial (figure 1.29). Lorsque la vitesse du jet diminue, sa déflexion augmente jusqu'à ce qu'il ne parvienne plus à confiner l'enceinte.

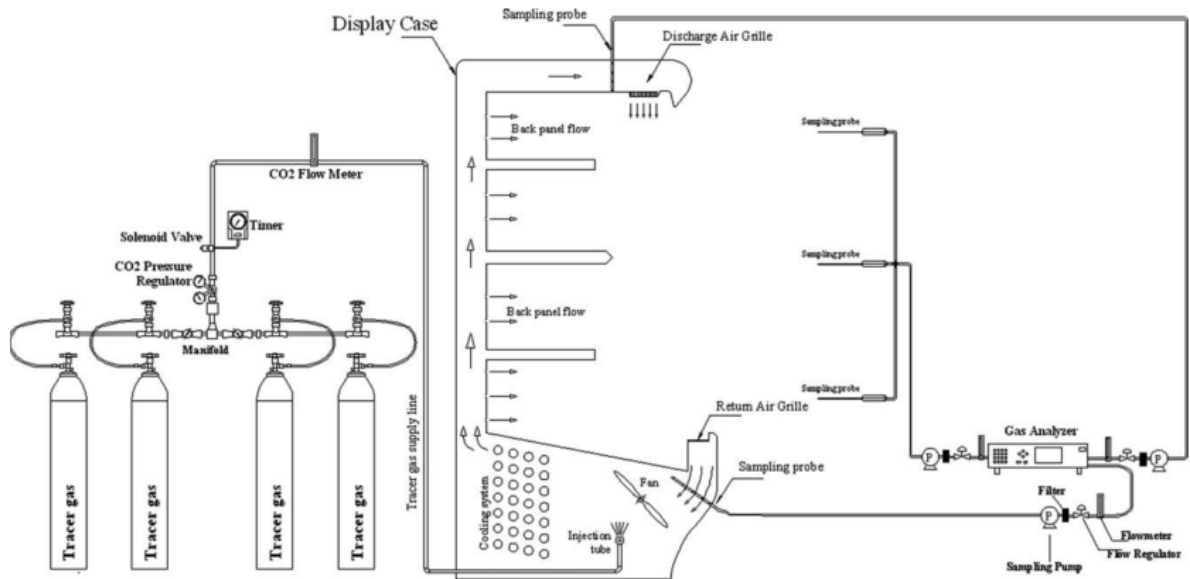


Figure 1.27 : Présentation du système de suivi de l'infiltration par gaz traceur (Amin et al. 2009).

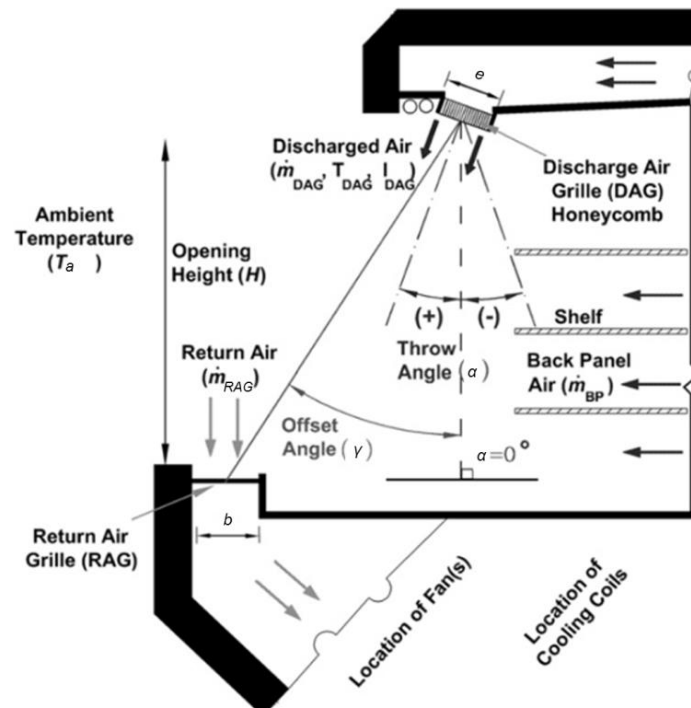


Figure 1.28 : Représentation des différents paramètres influençant le débit d'infiltration (Amin et al. 2011).

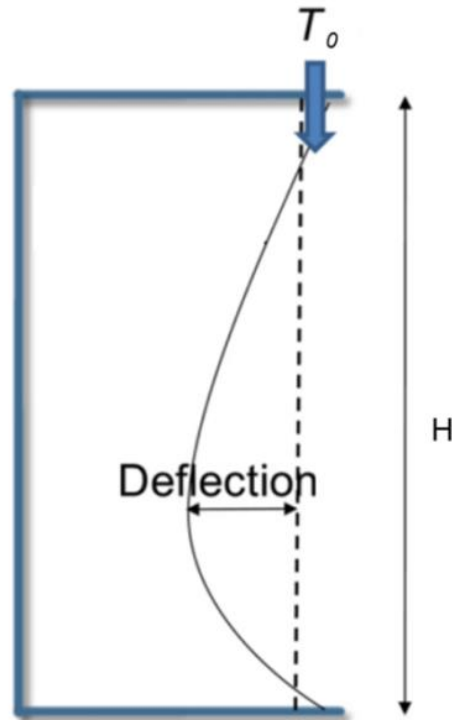


Figure 1.29 : Mesure de la déflexion du rideau d'air (Hammond et al. 2011).

Chen et Yuan (2007) modélisent en 2D une vitrine réfrigérée et s'intéressent aux conditions nécessaires au confinement de l'ouverture par un rideau stable en fonction du nombre de Richardson (éq. (1.3)) et du rapport entre la profondeur et la hauteur de la vitrine. En inclinant le jet vers l'extérieur, ils constatent, une meilleure étanchéité à la base du rideau. Par la suite, Chen et Xia (2011) étudient les phénomènes d'entraînement au travers du rideau. L'objectif de leur étude est de trouver les paramètres permettant de diminuer l'infiltration de l'air ambiant au travers du rideau pour diminuer la consommation énergétique de la vitrine. L'épaisseur du jet est définie lorsque la vitesse de l'air est égale à 25 % de la vitesse maximale du jet. Ils observent expérimentalement et numériquement une accélération du jet à sa sortie de la grille de soufflage, due à la gravité. Une seconde zone d'accélération est également visible en amont de la grille d'aspiration. L'étude numérique leur permet d'étudier l'infiltration en fonction des nombres de Grashof (éq. (1.1)) et de Reynolds (éq. (1.2)), caractéristiques de l'écoulement. L'infiltration est définie comme le rapport entre le volume entraîné au travers du rideau et le volume d'air soufflé au niveau du jet. Le volume d'air entraîné est obtenu numériquement en intégrant les composantes horizontales des vitesses entrantes au niveau de l'ouverture. Ils constatent qu'en diminuant les nombres de Grashof et de Reynolds, le débit d'air entraîné par le rideau peut être diminué.

Laguerre et al. (2012) étudient l'influence des conditions de fonctionnement d'une vitrine au moyen d'un modèle nodal simplifié, en régime permanent, qui considère les transferts thermiques par convection, conduction et rayonnement (figure 1.30). Dans les parties supérieure et inférieure de la vitrine, les transferts convectifs entre le rideau et les produits sont pris en compte. Le coefficient d'échange convectif est obtenu en mesurant le flux (avec un fluxmètre) et la température (avec un thermocouple) de la surface des produits. A mi-hauteur, le débit d'air est modifié : un ratio d'infiltration est défini afin de

caractériser les phénomènes de mélange entre le rideau et l'ambiance. Le débit d'air froid provenant des orifices situés à l'arrière de la vitrine (canal de retour) vient s'ajouter au débit du rideau. Dans le canal de retour, les échanges thermiques entre l'air froid et les denrées et entre l'air froid et l'air ambiant à l'arrière de la vitrine, sont pris en compte. Un transfert thermique conductif monodimensionnel au sein des produits, selon l'axe horizontal, est considéré. Le modèle inclut également les phénomènes de rayonnement infrarouge entre les produits et l'environnement de la vitrine, ainsi que le flux radiatif dû aux sources lumineuses absorbé par les produits. Le modèle est validé par comparaison avec des résultats expérimentaux pour trois températures ambiantes différentes.

L'intérêt de l'étude de Flick et al. (1997) réside dans la particularité de la configuration étudiée : il s'agit d'une enceinte chauffée confinée par un rideau d'air simple horizontal, avec aspiration (figure 1.31). Deux régimes d'écoulements peuvent se présenter selon les caractéristiques géométriques du rideau : la convection naturelle ou la convection forcée. La transition entre ces régimes est caractérisée par le module de déflexion D_m , qui compare les forces inertielles (stabilisant le rideau) à la poussée d'Archimède (élément perturbateur) :

$$D_m = \frac{eV_0^2}{gPH\beta(T_0 - T_a)} \quad (1.4)$$

Avec : e l'épaisseur de soufflage du jet, V_0 la vitesse de soufflage du jet, g l'intensité du champ de pesanteur, P et H la profondeur et la hauteur de la vitrine, β le coefficient de dilatation de l'air, T_0 et T_a les températures du jet et de l'ambiance. Pour $D_m < 1$, la convection naturelle domine l'écoulement et le rideau ne parvient pas à obturer l'ouverture. Pour $D_m > 1$, la convection forcée domine. L'optimum énergétique est obtenu pour $D_m = 1$. Dans la configuration étudiée par Flick et al., $D_m = 2,5$. La simulation des transferts à travers le rideau d'air est réalisée analytiquement. Les auteurs font l'hypothèse que les échanges s'effectuent principalement par convection et diffusion turbulente et non par diffusion thermique moléculaire. Ainsi, les flux de chaleur sont directement reliés aux flux de matière entre la cavité, le soufflage, l'aspiration du rideau et l'ambiance (figure 1.32). En se basant sur les résultats de la littérature montrant que les profils de températures au travers d'un jet peuvent être représentés par des courbes gaussiennes (Van Der Hegge Zijnen, 1958, éq (1.5) et (1.6)), les auteurs parviennent, par identification des paramètres θ_1 et θ_2 , à obtenir un profil de températures analytique.

$$\frac{V\{x, y\}}{V_0\{x\}} = e^{-\theta_1\left(\frac{y}{x}\right)^2} \quad (1.5)$$

$$\frac{T\{x, y\} - T_a}{T_0\{x, y\} - T_a} = e^{-\theta_2\left(\frac{y}{x}\right)^2} \quad (1.6)$$

Les transferts radiatifs ne sont pas pris en compte dans le modèle. Avec ces hypothèses et dans ces conditions, le profil de températures mesuré entre la cavité et l'air ambiant correspond bien aux résultats prédits par le modèle (figure 1.33).

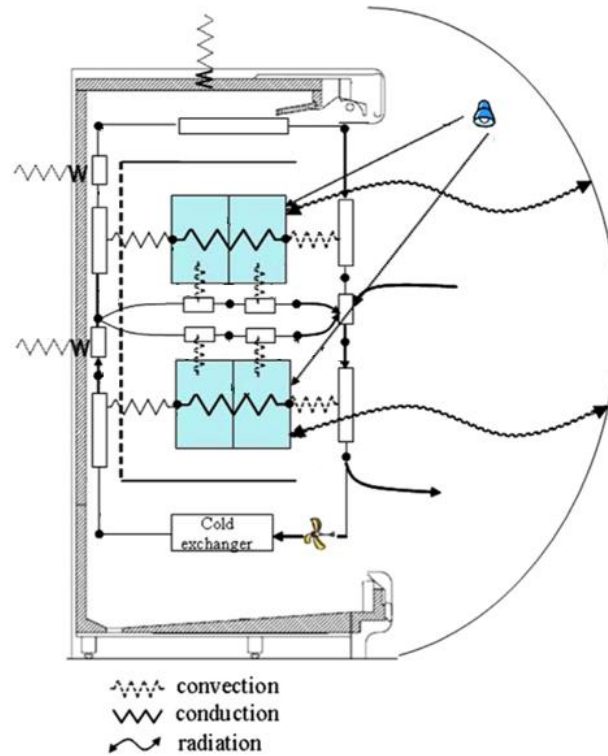


Figure 1.30 : Schéma du modèle nodal (Laguerre et al. 2012).

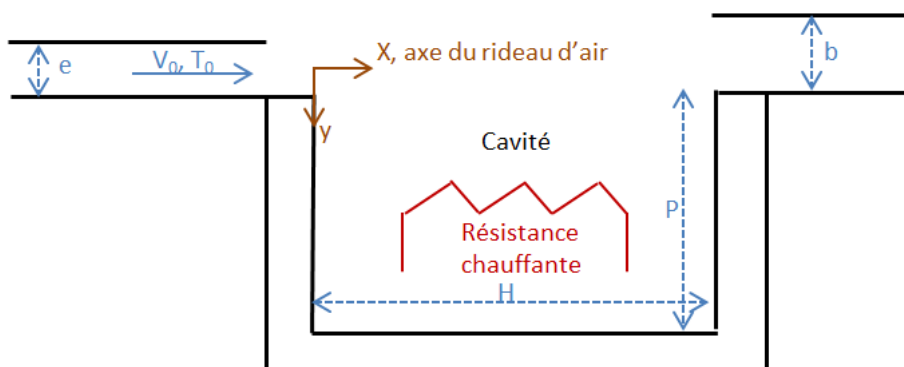


Figure 1.31 : Schéma de la cavité confinée (Flick et al. 1997).

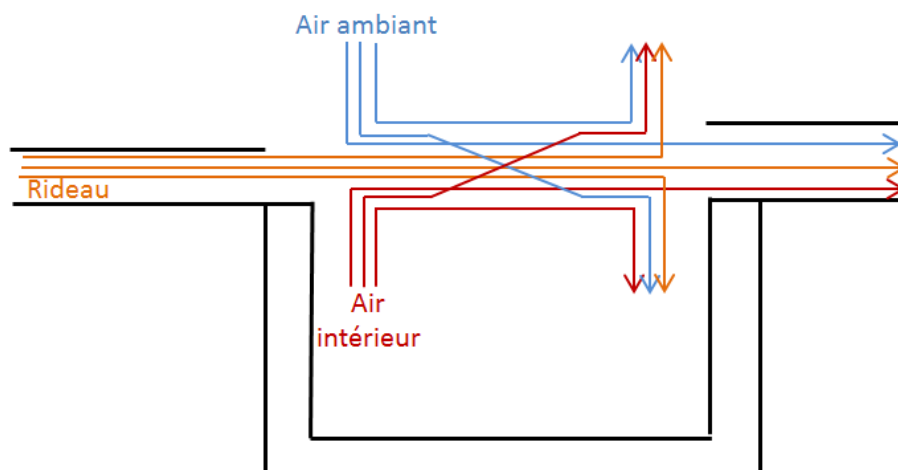


Figure 1.32 : Schéma des flux traversant le rideau (Flick et al. 1997).

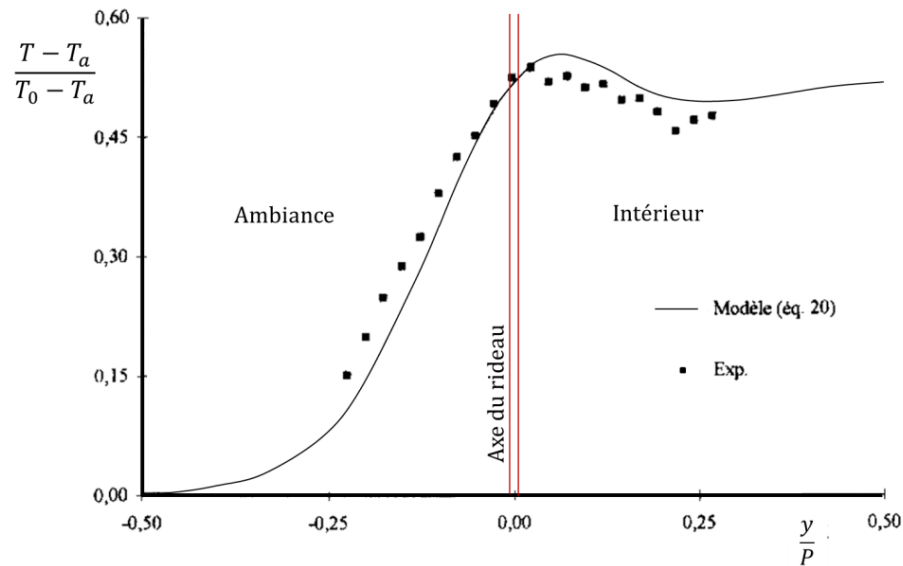


Figure 1.33 : Profil de températures au travers du rideau, $y/P = 0$ correspond à l'axe de soufflage, $y/P = 0,5$ correspond au milieu de la cavité ($x/e = 40$; $H/e = 70$; $b/e = 3,5$; $D_m = 2,5$ m ; Flick et al. 1997).

1.3.2 Confinement d'enceinte avec jet impactant

Le confinement d'enceintes par un jet impactant est généralement utilisé pour de grands volumes tels que les entrepôts. Le rideau d'air n'est alors pas recyclé au travers d'une bouche d'aspiration.

Une des premières études de la littérature a été menée par Hayes et Stoecker (1969), qui développent un modèle analytique dans le but de faciliter le dimensionnement des rideaux d'air impactants. En considérant le cas d'un rideau d'air ayant une reprise d'air extérieure à la cavité protégée, ils étudient l'influence du gradient de pression de part et d'autre de l'ouverture sur la position du rideau. Ils observent que l'aspiration au niveau de la reprise d'air crée une dépression qui attire le rideau, auquel s'ajoute un gradient de pression dû à la différence de température entre les deux enceintes (stack pressure). Hayes et Stoecker définissent bien avant Foster et Flick (1997) le module de déflexion (eq. (1.4)). Le modèle analytique leur permet de déterminer le module de déflexion minimal requis ($D_{m, min}$) pour avoir un rideau continu jusqu'au bas de l'ouverture.

$$D_{m, min} = \frac{-A - \sin(\alpha_0) + 2 - 2\sqrt{(1-A)(1-\sin(\alpha_0))}}{2(A - \sin(\alpha_0))^2} \quad (1.7)$$

$$A = \pm 2,4 \sqrt{\frac{e}{H}} \left(1 - 2,56 \frac{e}{H}\right) \quad (1.8)$$

Avec α_0 l'angle de soufflage du jet. Ainsi par comparaison avec l'équation (1.4), une vitesse théorique minimale d'injection peut être déterminée pour le confinement de l'ouverture. Cependant, un facteur de sécurité est à prévoir pour palier aux perturbations extérieures s'exerçant sur le rideau (vent, passage au travers du rideau...). Ce paramètre de sécurité n'est pas discuté par les auteurs. De plus, la non prise en compte de la position de l'aspiration rend difficile l'utilisation de cette méthode pour le dimensionnement de rideaux d'air.

Verhaeghe et al. (2010) étudient le confinement d'une enceinte réfrigérée par un jet d'air ambiant. Une étude numérique CFD réalisée en parallèle d'une campagne expérimentale permet aux auteurs de déterminer la vitesse de soufflage optimale du rideau, paramètre décrit comme ayant l'influence la plus importante sur les performances du confinement. L'efficacité optimale du rideau est obtenue dès que l'énergie cinétique du jet est suffisante pour permettre à celui-ci d'être stable et d'atteindre l'extrémité inférieure de l'ouverture. Le modèle CFD est réalisé en deux dimensions pour une configuration en régime permanent. Une température constante est imposée sur la paroi verticale opposée à l'ouverture. Les résultats du modèle donnent une vitesse de soufflage optimale de 2 m s^{-1} pour un gradient de température entre les enceintes de 20 K (figure 1.34). Cette valeur correspond bien à la vitesse théorique minimale obtenue selon la méthodologie définie par Hayes et Stoecker (1969, éq. (1.4) et (1.7)).

Tso et al. (2002) réalisent une étude expérimentale dans le but de comparer les performances d'un rideau d'air et celles d'un rideau constitué de lamelles en plastique, pour le confinement d'une semi-remorque frigorifique. Dans la première configuration, un rideau d'air froid est injecté au-dessus de la porte latérale. La température de consigne de l'air dans la caisse est fixée à $-20 \text{ }^\circ\text{C}$. La température ambiante est comprise pour les différents essais entre 29 et $47 \text{ }^\circ\text{C}$. Lorsque la caisse atteint le régime permanent, la porte est ouverte durant deux minutes, puis refermée. Sans dispositif de protection, l'humidité et la température de l'air intérieur augmentent pendant la phase d'ouverture. Un bilan d'énergie sur l'air est réalisé dans la caisse pendant l'ouverture des portes ; les mesures de température et de l'humidité relative permettent de déterminer les charges sensible et latente d'infiltration. La présence d'un rideau d'air réduit de 40% l'énergie pénétrant dans la caisse ; cette réduction n'est que de 11% dans le cas d'un rideau à lamelles. Ces données ne tiennent cependant pas compte de l'énergie nécessaire à l'établissement du rideau d'air froid. Les auteurs notent l'intérêt d'une étude paramétrique relative à la vitesse du jet d'air.

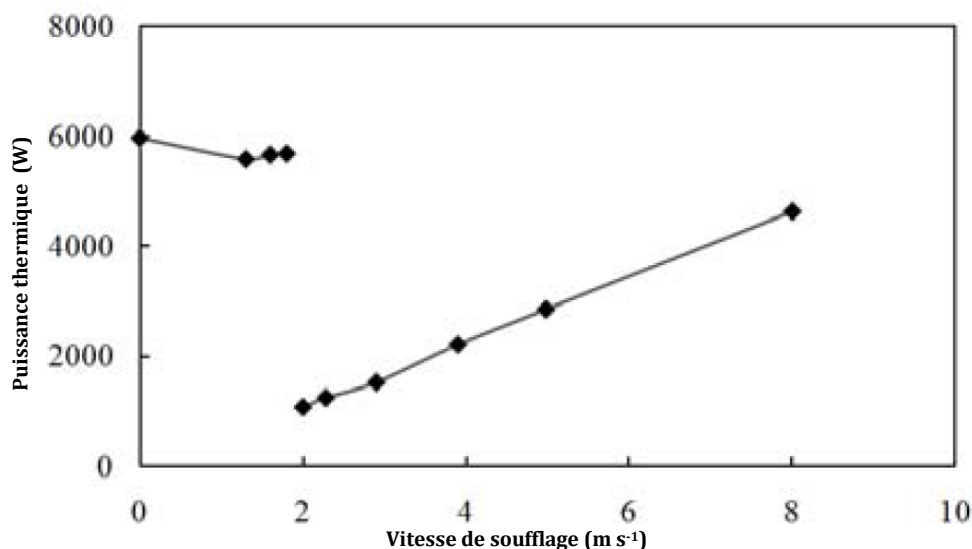


Figure 1.34 : Influence de la vitesse de soufflage sur la charge d'infiltration (Verhaeghe et al., 2010).

Par la suite, Foster et al. (2006) cherchent à optimiser le confinement d'une chambre froide par un rideau d'air impactant. La chambre froide confinée est identique à celle utilisée précédemment par les mêmes auteurs (2002, 2003). La porte a une largeur de 1,36 m et une hauteur de 3,2 m. Un rideau d'air industriel (fabriqué par la société Thermoscreens) est placé au-dessus de l'ouverture, et injecte de l'air extérieur à température ambiante. Il est mis en marche par un interrupteur actionné automatiquement dès l'ouverture de la porte, qui dure 30 s. La température de la chambre froide est régulée à -20 °C par un évaporateur à air pulsé. Le débit d'air infiltré à travers le rideau est mesuré par gaz traceur (CO₂). Foster et al. (2006) définissent l'efficacité η du rideau par rapport au volume d'air infiltré :

$$\eta = \frac{V_{I_{sr}} - V_{I_{ar}}}{V_{I_{sr}}} \quad (1.9)$$

$V_{I_{sr}}$ et $V_{I_{ar}}$ représentent respectivement les volumes d'infiltration dans la configuration sans rideau d'air et dans le cas où l'ouverture est protégée par un rideau d'air. Cette approche de l'efficacité ne tient cependant pas compte de l'énergie stockée dans les parois. L'utilisation du modèle analytique de Hayes et Stoecker (1969 ; éq (1.4)) permet aux auteurs de calculer la vitesse minimale d'injection en fonction du module de déflexion pour obtenir un rideau d'air continu jusqu'au bas de l'ouverture. Foster et al. (2006) développent également un modèle CFD 2D avec le logiciel CFX. Le domaine de calcul est constitué de la chambre froide et d'un volume extérieur quatre à huit fois plus grand que celui de la chambre froide, afin que les conditions aux limites n'influent pas sur les résultats du calcul. Le domaine, qui ne prend pas en compte les parois, est divisé en 42 000 mailles. Le modèle de turbulence k- ϵ est utilisé. Les résultats expérimentaux montrent qu'une vitesse d'injection de 18 m s⁻¹ (vitesse maximale atteignable) conduit à la meilleure efficacité, égale à 84 %. L'utilisation de trois angles d'injection du rideau permet de montrer que l'efficacité du rideau d'air est maximale lorsque celui-ci est injecté avec un angle de 10° orienté vers l'extérieur de la chambre froide (figure 1.35). La simulation CFD montre que la vitesse d'injection dépend de la durée d'ouverture de la porte. Plus celle-ci augmente, plus la vitesse d'injection doit être réduite. Les auteurs préconisent une simulation en 3D, ce qui permettrait d'augmenter la précision des résultats en étudiant par exemple l'infiltration d'air à proximité des montants de la porte. Les résultats expérimentaux sont cependant proches des résultats numériques.

Dans une étude suivante, Foster et al. (2007b) réalisent une modélisation CFD en 3D du rideau d'air et de la chambre froide. Une étude de sensibilité est réalisée pour déterminer l'influence de différents paramètres sur les résultats :

- simulation des forces de flottabilité : avec ou sans l'hypothèse de Boussinesq,
- modèle de turbulence : RMS ou k- ϵ ,
- intensité turbulente du jet : 5 %, 10 % ou 20 %

L'étude montre que les extrémités latérales du jet sont déviées vers l'intérieur de la cavité. Les paramètres précédents n'influencent pas significativement les résultats du modèle (écarts inférieurs à 10 %). La même configuration est modélisée sans la résolution de l'équation de la chaleur (cavité et ambiance isothermes). Les extrémités du jet sont alors moins déviées vers l'intérieur. Ainsi, les auteurs concluent que les effets d'entraînement se

produisant aux extrémités réduisent la vitesse du rideau et le rendent moins résistant à la pression de l'air froid dans la cavité (stack effect). Ils suggèrent de modifier l'angle de soufflage ou d'augmenter la vitesse au niveau des extrémités du jet. Par la suite Foster et al. (2007c) comparent les résultats des modèles en 2D (Foster et al. 2006) et 3D (Foster et al. 2007b) avec les résultats expérimentaux de Foster et al. (2002 et 2003) ; les résultats du modèle 3D sont plus proches des points expérimentaux (figure 1.36).

Gupta et al. (2007) étudient expérimentalement le confinement d'une portion d'un tunnel routier par rideaux d'air. L'objectif est d'isoler des portions de celui-ci en contenant les fumées en cas d'incendie (figure 1.37). Un dispositif expérimental est construit à échelle réduite. L'étanchéité du rideau est mesurée par un gaz traceur, l'éthane. Un dispositif PIV permet d'effectuer des mesures de vitesses. Différents rideaux d'air sont étudiés : un rideau simple et un rideau d'air double, qui peuvent être constitués d'air ambiant ou bien d'air extrait de l'intérieur du tunnel. Lorsque deux vitesses distinctes d'injection sont imposées dans un double rideau, les contraintes de cisaillement ainsi que le tenseur des contraintes de Reynolds prennent des valeurs très importantes. Ces phénomènes favorisent les transferts de masse de part et d'autre du rideau et nuisent donc à son efficacité. Ainsi, par la suite, les rideaux doubles sont injectés avec des vitesses identiques. Les auteurs observent également que lorsque deux rideaux confinent une portion de tunnel, ils n'ont quasiment pas d'influence l'un sur l'autre. Ainsi, le domaine d'étude peut être réduit à une simple cavité. Quatre configurations sont étudiées, où la cavité est protégée par un simple rideau d'air ambiant, par un simple rideau d'air issu de la cavité (recirculation), par un double rideau ambiant et par un double rideau mixte (ambiant et recirculation, figure 1.38). La recirculation stabilise le rideau en diminuant ses battements. Dans le cas d'une recirculation, l'étanchéité du rideau est meilleure lorsque le jet est dévié vers l'intérieur.

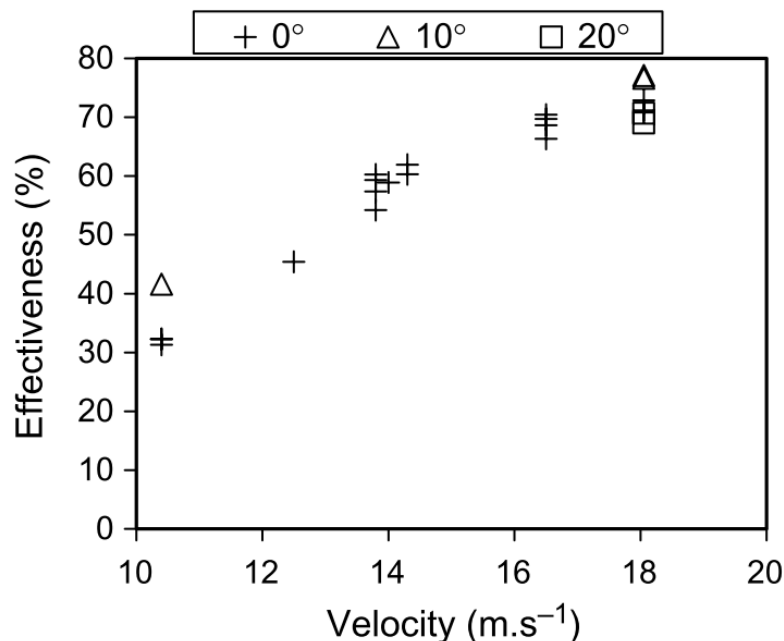


Figure 1.35 : Influence de la vitesse et de l'angle de soufflage sur l'efficacité du rideau d'air, résultats expérimentaux (Foster et al. 2006).

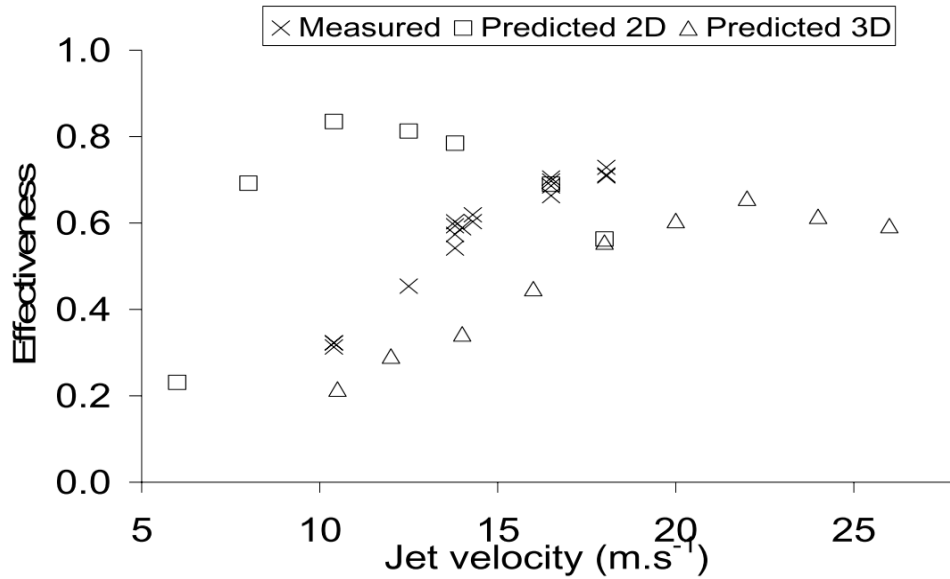


Figure 1.36 : Influence de la vitesse de soufflage sur l'efficacité du rideau, résultats expérimentaux et numériques (Foster et al. 2007c).

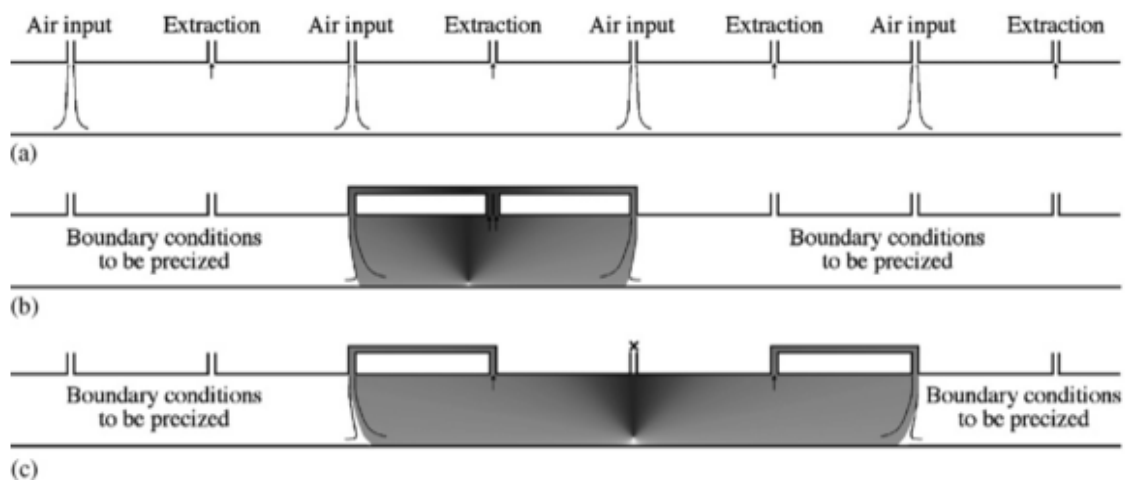


Figure 1.37 : Principe du système de confinement du tunnel (Gupta et al. 2007).

Pavageau et al. (2009) poursuivent les travaux de Gupta et al. (2007) et s'intéressent au confinement d'une cellule par un double rideau d'air. Le premier rideau d'air dit extérieur injecte de l'air issu du milieu extérieur, le second appelé rideau intérieur injecte de l'air issu de la cellule de confinement. Une résistance chauffante est placée à l'intérieur de la cellule de confinement afin de générer une différence de température entre l'intérieur et l'extérieur. Une étude numérique CFD de type Reynolds Average Navier Stokes (RANS) est réalisée en 2D et 3D. Cependant, le modèle n'est pas détaillé. Les auteurs comparent les champs cinématiques moyens et turbulents avec les résultats expérimentaux de Gupta et al. (2007). Ils constatent que le modèle de turbulence RMS sous-estime l'étalement latéral des jets et surestime leur niveau de turbulence. Pour obtenir de meilleurs résultats au niveau de la zone d'impact, les auteurs conseillent d'utiliser un modèle à bas nombre de Reynolds. Malgré la capacité du système à confiner globalement la chaleur dégagée par la source, l'étude numérique montre qu'il existe un transfert de chaleur de la zone confinée

vers l'ambiance au niveau du pied du jet. Les auteurs concluent sur la nécessité d'étudier de manière plus approfondie cette zone de l'écoulement.

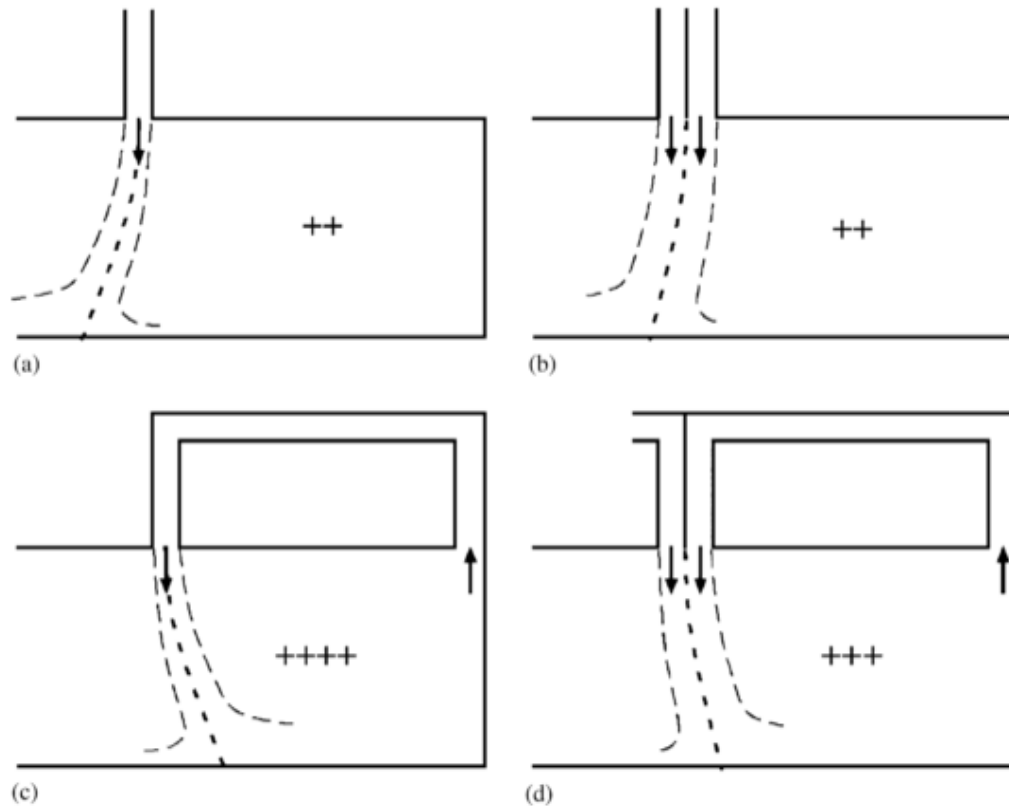


Figure 1.38 : Synthèses des différentes configurations étudiées (Gupta et al. 2007)

++ : configuration efficace, +++ : très efficace, ++++ : extrêmement efficace

a) Rideau simple constitué d'air extérieur,

b) Rideau double constitué d'air extérieur

c) Rideau simple constitué d'air intérieur

d) Rideau double constitué d'air extérieur et d'air intérieur.

Clavier et al. (2011) étudient expérimentalement l'influence d'un rideau d'air sur les transferts thermiques lors de l'ouverture des portes d'un camion frigorifique. Le rideau d'air est un système commercial destiné aux meubles frigorifiques, adapté pour permettre selon les cas de protéger la porte par un rideau simple à température ambiante ou par un rideau double à températures ambiante et froide. Le groupe frigorifique est instrumenté au moyen d'un débitmètre et de thermocouples, afin de déterminer la puissance dissipée au niveau de l'évaporateur. Le protocole expérimental est le suivant : les températures de l'air et des surfaces internes des parois sont stabilisée à 0 °C. Les portes battantes sont ouvertes pendant 15 à 17 min. La caisse est ensuite remise en température. Elle est supposée revenue à l'état initial après deux cycles de régulation du compresseur frigorifique. Un bilan énergétique est alors réalisé : la puissance thermique infiltrée à travers l'ouverture est obtenue en soustrayant à l'énergie frigorifique mesurée (énergie nécessaire à l'établissement du rideau et à la remise en température de la caisse), l'énergie transmise par les parois. Le calcul de l'énergie transmise par les parois n'est malheureusement pas détaillé. Les résultats expérimentaux montrent qu'un rideau double augmente la stabilité thermique de la caisse (figure 1.39) mais augmente également l'énergie infiltrée de 38 % par rapport à la configuration sans protection. Les auteurs

expliquent que cette augmentation pourrait être due à l'infiltration d'air humide dans la caisse. Avec un rideau d'air simple, la stabilité thermique est moins bonne, mais l'énergie infiltrée diminue de 24 % par rapport à la configuration sans protection.

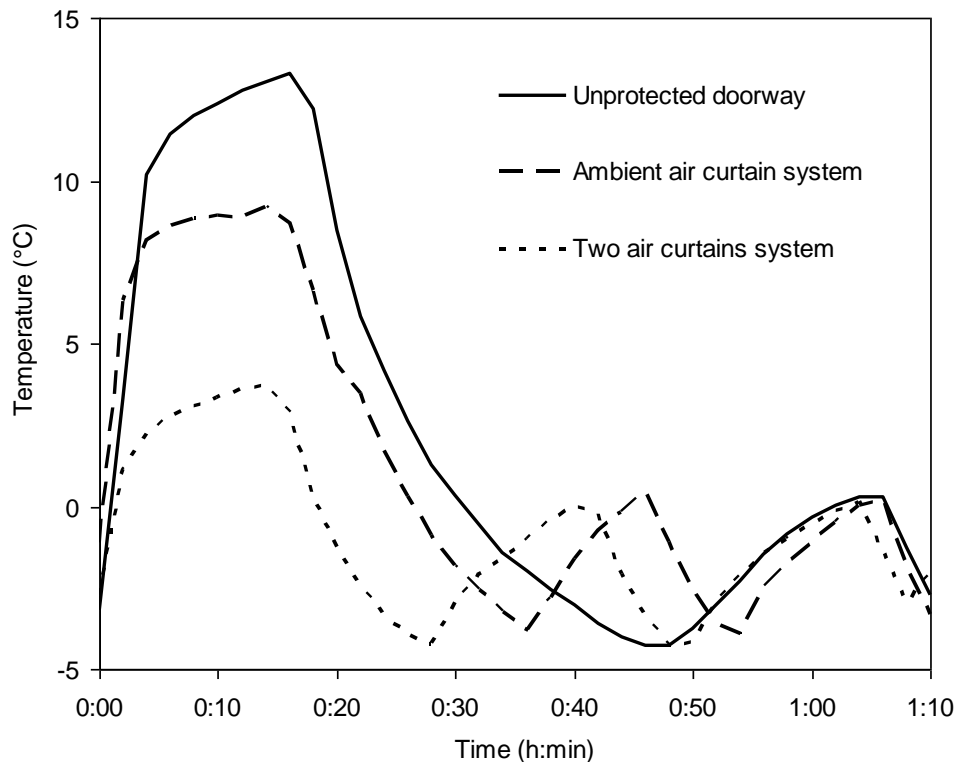


Figure 1.39 : Evolution de la température moyenne de la caisse pour trois niveaux de protection différents (Clavier et al. 2011).

1.4 Conclusion

Dans l'objectif d'étudier les dispositifs de protection pour réduire l'infiltration d'air lors des ouvertures de cavités réfrigérées, un état de l'art des travaux de recherche effectués dans ce domaine a été mené. La première partie du chapitre est consacrée aux cavités réfrigérées closes. L'objectif des études présentées est de déterminer les paramètres influençant le champ de températures, dans le but d'obtenir un champ homogène. Deux modes de réfrigération de la cavité sont distingués : froid statique ou froid pulsé. Dans le cas de la réfrigération à froid statique, les principaux résultats décrivent l'influence du chargement sur les champs de températures et de vitesses ainsi que les phénomènes de condensation et d'évaporation dans la caisse. Dans le cas du mode de réfrigération à froid pulsé, les cavités sont généralement de dimensions plus importantes. Les auteurs s'intéressent aux champs de vitesses qui influencent fortement l'homogénéité de la température dans la caisse. Pour les semi-remorques, l'utilisation de conduits est recommandée pour mieux répartir le flux d'air.

La seconde partie de ce chapitre s'intéresse aux ouvertures de portes des cavités réfrigérées. L'objectif est tout d'abord de déterminer le coût énergétique de ces ouvertures. Les principaux résultats concernent les entrepôts de grand volume. Les auteurs observent alors que le débit d'infiltration est constant pendant la durée de l'ouverture et établissent des corrélations pour le déterminer. Certains auteurs s'intéressent aux cavités de petit volume. En faisant varier la surface de l'ouverture, ils

constatent différents régimes d'écoulement. Pour les camions réfrigérés, Ducoulombier et al. (2011) observent expérimentalement l'écoulement gravitaire correspondant à la vidange de la caisse et l'écoulement de couche limite résultant de l'inertie thermique des parois de la caisse.

Enfin ce chapitre s'intéresse à la protection des enceintes par rideau d'air. Deux types de rideaux sont distingués : les rideaux avec recirculation et les rideaux impactant sans recyclage du jet. La première configuration est largement étudiée dans la littérature. Les auteurs observent les paramètres influençant l'efficacité du rideau. Outre les grandeurs géométriques (angle de soufflage, largeur de soufflage et d'aspiration, hauteur de confinement...), la turbulence du jet est le principal paramètre affectant l'efficacité du rideau. La seconde configuration, de type rideau impactant, est moins étudiée par la littérature. La préoccupation des auteurs concerne la stabilité du rideau. En effet, l'absence d'aspiration à la base du rideau, ainsi que le gradient thermique entre l'enceinte et le milieu extérieur,, entraînent un gradient de pression qui affecte la position du rideau. L'efficacité du rideau est déterminée soit par un bilan énergétique sur l'air soit expérimentalement, par injection d'un gaz traceur. Un seul auteur présente une analyse paramétrique concernant la vitesse et l'angle de soufflage du rideau. Cependant, il note que la vitesse de soufflage optimale dépend de la durée de l'ouverture. L'intérêt d'insuffler un rideau double impactant est discuté par les auteurs ; les conclusions sont différentes selon les études.

Chapitre 2 : Etude théorique de la caisse fermée

Introduction

Ce second chapitre a pour objectif de comprendre les phénomènes aérauliques et thermiques mis en jeu dans une caisse frigorifique dont les ouvertures sont fermées, et ne comportant aucun chargement. Dans une première partie, la configuration étudiée est une semi-remorque mono-température de longueur 13,3 m, possédant un unique évaporateur fixé sur la paroi avant de la caisse. Un modèle numérique est développé au moyen d'un logiciel commercial, où les écoulements d'air sont calculés pour une configuration isotherme. Ce modèle numérique est validé au moyen de résultats expérimentaux issus de la littérature. La seconde partie détaille le modèle numérique réalisé pour simuler les écoulements d'air dans le compartiment arrière d'une semi-remorque multi-températures. L'évaporateur est alors situé au plafond, à l'arrière de la caisse. Une étude paramétrique analyse l'influence de la paroi, des vitesses de soufflage et de la taille du compartiment.

2.1 Description des travaux de Moureh et al.

Les travaux les plus complets de la littérature concernant l'étude des phénomènes aérauliques dans une caisse frigorifique ont été réalisés par l'équipe de Jean Moureh (§ 1.1.3.2). Les résultats expérimentaux précis et détaillés de ces études en font une base incontestable pour la validation d'un modèle CFD. Ainsi, les travaux de Moureh et al. (2002) et de Moureh et Flick (2005) sont détaillés dans cette partie, car ils serviront de base à la validation des modèles développés au cours de la thèse.

Moureh et al. (2002) et de Moureh et Flick (2005) ont développé un dispositif expérimental à échelle réduite (1 : 3,3) représentant une semi-remorque (les dimensions données par la suite correspondent à l'échelle réelle). Le dispositif représente une caisse ayant les dimensions intérieures suivantes : 13,3 x 2,46 x 2,5 m³ (longueur x largeur x hauteur). La position des bouches de soufflage et de reprise d'air est donnée dans la figure 1.11 a) (bouche de soufflage centrée). Un ventilateur placé dans un conduit entre la bouche d'aspiration et la bouche de soufflage permet de faire circuler l'air dans la caisse en circuit fermé tout en contrôlant le débit (figure 2.1). La vitesse de soufflage est fixée de manière à conserver le même nombre de Reynolds (éq. (1.2)) entre la maquette et la configuration à taille réelle. Cependant la similitude du nombre de Grashof (éq. (1.1)) n'est pas respectée. Toutes les études expérimentales sont donc menées pour des configurations isothermes. Les parois de la maquette sont en bois exceptées une face latérale qui est en verre pour permettre une mesure non intrusive des vitesses par anémométrie laser à effet doppler à une dimension (LDA). Le laser utilisé a une puissance de 50 mW et émet un faisceau visible à une longueur d'onde de 690 nm. La position de la

sonde est contrôlée par un servomoteur et permet une mesure de la direction et la norme de la vitesse en un point avec une résolution de $\pm 0,5$ mm (échelle réelle) dans les trois directions ; les composantes verticale et horizontale des vecteurs vitesses sont ensuite déduites. L'ensemencement en particules est réalisé par un atomiseur en amont de la bouche de soufflage et permet une mesure de vitesse quasi-continue

Dans le but de représenter les lignes de courant de l'écoulement dans le plan de symétrie, 1080 points de mesure sont répartis avec un pas horizontal de 0,5 m et un pas vertical de 0,1 m (échelle réelle). Les lignes de courant obtenues dans le cas d'une caisse vide sont présentées sur la figure 1.8 a) ; elles serviront de base à la validation du modèle numérique décrit dans le paragraphe suivant.

2.2 Simulation de la configuration étudiée par Moureh et al.

Dans cette partie, une simulation des phénomènes aérauliques est réalisée en 3D en régime permanent, par la méthode des volumes finis, à l'aide du logiciel commercial STAR CCM+ (v6.04). Le but de la simulation est de représenter au mieux la configuration expérimentale isotherme étudiée par Moureh et Flick (2005). Les résultats prédits par le modèle sont comparés aux résultats expérimentaux ; cette comparaison permet d'effectuer, dans le présent modèle, les choix nécessaires concernant le maillage et le modèle de turbulence. Cette première étape d'apprentissage est utile avant de poursuivre le travail de simulation d'autres configurations, où des choix identiques seront effectués.

2.2.1 Outils et domaine

La simulation reprend la configuration de Moureh et Flick (2005). Les dimensions de la caisse étudiée sont les suivantes : 2,5 x 2,46 x 13,3 m³ (hauteur x largeur x longueur). La position des bouches de soufflage est précisément indiquée sur la figure 1.11 a). La symétrie de la caisse par rapport au plan médian longitudinal permet de réduire le domaine d'étude de moitié (figure 2.2). Le domaine de calcul représenté sur la figure 2.1 ne comprend pas les parois, ni la gaine ni le système de ventilation.



Figure 2.1 : Dispositif expérimental et domaine d'étude CFD (Moureh et al. 2002, 2005).

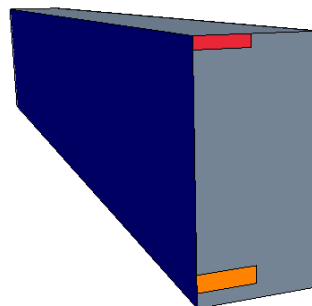


Figure 2.2 : Domaine de simulation (bleu : plan de symétrie, rouge : bouche de soufflage, orange : reprise d'air).

2.2.2 Modèle de turbulence et conditions aux limites

Le modèle du second ordre aux tensions de Reynolds (Reynolds Stress Model) est recommandé par Moureh et Flick (2005) pour modéliser la turbulence. Au niveau de la bouche de soufflage, une vitesse constante de $11,5 \text{ m s}^{-1}$ est imposée. La turbulence du jet est définie par l'énergie cinétique turbulente k et par la diffusion d'énergie turbulente ε :

$$k = \frac{3}{2}(VI)^2 \quad (2.1)$$

$$\varepsilon = \frac{C_\mu^{0,75} k^{1,5}}{L_t} \quad (2.2)$$

$$L_t = D_H \tau \quad (2.3)$$

Avec I l'intensité turbulente (10 %), C_μ la constante empirique du modèle de turbulence RSM, L_t la longueur caractéristique de la turbulence, D_H le diamètre hydraulique de la bouche de soufflage (0,2 m) et τ un paramètre adimensionnel caractéristique de la turbulence dépendant du logiciel de CFD et qui sera déterminé par identification (§ 2.2.4). Une condition de pression constante (0 Pa) est fixée au niveau de la bouche d'aspiration ; une condition de non glissement est définie au niveau des parois.

2.2.3 Maillage, loi de paroi et résolution numérique

Le domaine intérieur est discrétisé selon un maillage polyédrique non structuré. La dimension caractéristique de chaque maille est de 5,5 cm. Une simulation fine du profil de vitesses dans la couche limite à proximité des parois n'étant pas recherchée, l'interaction fluide/paroi a été modélisée par l'intermédiaire d'une loi de paroi. Ainsi, pour prendre en compte cette loi à proximité des parois, un maillage structuré cartésien est utilisé de manière à avoir une épaisseur constante des premières mailles (figure 2.3). L'épaisseur de la première maille (1 cm pour une vitesse de soufflage de $11,5 \text{ m s}^{-1}$) est choisie de manière à ce que le premier nœud soit situé dans la zone où le profil de vitesses selon un axe perpendiculaire à la paroi est logarithmique. Dans cette zone, les frottements dus à la viscosité moléculaire sont négligeables devant les frottements turbulents. La loi de paroi « *high y+ wall treatment* » est utilisée comme préconisée par Moureh et Flick (2005). Un maillage polyédrique fin est utilisé à proximité des bouches de soufflage et d'aspiration (dimension caractéristique : 1 cm, figure 2.4). La progression géométrique du maillage est limitée à 20 %. La vitesse de l'air et la pression sont initialisées à une valeur nulle dans l'ensemble du domaine.

Les équations moyennées de Navier-Stokes, qui décrivent la conservation de la masse et de la quantité de mouvement, sont résolues de manière couplée avec un schéma du second ordre à pas spatial vers l'amont. La convergence a été supposée atteinte lorsque les résidus convergent et deviennent inférieurs à 10^{-4} .

2.2.4 Identification du paramètre τ caractéristique de la turbulence

Le paramètre de turbulence τ est généralement pris égal à 0,07 lorsque la simulation est réalisée avec le logiciel *Fluent* (Moureh et Flick (2005)). Cependant il n'existe pas de valeur référencée dans la littérature pour *STAR CCM+*. La figure 2.5 représente la décroissance de la vitesse longitudinale dans l'axe de soufflage. L'origine des abscisses est

située au niveau de la bouche de soufflage. Les profils de vitesses sont comparés pour différents τ avec les résultats expérimentaux de Moureh et Flick (2005). Le paramètre τ est identifié en observant le point de décollement du jet du plafond. Ce point de décollement est caractérisé par une vitesse longitudinale nulle. Les résultats montrent que le développement du jet dans l'enceinte dépend fortement de τ et donc de la longueur caractéristique de la turbulence L_t . Cette observation est logique dans le sens où l'attachement d'un jet à une surface diminue avec l'augmentation de la turbulence. La valeur du paramètre τ retenue est de 0,12 car elle correspond à l'écart le plus faible entre les résultats expérimentaux et ceux prédits par le modèle.

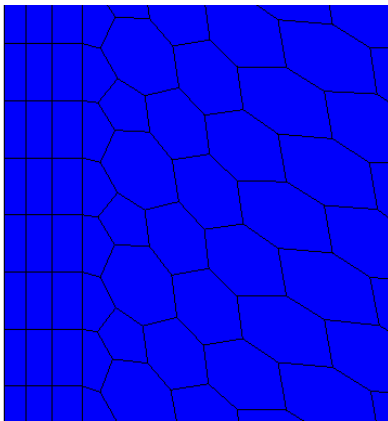


Figure 2.3 : Maillage à proximité de la paroi (située à gauche).

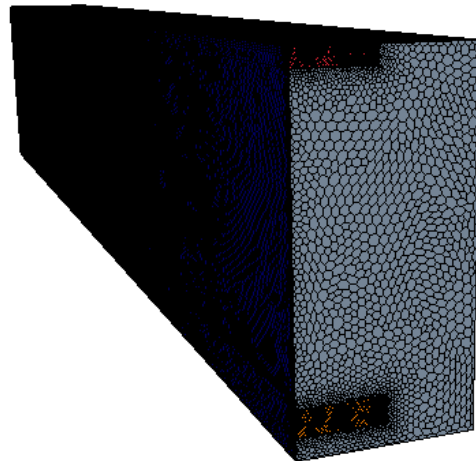


Figure 2.4 : Maillage surfacique du domaine.

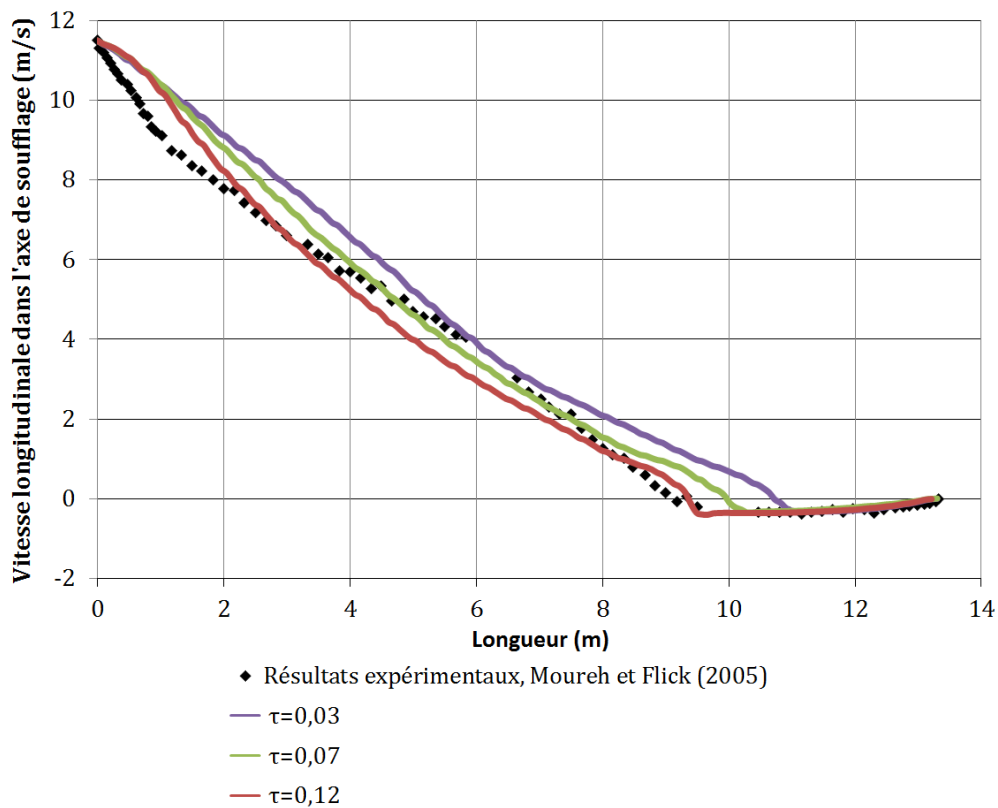


Figure 2.5 : Décroissance de la vitesse longitudinale dans l'axe de soufflage, identification du paramètre τ caractéristique de la turbulence.

2.2.5 Comparaison avec les résultats expérimentaux de Moureh et al.

2.2.5.1 Lignes de courant

Les résultats du présent modèle sont tout d'abord comparés de manière qualitative aux résultats expérimentaux de Moureh et Flick (2005). Les lignes de courant théoriques et expérimentales dans le plan de symétrie de la caisse sont représentées sur la figure 2.6 ; les bouches de soufflage et de reprise d'air sont situées à gauche. Comme présenté au premier chapitre (§ 1.1.3.2) avec les résultats expérimentaux de Moureh et al. (2002, figure 1.8 a)), Moureh et Flick (2005) observent que le jet longe le plafond sur une distance de 10 m environ et se décolle ensuite, entraînant une zone de recirculation à l'arrière. Les vitesses les plus importantes sont observées dans la principale cellule de convection à l'avant de la caisse et plus particulièrement au niveau de l'axe de soufflage. Les vitesses les plus faibles se trouvent dans la cellule de convection située à l'arrière de la caisse. La structure de l'écoulement prédite par le modèle (figure 2.6 b)) est très similaire aux résultats expérimentaux. L'écoulement dans la partie avant de la caisse est bien prédit par le modèle : les lignes de courant au niveau de l'aspiration sont identiques. Comme attendu suite à l'ajustement des paramètres du modèle réalisé au paragraphe 2.2.4, le point de décollement du jet du plafond prédit correspond aux résultats expérimentaux. Le point de rattachement du jet au sol est également bien prédit par le modèle. Cependant, la seconde zone de recirculation semble plus étendue que celle donnée par les résultats expérimentaux. Etant donné que les points de décollement et de rattachement de l'écoulement sont bien prédits par le modèle, cette différence d'observation pourrait être due à un biais de représentation des lignes de courant.

2.2.5.2 Profils de vitesses

Les profils des vitesses longitudinales sont ensuite comparés aux résultats expérimentaux de Moureh et Flick (2005, figure 2.7). La composante de la vitesse longitudinale (abscisse) est représentée dans le plan médian vertical à 1, 3 et 6 m de la bouche de soufflage (ordonnées). L'axe du jet se distingue clairement à une hauteur de 2,25 m pour les profils expérimentaux à 1, 3 et 6 m. La vitesse maximale du jet décroît de $11,5 \text{ m s}^{-1}$ au niveau de la bouche de soufflage à $8, 6$ et 3 m s^{-1} à des distances respectives de 1, 3 et 6 m du soufflage. Dans la partie inférieure de la caisse, les profils montrent que l'écoulement de retour caractérisé par une vitesse longitudinale négative est présent sur une hauteur plus faible au milieu de la caisse (hauteur de l'écoulement de retour : 1,25 m) par rapport au profil à 1 m de la bouche de soufflage (hauteur de l'écoulement de retour : 2 m). Cette différence est due à la diffusion du jet dans la partie supérieure de la cavité.

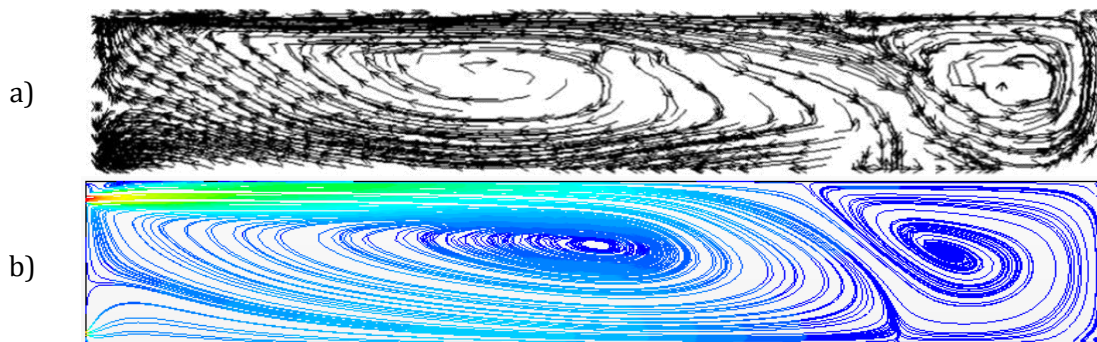


Figure 2.6 : Comparaison des lignes de courant dans le plan de symétrie
a) Résultats expérimentaux Moureh et Flick (2005), b) Résultats numériques.

Une très bonne concordance est obtenue entre les résultats du modèle et les résultats expérimentaux à 1 m et à 3 m de la bouche de soufflage. A 6 m, le modèle sous-estime légèrement la vitesse dans la partie inférieure de la caisse. Il est à noter que le modèle CFD développé par Moureh et Flick (2005) suit la même tendance.

2.2.5.3 Conclusion

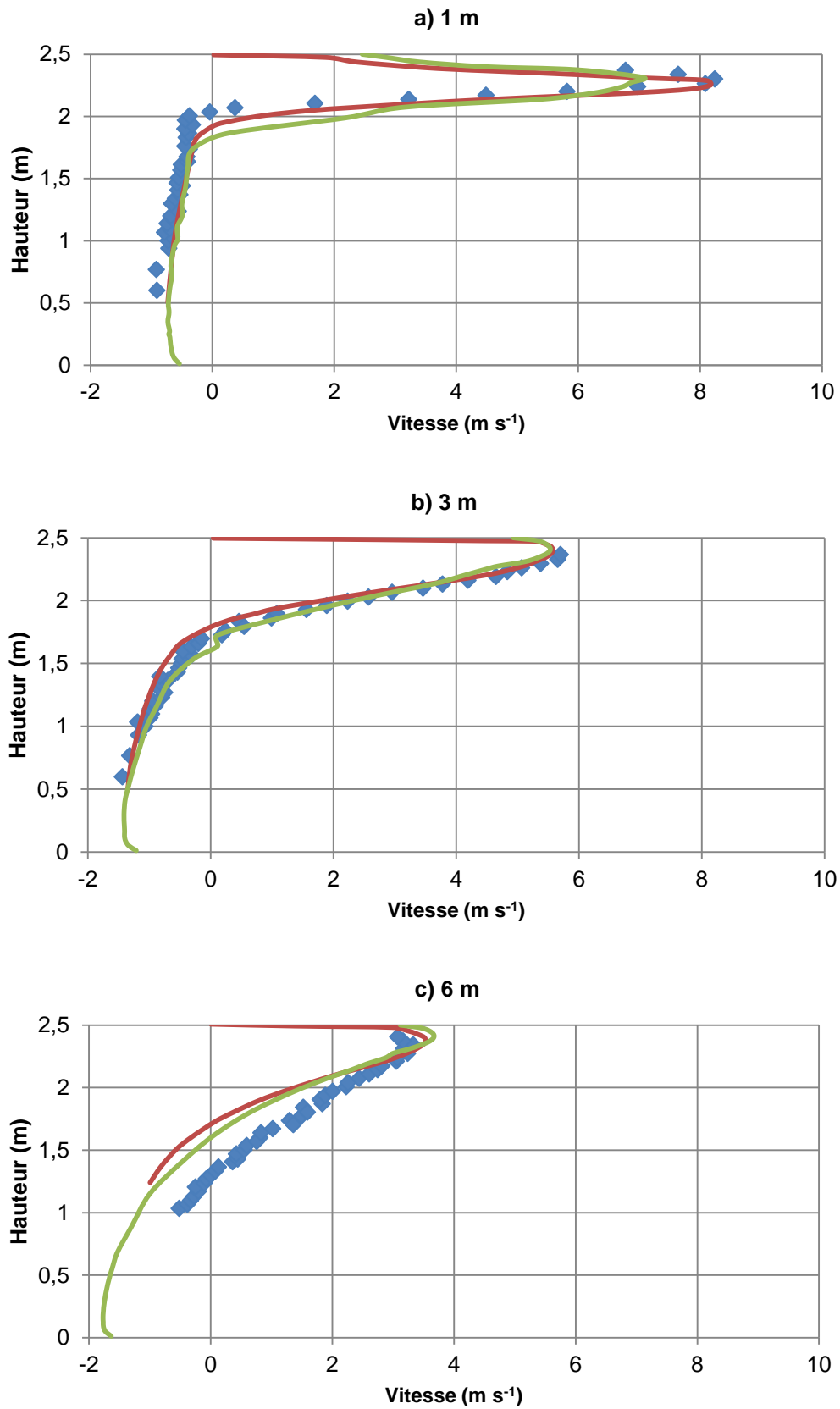
Les champs de vitesses du modèle développé dans cette partie sont très proches des résultats expérimentaux et des résultats numériques de Moureh et Flick (2005). Ce modèle est donc considéré comme validé. La démarche méthodologique suivie (maillage, critère de convergence, identification du paramètre τ caractéristique de la turbulence) et les différentes hypothèses réalisées (logiciel de simulation, conditions aux limites, modèle de turbulence, loi de paroi) peuvent également être considérées comme valides. La même démarche sera mise en place pour le modèle CFD développé dans la partie suivante, qui décrit une autre configuration de la caisse fermée. Par extension, la même démarche sera également adoptée dans les chapitres suivants, pour les modèles où les portes de la caisse sont ouvertes (§ 3.) ou protégées par un rideau d'air (§ 5.)

2.3 Simulation d'un compartiment de caisse multi-températures

L'objectif de cette partie est de modéliser les transferts thermiques et les écoulements aérauliques se produisant dans le compartiment arrière d'une caisse frigorifique multi-températures en régime permanent. L'étude paramétrique permettra une meilleure connaissance du comportement thermique de la caisse. Elle analysera l'influence de la vitesse de soufflage, de la taille du compartiment et de la condition aux limites imposée aux parois sur le champ de températures dans la caisse.

2.3.1 Description du modèle 2D

La configuration d'étude est la suivante : de l'air froid est insufflé dans le compartiment arrière d'une semi-remorque au moyen d'un évaporateur plafonnier composé d'une batterie froide et d'un ventilateur (figure 2.8). L'évaporateur est placé à proximité immédiate de la porte arrière. Il s'agit d'un système commercialisé actuellement (figure 2.9) et principalement utilisé dans le cadre du transport multi-températures. Les dimensions du domaine, données sur la figure 2.10, correspondent aux dimensions intérieures de la caisse ; les parois ne sont pas incluses. L'évaporateur est supposé fournir en permanence une vitesse d'air constante à température constante, ce qui n'est pas le cas en fonctionnement réel, puisqu'il existe une régulation du groupe qui va provoquer des fluctuations de ces grandeurs autour de leurs valeurs de consigne. La configuration simplifiée de modélisation est présentée sur la figure 2.11. Le domaine est étendu par un volume fictif qui permet de réduire l'impact de la condition aux limites à l'aspiration sur l'écoulement dans le conduit de retour. En effet, sans ce volume fictif, les résultats des simulations, représentés de manière simplifiée sur la figure 2.11 c), ont montré la présence d'un écoulement de recirculation dans le conduit de retour. Cette recirculation n'est très certainement pas présente à l'amont du ventilateur dans le cas réel. Ainsi l'ajout du volume fictif permet de supprimer cet artéfact.



◆ Expérimentations Moureh et al. (2005) — Modèle Moureh et al. (2005) — Modèle développé

Figure 2.7 : Profils de vitesses longitudinales dans le plan de symétrie à 1, 3 et 6 m de la bouche de soufflage.

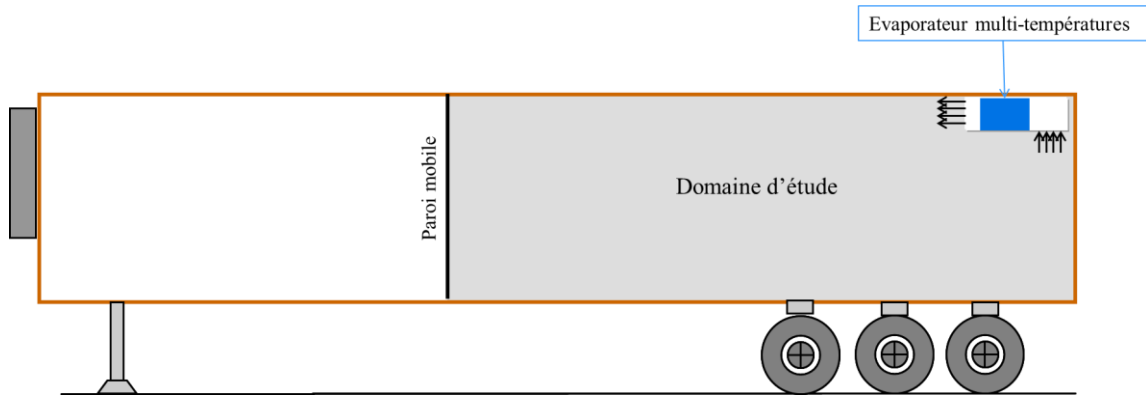


Figure 2.8 : Configuration d'étude.

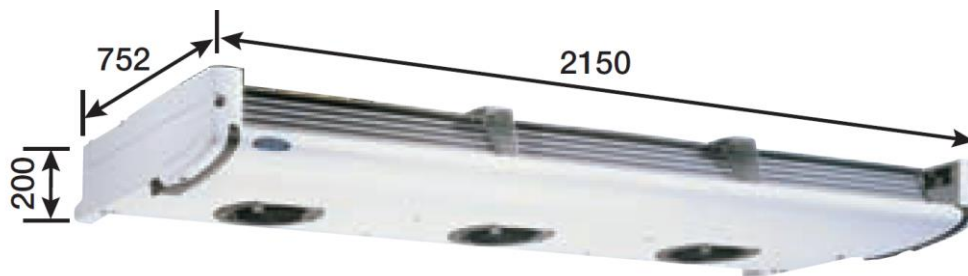


Figure 2.9 : Evaporateur plafonnier Carrier MTS 2200 (les dimensions sont indiquées en millimètres).

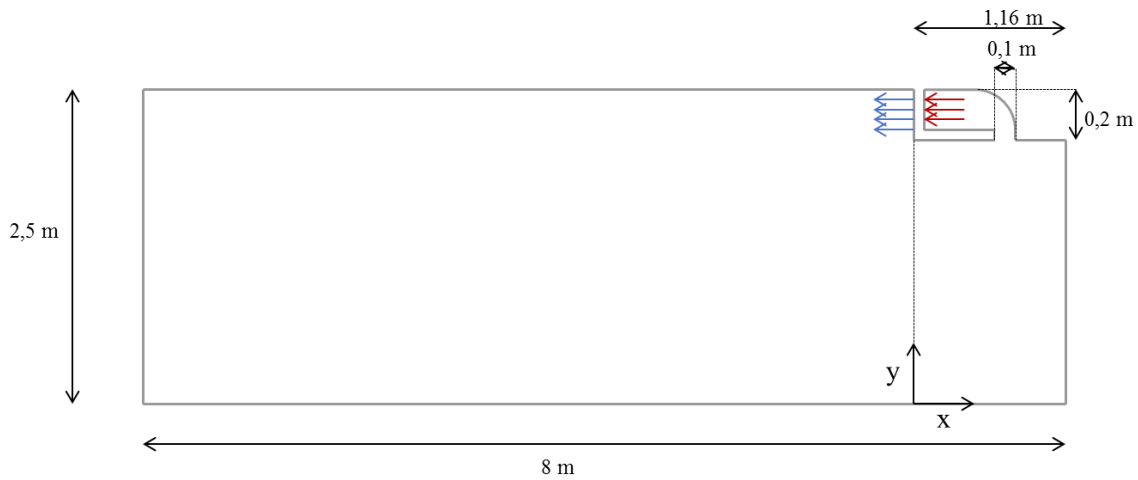


Figure 2.10 : Domaine de simulation.

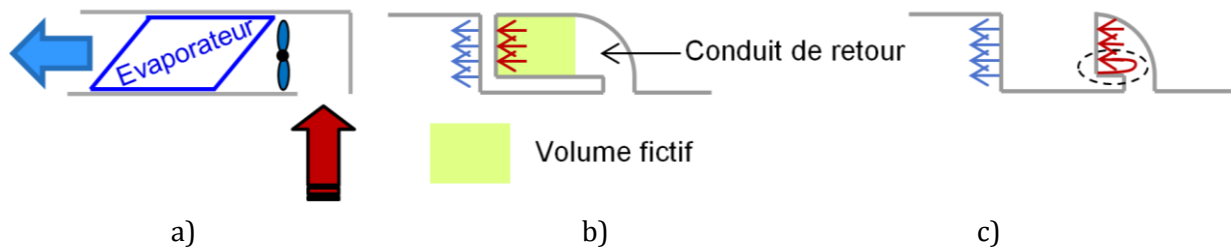


Figure 2.11 : Représentation de a) l'évaporateur réel, b) l'évaporateur simplifié modélisé avec le volume fictif et c) de l'évaporateur sans volume fictif (présence d'une recirculation au niveau de l'aspiration).

La simulation est réalisée en régime permanent. Les équations moyennées de Navier-Stokes décrivant la conservation de la masse, de la quantité de mouvement et de l'énergie sont résolues. Le champ de pesanteur n'est pas pris en compte dans le modèle, ce qui signifie que la convection naturelle est négligée. Cette hypothèse, déjà adoptée par Kolodziejczyk et Butrymowicz (2011), est justifiée par les vitesses importantes observées ; elles sont supérieures dans une grande partie du domaine à 50 cm s^{-1} . Le modèle de turbulence est similaire à celui utilisé dans la partie 2.2. Une vitesse constante de 2 m s^{-1} de l'air à une température de 0 °C (valeurs de référence) est imposée au niveau de la bouche de soufflage et une condition de pression est imposée à la bouche d'aspiration (0 Pa). Le maillage utilisé possède les mêmes caractéristiques dimensionnelles que celui présenté dans la partie 2.2.3. Dans l'étude paramétrique (§ 2.3.4.2), lorsque la vitesse de soufflage est modifiée, le maillage est adapté de manière à avoir le premier nœud dans la zone à profil de vitesses logarithmique (§ 2.2.3). Ainsi, lorsque la vitesse diminue, l'épaisseur de la couche limite en un point donné augmente, et l'épaisseur de la maille également. Afin de garder la même structure de maillage et la même zone de transition entre les mailles cartésiennes et polyédriques, l'épaisseur totale du maillage cartésien est maintenue constante : c'est le nombre de couches de mailles cartésiennes qui est modifié, ainsi que la progression géométrique de l'épaisseur des mailles (maximum 20 %, figure 2.12).

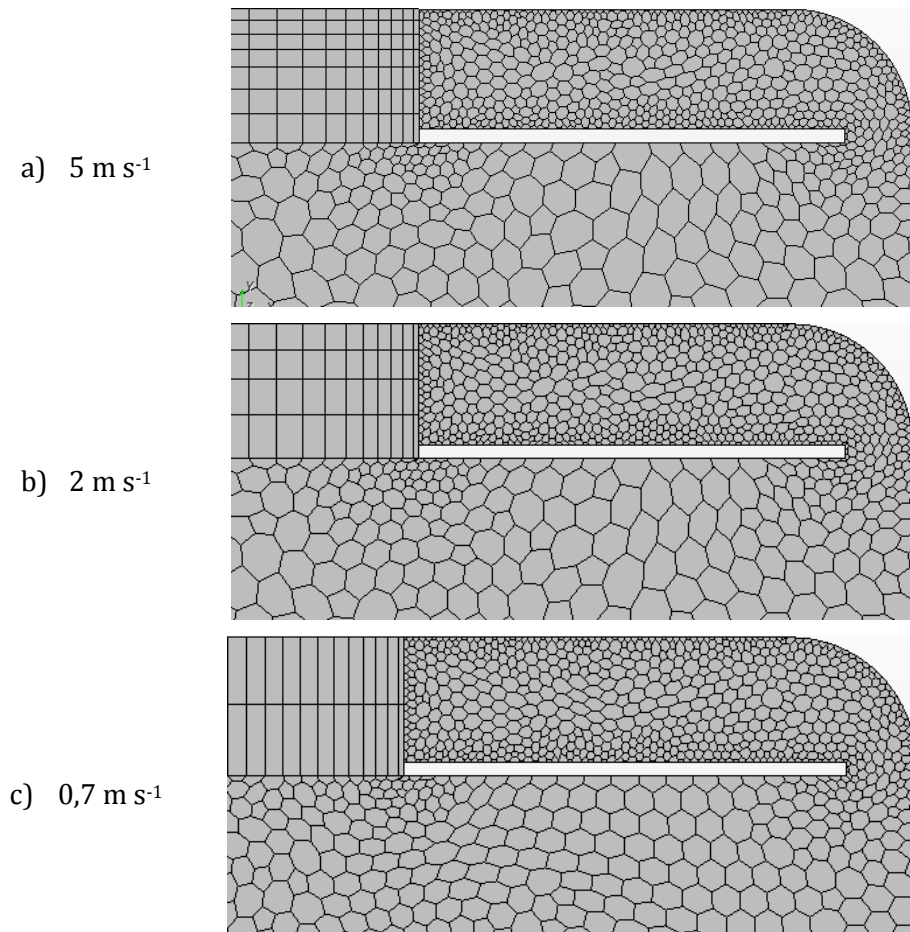


Figure 2.12 : Adaptation du maillage aux différentes vitesses de soufflage : a) 5 m s^{-1} , b) 2 m s^{-1} et c) $0,7 \text{ m s}^{-1}$.

La figure 2.13 représente l'influence du nombre de mailles sur le profil de vitesses à des positions $x = -5$ m et $x = -1$ m. L'axe des ordonnées correspond à la hauteur de la caisse, l'axe des abscisses à la norme du vecteur vitesse. Les profils sont présentés pour différents maillages comprenant 2548 à 13464 cellules. Pour les deux profils présentés, les résultats des simulations avec 2548 et 3593 mailles donnent des profils hachés discontinus et différents des autres résultats. Les courbes données par les simulations ayant 6971 et 13464 mailles se superposent presque parfaitement. L'indépendance de la convergence vis-à-vis du maillage 2D est donc vérifiée pour 6971 cellules.

La condition aux limites à la paroi est définie par une condition de Neumann : un flux uniforme ϕ de 10 W m^{-2} est imposé (valeur de référence). Cette valeur correspond au flux traversant les parois d'une caisse ayant un coefficient global d'échange K de $0,5 \text{ W m}^{-2} \text{ K}^{-1}$ avec un gradient ΔT de 20 K :

$$K = \frac{\phi}{\Delta T} \quad (2.4)$$

Cependant, la pertinence de cette condition de flux imposé uniformément sur toute la surface de la caisse est discutable. En effet, en conditions réelles le flux varie d'une face à l'autre de la caisse (rayonnement solaire, vent, déplacement du véhicule) mais également au sein d'une même face, par exemple dans les angles où le renouvellement d'air est plus faible.

A la fin de l'étude paramétrique qui suit (§ 2.3.4.4), les parois seront discrétisées et une condition de Fourier sera imposée sur la surface extérieure de la paroi, ce qui correspond à imposer un coefficient d'échange convectif h_{ext} et une température ambiante T_a . Il est à noter que les deux conditions aux limites de Fourier et de Neumann sont difficilement comparables en termes de coefficient global d'échange. En effet lorsque la condition de Neumann est imposée, le coefficient d'échange s'obtient immédiatement avec l'équation (2.4). Mais lorsque la condition de Fourier est imposée sur la paroi externe, la température de la surface interne de la paroi et celle de l'air à proximité varient selon les coordonnées d'espace, le coefficient d'échange convectif interne h_{in} varie également. Ainsi le coefficient global d'échange K n'est pas constant sur toute la surface :

$$K = \frac{1}{\frac{1}{h_{in}} + \frac{L_p}{\lambda_p} + \frac{1}{h_{ext}}} = \frac{1}{R_{h_{in}} + R_p + R_{h_{ext}}} \quad (2.5)$$

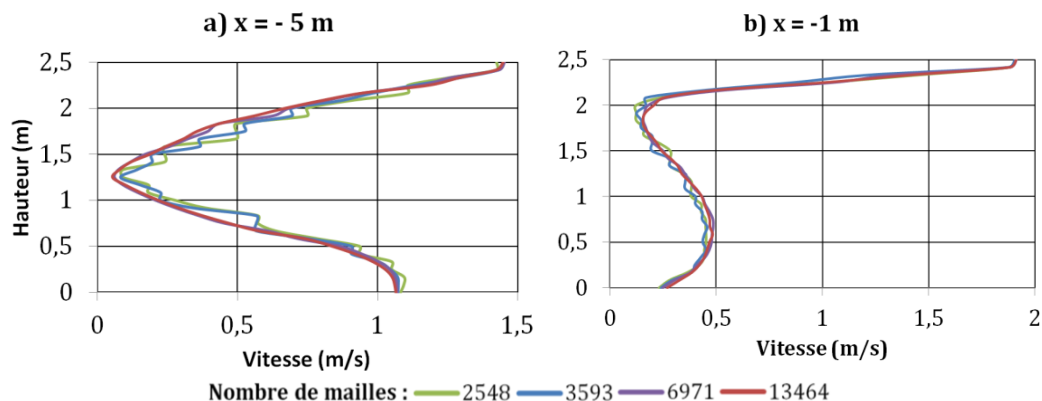


Figure 2.13 : Convergence du maillage du modèle 2D.

En faisant l'hypothèse que la résistance thermique convective $R_{h_{in}}$ au niveau de la paroi interne est négligeable devant la résistance conductive de la paroi R_p et devant la résistance convective $R_{h_{ext}}$, K peut être considéré proche de K_{max} :

$$K_{max} = \frac{1}{\frac{L_p}{\lambda_p} + \frac{1}{h_{ext}}} = \frac{1}{R_p + R_{h_{ext}}} \quad (2.6)$$

qui ne dépend pas des coordonnées de l'espace. Les conditions de Fourier et de Neumann peuvent alors être comparées.

Dans le paragraphe 2.3.4.4, le coefficient d'échange convectif h_{ext} sera fixé à $10 \text{ W m}^{-2} \text{ K}^{-1}$ (valeur de référence) et la température ambiante T_a à 20 °C (valeur de référence). Les parois d'épaisseur $8,5 \text{ cm}$, supposées homogènes, seront discrétisées par au moins quatre mailles. La conductivité thermique de la paroi λ_p sera fixée à $0,045 \text{ W m}^{-1} \text{ K}^{-1}$ de manière à avoir $K_{max} = 0,5 \text{ W m}^{-2} \text{ K}^{-1}$. En effet, Jarfelt et Ramnäs (2006) donnent une conductivité thermique de la mousse de polyuréthane utilisée dans les parois des caisses frigorifiques comprise entre $0,02$ et $0,027 \text{ W m}^{-1} \text{ K}^{-1}$. Cependant, cette valeur ne peut pas être généralisée à l'ensemble de la paroi : elle ne prend pas en compte les autres matériaux utilisés (bois contreplaqué, polyester, fibre de verre), les renforts métalliques présents dans les parois et les ruptures d'isolation dues aux portes. Ainsi la valeur de la conductivité globale λ_p choisie pour la paroi semble raisonnable. Dans ces conditions, les résistances thermiques sont données par les suivantes : $R_p = L_p/\lambda_p = 1,99 \text{ K m}^2 \text{ W}^{-1}$ et $R_{h_{ext}} = 1/h_{ext} = 0,1 \text{ K m}^2 \text{ W}^{-1}$. Etant donné les échanges par convection forcée dans la caisse, l'hypothèse suivante peut être formulée : $h_{in} > 10 \text{ W m}^{-2} \text{ K}^{-1}$, il vient $R_{h_{in}} < 0,1 \text{ K m}^2 \text{ W}^{-1}$ et l'hypothèse $R_p + R_{h_{ext}} \gg R_{h_{in}}$ est vérifiée. K et K_{max} sont donc proches.

2.3.2 Description du modèle 3D

L'objectif d'une simulation en 3D est d'observer si les parois latérales de la caisse ont une influence sur le développement du jet dans l'enceinte, par comparaison avec les résultats 2D. Le domaine de simulation (figure 2.14) est divisé en deux selon le plan de symétrie. L'axe z est orienté selon la largeur de la caisse. L'origine de cet axe étant prise au niveau de la paroi latérale, le plan de symétrie est situé à $z = 1,25 \text{ m}$. Dans le modèle, la largeur de la bouche de soufflage est prise égale à la largeur de la caisse. Il faut cependant noter que dans la réalité, la largeur de l'évaporateur plafonnier arrière est légèrement inférieure à celle de la caisse : l'air froid est généralement soufflé sur une largeur de $2,1 \text{ m}$ pour une largeur de caisse d'environ $2,5 \text{ m}$. Les équations moyennées de Navier-Stokes décrivant la conservation de la masse, de la quantité de mouvement et de l'énergie sont résolues en régime permanent. Le champ de pesanteur n'est pas pris en compte. Les parois ne sont pas incluses dans le domaine de modélisation. Une condition de Neumann, flux uniforme de 10 W m^{-2} , est imposée au niveau des frontières du domaine, qui représente les pertes thermiques à travers les parois supposées identiques quelle que soit la position. De la même manière que dans le cas 2D, l'indépendance de la convergence vis-à-vis du maillage 3D a été vérifiée pour 67000 mailles. Les conditions aux limites au niveau des bouches de soufflage et d'aspiration sont similaires à celles du modèle 2D.

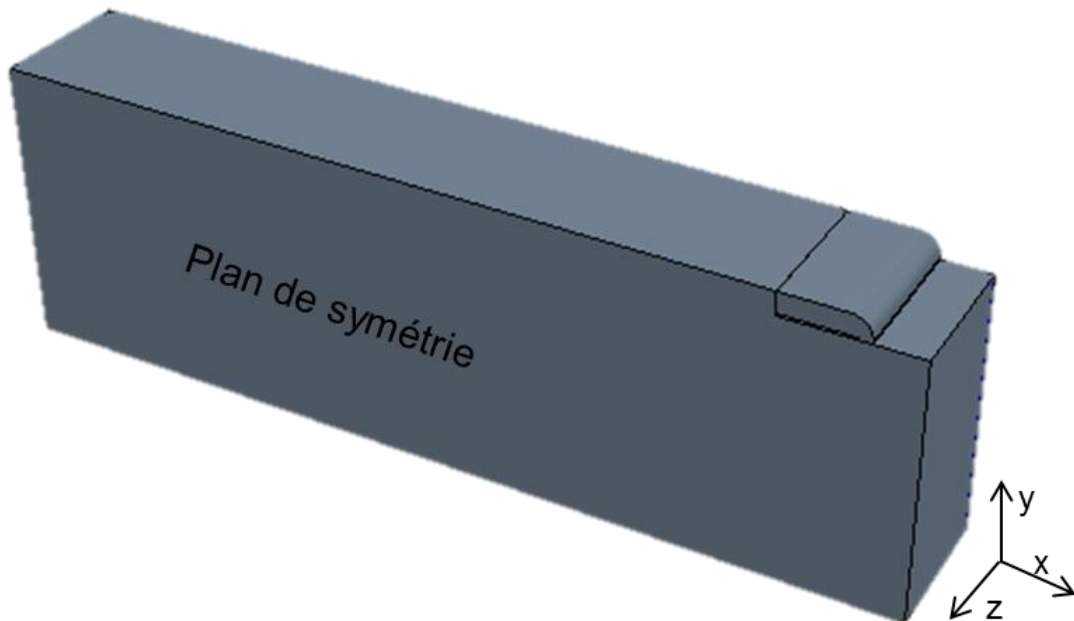


Figure 2.14 : Domaine 3D de simulation.

2.3.3 Résultats

2.3.3.1 Lignes de courant

Les lignes de courant obtenues avec le modèle 3D sont données dans le plan de symétrie ainsi que dans un plan à proximité de la paroi latérale ($z \approx 0$, figure 2.15). Les lignes de courant se distinguent de celles présentées précédemment pour la configuration de Moureh et al. (2002 et 2005). En effet, une unique cellule de convection est présente dans le compartiment. A la sortie de la bouche de soufflage, le jet ne se décolle du plafond qu'à proximité de la paroi mobile. Ainsi l'air semble renouvelé de manière homogène dans la totalité du compartiment. La courbure des lignes de courant, au niveau du plancher sous l'évaporateur, indique la présence d'une cellule de convection dans le coin inférieur délimité par la porte et le plancher. Les lignes de courant dans les deux plans présentés sont globalement similaires. Cependant, à proximité de la paroi latérale, le centre de la cellule de convection est légèrement décalé vers le centre de la paroi (plus faibles valeurs de x et de y). Cette observation s'explique par l'influence des forces de frottements entre l'air et la paroi, qui atténuent le développement du jet.

Les lignes de courant des simulations 2D et 3D sont alors comparées dans le plan de symétrie (figure 2.16). Elles montrent clairement une même structure de l'écoulement dans la caisse. La seule différence notable est la cellule de convection présente dans la partie inférieure au niveau de la porte (à droite) qui est plus importante dans le cas de la simulation 2D. Les vitesses sont similaires au niveau du jet. Cependant, dans la partie inférieure, la simulation 2D donne des vitesses supérieures à la simulation 3D. Cette observation pourrait s'expliquer en partie par l'influence des forces de frottements entre l'air et la paroi latérale pour la modélisation 3D, qui réduit la vitesse de retour d'air.

Les champs de températures obtenus avec le modèle 3D sont donnés dans le plan symétrie ainsi qu'à proximité de la paroi latérale ($z \approx 0$, figure 2.18). Le champ de températures dans le plan de symétrie est globalement similaire à celui présenté dans le cas 2D. Cependant, le champ à proximité de la paroi est différent. Le jet d'air à 0 °C se distingue toujours au niveau de la bouche de soufflage, mais les gradients de température sont plus élevés. Dans ce plan, la température moyenne est supérieure d'environ 4 K à celle du plan de symétrie ; elle est clairement influencée par la condition de flux imposé au niveau de la paroi (10 W m^{-2}).

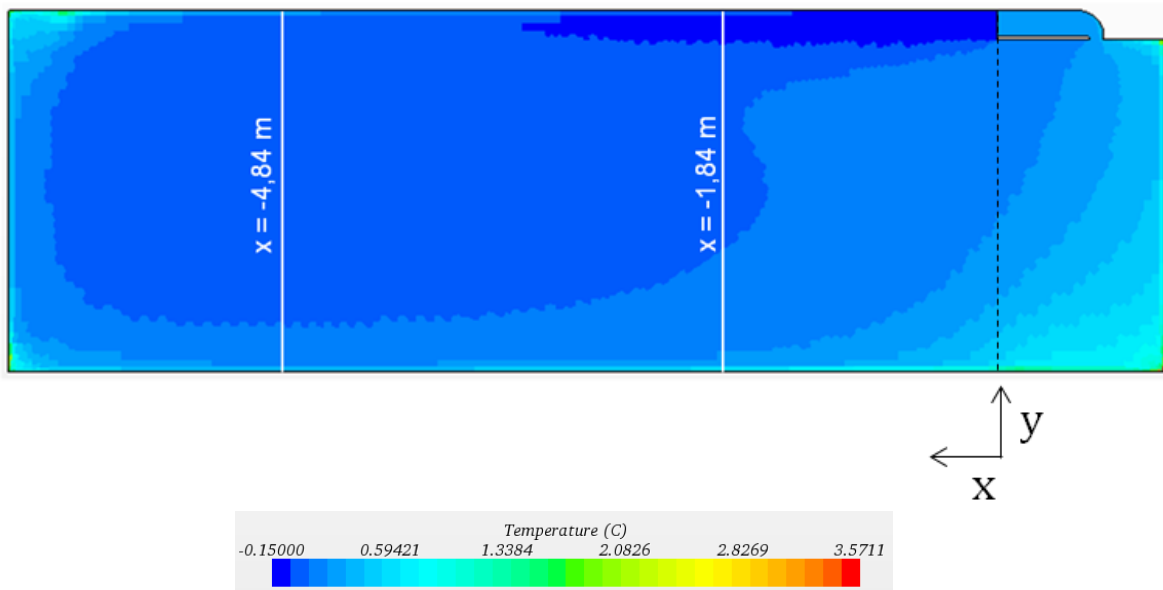


Figure 2.17 : Champ de températures dans la caisse (flux imposé aux parois : 10 W m^{-2}).

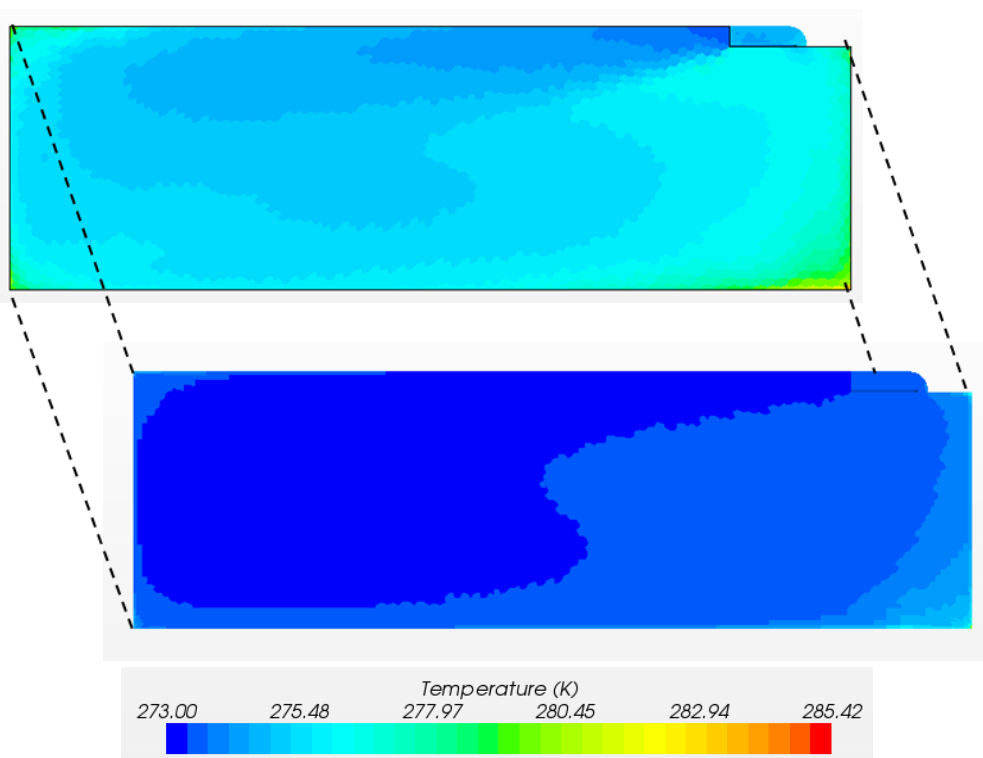


Figure 2.18 : Champs de températures dans le plan de symétrie et à proximité immédiate de la paroi.

Les champs de températures sont comparés pour les simulations 2D et 3D dans le plan de symétrie (figure 2.19). Les deux champs montrent clairement une même répartition de la température dans la caisse. Le champ de températures 3D présente cependant une zone de développement du jet plus grande au niveau du plafond ainsi qu'un gradient de température plus faible à proximité de la paroi avant. Il est à noter que les températures maximales de ces deux champs sont observées au même endroit : dans le coin inférieur sous l'évaporateur ($x = 1,16 \text{ m}$; $y = 0$). Cependant, dans le cas du modèle 3D, la température est de 3,5 K supérieure à celle du modèle 2D. Cette remarque est en contradiction avec les observations faites concernant les lignes de courant. La cellule de convection au niveau du plancher sous l'évaporateur étant moins importante dans le cas du modèle 3D, on s'attendrait à ce que la température dans cette zone soit inférieure à celle prédite en 2D.

2.3.3.3 Profils de températures

Les profils de températures selon la hauteur y de la caisse, obtenus avec le modèle 3D et avec la condition de flux imposé aux parois, sont présentés dans la figure 2.20 pour différentes positions longitudinales (selon x) et transversales (selon z).

A des distances de 4,84 m et 1,84 m de la bouche de soufflage, les tendances des profils sont différentes dans la partie supérieure de la caisse ($y > 1,5 \text{ m}$), alors qu'ils ont la même tendance dans sa partie inférieure. A $x = -1,84 \text{ m}$, l'influence du jet se distingue clairement par la présence de minima de température à proximité du plafond. Pour $y > 2 \text{ m}$, les profils sont quasiment identiques depuis le plan de symétrie ($z = 125 \text{ cm}$) jusqu'à 5 cm de la paroi latérale ($z = 5 \text{ cm}$), A une hauteur donnée, la température de l'air est plus élevée à proximité immédiate de la paroi latérale ($z \approx 0 \text{ cm}$) qu'en un point situé loin des parois. Les profils pour $125 \text{ cm} < z < 5 \text{ cm}$ sont très proches les uns des autres, avec des écarts de températures de l'ordre de 0,25 K seulement. A une distance de 4,84 m de la bouche de soufflage et dans la partie supérieure de la caisse ($y > 2 \text{ m}$), le profil de température dépend de manière plus importante de la direction transversale z . Au niveau du plafond ($y = 2,5 \text{ m}$), les températures sont également plus élevées qu'en $x = -1,84 \text{ m}$ ainsi que les gradients de températures à proximité de cette paroi. Comme en $x = -1,84 \text{ m}$, les écarts de températures entre $z = 5 \text{ cm}$ et $z = 125 \text{ cm}$ sont faibles. Les profils présentés montrent que la paroi latérale influence la température de l'air uniquement sur une distance de quelques centimètres.

2.3.3.4 Intérêt de la simulation 3D

Les champs de vitesses et de températures donnés par les simulations 2D d'une part et 3D dans le plan de symétrie d'autre part, présentent très peu d'écarts. La simulation 3D montre l'influence des parois latérales sur les écoulements. Cependant, cette influence est limitée à une zone d'environ 5 cm d'épaisseur à proximité des parois. Ainsi le modèle développé en 2D donne des résultats très similaires au modèle 3D sur une grande partie du domaine.

Cependant comme énoncé au paragraphe 2.3.2, la simulation 3D réalisée fait l'hypothèse d'un soufflage au niveau de l'évaporateur sur toute la largeur de la caisse, ce qui n'est pas le cas des évaporateurs plafonniers existant sur le marché. Ainsi cette étude ne permet pas

de conclure sur les éventuels effets tridimensionnels présents dans les compartiments arrière des camions réfrigérés.

Par la suite, en raison des temps de calcul nécessaires aux simulations 3D (une journée environ), les écoulements dans la caisse seront supposés bidimensionnels et l'étude paramétrique sera réalisée avec le modèle 2D (temps de calcul de quelques heures).

2.3.4 Etude paramétrique

L'étude paramétrique présentée dans cette partie est uniquement réalisée avec le modèle 2D. La condition imposée aux parois est de type flux imposé, sauf au paragraphe 2.3.4.4 où la pertinence de cette condition est discutée. Les paramètres analysés sont la valeur du flux imposé, la vitesse de soufflage de l'air froid et la longueur du compartiment.

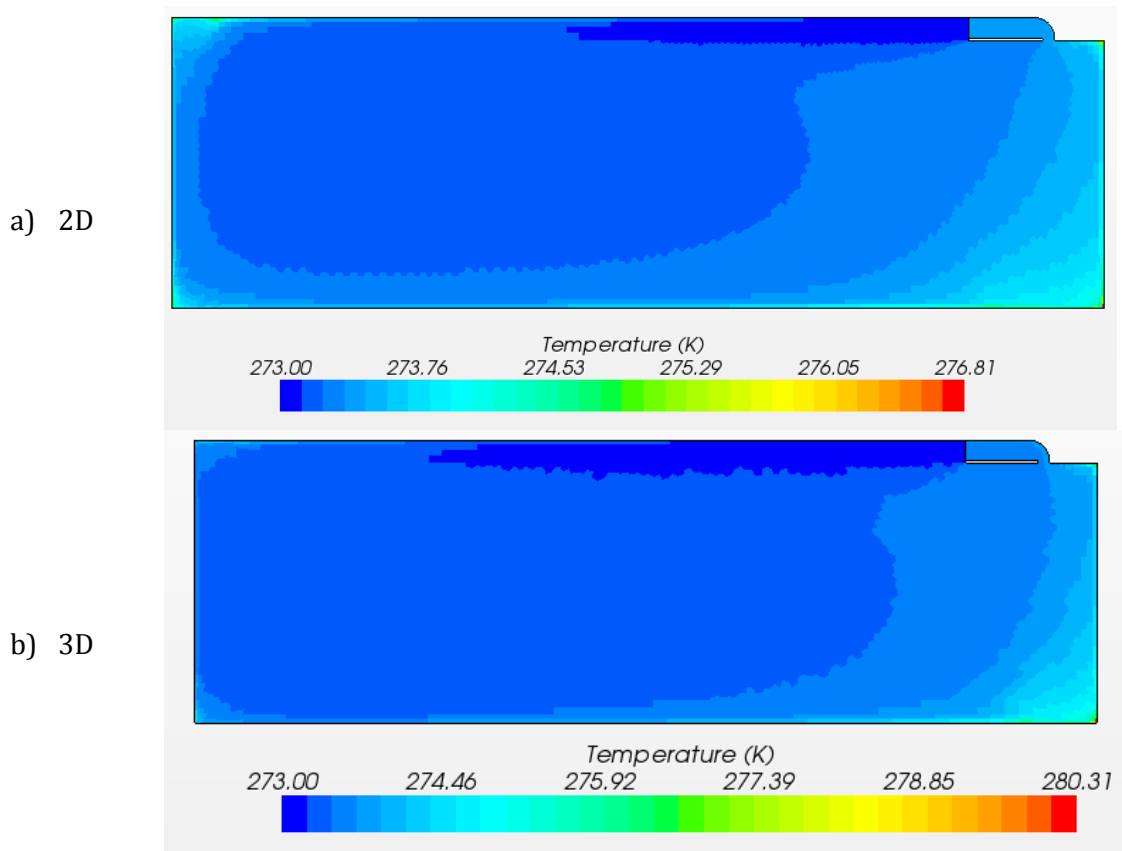


Figure 2.19 : Comparaison des champs de températures pour les simulations 2D et 3D.

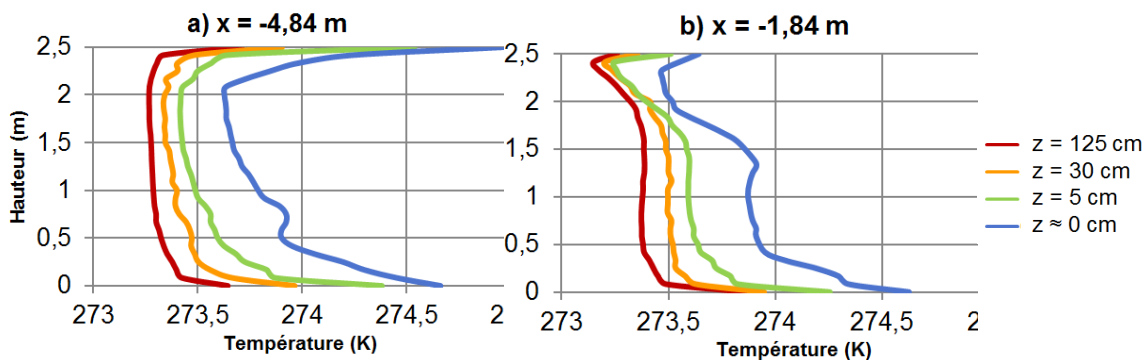


Figure 2.20 : Profils de températures dans la caisse à a) 4,84 m et b) 1,84 m de la bouche de soufflage, selon la dimension transversale (z) de la caisse.

2.3.4.1 Influence du flux imposé à la paroi

L'influence de l'isolation de la caisse est observée en faisant varier le flux imposé. Les résultats, présentés pour les deux abscisses $x = -1,84$ m et $x = -4,84$ m et en fonction de la hauteur y , montrent que très logiquement, lorsque le flux imposé augmente, la température dans la cavité augmente également (figure 2.21). Cette augmentation est particulièrement marquée au niveau du plafond et du plancher. Dans la zone de développement du jet, les phénomènes de transport prédominent et atténuent l'augmentation de la température de l'air. Ainsi, pour un flux élevé, un gradient de température plus important existe sur la hauteur de la caisse (figure 2.21 b)). Pourtant, la température reste relativement homogène au milieu de la cavité, entre 0,5 m et 2 m de hauteur (figure 2.21 a)).

2.3.4.2 Influence de la vitesse de soufflage

La simulation des écoulements d'air dans le compartiment arrière est effectuée pour différentes vitesses de soufflage comprises entre 0,7 et 5 m s⁻¹. Pour chaque vitesse, le maillage est adapté de manière à ce que le premier nœud soit situé dans la zone où le profil de vitesses est logarithmique et pour garder la même épaisseur du maillage cartésien (§ 2.3.1, figure 2.12). Le calcul du nombre de Reynolds, basé sur la largeur de la bouche de soufflage (0,2 m) pour ces différentes vitesses, montre que l'écoulement à la sortie de la bouche de soufflage est toujours turbulent.

Le profil de vitesses longitudinales au niveau de l'axe de soufflage, dirigé selon l'axe x avec une origine se situant au centre de la bouche de soufflage, est présenté sur la figure 2.22. Quelle que soit la vitesse de soufflage, le profil de vitesses suit la même tendance. A la sortie de la bouche de soufflage ($x = 0$) la vitesse longitudinale décroît jusqu'à une distance de 5 m. Elle chute ensuite rapidement et s'annule logiquement au niveau de la paroi mobile ($x = -7$ m). Ces profils montrent clairement l'absence de cellule de convection secondaire, révélée par l'absence de vitesse longitudinale négative, même lorsque la vitesse de soufflage est faible. L'évolution de la vitesse longitudinale, rapportée à la vitesse de soufflage imposée au niveau de la bouche, est présentée sur la figure 2.23. La comparaison des différentes courbes montre que la structure de l'écoulement ne dépend pas de la vitesse de soufflage.

L'influence de la vitesse de soufflage sur les profils de températures selon la hauteur y de la caisse est présentée sur la figure 2.24. Pour les deux positions longitudinales étudiées ($x = -4,84$ ou $x = -1,84$ m), l'influence de la vitesse sur les profils est globalement similaire. Lorsque la vitesse de soufflage diminue de 5 à 0,7 m/s, le gradient de température augmente à proximité des parois, au niveau du plancher ($y = 0$ à $y = 0,3$ m) et sous la bouche de soufflage ($y = 2$ à $y = 2,5$ m, figure 2.24 b)). Il est à noter que lorsque la vitesse de soufflage est de 0,7 m s⁻¹, la première maille au niveau de la paroi a une épaisseur de 9,6 cm (figure 2.12 c)), le profil de vitesses est donc moins précis dans cette zone. A mi-hauteur (de $y = 0,5$ à $y = 2$ m), les profils de température restent plats, ce qui montre que la vitesse de soufflage ne perturbe pas l'homogénéité de la température dans la caisse. Cependant, le niveau de température augmente lorsque la vitesse diminue.

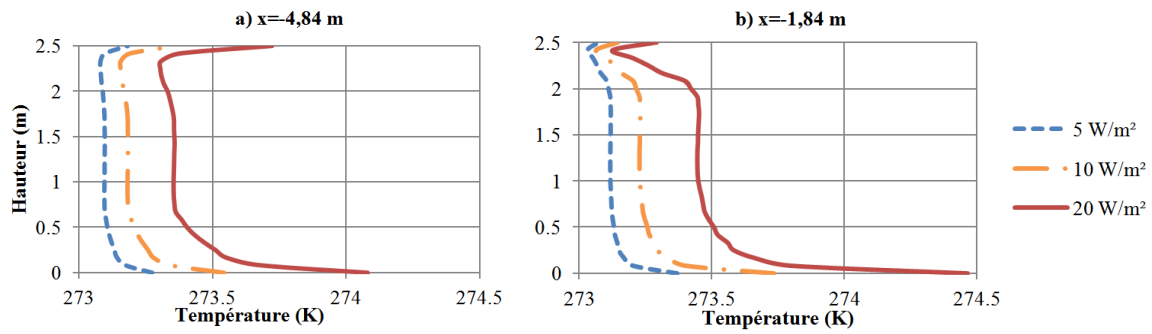


Figure 2.21 : Influence du flux imposé sur le profil vertical de température à a) 4,84 m et b) 1,84 m de la bouche de soufflage.

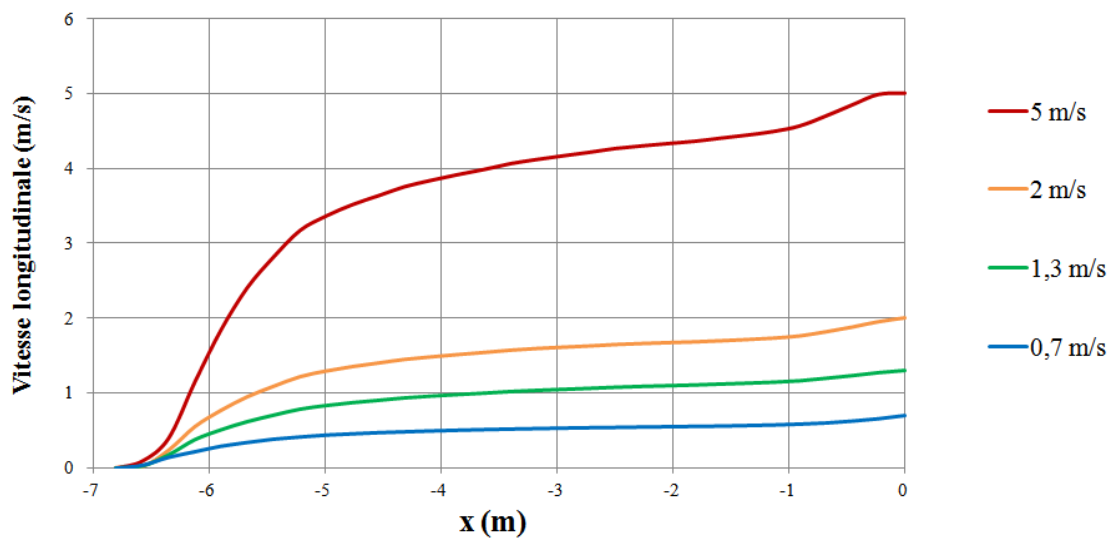


Figure 2.22 : Profils de vitesses longitudinales le long de l'axe de soufflage.

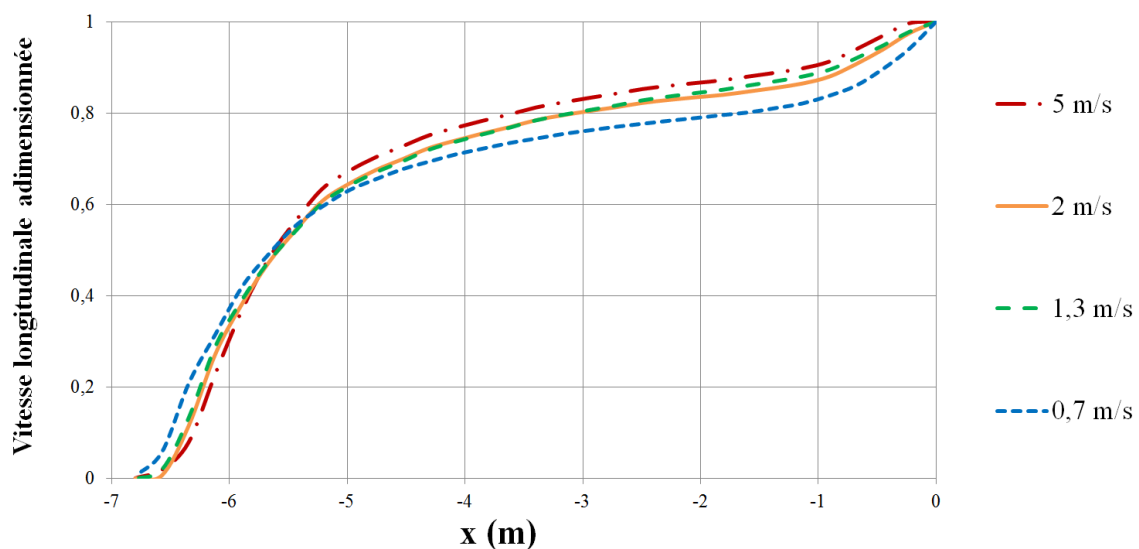


Figure 2.23 Profils de vitesses longitudinales adimensionnelles le long de l'axe de soufflage.

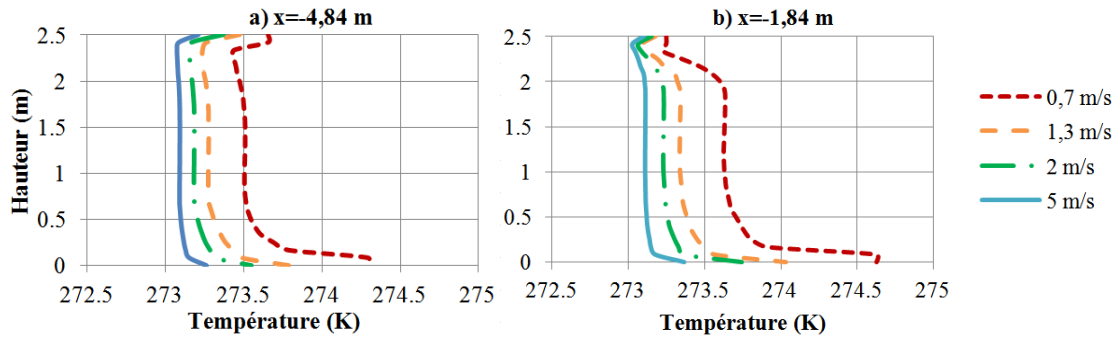


Figure 2.24: Influence de la vitesse de soufflage sur le profil vertical de température à a) 4,84 m et b) 1,84 m de la bouche de soufflage.

2.3.4.3 Influence de la taille du compartiment

La paroi interne des caisses multi-températures est généralement amovible et peut être déplacée de manière à ajuster la taille des compartiments. La figure 2.25 présente les lignes de courant obtenues pour différentes tailles de compartiments, 8 m, 10 m et 13,3 m, cette dernière correspondant à la taille d'une semi-remorque sans paroi interne. Lorsque la taille du compartiment arrière augmente, la structure de l'écoulement est fortement modifiée. Pour une cavité de 13,3 m (figure 2.25 c)), le jet se détache du plafond et il en résulte une importante cellule de convection secondaire, similaire à celle observée par Moureh et al. (2002) et par Moureh et Flick (2005). Alors que dans le cas présent, le point de détachement se situe à une distance de 7,1 m de la bouche de soufflage, Moureh et Flick ont obtenu une distance de 9 m. Cet écart ne peut pas s'expliquer par la différence de vitesse de soufflage entre la présente étude (2 m s^{-1}) et celles de Moureh et al. (2002) et Moureh et Flick (2005) ($11,5 \text{ m s}^{-1}$) car la structure de l'écoulement est indépendante de la vitesse de soufflage (§ 2.3.4.2). Cette différence pourrait plus vraisemblablement être due à la position des bouches de soufflage et d'aspiration, qui ne sont pas les mêmes. Pour une taille de compartiment de 10 m (figure 2.25 b)), le jet se détache du plafond à 7,8 m du soufflage. Le développement de la cellule de convection secondaire est alors limitée par la paroi avant de la cavité, perpendiculaire à l'axe de soufflage ; cette cellule reste alors confinée dans le coin supérieur. En comparant les points de décollement pour des longueurs de caisse de 10 et 13,3 m, il peut être observé que le jet se détache plus loin dans le premier cas. Ce phénomène pourrait être dû à l'effet Coanda se développant au niveau de la paroi, attirant le jet vers l'avant de la caisse. Les résultats montrent également qu'un compartiment de 10 m semble être la longueur maximale permettant un bon renouvellement d'air dans la caisse avec une seconde cellule de convection limitée. Pour une taille de compartiment de 8 m (figure 2.25 a)), le jet se détache du plafond à une distance de 6,5 m du soufflage. La cellule de convection secondaire n'existe plus. Dans cette configuration, la paroi avant limite le développement de la cellule primaire : le centre de la cellule primaire est légèrement décalé en direction de la bouche de soufflage.

La figure 2.26 donne les lignes de courant pour un compartiment de 13,3 m avec une vitesse de soufflage de 5 m s^{-1} . Par comparaison avec la figure 2.25 c) il peut être constaté que le point de détachement du jet est similaire pour les deux vitesses de soufflage. Ainsi, la structure de l'écoulement ne dépend pas de la vitesse de soufflage, mais de la taille du compartiment. Les résultats cette étude sont identiques à ceux de Yu et Hoff (1999). En conclusion, augmenter la vitesse de soufflage ne permet pas de supprimer la cellule secondaire.

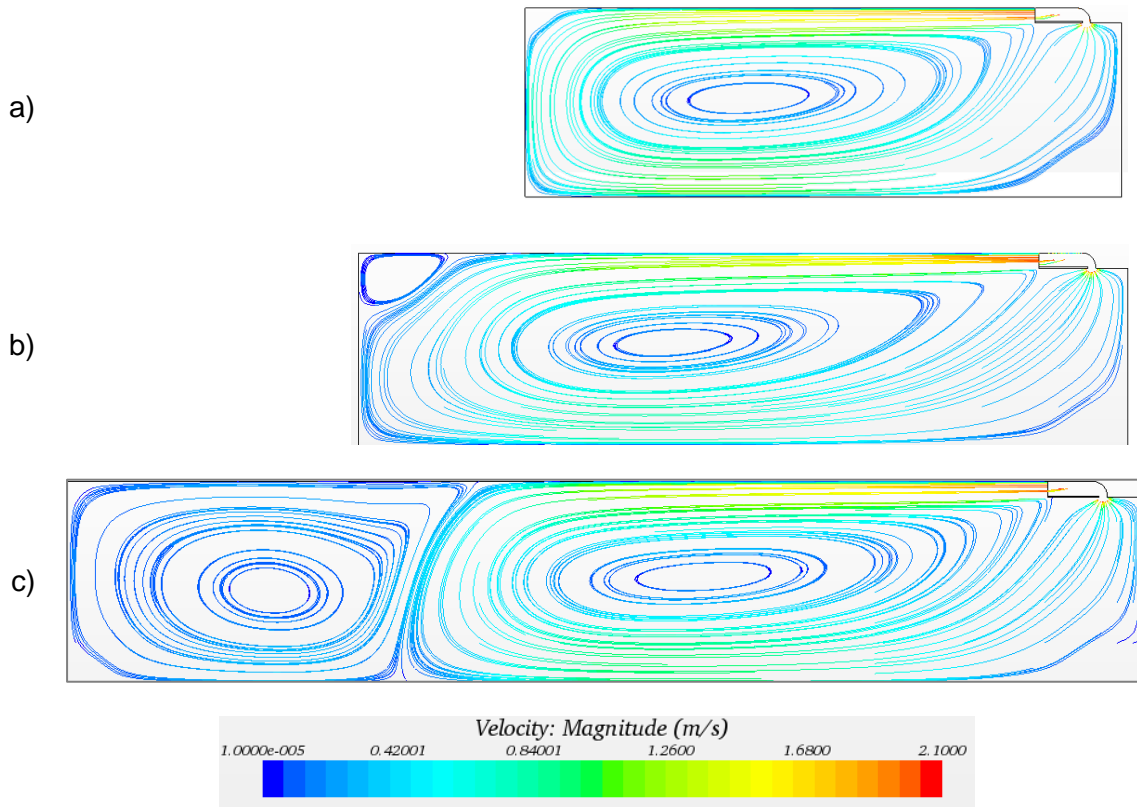


Figure 2.25 : Lignes de courant pour trois tailles de compartiment arrière a) 8 m, b) 10 m et c) 13.3 m, vitesse de soufflage : 2 m s⁻¹.

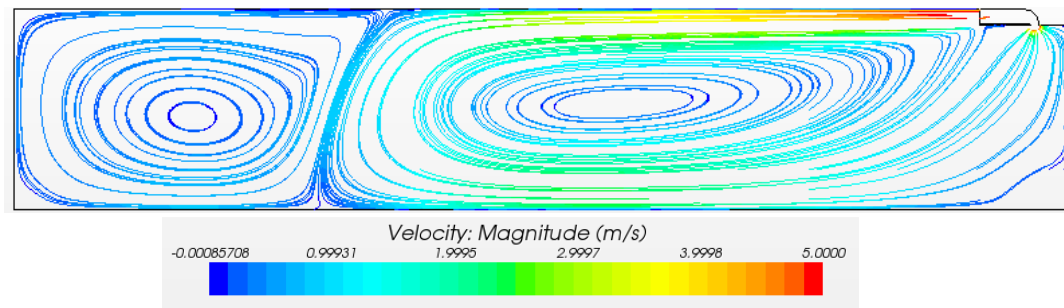


Figure 2.26 : Lignes de courant pour un compartiment de 13,3 m avec une vitesse de soufflage de 5 m s⁻¹.

2.3.4.4 Condition aux limites sur la surface extérieure de la paroi

Dans cette partie, la paroi de la caisse est incluse dans le modèle. L'influence de la condition aux limites sur la surface extérieure de la paroi est analysée en imposant une condition de Fourier (§. 2.3.1). La longueur du compartiment arrière est fixée à 8 m. La vitesse de soufflage imposée est de 2 m.s⁻¹ à une température de l'air de 0 °C. Le champ de températures, obtenu avec la condition de Fourier, pour un coefficient d'échange convectif h_{ext} de 10 W m⁻² K⁻¹, une température ambiante T_a de 20 °C et une conductivité thermique de la paroi λ_p de 0,045 W m⁻¹ K⁻¹ est présenté sur la figure 2.27. La température intérieure de l'air semble relativement homogène. De par leur faible conductivité, les parois sont une barrière thermique et concentrent un fort gradient thermique.

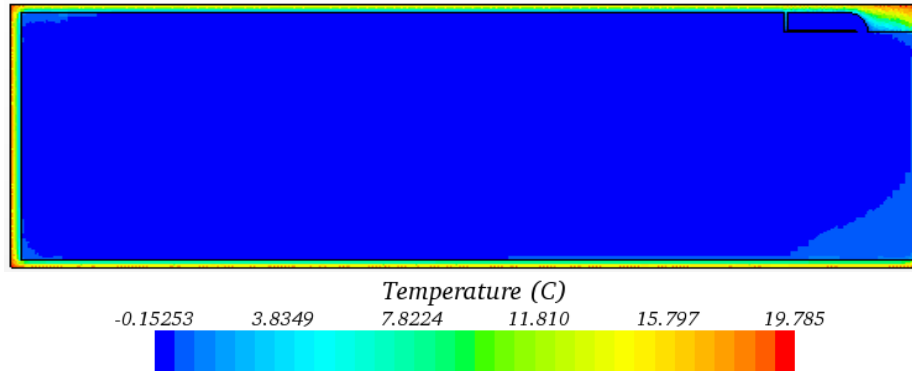


Figure 2.27 Champ de températures dans le compartiment ($T_a = 20\text{ °C}$, $h_{ext} = 10\text{ W m}^{-2}\text{ K}^{-1}$, $\lambda_p = 0,045\text{ W m}^{-1}\text{ K}^{-1}$).

Cependant en observant uniquement la température de l'air dans le compartiment et en réduisant l'échelle d'observation, le champ obtenu (tableau 2.1 b)) est très similaire au champ de températures présenté sur la figure 2.17 lorsque la condition de Neumann est imposée. Même si les deux conditions aux limites sont proches d'un point de vue thermique et à échelle macroscopique, elles conduisent à des températures locales de l'air différentes. Ainsi, avec la condition de Neumann, la température maximale de l'air est de $3,57\text{ °C}$, elle n'est que de $2,62\text{ °C}$ avec la condition de Fourier. La figure 2.28 compare d'une manière plus précise les températures de l'air dans la caisse obtenues avec les conditions de Neumann et de Fourier. Les profils de température à 1.84 et 4.84 m du soufflage se superposent parfaitement pour $y > 0,1\text{ m}$. A proximité du plancher, les profils restent très proches mais la condition de Fourier conduit à une température d'air à proximité de la paroi supérieure à celle obtenue avec la condition de Neumann. Outre ce faible écart localisé à proximité du plancher, les deux approches de modélisation donnent des résultats très proches et peuvent être considérées comme thermiquement équivalentes.

Par la suite, la conductivité thermique de la paroi est modifiée. Les champs de températures sont présentés sur le tableau 2.1 pour différentes conductivités thermiques de la paroi correspondant à différents coefficients d'échange globaux K_{max} . Pour une conductivité de $0,03\text{ W m}^{-1}\text{ K}^{-1}$, le jet froid se distingue au plafond (tableau 2.1 a)). Lorsque la conductivité augmente, la zone de développement du jet caractérisée par les températures les plus faibles se réduit. La température maximale dans la caisse est de $1,89\text{ °C}$ avec une conductivité de $0,03\text{ W m}^{-1}\text{ K}^{-1}$, et augmente à $3,26\text{ °C}$ lorsque la conductivité thermique est de $0,06\text{ W m}^{-1}\text{ K}^{-1}$.

L'influence du coefficient d'échange convectif externe h_{ext} est observé pour une conductivité thermique de la paroi de $0,045\text{ W m}^{-1}\text{ K}^{-1}$ et deux températures ambiantes, 20 et 40 °C (tableau 2.2). L'augmentation du coefficient d'échange convectif de 10 à $50\text{ W m}^{-2}\text{ K}^{-1}$ conduit à une augmentation du coefficient global d'échange maximal K_{max} de $0,5$ à $0,52\text{ W m}^{-2}\text{ K}^{-1}$. Les champs de températures présentés sont très peu affectés par cette variation ; la température maximale dans la caisse n'augmente que de $0,08\text{ K}$. En augmentant la température ambiante de 20 à 40 °C , la température maximale de l'air augmente uniquement de $2,8\text{ K}$ pour les deux coefficients d'échanges. La température ambiante a donc une influence très faible sur le champ de températures dans la caisse. Ces résultats montrent bien que la résistance thermique dominante est due à la conduction dans la paroi.

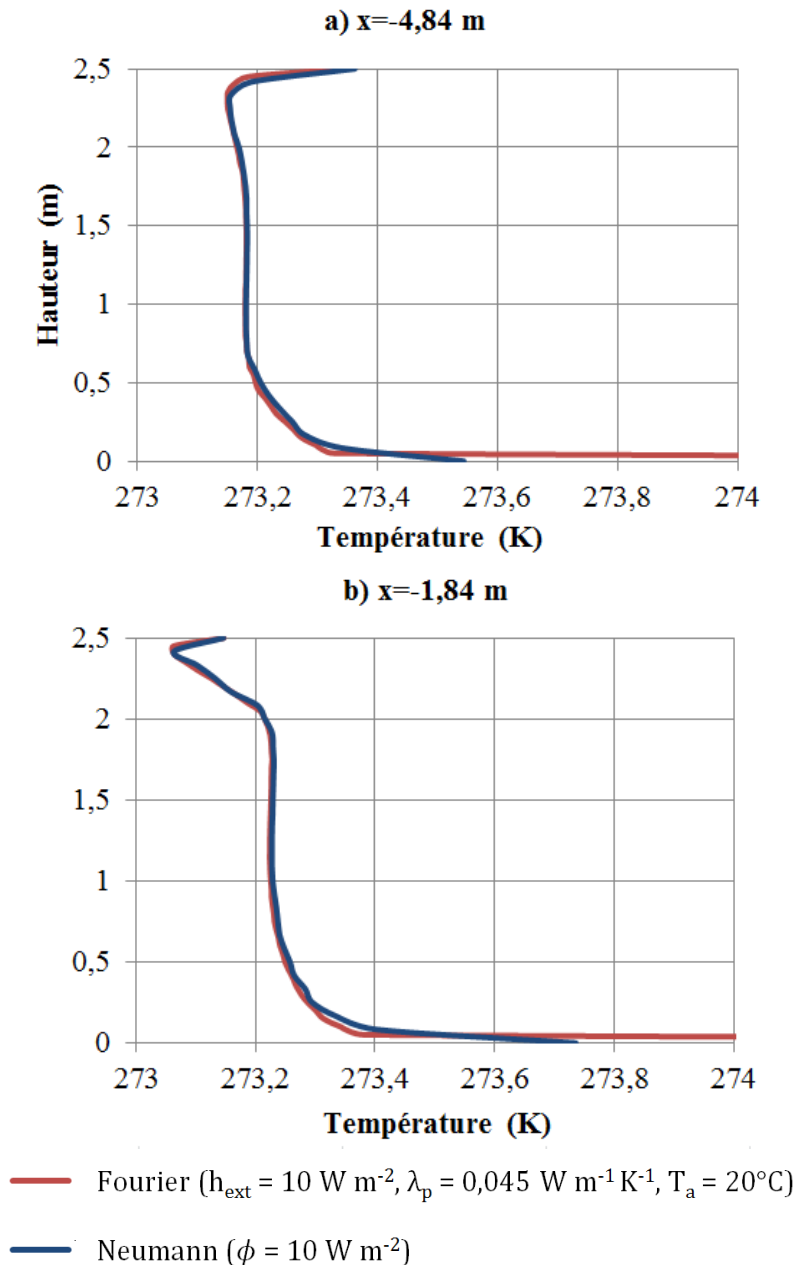


Figure 2.28 : Comparaison des profils de températures obtenus avec les conditions de Fourier et de Neumann à a) 4.84 m et b) 1.84 m de la bouche de soufflage.

L'utilisation d'une condition de Fourier aux parois est plus proche de la réalité, mais nécessite la connaissance précise de la conductivité thermique de la paroi. L'utilisation d'une condition de Neumann permet de modéliser de manière fiable et rapide (pas de maillage des parois) le comportement thermique du volume d'air dans la caisse. Le flux à imposer peut facilement être déterminé via le coefficient K de la caisse et la différence de températures entre la consigne à l'intérieur de la caisse et le milieu extérieur. Il est à noter que le coefficient K de la caisse est un paramètre beaucoup plus facilement accessible que la conductivité moyenne de la paroi. En effet, ce coefficient est mesuré régulièrement sur les caisses frigorifiques dans le but d'obtenir l'agrément relatif au transport de denrées périssables (ATP ; United Nation, 2015). Ainsi, la condition limite de Neumann semble la plus pertinente en vue d'une validation expérimentale des champs de températures.

Tableau 2.1 : Influence de la conductivité thermique de la paroi sur le champ de températures dans le compartiment.

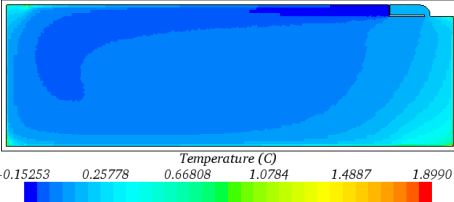
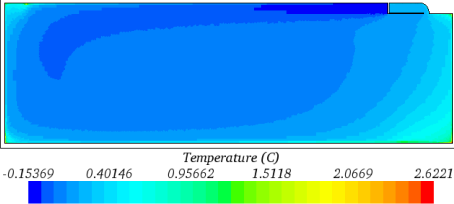
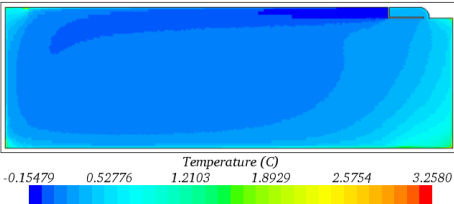
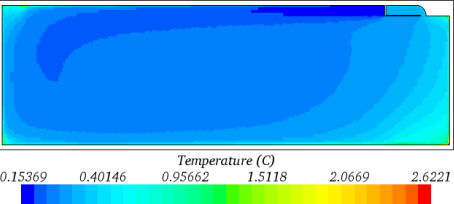
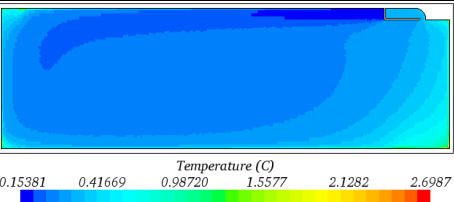
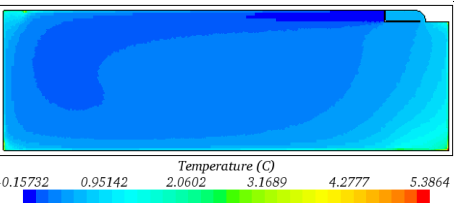
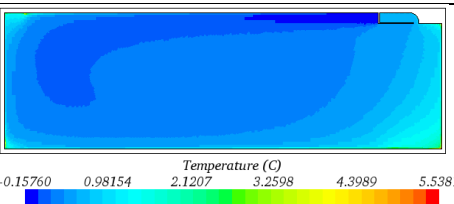
	λ_p (W m ⁻¹ K ⁻¹)	T_a (°C)	h_{ext} (W m ⁻² K ⁻¹)	K_{max} (W m ⁻² K ⁻¹)	
a)	0,03	20	10	0,34	
b)	0,045	20	10	0,50	
c)	0,06	20	10	0,66	

Tableau 2.2 : Influence de la température ambiante et du coefficient d'échange convectif externe sur le champ de températures dans le compartiment.

	λ_p (W m ⁻¹ K ⁻¹)	T_a (°C)	h_{ext} (W m ⁻² K ⁻¹)	K_{max} (W m ⁻² K ⁻¹)	
a)	0,045	20	10	0,50	
b)	0,045	20	50	0,52	
c)	0,045	40	10	0,50	
d)	0,045	40	50	0,52	

2.4 Etude des dispositifs d'amélioration des écoulements aérauliques

Partant du constat que les écoulements aérauliques dans une semi-remorque réfrigérée ne sont pas optimisés, notamment avec la présence de la seconde cellule de convection à proximité de la porte arrière pour une caisse vide (§ 2.2.5.1), l'objectif de cette partie est d'étudier l'intérêt de différents systèmes d'amélioration des écoulements aérauliques tels que des convergents, des conduits ou des systèmes hybrides. Ces systèmes conduisent à l'homogénéisation du champ de vitesses dans la caisse, ce qui permet d'uniformiser la température et de limiter l'existence des points chauds.

2.4.1 Simulation des écoulements sans dispositif d'amélioration

Les modélisations sont réalisées en 3D pour une caisse de semi-remorque de dimensions intérieures 13,3 x 2,46 x 2,5 m³ (longueur x largeur x hauteur). Le modèle qui servira de référence aux études qui suivent utilise une nouvelle configuration de la face avant où la position des bouches de soufflage et de reprise est modifiée, et qui intègre le groupe frigorifique Vector commercialisé par Carrier Transicold. Elle comporte deux bouches de soufflage localisées dans la partie supérieure et de manière symétrique par rapport à l'axe central vertical (figure 2.29) et plus bas, une bouche de reprise d'air de plus grande section. Les caractéristiques géométriques sont données sur la figure 2.30. Cette face avant sera la même pour tous les dispositifs d'amélioration décrits dans les paragraphes suivants. La symétrie de la caisse par rapport au plan médian longitudinal permet de réduire le domaine d'étude. Les parois ne sont pas incluses dans le domaine. Le modèle de turbulence et le maillage sont similaires à ceux utilisés dans la partie 2.2. Les conditions aux limites sont identiques à celles décrites au paragraphe 2.2.2, excepté la vitesse de soufflage imposée qui est réduite à 10,9 m.s⁻¹ (donnée du constructeur). Les équations moyennées de Navier-Stokes, qui décrivent la conservation de la masse et de la quantité de mouvement, sont résolues en 3D de manière couplée avec un schéma du second ordre à pas spatial vers l'amont. La convergence est supposée atteinte lorsque les résidus convergent et deviennent inférieurs à 10⁻⁴.

Les lignes de courants obtenues sont présentées sur la figure 2.32 a). Elles montrent, comme observé par Moureh et Flick (2005, figure 2.6 a)), une seconde cellule de convection située à l'arrière de la caisse. La cellule de convection est légèrement plus importante qu'avec la géométrie utilisée par Moureh et Flick (2005, figure 1.11 a)), qui ne comporte qu'une seule bouche de soufflage centrée et une bouche de reprise positionnée dans la partie inférieure de la caisse.

2.4.2 Influence du convergent

Un convergent placé au niveau de la bouche de soufflage permet d'augmenter la vitesse de l'air dans la cellule principale de convection. Les dimensions du convergent sont détaillées sur la figure 2.31. Les résultats de la simulation, présentés sur la figure 2.32 b), montrent que cette augmentation de vitesse ne permet pas de supprimer la seconde cellule de convection. Cette conclusion est identique à celle du paragraphe 2.3.4.2, qui présente l'influence de la vitesse de soufflage sur les écoulements.



Figure 2.29 : Face avant du groupe frigorifique, a) photographie, b) configuration modélisée (rouge : bouches de soufflage, orange : reprise d'air).

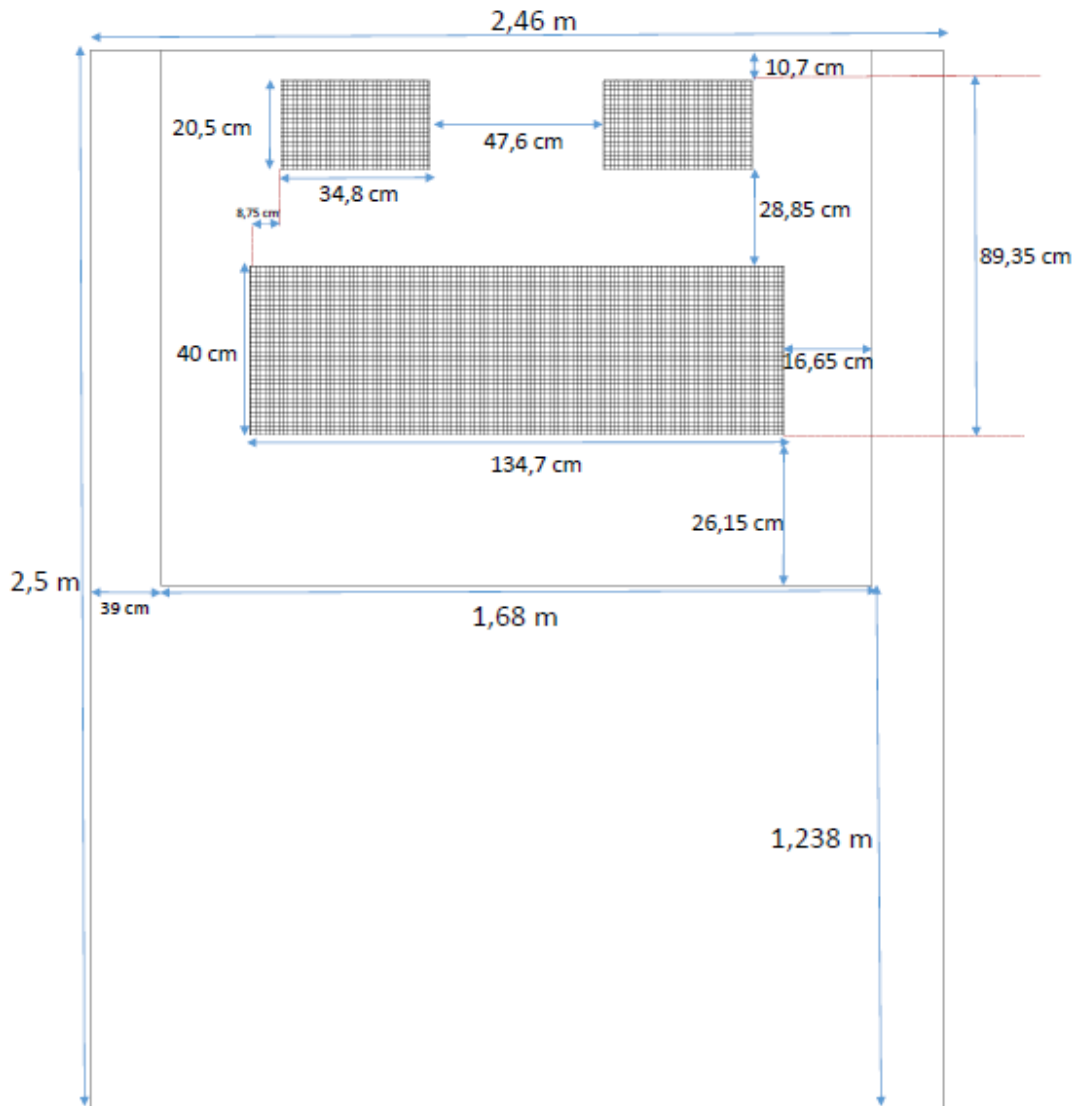


Figure 2.30 : Dimensions de la face avant.

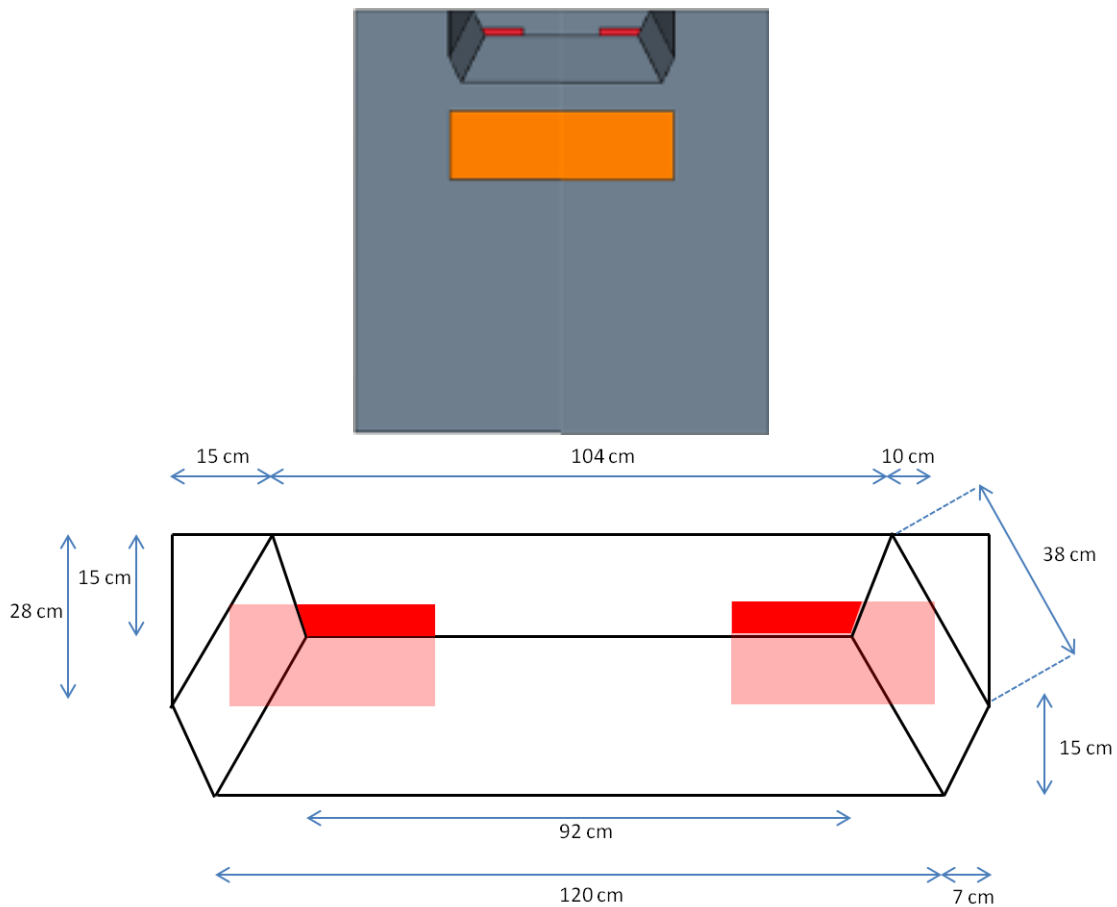


Figure 2.31 : Représentation du convergent modélisé (rouge : bouches de soufflage, orange : reprise d'air).

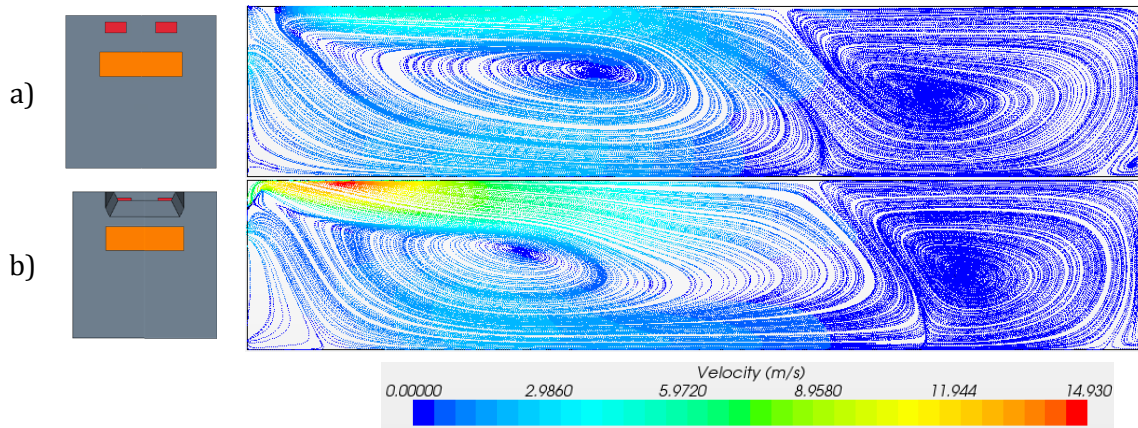


Figure 2.32 : Comparaison des lignes de courant dans le plan de symétrie d'une semi-remorque pour a) la face avant non équipée, b) la face avant équipée d'un convergent.

2.4.3 Influence des conduits

Afin de mieux homogénéiser les écoulements d'air et de supprimer la seconde cellule de convection, une méthode envisageable consiste à déplacer la bouche de soufflage vers l'arrière de la caisse, au moyen d'un ou plusieurs conduits de différentes longueurs placés en aval des bouches de soufflage. Dans le cas où les deux bouches de soufflage sont équipées de conduits de même longueur, la configuration des écoulements est symétrique par rapport au plan médian longitudinal. Par contre, cette symétrie n'existe plus si les

longueurs sont différentes. Ainsi, dans le second cas, un modèle 3D de l'ensemble du volume d'air de la caisse est nécessaire. La présence des conduits est modélisée en déportant la surface où l'on applique la condition de vitesse imposée ($10,9 \text{ m.s}^{-1}$) vers l'arrière de la caisse, d'une distance correspondant à la longueur du conduit. Le volume d'air des conduits est alors exclu du domaine de modélisation. Les pertes de charge induites par l'écoulement d'air dans le conduit lui-même, et réduisant de fait le débit de ventilation, ne sont pas prises en compte.

2.4.3.1 Conduits symétriques

La figure 2.33 présente les lignes de courant dans le plan médian d'une des deux bouches de soufflage avec deux conduits de 3 m, 6 m et 9 m. Dans toutes ces configurations, la seconde cellule de convection qui était située l'arrière de la caisse disparaît intégralement. Cependant, une zone où les vitesses d'écoulement de l'air sont faibles apparaît à l'avant de la caisse, cette zone est d'autant plus étendue que la longueur du conduit est grande (figure 2.33 c)). Inversement, la taille de la cellule principale de convection diminue, ce qui a pour effet d'augmenter la vitesse moyenne de l'air dans la zone correspondante. Lorsqu'un conduit de 9 m est utilisé, la proximité de la bouche de soufflage par rapport à la porte arrière crée une zone à fortes vitesses, qui s'étend depuis cette paroi jusqu'au tiers de la caisse.

Moureh et al. (2002) proposent de comparer l'efficacité de ces configurations par comparaison des évolutions axiales du débit volumique de l'air \dot{V} selon la section transversale :

$$\dot{V} = \frac{1}{2} \int_x |V_x| dy dz \quad (2.7)$$

Avec V_x la composante du vecteur vitesse selon l'axe longitudinal de la caisse. Dans le cas de la face avant non équipée, lorsque les bouches de soufflage et de reprise sont situées sur la face avant, le coefficient $\frac{1}{2}$ permet de quantifier uniquement le débit volumique débitant vers l'arrière de la caisse. Dans le cas des configurations avec conduits ce coefficient a été généralisé pour permettre la comparaison avec le cas de référence.

Sans conduit, le débit volumique augmente fortement de $5000 \text{ m}^3 \text{ h}^{-1}$ en $x = 0$ à $16700 \text{ m}^3 \text{ h}^{-1}$ en $x = 4 \text{ m}$ (figure 2.34). Cette augmentation résulte de l'entraînement de l'air de la caisse par le jet. Le débit d'air entraîné baisse ensuite fortement et atteint $2000 \text{ m}^3 \text{ h}^{-1}$ à une distance de 8 m de la bouche de soufflage. Pour $x > 8 \text{ m}$, zone correspondant à la seconde cellule de convection observée sur la figure 2.32 a), la décroissance du débit volumique est ralentie, celui-ci s'annule logiquement au niveau de la paroi arrière ($x = 13,3 \text{ m}$). L'utilisation des conduits permet de décaler la zone de forts débits volumiques vers l'arrière de la caisse, d'autant plus qu'ils sont longs. Cependant, le décalage du maximum est limité par la présence de la porte arrière. La plus grande valeur du débit maximum, de l'ordre de $20000 \text{ m}^3 \text{ h}^{-1}$, est atteinte pour les conduits de 6 m. La longueur de la zone à forts débits volumiques décroît avec l'augmentation de la longueur des conduits. Ainsi, avec ceux de 3 m, la zone où $\dot{V} > 5000 \text{ m}^3 \text{ h}^{-1}$ s'étend sur 8 m environ. Cette zone se réduit à 7 m pour les conduits de 6 m et à 6 m pour ceux de 9 m. L'utilisation des conduits de 3 m semble un bon choix puisqu'elle permet une meilleure répartition du débit volumique.

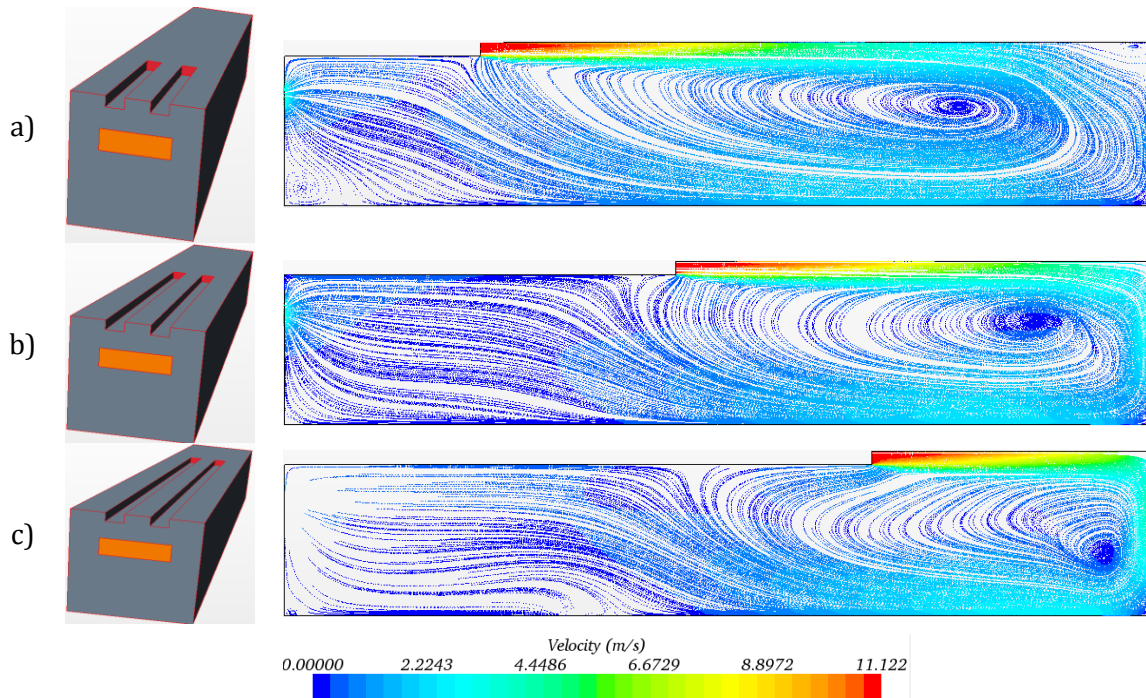


Figure 2.33 : Comparaison des lignes de courant dans le plan de soufflage d'une semi-remorque pour une configuration de soufflage symétrique avec deux conduits de a) 3 m, b) 6 m et c) 9 m.

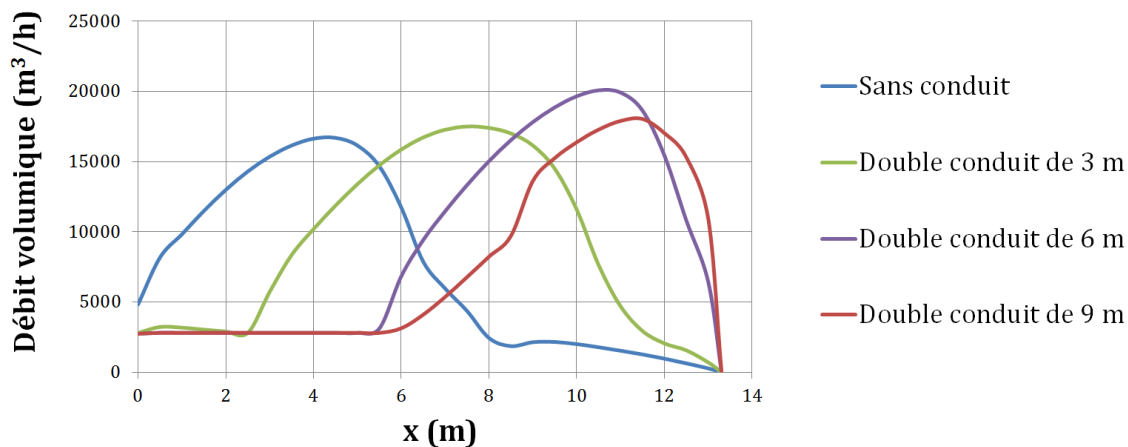


Figure 2.34 : Comparaison du débit volumique dans la caisse avec l'utilisation des conduits symétriques de 3, 6 et 9 m.

2.4.3.2 Conduits asymétriques

Une solution possible pour augmenter les débits volumiques de l'air à l'avant de la caisse serait d'utiliser un seul conduit, où deux conduits de longueurs différentes. Seule la première configuration est étudiée dans cette partie. La figure 2.35 compare les lignes de courant dans le plan médian de la caisse, qui n'est alors plus un plan de symétrie, lorsqu'un unique conduit de 3 ou 6 m est associé à une des bouches de soufflage sur la face avant. Avec un conduit de 3 m, une unique cellule de convection est présente. Au plafond, deux zones de fortes vitesses sont présentes en $x = 2$ m et $x = 4,5$ m ; elles résultent de la présence des deux bouches de soufflage en $x = 0$ et $x = 3$ m. La vitesse de l'écoulement de retour est maximale à mi-longueur de la caisse. Avec un conduit de 6 m, deux cellules de convection sont mises en évidence, l'une à l'avant de la caisse et l'autre, plus étendue, à l'arrière. Au plafond, les vitesses maximales en $x = 2$ m et en $x = 11$ m sont là encore liées à

la position des bouches de soufflage. Dans la partie inférieure de la caisse, la vitesse est relativement homogène sur toute la longueur de la caisse. L'augmentation de la distance entre les bouches de soufflage a pour effet de créer deux cellules de convection. Cet effet n'est pas néfaste à la répartition du débit volumique puisque dans cette configuration, les vitesses d'air dans les deux cellules sont importantes. La comparaison des normes des vecteurs vitesses pour les deux configurations, via la coloration des lignes de courant, montre que la répartition du débit volumique est plus homogène aux niveaux du plafond et du plancher dans le cas du conduit de 6 m.

La figure 2.36 compare les évolutions des débits volumiques de l'air selon l'axe x en l'absence et en présence de conduits, pour les deux longueurs étudiées. Avec un unique conduit de 3 m, le débit volumique présente deux paliers au voisinage de $x = 2$ m et $x = 11$ m, pour lequel le débit est de $7800 \text{ m}^3 \text{ h}^{-1}$. Le débit maximum de $17100 \text{ m}^3 \text{ h}^{-1}$ est atteint en $x = 7$ m. Il chute rapidement à partir de $x = 12$ m, pour s'annuler en $x = 13,3$ m. Avec un unique conduit de 6 m, la présence de palier est moins nette. Le débit volumique maximum, atteint en $x = 9$ m est plus faible ($14700 \text{ m}^3 \text{ h}^{-1}$). L'utilisation d'un conduit unique améliore fortement la répartition du débit dans la caisse. Comme observé avec les lignes de courant dans le plan médian (figure 2.35), le débit est légèrement moins homogène avec le conduit de 3 m qu'avec celui de 6 m. Cependant, avec les éléments présentés, il est délicat de conclure sur la meilleure configuration de soufflage.

2.4.4 Simulation de systèmes d'amélioration des écoulements commercialisés

Dans cette partie, deux systèmes existant dans le commerce sont étudiés. Le premier est composé d'un convergent et d'un conduit plafonnier ouvert dans sa partie inférieure. Le second est une large gaine souple disposée au plafond, percée de trous diffusant l'air sur toute sa longueur. La position des bouches de soufflage et de reprise d'air reste inchangée par rapport aux configurations précédentes.

2.4.4.1 Conduit plafonnier ouvert

Un optimisateur d'écoulement a été mis au point par un carrossier, il est composé d'un convergent et d'un conduit plafonnier ouvert dans sa partie inférieure (figure 2.37). Les dimensions du système modélisé sont données à la figure 2.38. La symétrie de la configuration permet de diviser par deux le domaine de modélisation comprenant la semi-remorque, le convergent et le conduit plafonnier ouvert. Une condition de vitesse constante est imposée au niveau de la bouche de soufflage de la face avant, c'est-à-dire en amont du convergent. Cette vitesse est définie de manière à prendre en compte les pertes de charge induites par le fort taux de contraction du convergent et réduisant nécessairement le débit du ventilateur. Ces pertes sont évaluées de la manière suivante : différentes vitesses de soufflage comprises entre $10,9$ et $4,36 \text{ m.s}^{-1}$ sont imposées en entrée de la bouche de soufflage. Dans chacun de ces cas, la perte de charge est évaluée le long d'une ligne de courant dans le convergent. Puis, en se basant sur la courbe de pression du ventilateur (fournie par le constructeur), un nouveau point de fonctionnement est obtenu à l'intersection de la courbe du réseau et de la courbe de pression du ventilateur. Le point de fonctionnement ainsi obtenu pour une vitesse de soufflage de 8 m s^{-1} donne une perte de charge du système de 260 Pa . La vitesse maximale de l'air à la sortie du convergent est alors de $16,3 \text{ m s}^{-1}$.

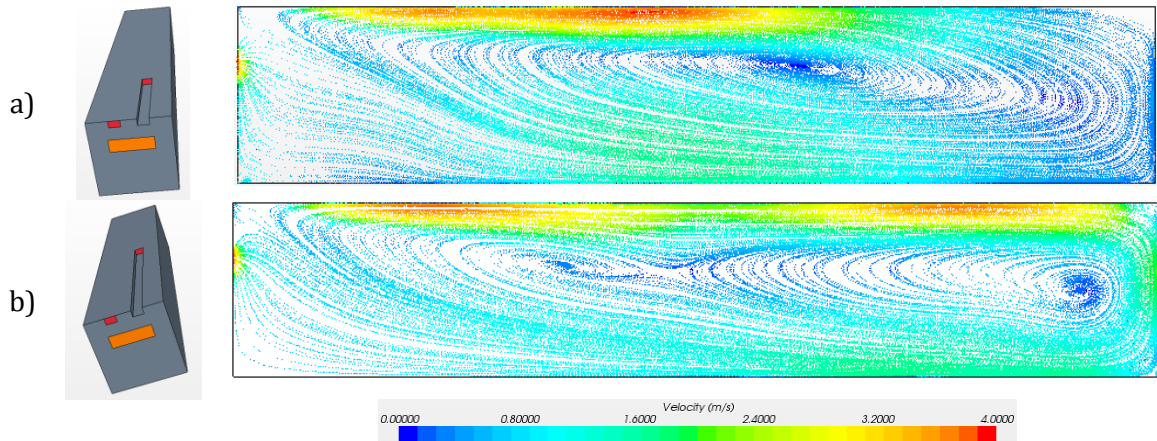


Figure 2.35 : Comparaison des lignes de courant dans le plan de symétrie d'une semi-remorque dans une configuration de soufflage asymétrique avec a) un unique conduit de 3 m et b) un unique conduit de 6 m.

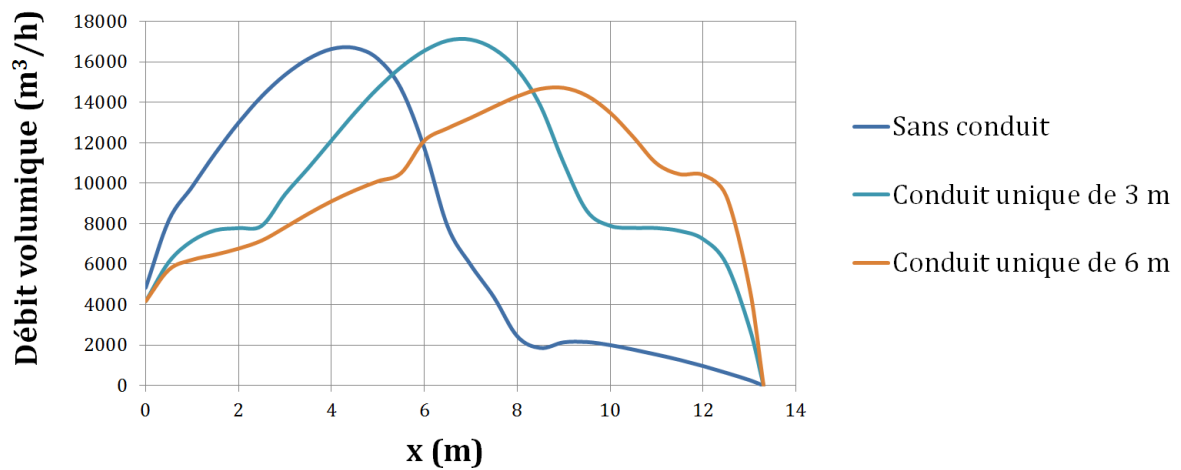


Figure 2.36 : Comparaison des débits volumiques dans la caisse sans conduit et avec utilisation de conduits uniques de 3 ou 6 m.

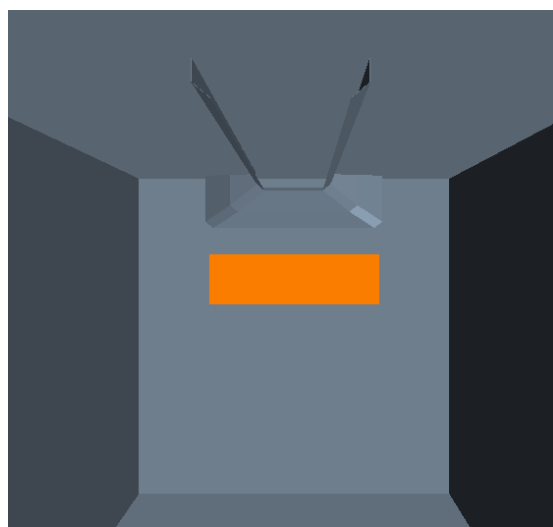


Figure 2.37 : Vue de face du conduit plafonnier ouvert (orange : reprise d'air).

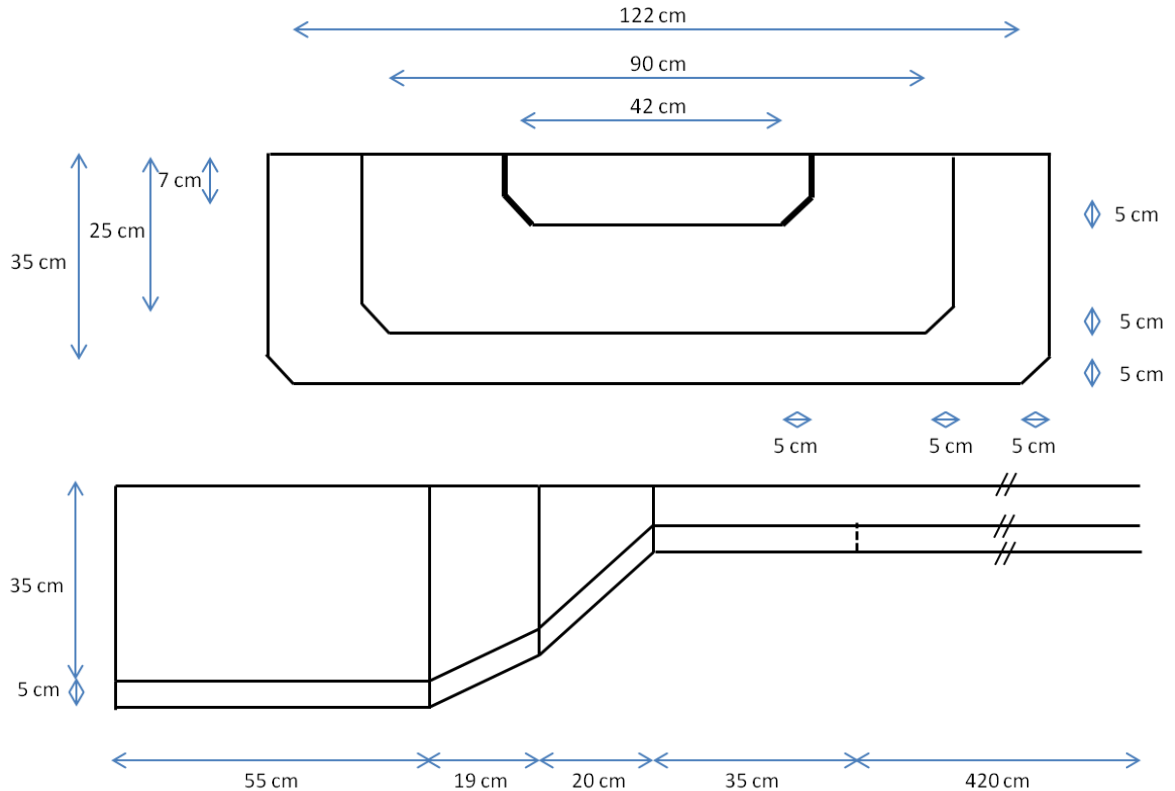


Figure 2.38 : Dimensions de face et de côté du conduit plafonnier ouvert.

Les lignes de courant obtenues dans le plan de symétrie sont données sur la figure 2.39. Elles indiquent que le conduit plafonnier ouvert supprime la seconde cellule de convection. Le convergent accélère la vitesse de l'air, avant d'être guidé par le conduit ouvert, jusqu'au fond de la caisse.

Ce résultat est intéressant, en effet les lignes de courant peuvent être comparées à celles obtenues dans une caisse avec le convergent seul (§ 2.4.2). Cette comparaison montre que la structure des écoulements est radicalement différente. En faisant l'hypothèse que les dimensions des convergents sont proches ($42 \times 12 \text{ cm}^2$ pour le premier et $104 \times 15 \text{ cm}^2$ pour le conduit plafonnier ouvert), il peut être conclu que le convergent conduit plafonnier ouvert n'est pas à l'origine de l'amélioration constatée de la structure de l'écoulement. Ainsi, c'est le conduit ouvert qui améliore significativement la répartition du débit dans la caisse.

Pour une longueur totale de conduit plafonnier ouvert de 5,49 m, la longueur du conduit ouvert est de 4,2 m. Les lignes de courant peuvent être comparées avec celles obtenues avec des conduits symétriques de 3 ou 6 m (§ 2.4.3.1), où il avait été constaté que la cellule de convection arrière disparaissait. Ainsi la comparaison du conduit plafonnier ouvert avec les doubles conduits d'encombrement similaire, montre que c'est la longueur du système qui permet d'augmenter la portée du jet jusqu'au fond de la caisse et de supprimer la seconde cellule de convection.

Une comparaison plus fine des lignes de courant permet de constater qu'elles sont particulièrement similaires à celles obtenues avec le double conduit de 3 m (figure 2.33 a)). La principale différence se situe au niveau de l'écoulement de retour, au

plafond : dans le cas du conduit fermé, les vecteurs vitesses sont orientés vers la bouche de reprise, alors que dans le cas du conduit ouvert, une partie de l'air de retour est ré-entraîné par le jet vers l'arrière de la caisse. La figure 2.40 présente les vecteurs vitesses dans le plan de symétrie à la sortie du convergent. Le jet, par sa vitesse élevée, crée un effet d'induction qui aspire l'air et augmente sa vitesse dans la cellule de convection. Cet effet a pour conséquence l'agrandissement de la principale cellule de convection par rapport à la configuration avec les conduits symétriques.

La figure 2.41 compare le développement du jet dans un plan horizontal pour différentes configurations de soufflage : sans conduit, avec un double conduit de 3 m et avec le conduit ouvert. Pour faciliter la lecture et l'interprétation, les champs obtenus sont représentés sur toute la largeur de la caisse, de part et d'autre du plan de symétrie. Sans dispositif d'amélioration des écoulements (figure 2.41 a)), le développement des jets à la sortie des bouches de soufflage est rapide : à 4 m de la bouche de soufflage les jets diffusent l'air de manière quasi-homogène sur la toute la largeur de la caisse. Avec un double conduit de 3 m (figure 2.41 b)) les jets diffusent l'air sur toute la largeur de la caisse à une distance de 6 m de la face avant, c'est-à-dire à 3 m de l'extrémité des conduits ; ce comportement est très similaire à celui observé sans conduit. La configuration avec le conduit ouvert a un comportement distinct des précédents (figure 2.41 c)). En effet, l'unique jet diffuse l'air sur la totalité de la largeur de la caisse à 5 m de la sortie du conduit ouvert, soit à 10 m de la face avant. La faible diffusion de l'air selon la direction transversale s'explique par la configuration de soufflage où le jet est unique, grâce au convergent, et de largeur réduite par rapport aux autres configurations. Ainsi, malgré l'effet d'induction mis en évidence, le jet reste bien confiné tout au long du conduit, et a également une plus grande pénétration dans la caisse. Ainsi le conduit plafonnier avec son conduit ouvert guide l'air jusqu'au fond de la caisse, tout en maintenant des vitesses importantes à l'avant de la caisse.

L'évolution axiale du débit volumique d'air est donnée sur la figure 2.46. La courbe présente un maximum égal à $15500 \text{ m}^3 \text{ h}^{-1}$ en $x = 6 \text{ m}$, et une région de faible décroissance entre 6 m et 11 m.

2.4.4.2 Conduit souple diffusant

Un second système mis au point par un autre carrossier est constitué d'un conduit souple diffusant. Une bâche de 9,8 m de long, 1,5 m de largeur et percée de 9 trous circulaires, est maintenue au plafond par l'intermédiaire de tendeurs. Ainsi, une partie du débit issu de la bouche de soufflage est conduit par le système vers l'arrière de la caisse, une partie est diffusée au travers des trous alors qu'une autre partie est diffusée latéralement entre la bâche et le plafond. Pour la modélisation, la principale difficulté concerne la géométrie du conduit car l'écoulement d'air induit une déformation de la bâche. La configuration simplifiée est présentée sur la figure 2.42 ; la bâche est alors modélisée par un profil en « U », rigide, dont les dimensions sont données sur la figure 2.43. La symétrie de la configuration permet de diviser par deux le domaine de modélisation, comprenant la semi-remorque et la bâche percée. Une condition de vitesse constante égale à $10,9 \text{ m s}^{-1}$ est définie au niveau de la bouche de soufflage de la face avant.

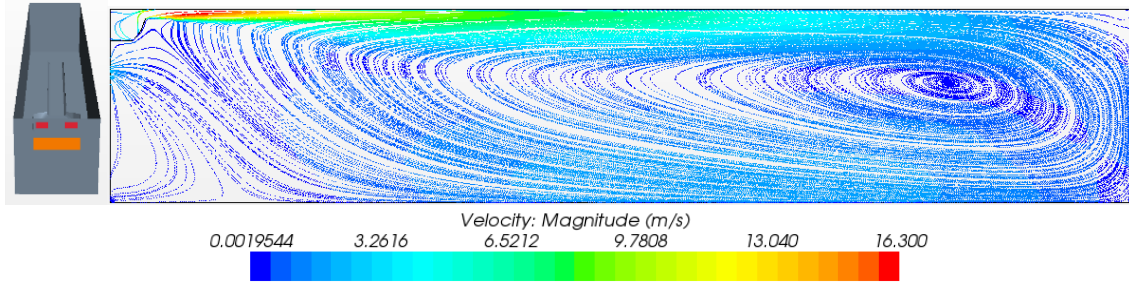


Figure 2.39 : Lignes de courant dans le plan de symétrie d'une semi-remorque pour le conduit plafonnier ouvert.

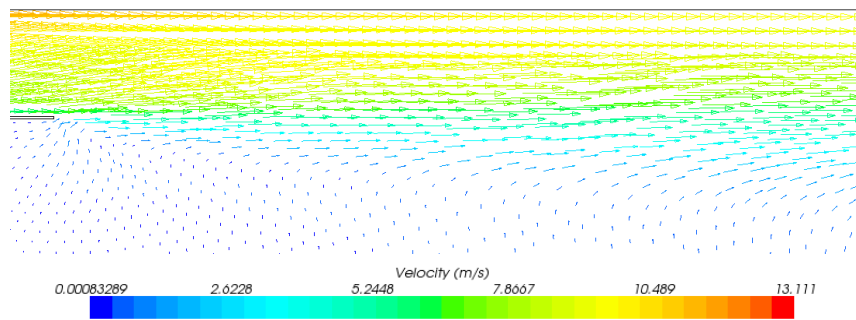


Figure 2.40 : Champ de vitesses dans le plan de symétrie à la sortie du convergent.

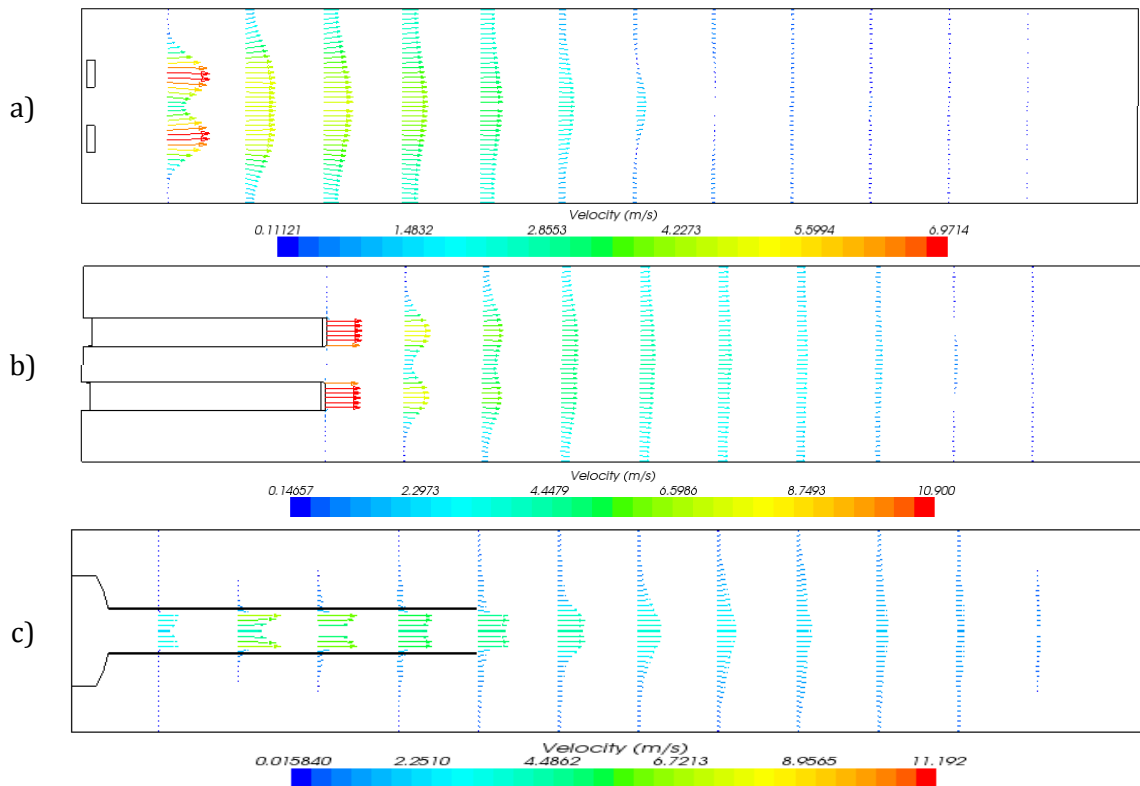


Figure 2.41 : Champs de vitesses dans le plan horizontal à une hauteur de $y = 2,33$ m ; a) cas de référence sans conduit, b) double conduit de 3 m, c) conduit plafonnier ouvert.

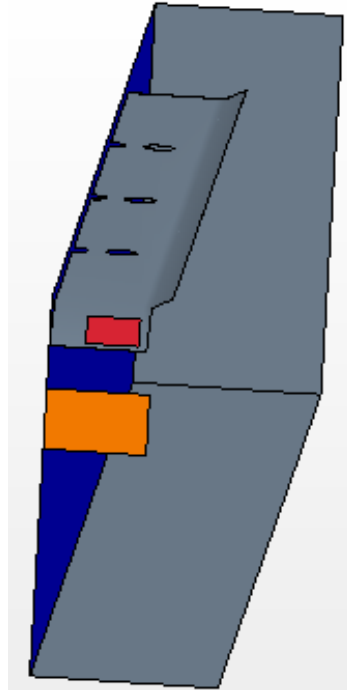


Figure 2.42 : Géométrie simplifiée de la bache percée pour sa modélisation (bleu : plan de symétrie, rouge : soufflage, orange : reprise d'air).

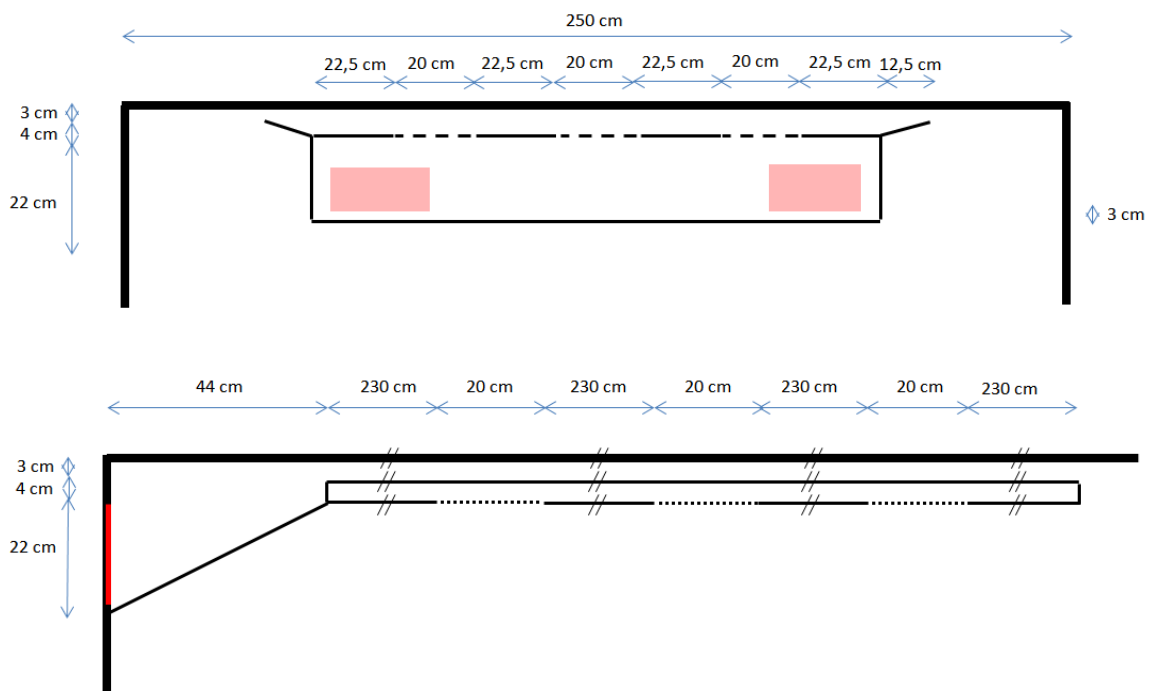


Figure 2.43 : Dimensions de face et de côté du système de conduit souple diffusant modélisé (rouge : soufflage).

Les lignes de courant obtenues dans le plan de symétrie de la caisse sont données sur la figure 2.44. Le conduit souple diffusant permet de supprimer la seconde cellule de convection, car une grande partie du flux d'air est dirigé vers l'arrière de la caisse. Toutefois, il est à noter la présence d'une très petite cellule de convection à proximité de la gaine, à $x = 2$ m de la bouche de soufflage. La présence des trous dans la bache permet de diffuser une partie du débit d'air à l'avant de la caisse. Cependant, leur action semble

limitée. En effet, les résultats montrent que dans un plan parallèle au conduit situé à une hauteur légèrement inférieure à celui-ci, les lignes de courant sont parallèles à ce conduit. Afin de mieux comprendre l'influence des orifices sur les écoulements d'air, la figure 2.45 présente un agrandissement du champ de vitesses dans le plan de symétrie au niveau de l'orifice central. L'effet d'induction existe, comme le montre la déformation des lignes de champ à l'entrée de l'orifice, mais l'air induit est rediffusé vers l'extérieur du conduit à la sortie de l'orifice, avec une vitesse plus grande. Quelques centimètres plus en aval de l'orifice, les vecteurs vitesses sont horizontaux, parallèles au plafond. Ainsi les orifices entraînent et accélèrent l'air extérieur au conduit.

L'évolution axiale du débit volumique d'air est tracé sur la figure 2.46, présente un maximum égal à $10100 \text{ m}^3 \text{ h}^{-1}$ en $x = 11,5 \text{ m}$.

2.4.5 Comparaison des différents systèmes

La figure 2.46 compare les différents systèmes d'amélioration des écoulements aérauliques dans une semi-remorque. La répartition du débit volumique soufflé est beaucoup plus uniforme avec l'utilisation d'un conduit unique de longueur 3 ou 6 m, d'un conduit ouvert ou diffusant. Ce dernier système permet d'avoir un débit volumique d'air quasi-homogène dans la caisse, compris entre 6000 et $10000 \text{ m}^3 \text{ h}^{-1}$. Pour les autres systèmes, les débits volumiques moyens sont plus élevés, ainsi que les débits maximum qui varient entre 15000 et $17000 \text{ m}^3 \text{ h}^{-1}$.

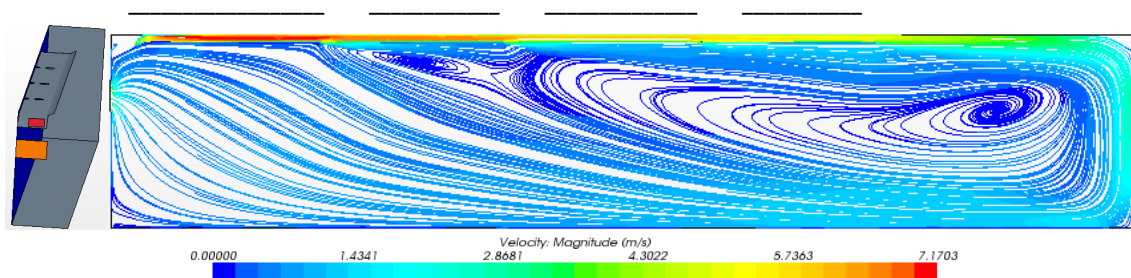


Figure 2.44 : Lignes de courant dans le plan de symétrie d'une semi-remorque avec le système de conduit souple diffusant (la position des trous est indiquée par la ligne discontinue située au-dessus).

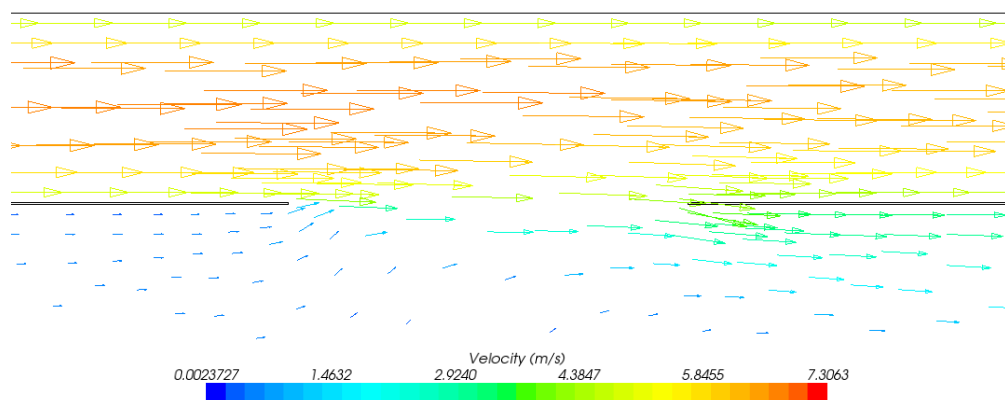


Figure 2.45 : Champ de vitesses dans le plan de symétrie au niveau de l'orifice central du plafond diffusant.

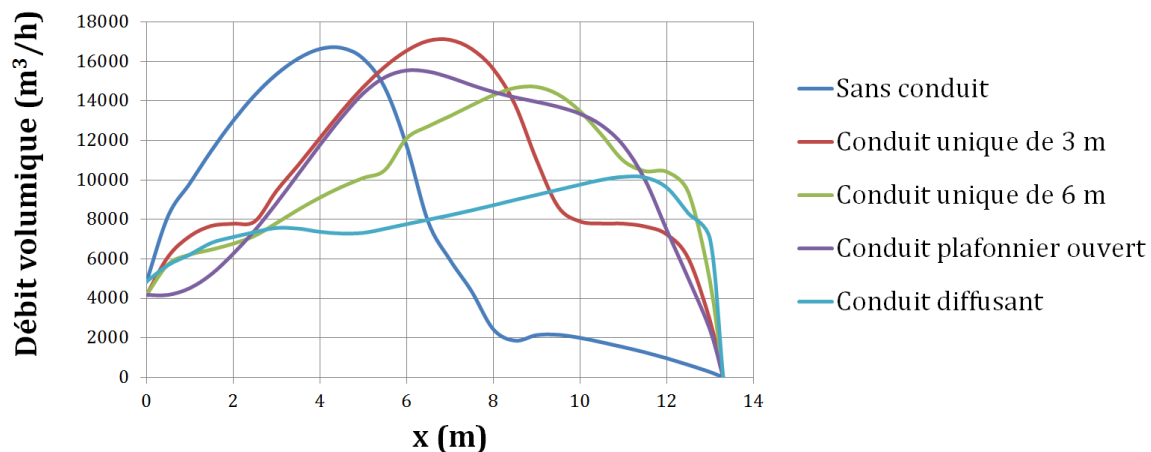


Figure 2.46 : Comparaison des débits volumiques dans la caisse équipée d'un conduit unique de 3 ou de 6 m, d'un conduit ouvert ou d'un conduit diffusant.

De par la proximité des résultats présentés, il est difficile de conclure définitivement sur la meilleure configuration. Cependant, la configuration de type conduit ouvert semble présenter de meilleures performances que les autres configurations, car elle génère un fort débit volumique de l'air sur près d'un tiers de la longueur de la caisse, entre $x = 6$ m et $x = 11$ m. Ainsi il pourrait s'agir d'un dispositif aéraulique à recommander aux transporteurs. Néanmoins, ces simulations ont été effectuées pour une caisse vide, configuration qui ne correspond pas à l'application réelle. Dans le cas d'une caisse chargée, les écoulements aérauliques seront profondément modifiés par la présence du chargement. Ainsi ces résultats devront être confirmés par l'examen des températures en conditions réelles.

2.5 Conclusion

Dans le but d'étudier en régime stationnaire les comportements aéraulique et thermique de caisses frigorifiques non chargées et dont les ouvertures sont fermées, plusieurs modèles CFD ont été développés au moyen du logiciel STAR CCM+. Ces modèles, en 2D ou 3D, sont réalisés pour différentes longueurs de la caisse, prennent en compte ou non les transferts thermiques au sein des parois de la caisse et considèrent différentes vitesses de soufflage. L'un de ces modèles a été développé spécifiquement pour permettre la comparaison avec les résultats expérimentaux publiés par Moureh et al. (2005). Un bon accord entre les prédictions et les résultats expérimentaux a été obtenu, ce qui permet de valider l'approche numérique adoptée tout au long de ce travail.

Les principaux résultats sont les suivants :

- Lorsque le flux imposé à la paroi augmente, la température de l'air dans la caisse augmente fortement.
- Lorsque la vitesse de soufflage imposée diminue (impliquant de fait une baisse de la puissance frigorifique car la température de soufflage imposée reste constante), la température augmente dans la caisse mais la structure de l'écoulement est inchangée.
- La taille du compartiment influence la structure de l'écoulement et en particulier le nombre de cellules de convection. La longueur du compartiment doit être limitée à 10 m pour éviter la formation d'une seconde cellule où les vitesses sont faibles.

- L'étude des deux conditions aux limites de Fourier et de Neumann au niveau des parois a permis de démontrer leur équivalence sur le plan thermique. La condition de Fourier est plus réaliste mais nécessite une connaissance précise de la conductivité thermique moyenne de la paroi. La condition de Neumann nécessite la connaissance du coefficient d'échange global K de la caisse, qui est une valeur couramment mesurée sur les véhicules.
- Enfin, l'utilisation de dispositifs d'amélioration des écoulements aérauliques tels que les gaines conduisent à une meilleure homogénéité du champ de vitesses d'air, ce qui devrait avoir un effet positif sur l'homogénéité de la température dans la caisse.

Bien que très enrichissante sur le plan académique, cette étude n'est cependant pas représentative des conditions réelles d'utilisation d'une caisse frigorifique. En effet, les simulations ont été réalisées uniquement pour une caisse vide, non pourvue de son chargement de marchandises. La structure de l'écoulement serait fortement perturbée par le chargement, comme le montrent les études de Moureh et al. (2002). L'outil de simulation développé ne permettrait donc pas de dimensionner les évaporateurs des groupes frigorifiques ni les ventilateurs. De plus, le modèle en régime permanent n'est pas réaliste, puisque les caisses frigorifiques et leur chargement sont en permanence soumis à des phénomènes transitoires tels que l'ouverture des portes, le chargement de denrées dont la température est différente de la température de consigne, le fonctionnement cyclique de la machine frigorifique (modes continu ou on/off) ou la variation des conditions extérieures (rayonnement solaire, température, vent, ...).

Cette étude a cependant permis d'étudier en détail les différents paramètres régissant les transferts thermiques et les écoulements dans les caisses frigorifiques fermées. Elle servira de base à l'étude numérique des infiltrations d'air, d'humidité et de chaleur dans la caisse lors de l'ouverture des portes, proposée dans le chapitre 3.

Chapitre 3 : Phénomènes d'infiltration lors des ouvertures de porte

Introduction

Ce troisième chapitre a pour objectif de comprendre les phénomènes aérodynamiques et thermiques mis en jeu lors de l'ouverture des portes d'une caisse frigorifique. L'étude expérimentale visant à quantifier l'infiltration d'air au travers des portes est tout d'abord présentée. La configuration d'étude est une caisse frigorifique de longueur 5,68 m, placée dans un tunnel climatique permettant de contrôler précisément la température de l'ambiance. Par la suite, un modèle CFD instationnaire simulant la configuration expérimentale est détaillé. Il permet de simuler l'infiltration au travers des ouvertures pendant une durée comprise entre 1 et 11 min. Dans une troisième partie, les résultats théoriques et expérimentaux sont comparés. Enfin, une étude paramétrique décrit l'influence de la différence de températures entre les deux milieux sur l'infiltration dans la caisse.

3.1 Expérimentations

La campagne expérimentale présentée dans ce qui suit a été réalisée en mai 2010 dans les locaux du CEMAFROID, à Bordeaux, par Maxime Ducoulombier, post doctorant au CETHIL (Ducoulombier et al. 2011, Lafaye de Micheaux et al. 2015). M. Ducoulombier a également produit certaines interprétations présentées dans ce chapitre pour une meilleure intelligibilité. Ces travaux ont été effectués dans le cadre du projet ANR PREDIT « Truck Refrigeration for Urban Environment » (TRUE) et financés par l'Agence de l'Environnement et de la Maîtrise de l'Energie (ADEME).

3.1.1 Dispositif expérimental

Le dispositif expérimental est composé d'une caisse et d'un groupe frigorifique. La caisse, de dimensions externes $2,6 \times 2,6 \times 5,68 \text{ m}^3$ (hauteur \times largeur \times longueur), est équipée de roulettes de diamètre 335 mm, qui facilitent son déplacement. La caisse est équipée d'une porte arrière constituée de trois battants. Les dimensions internes sont de $2,35 \times 2,5 \times 5,51 \text{ m}^3$, soit un volume interne de $32,4 \text{ m}^3$. Les parois sont composées d'un isolant thermique : la mousse de polyuréthane. Les surfaces internes et externes sont protégées des chocs et des intempéries par une couche de matériau composite à base de polyéthylène et de fibres de verre. Les épaisseurs des parois ne sont pas précisément relevées. Le coefficient global d'échange de la caisse K (éq. (2.4)) a été mesuré pendant les essais préliminaires : il vaut $0,576 \text{ W m}^{-2} \text{ K}^{-1}$.

La caisse est placée dans un tunnel climatique dédié aux essais ATP (§ 2.3.4.4) et équipé d'un système de ventilation qui permet de contrôler la température de l'air ainsi que sa vitesse (figure 3.1). L'humidité relative dans le tunnel n'est pas contrôlée mais précisément mesurée. L'air est tout d'abord aspiré à l'arrière du camion à travers un conduit plafonnier. Il passe ensuite au travers d'un échangeur thermique alimenté en eau glacée et au travers d'un faisceau de résistances électriques chauffantes. L'eau glacée provient d'un réservoir intermédiaire maintenu à température constante par une boucle de réfrigération. Le contrôle des résistances de chauffage et de la boucle d'eau froide permet de réguler la température à la sortie du système. L'air est ensuite soufflé à l'avant du tunnel. Les dimensions du tunnel sont 31 x 5,5 x 5,43 m³ (longueur x largeur x hauteur). L'arrière de la caisse est positionné au milieu du tunnel. La caisse est elle-même équipée d'un groupe frigorifique dont le compresseur est entraîné par un moteur électrique. La puissance frigorifique de l'unité est respectivement de 6,3 et de 9,9 kW pour des températures de consigne de -20 °C et 0 °C, à une température ambiante de 30 °C. Les essais sont réalisés pour des températures de consigne T_{in}^0 de -20 et 0 °C et pour des températures ambiantes T_a^0 de 5, 20 et 40 °C. Dans ce qui suit, l'exposant 0 désigne une grandeur estimée à l'instant initial, avant l'ouverture de la porte.

3.1.2 Métrologie

Les températures et les vitesses de l'air sont mesurées dans le plan de l'ouverture comme indiqué sur la figure 3.2. L'instrumentation est placée selon un axe vertical. En effet, de fortes variations de la température et de la vitesse de l'air sont attendues selon cette direction. Une barre verticale mobile est équipée de 8 anémomètres et de 17 thermocouples également répartis sur toute la hauteur de l'ouverture comme présenté sur la figure 3.3. La barre verticale peut être translatée horizontalement de la position Z_1 à la position Z_5 , de manière à couvrir la totalité de l'ouverture. Des anémomètres à fil chaud sont utilisés (E+E Elektronik EE75), leur temps de réponse est de 1,5 s. Les thermocouples de type K sont composés de deux conducteurs soudés de 0,2 mm de diamètre, leur temps de réponse est estimé inférieur à une seconde. La température est mesurée dans la caisse avec le même type de thermocouple (figure 3.2). La température de la surface interne de chaque paroi est enregistrée en son centre géométrique. La température de l'air dans la caisse est également évaluée pour trois positions également réparties le long de l'axe vertical central de la caisse. Enfin un capteur d'humidité est placé à l'extérieur de la caisse, dans le tunnel, à 10 m de la porte arrière. Les incertitudes relatives aux mesures de températures et de vitesses sont données dans le tableau 3.1, et le calcul de ces incertitudes est détaillé en Annexe A.

3.1.3 Protocole expérimental

Le protocole expérimental mis en place comporte une phase d'ouverture et une phase de remise en température de la caisse. La phase d'ouverture débute lorsque les températures dans la caisse et dans le tunnel sont stabilisées aux points de consignes ; le régime permanent est alors supposé atteint. Le système de ventilation du tunnel et le groupe frigorifique de la caisse sont alors arrêtés. La centrale d'acquisition est mise en route avec une période d'acquisition de 1 s. Après une attente de 10 s, de manière à ce que les vitesses de l'air dans le tunnel diminuent, les portes de la caisse sont ouvertes manuellement et les vitesses, les températures et l'humidité sont enregistrées pendant

une durée de 10 à 15 min. A la fin de cette période, la barre d'acquisition est déplacée à une nouvelle position Z. Les portes sont refermées et la centrale d'acquisition est redémarrée avec un pas d'acquisition de 15 s. Le système de ventilation du tunnel et remis en route ainsi que le groupe frigorifique, de manière à remettre en température la caisse et le tunnel. La remise en température du tunnel est atteinte bien avant celle de la caisse, qui est définie à partir des températures de parois internes. La durée moyenne de remise en température de la caisse est de 1 h 20, et de 2 h 20 dans les conditions les plus défavorables.

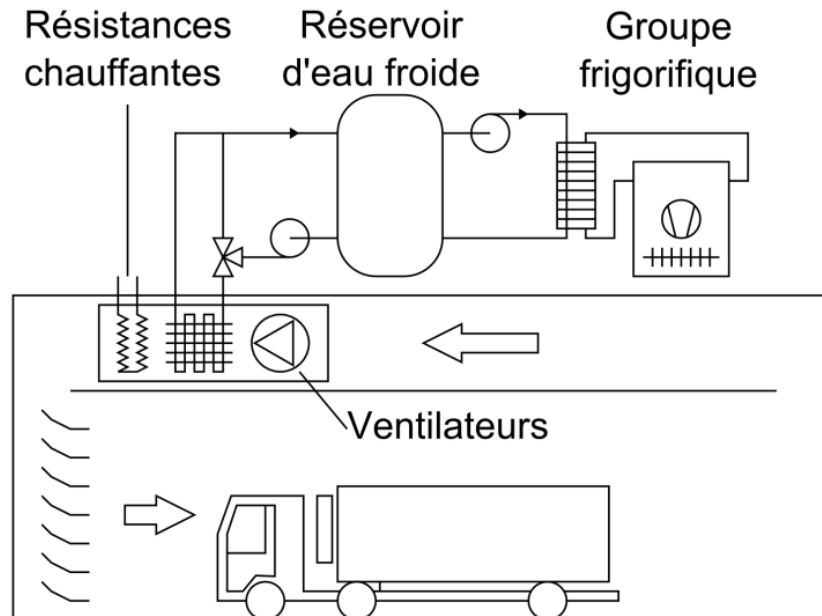


Figure 3.1 : Schéma de régulation du tunnel.

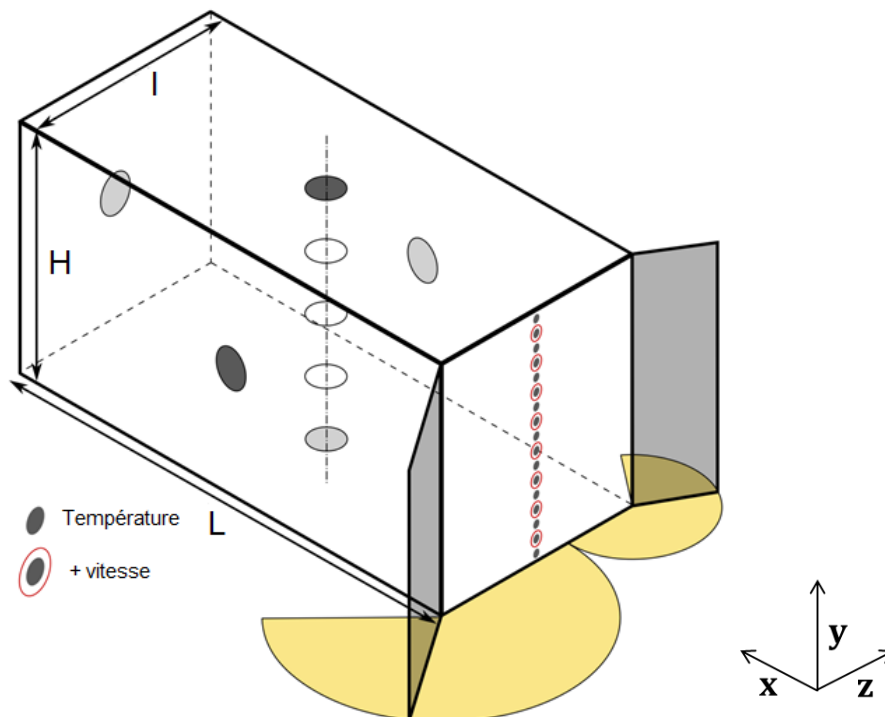


Figure 3.2 Caisse frigorifique et métrologie associée.

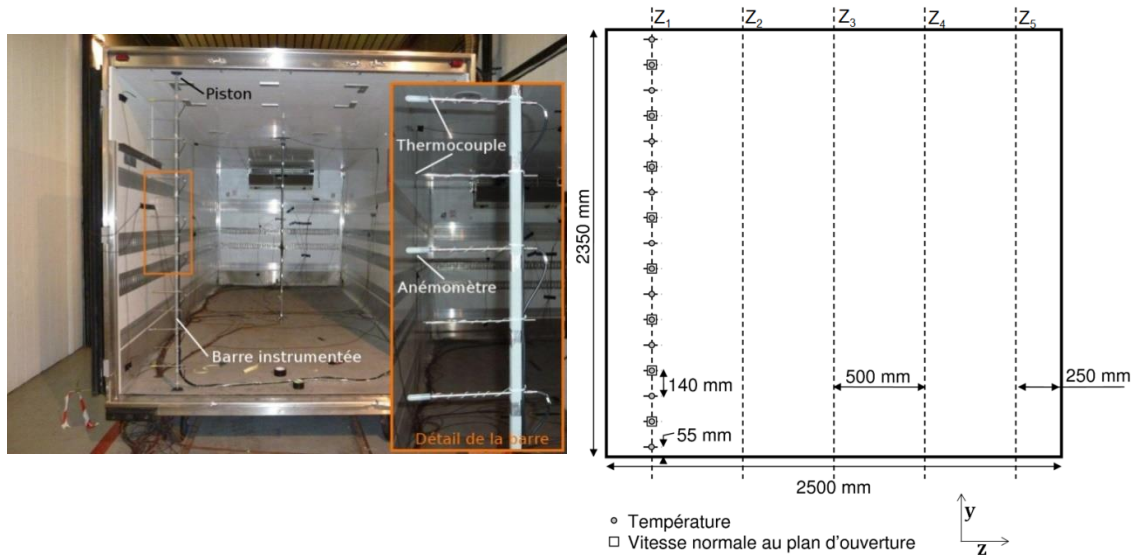


Figure 3.3 : Position de la métrologie dans le plan de l'ouverture.

Tableau 3.1 : Incertitudes de mesures.

Température	$\pm 0,5$ K
Vitesse	$\pm 0,1$ à $0,13$ m/s
Humidité	$\pm 1,5$ % HR

Pour chaque couple de températures intérieure et extérieure et pour chaque position de la barre supportant la métrologie dans le plan de l'ouverture, les essais sont réalisés au moins deux fois pour vérifier la répétabilité des résultats. Il est vérifié que les mesures réalisées aux positions Z_4 et Z_5 peuvent être considérés comme identiques à celles réalisées aux positions Z_1 et Z_2 .

La configuration de référence est définie pour une température intérieure T_{in}^0 de 253 K et une température ambiante extérieure T_a^0 de 293K.

3.2 Modélisation

Dans cette partie, une simulation CFD non isotherme est réalisée pour décrire l'infiltration d'air au travers des portes de la caisse frigorifique. Ces résultats serviront de base de comparaison lorsque le rideau d'air sera simulé (§ 5.).

3.2.1 Outils et domaine

La simulation est réalisée en régime transitoire et en 3D, par la méthode des volumes finis à l'aide du logiciel commercial STAR CCM+ (v8.04), pour la caisse décrite au paragraphe 3.1.1. Le champ de pesanteur est pris en compte dans les équations de Navier-Stokes, de sorte que la mise en mouvement de l'air par convection naturelle puisse être considérée. L'air, supposé sec, suit la loi des gaz parfaits

Différents domaines de modélisation ont été considérés, intégrant la caisse et une partie du volume du tunnel. Cependant, il a été constaté que le volume à l'extérieur de la caisse avait une forte influence sur les résultats des simulations du phénomène d'infiltration d'air à travers l'ouverture. Ainsi le domaine de modélisation retenu comprend la caisse et la totalité du tunnel climatique (figure 3.4). Il est divisé par deux selon le plan de symétrie.

En l'absence de relevés concernant l'épaisseur de chacune des parois, les épaisseurs sont calculées à partir des dimensions internes et externes de la caisse, en les supposant identiques pour le plancher et le plafond (12,5 cm), les parois avant et arrière (8,5 cm), et les parois latérales (5 cm).

3.2.2 Maillage et loi de paroi

Le domaine est discrétisé selon un maillage polyédrique progressif de manière à avoir un maillage fin pseudo-uniforme à l'intérieur de la caisse et un maillage grossier aux deux extrémités du tunnel. Un maillage structuré cartésien est utilisé à proximité des parois internes de la caisse (§ 2.2.3, figure 2.3). De la même manière que dans le travail présenté au chapitre 2, l'interaction fluide-paroi est modélisée par l'intermédiaire de la loi de paroi « *high y+ wall treatment* ». Les parois sont discrétisées selon leur épaisseur par au moins quatre nœuds. La progression géométrique du maillage est limitée à 20 %. L'indépendance de la solution vis-à-vis de la taille du maillage a été étudiée, comme au paragraphe 2.3.1, pour des modèles comprenant entre 18000 et 24000 cellules. La solution est indépendante du maillage à partir de 21000 cellules.

3.2.3 Conditions aux limites, propriétés thermophysiques

Les parois de la caisse sont supposées constituées d'un matériau homogène, dont les propriétés thermophysiques sont données dans le tableau 3.2.

C_{pp} correspond à la capacité thermique massique de la paroi, ρ_p à sa masse volumique. La conductivité thermique de la paroi λ_p est fixée arbitrairement à $0,0679 \text{ W m}^{-1} \text{ K}^{-1}$, au vu des résultats du chapitre précédent. En considérant une épaisseur moyenne de paroi de 8,7 cm et un coefficient convectif externe h_{ext} de $10 \text{ W m}^{-2} \text{ K}^{-1}$, le coefficient global d'échange maximal est de $0,71 \text{ W m}^{-2} \text{ K}^{-1}$ (§ 2.3.1, éq. (2.6)). Cette valeur est proche du coefficient K expérimental (éq. (2.5)) de la caisse, égal à $0,576 \text{ W. m}^{-2} \text{ K}^{-1}$.

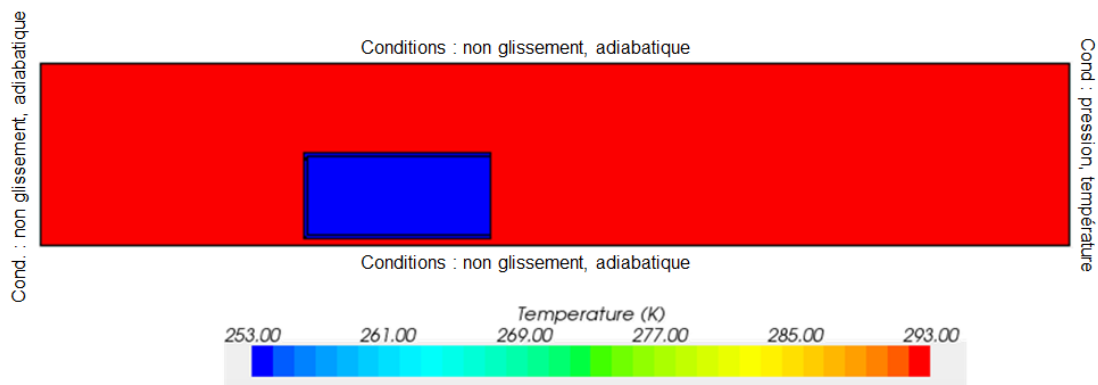


Figure 3.4 : Représentation du domaine dans le plan de symétrie, conditions aux limites du domaine et conditions initiales de températures du cas de référence.

Tableau 3.2 : Propriétés thermophysiques des parois.

	λ_p ($\text{W m}^{-1} \text{ K}^{-1}$)	C_{pp} ($\text{J kg}^{-1} \text{ K}^{-1}$)	ρ_p (kg m^{-3})
Plafond	0,0679	1800	32
Plancher			
Paroi avant			
Paroi latérale			

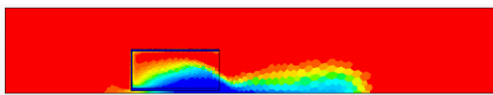
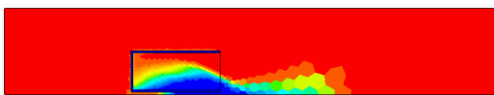
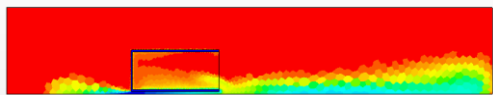
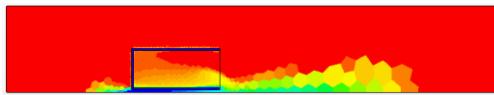
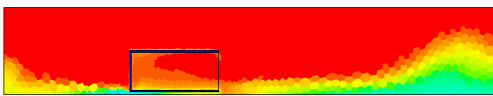
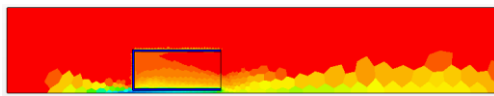
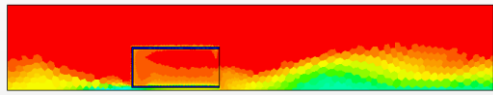
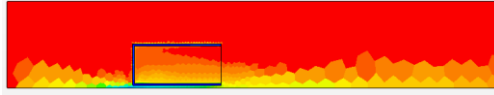
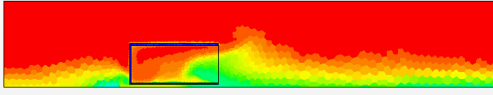
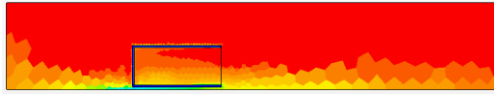
Une condition de non glissement et d'adiabaticité est définie pour le tunnel, sauf pour la paroi arrière où une condition de pression constante est imposée (0 Pa , T_a^0 , figure 3.4). Le tableau 3.3, qui compare les simulations effectuées avec des conditions de non glissement et de pression constante sur cette paroi, illustre l'intérêt de la dernière condition. Il montre clairement qu'avec la condition de non glissement, l'air froid sorti de la caisse se réfléchit contre la paroi arrière du tunnel 30 à 40 s après l'ouverture de porte, puis rentre à nouveau dans la caisse après 50 s. Ce phénomène, non observé expérimentalement, est inexistant avec la condition de pression à l'arrière du tunnel. Il a été vérifié que cette condition n'influçait pas l'infiltration d'air dans la caisse au cours des 30 s suivant l'ouverture.

Le modèle de turbulence $k-\varepsilon$ est choisi ici, plutôt que le modèle RSM précédemment utilisé (§ 2.), pour les raisons explicitées ci-après. Dans le cadre de l'étude de vitrines réfrigérées, Orlandi et al. (2013) considèrent qu'il offre un bon compromis entre la justesse des prédictions et le temps de calcul. De plus ce modèle a été validé expérimentalement dans sa version *standard* par Foster et al. (2002), dans le cadre d'une étude de l'infiltration d'air dans une chambre froide (§ 1.3.1). Fernandez et al. (2007) ont démontré que la version *realizable* (Shih et al. 1995) donne des prédictions plus proches des résultats expérimentaux que le même modèle dans sa version *standard*, notamment pour les écoulements complexes à proximité des parois. La version *realizable* du modèle est donc utilisée dans la présente étude.

3.2.4 Conditions initiales et résolution numérique

La température de l'air à l'intérieur de la caisse est initialisée à $T_{in}^0 = 253 \text{ K}$ (cas de référence), la température de l'air dans le tunnel à $T_a^0 = 293 \text{ K}$ (cas de référence, figure 3.4). La vitesse de l'air et la pression sont initialisées à une valeur nulle dans l'ensemble du domaine.

Tableau 3.3 : Influence de la condition de pression à l'arrière du tunnel.

	Avec condition de non glissement	Avec condition de pression
10 s		
20 s		
30 s		
40 s		
50 s		

Dans une première approche simplificatrice, toutes les parois de la caisse sont initialisées à la même température ($T_{in}^0 = 253 \text{ K}$ pour le cas de référence). Dans une seconde approche plus réaliste, chacune des parois est initialisée à la température de surface intérieure mesurée expérimentalement lorsque la caisse est à l'équilibre (uniquement pour le cas de référence, plancher : 256,0 K, plafond : 255,4 K, paroi latérale : 256,3 K, paroi avant : 253 K). Les résultats utilisant cette seconde hypothèse de modélisation sont uniquement présentés au paragraphe 3.3.5.

Une ouverture instantanée de la porte est simulée : à $t = 0 \text{ s}$, l'air dans la caisse est immédiatement en contact avec l'air ambiant du tunnel.

Les équations moyennées de Navier-Stokes décrivant la conservation de la masse, de la quantité de mouvement et de l'énergie en régime transitoire sont résolues de manière couplée avec un schéma du second ordre à pas spatial vers l'amont. La convergence est supposée atteinte lorsque les résidus deviennent inférieurs à 10^{-5} .

L'indépendance de la solution par rapport au pas de temps est étudiée. Les profils de températures et de vitesses sont comparés dans le plan vertical médian de l'ouverture toutes les dix secondes pour différents pas de temps (0,1 s, 0,2 s et 0,5 s). L'influence du pas de temps sur le temps de calcul est donnée dans le tableau 3.4 : la diminution du pas de temps augmente fortement le temps de calcul. Un pas de temps de 0,2 s donne les mêmes profils de températures qu'un pas de temps de 0,1 s. Pourtant, la convergence n'est pas vérifiée avec un pas de temps de 0,2 s pour les profils de vitesses. Ils diffèrent notamment entre 15 et 35 s après l'ouverture. Afin de réduire le temps de calcul, il a été choisi de réduire le pas de temps sur cette période. Ainsi le pas de temps retenu est de 0,2 s de $t = 0 \text{ s}$ à $t = 15 \text{ s}$, de 0,1 s de $t = 15 \text{ s}$ à $t = 35 \text{ s}$ et de 0,2 s de $t = 35 \text{ s}$ à $t = 60 \text{ s}$.

L'utilisation d'un cluster de calcul permet de réduire d'environ de moitié le temps de calcul. Dans ces conditions, le temps nécessaire à une simulation représentant 60 s de temps réel est de 12,5 jours, si le pas de temps choisi est de 0,1 s. La modification du pas de temps évoquée ci-dessus permet de réduire à 8 jours ce temps de calcul.

3.3 Présentation et comparaison des résultats simulés et expérimentaux

3.3.1 Débit volumique d'infiltration et temps de renouvellement de l'air

Le débit volumique d'infiltration est présenté sur la figure 3.5 pour le cas de référence. La méthodologie de détermination du débit d'infiltration est donnée dans l'Annexe B. Les résultats expérimentaux montrent que le débit d'infiltration ne s'établit pas immédiatement après l'ouverture. Il présente une augmentation progressive qui représente l'établissement de l'écoulement d'air. Le débit maximum, d'environ $2,5 \text{ m}^3 \text{ s}^{-1}$, est atteint à $t = 10 \text{ s}$ après l'ouverture. Il diminue ensuite, devient constant et égal à $0,9 \text{ m}^3 \text{ s}^{-1}$ à partir de $t = 30 \text{ s}$.

Les prédictions numériques donnent un débit maximal d'infiltration de $2,25 \text{ m}^3 \text{ s}^{-1}$, légèrement plus faible que les résultats expérimentaux. Ce maximum est atteint à $t = 5 \text{ s}$, soit légèrement plus tôt que pour les résultats expérimentaux. Cet écart peut s'expliquer par l'instantanéité de l'ouverture simulée par le modèle. En effet, l'ouverture manuelle des

battants de la porte implique nécessairement des écoulements transitoires qui retardent l'établissement de l'écoulement d'infiltration. Le temps de réponse des anémomètres (1,5 s) peut également expliquer ce retard (§ 3.1.2). Le débit d'infiltration prédit par le modèle décroît et se stabilise à $0,4 \text{ m}^3 \text{ s}^{-1}$ à partir de $t = 30 \text{ s}$. Bien qu'environ deux fois inférieur au débit mesuré, le débit d'infiltration calculé est toujours compris dans les incertitudes de mesures (Annexe A).

Les surfaces colorées en vert et en rose sur la figure 3.5 représentent l'intégrale sur le temps du débit d'infiltration, lorsque celle-ci est égale au volume intérieur de la caisse. Dans ce cas, le volume d'air intérieur est totalement renouvelé par l'air infiltré. Expérimentalement (surface verte), le temps nécessaire au renouvellement total de l'air dans la caisse est de 16 s. Ce temps est correctement prédit par le modèle (surface rose).

3.3.2 Champs de températures et lignes de courant

Les champs de températures obtenus par le modèle dans le plan de symétrie de la caisse sont présentés sur la figure 3.6, à différents instants après l'ouverture de la porte. A $t = 4 \text{ s}$, le champ de températures montre l'infiltration de l'air ambiant extérieur par la partie supérieure de l'ouverture. L'air froid initialement présent sort de la caisse par la partie inférieure de l'ouverture. Comme observé avec le débit volumique d'infiltration, la totalité du volume d'air initialement présent dans la caisse est renouvelé à $t = 20 \text{ s}$. A partir de cet instant, les champs de températures à $t = 40 \text{ s}$ et $t = 60 \text{ s}$ sont similaires, et l'écoulement d'air atteint un régime quasi-permanent. L'air entrant à 293 K par la partie supérieure est alors refroidi par les parois et quitte la caisse par la partie inférieure de l'ouverture, avec une température de quelques kelvins inférieure à la température ambiante. La température des parois diminue de 2 K pendant la durée de l'ouverture.

Tableau 3.4 : Influence du pas de temps sur le temps de calcul.

	Temps réel de la solution			Temps de calcul (jour)
	0 - 15 s	15 - 35 s	35 - 60 s	
Pas de temps (s)	0,1	0,1	0,1	12,5
	0,2	0,2	0,2	6
	0,5	0,5	0,5	2
	0,2	0,1	0,2	8

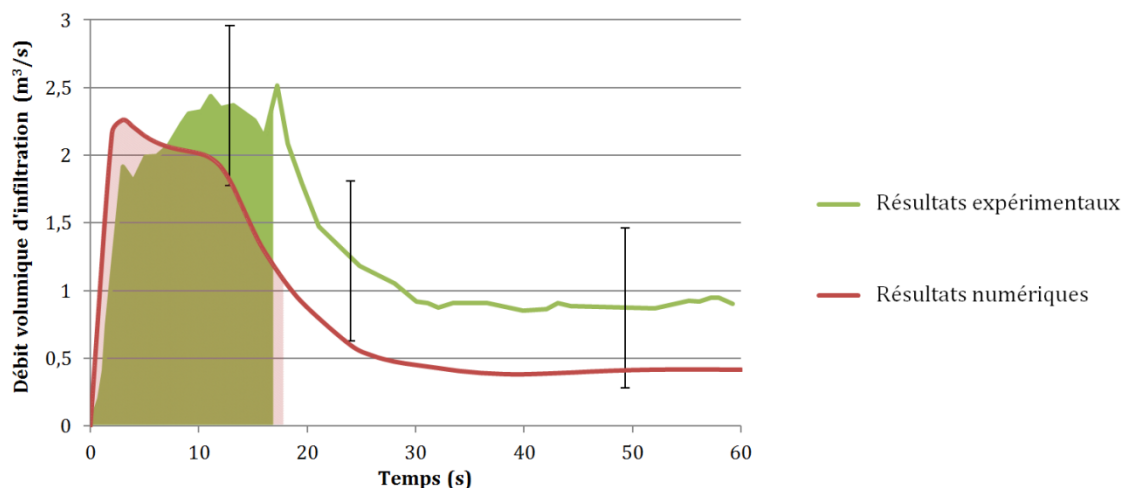


Figure 3.5 : Evolution du débit volumique d'infiltration pour le cas de référence.

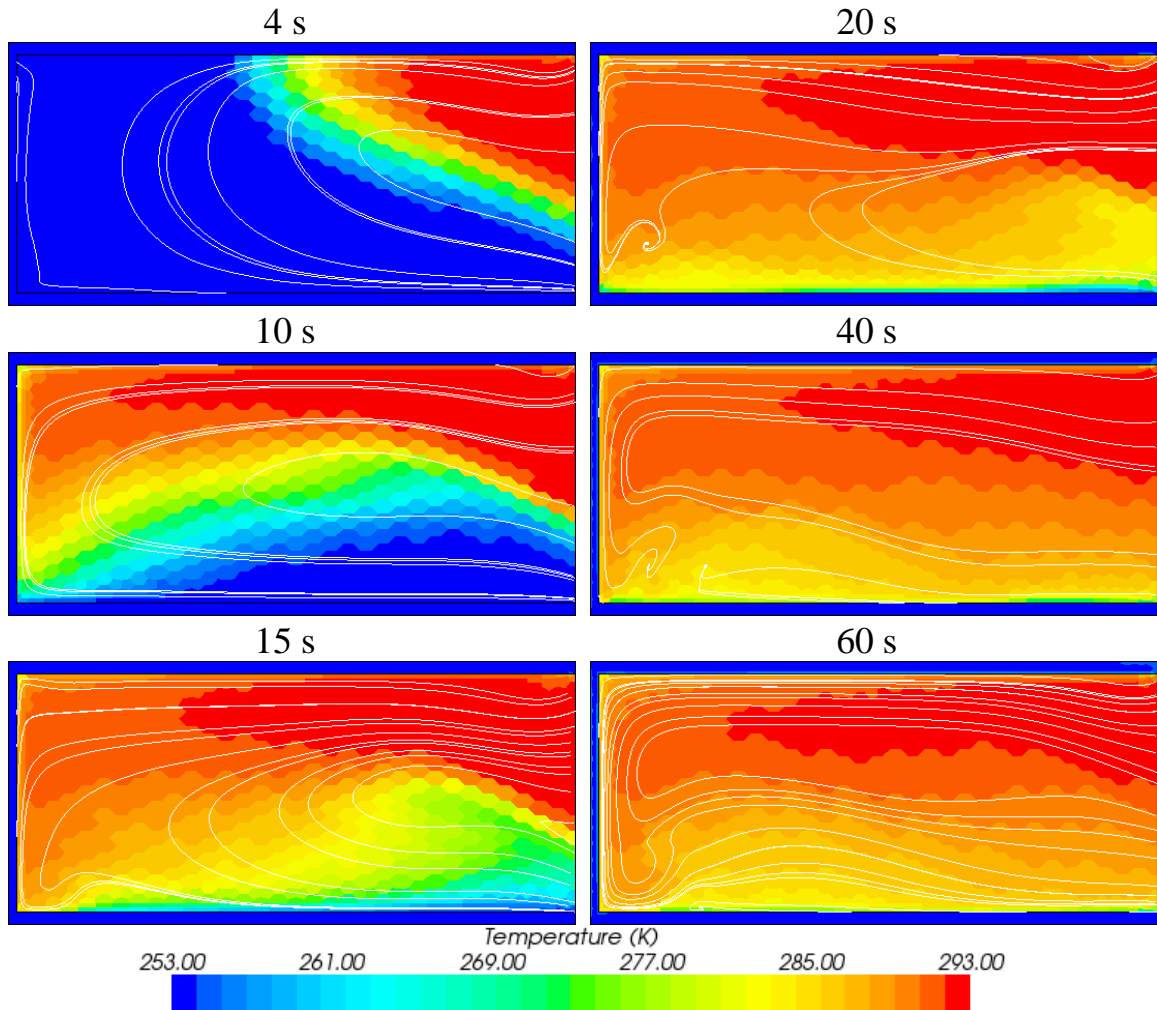


Figure 3.6 : Champs de températures et lignes de courant dans le plan de symétrie de la caisse (cas de référence).

L'examen des lignes de courant de l'écoulement, présentées sur la figure 3.6, confirme les analyses effectuées avec les champs de températures. A $t = 4$ s, les lignes de courant sont présentes uniquement dans les trois quarts du volume de la caisse, ce qui montre que l'écoulement d'air n'est pas encore établi. Les champs à $t = 40$ s et $t = 60$ s sont très similaires, ce qui signifie que l'écoulement aéroulique a atteint un régime permanent.

3.3.3 Profils de températures

Les profils de températures expérimentaux et numériques dans le plan de symétrie sont comparés sur la figure 3.7. L'axe des ordonnées représente l'axe vertical de l'ouverture y' adimensionné par la hauteur de l'ouverture $H = 2,35$ m. Les profils expérimentaux sont présentés pour deux essais indépendants ($N1$, $N2$) dans le but s'assurer de la répétabilité des mesures. A $t = 5$ s, la répétabilité des mesures (non représentées) n'est pas satisfaisante. Ce phénomène peut être dû au protocole d'ouverture de porte ou au développement de turbulences transitoires pendant l'ouverture. A $t = 10$ s, la répétabilité des mesures s'améliore fortement. Les profils de températures sont décrits sur une durée de 60 s après l'ouverture de porte :

- $t = 10$ s : Les résultats expérimentaux sont bien prédits par la simulation. Dans la partie supérieure de l'ouverture ($y' \in [0,4 ; 1]$) le profil de température simulé est plat ; la température, qui est alors égale à 293 K, correspond à celle de l'air extérieur entrant dans la caisse. Dans la partie inférieure de l'ouverture, la température est également constante et égale à 253 K ; elle correspond à l'air initialement présent dans la caisse, sortant par le bas de l'ouverture. A un tiers de l'ouverture, la brusque transition entre les deux profils a lieu au niveau de la ligne neutre (§ 1.2.1 et 1.2.2). Un profil de températures très similaire a été observé par Azzouz et al. (1993), pour un entrepôt frigorifique de volume 13 000 m³ au cours d'une ouverture de 52 s.
- $t = 20$ s : Le profil de températures reste identique au précédent au-dessus de la ligne neutre. En dessous, les températures expérimentales augmentent mais gardent un profil plat, à une valeur de 278 K. L'air extérieur entrant dans la caisse se mélange avec l'air intérieur. Dans cette zone, les valeurs numériques prédites sont de 8 K supérieures aux résultats expérimentaux. A proximité du plancher, la température n'est pas modifiée est reste à sa valeur initiale de 253 K.
- $t = 40$ s : Le profil de températures expérimental est croissant sur toute la hauteur de l'ouverture, de 273 K au niveau du plancher à 293 K au niveau du plafond. La ligne neutre ne se distingue pas clairement, car la discontinuité présente sur les profils précédents n'est plus visible. Dans la partie inférieure, la différence de températures entre l'air sortant et l'air ambiant est de 10 K seulement. La quantité totale d'air initialement présent a quitté la caisse. L'air extérieur entrant ne se mélange plus avec l'air intérieur, mais il se refroidit au contact des parois. Les prédictions du modèle sont en accord avec les résultats expérimentaux, sauf au niveau des parois où il subsiste d'importants écarts.
- $t = 60$ s : Le profil de températures est quasiment identique à celui obtenu à $t = 40$ s ; le régime quasi-permanent est donc atteint. L'air entrant est refroidi par les parois et sort de la caisse à une température de 10 K inférieure à l'ambiance.

Sur cette période d'observation, les températures dans la partie la plus inférieure de la caisse conservent leurs valeurs initiales sur une durée de 20 s, avant de commencer à augmenter. Ce temps caractéristique a déjà été observé et décrit comme le temps nécessaire à la vidange de l'air initialement présent dans la caisse.

Les résultats expérimentaux sont bien prédits par le modèle sauf pendant la phase de transition (15 - 25 s) entre l'écoulement transitoire d'établissement et l'écoulement quasi-permanent. Cette plage temporelle correspond aux instants où la convergence du modèle nécessite un pas de temps plus fin.

3.3.4 Profils de vitesses

Les profils des vitesses expérimentaux et numériques dans le plan de symétrie sont donnés dans la figure 3.8. Comme les mesures de vitesse effectuées avec les anémomètres à fil chaud ne permettent pas d'obtenir la direction ni le sens des vecteurs vitesse mais seulement leur norme, ce sont les valeurs expérimentales brutes qui ont été comparées avec les résultats du modèle. Les profils de vitesses sont décrits sur une durée de 60 s après l'ouverture de porte :

- $t = 10$ s : Les profils expérimentaux et numériques sont en bon accord. La norme de la vitesse atteint deux maxima relatifs, dont les valeurs sont de $0,8 \text{ m s}^{-1}$ au niveau du plafond et de $1,5 \text{ m s}^{-1}$ au niveau du plancher. La vitesse est minimale entre le plancher et le tiers inférieur de la hauteur, qui correspond à la ligne neutre observée précédemment (§ 3.3.3). Ce profil de vitesses est typique d'une situation où l'air initialement présent dans la cavité se renouvelle. Ainsi, Azzouz et al. (1993) obtiennent des pics de vitesses similaires pour une différence de température entre l'intérieur et l'ambiance légèrement plus importante (45 K au lieu de 40 K dans la présente étude).
- $t = 20$ s : Le profil de vitesses devient plat dans la partie supérieure de l'ouverture, avec une valeur de vitesse stabilisée à $0,4 \text{ m s}^{-1}$. La forme de ce profil pourrait être liée à un phénomène d'aspiration de l'air extérieur dans la caisse, qui aurait lieu après le renouvellement de l'air intérieur. En effet, une légère dépression se produit sous l'effet du refroidissement de l'air à l'intérieur de la caisse. La hauteur de la ligne neutre reste identique. La vitesse maximale dans la partie inférieure de la caisse diminue jusqu'à 1 m s^{-1} expérimentalement et jusqu'à $0,7 \text{ m s}^{-1}$ numériquement. Malgré ces écarts, les prédictions du modèle sont pertinentes pour le reste de l'ouverture.
- $t = 40$ s : La vitesse dans la partie supérieure de l'ouverture est réduite à $0,2 \text{ m s}^{-1}$. Dans la partie inférieure, elle diminue également et atteint expérimentalement $0,7 \text{ m s}^{-1}$; les prédictions donnent une vitesse de $0,4 \text{ m s}^{-1}$.
- $t = 60$ s : Les profils expérimentaux et numériques sont très proches de ceux obtenus à $t = 40$ s, avec des vitesses légèrement supérieures. Cette augmentation de la vitesse pourrait être due à des mouvements de convection naturelle se développant à proximité des parois. Malgré ce faible écart, le régime quasi-permanent peut être considéré comme atteint.

Le modèle prédit de manière satisfaisante les profils de vitesses dans la partie supérieure de l'ouverture. Par contre, dans la partie inférieure la vitesse est clairement sous-estimée sauf à $t = 10$ s.

Les profils de températures et de vitesses permettent de conclure que la ligne neutre est à une hauteur constante, située environ au tiers de la hauteur de l'ouverture pendant les soixante premières secondes, comme observé par Azzouz et al. (1993).

En élargissant le champ d'étude, la situation présente peut être comparée à celle de la rupture brutale d'un barrage hydraulique (§ 1.2.1), où deux volumes de fluides de masses volumiques différentes (l'eau et l'air) sont mis en contact et s'écoulent selon leur dynamique propre. Les vitesses d'écoulement de l'eau ont été déterminées analytiquement par Ritter dès 1892. Cet auteur a montré que la vitesse de l'eau est nulle à une hauteur égale à $4/9^{\text{ème}}$ de la hauteur totale, valeur proche de la hauteur de la ligne neutre déterminée ici.

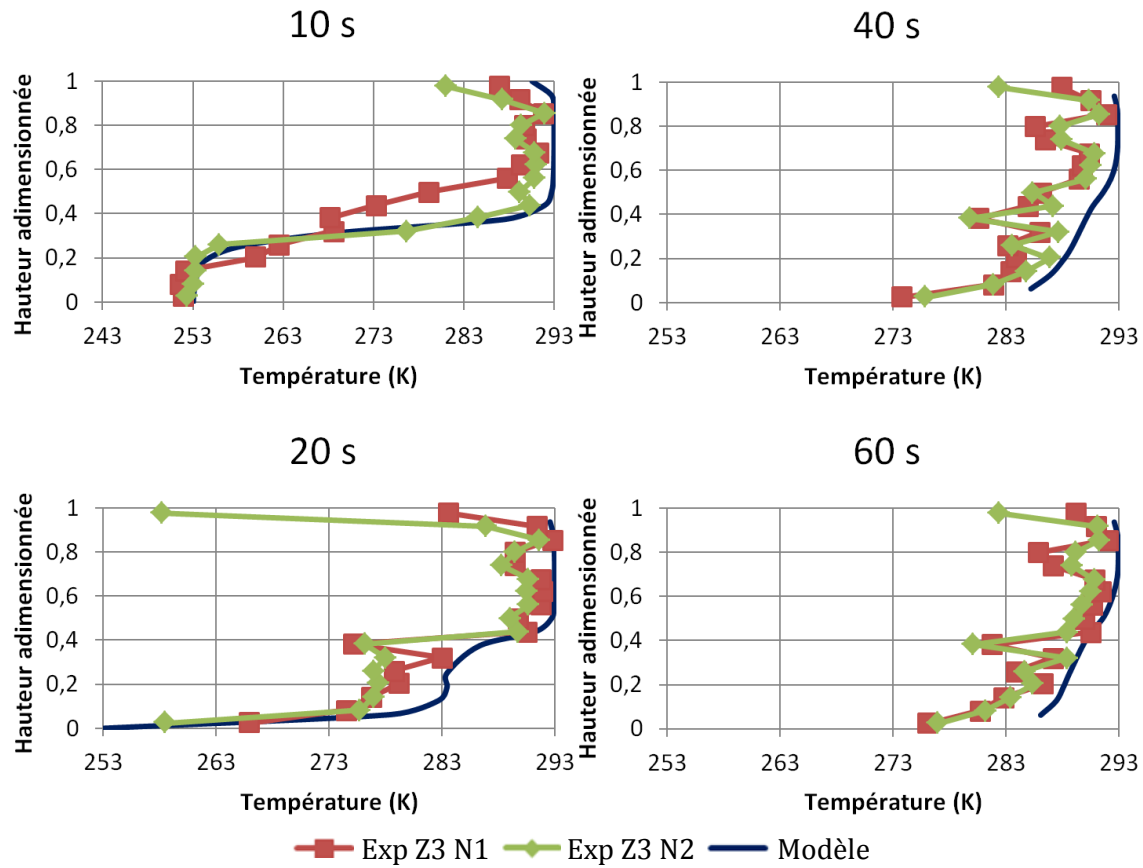


Figure 3.7 : Profils de températures expérimentales et numériques dans le plan de symétrie de la porte (cas de référence).

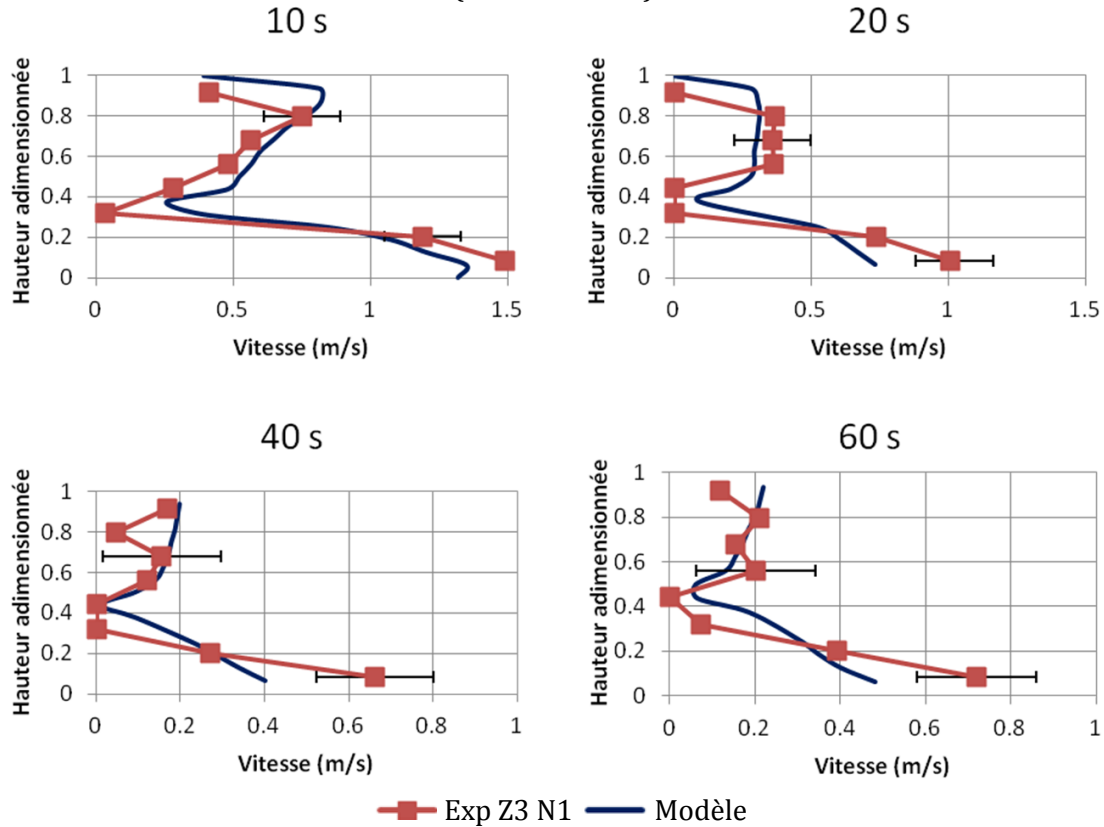


Figure 3.8 : Profils de vitesses expérimentales et numériques dans le plan de symétrie de la porte (cas de référence).

3.3.5 Température des parois

L'évolution des températures de surface du centre géométrique de chaque paroi pendant l'ouverture des portes, est présentée sur la figure 3.9 pour le cas de référence. Les propriétés thermophysiques spécifiées au tableau 3.2 donnent une inertie thermique des parois de 301 kJ K^{-1} . L'inertie thermique du volume d'air est évaluée à 39 kJ K^{-1} (Annexe B, éq. (B.7)). Compte tenu de cette forte différence d'inertie, les temps caractéristiques des phénomènes relatifs aux parois sont relativement longs ; ainsi un temps d'observation d'environ une dizaine de minutes est considéré. Les températures de chaque paroi sont moyennées sur deux à cinq essais en fonction des données expérimentales disponibles. Les profils expérimentaux sont comparés aux prédictions du modèle. Comme décrit au paragraphe 3.2.4, les résultats correspondant à deux conditions initiales différentes sont présentés et comparés. Dans la première hypothèse, la température initiale est identique pour chacune des parois et égale à -20 °C (traits marron continus). Dans une seconde hypothèse, la température de chacune des parois est initialisée individuellement à la valeur mesurée (traits marron discontinus).

Les profils expérimentaux montrent que l'augmentation de la température de paroi est plus ou moins importante selon le type de paroi. Pour une ouverture d'environ 11 min, la température du plafond augmente de 17 K, celle de la paroi avant de 16 K. Cette augmentation est encore plus importante pour la paroi latérale, de 18,5 K. Sur cette même période, la température du plancher n'augmente que de 7 K. Ces écarts s'expliquent par les inerties différentes des parois ainsi que par la structure de l'écoulement d'infiltration. Clavier et al. (2011), en s'appuyant sur les données fournies par le constructeur, ont déterminé ces inerties (tableau 3.5). Dans leur étude, le plancher a une inertie deux fois plus importante que les parois avant et latérales, qui ont elles-mêmes des inerties environ deux fois plus importantes que le plafond. Ainsi, les différentes tendances observées expérimentalement dans la présente étude sont cohérentes au regard des inerties données par Clavier et al. (2011), même si le plafond semble avoir un comportement plus proche de la paroi latérale.

La comparaison des températures initiales est également intéressante dans le sens où elle donne une indication sur l'homogénéité de la température dans la caisse, dans la mesure où celle-ci est à l'équilibre avant l'ouverture des portes (hypothèse formulée au paragraphe 3.1.3). Les températures initiales du plafond ($-17,6 \text{ °C}$), de la paroi latérale ($-16,7 \text{ °C}$) et du plancher (-18 °C) sont globalement similaires. Leur écart avec la température de consigne de l'air ($T_{in}^0 = -20 \text{ °C}$) est cohérent dans le sens où il existe un échange convectif interne. Une différence de température de 2 K correspond à un flux ϕ de 10 W m^{-2} si le coefficient d'échange convectif interne h_{in} est de $20 \text{ W m}^{-2} \text{ K}^{-1}$. Ces valeurs sont cohérentes au vu des résultats du chapitre 2. La température initiale de la paroi avant est de $-21,2 \text{ °C}$, soit 1,2 K en dessous de la température de consigne. Cet écart s'explique par la température de soufflage du groupe frigorifique en mode régulation, comprise entre -22 °C et -20 °C , ainsi que par la présence de l'évaporateur situé derrière cette paroi. Cependant pour cette même paroi, l'évolution de la température de surface est étrange. Il existe en effet un palier de température à -10 °C entre $t = 150 \text{ s}$ et $t = 350 \text{ s}$, qui se retrouve dans les différents essais. Ce palier pourrait caractériser un changement d'état se produisant à -10 °C ou bien être dû au positionnement particulier du thermocouple, par

exemple à proximité d'un renfort métallique de la paroi. En l'absence d'investigation complémentaire, il n'est pas possible de se prononcer sur ces différentes hypothèses, ni d'interpréter les résultats relatifs à ce point de mesure situé sur la paroi avant.

Les allures des courbes et les pentes prédites par le modèle correspondent bien aux résultats expérimentaux pour le plafond, le plancher et la paroi latérale. Lorsque la température initiale des parois est égale à la température de consigne de l'air ($T_{in}^0 = -20\text{ °C}$), le modèle ne parvient pas à prédire précisément l'évolution de la température, en partie du fait de l'écart des valeurs initiales. Cependant, lorsque les températures initiales sont celles mesurées avant l'ouverture des portes, les résultats du modèle sont plus proches des mesures. Ainsi, l'évolution des températures de surface de la paroi latérale et du plancher est prédite à 2 K près sur toute la durée de l'ouverture. La température du plafond prédite est plus proche de la valeur expérimentale, mais un écart d'environ 4 K persiste (au lieu de 6 K avec l'initialisation à -20 °C). L'inertie de cette dernière paroi est donc mal estimée. Cette constatation est logique puisque dans le modèle, le plancher et le plafond ont la même épaisseur (§ 3.2.1) et que l'inertie des parois résulte uniquement de leur épaisseur, la composition des différentes parois étant supposée homogène (§ 3.2.3).

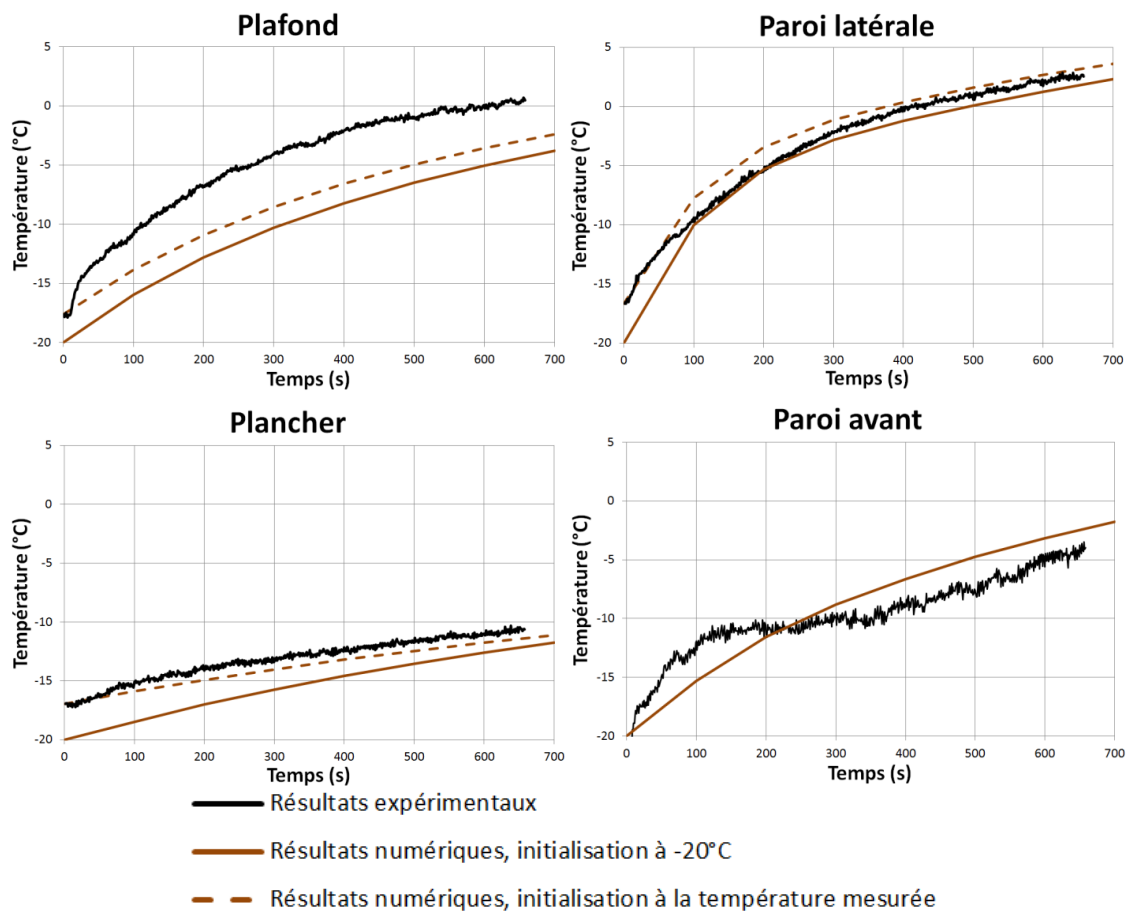


Figure 3.9 : Evolution de la température de surface du centre géométrique de chaque paroi.

Tableau 3.5 : Inertie des différentes parois (Clavier et al. 2011).

	Inertie (Wh K ⁻¹)
Plancher	124.5
Parois avant	63.2
Paroi latérale	63.2
Plafond	30,7
Paroi arrière	2

Ainsi, même si l'évolution des températures est prédite de manière très pertinente pour la paroi latérale et pour le plancher, les résultats ne sont pas satisfaisants pour la paroi avant et le plafond. Il est intéressant de rapprocher cette faiblesse du modèle avec celle constatée au paragraphe 3.3.4 concernant les profils de vitesses. Il avait alors été constaté que les vitesses étaient sous estimées dans la partie inférieure de l'ouverture. Ces écarts pourraient donc tous deux être liés aux hypothèses de modélisation des parois.

Une modélisation plus approfondie des parois est alors nécessaire afin de valider plus finement le modèle. Une tentative de modélisation a été réalisée en modifiant la valeur de la capacité calorifique massique de chacune des parois, en se basant sur les inerties données par Clavier et al. (2011, tableau 3.5), pour une caisse construite par le carrossier Lamberet. Cependant cette tentative s'est révélée infructueuse, de par le manque d'informations sur la structure des parois (calcul d'inertie non détaillé par Clavier et al.) et de par le manque de données expérimentales fiables (paroi avant). Pour pallier ces difficultés, les auteurs suggèrent de modéliser les différentes couches de matériaux des parois.

3.3.6 Charge thermique d'infiltration

Pendant la phase d'ouverture, l'air intérieur est réchauffé principalement par la charge sensible via le transfert de masse avec l'extérieur. Toutefois, les résultats expérimentaux ont montré la formation de brouillard dans la caisse lors de l'ouverture des portes, particulièrement pour des températures de consigne faibles (< 273 K). La charge latente due à la condensation de la vapeur d'eau est difficilement quantifiable. Cependant, en réalisant un bilan de masse entre l'intérieur et l'extérieur de la caisse, le débit de vapeur entrant dans la caisse peut être estimé. Cette vapeur peut :

- soit se condenser sur les parois de la caisse,
- soit rester sous forme de vapeur et être stockée dans la caisse grâce à l'augmentation de la température de l'air
- soit se condenser dans l'air sous forme de gouttelettes si une humidité relative de 100 % est atteinte.

Par exemple, pour une température extérieure T_a^0 de 20 °C et une température intérieure T_{in}^0 de -20 °C, l'augmentation de la température de l'air intérieur est suffisante pour potentiellement contenir toute la masse de vapeur d'eau traversant l'ouverture. Ce n'est pas le cas lorsque la température extérieure T_a^0 est de 5 °C. Pour vérifier si une partie de la chaleur latente de condensation a réchauffé l'air intérieur, la puissance thermique reçue par l'air (\dot{Q}_{air}) est comparée avec la puissance thermique sensible \dot{Q}_{I_s} et à la puissance thermique total (sensible + latent) \dot{Q}_I due à l'infiltration. La puissance thermique reçue par l'air \dot{Q}_{air} est déterminée par un bilan énergétique sur l'air intérieur pendant la durée de l'ouverture :

$$\dot{Q}_{air} = \dot{V}[(C_w C_{p_w} + C_{da} C_{p_{da}})T_{in} - (C_w^0 C_{p_w} + C_{da}^0 C_{p_{da}})T_{in}^0] \quad (3.1)$$

Avec T_{in} la température moyenne de l'air intérieur, donnée par les thermocouples situés le long de l'axe vertical central, \dot{V} le débit volumique total traversant l'ouverture, C_w et C_{da} les masses volumiques de la vapeur d'eau et de l'air sec et C_{p_w} et $C_{p_{da}}$ leurs chaleurs massiques.

La puissance thermique sensible d'infiltration \dot{Q}_{I_s} est déterminée par intégration spatiale du flux de chaleur local sur la surface de l'ouverture A_{ap} en considérant uniquement l'air sec :

$$\dot{Q}_{I_s} = \iint V C_{da} E_{da} dA_{ap} \quad (3.2)$$

Avec V la vitesse locale dans le plan de l'ouverture et E_{da} l'enthalpie massique de l'air sec.

La puissance thermique totale d'infiltration \dot{Q}_I est obtenue par intégration spatiale du flux de chaleur local en considérant l'air humide:

$$\dot{Q}_I = \iint V (C_{da} E_{da} + C_w E_w) dA_{ap} \quad (3.3)$$

En faisant l'hypothèse que toute la vapeur entrant dans la caisse se condense \dot{Q}_I s'écrit :

$$\dot{Q}_I = \iint \left(V C_{da} E_{da} + \frac{V + |V|}{2} C_w E_w \right) dA_{ap} \quad (3.4)$$

En notant que :

$$\frac{V + |V|}{2} = \begin{cases} 0 & \text{si } V < 0 \\ V & \text{si } V > 0 \end{cases} \quad (3.5)$$

Avec E_w l'enthalpie massique de la vapeur d'eau. La méthodologie de calcul des volumes et des enthalpies massiques est donnée dans l'Annexe B.

La figure 3.10 représente l'intégrale temporelle de ces différents paramètres, soit l'énergie reçue par l'air (Q_{air}), l'énergie sensible d'infiltration (Q_{I_s}) et l'énergie totale d'infiltration (Q_I). L'énergie d'infiltration augmente logiquement en fonction du temps et particulièrement pour $t < 20$ s, période qui correspond au renouvellement de l'air dans la caisse. La croissance est ensuite moins rapide, particulièrement pour Q_{air} . La figure 3.10 montre que Q_{air} et Q_{I_s} sont proches pour $t < 20$ s. Les plus faibles valeurs observées pour Q_{air} résultent probablement des transferts de chaleur entre les parois intérieures de la caisse et l'air intérieur. Cette observation est valable pour tous les essais réalisés à différentes températures, qui seront présentés dans le paragraphe 3.3.9. Ainsi, l'énergie absorbée par l'air intérieur Q_{air} correspond globalement à la charge sensible d'infiltration Q_{I_s} , même si elle est légèrement plus faible. Pour $t > 20$ s, Q_{air} reste constant ; ce comportement est logique puisque la température dans la caisse est constante après le renouvellement de l'air intérieur. La chaleur d'infiltration est alors directement transférée aux parois de la caisse. Les courbes Q_{air} et Q_{I_s} divergent mais l'écart reste faible et non significatif par rapport aux incertitudes de mesures. Pour cette raison, la chaleur latente ne sera pas considérée par la suite.

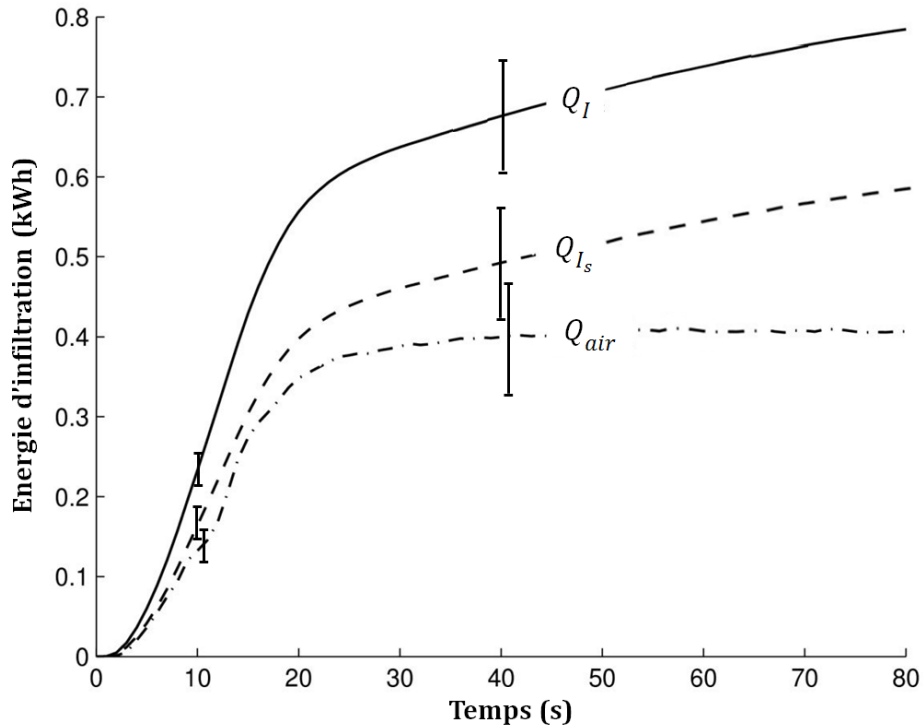


Figure 3.10 : Comparaison de l'énergie reçue par l'air (Q_{air}), de l'énergie sensible d'infiltration (Q_{I_s}) et de l'énergie totale d'infiltration (Q_I) pour la configuration de référence.

3.3.7 Mécanisme de transferts lors d'une ouverture de porte

Ainsi, à la lumière des analyses effectuées précédemment sur les champs de vitesses et de températures, les débits et les charges thermiques d'infiltration, deux mécanismes de transferts peuvent être considérés. :

- Pendant une première période comprise entre 20 et 30 s après l'ouverture des portes, l'air intérieur se vidange en dehors de la caisse, et est rapidement remplacé par de l'air en provenance de extérieur. Les transferts de masse et de chaleur se produisent directement entre les volumes d'air intérieur et extérieur de la caisse. Ce premier mécanisme de transfert sera appelé par la suite «écoulement gravitaire», car il est généré par la différence des masses volumiques entre l'air intérieur et l'air extérieur de la caisse. Cet écoulement est fondamentalement transitoire, puisqu'il met en jeu la faible inertie de l'air et une forte puissance thermique d'infiltration sur un temps relativement court, de quelques secondes. Comme observé sur la figure 3.5, le débit volumique d'infiltration atteint un maximum et décroît ensuite sur cette période.
- Le second mécanisme de transfert thermique se produit consécutivement à l'écoulement gravitaire. Il est caractérisé par un échange direct, en régime quasi-permanent, entre l'air extérieur à température ambiante et les parois internes de la caisse à température plus basse, qui très progressivement accumulent de l'énergie thermique. Ce second mécanisme de transfert sera appelé par la suite «écoulement de couche limite», car il est lié aux phénomènes de convection naturelle se produisant au niveau des parois. Il met en jeu une faible puissance thermique d'infiltration et la forte inertie des parois (§ 3.3.5).

3.3.8 Infiltration 3D dans le plan de la porte

En considérant le modèle et le banc d'essais développés dans le cadre de ce travail, les résultats numériques peuvent révéler des comportements non observés expérimentalement, tels que des écoulements d'air tridimensionnels. Les champs de températures et de vitesses longitudinales sont représentés dans le plan de l'ouverture, pour $t = 10$ s et $t = 60$ s, sur la figure 3.11. La symétrie de la configuration permet de diviser par deux le domaine de modélisation selon un plan médian longitudinal. Cependant pour faciliter la lecture et l'interprétation, les champs obtenus sont présentés pour la surface totale de l'ouverture.

Les champs de températures à $t = 10$ s et $t = 60$ s ne dépendent pas fortement de la position suivant la direction transversale de la caisse, ce qui signifie que quelle que soit la hauteur, le profil de température est relativement plat sur un axe horizontal, excepté à proximité immédiate des parois. La présence du plafond et du plancher n'influencent quasiment pas le champ de températures. Les champs de vitesses longitudinales, au contraire, montrent une forte dépendance de la vitesse selon la direction transversale, particulièrement pour $t = 60$ s. Une vitesse plus importante est observée dans les coins supérieurs, qui résulte probablement du double effet Coanda se produisant à ce niveau entre les parois latérales et le plafond de la caisse. De plus, dans la partie inférieure de la caisse, une forte vitesse est observée au centre de l'ouverture. Cette augmentation de la vitesse est due au phénomène de convection naturelle se produisant au niveau des parois internes, qui entraîne l'air refroidi vers le bas, puis le long du plancher vers le centre de l'ouverture. Ces mouvements convectifs tendent à homogénéiser le champ de températures, qui est alors moins affecté par la présence des parois latérales que le champ de vitesses.

3.3.9 Influence des températures

L'influence des températures intérieures et extérieures sur le débit volumique d'infiltration est présentée sur la figure 3.12. Le premier graphique donne le débit d'infiltration pour l'écoulement gravitaire, de l'ouverture de porte jusqu'à $t = 40$ s ; le second donne le débit d'infiltration, caractéristique de l'écoulement de couche limite, de $t = 6$ min 40 s à $t = 8$ min 20 s. En comparant tout d'abord les débits volumiques atteints au cours de l'écoulement gravitaire, il peut être vérifié que le débit maximum est d'autant plus important que l'écart des températures initiales entre l'intérieur et l'extérieur de la caisse est grand. En effet, une différence de températures plus grande entre les deux enceintes implique nécessairement une différence de masses volumiques et donc une force motrice de l'écoulement plus importante. Ainsi, les courbes correspondant respectivement à une différence de températures de 20 ou 40 K, atteignent pratiquement le même débit maximum ; la courbe correspondant à une différence de 60 K présente le maximum le plus élevé. Cet ordre n'est cependant plus respecté pour la seconde période. La figure 3.12 montre en effet que le débit d'infiltration est plus influencé par la température initiale de la caisse T_{in}^0 , c'est-à-dire par la température des parois, que par la différence de températures ($T_a^0 - T_{in}^0$). Le débit volumique d'infiltration est plus faible pour $T_{in}^0 = 0$ °C que pour $T_{in}^0 = -20$ °C. Il est à noter que la courbe correspondant à $T_{in}^0 = -20$ °C et $T_a^0 = 5$ °C a un comportement différent de celui des autres courbes. Elle traduit un fort débit volumique, qui reste inexplicé.

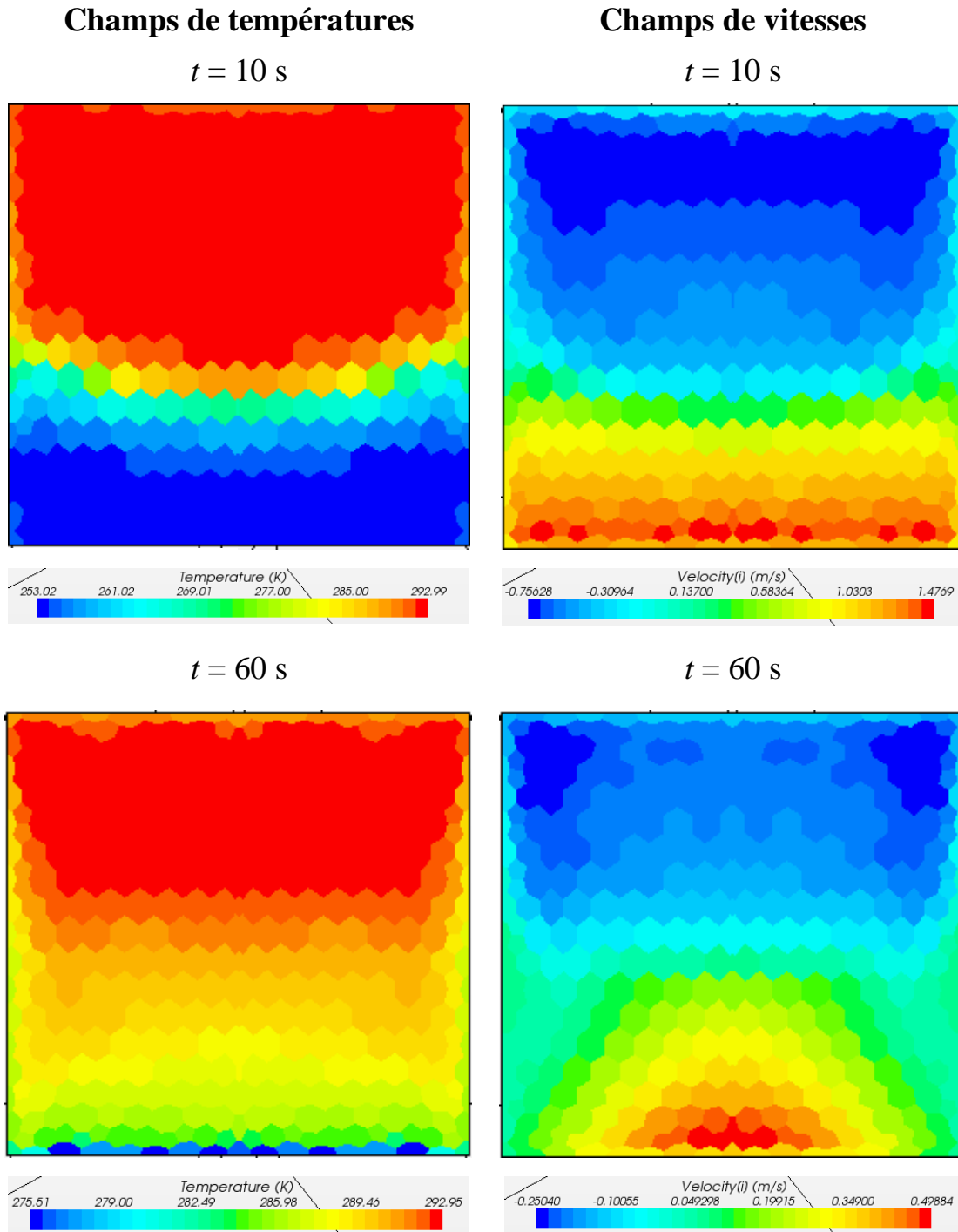


Figure 3.11 : Champs numériques de températures et vitesses longitudinales dans le plan de l'ouverture, à 10 s et 60 s après l'ouverture des portes pour le cas de référence.

La figure 3.13 permet d'analyser l'influence des conditions de température sur la puissance d'infiltration \dot{Q}_{air} . Pour $t < 40$ s, période qui correspond à l'écoulement gravitaire, la puissance présente un comportement similaire à celui du débit volumique. Elle est alors corrélée à ce débit. Au cours de la seconde période caractérisée par l'écoulement de couche limite (convection naturelle), la puissance thermique d'infiltration dépend de la différence de températures initiale entre l'air l'intérieur et l'air l'extérieur. Elle est d'autant plus grande que $(T_a^0 - T_{in}^0)$ est importante. L'équation (3.1) montre que \dot{Q}_{air} est le produit du débit par la différence de températures $(T_{in} - T_{in}^0)$. Au cours de la

seconde période, T_{in} est proche de la température extérieure T_a^0 . Les résultats expérimentaux montrent donc que le terme $(T_{in} - T_{in}^0)$ est prédominant par rapport au débit. Ainsi, la puissance thermique d'infiltration n'est plus corrélée au débit volumique, bien que celle-ci soit dépendante de T_{in}^0 . La convection naturelle est en effet un phénomène dans lequel le débit volumique n'est pas nécessairement lié à la puissance thermique, puisque la différence de températures entre l'écoulement en amont et l'écoulement en aval de la paroi dépend des transferts thermiques.

La figure 3.13 permet d'analyser l'influence des conditions de température sur la puissance d'infiltration \dot{Q}_{air} . Pour $t < 40$ s, période qui correspond à l'écoulement gravitaire, la puissance présente un comportement similaire à celui du débit volumique. Elle est alors corrélée à ce débit. Au cours de la seconde période caractérisée par l'écoulement de couche limite (convection naturelle), la puissance thermique d'infiltration dépend de la différence de températures initiale entre l'air l'intérieur et l'air l'extérieur. Elle est d'autant plus grande que $(T_a^0 - T_{in}^0)$ est importante. L'équation (3.1) montre que \dot{Q}_{air} est le produit du débit par la différence de températures $(T_{in} - T_{in}^0)$. Au cours de la seconde période, T_{in} est proche de la température extérieure T_a^0 . Les résultats expérimentaux montrent donc que le terme $(T_{in} - T_{in}^0)$ est prédominant par rapport au débit. Ainsi, la puissance thermique d'infiltration n'est plus corrélée au débit volumique, bien que celle-ci soit dépendante de T_{in}^0 . La convection naturelle est en effet un phénomène dans lequel le débit volumique n'est pas nécessairement lié à la puissance thermique, puisque la différence de températures entre l'écoulement en amont et l'écoulement en aval de la paroi dépend des transferts thermiques.

Les profils numériques et expérimentaux des températures et des vitesses dans le plan de symétrie sont comparés pour deux températures de consigne initiales ($T_{in}^0 = -20$ °C et $T_{in}^0 = 0$ °C, figure 3.14). La température ambiante T_a^0 est alors constante, égale à 20 °C. Les températures sont présentées sous forme adimensionnée T' :

$$T' = \frac{T - T_{in}^0}{T_a^0 - T_{in}^0} \quad (3.6)$$

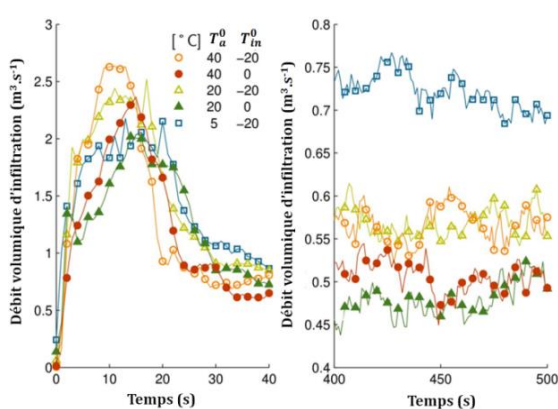


Figure 3.12 : Influence des températures sur le débit volumique d'infiltration (incertitude de mesure ± 0.27 m³ s⁻¹).

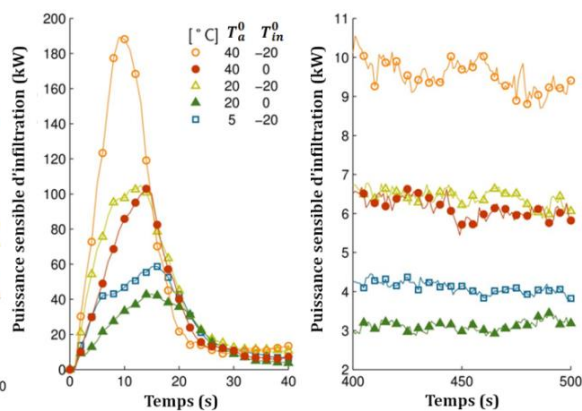


Figure 3.13 : Influence des températures sur la puissance sensible d'infiltration (incertitude ± 6.5 kW).

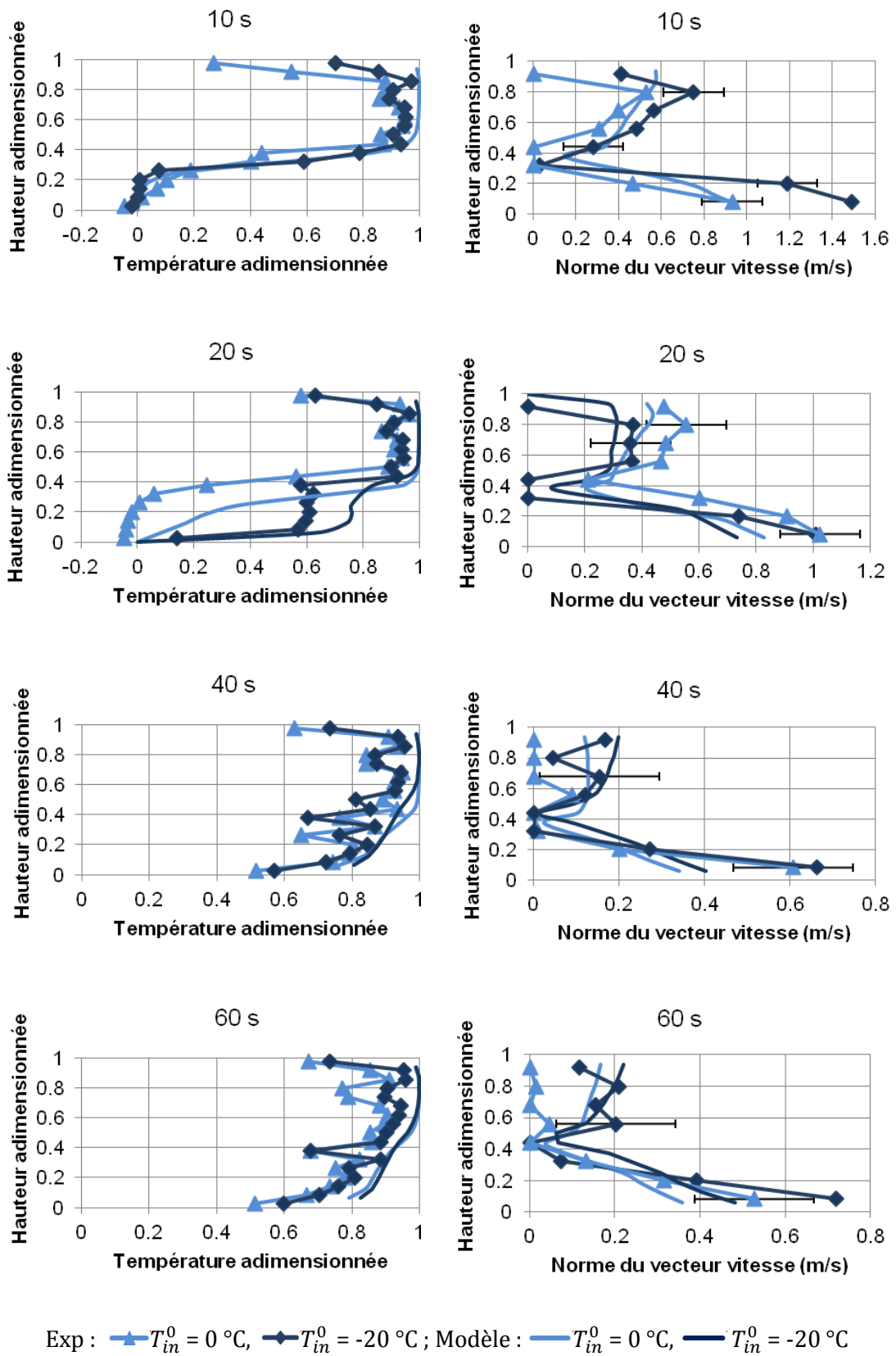


Figure 3.14 : Influence de la température de consigne intérieure sur les profils de températures et de vitesses dans le plan de symétrie de l'ouverture ($T_a = 20\text{ °C}$).

Tout d'abord, il peut être constaté que les profils expérimentaux des températures ne dépendent pas de la température initiale pour $t = 10$ s, $t = 40$ s et $t = 60$ s. Pourtant, à $t = 20$ s, lorsque $T_{in}^0 = 0$ °C, la température dans la partie inférieure de l'ouverture est bien plus basse que dans le cas de référence ($T_{in}^0 = -20$ °C). Pour $T_{in}^0 = -20$ °C, l'air intérieur est entièrement renouvelé à $t = 20$ s, ce qui n'est pas le cas pour $T_{in}^0 = 0$ °C. Cet effet résulte de la plus grande force motrice de l'écoulement, due à une différence de masse volumique plus importante dans le cas où $T_{in}^0 = -20$ °C. La transition entre l'écoulement gravitaire et l'écoulement de couche limite a lieu plus tôt dans ce dernier cas. Le modèle prédit de manière correcte ce retard même si, comme observé au paragraphe 3.3.3, la modélisation de la transition entre les deux écoulements montre quelques faiblesses. Il est intéressant de noter que le retard de la transition n'a plus d'influence sur le profil de températures lors de l'écoulement de couche limite. Les profils expérimentaux montrent des variations soudaines et localisées de la température, situées à la même hauteur, pour les deux températures initiales. Ces phénomènes se distinguent clairement à $t = 40$ s et à des hauteurs adimensionnées de $y' = 0,25$, $y' = 0,4$ et $y' = 0,8$, et à $t = 60$ s pour $y' = 0,4$ et $y' = 0,8$. Ces variations pourraient être dues à des cellules de convection stationnaires se développant dans le plan de l'ouverture, qui ne sont pas prédites par le modèle.

Comme observé avec le débit volumique (figure 3.12), la vitesse est plus importante pour $T_{in}^0 = -20$ °C que pour $T_{in}^0 = 0$ °C, excepté à $t = 20$ s. A cet instant et pour $T_{in}^0 = 0$ °C, l'air intérieur n'est pas encore totalement renouvelé et la différence de masses volumiques est toujours l'élément moteur de l'écoulement d'infiltration. Au contraire, pour $T_{in}^0 = -20$ °C à $t = 20$ s, la transition a déjà eu lieu et l'écoulement de couche limite est établi. Les profils numériques prédisent de manière satisfaisante les deux configurations expérimentales. Le modèle est donc considéré comme valide pour le cas où $T_{in}^0 = 0$ °C.

3.4 Conclusion

Dans ce chapitre, le but était d'étudier le phénomène d'infiltration de l'air ambiant au travers des ouvertures d'un camion réfrigéré. Les résultats expérimentaux et numériques obtenus permettent de mettre en avant deux mécanismes de transfert de chaleur et de masse :

- (i) Un transfert de masse instationnaire entre le volume intérieur et l'ambiance se met tout d'abord en place, immédiatement après l'ouverture des portes, appelé **écoulement gravitaire**. C'est la différence de masses volumiques entre les deux volumes qui est la force motrice de l'écoulement. Le débit d'infiltration atteint un pic et diminue ensuite rapidement avec l'augmentation de la température de l'air dans la caisse. Pour la configuration étudiée, une caisse de volume 32,4 m³, l'écoulement gravitaire se produit pendant les vingt premières secondes de l'ouverture. Le modèle CFD faisant l'hypothèse d'une ouverture instantanée de la porte, prédit de manière satisfaisante les profils de températures et de vitesses au niveau de l'ouverture.
- (ii) Un second mode de transfert se met en place après l'écoulement gravitaire. Il s'agit d'un transfert de chaleur par convection naturelle entre l'air ambiant et les parois internes de la caisse, appelé **écoulement de couche**

limite. Ce phénomène se produit une fois que l'air dans la caisse a atteint une température de quelques kelvins inférieure à la température ambiante. Ce mode de transfert en régime quasi-permanent se produit tant que les portes restent ouvertes et si l'écart entre la température des parois et la température de l'air est suffisant. Dans le cas d'une livraison de denrées réfrigérées, les portes de la caisse peuvent rester ouvertes pendant une durée de 10 min. Le modèle CFD prédit de manière satisfaisante cet écoulement de couche limite, même si la vitesse de l'air dans la partie inférieure de l'ouverture est sous-estimée.

La présente étude permet une meilleure connaissance des phénomènes d'infiltration d'air au travers des ouvertures des caisses réfrigérées. Elle servira de base aux études expérimentales et numériques d'un dispositif de rideau d'air, système visant à la réduction de la puissance thermique d'infiltration et qui sera étudié dans les prochains chapitres.

Chapitre 4 : Etude expérimentale de la protection par rideau d'air

Introduction

Ce quatrième chapitre a pour objectif de comprendre, via une étude expérimentale, les phénomènes thermiques et aérauliques mis en jeu lors de la protection d'une ouverture de caisse frigorifique par un dispositif de rideau d'air. Dans un premier temps, le dispositif expérimental est décrit. Un évaporateur plafonnier arrière est modifié de manière à permettre l'établissement d'un rideau d'air constitué de deux jets. Le premier jet, appelé rideau froid, est constitué d'air issu de l'intérieur de la caisse. Ce flux d'air peut être réfrigéré ou non par une batterie froide. Le second, appelé rideau ambiant, est soufflé à partir d'air extérieur à la caisse. Les résultats expérimentaux sont ensuite exposés pour les différents modes de fonctionnement ainsi que pour différentes vitesses de soufflage. Ils sont comparés au cas de référence sans rideau d'air. Enfin, une étude paramétrique relative à la durée de l'ouverture est présentée, ainsi qu'un bilan énergétique des différentes configurations.

4.1 Dispositif expérimental

4.1.1 Rideau d'air

Le dispositif de rideau d'air a été réalisé à partir d'un produit existant du catalogue de Carrier Transicold : un évaporateur plafonnier simple flux utilisé dans le cadre du transport multi-températures (figure 2.9). Le fonctionnement de cet évaporateur en mode froid est présenté sur la figure 4.1. L'air est tout d'abord aspiré à l'arrière de la caisse par des ventilateurs (moto-turbine à aubes à réaction recourbées vers l'arrière), il est ensuite conduit au travers d'un échangeur thermique alimenté en fluide frigorigène avant d'être soufflé du plafond vers l'avant de la caisse.

Cet évaporateur est modifié de manière à remplir la double fonction suivante : maintenir l'air du compartiment à la température de consigne lorsque les portes sont fermées (mode température dirigée) et limiter, par un rideau d'air, l'infiltration d'air ambiant lorsque les portes sont ouvertes (mode rideau d'air). Comme indiqué précédemment, le rideau est constitué de deux jets (rideau double) : l'un est issu de l'intérieur du compartiment appelé rideau froid et d'un jet issu de l'ambiance appelé rideau ambiant. Le principe de fonctionnement de l'évaporateur modifié est le suivant :

- Mode température dirigée (figure 4.2 a)) : le cheminement de l'air est similaire à celui de l'évaporateur standard. L'air est aspiré à l'arrière de la caisse au

- travers d'un nid d'abeilles par le ventilateur principal, il est ensuite conduit au travers de la batterie froide puis soufflé vers l'avant de la caisse.
- Mode rideau d'air (figure 4.2 b)) : Le flux d'air est modifié par rapport au mode précédent par une inversion du sens de rotation des ventilateurs. L'air présent dans la caisse est aspiré au travers de la batterie froide puis soufflé à travers le nid d'abeilles. Ainsi, le rideau froid est insufflé au niveau de l'ouverture. En alimentant la batterie froide avec le compresseur du groupe frigorifique, le jet est soufflé à une température inférieure à la température d'aspiration. Cette configuration est appelée « **rideau froid réfrigéré** » ou « rideau froid avec compresseur en fonctionnement ». Si le groupe frigorifique est à l'arrêt, le rideau d'air obtenu est soufflé à la température d'aspiration. Cette configuration est appelée « **rideau froid recyclé** » ou « rideau froid avec compresseur à l'arrêt ». Un dispositif permettant l'établissement du « **rideau ambiant** » est ajouté à l'arrière du concept. Il est composé d'un ventilateur permettant l'aspiration d'air ambiant ; le rideau d'air est ensuite soufflé au travers du second nid d'abeilles.

Afin de permettre une inversion du flux d'air dans l'évaporateur, les ventilateurs à aubes de réaction recourbées vers l'arrière sont remplacés par des ventilateurs axiaux. Une étude expérimentale préliminaire a permis de montrer que l'inversion du sens de rotation des ventilateurs axiaux générerait une baisse de débit d'environ 15 % pour une charge constante (Annexe D). Cette pré-étude a permis de dimensionner les débits de soufflage requis pour l'établissement des rideaux.

La figure 4.3 présente une vue 3D de côté du dispositif : l'évaporateur est situé sur la gauche. Les six ventilateurs du rideau froid et les 4 ventilateurs du rideau ambiant se distinguent ainsi que les deux nids d'abeilles. L'épaisseur du dispositif est de 210 mm. La figure 4.4 et la figure 4.5 présentent une vue de dessous du dispositif. Afin de souffler le rideau d'air sur toute la largeur de l'ouverture (2,45 m), un divergent est mis en place de manière à répartir le flux de l'évaporateur initial (2,15 m). Un bac de dégivrage est ajouté dans le but de récupérer les condensats. Trois trappes sont présentes pour permettre d'accéder aux ventilateurs et aux nids d'abeilles. Les rideaux ambiant et froid ont des largeurs de soufflage respectives de 9 et 6,2 cm. L'interstice entre les deux rideaux est de 6 mm.

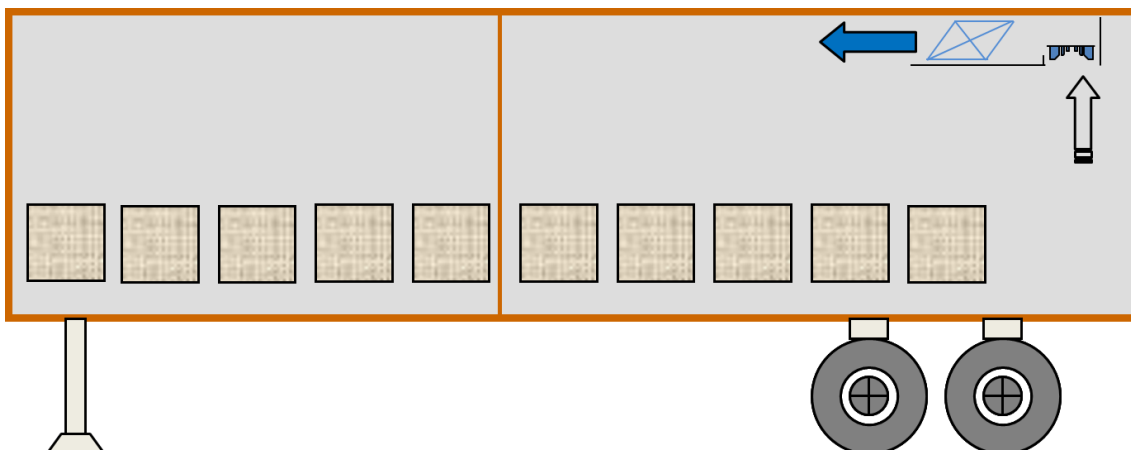


Figure 4.1 : Schéma de fonctionnement de l'évaporateur plafonnier standard.

Les ventilateurs sont alimentés en courant triphasé (réseau électrique) par l'intermédiaire d'un variateur de fréquence. Ce variateur permet de modifier la vitesse de rotation des ventilateurs et ainsi de faire varier la vitesse de soufflage des rideaux. Les relations entre la fréquence d'alimentation et la vitesse de soufflage sont données en Annexe C. Les vitesses de soufflage maximales sont de $6,9 \pm 0,3 \text{ m s}^{-1}$ pour le rideau froid et de $6 \pm 0,3 \text{ m s}^{-1}$ pour le rideau ambiant. Des mesures préliminaires en caisson AMCA ont permis de montrer que le débit d'air en mode température dirigée (60 Hz) donne un débit d'environ $3700 \text{ m}^3 \text{ h}^{-1}$, soit équivalent à l'évaporateur non modifié. La vitesse de soufflage sera le principal paramètre étudié expérimentalement afin d'optimiser les performances des rideaux d'air.

Les nids d'abeilles sont présents dans le but de réduire la turbulence du jet, comme conseillé par Navaz et al. (2005) et Amin et al. (2009, § 1.3.1) pour améliorer l'efficacité du rideau. Le diamètre des alvéoles est de 6 mm, différents angles de soufflage sont disponibles (0, 7 et 15°). Cependant, l'influence de l'angle de soufflage n'a pas été étudiée expérimentalement. L'angle de soufflage du rideau froid est de 0° ; celui du rideau ambiant est de 15° orienté vers l'extérieur.

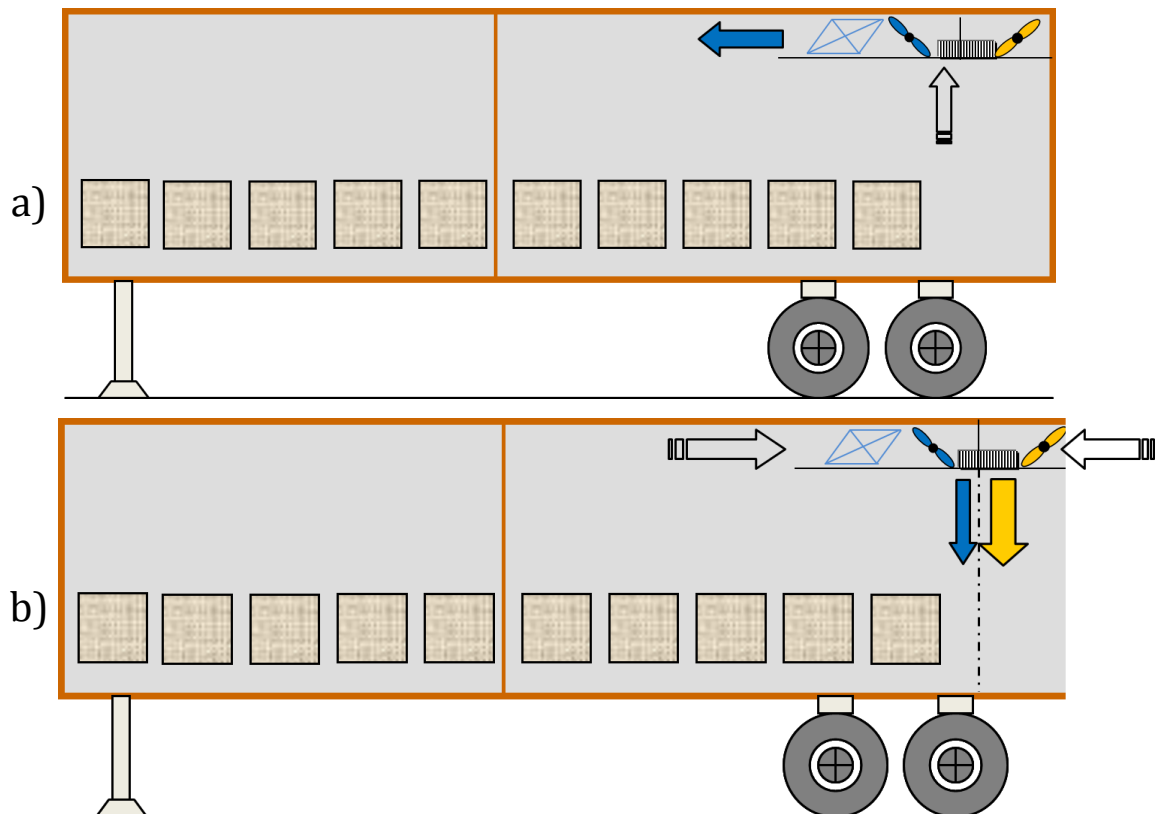


Figure 4.2 : Principe de fonctionnement du dispositif de rideau d'air : a) Mode température dirigée (portes fermées), b) Mode rideau d'air (portes ouvertes).

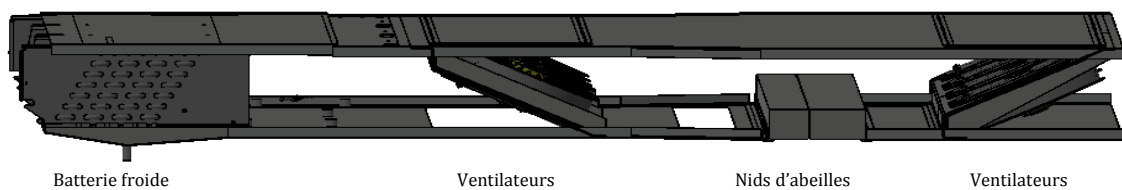


Figure 4.3 : Plan 3D du dispositif de rideau d'air, vue de côté.



Figure 4.4 : Photographies du dispositif de rideau d'air, vue de dessous (les trois trappes d'accès sont ouvertes).

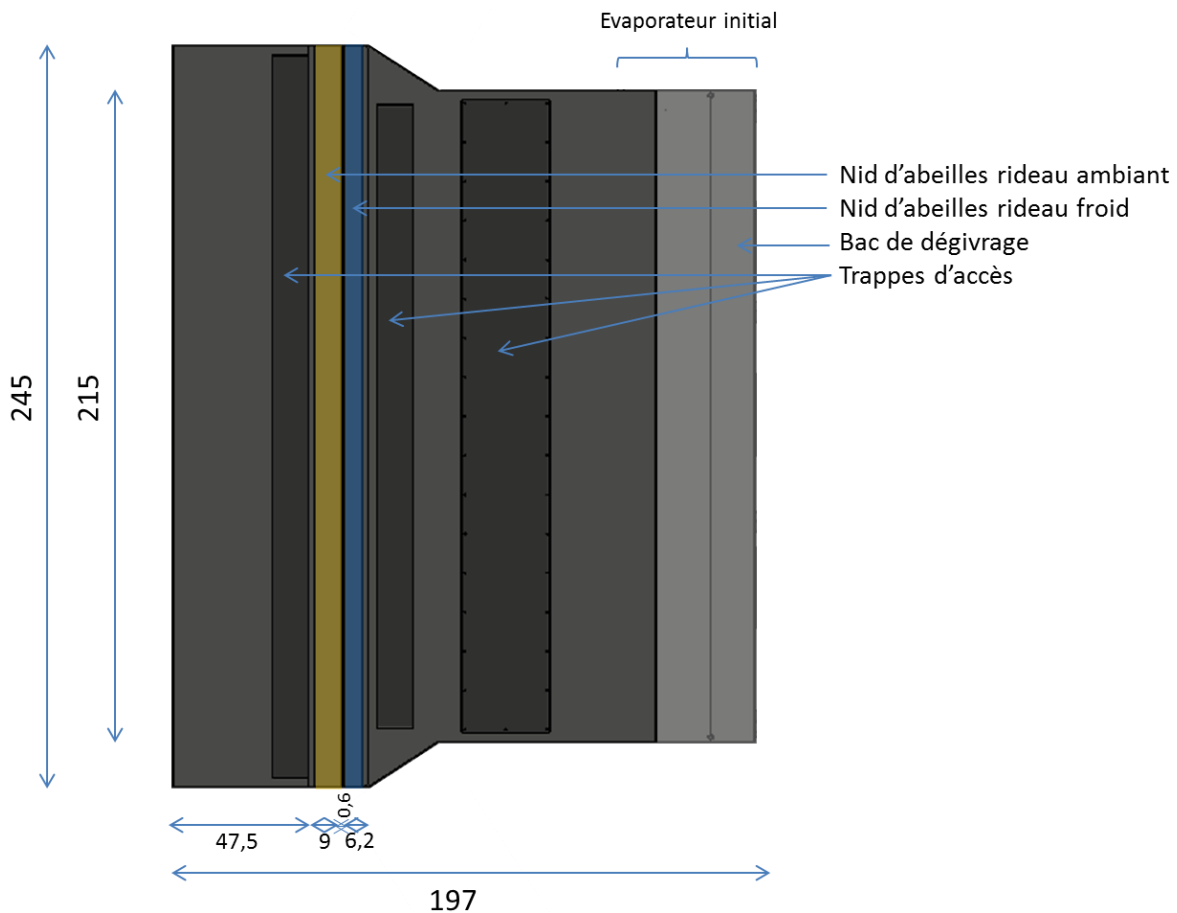


Figure 4.5 : Plan du dispositif de rideau d'air et dimensions caractéristiques (cm), vue de dessous.

4.1.2 Caisse réfrigérée et environnement

Le dispositif expérimental de rideau d'air est installé au plafond d'une caisse frigorifique de dimensions externes 2,58 x 2,6 x 6,68 m³ (hauteur x largeur x longueur). Cette caisse est équipée de roulettes de diamètre 30 cm, qui facilitent son déplacement. Les dimensions internes sont de 2,34 x 2,46 x 6,54 m³, soit un volume de 37,6 m³. Les parois sont composées d'un isolant thermique : la mousse de polyuréthane. Les surfaces internes et externes sont protégées des chocs et des intempéries par une couche de matériau composite à base de polyéthylène et de fibres de verre. Les épaisseurs des parois sont données dans le tableau 4.1. Le coefficient global d'échange de la caisse K (éq. (2.4)) n'a

pas été mesuré. La caisse est équipée d'un rideau électrique situé à l'arrière (figure 4.6) qui permet une ouverture ou une fermeture de la caisse en 14 s. Une porte latérale est présente à l'avant de la caisse sur le côté droit. La caisse est également équipée d'un groupe frigorifique situé à l'avant et fonctionnant uniquement en mode électrique (Carrier SUPRA 1000 MT, figure 4.7). L'évaporateur du dispositif de rideau d'air, couplé au groupe frigorifique, permet de délivrer une puissance frigorifique comprise entre 6 et 9 kW respectivement pour une température de consigne de -20 ou 0 °C et pour une température ambiante de 30 °C. Le groupe frigorifique régule la température de la caisse suivant le mode « marche/arrêt » ce qui signifie que le compresseur démarre lorsque la température est de 2 K au-dessus du point de consigne, et qu'il s'arrête lorsque la température est de 2 K au-dessous de celui-ci. Les ventilateurs directement connectés au réseau électrique fonctionnent même lorsque le compresseur est à l'arrêt.

Pour la campagne d'essais décrite dans ce chapitre, la caisse a été placée dans un entrepôt (20 × 20 × 6 m³) chauffé par deux générateurs d'air chaud à gaz. L'humidité relative dans l'entrepôt n'était pas contrôlée mais précisément mesurée. Les essais ont été réalisés au cours du premier trimestre 2015 dans l'agence de Carrier Transicold située à Rouen. Sur la durée de cette campagne, la température dans l'entrepôt a varié entre 12 et 22 °C et l'humidité entre 32 % et 70 % selon les conditions météorologiques.

4.1.3 Métrologie

4.1.3.1 Températures

Les températures ont été mesurées par des thermocouples de type K composés de deux conducteurs soudés de 0,2 mm de diamètre. Leur temps de réponse est estimé inférieur à une seconde. L'incertitude de mesure est évaluée à ± 0.3 K. Cette valeur inclut l'incertitude relative à la calibration du thermocouple, la chaîne d'acquisition, ainsi que l'incertitude relative au positionnement du thermocouple (± 1 cm). Les températures de parois ont été mesurées par huit thermocouples placés au centre géométrique de chaque face de la caisse, cinq d'entre eux placés sur la surface interne, les trois autres placés au milieu du panneau isolant (figure 4.8). La température moyenne de l'air a été mesurée par six thermocouples placés dans le plan médian longitudinal, également répartis à deux hauteurs distinctes.

Une caméra infrarouge (FLIR, T4 series) a été utilisée pour visualiser la signature thermique de l'écoulement d'infiltration sur une moustiquaire utilisée comme un écran (figure 4.9). Elle était placée à 40 cm de la paroi latérale droite. La caméra était équipée d'un objectif grand angle qui permettait de visualiser la totalité de l'ouverture lorsque celle-ci était placée dans la caisse. L'émissivité de la moustiquaire est supposée égale à 0,94. Les premiers essais ont montré que la moustiquaire était partiellement transparente aux infrarouges : le champ de températures donné par la caméra est influencé par la paroi latérale située derrière la moustiquaire. Pour cette raison les champs de températures donnés par la caméra infrarouge seront uniquement analysés pour visualiser l'infiltration et l'efficacité du rideau. La moustiquaire est également instrumentée par 16 thermocouples. Leur positionnement est détaillé sur la figure 4.10 (triangles bleus).

Tableau 4.1 : Epaisseur des différentes parois de la caisse frigorifique

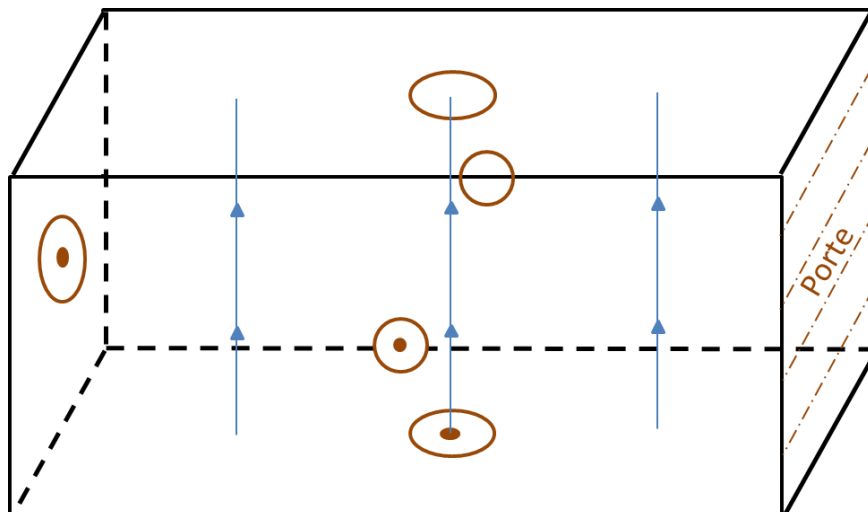
	Epaisseur (cm)
Latérale	6,3
Plancher	14,0
Avant	8,2
Plafond	10,4
Porte	5,8



Figure 4.6 : Caisse frigorifique et dispositif de rideau d'air (rideau électrique ouvert).



Figure 4.7 : Caisse et groupe frigorifiques.



- En surface de la paroi
- Au milieu de du panneau isolant
- ▲ Température de l'air

Figure 4.8 : Positionnement des thermocouples dans la caisse.

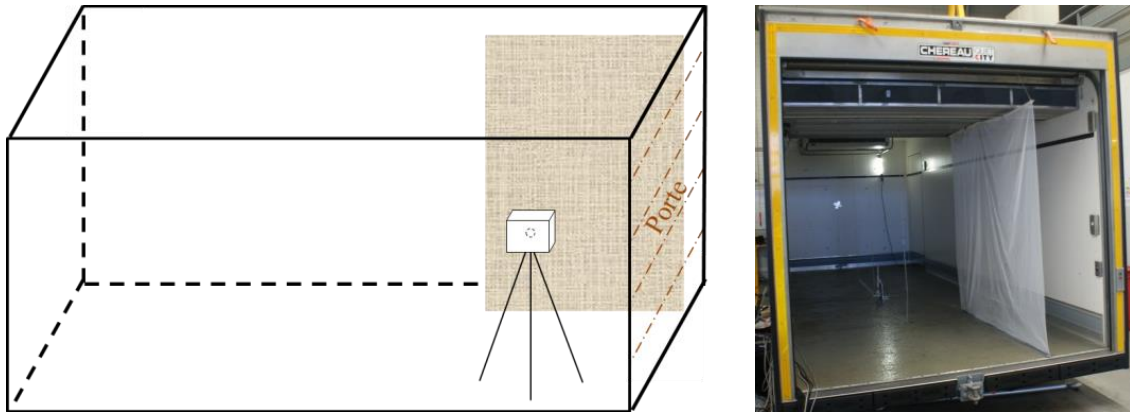


Figure 4.9 Position de la caméra infrarouge et de la moustiquaire.

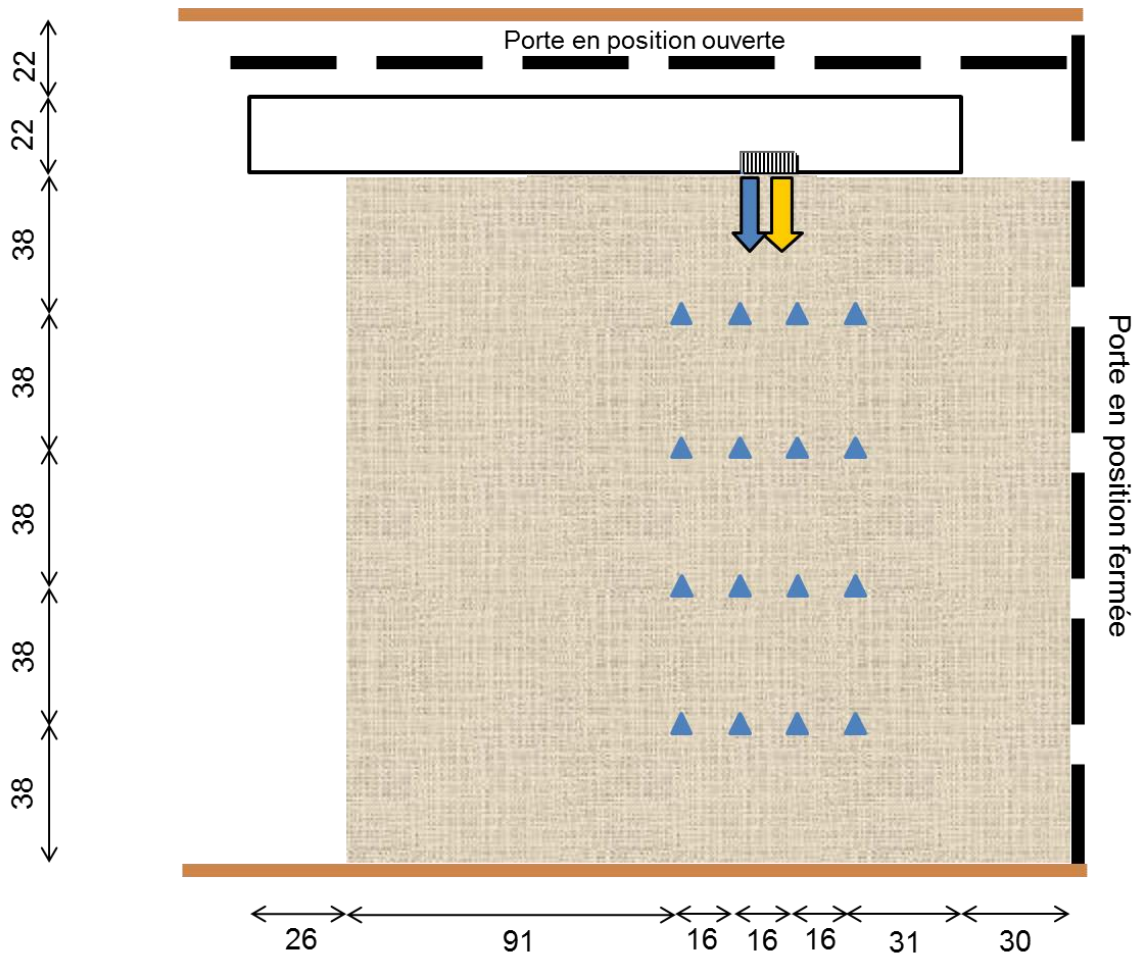


Figure 4.10 : Positions des thermocouples (▲) sur la moustiquaire (cm).

4.1.3.2 Vitesse

Les vitesses de l'air ont été mesurées par des anémomètres à fil chaud (E+E Elektronik EE75), leur temps de réponse est de 1,5 s. L'incertitude des mesures de vitesse donnée par le constructeur est de $0,1 \text{ m s}^{-1} \pm 2 \%$ de la valeur mesurée. Deux anémomètres étaient placés 5 cm en dessous des nids d'abeilles des rideaux froids et ambiant dans le but de mesurer les vitesses de soufflage en mode rideau. Il a été vérifié que les profils de vitesses au niveau des rideaux d'air sont globalement plats et qu'ils ne dépendent pas de la direction transversale.

4.1.3.3 Humidité

Des mesures d'humidité ont été réalisées à l'intérieur et à l'extérieur de la caisse (Vaisala, HMP155 et HMP110). L'hygromètre situé à l'intérieur de la caisse était équipé d'une sonde chauffée qui permettait de mesurer des humidités relatives proche de 100 % ; une humidité proche de la saturation est en effet attendue dans la caisse du fait des faibles températures (≤ 2 °C). L'incertitude des mesures d'humidité relative est évaluée à ± 2 pts. Le capteur situé à l'intérieur de la caisse était placé au centre géométrique de la caisse, à une hauteur de 40 cm du plancher ; le capteur situé à l'extérieur était localisé à 5 m de l'ouverture principale, sous la paroi latérale gauche.

4.1.3.4 Instrumentation du groupe frigorifique

Le groupe frigorifique était équipé d'un débitmètre à effet Coriolis (Endress Hauser, Promass 80E08, DN8 3/8"), localisé sur la ligne liquide haute pression à l'entrée du détendeur. Ce type de débitmètre permet une mesure intégrale et précise du débit massique traversant l'évaporateur. L'incertitude de mesure est évaluée à 0,1 % de la valeur mesurée. Deux capteurs de pression (Endress Hauser, Cerabar T PMP131) étaient placés sur la ligne à haute pression en amont du détendeur et sur la ligne à basse pression en aval de l'évaporateur. Les incertitudes données par le constructeur pour les capteurs haute et basse pression sont respectivement de $\pm 0,125$ et de $\pm 0,03$ bar. Le circuit du groupe frigorifique ainsi que la métrologie associée sont présentés sur la figure 4.11. La bouteille de liquide assure l'alimentation du débitmètre et du détendeur en liquide frigorigène (R404A). Les capteurs de températures et de pressions ont permis de déterminer l'enthalpie du fluide frigorigène pour évaluer la puissance frigorifique dissipée au niveau de l'évaporateur, et ainsi réaliser des bilans d'énergie au cours des modes température dirigée et rideau d'air (§ 4.1.1). L'enthalpie du fluide frigorigène était évaluée en amont de l'évaporateur avec une incertitude de $\pm 0,48$ kJ.kg⁻¹, et en aval avec une incertitude de $\pm 0,56$ kJ.kg⁻¹.

4.1.3.5 Acquisition

Les différents capteurs étaient reliés à une centrale d'acquisition (Keithley 2700) par l'intermédiaire de deux cartes d'acquisition 20 et 40 voies. La mesure de l'ensemble des voies nécessitait 9 secondes. Le programme d'acquisition permettait de suivre en temps réel l'évolution des différents paramètres ainsi que la puissance frigorifique instantanée dissipée dans la batterie froide.

4.1.4 Protocole expérimental

Le protocole expérimental comportait successivement une phase de mise en température de la caisse, une phase d'ouverture et une phase de remise en température de la caisse.

4.1.4.1 Mise en température de la caisse

Au cours de la première phase le groupe frigorifique et la centrale d'acquisition étaient tout d'abord mis en fonctionnement. L'évolution de la température de la caisse était suivie par l'intermédiaire des thermocouples placés en surface et dans les parois (figure 4.12). Le plancher a l'inertie thermique la plus importante : la température donnée par le thermocouple placé en son milieu (bleu-ciel) montre que le régime permanent n'est pas atteint même cinq heures après le démarrage du groupe. Les autres parois atteignent un régime quasi stationnaire après environ deux heures ; des oscillations de faible amplitude

sont alors observées, elles correspondent aux différents cycles de fonctionnement (marche/arrêt) de l'unité. Après quelques heures de fonctionnement, la température donnée par le thermocouple placé au milieu de la paroi avant est de 3 K supérieure à celle du milieu de la paroi latérale. Cet écart n'évolue pas au cours du temps, il peut s'expliquer par la présence de l'unité de condensation qui chauffe la paroi avant extérieure (figure 4.7). Malgré le comportement du plancher, la caisse est considérée à l'équilibre cinq heures après le démarrage du groupe frigorifique ($T_{in} = 0\text{ °C}$, $T_a = 18\text{ °C}$). Cet état thermique de la caisse est défini comme l'état initial.

4.1.4.2 Ouverture des portes

La phase d'ouverture débutait à la fin d'un cycle de fonctionnement du compresseur. Les ventilateurs de l'évaporateur étaient alors arrêtés manuellement. La centrale d'acquisition était activée avec une période de 10 s. Un délai de 10 s était observé dans le but de rendre négligeable le mouvement de l'air dans la caisse. Si nécessaire, le rideau d'air approprié était ensuite insufflé au niveau de l'ouverture par une inversion du sens de rotation des ventilateurs. Dans le cas du rideau froid réfrigéré, le groupe était remis en fonctionnement. Un délai de 10 s était de nouveau observé pour permettre l'établissement du rideau. Enfin, le rideau électrique était ouvert ; l'instant $t = 0\text{ s}$ était alors lorsque la porte était entièrement ouverte, soit 14 s après le début de l'ouverture. La porte était refermée après une durée de 1, 3 ou 5 min et le rideau d'air arrêté.

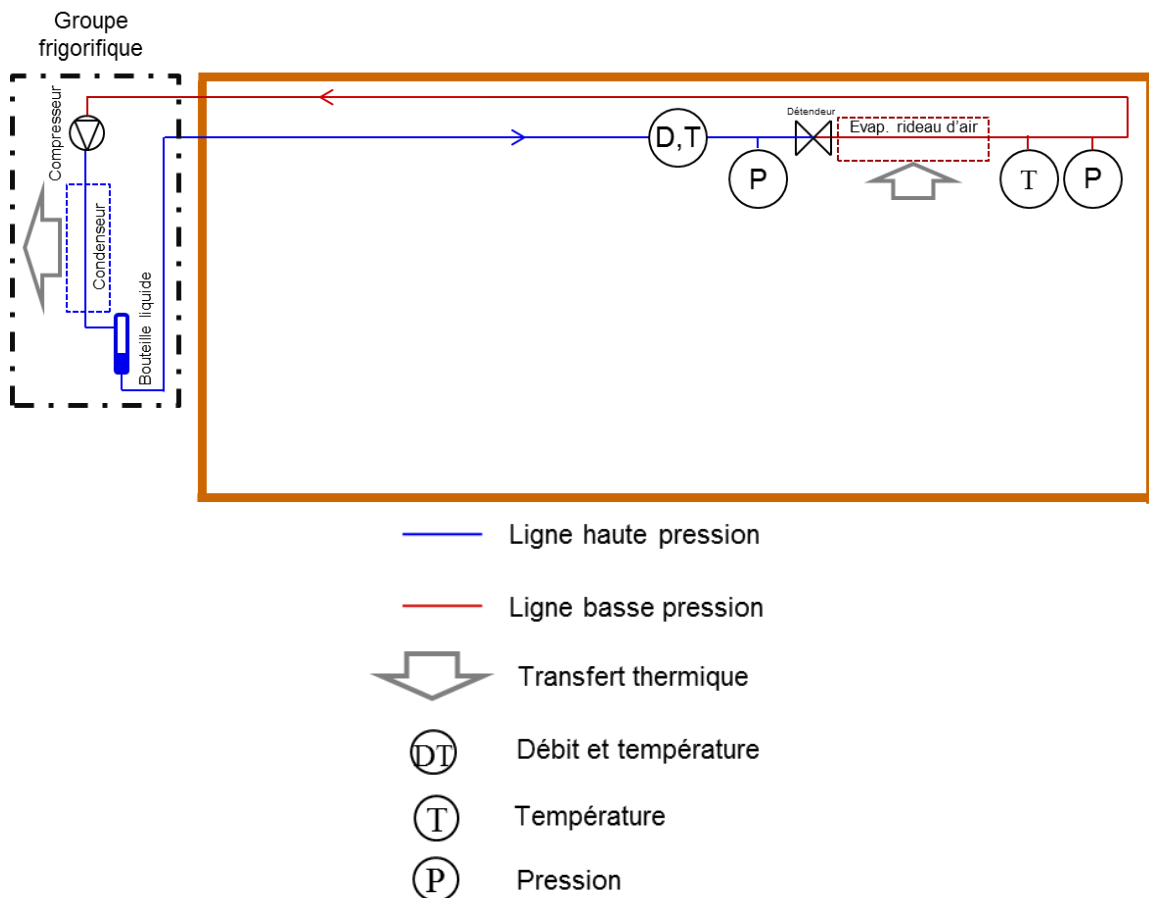


Figure 4.11 : Instrumentation du groupe frigorifique.

4.1.4.3 Remise en température de la caisse

La dernière phase débutait par la remise en fonctionnement du groupe et de l'évaporateur en mode température dirigée jusqu'au retour de la caisse à l'état initial. Le critère de retour à l'état initial a été défini à partir des températures de surface des parois latérales. Il a en effet été observé que le retour de l'air à la température initiale ne garantissait pas un retour de la caisse à l'état initial, particulièrement pour les ouvertures longues de 3 et 5 min. De plus, de par la forte inertie des parois, les thermocouples placés au milieu de celles-ci n'étaient quasiment pas influencés par les ouvertures de portes. C'est la raison pour laquelle il a été choisi d'observer les températures de surface des parois. Parmi ces capteurs, celui placé en surface du plancher évolue relativement peu lors des ouvertures, du fait de l'écoulement de couche limite qui collecte l'air froid dans la partie inférieure de la caisse (§ 3.3.8). Les thermocouples situés au plafond et à l'avant de la caisse sont directement influencés par le jet d'air froid issu de l'évaporateur. En revanche, les thermocouples placés en surface des parois latérales sont moins influencés par ce jet froid et sont donc supposés mieux refléter l'état thermique des parois et de la caisse.

Les évolutions des températures et de la puissance frigorifique de l'évaporateur pour le cas de référence sans rideau d'air sont présentées sur la figure 4.13. La porte est ouverte à $t = 0$ s pour une durée de 5 min. Avant l'ouverture des portes, la température de surface des parois latérales est de 1,3 °C. Celle-ci augmente rapidement lors de l'ouverture et atteint 5 °C à $t = 5$ min. Après la fermeture des portes, le premier cycle de fonctionnement du compresseur permet d'abaisser la température de l'air à la température de consigne ; les parois ne sont alors pas revenues à leur état initial : leur température de surface est de 3,5 °C. Après le deuxième cycle du compresseur les parois latérales sont à une température de 2,6 °C. Le troisième cycle du compresseur permet d'abaisser les parois à une température de 2,2 °C, le 4^{ème} à 1,8 °C, soit un écart de 0,5 K par rapport l'état initial (1,3 °C). Cette différence a été estimée suffisamment faible par rapport à l'incertitude de mesure des températures ($\pm 0,3$ K) et par rapport à la précision de l'équilibre thermodynamique initial de la caisse (§ 4.1.4.1). De plus les contraintes expérimentales ne permettent pas de prolonger les essais et d'attendre un 5^{ème} cycle de fonctionnement du compresseur. Ainsi, afin de faciliter les expérimentations et les comparaisons (avec et sans rideau), il a été choisi d'assimiler le retour de la caisse à l'état initial, à l'état de la caisse après 4 cycles du compresseur pour une ouverture de 5 min. En suivant la même démarche pour des ouvertures de 1 et 3 min, le retour à l'état initial a été défini après respectivement 2 et 3 cycles du compresseur.

Il est à noter que cette analyse est présentée dans le cas sans rideau d'air ; pour une ouverture protégée par un rideau d'air, l'infiltration d'énergie est plus faible et l'état de la caisse après 4 cycles du compresseur est plus proche de l'état initial de la caisse.

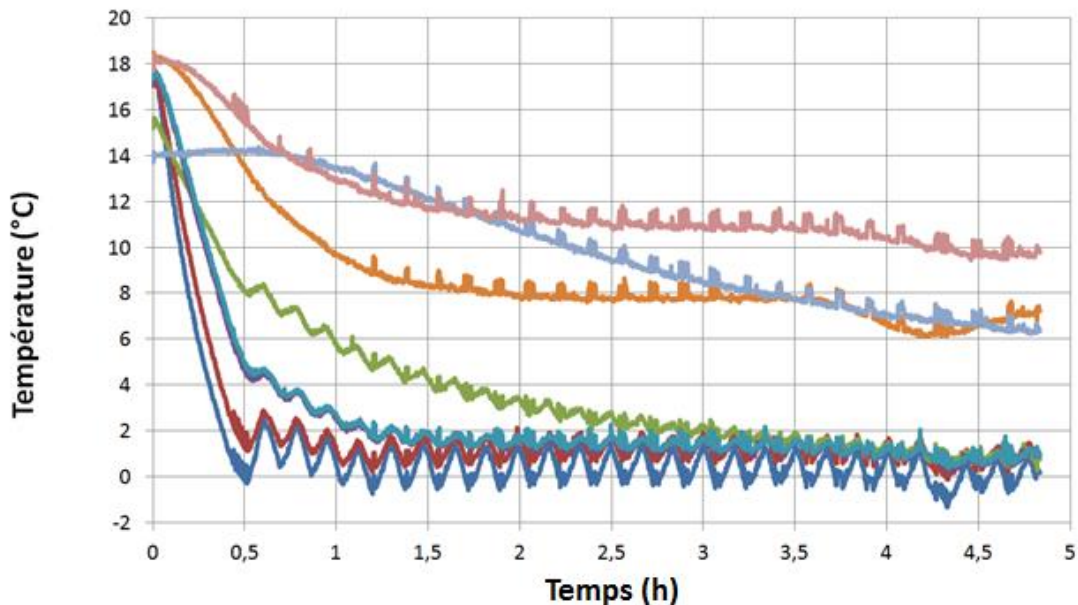
4.1.4.4 Mise en place du protocole

Une journée d'essais commençait typiquement à 8 h par la mise en température de la caisse. La première ouverture de porte était réalisée vers 13 h. La phase de remise en température correspondant à 4 cycles de compression nécessitait 40 à 60 min selon les essais (présence d'un rideau, conditions climatiques). Puis une nouvelle ouverture de porte était réalisée. Ainsi 4 à 6 ouvertures de porte pouvaient être réalisées chaque jour selon les aléas expérimentaux.

4.1.5 Bilans énergétiques

Les performances du mode de confinement sont évaluées par l'intermédiaire de deux bilans énergétiques. Le premier est réalisé au cours de l'ouverture sur l'évaporateur lorsque l'ouverture est confinée par un rideau froid avec compresseur en fonctionnement. Il permet de déterminer à chaque instant, la puissance frigorifique injectée dans le jet froid ; c'est-à-dire le coût d'établissement du rideau. L'incertitude de ce bilan d'énergie est évaluée à ± 70 kJ pour une ouverture de 5 min et à ± 63 et ± 55 kJ pour des ouvertures de 3 et 1 min.

Le second bilan énergétique est réalisé pour tous les essais pendant la remise en température de la caisse. Il permet de déterminer l'énergie nécessaire au retour de la caisse à l'état initial et d'en déduire la charge thermique due à l'infiltration (§ 4.2.1.3). L'incertitude ce bilan est évaluée à ± 200 kJ pour une ouverture de 5 min (4 cycles du compresseur), 182 et 172 kJ pour des ouvertures de 3 et 1 min.



Températures en surface de paroi :

- Plafond
- Paroi avant
- Plancher
- Paroi latérale droite
- Paroi latérale gauche

Températures au milieu de la paroi :

- Paroi latérale gauche
- Plancher
- Paroi avant

Figure 4.12 : Evolution des températures des parois lors de la mise en température de la caisse ($T_{in} = 0$ °C, $T_{ext} = 15$ °C).

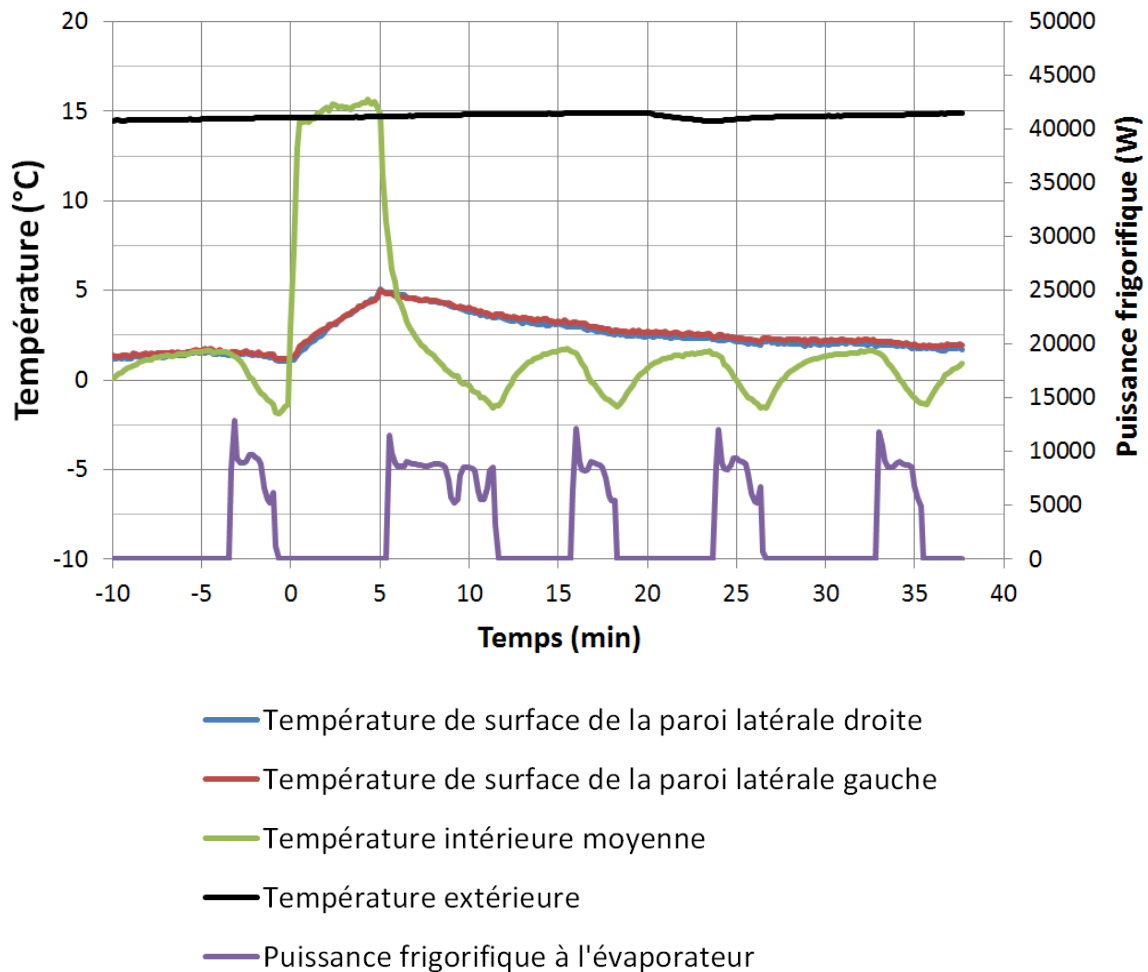


Figure 4.13 : Evolution des températures dans la caisse et de la puissance frigorifique lors de l'ouverture des portes de $t = 0$ à $t = 5$ min sans protection par rideau d'air ($T_{in} = 0$ °C, $T_{ext} = 14,7$ °C, $U_{ext} = 47$ %, incertitude de la puissance frigorifique 0,9 %).

4.2 Résultats expérimentaux

4.2.1 Infiltration sans dispositif de protection

4.2.1.1 Visualisation de l'infiltration

L'écoulement d'infiltration a été observé par l'intermédiaire de sa signature thermique laissée sur la moustiquaire et captée par la caméra infrarouge (§ 4.1.3.1). Les vidéos obtenues permettent de suivre précisément et en temps réel l'écoulement d'infiltration. La figure 4.14 présente les champs de températures obtenus par la caméra infrarouge sans dispositif de protection. A $t = 5$ s, l'air ambiant entrant dans la caisse par la partie supérieure de l'ouverture chauffe la moustiquaire qui réémet cette énergie sous forme d'un rayonnement infrarouge capté par la caméra. A mi-hauteur de l'ouverture, une frontière nette se distingue, correspondant à la ligne neutre de l'écoulement d'infiltration (§ 3.3.3). Dans la partie inférieure de l'ouverture, la température de la moustiquaire est constante ; elle est plus faible dans la partie la partie supérieure. Cette zone correspond à l'air initialement présent dans la caisse, sortant par le bas de l'ouverture, il s'agit de l'écoulement gravitaire (§ 3.3.7). A $t = 10$ s, $t = 15$ s et $t = 20$ s, les champs de températures donnés par la caméra infrarouge restent inchangés. La comparaison des instants $t = 20$ s,

$t = 30$ s et $t = 40$ s, montre que la frontière entre la partie supérieure et la partie inférieure de l'ouverture s'abaisse. A $t = 60$ s, cette frontière ne se distingue plus. La température dans la partie inférieure est très proche de la température dans la partie supérieure, la ligne neutre ne se distingue plus. L'air initialement présent dans la caisse a été entièrement renouvelé, l'écoulement de couche limite s'établit (§ 3.3.7).

4.2.1.2 Evolution de la température intérieure

L'évolution de la température moyenne intérieure est présentée sur la figure 4.13. Avant l'ouverture des portes, la température moyenne de l'air dans la caisse suit un régime cyclique stationnaire entre -2 et 2 °C correspondant aux cycles marche/arrêt du compresseur. La phase d'ouverture se produisant immédiatement après un cycle de fonctionnement du compresseur (§ 4.1.4.2), la température est de $-1,9$ °C à $t = 0$ s.

Dans un premier temps, comme observé par Ducoulombier et al. (2011, § 1.2.3), la température augmente rapidement après l'ouverture des portes et atteint 13 °C à $t = 20$ s. Dans un second temps, la température se stabilise et atteint $15,5$ °C à $t = 5$ min. Ces deux temps d'observation correspondent tout d'abord à l'écoulement gravitaire qui a pour conséquence le renouvellement de l'air intérieur, puis à l'écoulement de couche limite. La température ambiante, donnée par la sonde de température du capteur d'humidité situé à l'extérieur de la caisse, reste constante au cours de l'essai à une valeur de $14,7$ °C. Cette valeur est légèrement en dessous de la température intérieure du fait de la non-homogénéité de la température dans l'entrepôt.

Après la fermeture des portes, le premier cycle de fonctionnement du compresseur permet d'abaisser la température de l'air à $-1,4$ °C en 6,5 min. La température interne remonte ensuite et atteint $1,7$ °C à $t = 15,6$ min. Cette augmentation est tout d'abord due à un échange thermique entre l'air et les parois qui ne sont pas encore revenues à l'équilibre thermodynamique initial (§ 4.1.4.3). Ainsi, elles libèrent l'énergie accumulée pendant la phase d'ouverture. Cette augmentation de la température intérieure est également due au fonctionnement des ventilateurs, qui dissipent en permanence une puissance électrique d'environ 660 W, intégralement convertie dans la caisse en énergie thermique. Enfin, la transmission d'énergie thermique au travers des parois est également responsable de l'augmentation de la température de l'air dans la caisse.

Le premier cycle de compression est suivi d'un second cycle arrêt/marche du compresseur de 6,8 min, d'un troisième et d'un quatrième cycle de 8,2 et de 9 min. Il est intéressant de noter que les durées des cycles de régulation marche/arrêt sont de plus en plus longues au fur et à mesure du retour à l'équilibre de la caisse. Les parois ont en effet de moins en moins d'énergie, emmagasinée pendant l'ouverture, à restituer à l'air intérieur. Ainsi, au 4^{ème} cycle, la puissance frigorifique dissipée par l'évaporateur ne doit quasiment plus compenser que les charges thermiques dues aux ventilateurs et à la conduction au travers des parois. Par comparaison, à la fin de la phase de mise en température, soit environ 5 h après le démarrage du groupe, les cycles de régulation sont d'environ 10 min, c'est-à-dire une minute de plus que la durée du quatrième cycle. Cela signifie que la caisse est alors pratiquement à l'équilibre thermodynamique.

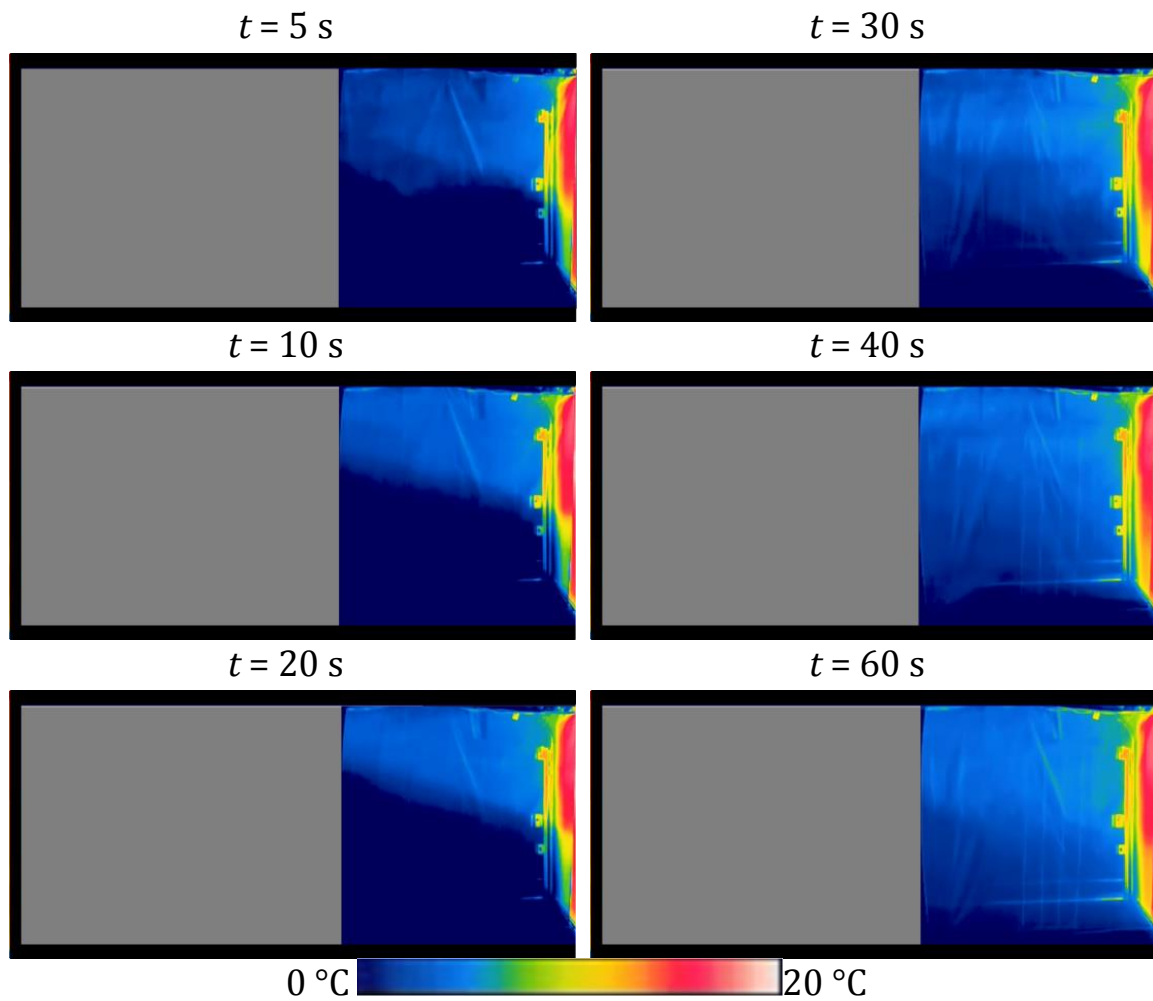


Figure 4.14 : Signature thermique de l'infiltration sans rideau d'air ($T_{in} = 0\text{ °C}$).

4.2.1.3 Evaluation de la puissance thermique d'infiltration

La figure 4.15 présente la puissance frigorifique (bleu) et l'énergie frigorifique (rouge) accumulée pendant les quatre cycles du compresseur lors de la remise en température de la caisse. L'énergie frigorifique de remise en température ($Q_{remise\ en\ température}$) est déterminée par intégration de la puissance frigorifique mesurée à partir de la variation de l'enthalpie du fluide aux bornes de l'évaporateur :

$$Q_{remise\ en\ température} = \int_{durée\ de\ la\ remise\ en\ température} \dot{m}(E_{sortie} - E_{entrée})dt \quad (4.1)$$

Avec \dot{m} le débit massique instantané traversant l'évaporateur, $E_{entrée}$ et E_{sortie} les enthalpies du fluide frigorigène à l'entrée et à la sortie de l'évaporateur.

Les quatre cycles de fonctionnement du compresseur se distinguent clairement sur la figure 4.15. La puissance frigorifique moyenne est d'environ 8 kW avec des pics à 12 kW en début de cycle. Le premier cycle de fonctionnement a une durée de 6,2 min, soit environ deux fois plus que les autres cycles (2,7 min).

Dans le but de déterminer la charge thermique d'infiltration due à l'ouverture des portes, l'énergie frigorifique de remise en température de la caisse, est comparée à l'énergie

frigorifique sans ouverture lorsque le groupe est en régulation marche/arrêt (figure 4.15). Pour ce cas de référence, la consommation énergétique suit une croissance constante : la caisse est en régulation, à l'équilibre thermodynamique.

L'énergie de remise en température de la caisse ($Q_{remise\ en\ température}$) est égale à la somme de l'énergie d'infiltration (Q_I) et de l'énergie qui aurait été dépensée sans ouverture de porte pour compenser la transmission à travers les parois et la dissipation de la puissance électrique des ventilateurs ($Q_{régulation}$) :

$$Q_{remise\ en\ température} = Q_I + Q_{régulation} \quad (4.2)$$

Avec :

$$Q_{régulation} = \int KS(T_{ext} - T_{int})dt + \int \dot{Q}_{ventilateur}dt \quad (4.3)$$

Avec K le coefficient global d'échange de la caisse, S la surface d'échange moyenne de la caisse et $\dot{Q}_{ventilateur}$ la puissance électrique des ventilateurs, partiellement convertie en énergie cinétique et entièrement dissipée sous forme de puissance thermique.

Ainsi l'énergie thermique d'infiltration est obtenue en soustrayant à l'énergie de remise en température, l'énergie frigorifique lorsque le groupe est en régulation. Les transferts par transmission à travers les parois et la puissance thermique dissipée par les ventilateurs sont alors supposés identiques avec et sans ouvertures de porte. Pour une ouverture de 5 min, une température de consigne de 0 °C, une température extérieure de 16,2 °C et une humidité relative de 47 %, l'énergie de remise en température après 4 cycles est de 6780 ± 200 kJ. Dans des conditions similaires, l'énergie nécessaire pour réguler la température de la caisse sur la même durée est de 4032 ± 200 kJ. La charge d'infiltration Q_I est donc de 2748 ± 280 kJ (les deux bilans sont supposés indépendants, il y a ainsi compensation aléatoire des incertitudes et la formule de propagation des incertitudes s'applique). Ce résultat est du même ordre de grandeur que la charge sensible mesurée expérimentalement en 2010 par M. Ducoulombier (Lafaye de Micheaux et al., 2015) pour une température de consigne de 0 °C et une température ambiante de 20 °C.

4.2.1.4 Influence de l'humidité

4.2.1.4.1 Influence de l'humidité sur la température des parois

L'influence de l'humidité est tout d'abord observée en suivant l'évolution de la température de surface des parois latérales (figure 4.16). Préalablement à l'ouverture des portes, les températures de surface des parois sont stabilisées dans la caisse. A $t = -5$ min, l'écart entre les différentes températures de surface est de 0,3 K. L'état thermique de la caisse peut donc être considéré comme proche pour les trois essais présentés. Dès l'ouverture des portes, la température de surface des parois augmente fortement. Il est intéressant de noter que plus l'humidité extérieure est importante, plus la température de surface de la paroi augmente pendant l'ouverture. Elle atteint 6 °C lorsque l'humidité de l'air extérieur est de 62 %, 5 °C et 4,7 °C pour des humidités de 47 % et 32 %. Cette augmentation significative de la température de surface des parois latérales est due à la condensation de l'écoulement d'infiltration en surface des parois. L'eau sous forme de vapeur contenue dans l'air ambiant se condense en gouttelettes au contact de la paroi

froide, l'énergie de condensation est alors transmise en partie à la paroi. L'humidité ambiante apparaît donc comme un paramètre important de la charge thermique d'infiltration.

4.2.1.4.2 Influence de l'humidité sur l'énergie de remise en température de la caisse.

L'influence de l'humidité relative est ensuite observée par un bilan énergétique réalisé au cours de la remise en température de la caisse. Il avait initialement été prévu de mesurer la quantité de condensats obtenus après dégivrage de la batterie froide dans le but d'évaluer la part de la charge latente dans le bilan énergétique. Cependant, ce protocole n'a pas été mis en place par manque de temps et de disponibilité. En effet, les opérations de dégivrage perturbent fortement l'équilibre thermodynamique de la caisse et nécessitent une nouvelle mise en température de celle-ci. Afin de nettoyer la batterie froide, il a été choisi de la dégivrer la nuit lorsque la caisse remonte naturellement en température.

L'énergie nécessaire à la remise en température de la caisse pour différentes humidités relatives extérieures est présentée sur la figure 4.17, qui montre que l'énergie de remise en température de la caisse augmente linéairement avec l'humidité relative extérieure. Lorsque l'humidité relative augmente de 32 à 62 %, l'énergie nécessaire à la remise en température de la caisse augmente de 29 % (5910 à 7646 ± 200 kJ). Ces valeurs illustrent le poids de la chaleur latente induite par l'humidité ambiante dans la charge thermique d'infiltration.

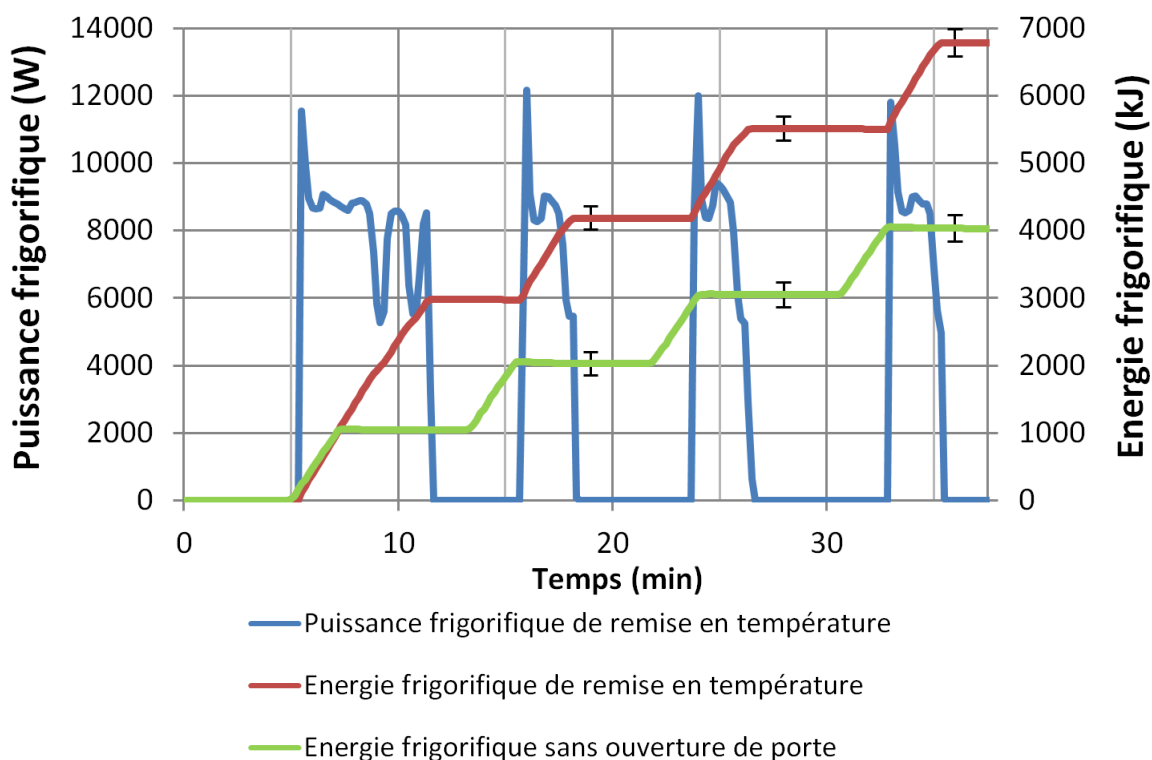


Figure 4.15 : Puissance et énergie frigorifiques lors de la remise en température et comparaison avec l'énergie frigorifique sans ouverture (incertitude de la puissance frigorifique 0,9 %, $T_{in} = 0\text{ °C}$, $T_{ext} = 16,2\text{ °C}$, $U_{ext} = 47\text{ %}$, durée de l'ouverture 5 min).

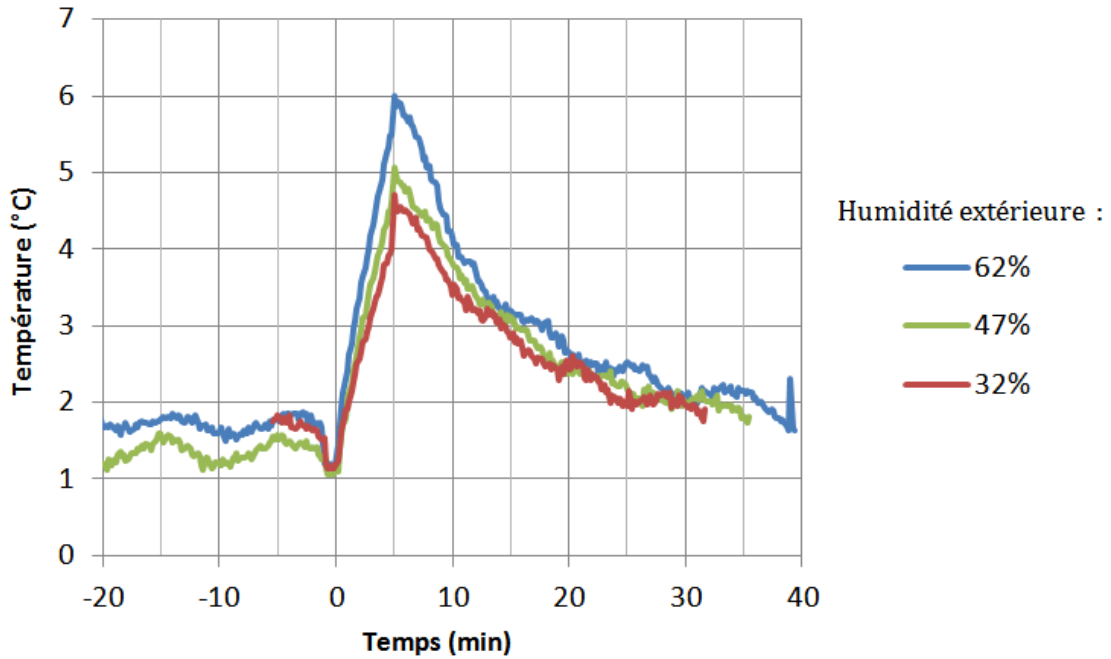


Figure 4.16 : Evolution des températures de surface de la paroi latérale lors d'une ouverture de porte sans protection, pour différentes humidités relatives extérieures ($T_{in} = 0\text{ °C}$, $T_{ext} \in [15,5 ; 16\text{ °C}]$, durée de l'ouverture 5 min).

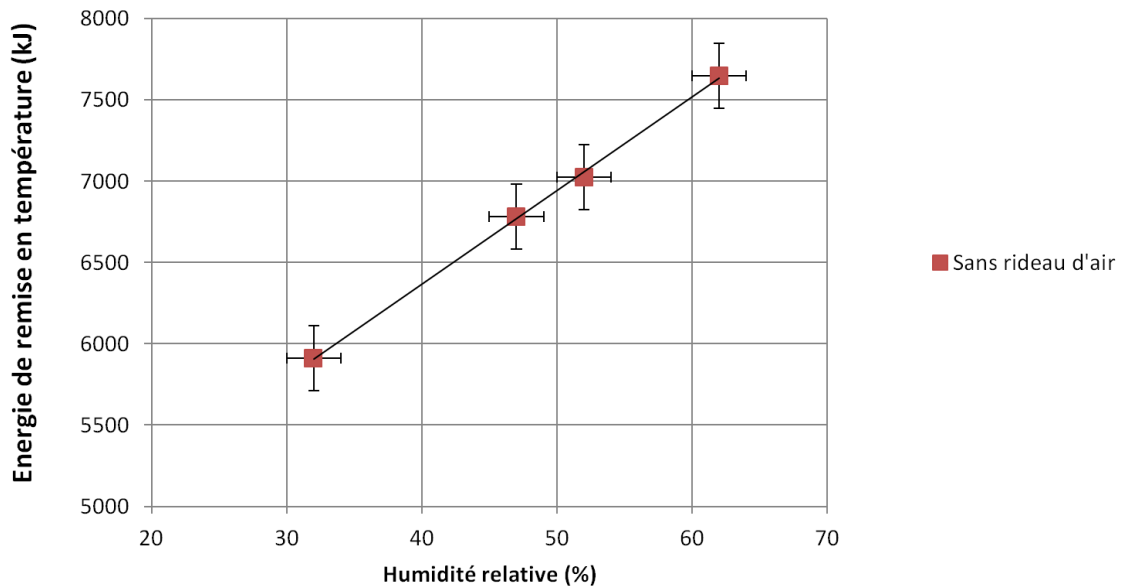


Figure 4.17 : Influence de l'humidité relative sur l'énergie de remise en température de la caisse sans protection ($T_{in} = 0\text{ °C}$, $T_{ext} \in [15,5 ; 16\text{ °C}]$, $t = 5\text{ min}$).

4.2.1.4.3 Modélisation de la charge d'infiltration

En faisant l'hypothèse que toute la vapeur d'eau entraînée par l'écoulement d'infiltration est condensée (hypothèse avancée au § 3.3.6) et que la température de l'air sortant est à la température de consigne, soit 0 °C , pendant toute la durée de l'ouverture, la puissance thermique de l'infiltration définie par l'équation (3.3) devient :

$$\dot{Q}_I = \iint_{\text{sur } A_{ap} \text{ tel que } V > 0} V (C_{da} E_{da} + C_w E_w) dA_{ap} \quad (4.4)$$

Avec V la vitesse locale de l'air comptée positive lorsqu'entrante dans la caisse, C_{da} et C_w les masses volumiques et E_{da} et E_w les enthalpies de l'air sec et de vapeur d'eau. Ainsi il vient :

$$\dot{Q}_I = \dot{V}_I (C_{da} E_{da} + C_w E_w) \quad (4.5)$$

Avec \dot{V}_I le débit volumique d'infiltration.

L'énergie thermique d'infiltration Q_I par volume d'air infiltré V_I s'écrit :

$$\frac{Q_I}{V_I} = C_{da} E_{da} + C_w E_w \quad (4.6)$$

De plus, la loi des gaz parfaits permet d'écrire que :

$$C_w = \frac{P_w^\circ}{R_{s_w} T} \quad (4.7)$$

Avec P_w° la pression partielle de vapeur et R_{s_w} la constante spécifique de la vapeur d'eau. En notant que :

$$P_w^\circ = P_{ws}^\circ U \quad (4.8)$$

Avec P_{ws}° la pression de vapeur saturante et U l'humidité relative exprimée en pourcentage. Ainsi, il vient naturellement que l'énergie thermique d'infiltration est proportionnelle à l'humidité relative extérieure :

$$\frac{Q_I}{V_I} = C_{da} E_{da} + \frac{P_{ws}^\circ E_w}{R_{s_w} T} U \quad (4.9)$$

L'évolution linéaire de l'énergie de remise en température de la caisse en fonction de l'humidité, observée à la figure 4.17, est ainsi justifiée. Cette énergie thermique d'infiltration est aisément déterminée pour différents volumes d'air infiltrés à partir des enthalpies de l'air sec et de la vapeur d'eau (Annexe B.2). Les résultats sont présentés sur la figure 4.18 et comparés avec les charges thermiques expérimentales Q_I (§ 4.2.1.3). La comparaison des énergies d'infiltration pour une ouverture de 5 min donne une tendance similaire entre les résultats expérimentaux et numériques, particulièrement avec un volume d'infiltration égal à deux volumes de la caisse, soit environ 75 m³. Cela signifie que la charge d'infiltration mesurée correspond à l'énergie nécessaire pour abaisser la température de deux volumes de caisse de 16 à 0 °C. Au vu des résultats expérimentaux présentés au paragraphe 3.3.1, cette valeur de deux volumes peut paraître faible. En effet, le débit d'infiltration est alors de l'ordre de 1 m³.s⁻¹ (écoulement de couche limite) pour une caisse de taille similaire. Cette faible valeur s'explique en fait par la principale hypothèse du modèle, qui suppose une température de sortie de l'air infiltré égale à la température de consigne pour toute la durée de l'ouverture, ce qui est effectivement le cas mais uniquement pour les premières secondes suivant l'ouverture (écoulement gravitaire, § 3.3.3).

Dans ce qui suit, l'énergie thermique d'infiltration ne sera plus détaillée. Les différentes configurations seront étudiées et comparées en fonction de l'énergie de remise en température de la caisse.

4.2.2 Protection par rideau d'air

Dans un premier temps, l'efficacité de la protection par rideau d'air sera observée en suivant l'évolution des températures intérieures. Les champs de températures donnés par la caméra infrarouge permettront également un suivi visuel de l'infiltration. Dans un second temps, une démarche d'optimisation des rideaux sera mise en place afin de déterminer les vitesses de soufflage optimales. L'influence des vitesses sur les bilans énergétiques sera observée afin de comprendre les phénomènes aérauliques influençant l'efficacité du rideau. Une analyse plus fine visera à observer la dépendance des vitesses de soufflage aux variations de l'humidité relative extérieure. Enfin l'influence du temps d'ouverture sera étudiée.

4.2.2.1 Evolution des températures intérieures

L'évolution des températures intérieures est présentée sur la figure 4.19, pour une ouverture de 5 minutes et différentes configurations de protection. Quel que soit le mode de protection utilisé, l'augmentation de la température de l'air dans la caisse est rapide pendant la première minute de l'ouverture. Pour les trois cas présentés, la température atteint 5 °C en une minute, les configurations se distinguent par la suite. Après une ouverture de 5 min, la température de l'air dans la caisse atteint 9,4 °C pour le rideau ambiant, elle est de 8,7 °C pour le rideau froid avec le compresseur à l'arrêt et de 7,1 °C lorsque celui-ci est en fonctionnement. Par comparaison et dans des conditions similaires sans dispositif de protection, la température atteint 13,3 °C à $t = 30$ s et 14,5 °C à $t = 5$ min.

Entre la 1^{ère} et la 5^{ème} minute de l'ouverture, l'augmentation de la température est linéaire pour le rideau ambiant. Cela signifie qu'une charge thermique constante traverse le rideau. Ce n'est pas le cas pour le rideau froid avec le compresseur en fonctionnement, configuration pour laquelle l'augmentation de la température diminue progressivement avec le temps car la puissance frigorifique dissipée dans le rideau limite l'augmentation en température de l'air. Lorsque le compresseur est à l'arrêt, la température suit un comportement mixte entre les deux cas précédents.

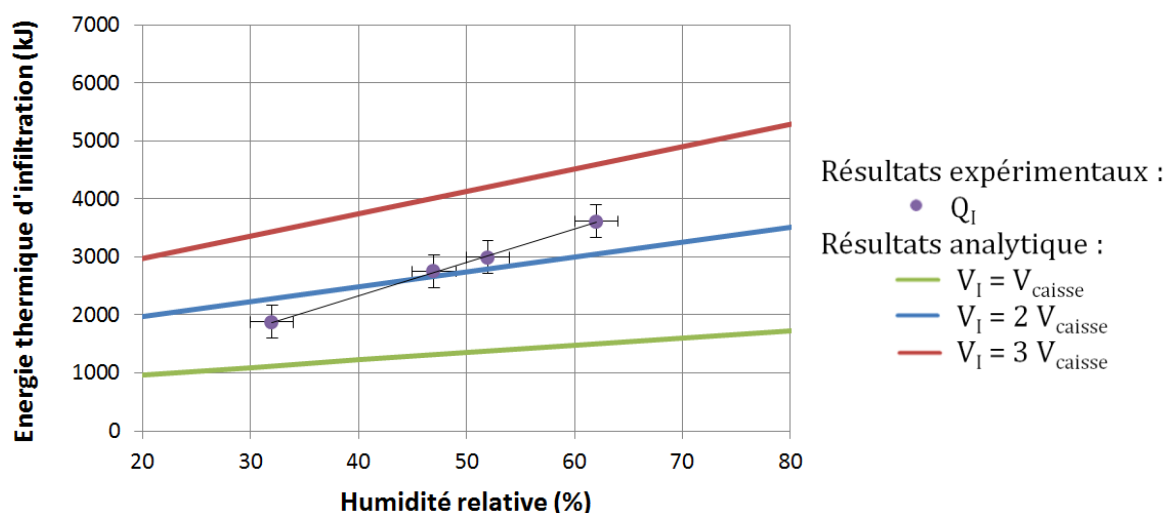


Figure 4.18: Comparaison des énergies d'infiltration expérimentales et analytiques pour différents volumes d'infiltration ($T_{in} = 0$ °C, $T_{ext} \in [15,5 ; 16$ °C], $t = 5$ min).

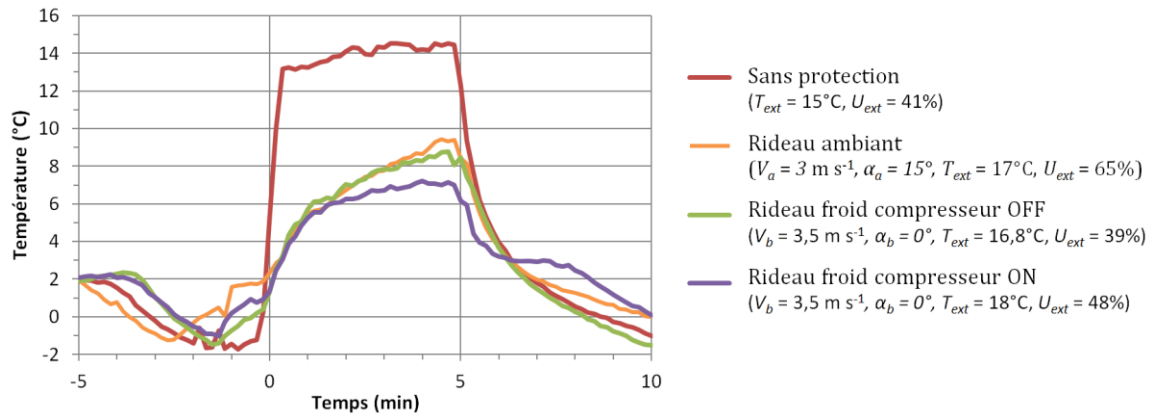


Figure 4.19 : Evolution de la température moyenne intérieure de l'air pendant une ouverture de cinq minutes pour les différentes configurations de rideau d'air ($T_{in} = 0$ °C).

Lorsque l'ouverture est protégée par un rideau froid recyclé, la température dans la caisse atteint 8,7 °C à $t = 5$ min, soit 1,6 K de plus que dans le cas du rideau réfrigéré, dans des conditions aérauliques et climatiques similaires (même vitesse de soufflage et $T_{ext} = 16,8 / 18$ °C, $U_{ext} = 39 / 48$ %). Cette différence est à nouveau due au fonctionnement de l'évaporateur qui rafraîchit une partie de l'air infiltré.

Une fois les portes refermées et lorsque le groupe frigorifique est en fonctionnement, la température de l'air dans la caisse chute rapidement pour toutes les configurations. Dans le cas du rideau réfrigéré, le groupe frigorifique ne peut être remis en fonctionnement que 2,5 minutes après la fermeture des portes. Ainsi, pour cette configuration, la baisse de la température entre $t = 5$ min et $t = 7,5$ min est uniquement due à l'inertie des parois qui refroidissent l'air infiltré. Le groupe frigorifique est ensuite remis en fonctionnement et la température de l'air baisse à nouveau.

4.2.2.2 Visualisation de l'infiltration et influence de la vitesse de soufflage

La visualisation de la signature thermique de l'écoulement d'infiltration avec les différents rideaux d'air a été observée par caméra infrarouge (§ 4.1.3.1). Ce mode de visualisation permet d'avoir un aperçu rapide de l'efficacité du rideau d'air et de comparer l'impact du choix de la vitesse de soufflage. Dans la présente section, différents champs de températures seront présentés pour les rideaux étudiés et pour trois vitesses de soufflage. Pour chacun des champs présentés, l'échelle de visualisation des températures est donnée sur la figure 4.20.

4.2.2.2.1 Rideau ambiant

La figure 4.21 correspond à l'infiltration au travers du rideau ambiant lorsque celui-ci est soufflé avec une vitesse de 1,2 m s⁻¹. Dans ce cas, le rideau ne parvient pas à obturer la totalité de l'ouverture pendant la première minute qui suit l'ouverture (présentée sur la figure 4.21 à $t = 10$ s). Néanmoins, pendant les quatre minutes suivantes, le rideau ambiant constitue une barrière continue et efficace jusqu'au bas de l'ouverture (présenté sur la figure 4.21 à $t = 4$ min). La reconstitution du rideau après la première minute de l'ouverture est due à l'augmentation de la température de l'air intérieur. En effet, au cours de la première minute suivant l'ouverture, l'énergie cinétique du rideau n'est pas assez importante pour vaincre les forces de flottabilité s'exerçant de part et d'autre du rideau. L'infiltration d'air ambiant dans la caisse se traduit par une diminution de la différence de

masse volumique de part et d'autre du rideau. Ainsi, après la première minute, l'énergie requise par le rideau pour vaincre les forces de pesanteur est donc plus faible et le rideau parvient à obturer l'ouverture.

La figure 4.22 présente l'infiltration au travers du rideau ambiant lorsque celui-ci est soufflé avec une vitesse de 3 m s^{-1} . La visualisation de l'infiltration montre que le rideau parvient à obturer l'ouverture sur toute la hauteur et pendant la durée de l'ouverture. A $t = 1 \text{ min}$, la frontière entre l'air intérieur et le rideau ambiant se distingue nettement dans la partie supérieure de l'ouverture, elle est diffuse dans la partie inférieure. A $t = 4 \text{ min}$, cette frontière devient nette sur toute la hauteur.

La figure 4.23 présente l'infiltration au travers du rideau ambiant lorsque celui-ci est soufflé avec une vitesse de $4,2 \text{ m s}^{-1}$. La visualisation du fichier vidéo de l'infiltration montre la présence de tourbillons de sol transitoires (figure 4.23). Ces tourbillons sont responsables d'infiltration d'air ambiant dans la partie inférieure de l'ouverture.

4.2.2.2 Rideau froid avec le compresseur en fonctionnement

L'infiltration au travers du rideau froid soufflé avec une vitesse de 2 m s^{-1} et avec le compresseur en fonctionnement est présentée sur la figure 4.24. La visualisation de l'infiltration montre que le rideau ne parvient à obturer la totalité de l'ouverture qu'à partir de la première minute suivant l'ouverture. Le rideau froid forme pour les quatre minutes suivantes une barrière continue jusqu'au bas de l'ouverture. Comme pour le rideau ambiant, la reconstitution du rideau après la première minute de l'ouverture est due à l'augmentation de la température de l'air dans la caisse.

La figure 4.25 présente l'infiltration au travers du rideau froid soufflé avec une vitesse de $3,5 \text{ m s}^{-1}$ et avec le compresseur en fonctionnement. La visualisation de l'infiltration montre que le rideau parvient à obturer l'ouverture sur toute la hauteur du passage et pendant les cinq minutes de l'ouverture. La frontière entre le rideau réfrigéré et l'ambiance se distingue clairement sur toute la durée de l'ouverture. A $t = 4 \text{ min}$, le rideau d'air froid réfrigéré se distingue clairement, particulièrement dans la partie supérieure de l'ouverture, par un jet plus froid que l'air intérieur.

La figure 4.26 présente l'infiltration au travers d'un rideau froid soufflé avec une vitesse de 5 m s^{-1} et avec le compresseur en fonctionnement. Les champs de températures montrent un rideau efficace jusqu'au bas de l'ouverture. La frontière entre les deux ambiances délimitées par le rideau froid réfrigéré est particulièrement nette. La comparaison avec la figure 4.25 montre qu'avec une vitesse de soufflage plus élevée, la température dans la partie de la caisse non protégée par le rideau est plus importante. Cela signifie que le rideau est plus efficace pour obturer l'ouverture avec une vitesse de 5 m s^{-1} qu'avec une vitesse de $3,5 \text{ m s}^{-1}$.



Figure 4.20 : Echelle de visualisation des températures données par la caméra infrarouge.

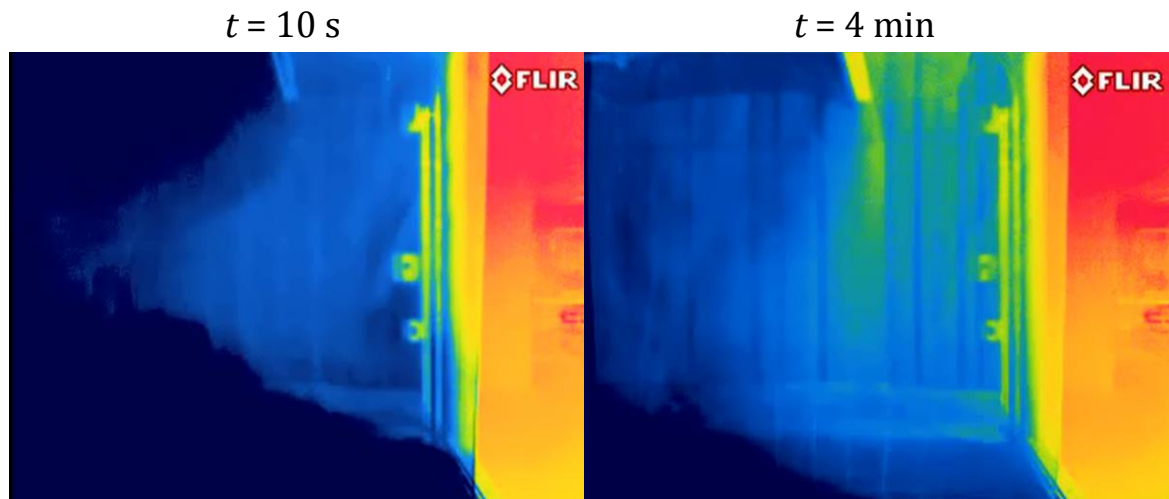


Figure 4.21 : Visualisation de l'infiltration au travers d'un rideau ambiant soufflé avec une vitesse de $1,2 \text{ m s}^{-1}$ ($\alpha_a = 15^\circ$, $T_{in} = 0^\circ\text{C}$, $T_{ext} = 17^\circ\text{C}$, $U_{ext} = 64\%$).

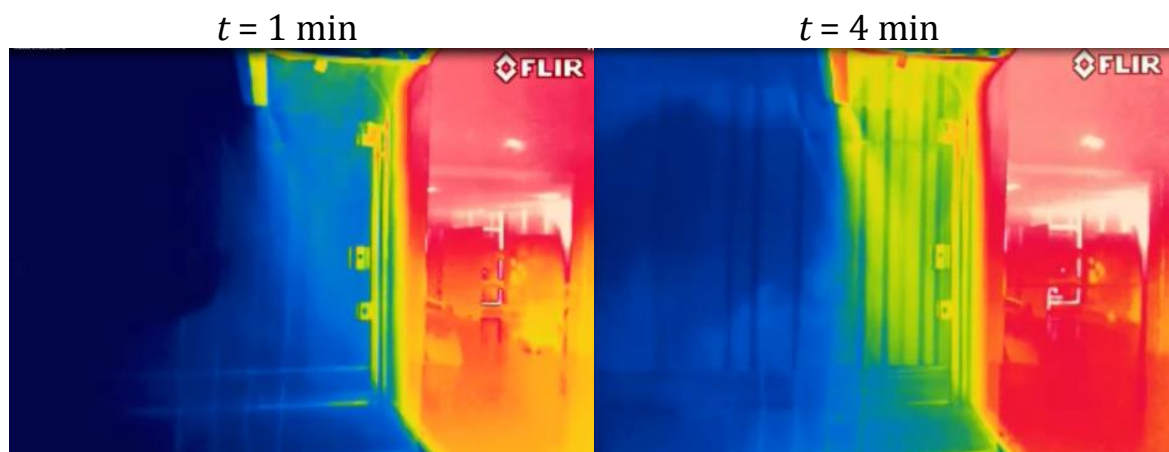


Figure 4.22 : Visualisation de l'infiltration au travers d'un rideau ambiant soufflé avec une vitesse de 3 m s^{-1} ($\alpha_a = 15^\circ$, $T_{in} = 0^\circ\text{C}$, $T_{ext} = 17^\circ\text{C}$, $U_{ext} = 65\%$).

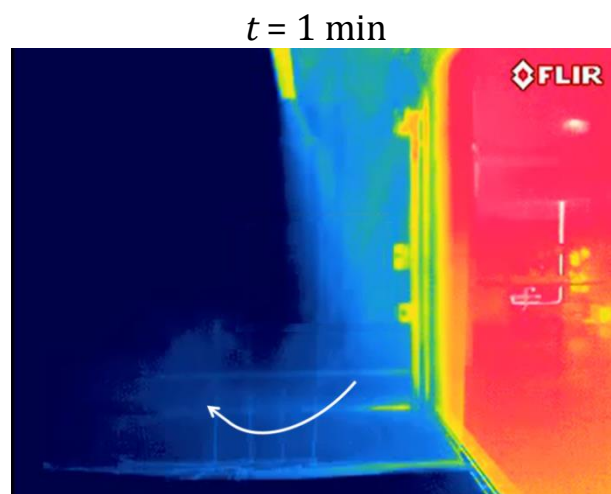


Figure 4.23 : Visualisation d'un tourbillon de sol se développant à la base du rideau ambiant soufflé avec une vitesse de $4,2 \text{ m s}^{-1}$ ($\alpha_a = 15^\circ$, $T_{in} = 0^\circ\text{C}$, $T_{ext} = 18,5^\circ\text{C}$, $U_{ext} = 50\%$).

Il est intéressant de constater que la déflexion du rideau vers l'intérieur de la caisse (distance maximale entre le rideau et l'axe de soufflage) diminue lorsque la vitesse de soufflage augmente (figures 4.24, 4.25 et 4.26). Le rideau d'air est ainsi quasiment vertical lorsque la vitesse de soufflage est de 5 m s^{-1} . Cette influence de la vitesse de soufflage sur la déflexion du jet a déjà été observée par Hammond et al. (2011) dans le cadre des vitrines réfrigérées (§ 1.3.1). Les présents résultats ne montrent pas pour le rideau ambiant une modification de la déflexion lors de l'augmentation de la vitesse de soufflage. Dans le cas du rideau froid, la déflexion est due à la dépression créée par la bouche d'aspiration du ventilateur formant le rideau. Lorsque la vitesse de soufflage augmente l'énergie cinétique du rideau augmente, le rideau parvient alors à résister à la dépression et la déflexion diminue.

4.2.2.2.3 Rideau froid avec le compresseur à l'arrêt

La figure 4.27 présente l'infiltration au travers du rideau froid soufflé avec une vitesse de 2 m s^{-1} alors que le compresseur est à l'arrêt. Similairement aux rideaux ambiant et réfrigéré soufflés à faibles vitesses, la visualisation de l'infiltration montre que le rideau ne parvient pas à obturer la totalité de l'ouverture pendant la première minute de l'ouverture. Le rideau se reconstitue cependant ensuite et obture l'ouverture sur toute la hauteur. Il s'avère néanmoins que la frontière entre les deux ambiances devient moins nette après trois minutes d'ouverture (non présenté).

La figure 4.28 présente l'infiltration au travers du rideau froid soufflé avec une vitesse de $3,5 \text{ m s}^{-1}$ et alors que le compresseur est à l'arrêt. La visualisation de l'infiltration montre que le rideau recyclé parvient à obturer l'ouverture sur toute la hauteur du passage et pendant les cinq minutes de l'ouverture. Comme pour le cas précédent, la frontière entre les deux ambiances devient également moins nette après trois minutes d'ouverture (non présenté). Il est intéressant de noter qu'après une minute d'ouverture, le champ de températures est très similaire à celui obtenu lorsque le compresseur est en fonctionnement et pour une même vitesse de soufflage (§ 4.2.2.2.2, figure 4.25). Ce n'est cependant plus le cas à $t = 4 \text{ min}$; la température de soufflage du rideau recyclé est alors plus élevée que celle du rideau réfrigéré et la frontière entre les deux ambiances est moins nette.

La figure 4.29 présente l'infiltration au travers du rideau froid soufflé avec une vitesse de 5 m s^{-1} et alors que le compresseur est à l'arrêt. La frontière entre les deux ambiances est nette. Cependant dans la partie inférieure de l'ouverture, un tourbillon de sol laisse échapper un volume d'air intérieur. Il est intéressant de noter que ce phénomène n'est pas visible pour le rideau réfrigéré (figure 4.26). De plus, dans le cas des tourbillons de sol observés avec le rideau ambiant, celui-ci laissait entrer de l'air extérieur dans la caisse contrairement à ce qui est observé pour le rideau froid recyclé. Comme observé au paragraphe 4.2.2.2.2 pour le rideau réfrigéré, la déflexion du rideau vers l'intérieur de la caisse est d'autant plus importante que la vitesse de soufflage est faible.

4.2.2.2.4 Comparaison générale

Le tableau 4.2 présente les champs de températures obtenus après 1, 2 ou 4 min d'ouverture pour les différents rideaux. Les vitesses de soufflage sont choisies parmi les configurations les plus efficaces présentées aux trois paragraphes précédents.

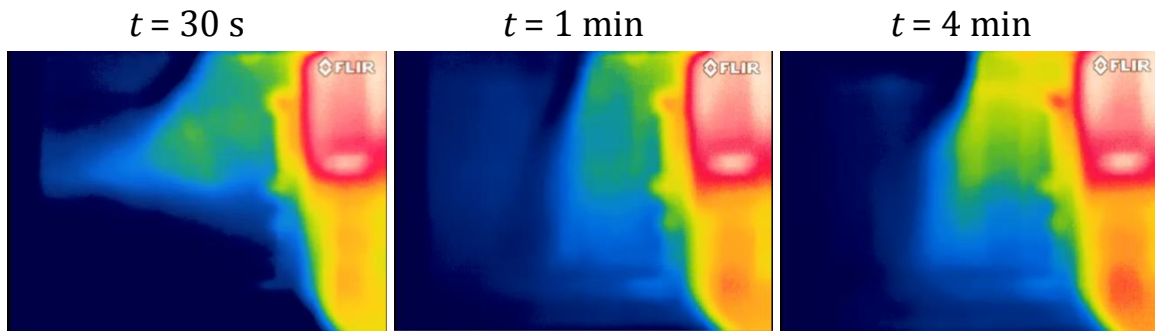


Figure 4.24 : Visualisation de l'infiltration au travers d'un rideau froid soufflé avec une vitesse de 2 m s^{-1} et avec le compresseur en fonctionnement ($\alpha_b = 0^\circ$, $T_{in} = 0^\circ \text{C}$, $T_{ext} = 12^\circ \text{C}$, $U_{ext} = 42\%$).

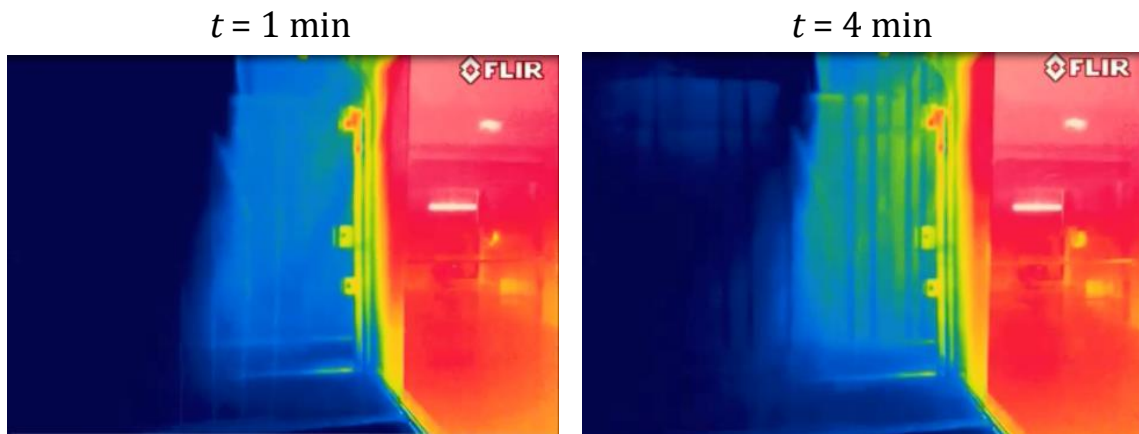


Figure 4.25 : Visualisation de l'infiltration au travers d'un rideau froid soufflé avec une vitesse de $3,5 \text{ m s}^{-1}$ et avec le compresseur en fonctionnement ($\alpha_b = 0^\circ$, $T_{in} = 0^\circ \text{C}$, $T_{ext} = 17^\circ \text{C}$, $U_{ext} = 48\%$).

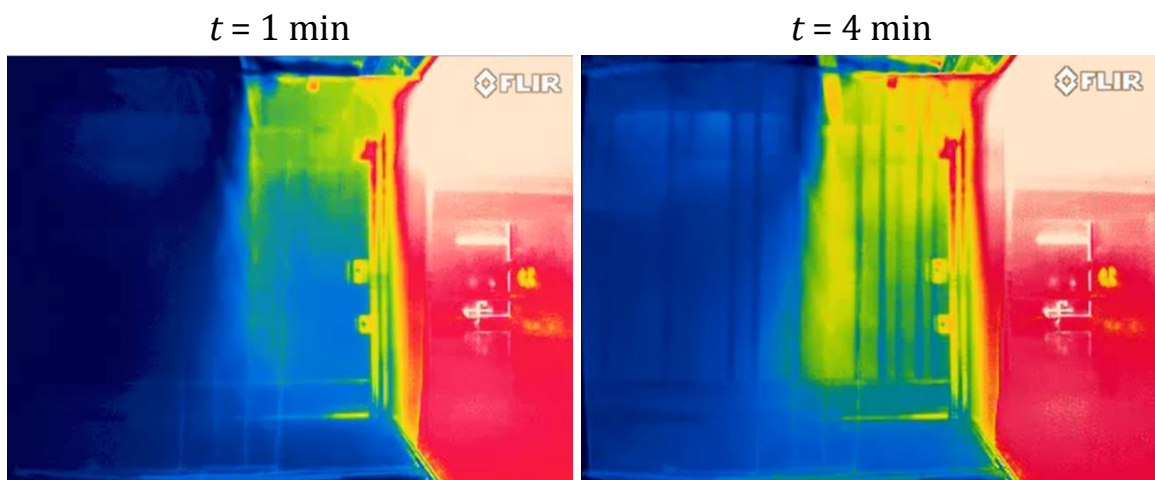


Figure 4.26 : Visualisation de l'infiltration au travers d'un rideau froid soufflé avec une vitesse de 5 m s^{-1} et avec le compresseur en fonctionnement ($\alpha_b = 0^\circ$, $T_{in} = 0^\circ \text{C}$, $T_{ext} = 17^\circ \text{C}$, $U_{ext} = 44\%$).

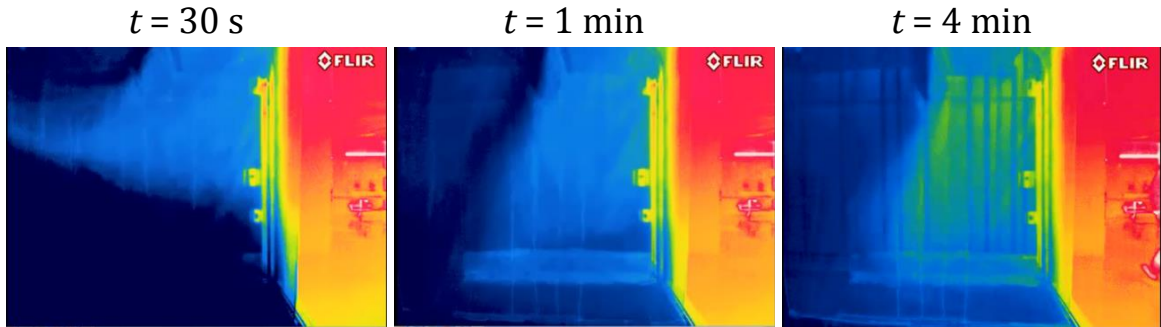


Figure 4.27 : Visualisation de l'infiltration au travers d'un rideau froid soufflé à une vitesse de 2 m s^{-1} et avec le compresseur à l'arrêt ($\alpha_b = 0^\circ$, $T_{in} = 0^\circ \text{C}$, $T_{ext} = 17,5^\circ \text{C}$, $U_{ext} = 63 \%$).

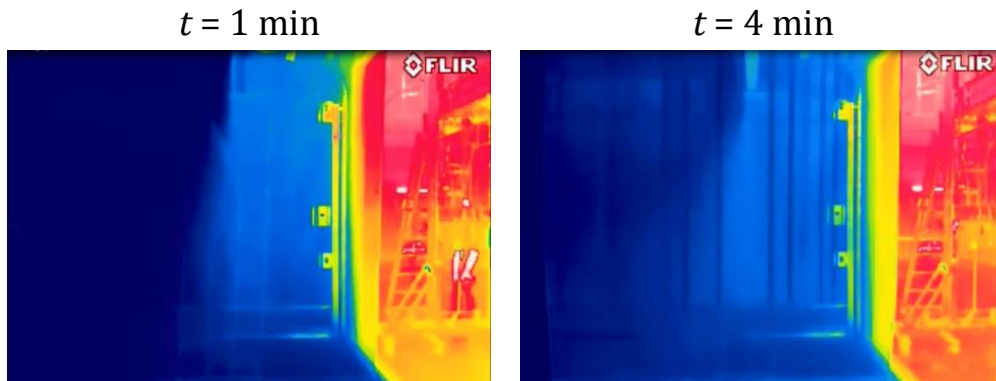


Figure 4.28 : Visualisation de l'infiltration au travers d'un rideau froid soufflé avec une vitesse de $3,5 \text{ m s}^{-1}$ et avec le compresseur à l'arrêt ($\alpha_b = 0^\circ$, $T_{in} = 0^\circ \text{C}$, $T_{ext} = 16,8^\circ \text{C}$, $U_{ext} = 39 \%$).

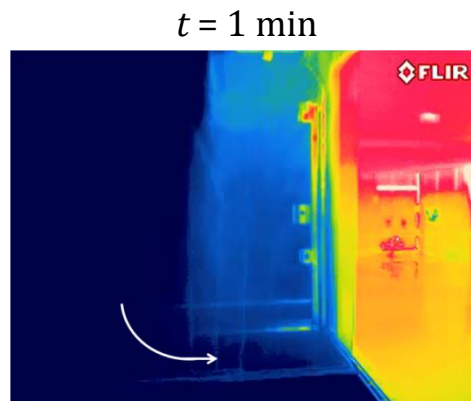


Figure 4.29 : Visualisation d'un tourbillon de sol se développant à la base d'un rideau froid soufflé avec une vitesse de 5 m s^{-1} et avec le compresseur à l'arrêt ($\alpha_b = 0^\circ$, $T_{in} = 0^\circ \text{C}$, $T_{ext} = 16^\circ \text{C}$, $U_{ext} = 43 \%$).

Après une ouverture d'une minute, les rideaux froids donnent des champs de températures similaires. La frontière créée par le rideau froid est nette, clairement visible, présente sur toute la hauteur de l'ouverture et légèrement orientée vers l'intérieur de la caisse. Dans le cas du rideau ambiant, la distinction est moins nette entre le volume protégé par le rideau et l'ambiance. De plus, la frontière entre les deux ambiances n'est pas

continue jusqu'au bas de l'ouverture et une zone d'infiltration d'air ambiant se distingue en bas de l'ouverture.

Après une ouverture de deux minutes, le comportement des rideaux froids se différencie. Lorsque le compresseur est en fonctionnement, la frontière entre les deux ambiances est plus nette, la température de l'air dans la caisse semble alors plus basse que lorsque le compresseur est à l'arrêt. Pour ces deux rideaux froids, la déflexion du rideau vers l'intérieur de la caisse est plus importante qu'à $t = 1$ min. Le comportement du rideau ambiant reste similaire même si la zone d'infiltration en bas de l'ouverture est plus importante.

Après une ouverture de 4 min, le rideau froid réfrigéré permet toujours d'obturer l'ouverture, même si des zones de températures plus élevées se distinguent dans la partie supérieure de l'ouverture. Dans le cas où le compresseur est à l'arrêt, la frontière entre les deux ambiances ne se distingue plus. Le rideau ambiant parvient quant à lui à séparer les deux ambiances jusqu'au bas de l'ouverture. La frontière se distingue alors clairement, elle est légèrement orientée vers l'extérieur.

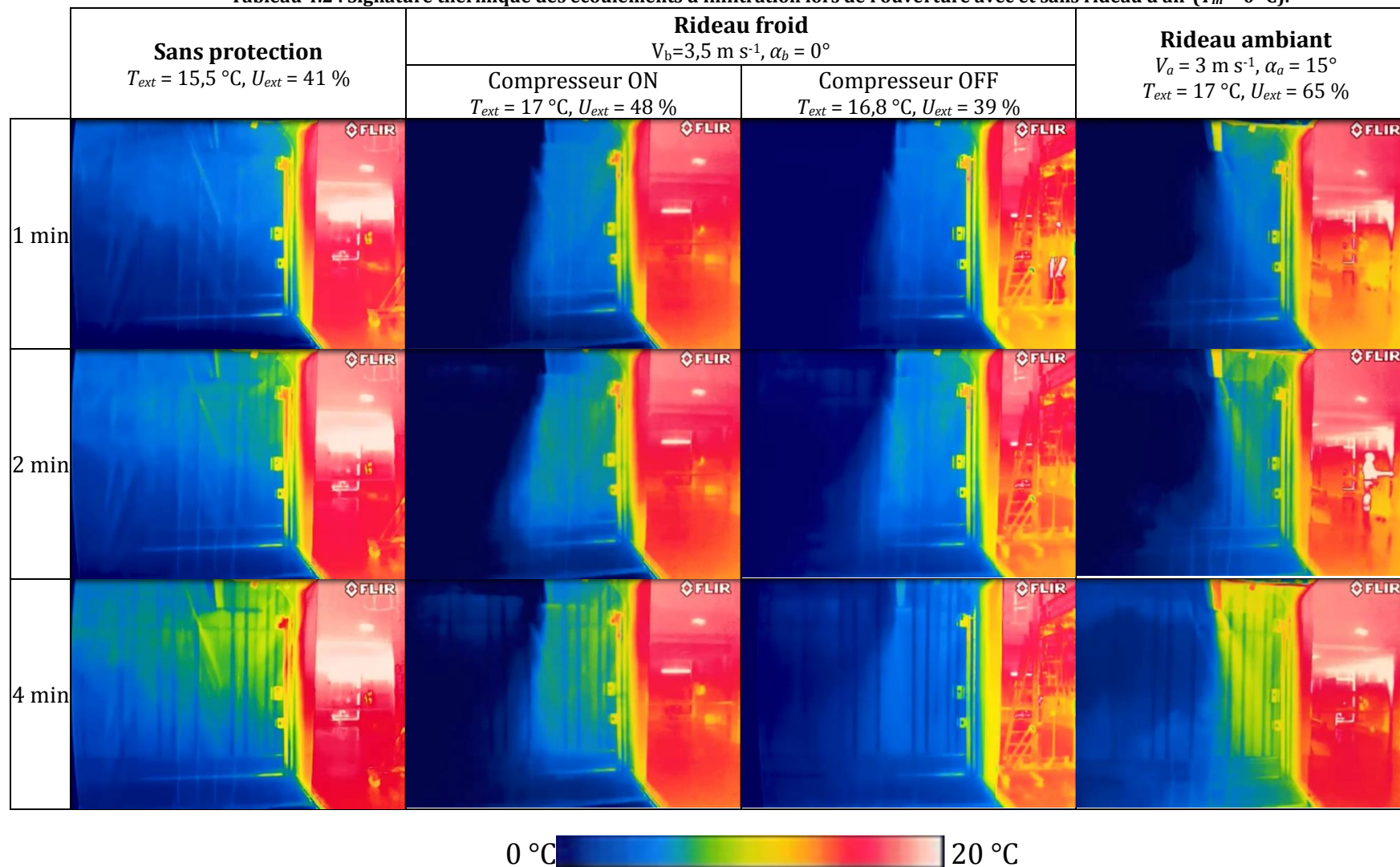
Les avantages en termes de protection thermique des configurations présentées sont flagrants par rapport à une configuration sans rideau d'air. Il est cependant difficile de comparer finement les configurations à partir de ces images. Ainsi, par la suite, elles seront comparées aux moyens de bilans d'énergie.

4.2.2.3 Bilans énergétiques, influence de la vitesse de soufflage

4.2.2.3.1 Rideau ambiant

L'influence de la vitesse de soufflage du rideau ambiant sur l'énergie nécessaire à la remise en température de la caisse est présentée sur la figure 4.30. Cette énergie correspond à l'intégration de la puissance frigorifique dissipée par la batterie froide lorsque l'évaporateur est en mode température dirigée pendant la phase de remise en température de la caisse (§ 4.1.4.3). Les résultats sont présentés pour des ouvertures de cinq minutes et pour cinq vitesses de soufflage du rideau ambiant comprises entre 1,2 et 4,2 m s^{-1} . Les bilans sont donnés pour au moins quatre essais et moyennés (marqueurs noirs). Ils donnent une vitesse de soufflage optimale située entre 1,8 et 3 m s^{-1} , l'énergie nécessaire à la remise en température de la caisse est alors d'environ 5400 kJ. Lorsque la vitesse de soufflage est de 1,2 m s^{-1} , l'énergie de remise en température de la caisse est alors bien plus importante : 6185 ± 200 kJ. Cette augmentation est liée au fait que le rideau ne parvient pas à obturer l'ouverture pendant la première minute (§ 4.2.2.2.1). Lorsque la vitesse de soufflage est de 4,2 m s^{-1} , l'énergie de remise en température vaut 5947 ± 200 kJ. Les champs de températures ont montré la présence de tourbillons de sol responsables de l'infiltration d'air ambiant dans la caisse (§ 4.2.2.2.1). L'énergie de remise en température dépend donc fortement de la vitesse de soufflage puisque l'écart entre les configurations présentées peut atteindre 15 %. La dispersion des énergies par rapport à la moyenne est importante, elle est due aux conditions climatiques, notamment l'humidité relative qui n'est pas constante pour les différents essais. L'influence de l'humidité sera étudiée au paragraphe 4.2.2.4.2.1.

Tableau 4.2 : Signature thermique des écoulements d'infiltration lors de l'ouverture avec et sans rideau d'air ($T_{in} = 0\text{ °C}$).



4.2.2.3.2 Rideau froid avec le compresseur en fonctionnement

L'influence de la vitesse de soufflage du rideau froid avec le compresseur en fonctionnement sur les énergies est présentée sur la figure 4.31. Les résultats sont présentés pour des ouvertures de cinq minutes et pour trois vitesses de soufflage comprises entre 2 et 5 m s⁻¹ ; les bilans sont à chaque fois donnés pour au moins quatre essais et moyennés (marqueurs noirs).

L'énergie nécessaire à l'établissement du rideau ($Q_{\text{établissement}}$) correspond à l'intégration de la puissance frigorifique dissipée par la batterie froide dans le rideau pendant la durée de l'ouverture (§ 4.1.4.2).

$$Q_{\text{établissement}} = \int_{\text{durée de l'ouverture}} \dot{m}(E_{\text{sortie}} - E_{\text{entrée}})dt \quad (4.10)$$

Elle reste constante lorsque la vitesse de soufflage augmente (figure 4.31, marqueurs verts), alors qu'une tendance croissante pouvait être attendue. Ainsi malgré l'augmentation de la vitesse de soufflage du rideau qui devait avoir pour conséquence une augmentation du coefficient d'échange entre l'air et les ailettes de la batterie froide, la puissance frigorifique transmise à l'air ne semble pas augmenter mais reste au contraire constante. Peut-être la puissance frigorifique maximale est-elle déjà atteinte même avec une vitesse de soufflage de 2 m s⁻¹ : les puissances frigorifiques mesurées pendant l'établissement du rideau avec des vitesses de 2 et 5 m s⁻¹ sont en effet respectivement de 7,9 et 8,2 ± 0,1 kW, relativement proches de la puissance maximale donnée dans le catalogue pour l'unité de condensation et l'évaporateur plafonnier initial (9 kW). Il est également possible que l'augmentation de la vitesse de soufflage entraîne une meilleure efficacité du rideau et donc une température de reprise d'air dans la caisse plus basse, ce qui aurait pour conséquence une diminution du gradient de température entre les ailettes et l'air et donc une limitation de la puissance thermique échangée. Cette explication est néanmoins contredite par le fait que les températures d'aspiration diffèrent peu pour des vitesses de soufflage de 2 et 5 m s⁻¹ (5,9 et 6,5 ± 0,3 °C à t = 5 min). Pour les trois vitesses de soufflage, la dispersion des mesures autour de la moyenne est bien supérieure à l'incertitude de mesure évaluée. D'autres phénomènes doivent donc intervenir ou être mieux pris en compte. Par exemple, la présence de givre sur la batterie froide à l'état initial n'a pas été prise en compte. De même, l'influence des conditions ambiantes mériterait d'être prise en compte car celles-ci ne sont pas identiques pour les différents essais présentés.

La figure 4.31 présente également l'énergie de remise en température de la caisse en fonction de la vitesse de soufflage. Celle-ci diminue lorsque la vitesse de soufflage du rideau augmente. Ainsi, avec une vitesse de soufflage de 2 m s⁻¹, l'énergie nécessaire à la remise en température de la caisse est en moyenne de 5752 ± 200 kJ ; elle n'est que de 5315 ± 200 kJ avec une vitesse de soufflage de 5 m s⁻¹, soit un gain énergétique non négligeable de 8 %. Cette diminution traduit une meilleure efficacité du rideau pour des vitesses de soufflage élevées. Il est intéressant de noter que la dispersion des valeurs autour de la moyenne augmente avec la vitesse de soufflage. Pour une vitesse de 2 m s⁻¹, la dispersion des valeurs de l'énergie de remise en température de la caisse autour de leur

moyenne est incluse dans les barres d'incertitude. Ce n'est pas le cas lorsque la vitesse de soufflage est de 5 m s^{-1} ; les différents essais donnent alors une énergie de remise en température comprise entre 4315 et 5995 kJ, ce qui représente un écart bien supérieur aux incertitudes de mesures ($\pm 200 \text{ kJ}$). Cette dispersion peut être due à des phénomènes transitoires d'induction d'air extérieur humide qui augmentent avec la turbulence du rideau et donc sa vitesse de soufflage.

Enfin l'énergie totale représentant la somme de l'énergie nécessaire à l'établissement du rideau et l'énergie de remise en température de la caisse est présentée sur la figure 4.31. Cette énergie représente le cout énergétique global de l'ouverture. La tendance est similaire à celle de l'énergie de remise en température de la caisse. L'énergie totale diminue lorsque la vitesse de soufflage augmente, ce qui signifie que le rideau est plus efficace lorsque la vitesse de soufflage augmente. Cette tendance a précédemment été observée avec les champs de températures (§ 4.2.2.2). L'énergie totale permet de comparer l'efficacité énergétique du rideau froid avec le compresseur à l'arrêt avec les autres configurations.

4.2.2.3.3 Rideau froid avec le compresseur à l'arrêt

L'influence de la vitesse de soufflage du rideau froid lorsque le compresseur est à l'arrêt sur l'énergie de remise en température de la caisse est présentée sur la figure 4.32. Les bilans sont donnés pour des ouvertures de cinq minutes et pour trois vitesses de soufflage comprises entre 2 et 5 m s^{-1} ; ils sont à chaque fois donnés pour au moins quatre essais et moyennés (marqueurs noirs). Les résultats donnent une vitesse de soufflage optimale de $3,5 \text{ m s}^{-1}$, l'énergie nécessaire à la remise en température de la caisse est alors en moyenne de 5128 kJ.

Lorsque la vitesse de soufflage est de 2 m s^{-1} , l'énergie de remise en température de la caisse est en moyenne de 5271 kJ, soit 3 % supérieure à la valeur optimale lorsque la vitesse est de $3,5 \text{ m s}^{-1}$. Pourtant, les écarts des mesures par rapport à la moyenne sont bien supérieurs par rapport au cas précédent. Ainsi, la défaillance du rideau observée pendant la première minute (§ 4.2.2.3 Figure 4.27) ne se traduit pas par une augmentation significative de l'énergie de remise en température mais par une augmentation de la dispersion des mesures. Lorsque la vitesse de soufflage est de 5 m s^{-1} , l'énergie de remise en température est significativement plus importante (5714 kJ) ce qui est probablement dû aux tourbillons de sol observés sur les champs de températures (§ 4.2.2.3, figure 4.29).

4.2.2.4 Influence de l'humidité ambiante

L'humidité de l'air ambiant constitue une charge thermique latente non négligeable lorsque se produit un écoulement d'infiltration lors de l'ouverture des portes (§ 4.2.1.4). Le but du présent paragraphe est tout d'abord d'observer l'évolution de l'humidité absolue intérieure en fonction des différents modes de protection, et ensuite d'en étudier les conséquences sur les bilans énergétiques.

4.2.2.4.1 Evolution de l'humidité intérieure pendant l'ouverture

L'évolution de l'humidité absolue intérieure est présentée sur la figure 4.33 pour une ouverture de cinq minutes. Les essais sont présentés pour des humidités relatives ambiantes importantes comprises entre 60 et 65 %.

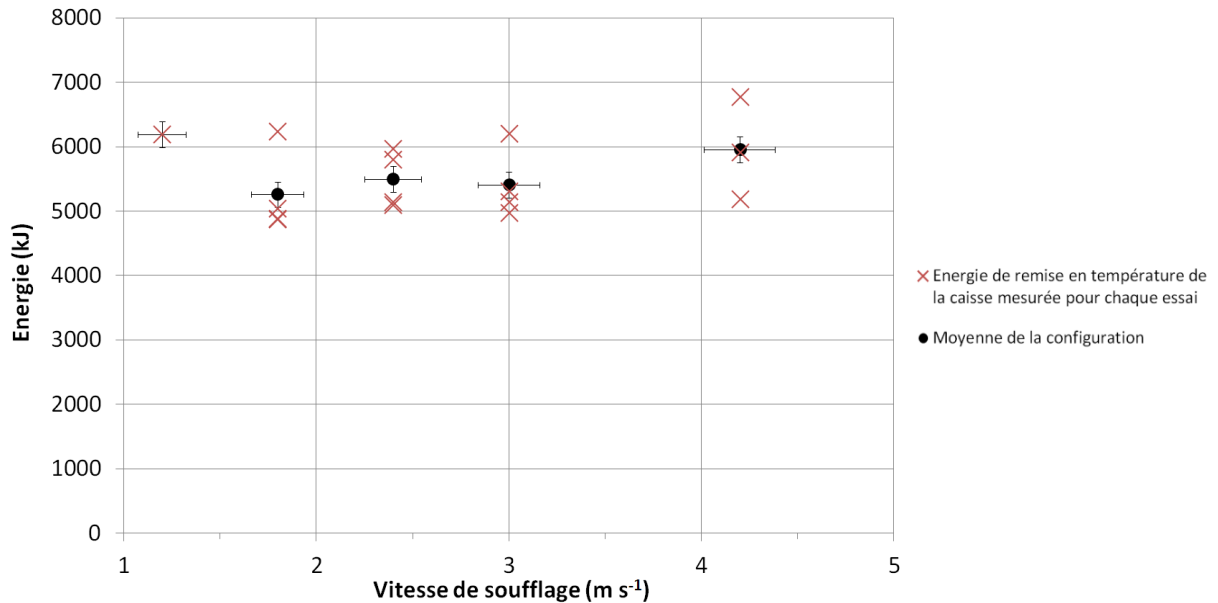


Figure 4.30 : Influence de la vitesse de soufflage du rideau ambiant sur l'énergie de remise en température de la caisse ($T_{in} = 0\text{ }^{\circ}\text{C}$, $\alpha_a = 15$, $T_{ext} \in [14 ; 19\text{ }^{\circ}\text{C}]$, $U_{ext} \in [27 ; 70\text{ \%}]$, $t = 5\text{ min}$).

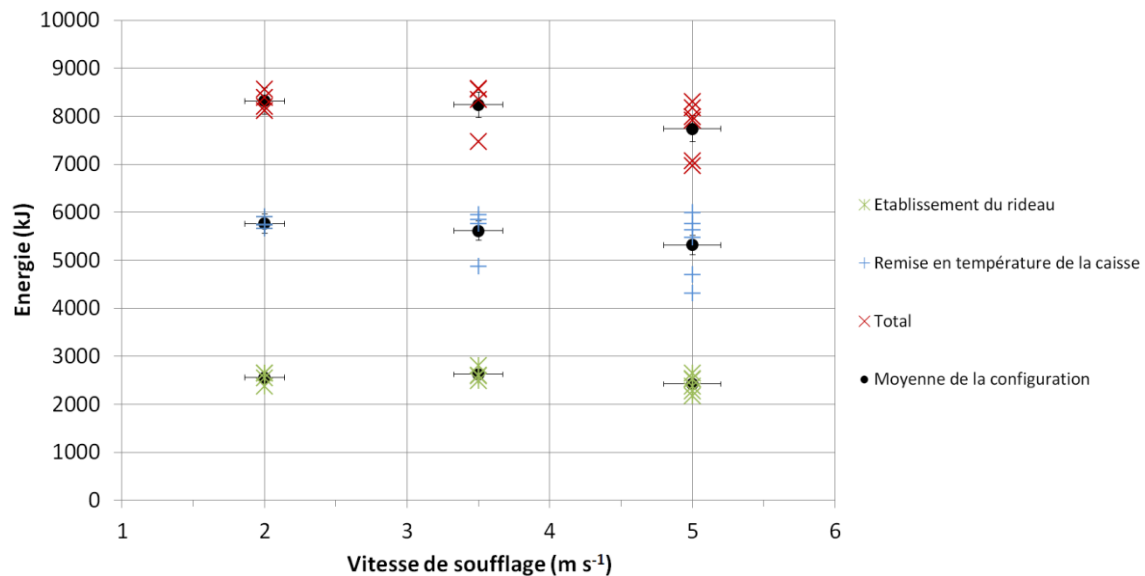


Figure 4.31 : Influence de la vitesse de soufflage du rideau froid lorsque le compresseur est en fonctionnement, sur l'énergie d'établissement du rideau, sur l'énergie de remise en température de la caisse et sur la dépense énergétique totale due à l'ouverture ($T_{in} = 0\text{ }^{\circ}\text{C}$, $\alpha_b = 0^{\circ}$, $T_{ext} \in [12 ; 17\text{ }^{\circ}\text{C}]$, $U_{ext} \in [33 ; 64\text{ \%}]$, $t = 5\text{ min}$).

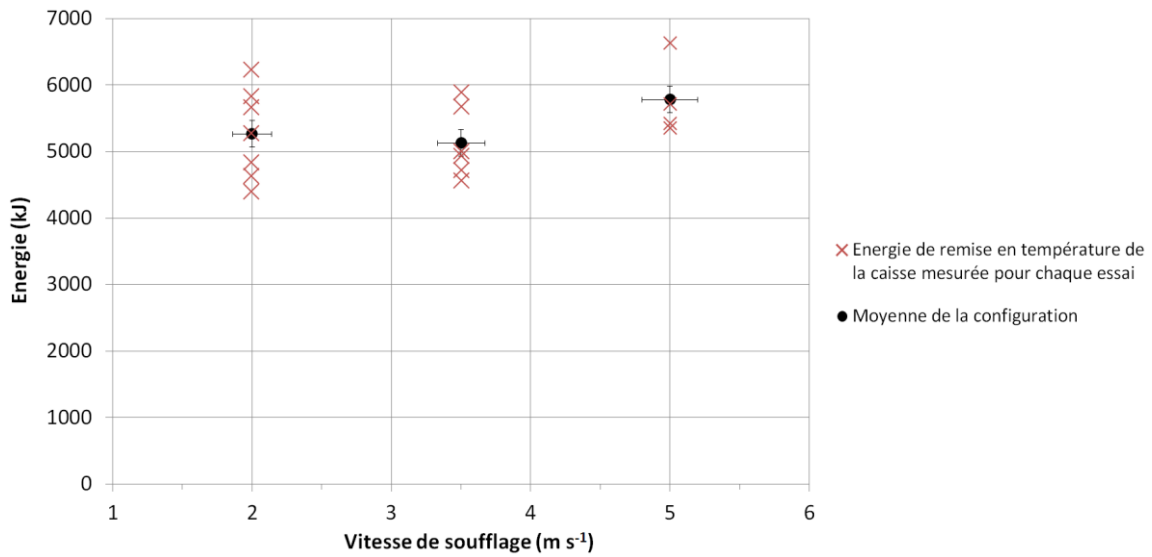


Figure 4.32 : Influence de la vitesse de soufflage du rideau froid lorsque le compresseur est à l'arrêt, sur l'énergie de remise en température de la caisse ($T_{in} = 0\text{ °C}$, $\alpha_b = 0^\circ$, $T_{ext} \in [13,5; 17,5\text{ °C}]$, $U_{ext} \in [25; 67\%]$, $t = 5\text{ min}$).

Quel que soit le dispositif de protection utilisé, l'humidité absolue oscille entre 2,5 et 4,5 g_{eau} kg_{air sec}⁻¹ avant l'ouverture des portes. Ce comportement est dû à la régulation thermique de l'enceinte, alternant des périodes de fonctionnement et d'arrêt du groupe frigorifique (§ 4.1.2).

Sans dispositif de protection, l'humidité intérieure augmente très rapidement dès l'ouverture des portes et atteint 9 g_{eau} kg_{air sec}⁻¹ en une minute. Cette augmentation correspond à l'écoulement gravitaire qui renouvelle entièrement le volume d'air de la caisse. L'humidité reste ensuite constante et diminue à partir de la quatrième minute de l'ouverture. Cette diminution, qui se produit avant la fermeture des portes, pourrait être due à l'écoulement de couche limite au cours duquel le débit d'infiltration est réduit et qui pourrait favoriser la condensation en parois.

Lorsqu'un rideau d'air est utilisé, l'augmentation de l'humidité au cours de la première minute de l'ouverture est moins importante ; elle atteint 5 g_{eau} kg_{air sec}⁻¹ pour les trois rideaux. Le comportement des trois rideaux diffère ensuite. Avec le rideau ambiant, l'humidité continue d'augmenter et atteint 7 g_{eau} kg_{air sec}⁻¹ à $t = 5\text{ min}$. Cette augmentation de l'humidité intérieure signifie qu'une migration de vapeur se produit au travers du rideau pendant toute la durée de l'ouverture. Pour les rideaux froids, l'humidité se stabilise à environ 5,5 g_{eau} kg_{air sec}⁻¹ dès la deuxième minute suivant l'ouverture. Cette stabilisation de l'humidité intérieure peut indiquer une absence de migration de la vapeur au travers du rideau ou bien un assèchement de l'air humide intérieur par la batterie froide de l'évaporateur. Ces hypothèses seront étudiées au paragraphe 4.2.2.4.3. Pour les trois rideaux, l'humidité intérieure baisse immédiatement après la fermeture des portes et pendant la phase de remise en température de la caisse. L'humidité se stabilise ensuite à sa valeur initiale entre 2,5 et 4,5 g_{eau} kg_{air sec}⁻¹. La différence d'évolution de l'humidité

absolue pour les rideaux froids n'est pas significative par rapport à l'incertitude de mesure ($\pm 0,3 \text{ g}_{\text{eau}} \text{ kg}_{\text{air}} \text{ sec}^{-1}$).

Les résultats présentés montrent clairement les bénéfices apportés par les différents rideaux d'air pour limiter l'infiltration d'humidité dans la caisse. Les rideaux permettent une réduction de l'infiltration de vapeur dans la caisse d'environ 20 % pour le rideau ambiant et d'environ 40 % pour les rideaux froids.

4.2.2.4.2 Influence de l'humidité relative ambiante sur les performances énergétiques des rideaux

4.2.2.4.2.1 Rideau ambiant

L'influence de l'humidité relative ambiante sur l'énergie de remise en température est présentée sur la figure 4.34 pour trois vitesses de soufflage du rideau ambiant comprises entre 2,4 et 4,2 m s⁻¹. Pour chacune de ces vitesses, les tendances sont croissantes et quasiment linéaires malgré de faibles écarts probablement dus aux variations de la température extérieure ($T_{\text{ext}} \in [14,5 ; 19 \text{ °C}]$) ou à la présence de givre sur la batterie froide (non étudiée au cours des essais). L'énergie de remise en température de la caisse dépend moins de l'humidité relative lorsqu'un rideau est soufflé que dans le cas sans protection. En effet, les pentes des différentes courbes obtenues avec rideau d'air sont plus faibles que dans le cas sans protection. Les différents bilans montrent que la vitesse de soufflage optimale est proche de 2,4 et 3 m s⁻¹ (marqueurs rouges et bleus). En effet, quelle que soit l'humidité relative extérieure, les énergies de remise en température de la caisse pour ces deux vitesses sont très proches et inférieures aux valeurs données pour une vitesse de 4,2 m s⁻¹ (marqueurs verts). L'analyse des fichiers vidéo des champs de températures données par la caméra infrarouge (non représenté au § 4.2.2.2.1) montre que le rideau soufflé avec une vitesse de 3 m s⁻¹ est plus stable que celui soufflé avec une vitesse de 2,4 m s⁻¹. Ainsi, la vitesse de 3 m s⁻¹ est retenue comme vitesse optimale du rideau ambiant pour une ouverture de cinq minutes et un angle de soufflage de 15°. Le gain énergétique de ce rideau par rapport au cas sans protection est alors respectivement de 14 % et 22 % pour des humidités relatives ambiantes de 30 % et 60 %. Dans ces conditions, le rideau est donc plus efficace pour des humidités ambiantes élevées.

4.2.2.4.2.2 Rideau froid avec le compresseur à l'arrêt

L'influence de l'humidité relative ambiante sur l'énergie de remise en température est présentée sur la figure 4.35 pour trois vitesses de soufflage du rideau froid et lorsque le compresseur est à l'arrêt. Lorsque la vitesse de soufflage est de 2 m s⁻¹, aucune tendance franche n'est observée. Les énergies de remise en température de la caisse varient fortement pour une humidité relative donnée. Ces observations sont logiques dans le sens où il a déjà été observé qu'avec cette faible vitesse, le rideau ne parvient pas à obturer l'ouverture (§ 4.2.2.2.3, figure 4.27). Avec des vitesses de 3,5 et 5 m s⁻¹, les tendances sont croissantes et quasiment linéaires malgré de faibles écarts probablement dus aux variations de la température extérieure ($T_{\text{ext}} \in [13,5 ; 17,5 \text{ °C}]$) ou à la présence de givre sur la batterie froide. Les différents bilans montrent clairement que la vitesse de soufflage optimale est de 3,5 m s⁻¹ (marqueurs rouges). En effet, quelle que soit l'humidité relative extérieure, l'énergie de remise en température de la caisse pour cette vitesse est inférieure aux valeurs données pour une vitesse de 5 m s⁻¹ (marqueurs verts). Pour rappel, il a été

observé la présence de tourbillons de sol lorsque ce rideau est injecté avec une vitesse de 5 m s^{-1} (§ 4.2.2.2.3, figure 4.29). Les gains énergétiques du rideau froid soufflé avec une vitesse de $3,5 \text{ m s}^{-1}$, avec le compresseur à l'arrêt et pour un angle de 0° , pour une ouverture de cinq minutes, sont respectivement de 16 % et 23 % pour des humidités relatives ambiantes de 30 % et 60 %, signe que ce rideau est, comme le rideau ambiant, plus efficace pour des humidités relatives élevées.

4.2.2.4.2.3 Rideau froid avec le compresseur en fonctionnement

L'influence de l'humidité relative ambiante sur l'énergie de remise en température est présentée sur la figure 4.36 pour trois vitesses de soufflage du rideau froid réfrigéré. Quelle que soit la vitesse de soufflage, une tendance globalement constante est observée : l'énergie de remise en température ne dépend pas de l'humidité relative ambiante.

Lorsque la vitesse de soufflage est d'une part de $3,5$ ou d'autre part de 5 m s^{-1} , les énergies de remise en température de la caisse varient fortement pour une humidité relative donnée. Là encore, ces écarts sont probablement dus à la variation de la température extérieure ($T_{ext} \in [12 ; 18 \text{ }^\circ\text{C}]$) ou à la présence de givre sur la batterie froide. Les trois vitesses représentées donnent une énergie de remise en température de la caisse similaire, en moyenne de 5800 kJ . Par ailleurs, aucune vitesse optimale ne se distingue, comme observé au paragraphe 4.2.2.3.2. Il est intéressant de constater que les performances du rideau réfrigéré ne sont pas plus dégradées avec une vitesse de soufflage de 2 m s^{-1} qu'avec une vitesse de $3,5$ ou de 5 m s^{-1} . Les champs de températures (§ 4.2.2.2.2, figure 4.24) avaient cependant montré qu'à cette faible vitesse (2 m s^{-1}), le rideau ne parvenait pas à obturer la totalité de l'ouverture, pendant la première minute uniquement. Cette observation est également en contradiction avec les résultats du rideau froid soufflé avec une vitesse similaire lorsque le compresseur est à l'arrêt (§ 4.2.2.4.2.2) ; les performances du rideau étaient alors dégradées pour une vitesse de 2 m s^{-1} . Cette dernière comparaison peut être expliquée par le poids de l'air réfrigéré (compresseur en fonctionnement) qui diminue la déflexion du rideau et améliore son étanchéité au niveau du plancher par rapport au rideau froid recyclé.

Le fait que l'énergie de remise en température de la caisse ne dépende pas de l'humidité relative extérieure signifie que la quantité de vapeur d'eau présente dans la caisse est faible lors de la remise en température, c'est-à-dire au moment de la fermeture des portes. Deux hypothèses peuvent être formulées pour expliquer ce phénomène : on peut supposer que la vapeur d'eau ayant pénétré dans la caisse se soit immédiatement condensée, par exemple sur les parois ou dans la batterie froide. Dans ces conditions, la charge latente de condensation ne serait pas visible lors de la remise en température de la caisse. Cette première hypothèse sera discutée au prochain paragraphe à partir de bilans énergétiques réalisés pendant la phase d'ouverture des portes. On peut aussi supposer que la vapeur d'eau ne migre pas au travers du rideau pendant la phase d'ouverture. Le rideau froid réfrigéré constituerait ainsi être une barrière pour la vapeur qui condenserait immédiatement dans la couche de mélange entre le jet et l'air extérieur. Cette seconde hypothèse sera quant à elle étudiée au paragraphe 4.2.2.4.3.

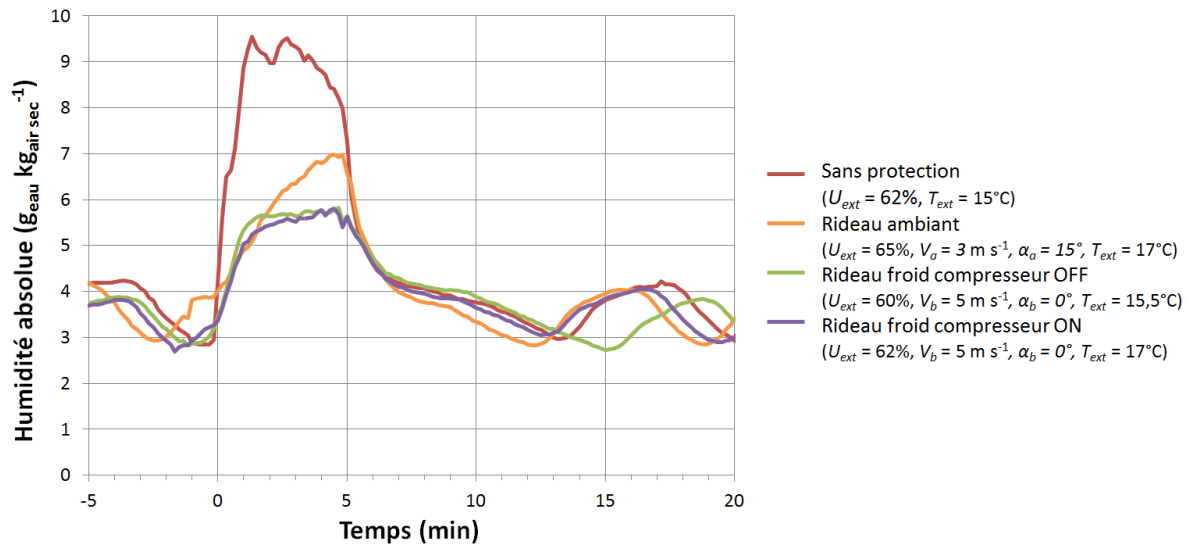


Figure 4.33 : Evolution de l'humidité absolue intérieure dans la caisse au cours d'une ouverture de cinq minutes pour les différents modes de protection ($T_{in} = 0\text{ °C}$, incertitude de l'humidité $\pm 0,3\text{ g'eau kg'air sec}^{-1}$).

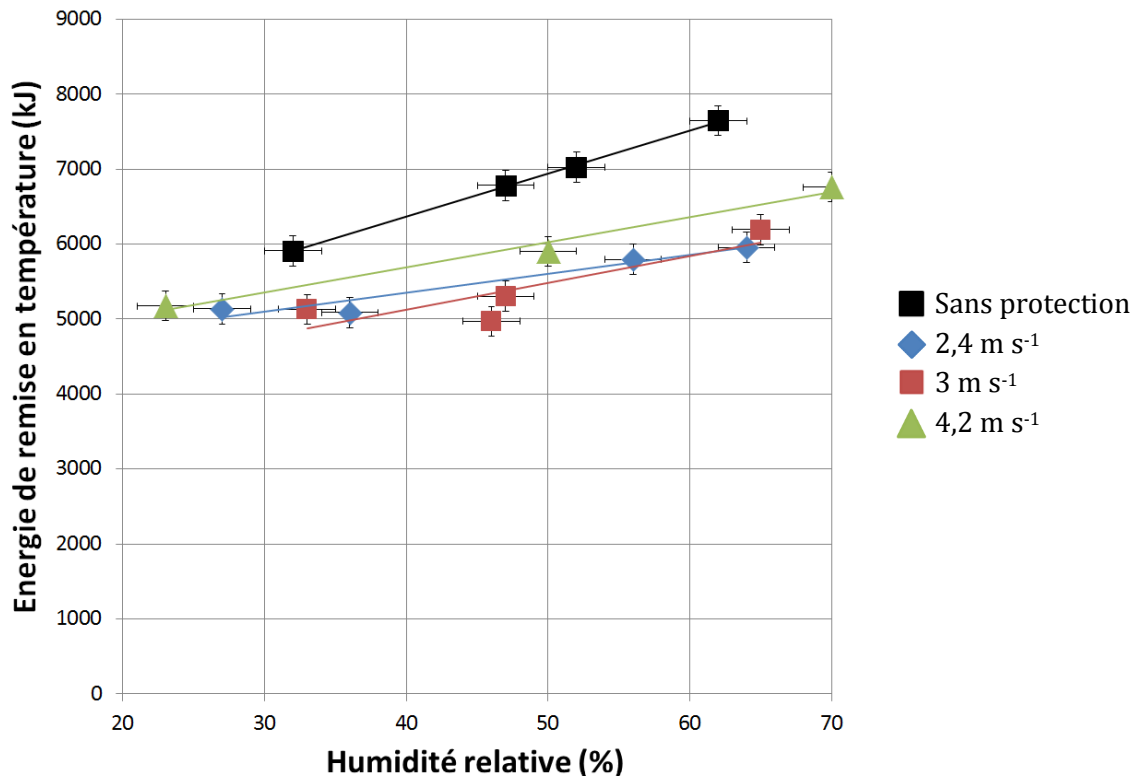


Figure 4.34 : Influence de l'humidité relative ambiante sur l'énergie de remise en température de la caisse protégée ou non par un rideau ambiant pour différentes vitesses de soufflage ($T_{in} = 0\text{ °C}$, $\alpha_a = 15^\circ$, $T_{ext} \in [14,5 ; 19\text{ °C}]$, $t = 5\text{ min}$).

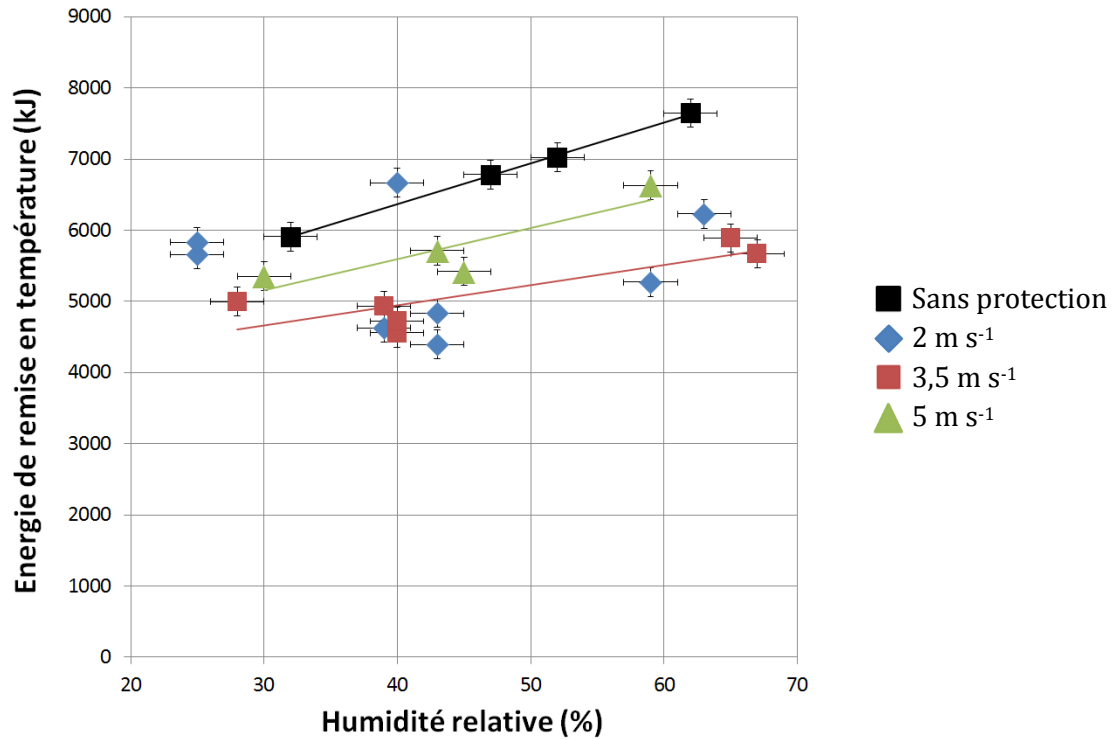


Figure 4.35 : Influence de l'humidité relative ambiante sur l'énergie de remise en température de la caisse protégée ou non par un rideau froid, pour différentes vitesses de soufflage et lorsque compresseur est à l'arrêt ($T_{in} = 0\text{ °C}$, $\alpha_b = 0^\circ$, $T_{ext} \in [13,5 ; 17,5\text{ °C}]$, $t = 5\text{ min}$).

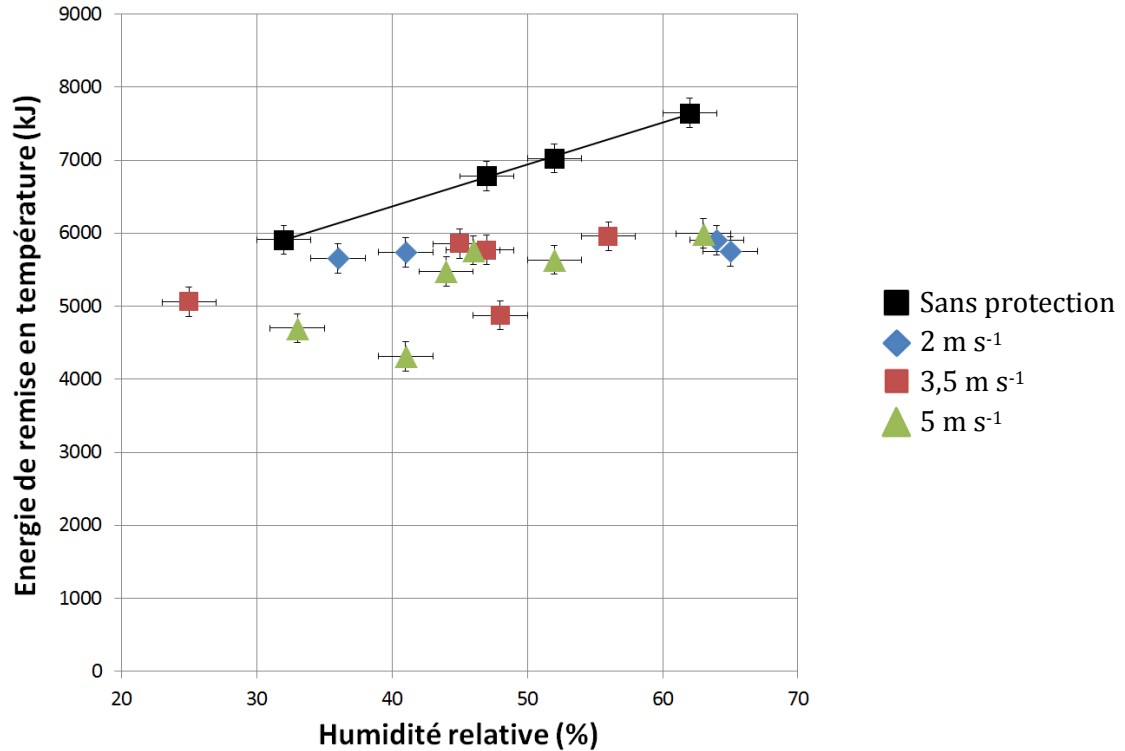


Figure 4.36 : Influence de l'humidité relative ambiante sur l'énergie de remise en température de la caisse protégée ou non par un rideau froid réfrigéré pour différentes vitesses de soufflage ($T_{in} = 0\text{ °C}$, $\alpha_b = 0^\circ$, $T_{ext} \in [12 ; 18\text{ °C}]$, $t = 5\text{ min}$).

L'influence de l'humidité relative ambiante sur l'énergie d'établissement du rideau est présentée sur la figure 4.37 pour trois vitesses de soufflage du rideau froid compresseur en fonctionnement. Quelle que soit la vitesse de soufflage, une tendance globalement constante est observée : l'énergie d'établissement du rideau ne dépend pas de l'humidité relative ambiante. La dispersion des mesures de l'énergie d'établissement du rideau varie fortement pour deux humidités relatives proches. Pour une vitesse de soufflage de $3,5 \text{ m s}^{-1}$, l'énergie d'établissement du rideau vaut par exemple 2489 et 2809 kJ ($\pm 70 \text{ kJ}$) pour des humidités relatives de 45 et 47 % ($\pm 2 \text{ pts}$). Ces écarts peuvent être dus à la variation de la température extérieure ($T_{ext} \in [12 ; 18 \text{ °C}]$) ou bien à l'influence de l'état initial de la batterie froide (éventuelle présence de givre). Les trois vitesses représentées donnent des énergies d'établissement du rideau sensiblement identiques entre elles (§ 4.2.2.3.2), en moyenne de 2500 kJ.

Le fait que l'énergie d'établissement ne dépende pas de l'humidité relative extérieure signifie qu'en présence d'une forte humidité ambiante, la batterie froide n'est pas soumise à une charge latente de condensation supplémentaire. Deux hypothèses peuvent être énoncées pour expliquer ces observations. Il est tout d'abord possible que lors de l'établissement du rideau, la puissance maximale du groupe frigorifique soit atteinte quelle que soit l'humidité ambiante. Cette hypothèse a déjà été évaluée comme plausible au paragraphe 4.2.2.3.2. De plus, à partir de cette observation, il peut être à nouveau supposé qu'il n'y a pas de migration d'humidité au travers du rideau. Ainsi, la batterie froide de l'évaporateur n'est pas soumise à une charge latente supplémentaire lors de l'établissement du rideau. Cette seconde hypothèse sera l'objet de l'étude du paragraphe 4.2.2.4.3.

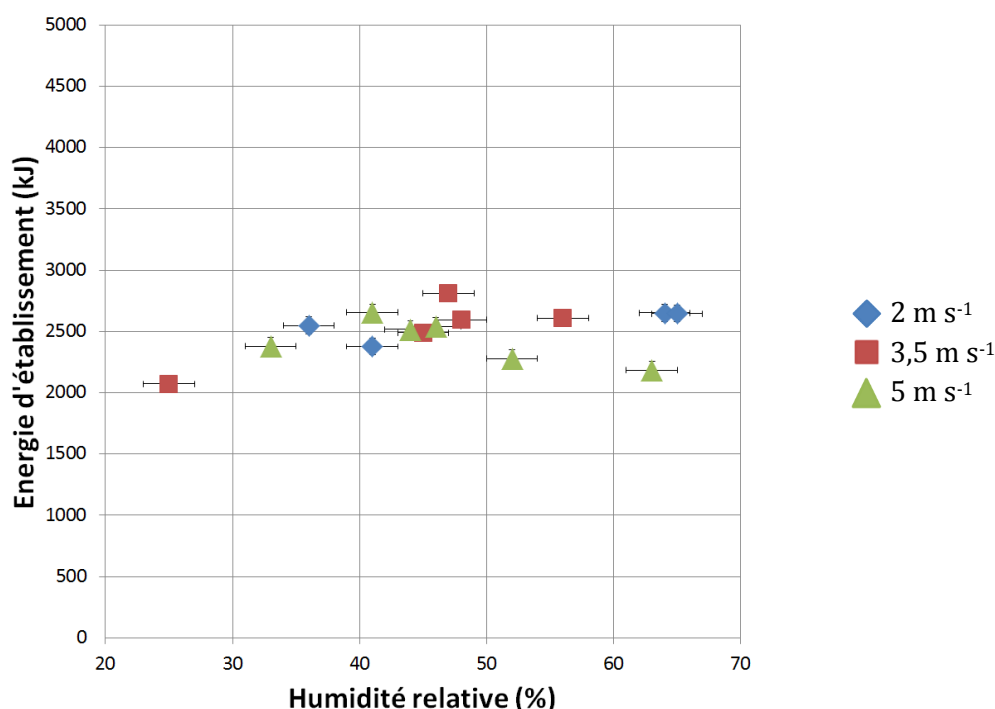


Figure 4.37 : Influence de l'humidité relative ambiante sur l'énergie frigorifique d'établissement du rideau froid réfrigéré pour différentes vitesses de soufflage ($T_{in} = 0 \text{ °C}$, $\alpha_b = 0^\circ$, $T_{ext} \in [12 ; 18 \text{ °C}]$, $t = 5 \text{ min}$).

Enfin, l'influence de l'humidité relative ambiante sur l'énergie totale (qui représente la somme de l'énergie nécessaire à l'établissement du rideau (figure 4.37) et l'énergie de remise en température (figure 4.36)) est présentée sur la figure 4.38 pour trois vitesses de soufflage du rideau froid réfrigéré. Lorsque la vitesse de soufflage est de 2 m s^{-1} , une tendance constante est observée à environ 8300 kJ . Avec des vitesses de $3,5$ et 5 m s^{-1} , contrairement à ce qui a été observé pour l'énergie de remise en température et l'énergie d'établissement du rideau, les tendances sont clairement croissantes. Le coût énergétique global de l'ouverture est inférieur lorsque la vitesse de soufflage est de 5 m s^{-1} . Cette vitesse représente donc le meilleur compromis énergétique. Dans ces conditions, le coût énergétique global de l'ouverture est cependant supérieur au coût global de l'ouverture sans dispositif de protection. Cette augmentation de la consommation énergétique est due au fonctionnement du groupe frigorifique pendant la durée de l'ouverture. Clavier et al. (2011, § 1.3.2.) ont également observé cette surconsommation énergétique lors de la protection d'une ouverture de caisse frigorifique par un rideau réfrigéré (couplé à un rideau ambiant). Ainsi la mise en place d'un rideau froid soufflé avec une vitesse de 5 m s^{-1} , lorsque le compresseur est en fonctionnement, et un angle de 0° pendant une ouverture de cinq minutes se traduit par une surconsommation énergétique respectivement de 20 et 7% pour des humidités relatives de 30 et 60% . Comme pour les deux autres rideaux, le rideau froid réfrigéré est plus efficace lorsque l'humidité ambiante est élevée.

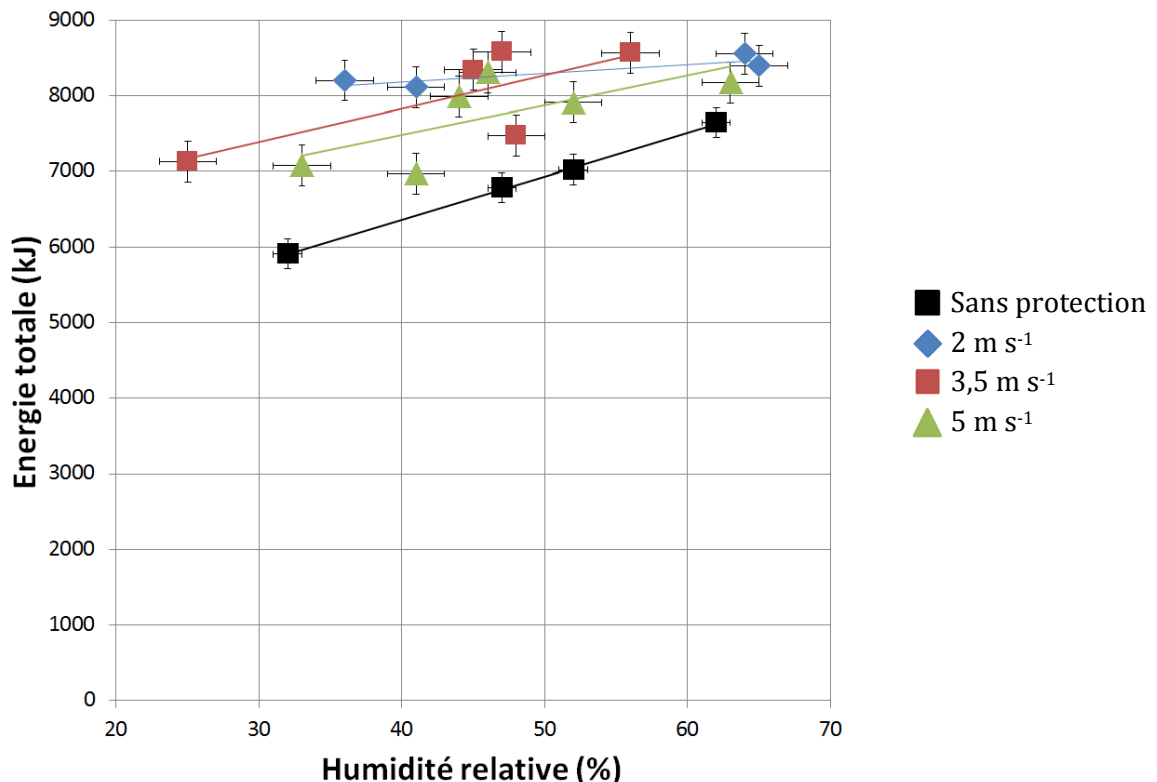


Figure 4.38 : Influence de l'humidité relative ambiante sur l'énergie totale due à la protection de l'ouverture par un rideau froid pour différentes vitesses de soufflage lorsque le compresseur est en fonctionnement ($T_{in} = 0^\circ \text{C}$, $\alpha_b = 0^\circ$, $T_{ext} \in [12 ; 18^\circ \text{C}]$, $t = 5 \text{ min}$).

4.2.2.4.3 Migration d'humidité au travers des rideaux froids

L'objet du présent paragraphe est d'étudier le phénomène de migration d'humidité au travers du rideau froid. Dans un premier temps, les températures données par les thermocouples placés sur la moustiquaire dans le flux d'air du rideau ont été étudiées (figure 4.10). L'objectif était alors de détecter une éventuelle énergie de condensation dans le rideau. La vapeur se condensant dans la couche de mélange entre le rideau froid et l'air ambiant formerait un brouillard qui serait entraîné hors de la caisse par le rideau et n'interviendrait donc pas dans les bilans énergétiques de l'évaporateur (établissement du rideau) et de la caisse (remise en température). Cette énergie proportionnelle à l'humidité ambiante aurait été observée dans la couche de mélange du rideau par une augmentation de la température du flux d'air. Elle aurait permis de conclure sur la présence d'un phénomène de condensation et donc sur une éventuelle absence de migration de la vapeur au travers du rideau froid. Une telle démarche n'a cependant pas pu être menée à terme. En effet, il s'est avéré que la température donnée par les thermocouples présents dans le rideau était bien plus influencée entre deux essais par la variation de la température extérieure que par une éventuelle énergie de condensation. La prise en compte de la différence de température entre les thermocouples placés dans la partie supérieure et inférieure du rideau, pour s'affranchir des variations de la température ambiante, n'a pas non plus donné de résultat significatif.

Le phénomène de migration d'humidité a cependant été mis en évidence par la comparaison des températures de soufflage et d'aspiration du rideau pour les différents essais. La figure 4.39 présente l'évolution de ces températures au cours de l'ouverture pour les rideaux froids (compresseur en fonctionnement et à l'arrêt) et pour différentes humidités ambiantes.

L'écart entre la température de soufflage et la température d'aspiration du rideau est relativement constante (5 K) lorsque le compresseur est en fonctionnement. Dans le cas où le compresseur est à l'arrêt, cet écart n'est plus constant sur la durée de l'ouverture : il passe de 4 K à $t = 1$ min à 2 K à $t = 5$ min. Cette variation met en exergue l'inertie thermique de la batterie froide de l'évaporateur lorsque celui-ci n'est plus alimenté par le compresseur. Ainsi ; lors d'une ouverture de porte, il pourrait être intéressant de faire fonctionner dans un premier temps le compresseur, puis ensuite de l'arrêter de manière à réduire la consommation énergétique du système frigorifique en utilisant l'inertie thermique de la batterie froide.

Lorsque le compresseur est en fonctionnement (figure 4.39 a)), la température de soufflage dépend fortement de l'humidité ambiante : à $t = 4$ min, elle s'établit à -0,6 et 3,3 °C lorsque l'humidité relative ambiante est respectivement de 33 et de 63 %. Dans ces deux conditions, la température de rosée déterminée en fonction des conditions ambiantes est respectivement de -0,3 et de 9,9 °C (la température ambiante est relativement similaire pour ces deux essais : 15,9 et 17 °C). Ainsi, sur la période de l'ouverture, la température de soufflage est toujours inférieure à la température de rosée. Cela signifie que la vapeur d'eau se condense au moins dans la partie supérieure du rideau. Dans ces mêmes conditions, la température d'aspiration varie également en fonction de l'humidité ambiante : à $t = 4$ min, elle est respectivement de 6,6 et de 8,2 °C lorsque l'humidité ambiante est de 33 et de 63 %. Il est intéressant de remarquer que cette

dépendance de la température d'aspiration à l'humidité est plus faible que pour la température de soufflage (pour les différentes humidités la température d'aspiration varie de 2 K alors que la température de soufflage varie de 4 K). Cette augmentation de la température de soufflage plus importante à forte humidité ambiante et faiblement influencée par la température d'aspiration, est due à l'énergie de condensation libérée dans la batterie froide de l'évaporateur. Il y a donc bien un phénomène de migration de vapeur de l'extérieur vers l'intérieur de la cavité. On infirme ainsi l'hypothèse formulée au paragraphe 4.2.2.4.2.3, selon laquelle le rideau froid réfrigéré ne laisserait pas s'infiltrer l'humidité dans la caisse. La vapeur d'eau se condense en partie dans le rideau et dans la batterie froide lorsque l'ouverture est protégée par un rideau froid réfrigéré.

Lorsque le compresseur est à l'arrêt (figure 4.39, b)), la température de soufflage ne dépend plus de manière significative de l'humidité ambiante. Elle est davantage influencée par la température extérieure. Il en est de même pour les températures d'aspiration. Le phénomène de condensation dans la batterie froide ne peut donc pas être mis en évidence.

La comparaison des températures de soufflage et des points de rosée montre qu'au début de l'ouverture, la température de soufflage est inférieure à la température de rosée. Par contre, à la fin de l'ouverture, la température de soufflage est supérieure à la température de rosée (sauf pour une ambiance sèche avec $U_{ext} = 30\%$). Ainsi le phénomène de condensation se produit probablement dans le rideau pendant une partie du temps d'ouverture. La condensation cesse lorsque la température de soufflage du jet devient supérieure au point de rosée de l'ambiance, soit entre $t = 1,5$ min et $t = 4$ min selon les cas.

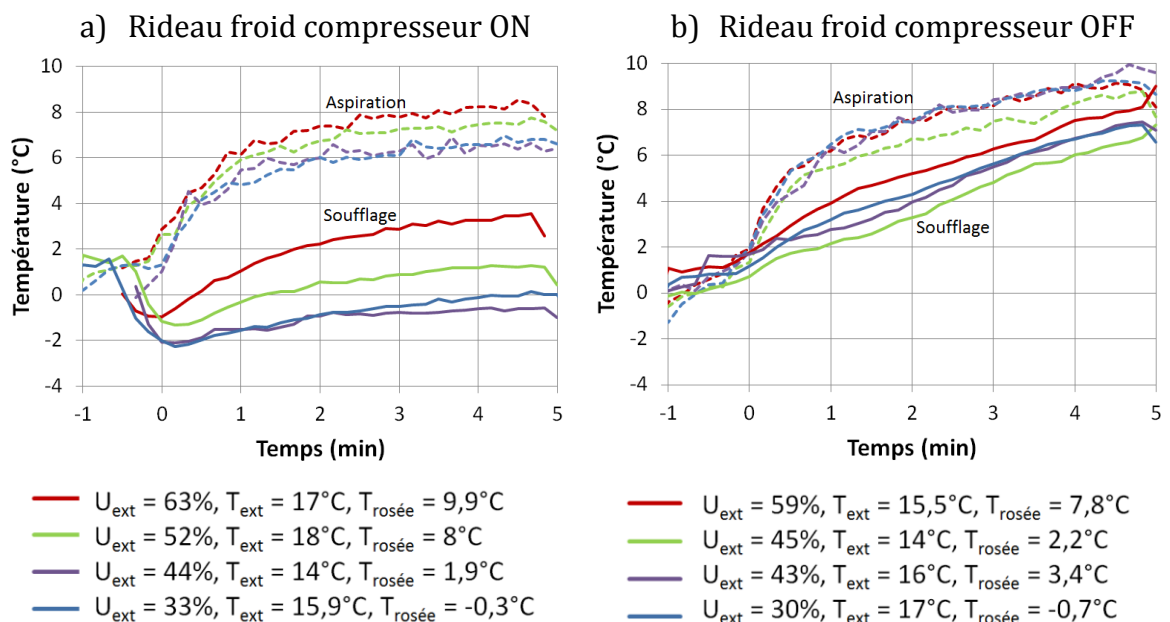


Figure 4.39 : Evolution de la température de soufflage (traits pleins) et d'aspiration (traits pointillés) du rideau froid a) compresseur en fonctionnement b) compresseur à l'arrêt ($V_b=3,5 \text{ m s}^{-1}$, $\alpha_b = 0^\circ$, $T_m = 0^\circ \text{C}$, $t = 5 \text{ min}$).

Ainsi, le phénomène de condensation se produisant dans le rideau froid est mis en évidence. Il permet de limiter la migration de vapeur d'eau dans la caisse. Il se produit sur toute la durée de l'ouverture lorsque le compresseur est en fonctionnement et de manière partielle lorsque celui-ci est à l'arrêt. La condensation de la vapeur dans la batterie froide a été mise en évidence lorsque le rideau est réfrigéré, elle permet d'assécher l'air intérieur. Ces différents phénomènes de condensation expliquent la stabilité de l'humidité intérieure observée pour ces rideaux, de $t = 1$ min à $t = 5$ min (§ 4.2.2.4.1, figure 4.33).

4.2.2.5 Influence du temps d'ouverture

L'énergie totale représentant l'énergie de remise en température de la caisse et l'énergie d'établissement du rideau (si applicable) est présentée sur la figure 4.40 pour différentes durées d'ouverture et pour les différents rideaux. Le critère de remise en température est défini pour chaque durée d'ouverture par un nombre de cycles de fonctionnement du compresseur permettant un retour de la caisse à un état proche de l'état initial (§ 4.1.4.3). Pour chaque durée d'ouverture, les résultats sont présentés en moyennant l'énergie totale pour deux à quatre essais réalisés dans des conditions climatiques raisonnablement similaires. Les paramètres de soufflage des rideaux reprennent les configurations observées précédemment. Les résultats du présent paragraphe ont été obtenus après une mise à niveau du fluide frigorigène du groupe frigorifique. Ils ne doivent donc pas être comparés avec les résultats des précédents paragraphes.

Quelle que soit la durée de l'ouverture, la configuration de type « rideau ambiant » présentée précédemment conduit à la plus faible énergie frigorifique. La configuration de type « rideau froid » et compresseur à l'arrêt donne des énergies frigorifiques en moyenne supérieures de 7 % au rideau ambiant. Les performances de ces deux rideaux sont particulièrement proches pour une ouverture de trois minutes.

De par le fonctionnement du groupe frigorifique pendant l'ouverture des portes, le rideau froid avec compresseur en fonctionnement nécessite une énergie totale bien supérieure aux deux autres rideaux. La part de l'énergie d'établissement du rideau froid représente respectivement 18, 27 et 31 % de l'énergie totale pour des ouvertures de 1, 3 et 5 min. Cette part croissante d'énergie nécessaire à l'établissement du rideau dégrade les performances énergétiques en moyenne de 25 % par rapport au rideau ambiant. Pour des ouvertures respectives de 3 et 5 min, l'énergie totale nécessaire à la protection de l'ouverture par le rideau froid réfrigéré est supérieure de 4 et 15 % à l'énergie l'infiltration sans dispositif de protection.

4.2.2.6 Bilan énergétique global comparaison des configurations

Afin de comparer les performances énergétiques des différents rideaux pour des conditions climatiques identiques, les résultats du présent chapitre sont rassemblés dans le tableau 4.3. La température maximale intérieure ainsi que le coût énergétique de l'ouverture sont donnés pour les différents types de protection et pour des ouvertures de 1, 3 et 5 min. Les paramètres de soufflage des rideaux reprennent les configurations de soufflage les plus favorables observées précédemment. D'un point de vue du respect de la chaîne du froid, le rideau froid avec compresseur en fonctionnement est le type de protection limitant au maximum l'augmentation de la température intérieure, quelle que soit la durée de l'ouverture des portes. Après une ouverture de cinq minutes, la

température de l'air dans la caisse est limitée à 8 °C ($T_{in} = 0$ °C, $T_{ext} = 20$ °C). Pour cette même durée d'ouverture, les températures intérieures atteintes en considérant le rideau froid avec compresseur à l'arrêt et le rideau ambiant sont respectivement de 9 et de 10 °C. Cependant, pour des ouvertures plus courtes, ces deux derniers rideaux donnent des résultats très proches de ceux du rideau froid réfrigéré : pour une ouverture d'une minute, les trois rideaux limitent l'augmentation de la température intérieure à 6 K.

D'un point de vue énergétique, le rideau froid réfrigéré est cependant moins performant que les deux autres types de protection. Pour une ouverture d'une minute, le rideau froid avec compresseur en fonctionnement permet une économie énergétique de 10 % contre 20 % pour le rideau froid recyclé et près de 30 % pour le rideau ambiant. Pour des ouvertures plus longues, le rideau froid avec compresseur en fonctionnement nécessite plus d'énergie pour son établissement et la remise en température de la caisse que dans le cas d'une ouverture non protégée. La surconsommation énergétique est d'environ 4 % pour une ouverture de trois minutes et d'environ 15 % pour une ouverture de cinq minutes. Les rideaux ambiant et froid recyclé permettent tous deux une économie d'énergie similaire d'environ 15 %. Une surconsommation énergétique du rideau a été observée par Clavier et al. (2011, § 1.3.2), lors de l'étude d'un rideau réfrigéré couplé à un rideau ambiant. Dans cette même configuration, les auteurs avaient alors observé une meilleure stabilité thermique de la caisse avec le rideau réfrigéré. La configuration avec le rideau ambiant seul permettait de diminuer de 24 % l'énergie d'infiltration.

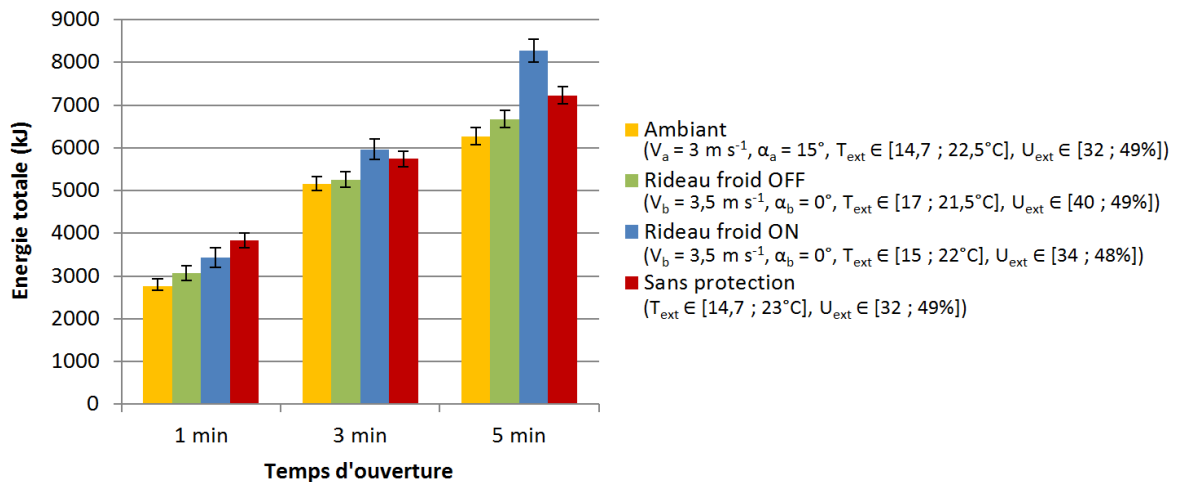


Figure 4.40 : Influence du temps d'ouverture sur l'énergie totale ($T_{in} = 0$ °C).

Tableau 4.3 : Comparaison des performances des rideaux pour des conditions ambiantes standardisées et pour différentes durées d'ouverture ($T_{in} = 0$ °C, $T_{ext} = 20$ °C, $U_{ext} = 40$ %).

		Type de protection				
		Sans protection	Rideau ambiant ($V_a = 3 \text{ m s}^{-1}$, $\alpha_a = 15^\circ$)	Rideau froid		
				OFF ($V_b = 3,5 \text{ m s}^{-1}$, $\alpha_b = 0^\circ$)	ON ($V_b = 3,5 \text{ m s}^{-1}$, $\alpha_b = 0^\circ$)	
Durée de l'ouverture	1 min	$T_{in \max}$ (°C)	18	6	6	6
		Energie totale (kJ)	3900	2800	3100	3500
	3 min	$T_{in \max}$ (°C)	19	9	8,5	7,5
		Energie totale (kJ)	5800	4800	5100	6000
	5 min	$T_{in \max}$ (°C)	19,3	10	9	8
		Energie totale (kJ)	7200	6000	6200	8300

4.3 Conclusion

Le but de ce chapitre était d'étudier expérimentalement un dispositif de rideau d'air permettant la protection d'une ouverture de porte d'une caisse frigorifique. Différentes configurations de rideau d'air ont été étudiées. Dans un premier temps, la visualisation de la signature thermique du rideau sur un écran a permis d'appréhender les différents paramètres et leurs effets sur l'efficacité du rideau. Dans un second temps, les bilans énergétiques réalisés ont permis d'étudier plus finement les rideaux en fonction de leurs vitesses de soufflage, principal paramètre influençant leur efficacité. Les vitesses de soufflage optimales ont été obtenues pour le rideau ambiant et le rideau froid avec compresseur à l'arrêt : elles sont respectivement de 3 et de 3,5 m s⁻¹. Aucune vitesse de soufflage optimale n'a été obtenue pour le rideau froid réfrigéré : l'efficacité du rideau augmente avec la vitesse de soufflage. L'humidité ambiante est un facteur important qui représente une part importante du bilan énergétique des infiltrations induites par l'ouverture de la porte. Les trois rideaux étudiés permettent de réduire efficacement l'infiltration de l'humidité dans la caisse. Le rideau froid avec compresseur en fonctionnement limite fortement l'infiltration d'humidité pendant l'ouverture puisqu'il permet la condensation d'une partie de la vapeur dans le rideau et dans la batterie froide. Le rideau froid présente également l'avantage de préserver au mieux la chaîne du froid en limitant l'augmentation de la température intérieure quelle que soit la durée d'ouverture de la porte. Cependant, ces très bonnes performances en termes de maintien de la chaîne du froid et de traitement de l'humidité sont possibles au détriment des performances énergétiques du système. Le rideau froid réfrigéré est même responsable d'une surconsommation énergétique de 15 % pour une ouverture de cinq minutes. Le rideau ambiant est lui particulièrement efficace pour de courtes ouvertures, il permet par exemple un gain énergétique d'environ 30 % pour une ouverture de une minute. Cependant, pour de longues ouvertures, ce type de rideau ne permet pas une bonne préservation de la chaîne du froid. Enfin, le rideau froid recyclé présente un bon compromis par rapport aux deux rideaux précédents, tant d'un point de vue de la chaîne du froid que d'un point de vue énergétique et quelle que soit la durée de l'ouverture. Pour une ouverture de cinq minutes, l'augmentation de la température est limitée à 9 °C et des gains énergétiques de l'ordre de 15 % sont envisageables.

Dans le chapitre qui suit, ces différents rideaux seront modélisés afin de mieux comprendre l'influence des différents paramètres tels que la vitesse ou l'angle de soufflage. Le modèle développé permettra également d'optimiser plus finement leur fonctionnement.

Chapitre 5 : Modélisation d'un rideau d'air et comparaison expérimentale

Introduction

Ce cinquième chapitre a pour objectif de présenter les résultats relatifs à la modélisation de différents rideaux d'air permettant la protection d'une ouverture de caisse frigorifique. Dans un premier temps, une configuration de type jet impactant isotherme est étudiée. Un modèle numérique CFD en régime permanent est développé puis validé au moyen de résultats expérimentaux de la littérature. Dans un second temps, un modèle transitoire de rideau d'air est développé pour protéger une ouverture de caisse frigorifique. Celui-ci permet l'établissement de trois rideaux d'air ; les deux premiers sont constitués d'un jet d'air ambiant ou froid correspondant aux configurations présentées au chapitre précédent. Le troisième, un rideau double, est constitué des jets ambiant et froid. Enfin une étude paramétrique est réalisée ; les principaux paramètres étudiés sont les vitesses, les angles et la largeur de soufflage, la durée de l'ouverture et la température extérieure.

5.1 Configuration de type jet impactant

L'objectif de cette première section est d'étudier une configuration bien connue de la littérature afin de valider un premier modèle CFD. Les travaux de Maurel et Sollic (2001), précis et détaillés, portent sur l'étude des jets plans impactants. Leurs configurations d'études en conditions isothermes turbulentes se concentrent sur des rapports de forme proches de la configuration de rideau d'air des présents travaux.

5.1.1 Description des travaux de Maurel et Sollic

Maurel et Sollic (2001) ont étudié expérimentalement une configuration de type jet plan impactant isotherme. La figure 5.1 présente le dispositif expérimental. Le jet est soufflé au centre d'un tunnel dont les extrémités sont ouvertes et à la pression atmosphérique. Trois ventilateurs axiaux canalisent l'air au travers de nids d'abeilles puis dans un convergent ayant une largeur de soufflage variable ($e = 20, 40$ ou 80 mm). Le profil de vitesses à la sortie du convergent est quasiment plat, l'intensité turbulente du jet est mesurée entre 1,6 et 2,8 %. La vitesse de soufflage varie de 5 à 20 m s⁻¹. La hauteur du jet avant impact (H) peut également être modifiée de 0,1 à 1,4 m. Dans ces conditions, le nombre de Reynolds (éq (1.2)) basé sur la largeur de soufflage est compris entre 6700 et 110000. La métrologie mise en place est principalement constituée d'un laser à effet doppler (LDA) à deux composantes ainsi que d'un système de vélocimétrie par images de particules (PIV) permettant tous deux de suivre le développement du jet.

Les auteurs ont étudié tout d'abord la décroissance de la vitesse du jet le long de l'axe de soufflage pour des rapports de forme H/e compris entre 5 et 50 (figure 5.2). Ils constatent que la longueur du cône potentiel (région où la vitesse du jet est égale à la vitesse de soufflage) est constante pour les différents rapports de forme et comprise entre 3 et 4 fois la largeur de soufflage du jet. Ils notent que ces résultats sont en accord avec les résultats de la littérature et également similaires à la configuration de jet libre. Pour un rapport de forme $H/e = 15$, les auteurs constatent une zone de développement du jet où la vitesse décroît linéairement, entre le cône potentiel et la zone d'impact. La zone d'impact est particulièrement étudiée, les structures turbulentes sont observées par PIV. Les auteurs constatent que la longueur de la zone d'impact représente environ 12 à 13 % de la hauteur totale et qu'elle ne dépend pas du nombre de Reynolds ni de la largeur de soufflage.

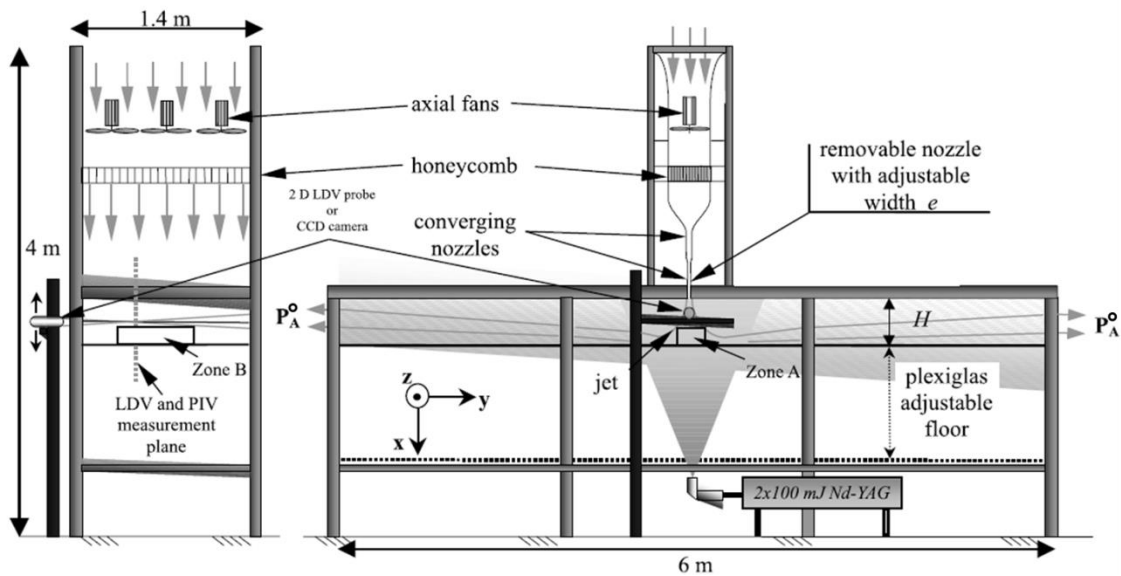


Figure 5.1 : Dispositif expérimental de Maurel et Sollicec (2001).

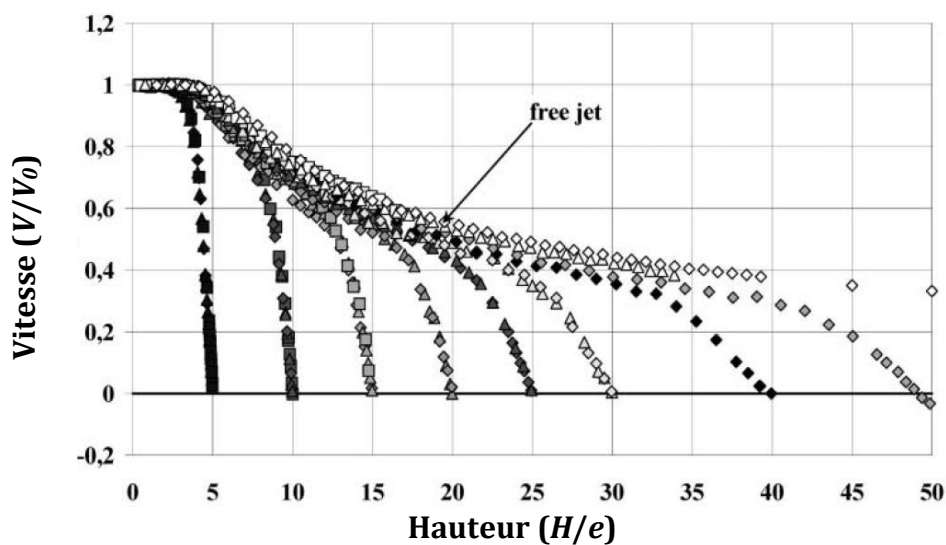


Figure 5.2 : Décroissance de la vitesse axiale du jet ($Re = 27000$, $e = 20$ mm (\diamond), $e = 40$ mm (\triangle), $e = 80$ mm (\square), Maurel et Sollicec, 2001).

5.1.2 Simulation de la configuration étudiée par Maurel et Sollicec

Dans cette section, une simulation de la configuration du jet impactant est réalisée en 2D et en régime permanent, par la méthode des volumes finis, à l'aide du logiciel commercial STAR CCM+ (v8.04). Le but de la simulation est de représenter au mieux la configuration expérimentale isotherme étudiée par Maurel et Sollicec (2001). Les résultats prédits par le modèle sont comparés aux résultats expérimentaux. Cette comparaison permet d'effectuer, dans le présent modèle, les choix nécessaires concernant le maillage et le modèle de turbulence. Cette première étape d'apprentissage est utile avant de poursuivre le travail de simulation de la configuration de rideau d'air où des choix identiques seront effectués.

5.1.2.1 Domaine de simulation

La simulation reprend la configuration de Maurel et Sollicec (2001). La symétrie du tunnel par rapport à l'axe du jet permet de réduire le domaine d'étude de moitié. Le domaine de simulation est présenté sur la figure 5.3. Le demi-tunnel a une longueur de 3 m, une hauteur de 1,2 m et une demi-bouche de soufflage de 0,04 m.

5.1.2.2 Modèle de turbulence et conditions aux limites

Les modèles de turbulence $k-\varepsilon$ *realizable* et RSM sont utilisés (§ 2.2.2). L'intensité turbulente du jet est fixée entre 2,8 et 6 % ; la longueur caractéristique de la turbulence L_t (0,02 m) est déterminée à partir du diamètre hydraulique équivalent (0,16 m) et du paramètre adimensionnel caractéristique de la turbulence ($\tau = 0,12$, § 2.2.4, éq. (2.3)).

Au niveau de la bouche de soufflage, le profil de vitesses mesuré par Maurel et Sollicec (2001) est imposé (vitesse maximale : 5 m s⁻¹). Une condition de pression constante (0 Pa) est fixée à l'extrémité opposée du tunnel. Les parois du tunnel sont matérialisées par une condition de non glissement.

5.1.2.3 Maillage, loi de paroi et résolution numérique

Le domaine intérieur est discrétisé selon un maillage polyédrique non structuré. Un maillage polyédrique fin est utilisé au niveau de la bouche de soufflage (dimension caractéristique : 0,18 cm) et selon l'axe vertical du soufflage (dimension caractéristique : 1 cm). Un maillage polyédrique plus grossier est utilisé pour le tunnel (dimension caractéristique : 5 cm). La progression géométrique du maillage entre ces différentes zones est limitée à 20 %. L'indépendance de la solution vis-à-vis de la taille du maillage a été étudiée pour des modèles comprenant entre 2700 et 7300 cellules. La solution est indépendante du maillage à partir de 4000 cellules. De la même manière qu'aux chapitres 2 et 3, l'interaction fluide-paroi est modélisée par l'intermédiaire de la loi de paroi « *high y^+ wall treatment* ».

Les équations moyennées de Navier-Stokes, qui décrivent la conservation de la masse et de la quantité de mouvement, sont résolues en régime permanent de manière couplée avec un schéma du second ordre à pas spatial vers l'amont. La convergence est supposée atteinte lorsque les résidus convergent et deviennent inférieurs à 10⁻⁴.

5.1.2.4 Comparaison avec les résultats expérimentaux de Maurel et Sollicec

Les résultats du présent modèle sont comparés avec les résultats expérimentaux de Maurel et Sollicec (2001). La figure 5.4 présente la décroissance de la vitesse du jet le long de l'axe de soufflage. Les résultats montrent que le modèle RSM est plus proche des

résultats expérimentaux que le modèle $k-\varepsilon$. Le modèle RSM prédit de manière particulièrement précise la vitesse du jet dans le cône potentiel jusqu'à 30 cm du soufflage et également dans la zone d'impact des dix derniers centimètres. Cependant, les prédictions sont moins pertinentes et légèrement surévaluées d'environ 10 % dans la zone de développement du jet. De plus, les meilleurs résultats sont obtenus lorsque l'intensité turbulente du jet est de 6 % alors que Maurel et Sollicec mesurent une intensité turbulente comprise entre 1,6 et 2,8 %. Le modèle RSM sous-estime donc légèrement les phénomènes de turbulence mais donne de meilleures prédictions par rapport au modèle $k-\varepsilon$.

Malgré les faibles écarts constatés entre le modèle et les résultats expérimentaux dans la zone de développement du jet, il est intéressant de noter que Maurel et Sollicec (2001) caractérisent la zone d'impact comme étant la zone où les transferts de masse au travers du rideau sont prépondérants. Il s'agit donc d'une zone importante pour la modélisation des rideaux d'air de confinement, zone particulièrement bien prédite par le modèle présenté. Ainsi, cette modélisation de la configuration de jet impactant servira de base au développement d'un second modèle visant à étudier la protection d'une ouverture de porte d'une enceinte réfrigérée par un rideau d'air.

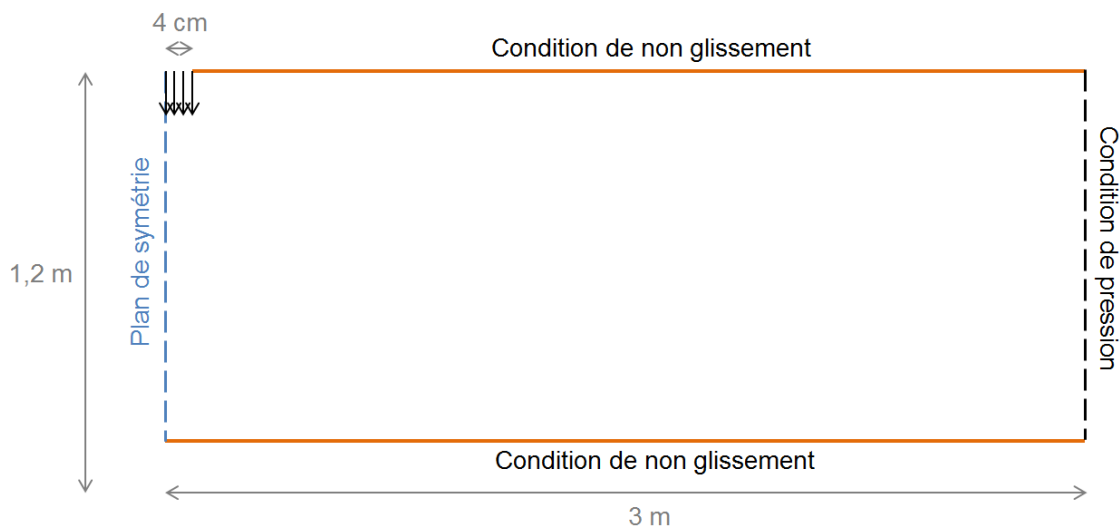


Figure 5.3 : Domaine et conditions aux limites du modèle de jet impactant.

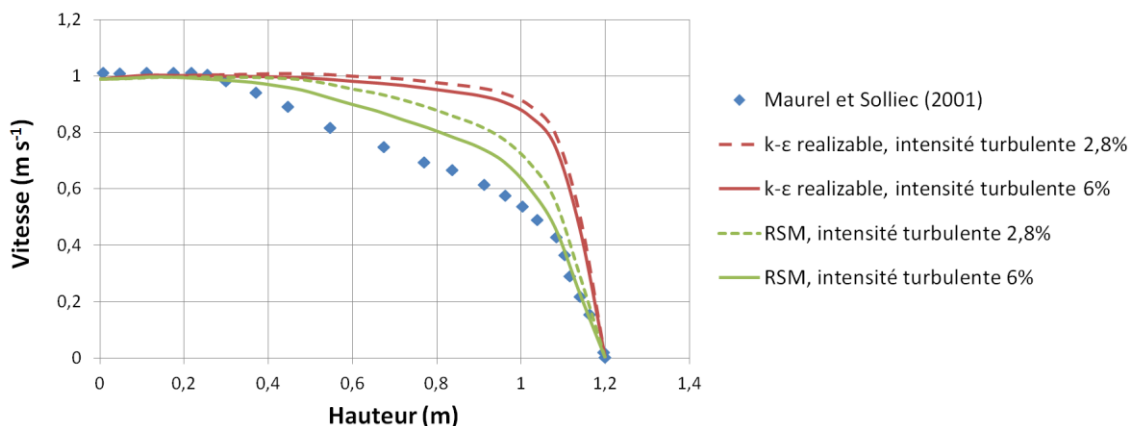


Figure 5.4 : Décroissance de la vitesse du jet le long de l'axe de soufflage, comparaison des résultats expérimentaux et numériques.

5.2 Simulation des configurations de rideau d'air

Dans cette partie, différents modèles CFD transitoires non isothermes sont réalisés, dans le but de simuler le confinement d'une ouverture de caisse frigorifique par différents rideaux d'air. L'objectif de ces modèles n'est pas de comparer les différentes configurations de rideaux entre elles, mais de se rapprocher au plus près des configurations expérimentales présentées au chapitre précédent. Ainsi ces différents modèles pourront être validés et les phénomènes de confinement et d'infiltration mieux appréhendés.

5.2.1 Description du modèle

5.2.1.1 Outils et domaine

La simulation est réalisée en régime transitoire et en 2D, par la méthode des volumes finis à l'aide du logiciel commercial STAR CCM+ (v8.04). Le domaine de simulation est présenté sur la figure 5.5. Celui-ci est inspiré du modèle développé au paragraphe 2.3.1 dans lequel le flux d'air traversant l'évaporateur est inversé. Il est constitué d'une caisse de 8 m de long et de 2,5 m de hauteur. Un volume extérieur à la caisse d'une longueur de 14 m et d'une hauteur de 4 m est également modélisé. Celui-ci est inspiré du tunnel modélisé au paragraphe 3.2. Dans un premier temps, les parois de la caisse ne sont pas modélisées et considérées adiabatiques. Dans un second temps, (§ 5.3.6) elles sont discrétisées et une condition de Fourier est imposée ; le plafond a alors une épaisseur de 11,6 cm, le plancher 13 cm et la paroi avant 9,3 cm.

Le dispositif de rideau d'air disposé à l'arrière de la caisse est modélisé. Celui-ci reprend les caractéristiques géométriques du dispositif expérimental présenté au §4.1.1. Les deux rideaux sont insufflés par deux bouches de soufflage de largeur variable (§ 5.3.6) et espacées de 6 mm. Similairement au dispositif expérimental (§ 4.1.1), la bouche de soufflage placée du côté de l'ouverture permet de générer le rideau ambiant, celle située du côté avant permet de générer le rideau froid. Les deux bouches d'aspiration relatives au soufflage des deux jets sont placées dans la caisse et dans le volume extérieur. Contrairement au modèle développé au chapitre 2 et à des fins simplificatrices, les bouches d'aspirations ne sont pas étendues par un volume fictif. La hauteur de ces bouches (17 cm) correspond à la hauteur effective d'aspiration mesurée sur le dispositif expérimental.

5.2.1.2 Maillage et temps de calcul

Le domaine est discrétisé selon un maillage polyédrique progressif de manière à avoir un maillage pseudo-uniforme. Il est divisé en trois zones correspondant à différents degrés de raffinement du maillage. Un maillage fin est utilisé au niveau de l'ouverture, entre la caisse et le volume extérieur, zone qui correspond à l'établissement du rideau. Un maillage intermédiaire est utilisé pour discrétiser le volume intérieur de la caisse et un maillage grossier pour le volume extérieur. A proximité des bouches de soufflage et d'aspiration des rideaux, un maillage fin est utilisé. Un maillage structuré cartésien est généré à proximité immédiate des parois (§ 2.2.3). Lorsque les parois sont modélisées (§ 5.3.6) celles-ci sont discrétisées selon leur épaisseur par au moins cinq nœuds. La progression géométrique du maillage est limitée à 20 %.

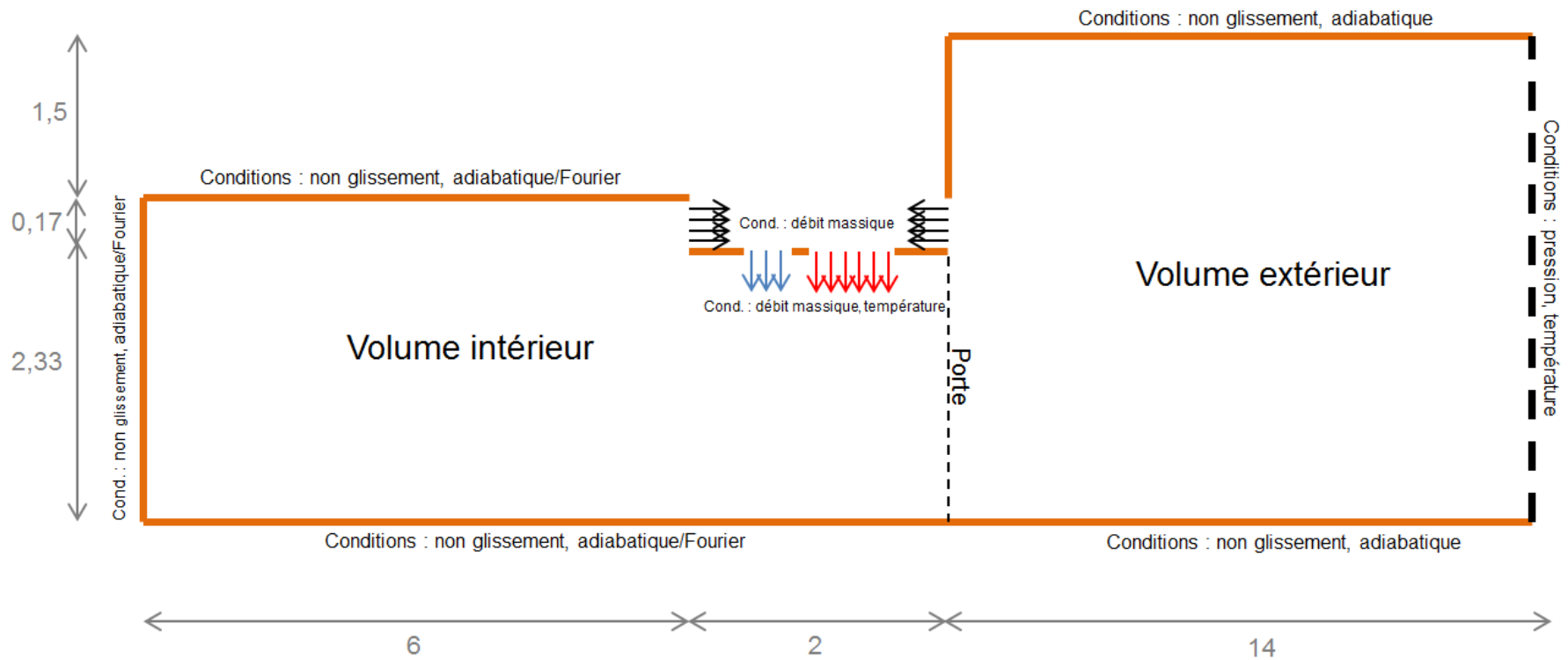


Figure 5.5 : Domaine de modélisation et conditions aux limites (m).

L'indépendance de la solution vis-à-vis de la taille des mailles dans ces trois zones a été étudiée, pour des modèles comprenant entre 5000 et 83000 cellules. La solution est indépendante du maillage à partir de 70000 cellules. Les dimensions caractéristiques des mailles, au niveau du soufflage d'une part et dans l'axe du rideau d'autre part, sont alors respectivement de 1,5 et 8 mm. Ces valeurs sont relativement proches de celles obtenues dans le cadre de l'étude du jet impactant (1,8 et 10 mm, § 5.1.2). Cependant, avec ce maillage, le temps de calcul nécessaire à la simulation d'une ouverture de porte d'une minute est d'environ 10,3 jours avec la puissance de calcul à disposition. Cette durée n'étant pas envisageable au vu des nombreuses configurations à simuler, il a été choisi d'utiliser un maillage plus grossier de 9400 mailles (figure 5.6). La dimension caractéristique des mailles dans la caisse est de 15 cm, elle est de 4 cm dans l'axe du soufflage (1,5 mm au soufflage) et de 1 m dans le volume extérieur. Avec ce nouveau maillage, le temps de calcul pour la simulation d'une ouverture de porte d'une minute est alors de 1,9 jour.

5.2.1.3 Conditions aux limites et propriétés thermophysiques

Les conditions aux limites du domaine de modélisation sont présentées sur la figure 5.5. Les bouches de soufflage et d'aspiration sont modélisées par des conditions de débits massiques imposés. Les vitesses de soufflage des rideaux ambiant et froid (V_a et V_b) sont déduites ensuite à partir des masses volumiques. La turbulence initiale des jets est définie par une intensité turbulente de 1 % et par un ratio de viscosité turbulente de 10. La température de soufflage du rideau froid est supposée constante et égale à la température initiale du compartiment ($T_{in}^0 = 0$ °C). La température de soufflage du rideau ambiant est également constante et égale à la température initiale de l'ambiance (valeur de référence $T_a = 20$ °C). Les rideaux ambiant et froid sont également soufflés avec différents angles (α_a et α_b , figure 5.7). Les largeurs de soufflage des rideaux ambiant et froid sont deux paramètres (e_a , e_b , figure 5.7) dont l'influence sera étudiée au paragraphe 5.3.5. Les largeurs de référence sont identiques à celles du dispositif expérimental ($e_a = 9$ cm, $e_b = 6,2$ cm). Comme indiqué sur la figure 5.7, lorsque la largeur de soufflage est de 20 cm, la bouche de soufflage est à une distance de 365 mm de la porte. Pour la largeur de soufflage de référence, la bouche de soufflage du rideau ambiant est à une distance de 475 mm de la porte. Au paragraphe 5.3.7, où l'objectif est alors d'étudier l'influence de la position du dispositif, cette distance est réduite, elle passe ainsi de 475 à 110 mm pour la largeur de soufflage de référence.

Lorsque les parois ne sont pas modélisées, l'interface est définie par une condition de non glissement et d'adiabaticité. Lorsque les parois de la caisse sont modélisées (§ 5.3.6), celles-ci sont supposées constituées d'un matériau homogène, dont les propriétés thermophysiques sont données dans le tableau 3.2. Une condition de Fourier est alors imposée sur la surface externe, avec $T_a = 20$ °C et $h_{ext} = 10$ W.m⁻².K⁻¹ (§ 2.3.1).

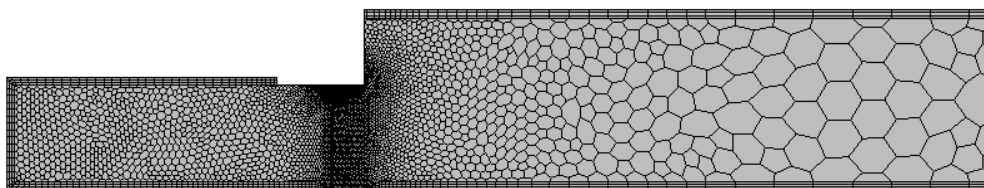


Figure 5.6 Maillage utilisé pour simuler le confinement de la caisse par rideau d'air (9400 mailles).

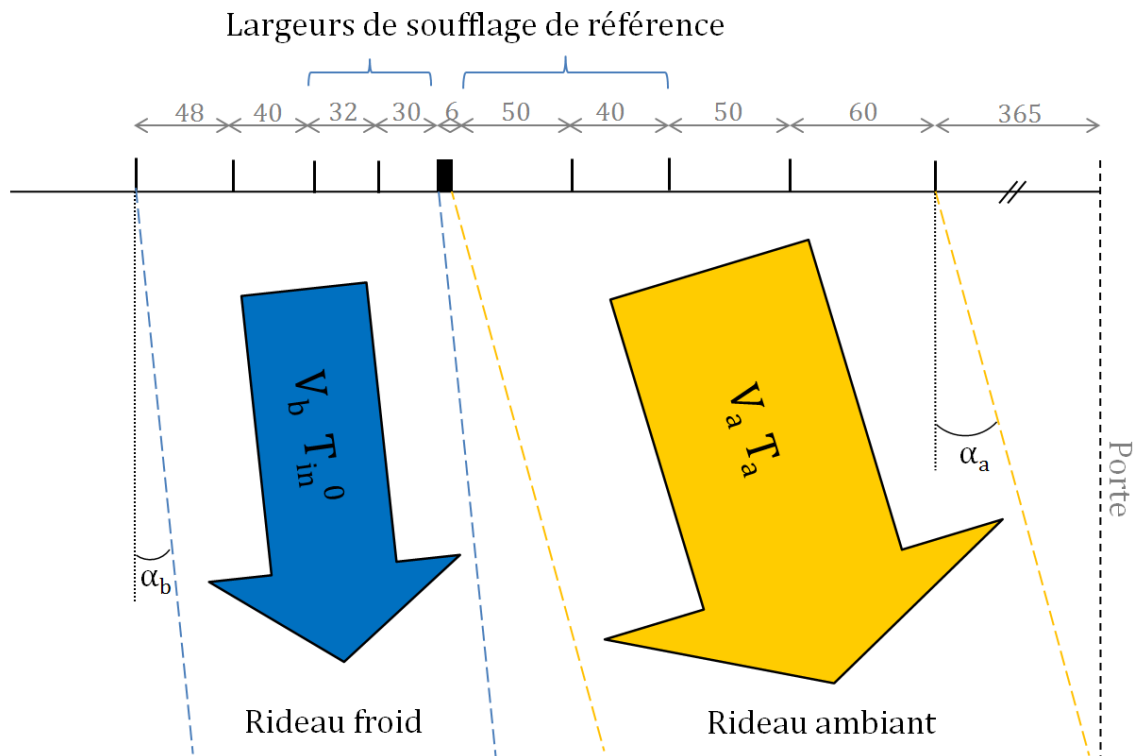


Figure 5.7 : Représentation des bouches de soufflage modélisées (mm).

Une condition de pression constante est imposée sur la paroi arrière du tunnel (0 Pa , T_a^0). L'intérêt de cette condition est présenté au paragraphe 3.2.3. De la même manière qu'au paragraphe 5.1.2.3, l'interaction fluide-paroi est modélisée par l'intermédiaire de la loi de paroi « *high $y+$ wall treatment* ».

Le modèle de turbulence $k-\varepsilon$ dans sa version *realizable* est choisi plutôt que le modèle RSM, qui avait été recommandé lors de l'étude du jet plan impactant (§ 5.1.2.4). L'utilisation du modèle $k-\varepsilon$ permet de réduire d'environ 35 % le temps de calcul. Ainsi, la simulation d'une ouverture de porte d'une minute est réduite de 1,9 à 1,3 jour, ce qui représente un temps de calcul acceptable.

5.2.1.4 Conditions initiales et résolution numérique

Les conditions initiales de la résolution numérique sont présentées sur la figure 5.8. La température de l'air à l'intérieur de la caisse est initialisée à $T_{in}^0 = 0 \text{ °C}$, la température de l'air dans le tunnel à $T_a = 20 \text{ °C}$ (valeurs de références). La vitesse de l'air et la pression sont initialisées à une valeur nulle dans l'ensemble du domaine.

Lorsque les parois sont modélisées (§ 5.3.6), leurs températures sont initialisées à partir d'un champ de températures obtenu avec le modèle en régime permanent sans ouverture de porte, similairement à la démarche présentée au chapitre 2. Les conditions initiales correspondantes sont données sur la figure 5.9.

Une ouverture instantanée de la porte est simulée : à $t = 0 \text{ s}$; l'air dans la caisse est immédiatement en contact avec l'air ambiant du tunnel, sur la totalité de la surface de l'ouverture.

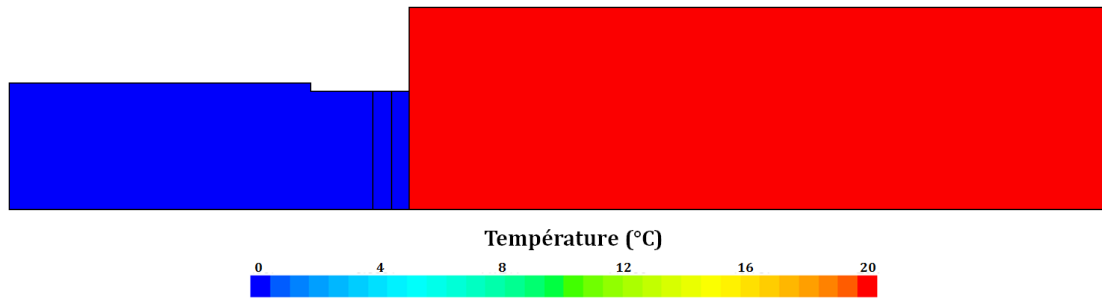


Figure 5.8 : Conditions initiales de la résolution numérique pour le cas de référence.

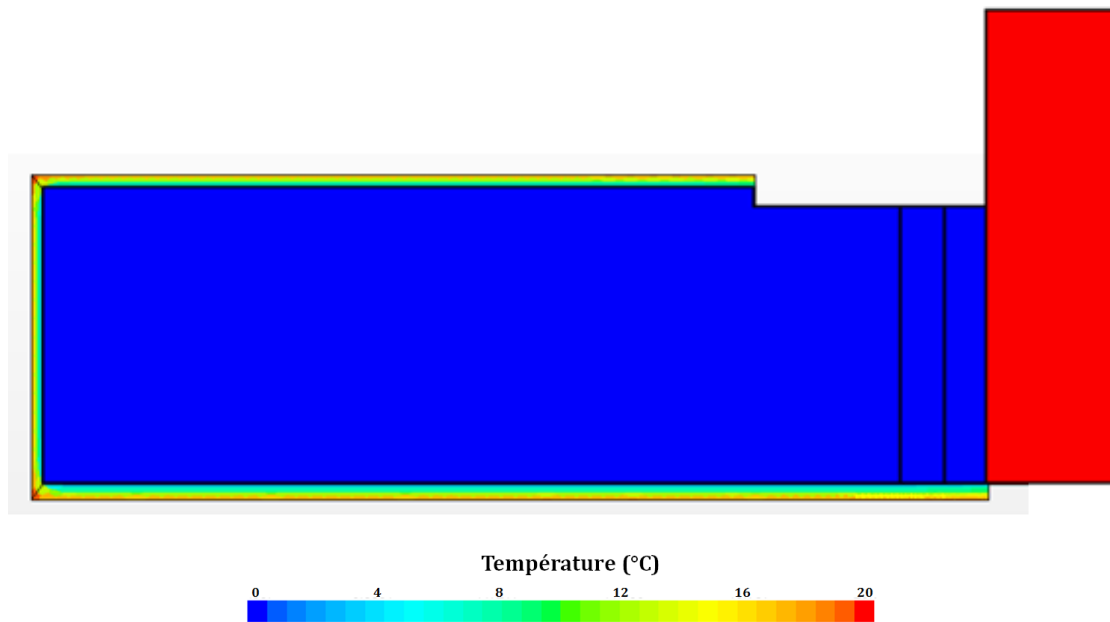


Figure 5.9 : Conditions initiales de la résolution numérique lorsque les parois sont modélisées.

Les équations moyennées de Navier-Stokes décrivant la conservation de la masse, de la quantité de mouvement et de l'énergie en régime transitoire sont résolues de manière couplée, avec un schéma du second ordre à pas spatial vers l'amont. Le champ de pesanteur est pris en compte dans les équations de Navier-Stokes, de sorte que la mise en mouvement de l'air par convection naturelle puisse être considérée. L'air, supposé sec, suit la loi des gaz parfaits.

Dans un premier temps, les simulations ont été réalisées avec un pas de temps constant de 1 s de manière à déterminer le comportement global des rideaux et dans le but de connaître l'influence des principaux paramètres. Ces résultats ne sont pas présentés dans le présent document sauf au paragraphe 5.3.2.1. Dans un second temps, le régime instationnaire a été simulé avec un pas de temps plus faible de manière à affiner les résultats. Un pas de temps de 0,2 s a été utilisé pendant toute la durée de l'ouverture (une à cinq minutes). Au chapitre 3, un pas de temps plus faible (0,1 s) avait été utilisé entre la 15^{ème} et la 35^{ème} seconde (§ 3.2.4). Il avait pour conséquence une solution plus juste sur cette période mais nécessitait un temps de calcul supérieur d'environ 30 % (sur la première minute de l'ouverture). Pour chaque pas de temps, la convergence a été supposée atteinte lorsque les résidus convergent et deviennent inférieurs à 10^{-5} .

5.2.2 Résultats du modèle et comparaison avec les résultats expérimentaux

Le présent paragraphe a pour objectif de présenter les résultats du modèle pour les différentes configurations de rideau d'air. Les configurations choisies (angle, vitesse de soufflage, température ambiante) correspondent à des configurations très proches de celles étudiées expérimentalement et présentées au chapitre 4. Les différences mineures entre les deux approches sont dues à la réalisation en parallèle de l'étude numérique et de l'étude expérimentale, suite à des contraintes de temps relatives à la mise en place du dispositif. Il est également intéressant d'avoir des conditions différentes afin de compléter une démarche par l'autre.

Les principales différences entre la configuration modélisée et la configuration expérimentale sont données dans ce qui suit. Il est important de rappeler que la modélisation est réalisée en 2D. De plus, l'influence de l'humidité n'est pas prise en compte dans le modèle. Les chapitres 3 et 4 ont montré sa part importante dans la charge d'infiltration et son influence sur la température intérieure. La longueur de la caisse modélisée (8 m) est légèrement plus importante que celle de la caisse expérimentale (6,54 m). La température de soufflage du dispositif expérimental (rideau froid compresseur ON) n'est également pas constante au cours de l'ouverture, comme supposé dans le présent modèle. Enfin, même si la caisse frigorifique est placée dans un entrepôt régulé en température, la stabilité des conditions expérimentales ambiantes (température et humidité) n'est pas parfaite (§ 4.1.2).

5.2.2.1 Températures moyennes intérieures

L'évolution de la température intérieure de l'air, prédite par le modèle, est présentée sur la figure 5.10 pour différentes configurations de protection. Cette température intérieure est obtenue à partir d'une moyenne de la température des différentes mailles appartenant au volume intérieur et pondérée par leur surface (modèle 2D). Pour toutes les configurations présentées avec et sans protection, la température augmente fortement au cours des premières secondes suivant l'ouverture. L'évolution de la température intérieure est ensuite quasiment linéaire pour le rideau ambiant et atteint 11 °C à $t = 5$ min. Les configurations des rideaux froid et double se distinguent du rideau ambiant. L'augmentation de la température est modérée et la température semble se stabiliser. Pour le rideau froid, la température augmente de 6,6 à 7,4 °C de $t = 2$ à $t = 5$ min, ce qui représente une augmentation de 0,8 K pour un allongement de l'ouverture de trois minutes. Dans le cas du rideau double, la température est d'environ 6,7 °C à $t = 5$ min. Cette relative stabilisation pour ces deux configurations est due à la présence du jet froid (température de soufflage constante à 0 °C) qui limite l'augmentation de la température intérieure ; la température dans la caisse atteint alors un régime quasi-permanent. Les rideaux ambiant et double donnent des performances similaires pour des ouvertures inférieures à 1,5 min. Le rideau double donne la meilleure stabilité thermique de la caisse quelle que soit la durée de l'ouverture.

L'évolution de la température intérieure prédite par le modèle est ensuite comparée avec les résultats expérimentaux présentés au paragraphe 4.2.2.1 et pour des configurations expérimentales proches (figure 5.11). Dans le cas sans protection, l'écart entre la configuration expérimentale et les prédictions est important, de l'ordre de 5 K. Il est dû à l'écart entre les températures ambiantes (15 et 20 °C). Cependant, il est intéressant de

noter que cet écart reste quasiment constant de $t = 30$ s à $t = 5$ min. Ainsi, la tendance donnée par le modèle suit de manière satisfaisante l'évolution de la température dans la caisse. La comparaison des rideaux ambiants est délicate puisque les angles de soufflage ne sont pas identiques. La tendance est cependant satisfaisante puisque les températures prédites sont proches des résultats expérimentaux à 1,7 K près. La configuration numérique de rideau froid est comparée à la configuration expérimentale du rideau froid lorsque le compresseur est en fonctionnement (§ 4.1.1). Il s'agit en effet de la configuration expérimentale la plus proche du modèle, puisque le fonctionnement du compresseur permet de garantir une température de soufflage relativement stable au cours de l'ouverture (figure 4.39). Pour cette configuration de rideau froid, l'évolution de la température intérieure donnée par les prédictions se superpose presque parfaitement aux résultats expérimentaux.

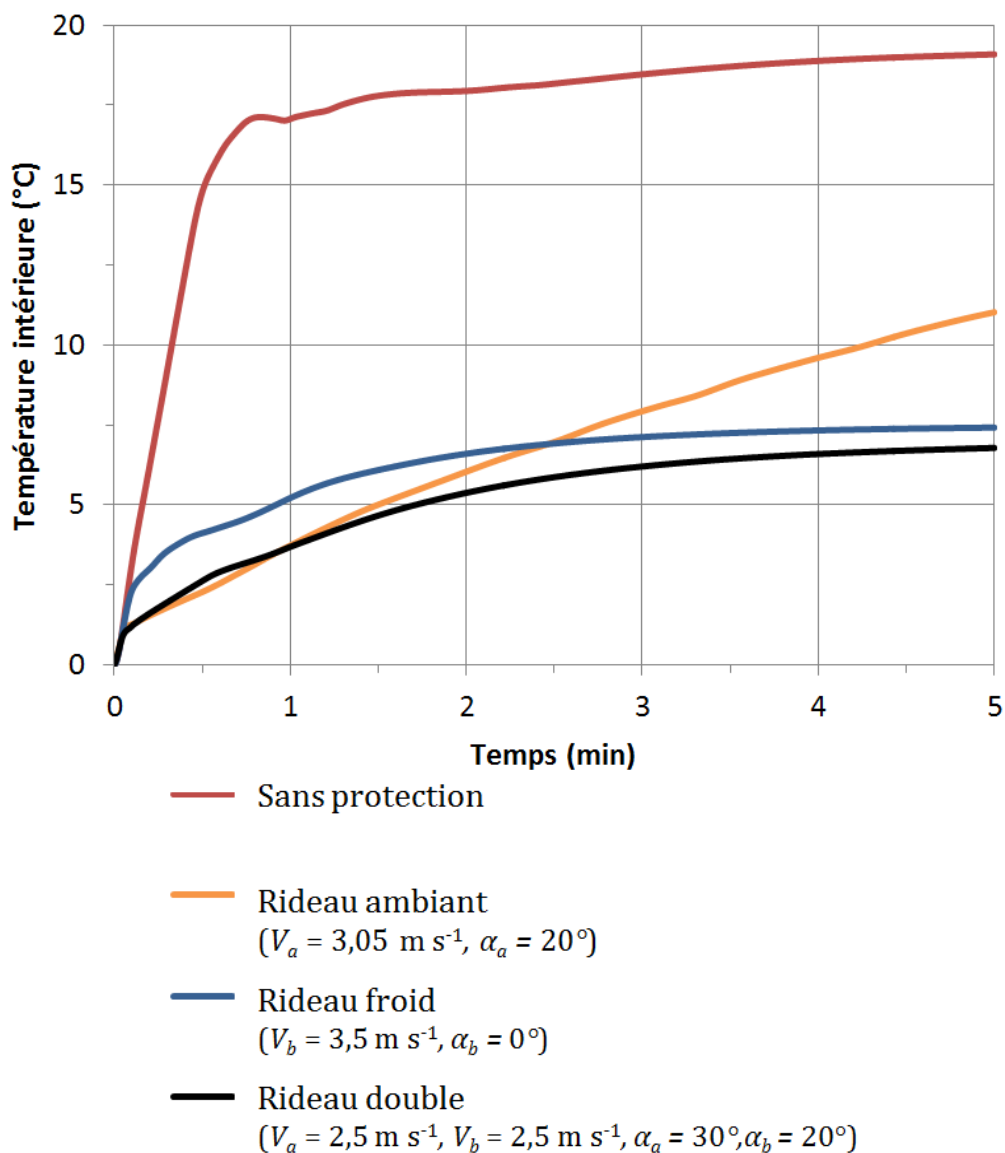


Figure 5.10 : Evolution de la température moyenne intérieure pour différentes configurations de protection au cours d'une ouverture de 5 minutes (résultats numériques, $T_{in}^0 = 0$ °C, $T_a = 20$ °C, $e_a = 9$ cm, $e_b = 6,2$ cm).

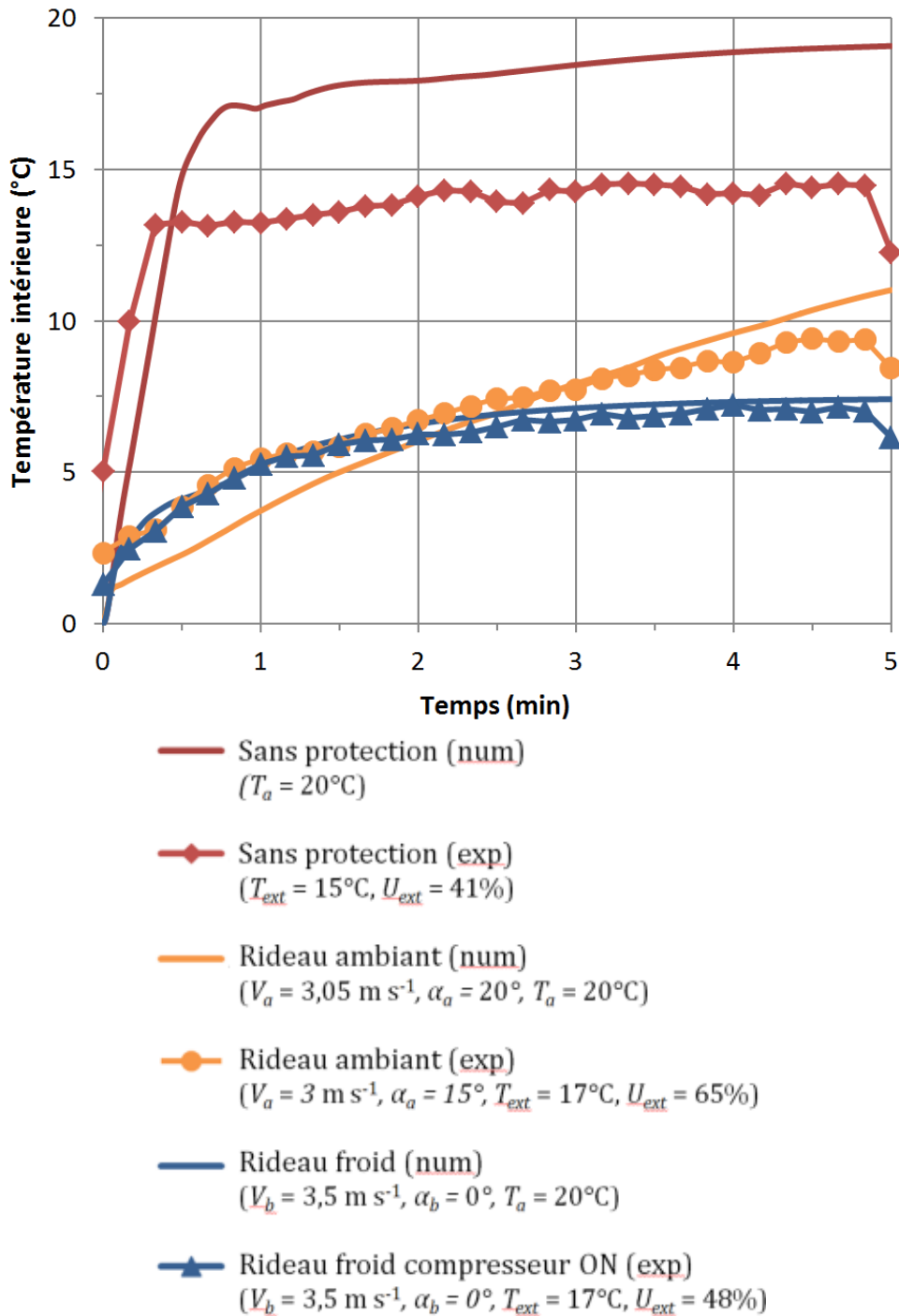


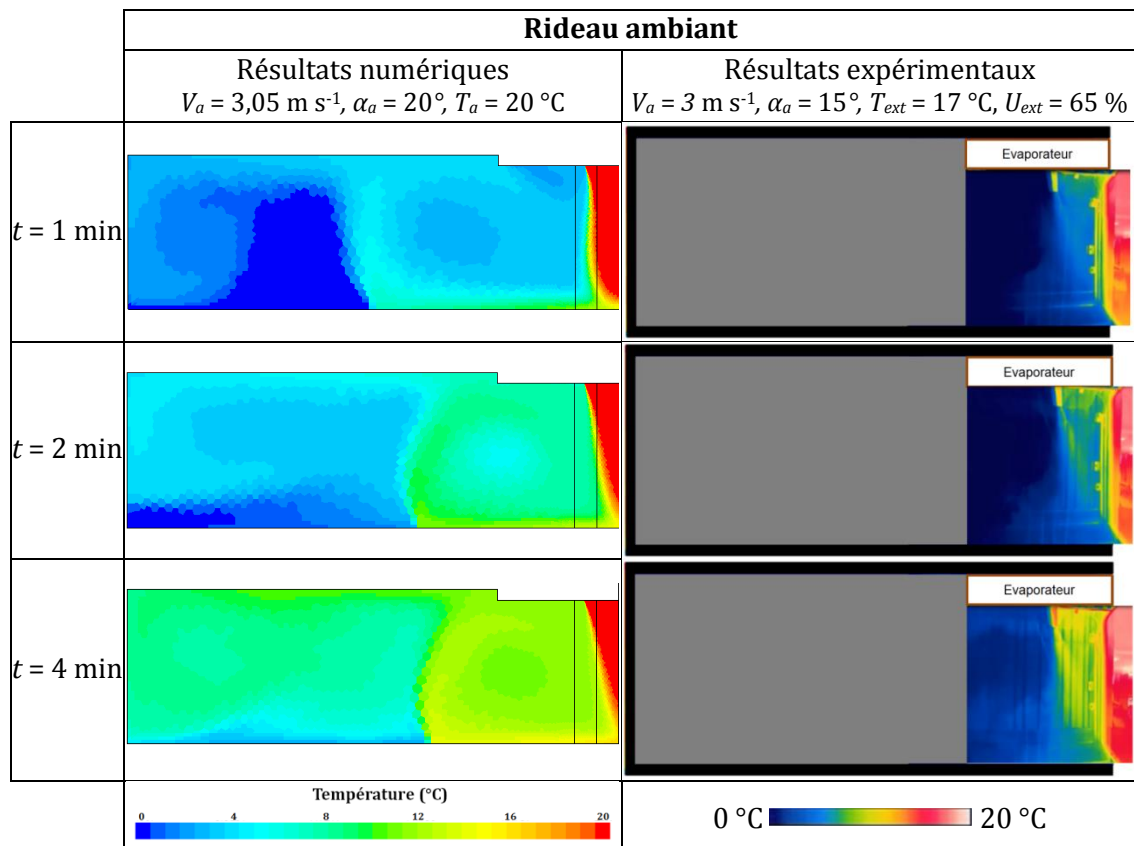
Figure 5.11 : Evolution de la température moyenne intérieure au cours d'une ouverture de cinq minutes ; comparaison des résultats expérimentaux et numériques ($T_{in}^0 = 0^\circ\text{C}$, $e_a = 9 \text{ cm}$, $e_b = 6,2 \text{ cm}$).

5.2.2.2 Champs de températures

L'objectif de ce paragraphe est de présenter les champs de températures prédits pour les différents modes de protection et de les comparer avec des configurations expérimentales proches présentées au tableau 4.2. Les champs de températures sans dispositif de protection ne sont pas donnés car ils sont très semblables à ceux présentés au chapitre 3 (figure 3.6). De plus, ils ne présentent d'intérêt qu'au cours de la première minute de l'ouverture (transition entre l'écoulement gravitaire et l'écoulement de couche limite).

Le tableau 5.1 présente les champs de températures obtenus avec une configuration de rideau ambiant pour des instants compris entre $t = 1$ min et $t = 4$ min. La frontière du rideau se distingue clairement au niveau de l'ouverture. Le champ de températures dans la caisse permet d'évaluer l'efficacité du rideau en fonction de la durée de l'ouverture. A $t = 1$ min, la frontière du rideau est verticale sur une grande partie de l'ouverture, malgré l'angle de soufflage $\alpha_a = 20^\circ$. A $t = 2$ min, la frontière du rideau devient oblique ; la zone d'impact semble située au niveau de l'ouverture. A $t = 4$ min, la frontière du rideau se décale à nouveau vers le milieu extérieur. Ce déplacement de la frontière au cours de l'ouverture est dû à une modification du gradient de pression de part et d'autre du rideau. En effet, l'augmentation de la température de l'air dans la caisse se traduit par une diminution de la masse volumique de l'air et donc par une diminution du gradient de pression de part et d'autre du rideau. Le rideau se décale alors vers une nouvelle position d'équilibre, plus proche de l'axe de soufflage. Les champs de températures donnés par la caméra infrarouge sont obtenus pour un angle de soufflage légèrement plus faible ($\alpha_a = 15^\circ$). Comme signalé en introduction, cette différence est liée à des contraintes de planning. Les résultats expérimentaux ne permettent pas de confirmer ce déplacement de la frontière du rideau (tableau 5.1). Cependant, ils montrent un rideau semblable, orienté vers l'extérieur avec un angle similaire et ayant un point d'impact proche du coin inférieur de l'ouverture. De plus, à $t = 4$ min, le champ de températures donné par la caméra infrarouge permet d'observer une partie de la cellule de recirculation prédite par le modèle, située sous l'évaporateur dans le dernier tiers de la caisse.

Tableau 5.1 : Comparaison des champs de températures expérimentaux et numériques avec le rideau ambiant ($T_{in}^0 = 0^\circ\text{C}$, $e_a = 9$ cm, $e_b = 6,2$ cm).



Le tableau 5.2 présente les champs de températures pour une configuration de rideau froid. L'homogénéité du volume d'air protégé par le rideau semble meilleure que dans le cas du rideau ambiant. La frontière du rideau se distingue clairement au niveau de l'ouverture. Contrairement au cas précédent, la frontière du rideau ne se déplace pas au cours de l'ouverture. Comme observé sur la figure 5.11, la température de l'air intérieur ne semble pas évoluer significativement entre les instant $t = 2$ min et $t = 4$ min. Il en résulte que la différence de pression de part et d'autre du rideau n'évolue pas non plus, ce qui explique la stabilité de la frontière du rideau. La comparaison avec les champs de températures obtenus avec la caméra infrarouge permet de constater que la déviation du rideau par rapport à l'axe de soufflage vertical est surestimée par le modèle. Cependant, la structure globale du rideau est bien prédite par celui-ci.

Le tableau 5.3 présente les champs de températures pour une configuration de rideau double. L'homogénéité du volume d'air protégé par le rideau double semble similaire à celle obtenue par le rideau froid (tableau 5.2). En effet, la température de l'air intérieur ne semble pas évoluer significativement entre les instants $t = 2$ min et $t = 4$ min. La frontière du rideau se distingue clairement au niveau de l'ouverture. Celle-ci est verticale et se décale légèrement vers l'extérieur au cours de l'ouverture, similairement au rideau simple ambiant.

Tableau 5.2 : Comparaison des champs de températures expérimentaux et numériques avec le rideau froid ($T_{in}^0 = 0$ °C, $e_a = 9$ cm, $e_b = 6,2$ cm).

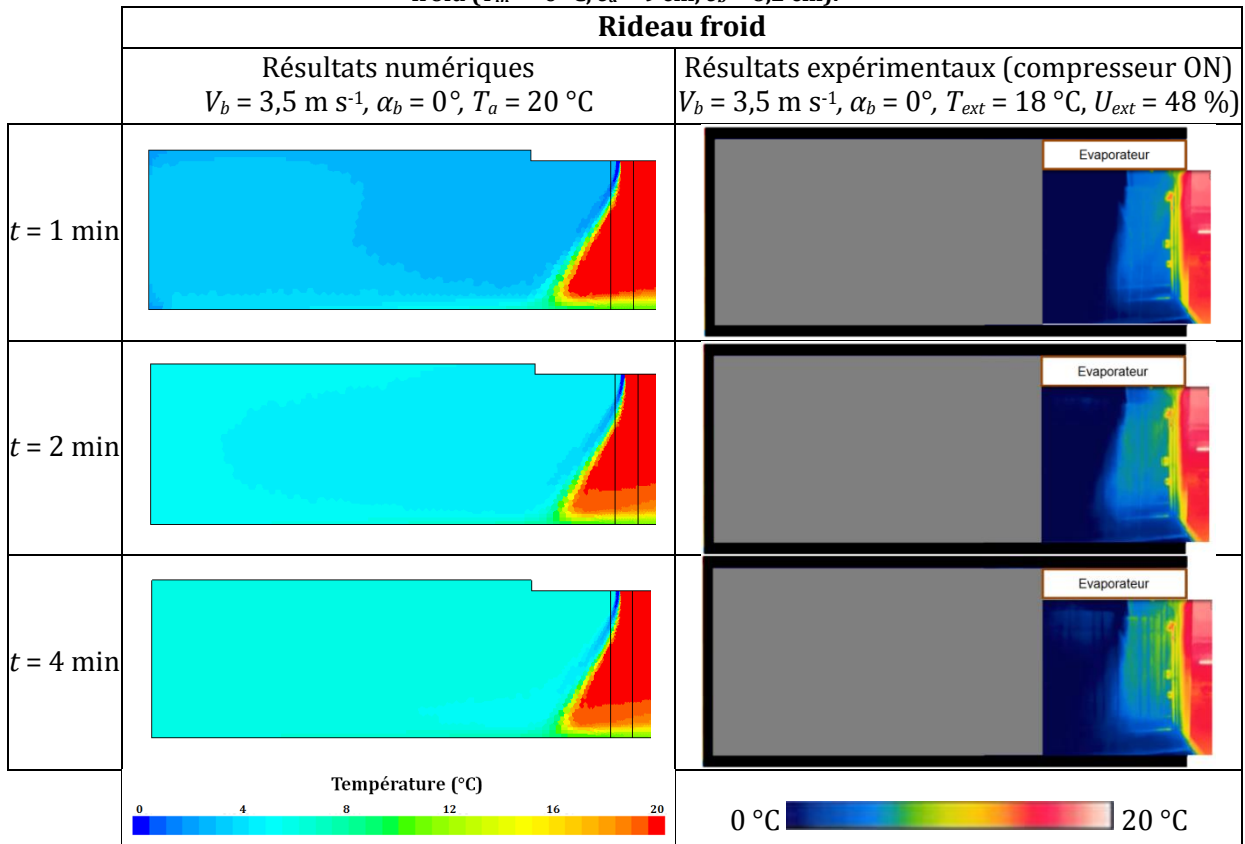
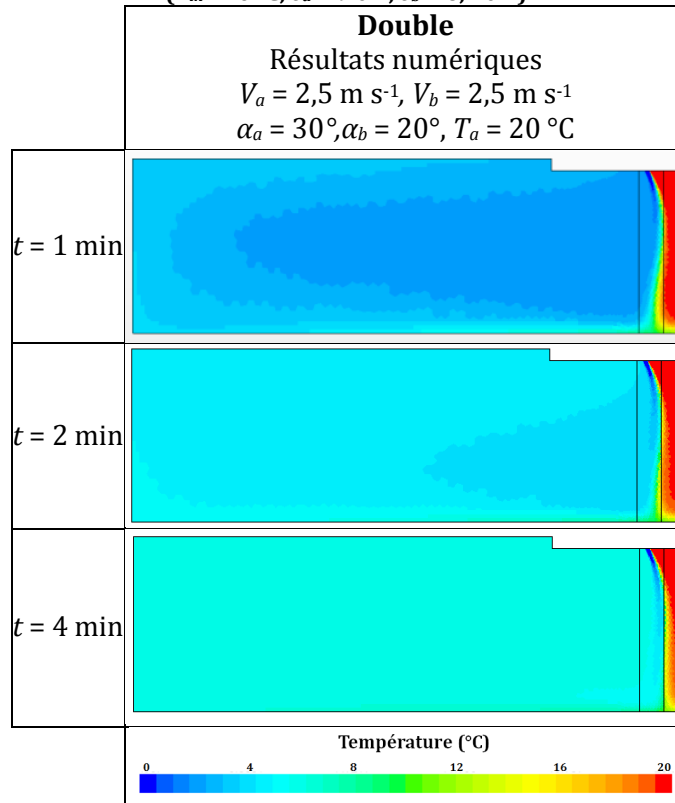


Tableau 5.3 : Champs de températures numériques avec le rideau double
 ($T_{in}^0 = 0 \text{ °C}$, $e_a = 9 \text{ cm}$, $e_b = 6,2 \text{ cm}$).



5.2.2.3 Puissance thermique traversant l'ouverture

L'évolution de la puissance thermique reçue par l'air (\dot{Q}_{air}) est déterminée par un bilan enthalpique sur le volume d'air intérieur. Elle est obtenue en additionnant le flux enthalpique à l'aspiration du rideau froid, aux bouches de soufflage des rideaux et au travers de l'interface entre la caisse et le volume extérieur (figure 5.12).

$$\dot{Q}_{air} = \dot{m}_{aspiration} E_{aspiration} + \dot{m}_a E_a + \dot{m}_b E_b + \iint V C_{da} E_{da} dA_{ap} \quad (5.1)$$

Avec E l'enthalpie de l'air aux bouches d'aspiration et de soufflage, V la vitesse de l'écoulement d'infiltration au niveau de l'ouverture, C_{da} la masse volumique de l'air sec et A_{ap} la surface de l'ouverture.

\dot{Q}_{air} correspond à la charge thermique sensible nette s'infiltrant dans la caisse, les transferts d'humidité n'étant pas pris en compte dans le modèle. Son évolution en fonction du temps est représentée sur la figure 5.13 pour les différentes configurations.

Comme observé expérimentalement au paragraphe 3.3.9, sans dispositif de protection, la puissance thermique nette traversant l'ouverture augmente fortement dès l'ouverture des portes. Les prédictions donnent alors une puissance maximale de 16 kW, c'est-à-dire du même ordre de grandeur que les résultats expérimentaux (40 kW, figure 3.13). Cette puissance atteint un plateau à 12 kW avant de chuter rapidement à $t = 30 \text{ s}$. Cette baisse importante de la puissance traversant l'ouverture correspond à la fin de l'écoulement gravitaire comme décrit au paragraphe § 3.3.9. A $t = 0,8 \text{ min}$, la puissance thermique traversant l'ouverture non confinée est négative, ce qui signifie que le niveau d'énergie de

la caisse diminue pendant quelques instants. Ce phénomène est en fait dû à la non conservation de la masse d'air présente dans la caisse entre l'instant initial et l'instant final. En effet, le débit massique sortant au niveau de l'ouverture est plus important que le débit entrant. Ainsi, à cet instant précis, il en est de même pour les flux énergétiques entrant et sortant. A $t = 5$ min, la puissance thermique traversant l'ouverture n'est plus que de 60 W. Les résultats expérimentaux présentés au chapitre 3 donnent alors une puissance de 3 kW. Cet écart important est dû à la non prise en compte des parois dans la modélisation ; cette condition limite annihile l'écoulement de couche limite et donc le déstockage de l'énergie emmagasinée en leur sein. Les fluctuations de la puissance thermique s'infiltrant au travers du rideau ambiant, observées de $t = 2$ à $t = 5$ min, sont dues aux variations du débit massique traversant l'ouverture de la caisse. La nature exacte de ces fluctuations, dont la fréquence est d'environ une minute, est inexpliquée. Il est intéressant de noter que l'amplitude de ces fluctuations diminue au cours du temps ; la caisse se rapproche alors d'un régime permanent et le débit massique traversant l'ouverture devient alors de plus en plus faible.

Lorsque l'ouverture est protégée par les configurations de rideau d'air étudiées, l'augmentation de la puissance thermique pendant les premiers instants suivant l'ouverture est toujours présente mais limitée : 12,2 kW pour le rideau froid, 9,4 kW et 9,2 kW pour les rideaux ambiant et double. Ce pic est cependant bref et, quel que soit le type de protection utilisée, la puissance thermique traversant l'ouverture chute rapidement (inférieure à 1,5 kW à $t = 30$ s) et diminue pendant toute la durée de l'ouverture des portes. Pendant les deux premières minutes de l'ouverture, les configurations étudiées montrent que les rideaux ambiant et double permettent de limiter au maximum le flux traversant l'ouverture. Cependant, la tendance s'inverse puisque la puissance traversant le rideau froid diminue ensuite et atteint 320 W à $t = 2$ min alors qu'elle est de 800 W pour le rideau ambiant et de 500 W pour le rideau double. Ainsi, il semblerait donc que le soufflage du rideau ambiant soit une source d'entrée d'air chaud dans le volume intérieur, par exemple via des structures turbulentes se développant dans la zone d'impact. Une partie du débit du jet ne serait donc pas évacuée vers l'extérieur, mais pourrait s'infiltrer dans la caisse. Cette proportion d'air infiltré (provenant d'un écoulement forcé) deviendrait donc pénalisante pour de longues ouvertures, par rapport à une ouverture non protégée, où l'air chaud s'infiltrerait uniquement sous l'effet de mouvements de convection naturelle.

La configuration de rideau froid présentée est le type de protection limitant au mieux la charge thermique d'infiltration pour $t > 2,5$ min. L'analyse de l'évolution de la température dans la caisse a cependant montré que le rideau double restait une configuration plus favorable pour limiter l'augmentation de la température dans la caisse pour une ouverture de cinq minutes.

5.2.2.4 Conclusion

Les résultats de l'étude numérique présentés permettent de comparer différentes configurations de rideau d'air. Le rideau ambiant permet de réduire fortement la puissance thermique reçue par l'air pendant les premières secondes suivant l'ouverture. Malgré une puissance thermique d'infiltration plus élevée pour de courtes ouvertures, le rideau simple froid permet de garantir une bonne stabilité thermique de la caisse,

particulièrement pour de longues ouvertures. Le rideau double quant à lui possède les qualités des deux rideaux précédents. Il semble à première vue être une bonne alternative permettant une très bonne stabilité thermique de la caisse tout en limitant fortement la puissance thermique reçue par l'air.

La comparaison des configurations modélisées avec les résultats expérimentaux présentés au chapitre 4 permet de constater un bon accord entre les deux approches. En effet, malgré les hypothèses de modélisation relevées en introduction (2D, température de soufflage constante, taille de caisse non identique), l'évolution de la température moyenne de la caisse est bien prédite par le modèle. De plus, les champs de températures donnés par le modèle sont en bon accord avec les relevés de températures effectués par caméra infrarouge. Ainsi, les résultats du modèle sont considérés comme valides.

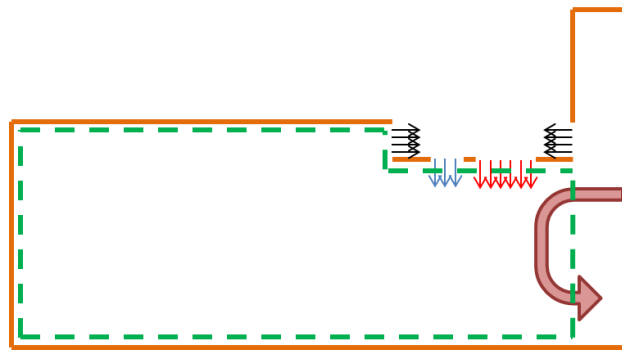


Figure 5.12 : Détermination de la puissance thermique nette reçue par l'air intérieur (délimité par les pointillés verts).

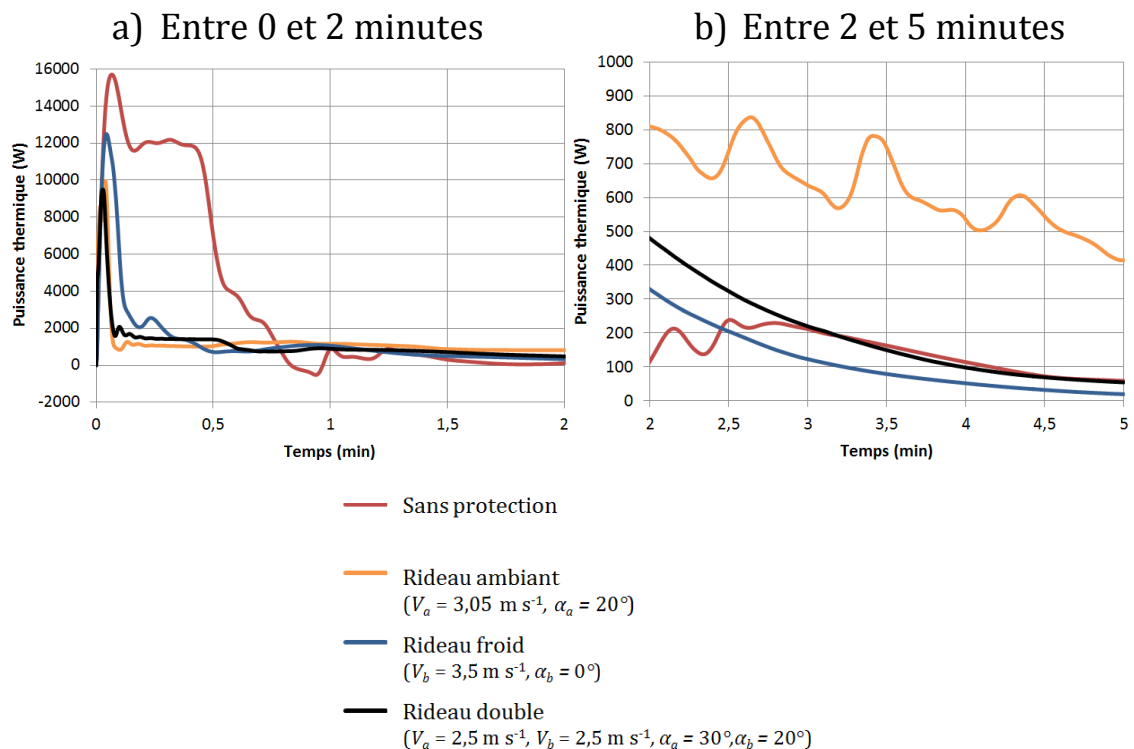


Figure 5.13 : Evolution de la puissance thermique nette traversant l'ouverture pour les différentes configurations de protection de l'ouverture (résultats numériques, $T_{in}^0 = 0^\circ\text{C}$, $T_a = 20^\circ\text{C}$, $e_a = 9 \text{ cm}$, $e_b = 6,2 \text{ cm}$).

5.3 Etude paramétrique

L'objectif du présent paragraphe est de déterminer les paramètres optima des rideaux ambiant, froid et double afin d'obtenir des rideaux efficaces et adaptables aux différentes conditions d'utilisation (durée d'ouverture, température ambiante). Dans un premiers temps, le choix de l'indicateur utilisé pour juger de l'efficacité des rideaux sera discuté. L'influence de différents paramètres sera ensuite étudiée avant de conclure sur la pertinence des différentes configurations de confinement.

5.3.1 Choix de l'indicateur : variation de l'énergie interne

L'objectif du rideau étant de limiter l'infiltration d'air ambiant dans la caisse, il a été choisi d'utiliser comme indicateur la variation d'énergie interne de la caisse entre l'ouverture et la fermeture des portes (ΔQ_{in}). Cet indicateur a l'avantage d'être proche de la problématique industrielle du système. En effet, pendant l'ouverture de porte, le rideau doit repousser l'air ambiant hors de la caisse de telle sorte qu'une fois les portes refermées, le niveau d'énergie dans la caisse soit le plus faible possible. Il permet de s'affranchir de la position du rideau dans la caisse qui varie selon les vitesses et angles de soufflage. Cet indicateur correspond en fait à l'intégration au cours du temps de la puissance thermique nette traversant l'ouverture (§ 5.2.2.3). Formulé en termes de variation d'énergie interne, il présente l'avantage d'être facilement déterminé à partir de l'outil de simulation, par intégration de l'énergie des différentes mailles du volume intérieur.

5.3.2 Vitesse et angle de soufflage optimum

5.3.2.1 Vitesse et angle de soufflage du rideau ambiant

L'influence de l'angle de soufflage du rideau ambiant est tout d'abord observée sur les champs de températures pour une vitesse de soufflage $V_a = 2,9 \text{ m s}^{-1}$ (figure 5.14). Les simulations sont réalisées avec un pas de temps grossier de 1 s afin de comprendre le comportement global du rideau pour un temps de calcul court.

Les champs de températures montrent que l'angle de soufflage a une forte influence sur la position du rideau dans la caisse. Avec un angle $\alpha_a = 0^\circ$, le rideau présente une légère déviation orientée vers l'intérieur. Puis lorsque l'angle augmente, le rideau s'oriente vers l'extérieur, et la zone d'impact du rideau se rapproche du coin inférieur de la caisse. Avec $\alpha_a = 35^\circ$, la zone d'impact du rideau semble être localisée à l'extérieur de la caisse. Les champs de températures montrent l'intérêt de souffler le rideau ambiant vers l'extérieur : le volume confiné par le rideau augmente. Pourtant, lorsque l'angle de soufflage augmente ($\alpha_a > 20^\circ$), les champs de températures à $t = 60 \text{ s}$ montrent que le volume d'air froid à 0°C initialement présent (zone bleu roi) semble diminuer. Ainsi, un optimum énergétique doit-il sans doute exister, conciliant l'augmentation du volume d'air confiné et le maintien en température de l'enceinte. Dans le paragraphe suivant, la variation d'énergie interne de la caisse sera étudiée pour des angles de soufflage compris entre 20° et 30° .

La variation de l'énergie interne de la caisse est représentée sur la figure 5.15 en fonction de la vitesse et de l'angle de soufflage du rideau ambiant pour une ouverture d'une minute. Les simulations sont réalisées avec le pas de temps fin de 0,2 s. La variation de l'énergie interne (ΔQ_{in}) est donnée pour des vitesses comprises entre 2 et $3,7 \text{ m s}^{-1}$. En-dessous de

cette plage, le rideau ne parvient pas à obturer l'ouverture. L'énergie cinétique du rideau n'étant pas suffisante pour vaincre la différence de pression de part et d'autre de l'ouverture, le jet n'atteint pas le sol et l'infiltration d'air ambiant s'effectue par le bas de l'ouverture. La variation de l'énergie interne vaut ainsi 218 kJ pour une vitesse de soufflage de 2 m s^{-1} ($\alpha_a = 30^\circ$) et 157 kJ pour une vitesse de $2,2 \text{ m s}^{-1}$ ($\alpha_a = 20^\circ$, non présentés). Pour des vitesses supérieures à $3,7 \text{ m s}^{-1}$, les performances du rideau ne sont pas optimales. Comme observé par Amin et al. (2011, § 1.3.1), l'augmentation de la vitesse du jet accroît la turbulence de l'écoulement et favorise les échanges dans la couche de mélange située entre le jet et l'air intérieur. Les angles de soufflage représentés sont ceux définis comme les plus favorables au paragraphe précédent ($\alpha_a = 20, 25$ et 30°). Pour chacun de ces angles, la variation de l'énergie interne en fonction de la vitesse de soufflage est similaire. Elle décroît fortement pour des vitesses de soufflage V_a comprises entre 2 et $2,3 \text{ m s}^{-1}$ et admet deux minima relatifs avant de d'augmenter à nouveau pour des vitesses supérieures à $3,5 \text{ m s}^{-1}$. Lorsque l'angle de soufflage est de 20° , les deux minima sont atteints pour des vitesses de soufflage de $2,7$ et $3,5 \text{ m s}^{-1}$ et donnent des variations d'énergie interne de 89 et 90 kJ. Ces minima observés restent inexplicables. Lorsque les angles de soufflage sont augmentés, les rideaux sont plus performants et les vitesses de soufflage requises sont inférieures. Avec un angle de 30° , les minima relatifs sont atteints pour des vitesses de $2,4$ et $2,7 \text{ m s}^{-1}$. La variation d'énergie dans la caisse est alors de 84 et 77 kJ. Ainsi, pour une ouverture d'une minute, un angle de soufflage de 30° présente à la fois l'avantage d'offrir les meilleures performances énergétiques mais permet également de réduire la vitesse de soufflage ($2,7 \text{ m s}^{-1}$) et donc le coût d'établissement du rideau.

La démarche développée par Hayes et Stoecker (1969, § 1.3.2) permet de déterminer une vitesse théorique d'injection minimale pour avoir un jet continu jusqu'au bas de l'ouverture ; elle peut être appliquée pour cette configuration de rideau ambiant. Le tableau 5.4 compare pour différents angles de soufflage du rideau ambiant, les vitesses obtenues par la méthode analytique et par le modèle CFD. Les résultats du modèle analytique montrent que la vitesse optimale de soufflage du rideau augmente avec l'angle de soufflage. Cette augmentation de la vitesse théorique est logique, dans le sens où la distance à couvrir par le jet augmente avec l'angle de soufflage ; le rideau nécessite alors une énergie cinétique plus importante pour parvenir jusqu'au bas de l'ouverture. Ces vitesses minimales obtenues via le modèle analytique, sont proches de celles obtenues par le modèle CFD, comprises entre $2,7$ et $3,1 \text{ m s}^{-1}$ selon les angles de soufflage (figure 5.15) ; cependant l'augmentation continue de la vitesse optimale avec l'angle de soufflage n'est pas observée pour le modèle CFD.

Il est également intéressant de comparer les résultats obtenus avec ceux du modèle développé par Verhaeghe et al. (2010), pour une configuration de rideau ambiant, injecté avec un angle de 0° , confinant une enceinte réfrigérée (§ 1.3.2). Les auteurs observent une discontinuité de la puissance thermique traversant l'ouverture en fonction de la vitesse de soufflage. La puissance thermique diminue subitement pour une vitesse de soufflage de 2 m s^{-1} , lorsque le rideau parvient à obturer entièrement l'ouverture, puis augmente à nouveau de manière linéaire avec l'augmentation de la vitesse de soufflage (Figure 1.34). La tendance des résultats de la présente étude est bien en accord avec les travaux de Verhaeghe et al. (2010).

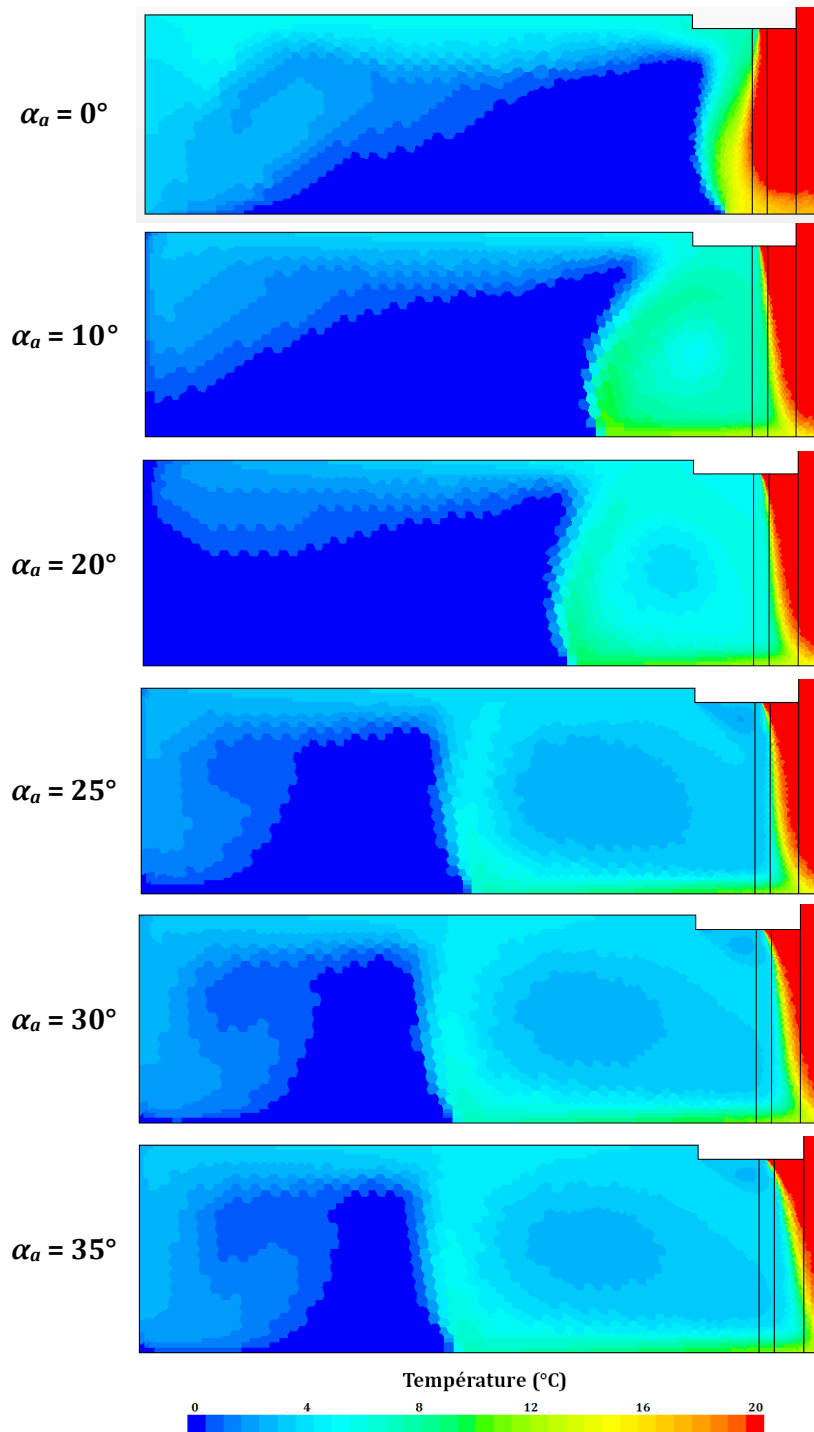


Figure 5.14 : Influence de l'angle de soufflage du rideau ambiant sur le champ de températures dans la caisse ($V_a = 2,9 \text{ m s}^{-1}$, $T_{in}^0 = 0 \text{ }^\circ\text{C}$, $T_a = 20 \text{ }^\circ\text{C}$, $e_a = 9 \text{ cm}$, $t = 60 \text{ s}$).

Afin de comprendre l'influence de l'angle de soufflage sur les performances du rideau ambiant, la position du rideau est étudiée par l'intermédiaire des champs de vitesses. La figure 5.16 présente, pour différents angles de soufflage et pour une vitesse de soufflage de $2,7 \text{ m s}^{-1}$, les champs de vecteurs au niveau de l'ouverture. Les vecteurs sont coloriés à partir du champ de températures. Le point d'impact du rideau, indiqué dans chacun des cas, est défini au niveau du sol, à la verticale du point situé à 10 cm du plancher, où la composante verticale de la vitesse du jet est maximale. Comme observé précédemment sur

la figure 5.14, le point d'impact se déplace vers le milieu extérieur lorsque l'angle de soufflage augmente. De plus, on peut constater que le point d'impact sort de la caisse lorsque l'angle de soufflage augmente de 30° à 35° , ce qui correspond à des configurations énergétiquement très performances. Ainsi, l'hypothèse suivante peut être énoncée : le rideau ambiant est efficace lorsque le point d'impact est situé dans le plan de l'ouverture.

Il est également utile de noter que la température de l'air au niveau du point d'impact est de 14°C . Cette diminution de 6 K par rapport à la température de soufflage du jet est due aux transferts se produisant dans la couche de mélange située entre l'air froid intérieur et le jet à température ambiante. De plus, pour un angle de soufflage de 30° , il peut être remarqué que l'air extérieur (à 20°C), entraîné par le jet, traverse l'ouverture à environ 18 cm du sol (figure 5.16). Cette hauteur peut être considérée comme hauteur de transition entre la zone de développement du jet et la zone d'impact (Maurel et Sollic 2001, § 5.1.1). Ainsi, il peut être supposé que l'angle de soufflage de 30° permet de repousser l'air ambiant hors de la caisse avant que celui-ci ne soit mélangé au jet dans la zone d'impact. Ces deux hypothèses qui permettent d'expliquer l'intérêt de l'angle de 30° seront approfondies dans la suite de l'étude paramétrique.

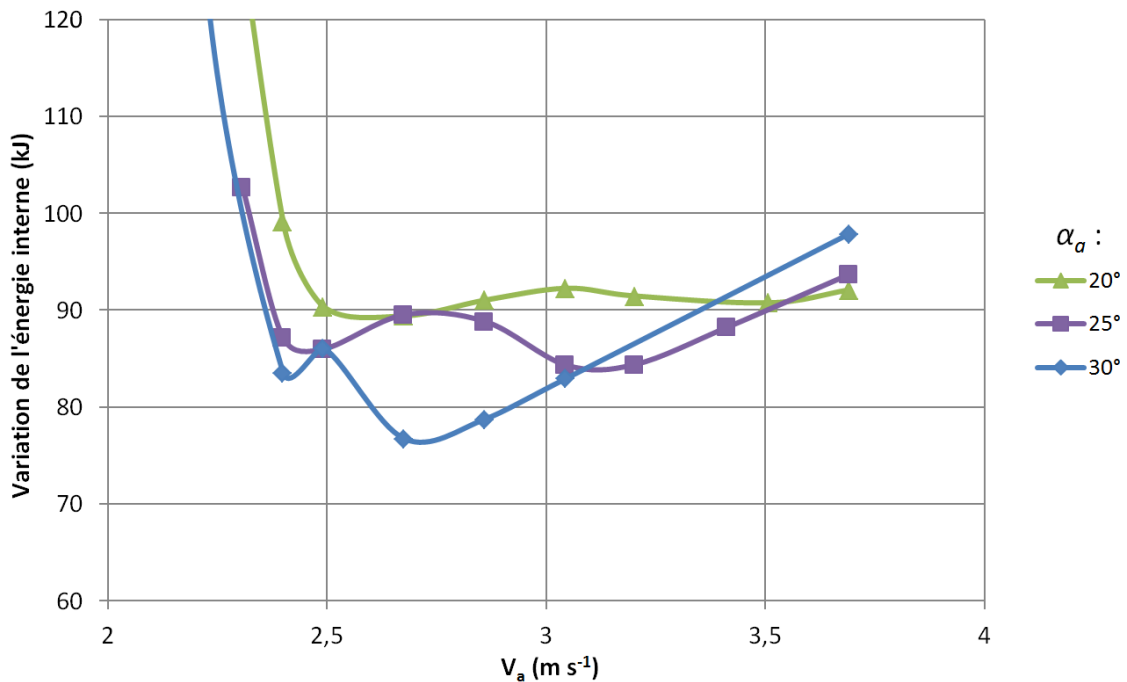


Figure 5.15 : Influences de la vitesse et de l'angle de soufflage du rideau ambiant sur la variation d'énergie interne de la caisse ($T_{in}^0 = 0^\circ\text{C}$, $T_a = 20^\circ\text{C}$, $e_a = 9\text{ cm}$, $t = 60\text{ s}$).

Tableau 5.4 : Comparaison des vitesses obtenues avec le modèle analytique et le modèle CFD, pour différents angles de soufflage du rideau ambiant.

	Modèle analytique Hayes et Stoecker (1969)	Modèle CFD
$\alpha_a = 20^\circ$	$2,49\text{ m s}^{-1}$	$2,7\text{ m s}^{-1}$
$\alpha_a = 25^\circ$	$2,56\text{ m s}^{-1}$	$3,1\text{ m s}^{-1}$
$\alpha_a = 35^\circ$	$2,63\text{ m s}^{-1}$	$2,7\text{ m s}^{-1}$

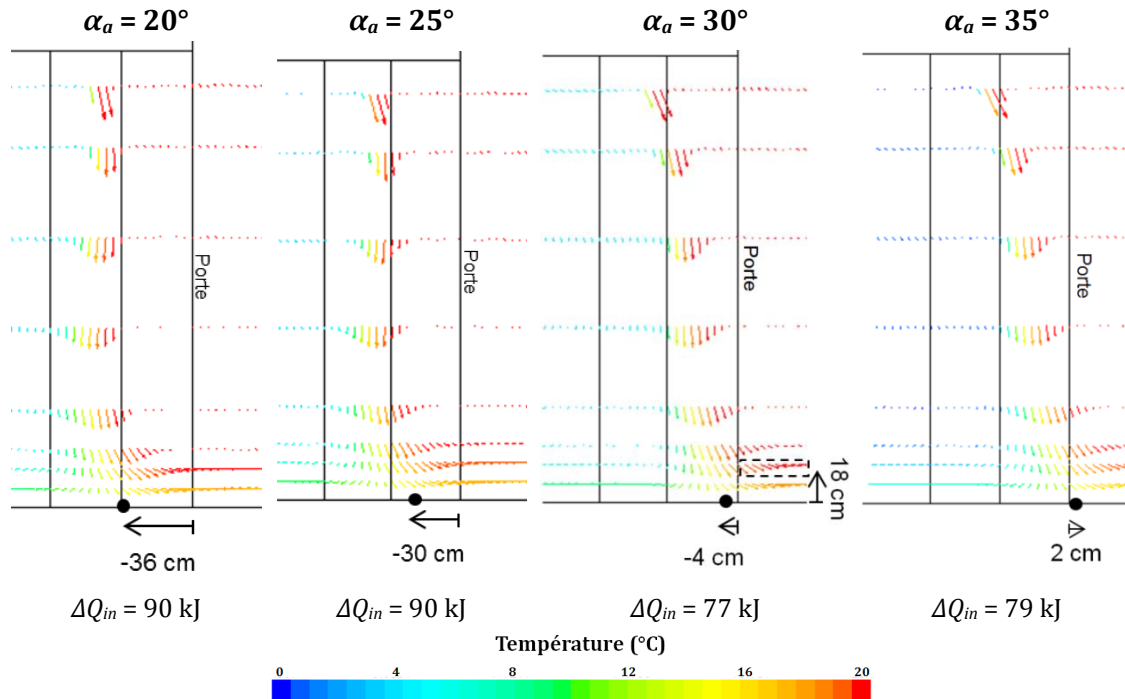


Figure 5.16 : Influence de l'angle de soufflage sur le point d'impact du rideau ambiant
 ($V_a = 2,7 \text{ m s}^{-1}$, $T_{in}^0 = 0 \text{ }^\circ\text{C}$, $T_a = 20 \text{ }^\circ\text{C}$, $e_a = 9 \text{ cm}$, $t = 1 \text{ min}$).

Le comportement du rideau est également étudié en observant la position du point d'impact par rapport à l'axe de soufflage du rideau (figure 5.17). Cette distance sera par la suite appelée, la **déflexion au niveau du point d'impact**. En effet, elle ne correspond pas exactement à la déflexion du rideau telle que définie par Hammond et al. (2011), puisque ces auteurs la définissent comme la distance maximale entre le rideau et l'axe de soufflage (§ 1.3.1). Pour la configuration présentée sur la figure 5.17, la déflexion du rideau ambiant au point d'impact augmente avec l'angle de soufflage. La distance entre le point d'impact et l'axe de soufflage augmente de 69 à 105 cm lorsque l'angle de soufflage augmente de 20° à 35° . Cette augmentation signifie que le rideau est de plus en plus dévié de son axe. L'augmentation de la déflexion au niveau du point d'impact avec l'angle de soufflage montre la prépondérance des forces de pression s'exerçant de part et d'autre du rideau sur les forces d'inertie.

5.3.2.2 Vitesse et angle de soufflage du rideau froid

L'influence de l'angle de soufflage du rideau froid sur les champs de températures est tout d'abord observée pour une vitesse de soufflage $V_b = 3,3 \text{ m s}^{-1}$ (figure 5.18). Lorsque $\alpha_b = 0^\circ$, le rideau présente une forte déviation vers l'intérieur de la caisse par rapport à l'axe de soufflage, la déflexion au niveau du point d'impact vaut alors 125 cm. Cette déviation n'est pas due, comme dans le cas des vitrines réfrigérées, à l'attraction du jet par la paroi opposée (§ 1.3.1) mais à la dépression créée au niveau de la bouche d'aspiration du jet froid. Dans le cas du rideau ambiant, cette bouche d'aspiration est située à l'extérieur de la caisse, elle n'influence donc pas la position du rideau.

Pour ce même angle de soufflage, si la vitesse de soufflage augmente de 3,3 à $5,1 \text{ m s}^{-1}$ (non présenté), le rideau se rapproche alors de l'ouverture : la distance entre le point d'impact et l'ouverture diminue de 86 à 61 cm. La déflexion au niveau du point d'impact diminue

également, sous l'effet de l'augmentation des forces d'inertie du jet. Cette influence de la vitesse de soufflage sur la déviation du rideau a déjà été observée expérimentalement et rapportée au paragraphe 4.2.2.2.2 ; elle a également été relevée par Hammond et al. (2011, § 1.3.1) dans le cas des vitrines réfrigérées.

L'augmentation de l'angle de soufflage permet également de réduire la déviation du jet (figure 5.18). Ainsi, avec un angle $\alpha_b = 50^\circ$ orienté vers l'extérieur, le point d'impact est situé à la verticale de la bouche de soufflage. Cette configuration permet au rideau froid de protéger un volume d'air intérieur supérieur à la configuration précédente. Avec des angles de 20° et 50° , la déflexion du jet au niveau du point d'impact vaut respectivement 184 et 286 cm. Comme pour le rideau ambiant, cette distance n'est pas constante lorsque l'angle de soufflage augmente. La dépression créée par l'aspiration s'ajoute aux forces d'inertie pour limiter le déplacement du point d'impact du rideau.

La variation de l'énergie interne de la caisse est représentée sur la figure 5.19 en fonction de la vitesse et de l'angle de soufflage du rideau froid, pour une ouverture d'une minute. Elle est donnée pour des vitesses de soufflage comprises entre 2 et 6 m s⁻¹. En dessous de cette plage, le rideau n'est pas efficace, l'énergie cinétique de celui-ci n'est plus assez importante pour que le jet atteigne le bas de l'ouverture, et comme dans le cas du rideau ambiant, l'air extérieur s'infiltré par le bas de l'ouverture. Pour une vitesse supérieure à 6 m s⁻¹, l'énergie requise pour l'établissement du rideau en termes de puissance mécanique (pertes de charge dans la batterie froide) et de puissance frigorifique est jugée excessive. Les courbes sont présentées pour des angles de soufflage orientés vers l'extérieur, compris entre 0° et 50° , un angle supérieur donnant un rideau non continu jusqu'au bas de l'ouverture (non présenté). Afin de faciliter la lecture et l'interprétation, trois simulations ne sont pas présentées sur la figure 5.19 : pour un angle de soufflage de 0° et une vitesse de 2,2 et de 6,2 m s⁻¹, la variation de l'énergie interne vaut respectivement 310 et 127 kJ. Pour $\alpha_b = 30^\circ$ et $V_b = 1,9$ m s⁻¹, cette variation est de 284 kJ.

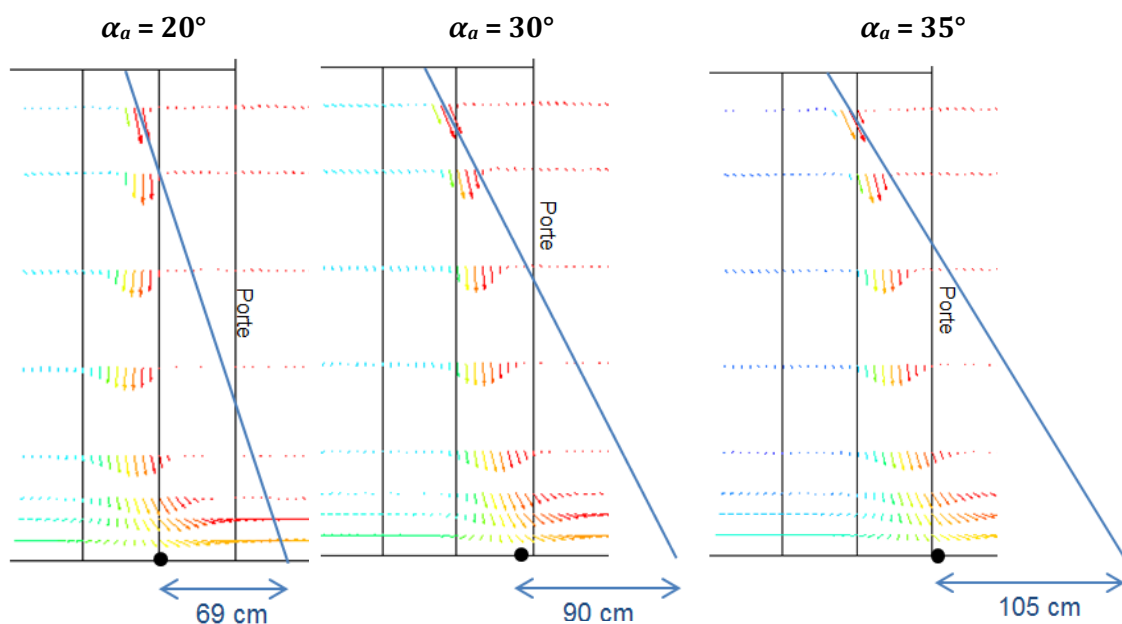


Figure 5.17 : Evolution de la déflexion au niveau du point d'impact du rideau ambiant en fonction de l'angle de soufflage ($V_a = 2,7$ m s⁻¹, $T_{in}^0 = 0^\circ\text{C}$, $T_a = 20^\circ\text{C}$, $e_a = 9$ cm, $t = 1$ min).

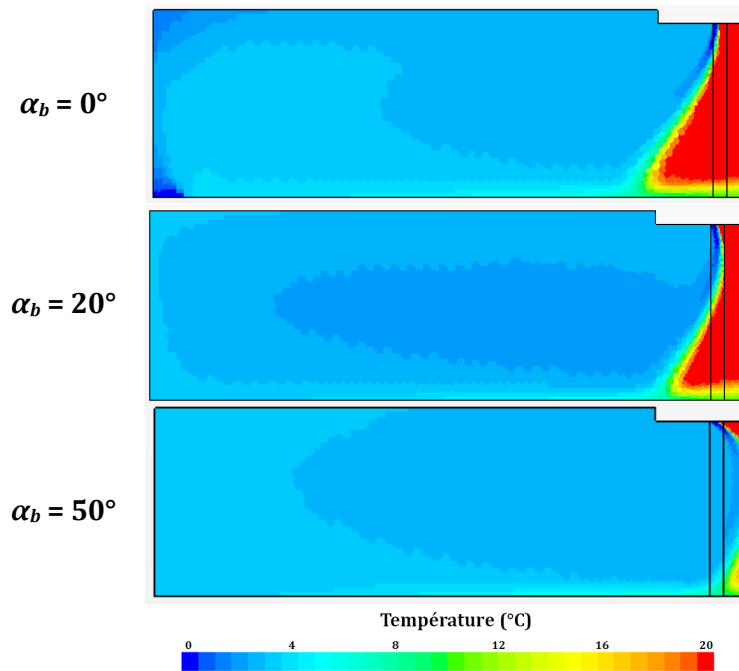


Figure 5.18 : Influence de l'angle de soufflage du rideau froid sur le champ de températures dans la caisse ($V_b = 3,3 \text{ m s}^{-1}$, $T_{in}^0 = 0 \text{ }^\circ\text{C}$, $T_a = 20 \text{ }^\circ\text{C}$, $e_b = 6,2 \text{ cm}$, $t = 60 \text{ s}$).

Pour $\alpha_b = 0^\circ$ et une vitesse de soufflage inférieure à $2,5 \text{ m s}^{-1}$, le rideau ne parvient pas à obturer l'ouverture et la variation de l'énergie interne (310 kJ) est du même ordre de grandeur que dans le cas sans rideau (408 kJ). Une vitesse de soufflage de 3 m s^{-1} permet d'obtenir la plus faible variation de l'énergie interne (125 kJ). Pour des vitesses de soufflage plus élevées, la variation d'énergie interne atteint un maximum local pour $V_b = 4 \text{ m s}^{-1}$ avant de diminuer et d'atteindre un plateau pour $V_b = 5,5 \text{ m s}^{-1}$.

Lorsque l'angle de soufflage est de 20° ou 30° , les résultats montrent qu'il n'existe pas de vitesse optimale. Lorsque la vitesse de soufflage augmente, la variation d'énergie interne de la caisse diminue ou reste constante. Plus la vitesse de soufflage augmente, plus la puissance frigorifique injectée dans la caisse par le rideau augmente également (soufflage à température constante). Ainsi, c'est la production de froid au niveau du rideau qui garantit la stabilité thermique de la caisse et limite sa variation d'énergie interne. Ce mode de protection du rideau froid est qualifié de **protection thermique**. Dans ces conditions, l'augmentation de la vitesse de soufflage du rideau ne semble donc pas avoir pour conséquence une augmentation significative des transferts dans la couche de mélange, située entre le jet froid et l'ambiance.

Lorsque l'angle de soufflage est de 40° ou 50° , l'influence de la vitesse de soufflage est différente de celle des précédents cas. Pour ces deux angles, un optimum se distingue pour une vitesse de $2,5 \text{ m s}^{-1}$. La variation de l'énergie interne est alors de 100 kJ et de 98 kJ pour des angles respectifs de 40° et de 50° . Ainsi, avec ces angles, l'augmentation de la vitesse de soufflage et donc de la puissance frigorifique n'entraîne pas une meilleure stabilité thermique de la caisse. C'est la vitesse du soufflage qui définit l'efficacité du rideau. Ce mode de protection est qualifié de **protection dynamique**. Comme pour le rideau ambiant, l'augmentation de la vitesse de soufflage entraîne une augmentation des transferts dans la couche de mélange située entre le jet froid et l'air ambiant.

Ainsi, la configuration de rideau froid la plus favorable pour une ouverture d'une minute est composée d'un rideau soufflé avec un angle de 50° et une vitesse de $2,5 \text{ m s}^{-1}$.

Pour ces configurations de rideau froid, la démarche analytique développée par Hayes et Stoecker (1969, § 1.3.2) permet de comparer les vitesses de soufflage minimales pour différents angles de soufflage (tableau 5.5). Pour un angle de 0° , la vitesse analytique donnée par Hayes et Stoecker est en accord avec les résultats du modèle CFD. Pourtant, pour des angles de soufflage plus élevés, les deux approches ne donnent pas de résultats équivalents. En effet, les résultats présentés sur la figure 5.19 donnent une vitesse de soufflage optimale décroissante lorsque l'angle de soufflage augmente. Cette différence entre l'approche analytique et l'approche CFD est due à la non prise en compte de la position de l'aspiration du jet dans le modèle de Hayes et Stoecker (1969). La bouche d'aspiration du jet, située dans la caisse pour le rideau froid, crée en effet une dépression qui modifie fortement la position d'équilibre du rideau. L'augmentation de l'angle de soufflage du jet (orienté vers l'extérieur) permet de s'opposer à la dépression.

5.3.2.3 Vitesse et angle de soufflage du rideau double

L'optimisation du rideau double, composé de deux jets ambiant et froid, nécessite la prise en compte de quatre variables indépendantes : deux angles et deux vitesses de soufflage. Il a déjà été observé que le rideau ambiant nécessite un angle de soufflage de 30° de manière à déporter la zone d'impact du rideau à proximité de l'ouverture. Le rideau froid requiert quant à lui un angle de 50° de manière à vaincre la dépression créée par l'aspiration et repousser l'air ambiant hors de la caisse. Ces deux objectifs ne sont pas conciliables dans un rideau double. Il n'est en effet pas judicieux de souffler le jet froid au travers du rideau ambiant. C'est pourquoi, il a été choisi dans un premier temps d'étudier un rideau double composé de deux jets soufflés avec des angles identiques de 30° .

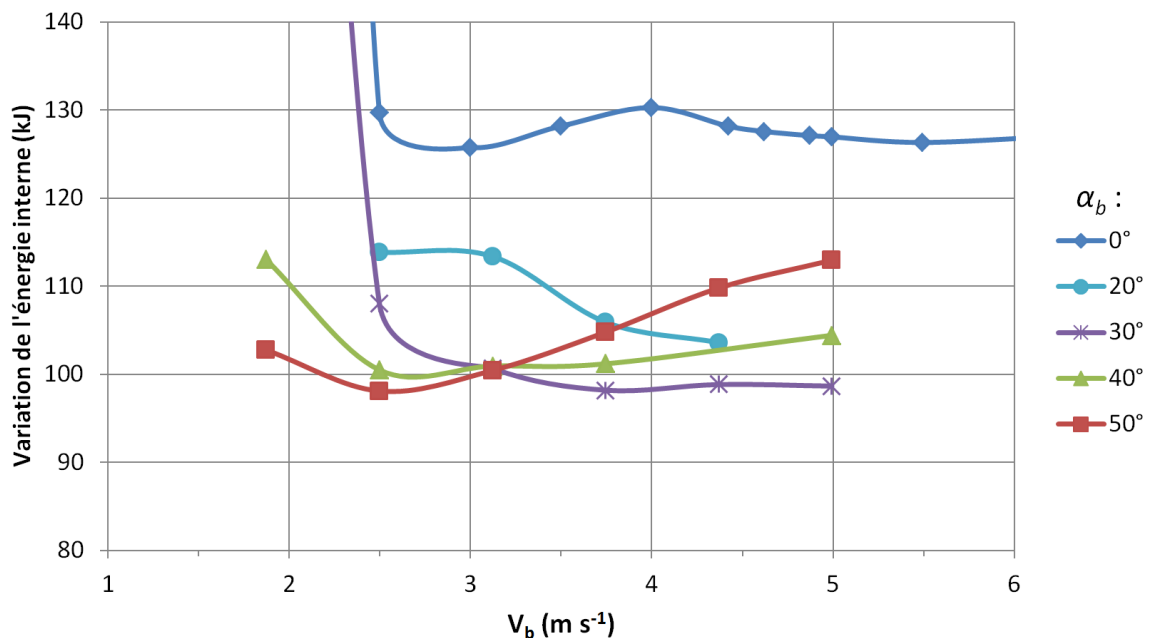


Figure 5.19 : Influences de la vitesse et de l'angle de soufflage du rideau froid sur la variation d'énergie interne de la caisse ($T_{in}^0 = 0^\circ\text{C}$, $T_a = 20^\circ\text{C}$, $e_b = 6,2 \text{ cm}$, $t = 60 \text{ s}$).

La figure 5.20 présente l'influence de la vitesse de soufflage des jets ambiant et froid, injectés avec des angles de 30° , sur la variation de l'énergie interne de la caisse pour une ouverture d'une minute. Pour une meilleure lisibilité, le point correspondant à un couple de vitesses $V_a = 2 \text{ m s}^{-1}$ et $V_b = 0$, n'est pas présenté ; la variation d'énergie interne correspondante est de 318 kJ.

Deux vitesses de soufflage du jet froid sont présentées ($V_b = 2$ et $V_b = 2,5 \text{ m s}^{-1}$). Dans ces deux cas, la vitesse optimale du rideau ambiant est alors de $2,5 \text{ m s}^{-1}$; la variation de l'énergie interne de la caisse correspondante est de 89 kJ pour $V_b = 2 \text{ m s}^{-1}$ et 86 kJ pour $V_b = 2,5 \text{ m s}^{-1}$. Cependant, la troisième courbe ($V_b = 0$), correspondant à la configuration du seul rideau ambiant avec un angle de 30° (§ 5.3.2.1), présente un optimum bien inférieur (77 kJ). Ainsi, plus la vitesse de soufflage du rideau froid diminue, plus les performances du rideau double se rapprochent de celles du rideau ambiant. Toutefois, la forme de la courbe, avec ses deux minima relatifs, n'est pas similaire. La coexistence des jets froid et ambiant ne semble pas améliorer le confinement de l'enceinte pour cette configuration.

Tableau 5.5 : Comparaison des vitesses obtenues avec le modèle analytique et le modèle CFD, pour différents angles de soufflage du rideau froid.

	Modèle analytique Hayes et Stoecker (1969)	Modèle CFD
$\alpha_b = 0$	$2,7 \text{ m s}^{-1}$	$3,0 \text{ m s}^{-1}$
$\alpha_b = 30^\circ$	$3,1 \text{ m s}^{-1}$	Pas d'optimum
$\alpha_b = 50^\circ$	$3,5 \text{ m s}^{-1}$	$2,5 \text{ m s}^{-1}$

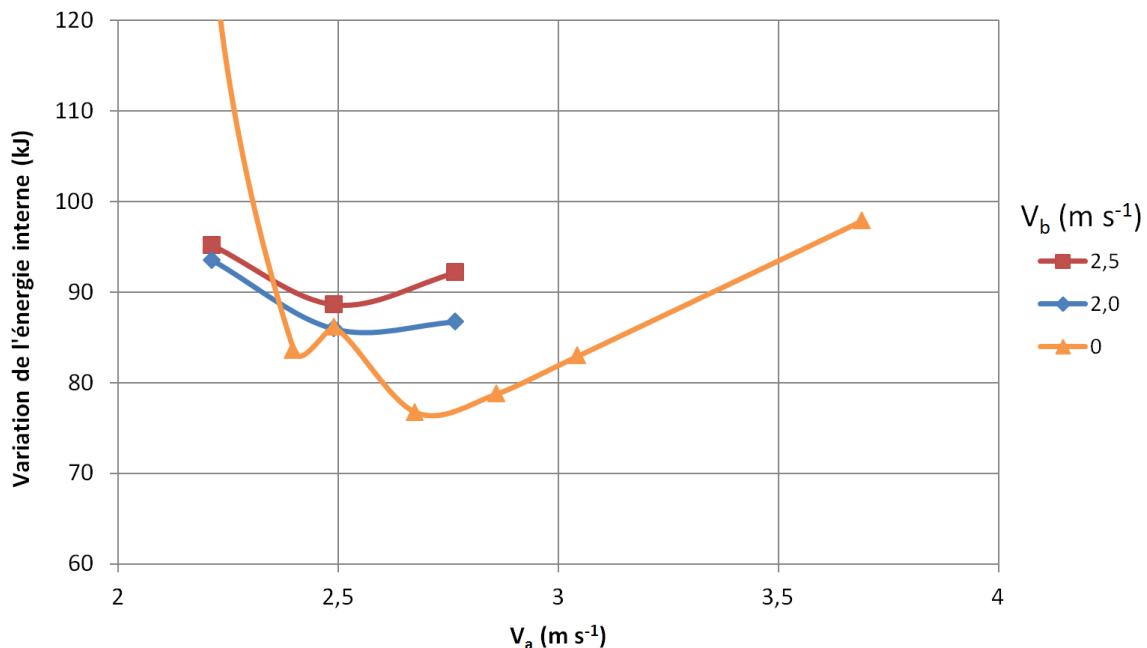


Figure 5.20 : Influence de la vitesse de soufflage du rideau double sur la variation d'énergie interne de la caisse ($\alpha_a = 30^\circ$, $\alpha_b = 30^\circ$, $T_{in}^0 = 0^\circ \text{ C}$, $T_a = 20^\circ \text{ C}$, $e_a = 9 \text{ cm}$, $e_b = 6,2 \text{ cm}$, $t = 60 \text{ s}$).

Différents angles de soufflage du jet froid ont été modélisés, de manière à vérifier si la conclusion précédente est généralisable. Parmi ces différents angles, la configuration $\alpha_b = 20^\circ$, $\alpha_a = 30^\circ$ s'est révélée la plus intéressante. Elle sera détaillée dans le paragraphe suivant. De plus, cette configuration est particulièrement pertinente au vu des récents travaux concernant les vitrines réfrigérées. Dans ces configurations, il n'est pas rare de constater des rideaux triples ayant des angles et températures de soufflage croissants orientés vers l'extérieur de la vitrine. Le brevet déposé par Alahyari et Saroka (2007) peut ainsi être cité en exemple.

La figure 5.21 présente l'influence des vitesses de soufflage lorsque l'angle de soufflage du jet ambiant est de 30° et lorsque l'angle de soufflage du jet froid est réduit à 20° . Dans cette configuration de rideau double et quelle que soit la vitesse du jet froid (V_b), une vitesse optimale du jet ambiant est observée pour $2,7 \text{ m s}^{-1}$, soit une vitesse légèrement plus importante que précédemment. Cette différence sera étudiée au paragraphe suivant avec l'observation des champs de vecteurs. Il est également intéressant de constater que plus la vitesse du jet froid diminue, plus les performances du rideau double s'améliorent et se rapprochent de la configuration du rideau ambiant seul ($V_b = 0$). Ainsi, pour cette configuration également, l'intérêt du rideau double ne se justifie pas.

Afin de comprendre les raisons pour lesquelles le rideau double ne semble pas présenter d'avantage par rapport au rideau ambiant pour une ouverture d'une minute, la position du rideau est étudiée au moyen du champ des vitesses pour différentes configurations. La figure 5.22 présente ce champ de vecteurs au niveau de l'ouverture, pour les rideaux ambiants et doubles. Les vecteurs sont colorés en fonction du champ de températures.

La première configuration présentée concerne le rideau ambiant soufflé avec un angle optimal ($\alpha_a = 30^\circ$, § 5.3.2.1) mais à une vitesse légèrement plus faible ($2,5 \text{ m s}^{-1}$) que la vitesse optimale ($2,7 \text{ m s}^{-1}$). Le point d'impact (§ 5.3.2.1) est situé à environ 25 cm de l'ouverture, soit à une distance plus éloignée de la porte de 11 cm que lorsque celui-ci est soufflé à la vitesse optimale. La déflexion du rideau au niveau du point d'impact, quant à elle, augmente de 90 à 113 cm. Il est ainsi mis en exergue que la vitesse de soufflage a une influence sur la position du rideau. Ce phénomène a été observé expérimentalement sur les rideaux froids (§ 4.2.2.2 et 4.2.2.3). De par la diminution de l'énergie cinétique du rideau, les forces de pression de part et d'autre de l'ouverture, similaires pour les deux configurations (à l'état initial) provoquent le déplacement du rideau vers un nouveau point d'équilibre, plus éloigné de l'axe de soufflage.

La seconde configuration présente le développement du rideau double. Celui-ci est composé du jet ambiant soufflé avec les caractéristiques du rideau ambiant précédent ($\alpha_a = 30^\circ$, $V_a = 2,5 \text{ m s}^{-1}$) et du jet froid impulsé avec les mêmes paramètres ($\alpha_b = 30^\circ$, $V_b = 2,5 \text{ m s}^{-1}$). Le point d'impact du rideau est alors situé à 35 cm de l'ouverture, soit 10 cm plus éloigné de la porte que le même jet ambiant seul. La comparaison avec la première configuration met en évidence que le jet froid, même insufflé avec des paramètres identiques à celui du jet ambiant, influence fortement la position du rideau. Ce déplacement du rideau double vers l'intérieur de la cavité est dû à la dépression créée par l'aspiration du rideau froid (§ 5.3.2.2). Lorsque l'angle de soufflage du jet froid diminue (troisième configuration, $\alpha_b = 20^\circ$), la dépression créée par le rideau froid attire le rideau

ambient vers lui de sorte que les deux jets ont une frontière commune. Le point d'impact du rideau s'éloigne alors à 72 cm de l'ouverture. Ainsi, à vitesse de soufflage constante, la réduction de l'angle de soufflage du jet froid déplace logiquement le rideau vers l'intérieur de l'enceinte. Pour ces mêmes angles de soufflage, si la vitesse de soufflage du rideau ambient augmente de 2,5 à 2,7 m s⁻¹ (quatrième configuration), le rideau se rapproche à nouveau de l'ouverture. Ainsi, l'augmentation de la vitesse de soufflage du jet ambient permet de déplacer le rideau vers l'extérieur. Dans ces conditions, le point d'impact du rideau est situé à une distance de 30 cm, soit 5 cm plus proche de l'ouverture que la seconde configuration. Compte tenu de la relation établie entre la position du rideau est la variation de l'énergie interne de la caisse (§ 5.3.2.1), il est logique que la quatrième configuration (figure 5.20) soit plus performante que la seconde (figure 5.21).

Cette étude relative au rideau double permet de confirmer l'importance de la zone d'impact du rideau, particulièrement lorsque le rideau est constitué d'au moins un jet ambient. La présence du jet froid parallèlement au jet ambient déplace la frontière du rideau, ce qui a pour conséquence une dégradation des performances du rideau double.

5.3.3 Influence de la durée de l'ouverture

5.3.3.1 Influence de la durée de l'ouverture sur le rideau ambient

L'influence de la durée de l'ouverture sur l'efficacité du rideau est tout d'abord présentée pour le rideau ambient ($\alpha_a = 20^\circ$) sur la figure 5.23. La variation de l'énergie interne de la caisse est donnée pour des durées d'ouverture comprises entre une et cinq minutes et pour des vitesses de soufflage comprises entre 2,2 et 3,7 m s⁻¹. Plus la durée de l'ouverture augmente, plus la variation de l'énergie interne de la caisse est importante.

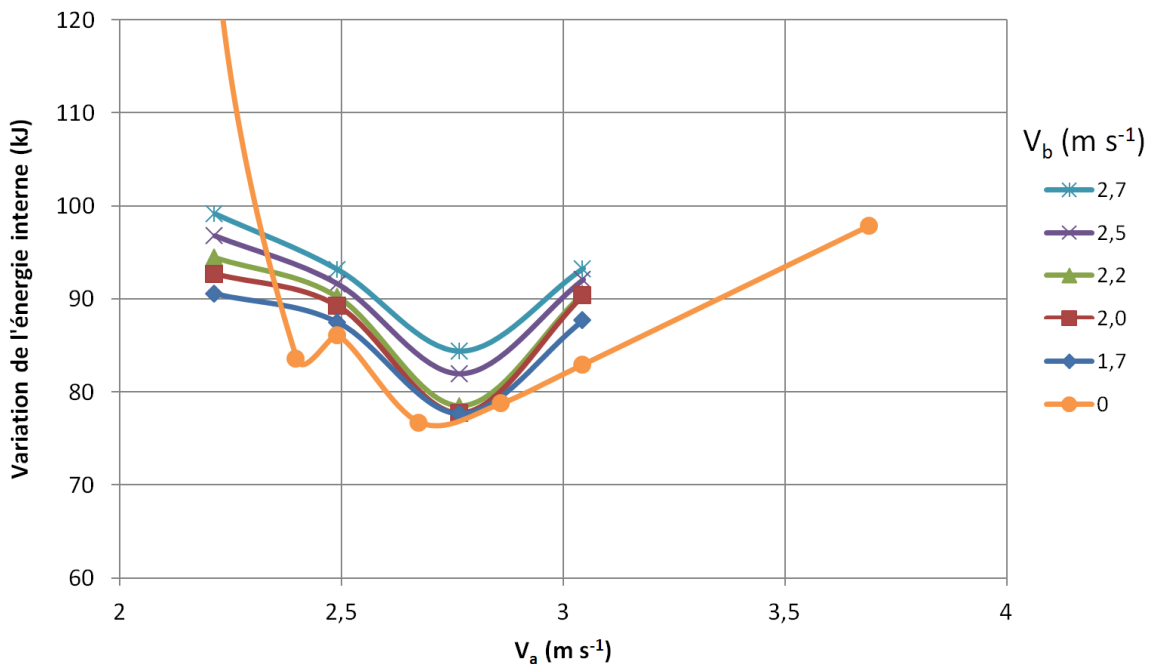


Figure 5.21 : Influences de la vitesse de soufflage du rideau double sur la variation d'énergie interne de la caisse ($\alpha_a = 30^\circ$, $\alpha_b = 20^\circ$, $T_{in}^0 = 0^\circ\text{C}$, $T_a = 20^\circ\text{C}$, $e_a = 9\text{ cm}$, $e_b = 6,2\text{ cm}$, $t = 60\text{ s}$).

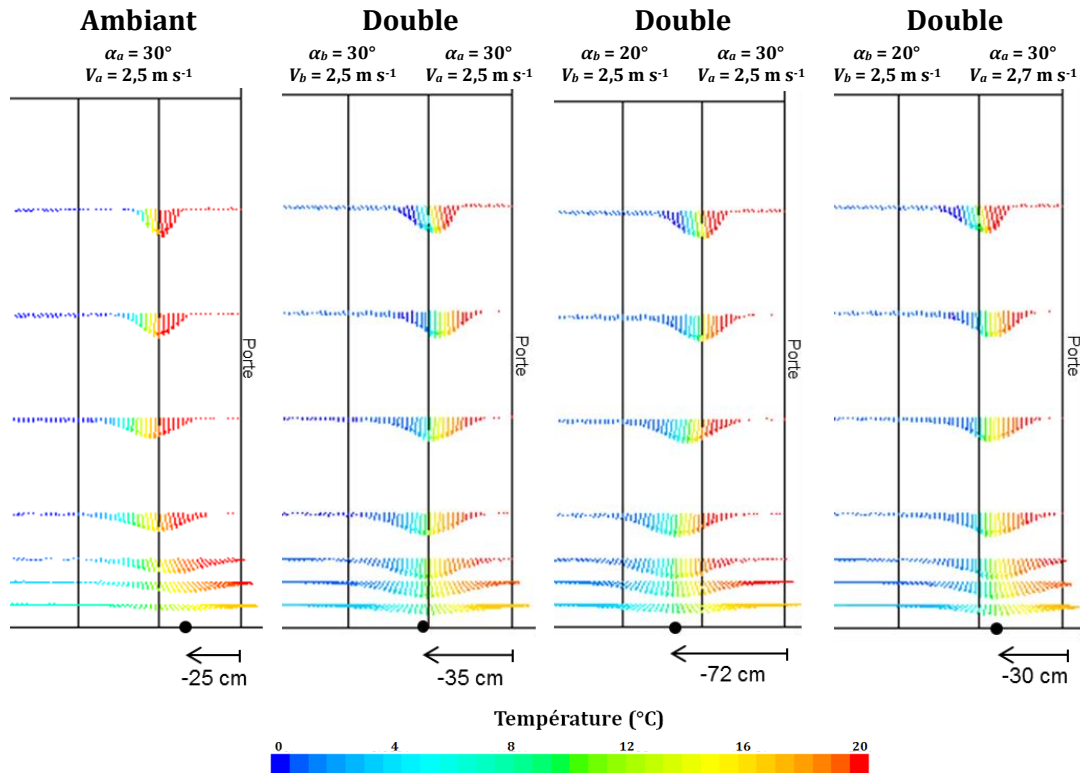


Figure 5.22 : Influences de l'angle et des vitesses de soufflage sur le point d'impact des rideaux ambiant et double ($t = 1$ min, $T_{in}^0 = 0$ °C, $T_a = 20$ °C, $e_a = 9$ cm).

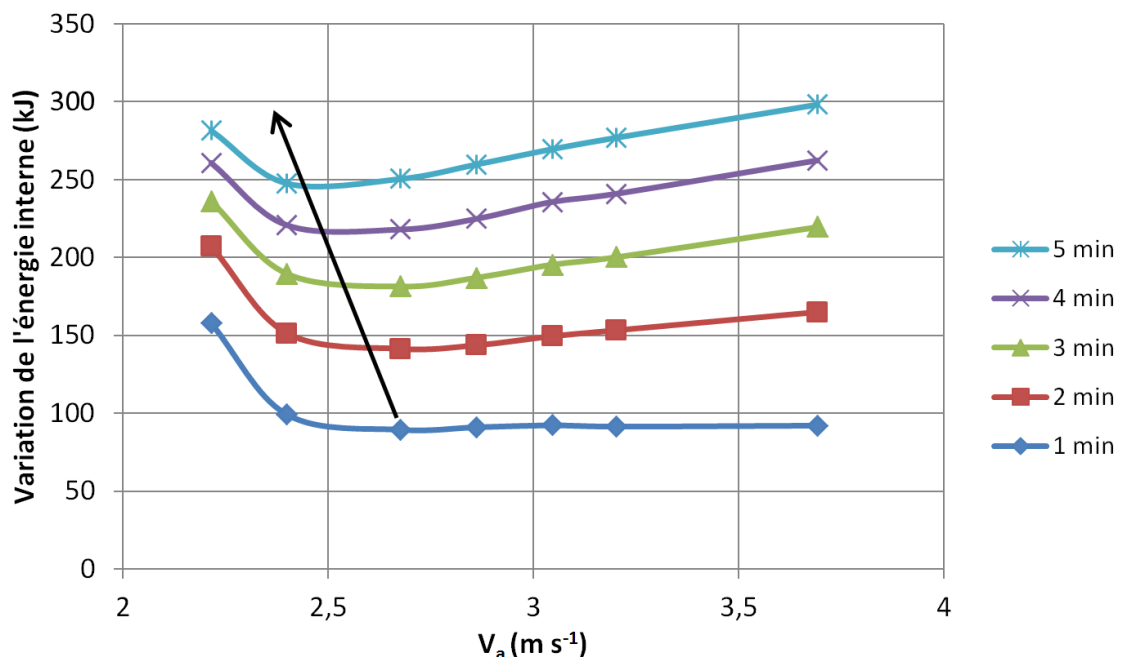


Figure 5.23 : Influence de la durée de l'ouverture et de la vitesse de soufflage du rideau ambiant sur la variation d'énergie interne de la caisse ($\alpha_a = 20$ °, $T_{in}^0 = 0$ °C, $T_a = 20$ °C, $e_a = 9$ cm).

Comme observé précédemment pour une ouverture d'une minute, la variation d'énergie interne augmente fortement lorsque la vitesse de soufflage diminue à partir de la vitesse optimale. Le rideau ne contient alors pas assez d'énergie cinétique pour s'établir sur toute la hauteur de l'ouverture. De plus, la figure 5.23 permet de constater une forte dégradation des performances du rideau pour de longues durées d'ouverture ($t > 1$ min), lorsque la

vitesse de soufflage est supérieure à la valeur optimale. Dans ces conditions, la variation de l'énergie interne est proportionnelle à la vitesse de soufflage. Cette observation a déjà été relevée dans la littérature par de nombreux auteurs comme par exemple Amin et al. (2011, § 1.3.1) qui constatent, dans le cas des vitrines réfrigérées, une augmentation du débit d'infiltration au travers du rideau proportionnelle au nombre de Reynolds. Il faut cependant relever que dans le cas des vitrines, l'infiltration au travers du rideau d'air est un phénomène stationnaire correspondant à une ouverture de porte de plusieurs heures, ce qui pourrait expliquer que ce phénomène soit moins marqué dans la présente étude où les durées d'ouverture sont de l'ordre de quelques minutes.

Il est également utile de relever que lorsque la durée de l'ouverture augmente de une à cinq minutes, la vitesse de soufflage optimale diminue de 2,7 à 2,4 m s⁻¹ (flèche noire). En effet, l'augmentation de la température intérieure se traduit par une diminution du gradient de pression de part et d'autre du rideau ; l'énergie cinétique requise par le rideau pour confiner les deux enceintes est donc inévitablement plus faible et la vitesse de soufflage optimale décroît sur la durée de l'ouverture. Cette évolution de la vitesse de soufflage optimale correspond aussi à un déplacement de la frontière du rideau ambiant au cours de l'ouverture (§ 5.2.2.2). En effet, il a été observé que l'efficacité du rideau ambiant dépend fortement de la position de sa frontière avec l'ambiance (§ 5.3.2.1). Ainsi, afin de garantir des performances énergétiques élevées du rideau ambiant, il est important d'insuffler le jet à une vitesse adaptée à la durée de l'ouverture prévisionnelle. Un rideau ambiant soufflé à une vitesse de 2,4 m s⁻¹, vitesse optimale pour une ouverture de cinq minutes, aura des performances réduites de 11 % si la durée de l'ouverture est écourtée à une minute. Afin d'augmenter les performances du rideau ambiant, il serait judicieux de modifier en temps réel sa vitesse de soufflage dans le but d'obtenir un rideau optimisé à chaque instant de l'ouverture. Cette contrainte rend le rideau ambiant peut adaptable aux différentes configurations rencontrées lors de la livraison urbaine.

Etant données les influences croisées de l'angle et de la vitesse de soufflage (§ 5.3.2.1), on peut supposer qu'il existe une forte dépendance de l'angle de soufflage optimal à la durée de l'ouverture. Cette dépendance n'a cependant pas été étudiée pour le rideau ambiant.

Les prédictions du modèle peuvent être comparées aux résultats expérimentaux présentés au paragraphe 4.2.2.4.2.1. Pour une ouverture de cinq minutes et un angle de soufflage de 15°, les résultats expérimentaux donnent une vitesse optimale du rideau ambiant comprise entre 2,4 et 3 m s⁻¹. Les simulations réalisées pour un angle de soufflage de 20° déterminent une vitesse optimale de 2,4 m s⁻¹ (figure 5.23). Les prédictions sont donc en accord avec les résultats expérimentaux. L'observation des écoulements montre cependant que le rideau soufflé avec une vitesse de 3 m s⁻¹ est plus stable (§ 4.2.2.4.2.1).

5.3.3.2 Influence de la durée de l'ouverture sur le rideau froid

L'influence de la durée de l'ouverture est présentée pour le rideau froid et pour différents angles de soufflage (figure 5.24). Pour plus de lisibilité et une meilleure interprétation, certains points pour de faibles vitesses de soufflage ($\alpha_b = 0^\circ$ ou 30°) ne sont pas présentés sur les graphes. Similairement au rideau ambiant, plus la durée de l'ouverture augmente, plus la variation d'énergie interne est importante. Cependant, cette augmentation s'atténue au fur et à mesure que la durée augmente. Ainsi, la variation d'énergie interne

n'augmente que de 2 % entre quatre et cinq minutes ($\alpha_b = 30^\circ$). Par comparaison, elle augmente de 22 % entre des ouvertures d'une et deux minutes. Du fait du soufflage du rideau à une température constante, le comportement thermo-aéraulique de la caisse tend à se stabiliser vers un régime permanent, se rapprochant alors de celui d'une vitrine réfrigérée.

Comme observé au paragraphe 5.3.2.2, l'angle de 50° orienté vers l'extérieur donne les meilleures performances pour une ouverture d'une minute (figure 5.24). Cependant, lorsque la durée de l'ouverture augmente, un angle de soufflage de 30° donne de meilleures performances. La durée de l'ouverture a donc une influence sur l'angle de soufflage optimal du rideau froid.

En analysant l'évolution des vitesses de soufflage, il peut être remarqué qu'avec des angles de 0 et 30° , le mode de protection thermique domine quelle que soit la durée de l'ouverture (comme observé au paragraphe 5.3.2.2 pour une ouverture d'une minute). C'est également le cas avec un angle de 50° , mais uniquement pour une durée d'ouverture supérieure à quatre minutes. Pour une durée inférieure, le mode de protection dynamique domine. La vitesse de soufflage optimale est alors faible, $2,5 \text{ m s}^{-1}$ à $t = 1 \text{ min}$, et inférieure à 2 m s^{-1} à $t = 2$ et 3 min . Si la durée de l'ouverture est prolongée et que la vitesse de soufflage reste constante, alors les performances du rideau ne sont plus optimales. Les résultats mettent ainsi en évidence une transition du mode de protection dynamique vers le mode de protection thermique lorsque la durée de l'ouverture s'allonge. Le mode de protection dynamique semble logique pour une ouverture de faible durée dans le sens où le gradient de température entre l'air insufflé et l'air intérieur est faible : la puissance frigorifique injectée dans la caisse par le rideau froid n'a donc que peu d'intérêt pour limiter la variation d'énergie interne de la caisse. Il est également intéressant de constater que le mode de protection dynamique n'est présent que pour des angles importants ($\alpha_b > 30^\circ$, figure 5.24 et § 5.3.2.2). Pour des angles de soufflage plus faibles, par exemple $\alpha_b = 0^\circ$, l'augmentation de la vitesse de soufflage permet de diminuer la déflexion du jet (non présenté numériquement, § 4.2.2.2), le rideau se rapproche alors de son axe de soufflage et le volume confiné augmente.

Les meilleures performances de l'angle de soufflage de 30° par rapport à un angle de 50° traduisent une meilleure efficacité de cette configuration pour de longues ouvertures. Le mode de protection thermique semble en effet plus performant pour limiter l'augmentation en température de la caisse lorsque l'ouverture se prolonge. Or, ce mode de protection n'est présent, avec un angle de soufflage de 50° , qu'à partir de la quatrième minute suivant l'ouverture ; il est en revanche présent dès la première minute de l'ouverture avec un angle de 30° . Comme pour le rideau ambiant, il serait intéressant d'ajuster les paramètres de soufflage en fonction de la durée de l'ouverture, par exemple en débutant avec un angle de soufflage de 50° et en diminuant progressivement cet angle de soufflage au cours de l'ouverture. Une telle modification des paramètres de soufflage du rideau permettrait d'obtenir un rideau optimisé à chaque instant de l'ouverture. Cependant, la mise en œuvre d'un rideau avec ce type de fonctionnement présente des problèmes pratiques évidents. Le rideau froid soufflé avec un angle de 30° et une vitesse au moins égale à $3,7 \text{ m s}^{-1}$ permet de confiner de manière efficace l'enceinte, quelle que soit la durée de l'ouverture.

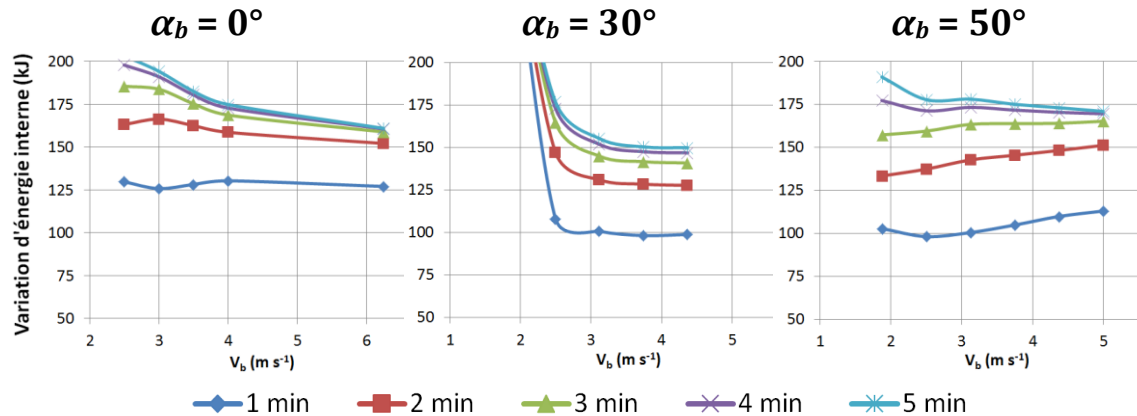


Figure 5.24 : Influence de la durée de l'ouverture, de la vitesse et de l'angle de soufflage sur la variation d'énergie interne de la caisse ($\alpha_b \in [30 ; 50]^\circ$, $T_{in}^0 = 0^\circ\text{C}$, $T_a = 20^\circ\text{C}$, $e_b = 6,2\text{ cm}$).

Les prédictions du modèle de rideau froid peuvent être comparées avec les résultats expérimentaux présentés au paragraphe 4.2.2.4.2.3. La configuration expérimentale équivalente concerne le rideau froid réfrigéré, soufflé avec un angle de 0° pendant une ouverture de porte de cinq minutes. Les résultats expérimentaux montrent une nette amélioration des performances du rideau lorsque la vitesse de soufflage augmente de 2 à 5 m s^{-1} (figure 4.38). Les prédictions présentées dans la figure 5.24 sont en accord avec ces résultats.

5.3.3.3 Influence de la durée de l'ouverture sur le rideau double

L'influence de la durée de l'ouverture pour le rideau double est présentée pour différentes vitesses de soufflage du jet ambiant sur la figure 5.25. La variation de l'énergie interne est donnée pour une vitesse de soufflage du jet froid de 2,7 m s^{-1} ou pour une vitesse nulle correspondant à la configuration rideau ambiant. L'influence de la vitesse du jet froid, pour une ouverture de cinq minutes, sera observée par la suite. Les angles de soufflage sont respectivement de 20 et 30° pour les jets froid et ambiant. Pour une meilleure lisibilité, le point correspondant à un couple de vitesses $V_a = 2\text{ m s}^{-1}$, $V_b = 0$, n'est pas présenté, il donne une variation d'énergie interne de 375 kJ pour une ouverture de cinq minutes. Comme précédemment, les variations d'énergie interne sont bien supérieures lorsque l'ouverture est d'une durée de cinq minutes.

Pour une ouverture d'une minute, comme observé au paragraphe 5.3.2.3, les performances de la configuration étudiée de rideau double (traits pointillés bleus) sont inférieures à celles du rideau ambiant ($V_b = 0$, traits pointillés orange). On en conclut que, comme pour l'ouverture d'une minute, la présence du jet froid dégrade les performances du rideau double en déplaçant la frontière de ce dernier et son point d'impact.

Dans le cas d'une ouverture de cinq minutes, la configuration de rideau double présentée (traits continus bleus) est plus performante que celle du rideau ambiant (traits continus rouges). Cette configuration permet en effet de réduire la variation d'énergie interne de 30 % par rapport au rideau ambiant. Alors que pour une ouverture d'une minute, le jet froid dégradait les performances du rideau double, c'est l'inverse qui est observé pour une ouverture de cinq minutes. L'amélioration des performances du rideau pour cette durée de l'ouverture peut être expliquée par la production de froid au niveau du jet réfrigéré qui garantit la stabilité thermique de la caisse et limite sa variation d'énergie interne. Le mode

de confinement n'est pas pour autant thermique puisque la tendance croissante de la courbe au-delà de $2,5 \text{ m s}^{-1}$ est caractéristique d'un mode de protection de l'ouverture de type dynamique. Ainsi, pour de longues ouvertures, le jet froid permet une protection de l'ouverture en utilisant conjointement les modes de confinement thermique et dynamique. Dans le paragraphe suivant, on étudiera plus en détail l'influence de la vitesse de soufflage du jet froid sur les performances du rideau double.

La variation de l'énergie interne de la caisse confinée par un rideau double, pendant une ouverture de cinq minutes et pour différentes vitesses de soufflage du jet froid est présentée sur la figure 5.26. La configuration du rideau est la même que celle du paragraphe précédent. Les résultats montrent l'existence d'un couple de vitesses optimales pour le jet ambiant ($2,5 \text{ m s}^{-1}$) et pour le jet froid ($2,5 \text{ m s}^{-1}$, losanges violets), contrairement au cas de l'ouverture d'une minute où il n'y avait pas d'optimum pour le jet froid. Ce point de fonctionnement optimal, pour des vitesses de soufflage des jets froid et ambiant identiques, est logique dans le sens où cette configuration limite les phénomènes de mélange entre les jets comme relevé par Gupta et al. (2007, § 1.3.2). Dans le cas d'une ouverture d'une minute, il est probable que ces phénomènes de mélange soient moins prépondérants ; l'absence d'optimum pour le rideau double (figure 5.21), composé de jets ayant des vitesses de soufflage identiques serait ainsi expliquée. Pour une ouverture de cinq minutes, le rideau double nécessite donc un ajustement précis des paramètres de vitesses, pour fonctionner de manière optimale. Le principal mode de confinement du rideau est bien de type dynamique.

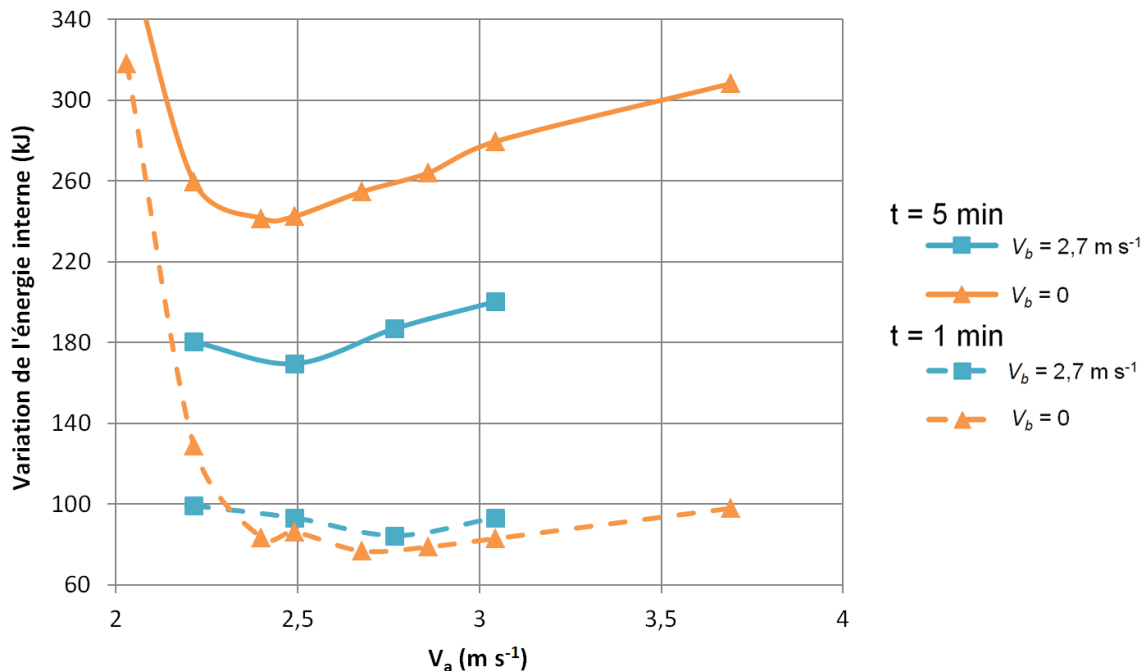


Figure 5.25 : Influence de la durée de l'ouverture et de la vitesse de soufflage sur la variation d'énergie interne de la caisse confinée par un rideau double ($\alpha_a = 30^\circ$, $\alpha_b = 20^\circ$, $T_{in}^0 = 0^\circ \text{C}$, $T_a = 20^\circ \text{C}$, $e_a = 9 \text{ cm}$, $e_b = 6,2 \text{ cm}$).

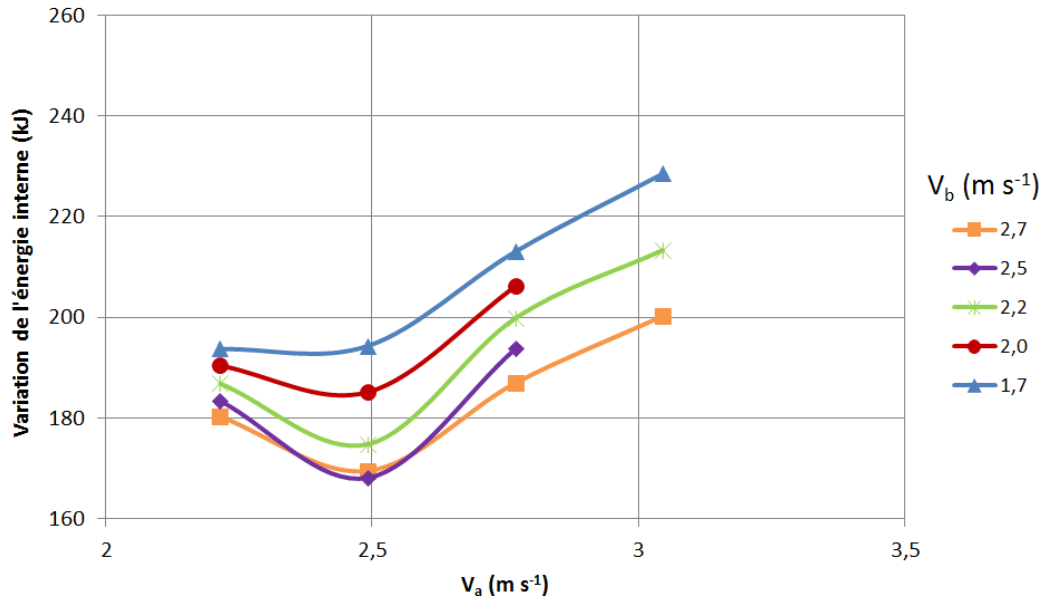


Figure 5.26 : Influence des vitesses de soufflage du rideau double sur la variation d'énergie interne de la caisse pour une ouverture de cinq minutes ($\alpha_a = 30^\circ$, $\alpha_b = 20^\circ$, $T_{in}^0 = 0^\circ\text{C}$, $T_a = 20^\circ\text{C}$, $e_a = 9\text{ cm}$, $e_b = 6,2\text{ cm}$).

5.3.4 Influence de la température extérieure

5.3.4.1 Influence de la température extérieure sur le rideau ambiant

La figure 5.27 présente l'influence de la température ambiante sur la variation d'énergie interne de la caisse confinée par un rideau ambiant ($\alpha_a = 20^\circ$). Les résultats sont présentés pour des ouvertures d'une minute (traits pointillés) et de cinq minutes (traits continus). Pour une ouverture d'une minute et une température ambiante de 20°C (pointillés bleus), l'efficacité du rideau a déjà été décrite au paragraphe 5.3.2.1 : la vitesse optimale est alors de $2,7\text{ m s}^{-1}$. A cette même vitesse de soufflage et pour une température ambiante de 30°C (pointillés rouges), le rideau n'est plus efficace. Dans ces nouvelles conditions, la vitesse de soufflage qui minimise la variation d'énergie interne est de $3,2\text{ m s}^{-1}$, ce qui représente une augmentation de la vitesse de soufflage de 19 % pour une augmentation de la température ambiante de 10 K. La tendance est la même pour une ouverture de cinq minutes : la vitesse optimale est de $2,4\text{ m s}^{-1}$ à 20°C (continus bleus) alors qu'elle est de $2,9\text{ m s}^{-1}$ lorsque l'ambiance est à une température de 30°C (continus rouges). La température ambiante a donc une forte influence sur les paramètres optima du rideau ambiant. En effet, l'augmentation du gradient de températures entre l'intérieur et l'extérieur de l'enceinte entraîne inévitablement une augmentation des forces de pression s'exerçant de part et d'autre du rideau qui se traduit par un déplacement de la frontière.

La figure 5.28 présente l'influence de la température ambiante (20 ou 30°C) sur la position du rideau dans la caisse, pour $t = 5\text{ min}$. Les deux champs de températures présentés sont donnés pour un angle de soufflage de 20° et une vitesse de soufflage de $2,7\text{ m s}^{-1}$, qui correspond à la vitesse optimale pour une température ambiante de 20°C (§ 5.3.3.1). Dans cette configuration, la frontière du rideau est située de manière optimale au niveau de l'ouverture. Lorsque la température ambiante augmente de 10 K, le champ de températures montre clairement que la frontière du rideau se déplace vers l'extérieur. Ainsi, pour cette nouvelle température ambiante, les paramètres de soufflage doivent être modifiés de manière à obtenir une position du rideau appropriée.

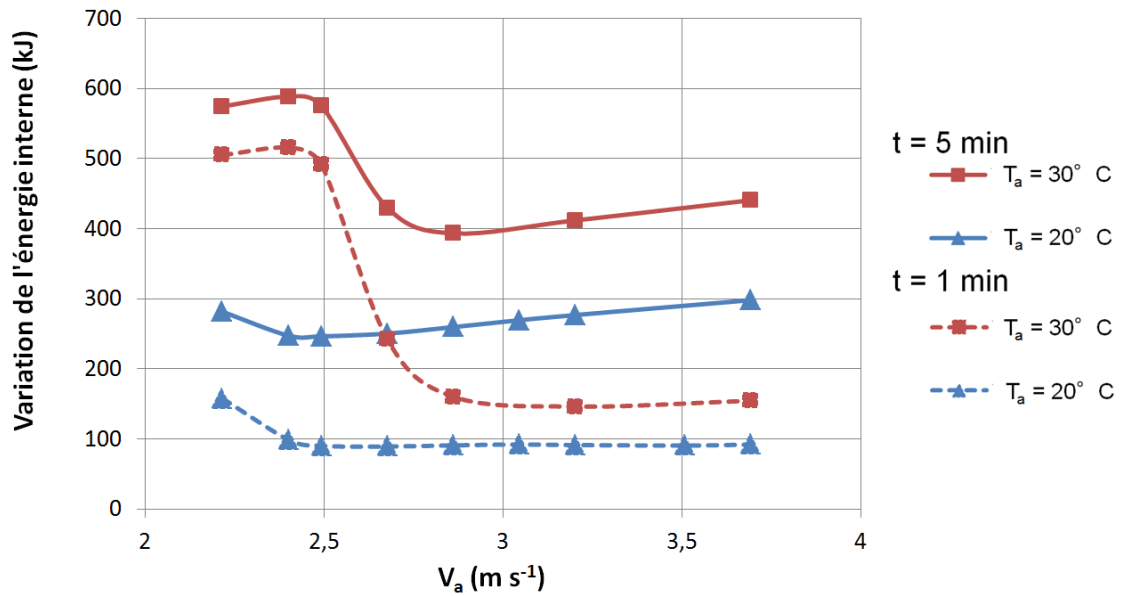


Figure 5.27 : Influence de la température ambiante sur la variation d'énergie interne de la caisse confinée par un rideau ambiant ($\alpha_a = 20^\circ$, $T_{in}^0 = 0^\circ\text{C}$, $e_a = 9$ cm).

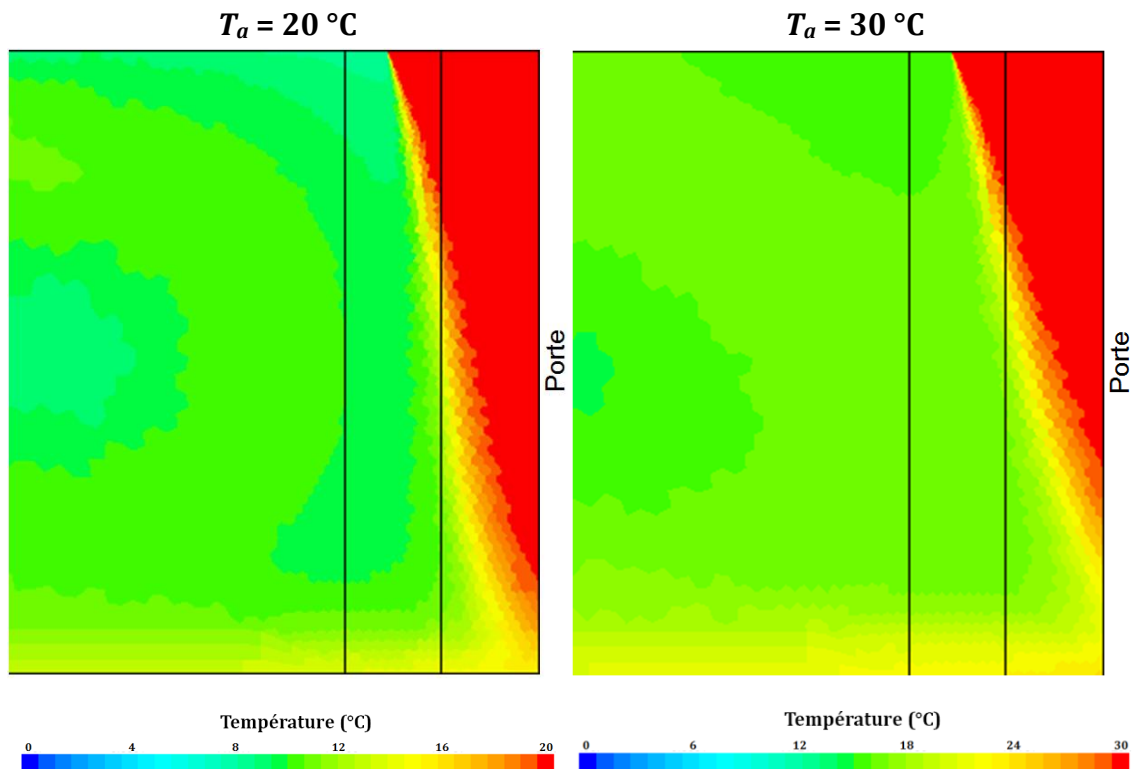


Figure 5.28 : Influence de la température ambiante sur la position du rideau ambiant ($V_a = 2,7$ m s⁻¹, $\alpha_a = 20^\circ$, $T_{in}^0 = 0^\circ\text{C}$, $e_a = 9$ cm, $t = 5$ min).

5.3.4.2 Influence de la température extérieure sur le rideau froid

La figure 5.29 présente l'influence de la température extérieure sur l'efficacité du rideau froid ($\alpha_b = 30^\circ$). Les résultats sont donnés pour des ouvertures d'une minute (traits pointillés) et de cinq minutes (traits continus) et pour des températures extérieures comprises entre 10 et 30 °C. Pour une température de 20 ou 30 °C (traits orange et rouges), le mode de protection thermique domine : l'augmentation de la vitesse de soufflage accroît ou maintient constantes les performances du rideau. Ce comportement est particulièrement marqué pour une ambiance de 30 °C et une durée de cinq minutes : lorsque la vitesse augmente de 3,1 à 4,4 m s⁻¹, la variation de l'énergie interne est réduite de 9 %.

Ce n'est cependant pas le cas pour une température extérieure de 10 °C (traits bleus), où un optimum semble atteint pour une vitesse de soufflage de 3,1 m s⁻¹ ; le mode dynamique permet alors le confinement de l'ouverture. Ce comportement particulier pour une ambiance à 10 °C semble compréhensible dans le sens où le gradient de températures entre l'intérieur et l'extérieur de la cavité est faible (10 K). Ainsi, la production de froid au niveau de l'évaporateur influence de manière limitée le bilan énergétique de la caisse.

Le rideau froid est donc une configuration particulièrement adaptée à un fonctionnement à différentes températures extérieures, lorsque le gradient de température est important. Une vitesse de soufflage comprise entre 3,5 et 4,5 m s⁻¹ permet d'obtenir des performances optimales pour des températures comprises entre 20 et 30 °C, et proches de l'optimum pour 10 °C.

Les résultats du paragraphe 5.3.2.1 ont montré que pour avoir un point de fonctionnement optimal, le rideau ambiant devait impacter le sol au niveau de l'ouverture. Le comportement du rideau froid est significativement différent. La figure 5.30 présente les champs de températures au niveau de l'ouverture lorsque celle-ci est protégée par un rideau froid ($\alpha_b = 30^\circ$) pour différentes températures extérieures comprises entre 10 et 40 °C. Pour ces configurations, la vitesse de soufflage choisie est de 3,7 m s⁻¹, elle correspond à un point de fonctionnement performant (figure 5.29). Comme dans le cas du rideau ambiant (figure 5.28), les résultats montrent que la frontière entre les deux ambiances est influencée par la température extérieure. Ces résultats montrent aussi que la bonne efficacité du rideau froid n'est nullement corrélée à la position de sa frontière. Ainsi, contrairement au rideau ambiant, ce n'est pas la position de la frontière du rideau froid qui détermine l'efficacité de celui-ci.

Après avoir démontré que la température ambiante influençait relativement peu la vitesse de soufflage requise pour l'établissement d'un rideau d'air efficace, nous avons cherché à savoir si l'angle de soufflage optimal était influencé par une telle variation des conditions ambiantes. Les résultats (non présentés pour une meilleure intelligibilité) ont montré que l'angle optimal n'était pas modifié par la température ambiante. Les conclusions relatives aux angles de soufflage formulées aux paragraphes 5.3.2.2 et 5.3.3.2 restent vraies pour des températures ambiantes comprises entre 10 et 30 °C.

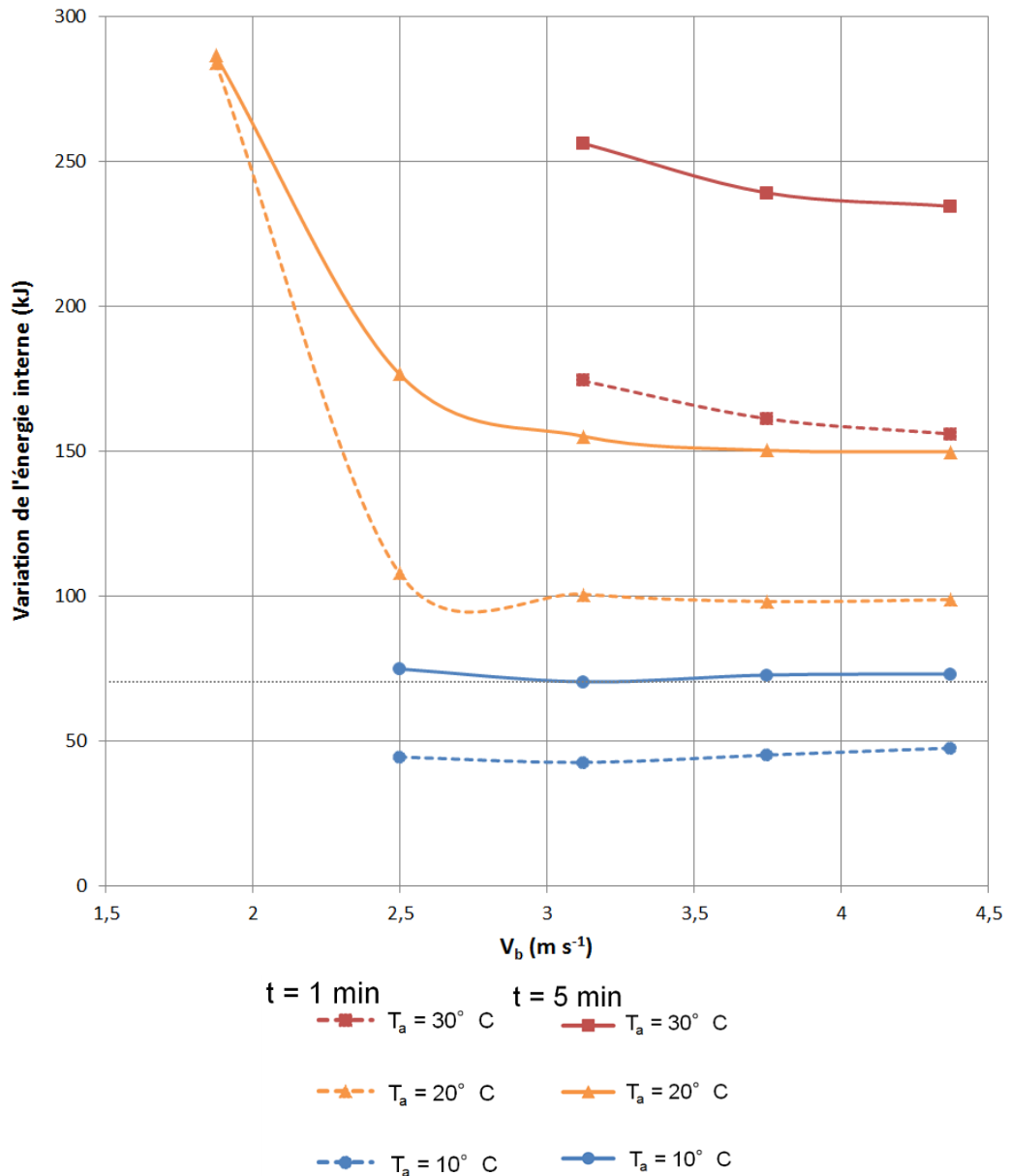


Figure 5.29 : Influence de la température extérieure sur la variation d'énergie interne de la caisse confinée par un rideau froid ($\alpha_b = 30^\circ$, $T_{in}^0 = 0^\circ\text{C}$, $e_b = 6,2\text{ cm}$).

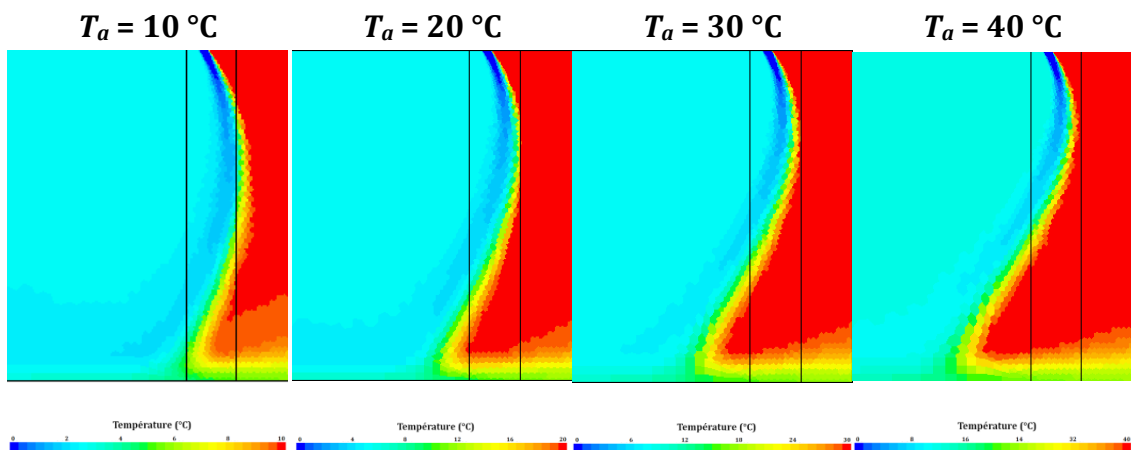


Figure 5.30 : Influence de la température extérieure sur la position du rideau froid ($V_b = 3,7\text{ m s}^{-1}$, $\alpha_b = 30^\circ$, $T_{in}^0 = 0^\circ\text{C}$, $e_b = 6,2\text{ cm}$, $t = 60\text{ s}$).

5.3.4.3 Influence de la température extérieure sur le rideau double

La figure 5.31 représente l'influence de la température extérieure sur la variation de l'énergie interne de la caisse confinée par un rideau double ($\alpha_a = 30^\circ$, $\alpha_b = 20^\circ$). Les résultats sont présentés en fonction de la vitesse de soufflage du jet ambiant et pour une vitesse du jet froid fixe ($V_b = 2,5 \text{ m s}^{-1}$). Pour une ouverture de porte d'une minute et une température ambiante de 20°C (pointillés bleus), les résultats donnent une vitesse optimale du jet ambiant de $2,7 \text{ m s}^{-1}$, ce qui est en cohérence avec les résultats présentés sur la figure 5.21. Lorsque la température extérieure augmente ($T_a = 30^\circ \text{C}$, pointillés rouges), cette vitesse optimale augmente jusqu'à environ 3 m s^{-1} , ce qui est comparable à l'augmentation observée avec le rideau ambiant pour ce même changement de conditions. Pour une ouverture de cinq minutes, la vitesse optimale du jet ambiant pour une température de 20°C (continus bleus) est de $2,5 \text{ m s}^{-1}$; cette vitesse augmente à $2,8 \text{ m s}^{-1}$ lorsque la température ambiante est de 30°C (continus rouges). Là encore, ce comportement est quasiment identique à celui du rideau ambiant décrit au paragraphe 5.3.4.1. Ainsi, comme pour le rideau ambiant, la température extérieure influence fortement les paramètres optima du rideau double. De par la présence du jet ambiant dans le rideau double, les paramètres de soufflage doivent être ajustés en fonction de la température extérieure.

5.3.5 Influence de la largeur soufflage

L'influence de la largeur de soufflage est étudiée pour des configurations fixées de rideaux ambiant, froid et double. Comme décrit sur la figure 5.7, différentes largeurs de soufflage sont modélisées, où la vitesse de soufflage est constante. Les résultats sont présentés sur la figure 5.32 ; pour une meilleure lisibilité le point correspondant à une largeur de soufflage du rideau ambiant $e_a = 5 \text{ cm}$ n'est pas représenté, la variation de l'énergie interne est alors de 326 kJ .

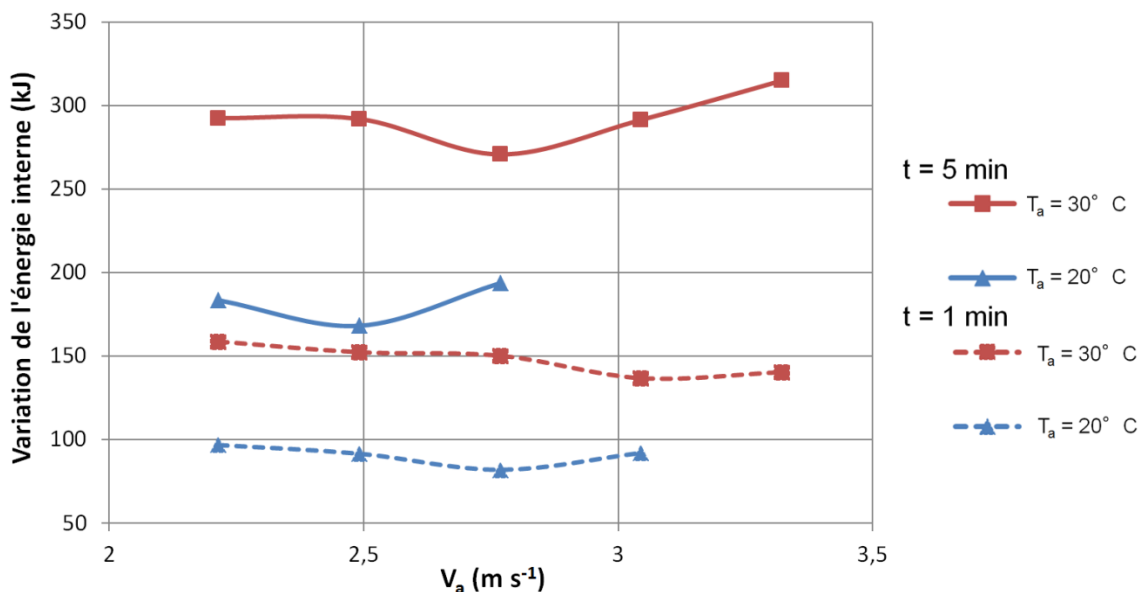


Figure 5.31 : Influence de la température extérieure sur la variation d'énergie interne de la caisse confinée par un rideau double ($V_b = 2,5 \text{ m s}^{-1}$, $\alpha_a = 30^\circ$, $\alpha_b = 20^\circ$, $T_{in}^0 = 0^\circ \text{C}$, $e_a = 9 \text{ cm}$, $e_b = 6,2 \text{ cm}$).

La tendance est claire pour les rideaux ambiant et froid : plus la largeur de soufflage augmente, plus la variation d'énergie interne de la caisse est limitée. Dans le cas du rideau ambiant, les résultats montrent qu'une augmentation de la largeur de référence de 9 à 14 cm permet d'augmenter de 13 % les performances du rideau. Cette corrélation entre la largeur de soufflage du rideau et ses performances énergétiques est intéressante, car comme décrit dans les travaux analytiques de Flick et al. (1997, § 1.3.1) d'une part et Hayes et Stoecker (1969, § 1.3.2) d'autre part, la largeur de soufflage est un paramètre qui stabilise mécaniquement le rideau et lui permet d'atteindre le bas de l'ouverture. Cependant, pour un rideau obturant la totalité de l'ouverture, les auteurs n'établissent pas de lien direct entre la largeur de soufflage et les performances énergétiques.

Les résultats du rideau double sont présentés en fonction de la somme des deux largeurs de soufflage des jets ambiant et froid. La tendance observée est globalement la même que celle des rideaux simples. Cependant, pour une largeur totale de soufflage de 15,2 cm ($e_a = 9$ cm, $e_b = 6,2$ cm) la variation d'énergie interne est plus importante que lorsque la largeur est de 11 cm ($e_a = 9$ cm, $e_b = 3$ cm). Cette différence s'explique par l'augmentation de la largeur de soufflage du jet froid (la largeur de soufflage du rideau ambiant reste constante). En effet, il a été observé que pour une ouverture d'une minute, la présence du rideau froid dégradait les performances du rideau double en décalant la frontière du rideau vers l'intérieur de la caisse (§ 5.3.2.3). L'augmentation de la largeur de soufflage du jet froid favorise logiquement ce phénomène.

Toutefois, l'augmentation de la largeur de soufflage entraîne inévitablement une augmentation du débit volumique soufflé au niveau de l'ouverture et donc une augmentation du coût énergétique d'établissement du rideau. Ainsi, il aurait été intéressant de réaliser cette étude à débit volumique constant afin de vérifier l'existence d'une largeur de soufflage optimale.

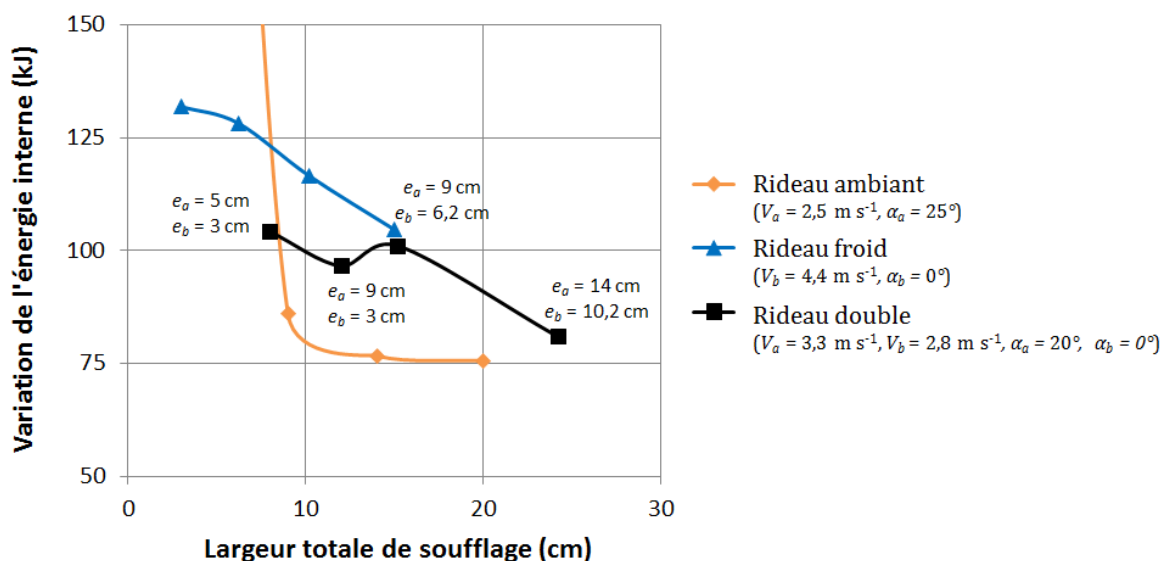


Figure 5.32 : Influence de la largeur de soufflage des rideaux ambiant, froid et double sur la variation d'énergie interne de la caisse ($T_{in}^0 = 0$ °C, $T_a = 20$ °C, $t = 60$ s).

5.3.6 Influence des parois

L'influence des parois sur le champ de températures est investiguée pour une configuration de rideau ambiant ($V_a = 2,7 \text{ m s}^{-1}$, $\alpha_a = 20^\circ$) et pour des durées d'ouverture de 1, 5 et 10 min (tableau 5.6). La condition aux limites modélisée à la surface externe des parois est de type condition de Fourier (§ 2.3.1). Les résultats présentés montrent que le champ de températures n'est quasiment pas affecté par la présence des parois pour une ouverture d'une minute. Ce n'est plus le cas pour des ouvertures de portes plus longues : les températures de l'air sont plus faibles à l'arrière de la caisse.

L'évolution de la température moyenne de l'air avec et sans parois ($T_{in}^0 = 0 \text{ }^\circ\text{C}$) est présentée sur la figure 5.33 lorsque l'ouverture est confinée par un rideau ambiant. La tendance des résultats est similaire à celle présentée au paragraphe 5.2.2.1. Lorsque la durée de l'ouverture est inférieure à 2 min, la présence des parois n'a pas d'influence sur la température de l'air. Pour $t > 2$ min, la température de l'air est inférieure lorsque les parois sont modélisées ; après une ouverture de 10 min, la température de l'air sans modélisation des parois atteint $14,8 \text{ }^\circ\text{C}$, avec les parois elle atteint $13,3 \text{ }^\circ\text{C}$. Ce phénomène traduit la capacité des parois à absorber une partie de l'énergie thermique apportée par l'infiltration d'air extérieur. En d'autres termes, c'est l'inertie des parois qui permet le refroidissement de l'air s'infiltrant au travers du rideau.

Il est utile de rappeler que lorsque les parois sont modélisées, une condition de Fourier est imposée sur la face externe de celles-ci ($h_{ext} = 10 \text{ W m}^{-2} \text{ K}^{-1}$ et $T_a = 20 \text{ }^\circ\text{C}$) ; ainsi, une charge thermique supplémentaire est imposée au domaine par rapport au cas de référence sans modélisation des parois. Pourtant, les simulations montrent que cette condition n'influence pas de manière significative la température de l'air intérieur pour une ouverture inférieure à dix minutes. La charge thermique due à l'infiltration est bien plus importante que la transmission d'énergie thermique à travers les parois. Dans le cas d'une caisse frigorifique chargée, un phénomène similaire est attendu. L'augmentation de la température intérieure sera d'autant plus limitée que la surface d'échange entre les denrées et l'air sera importante et que l'inertie des produits sera élevée.

5.3.7 Influence de la position du dispositif de rideau d'air

Afin d'étudier l'influence de la position du dispositif de rideau au plafond de la caisse, différentes simulations sont réalisées en plaçant la bouche de soufflage à proximité immédiate de la porte. La configuration étudiée concerne le rideau ambiant soufflé à une vitesse fixe de $2,7 \text{ m s}^{-1}$. Différents angles de soufflage sont modélisés. Les résultats obtenus et présentés sur la figure 5.34, montrent que l'angle de soufflage optimal est de 15° ; la variation d'énergie interne de la caisse (ΔQ_{in}) est alors de 77 kJ , ce qui est identique à la valeur obtenue pour le cas de référence avec l'angle optimal de 30° (§ 5.3.2.1). Les champs de vecteurs mettent à nouveau en évidence que les performances du rideau ambiant dépendent fortement de sa position et particulièrement de son point d'impact. Similairement au cas de référence (figure 5.16), lorsque l'angle de soufflage augmente, le point d'impact se décale vers l'extérieur. Un angle de soufflage de 15° donne un point d'impact quasiment au niveau de l'ouverture. Ainsi l'hypothèse émise au paragraphe 5.3.2.1 est vérifiée : quelle que soit la position du dispositif de rideau d'air, les performances du rideau ambiant sont maximales lorsque le point d'impact est situé au niveau de l'ouverture.

Tableau 5.6 : Influence de la présence des parois sur le champ de températures de l'enceinte confinée par un rideau ambiant ($V_a = 2,7 \text{ m s}^{-1}$, $\alpha_a = 20^\circ$, $T_{in}^0 = 0 \text{ }^\circ\text{C}$, $T_a = 20 \text{ }^\circ\text{C}$, $e_a = 9 \text{ cm}$, $e_b = 6,2 \text{ cm}$).

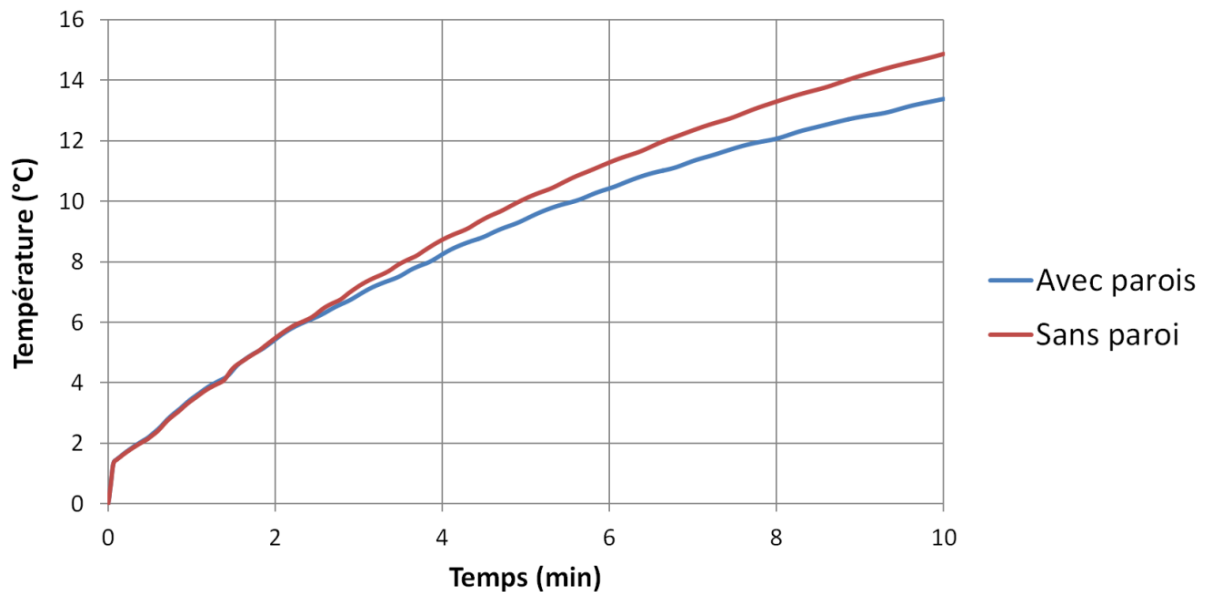
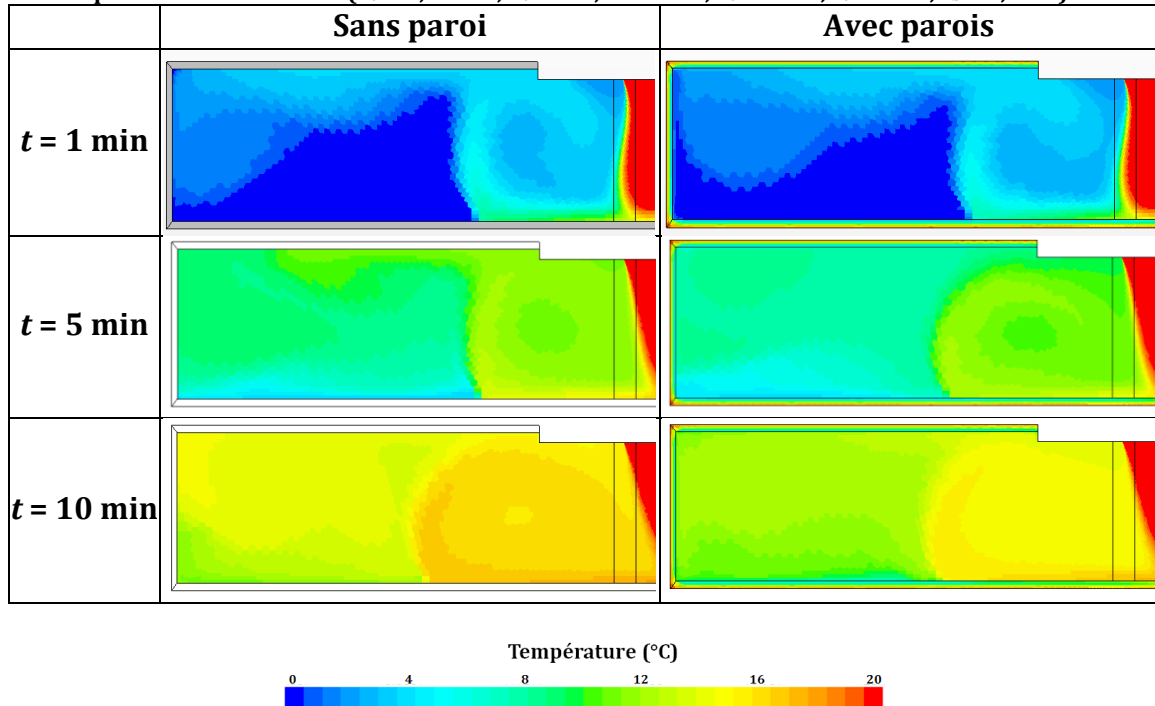


Figure 5.33 : Influence de la présence des parois sur l'évolution de la température moyenne dans la caisse ($V_a = 2,7 \text{ m s}^{-1}$, $\alpha_a = 20^\circ$, $T_{in}^0 = 0 \text{ }^\circ\text{C}$, $T_a = 20 \text{ }^\circ\text{C}$, $e_a = 9 \text{ cm}$, $e_b = 6,2 \text{ cm}$).

5.3.8 Analyse comparative des différents types de rideaux

Afin de comparer les performances des rideaux, le tableau 5.7 présente les caractéristiques des différents modes de protection pour des ouvertures d'une et cinq minutes. Les résultats sont donnés lorsque le dispositif de rideau d'air est placé à sa position de référence dans la caisse. Le cas sans protection permet de constater l'efficacité des différents modes de protection.

Les résultats du rideau ambiant sont donnés pour un angle de 30° et une vitesse de $2,7 \text{ m s}^{-1}$. Ces caractéristiques permettent de garantir une bonne efficacité à la fois pour des ouvertures d'une et cinq minutes et également pour des ambiances de 20 et 30°C . Les résultats du rideau froid sont donnés pour un angle de 30° (optimal pour une ouverture supérieure à 1 minute) et une vitesse de soufflage de $3,7 \text{ m s}^{-1}$. Ceux du rideau double sont donnés pour des vitesses des deux jets de $2,5 \text{ m s}^{-1}$. Du fait de la forte dépendance du rideau aux paramètres extérieurs et à la durée de l'ouverture, cette vitesse ne permet pas de garantir des performances optimales pour des ouvertures d'une minute ou des ambiances de 30°C .

Pour une ouverture d'une minute, les résultats du modèle montrent que le rideau ambiant permet de garantir la meilleure stabilité thermique de la caisse. La température moyenne de l'air augmente de 0 à $3,1^\circ\text{C}$ sur cette période. Elle augmente jusqu'à $3,7^\circ\text{C}$ pour le rideau double et atteint 4°C avec le rideau froid.

La tendance est cependant différente pour une ouverture de 5 minutes. En effet, le rideau froid est la configuration qui permet la meilleure stabilité thermique de la caisse : la température augmente de 0 à 6°C avec cette configuration. Elle augmente jusqu'à $6,8^\circ\text{C}$ pour le rideau double et jusqu'à $10,4^\circ\text{C}$ pour le rideau ambiant. Les bonnes performances du rideau froid pour cette durée de l'ouverture sont dues au jet froid qui limite fortement l'augmentation en température de la caisse.

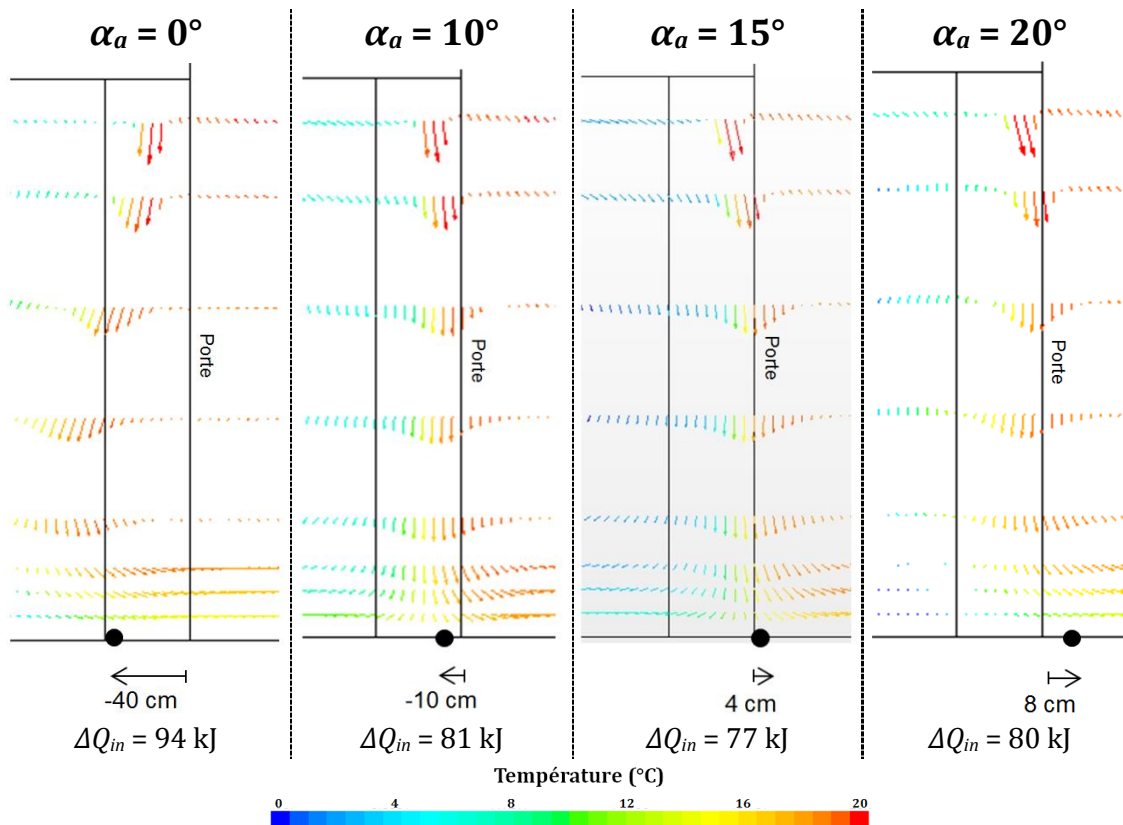


Figure 5.34 : Influence de l'angle de soufflage sur le point d'impact du rideau ambiant insufflé au niveau de l'ouverture ($V_a = 2,7 \text{ m s}^{-1}$, $T_{in}^0 = 0^\circ\text{C}$, $T_a = 20^\circ\text{C}$, $e_a = 9 \text{ cm}$, $e_b = 6,2 \text{ cm}$, $t = 60 \text{ s}$).

Quelle que soit la durée de l'ouverture, la tendance en termes de variation d'énergie interne (ΔQ_{in}) est similaire à l'augmentation de la température interne moyenne pour les trois configurations. La puissance frigorifique injectée dans le jet froid n'est cependant pas prise en compte dans le bilan global énergétique. Elle est obtenue par intégration de la différence d'enthalpie entre l'aspiration et le soufflage du jet froid, multipliée par le débit massique et intégrée sur toute la durée de l'ouverture (Q_{evap} , tableau 5.7). Additionnée à la variation d'énergie interne elle permet de déterminer le coût énergétique global de l'ouverture (Q_{global}). Pour une ouverture d'une minute, le coût énergétique global de l'ouverture est réduit de 81 % avec la configuration de rideau ambiant par rapport à la configuration sans protection. Sur cette même durée d'ouverture, 14 et 25 kJ sont nécessaires à l'établissement des jets froids des rideaux double et froid. Ainsi, le coût énergétique global est diminué de 74 ou 70 % pour ces rideaux. Pour une ouverture de cinq minutes, le coût d'établissement des jets froids augmente fortement. Il représente environ trois-quarts du coût global de l'ouverture. Le confinement de l'enceinte par un rideau froid engendre donc une surconsommation énergétique de 11 % par rapport au cas sans protection. Dans le cas du rideau double, le coût énergétique de l'ouverture est réduit seulement de 4 %. Pour une durée d'ouverture de cinq minutes, le rideau ambiant reste très performant et permet de réduire de 44 % le coût énergétique de l'ouverture.

Le tableau 5.8 synthétise les performances des différents rideaux et compare leur degré d'adaptabilité aux paramètres extérieurs. Le rideau froid présente de bien meilleures capacités d'adaptation à différentes durées d'ouvertures ou températures extérieures par comparaison aux rideaux ambiant et double. Le coût énergétique de l'établissement du jet froid rend cependant le rideau froid moins efficace énergétiquement pour le confinement de l'ouverture. Le rideau double, avec son jet froid se situe à un niveau intermédiaire entre les rideaux froid et ambiant.

Tableau 5.7 : Comparaison des performances des différents rideaux optimisés
($T_{in}^0 = 0\text{ °C}$, $T_a = 20\text{ °C}$, $e_a = 9\text{ cm}$, $e_b = 6,2\text{ cm}$).

		Sans protection	Rideau froid	Rideau ambiant	Rideau double
Paramètres de soufflage	V_a/V_b	-	3,7 m s ⁻¹	2,7 m s ⁻¹	2,5/2,5 m s ⁻¹
	α_a/α_b	-	30°	30°	30/20°
$t = 1\text{ min}$	T_{in}	17,1 °C	4,0 °C	3,1 °C	3,7 °C
	ΔQ_{in}	408 kJ	98 kJ	77 kJ	92 kJ
	Q_{evap}	0	25 kJ	0	14 kJ
	Q_{global}	408 kJ	123 kJ	77 kJ	106 kJ
$t = 5\text{ min}$	T_{in}	19,1 °C	6,0 °C	10,4 °C	6,8 °C
	ΔQ_{in}	454 kJ	150 kJ	254 kJ	168 kJ
	Q_{evap}	0	352 kJ	0	266 kJ
	Q_{global}	454 kJ	502 kJ	254 kJ	434 kJ

5.3.9 Gains énergétiques, comparaison avec l'approche expérimentale

Bien que les configurations définies comme optimisées ne soient pas identiques aux configurations testées expérimentalement et présentées au chapitre 4, les deux approches peuvent être comparées d'un point de vue énergétique. Le tableau 5.9 compare les gains énergétiques des rideaux ambiant et froid par rapport au cas de référence sans rideau d'air. Cette comparaison permet de constater que les gains énergétiques prédits sont largement surestimés, particulièrement pour de courtes ouvertures de porte (1 min).

Ces écarts constatés entre le modèle et les résultats expérimentaux particulièrement importants pour de courtes ouvertures, sont probablement dus au protocole d'ouverture de porte, supposé instantané dans le modèle. Une modélisation de l'ouverture de porte, des écoulements induits ainsi qu'une modélisation directe de la turbulence auraient probablement donné des résultats plus proches. Il est également intéressant de remarquer que les écarts baissent fortement pour des ouvertures plus longues (5min). Le modèle développé semble plus adapté pour prédire de longues ouvertures. Il a été mesuré (§ 4.2.1.4.2) que l'humidité ambiante pouvait représenter jusqu'à 30 % de la charge thermique d'infiltration. Ces écarts pourraient également être dus à la non prise en compte des transferts de masse dans le modèle.

Malgré ces écarts énergétiques importants, il est cependant utile de rappeler les bons accords constatés sur les champs de températures lorsque les configurations expérimentales et numériques étaient quasiment identiques (§ 5.2.2).

Tableau 5.8 : Comparaison des différents modes de protection étudiés (vert : bonnes performances, orange : performances médiocres, rouge : mauvaises performances).

	Rideau froid	Rideau ambiant	Rideau double
Adaptabilité à différentes durées d'ouvertures			
Adaptabilité à différentes températures extérieures			
Préservation de la chaîne du froid $t < 1$ min			
Préservation de la chaîne du froid $t > 1$ min			
Efficacité énergétique			

Tableau 5.9 : Gains énergétiques des rideaux d'air par rapport au cas sans confinement, comparaison des approches expérimentales et numérique.

	Rideau ambiant		Rideau froid	
	Expérimentation $V_a = 3 \text{ m s}^{-1}$ $\alpha_a = 15^\circ$	Modèle $V_a = 2,7 \text{ m s}^{-1}$ $\alpha_a = 30^\circ$	Expérimentation Compresseur ON $V_b = 3,5 \text{ m s}^{-1}$ $\alpha_b = 0^\circ$	Modèle $V_b = 3,7 \text{ m s}^{-1}$ $\alpha_b = 30^\circ$
$t = 1$ min	-30 %	-80 %	-10 %	-70 %
$t = 5$ min	-15 %	-44 %	+15 %	+11 %

5.4 Conclusion

L'étude numérique présentée a permis dans un premier temps d'étudier une configuration de type jet impactant à partir de résultats de la littérature. Cette première approche nous a permis d'appréhender les principales contraintes relatives à la modélisation du confinement d'enceinte telles que le choix du modèle de turbulence ou la finesse du maillage. A partir de ces résultats et dans un second temps, un modèle de rideau d'air a été développé pour la configuration de camion frigorifique. L'enceinte est alors confinée par un rideau ambiant, un rideau froid ou un rideau double. Le principal obstacle relatif au développement de ce modèle a été la puissance de calcul disponible. Différentes hypothèses ont donc été mises en place pour garantir un temps de calcul raisonnable. Malgré ces hypothèses, la modélisation des configurations expérimentales donne des résultats satisfaisants. Le modèle a ensuite été étendu afin d'étudier l'influence de différents paramètres. Les principales conclusions sont les suivantes :

- Les performances du rideau ambiant sont très dépendantes de la position du jet. Afin de garantir un fonctionnement optimal, le point d'impact du rideau doit se situer au plus proche de l'ouverture. Ce point d'impact est directement dépendant du couple vitesse/angle de soufflage du jet. La durée de l'ouverture et la température ambiante influençant fortement la position du rideau, celui-ci doit être réajusté pour maximiser l'efficacité de la protection. Lors de l'ouverture, l'augmentation de la température dans la caisse est limitée, particulièrement pour des ouvertures inférieures à une minute.
- Le rideau froid permet une bonne stabilité thermique de la caisse particulièrement pour des ouvertures supérieures à une minute. Le mode de protection dit « thermique », permet d'obtenir un rideau efficace, indépendamment de sa vitesse de soufflage. L'aspiration du jet froid, située à l'intérieur de la caisse, crée une dépression qui garantit une bonne étanchéité indépendamment du point d'impact. Ainsi le rideau froid s'adapte aisément à différentes durées d'ouverture et températures ambiantes. Cependant celui-ci nécessite une puissance frigorifique pour l'établissement du jet froid, ce qui contribue à diminuer l'efficacité énergétique globale de la protection.
- La présence des jets froid et ambiant dans le rideau double, permet de maintenir une bonne stabilité thermique de la caisse tant pour de courtes que pour de longues ouvertures. Cependant la présence du jet ambiant rend le rideau double fortement dépendant de la position du point d'impact. Ainsi, comme pour le rideau ambiant, les paramètres de soufflage du rideau double influencent fortement son efficacité. Le rideau double est donc difficilement adaptable à des durées d'ouverture ou des températures extérieures variables.

Ces principales conclusions permettent de constater les avantages incontestables du rideau froid pour une application industrielle dans le cadre des camions frigorifiques. L'adaptabilité et la préservation de la chaîne du froid sont en effet les préoccupations majeures des transporteurs. De plus, les paramètres optimums déterminés par le modèle pourront être une base d'industrialisation d'un dispositif de rideau d'air.

Conclusion générale

Ce travail de recherche avait pour objectif d'étudier le confinement de caisses frigorifiques grâce à un système de rideau d'air innovant, lors des phases d'ouverture des portes. Etant donné le faible nombre de travaux rapportés dans la littérature à ce sujet, le domaine de recherche a été élargi, dans un premier temps, à l'étude des transferts thermiques et des écoulements d'air dans les caisses frigorifiques et plus particulièrement les transferts de masse et d'humidité se produisant pendant cette phase d'ouverture. Un modèle CFD en régime permanent a ainsi été développé, dans le but de mieux comprendre les phénomènes physiques en jeu dans la caisse. Puis, un modèle en régime transitoire a été élaboré pour simuler l'infiltration de l'air dans le volume intérieur et son confinement par différents types rideaux d'air, lors des ouvertures de portes. En parallèle, un dispositif expérimental, constitué d'une caisse réelle munie d'un système capable de produire ces rideaux d'air a été conçu et fabriqué, afin de valider les simulations.

Dans le premier chapitre, une étude bibliographique est présentée. Elle se focalise tout d'abord sur les cavités réfrigérées closes. Dans les publications rapportées, l'objectif des auteurs est d'étudier les paramètres influençant l'homogénéité du champ de températures. Ils constatent que le champ de vitesses, directement impacté par la présence de produits, influence fortement la répartition de la température dans le réfrigérateur. Dans un second temps, les études relatives à l'écoulement d'infiltration survenant après une ouverture sont répertoriées. Les auteurs constatent, pour des cavités de grand volume, que le débit d'infiltration est constant pendant la durée de l'ouverture. Lorsque la taille de la cavité diminue, différents régimes d'écoulement sont observés. Enfin, dans un troisième temps, l'étude bibliographique porte sur le confinement d'enceintes par rideau d'air. Deux types de rideau se distinguent. Les rideaux avec recirculation sont largement étudiés ; les auteurs se penchent alors particulièrement sur les paramètres influençant l'efficacité du confinement. La seconde configuration, moins étudiée dans la littérature, est de type rideau impactant. L'absence d'aspiration à la base de l'ouverture conduit les auteurs à étudier les paramètres influençant la stabilité du jet. Différents protocoles sont présentés afin de mesurer l'efficacité des rideaux ; cependant, les études paramétriques sont rares.

Le second chapitre porte sur l'étude aéraulique et thermique dans une caisse frigorifique fermée. Deux modèles CFD sont réalisés. Le premier a pour objectif de valider la méthode de modélisation ; il reprend la configuration étudiée par Moureh et Flick (2005). Le second modélise les écoulements aérauliques dans le compartiment arrière d'un camion frigorifique. Une analyse paramétrique permet d'observer que la vitesse de soufflage n'a pas d'influence sur la structure de l'écoulement ; cependant, cette structure est fortement influencée par la taille du compartiment. La modélisation de deux conditions aux limites thermiques différentes, a permis de conclure que la condition de Fourier est plus réaliste, mais qu'elle nécessite une connaissance précise des propriétés thermiques de la paroi. La condition de Neumann nécessite uniquement la connaissance du coefficient d'échange

thermique global de la caisse, valeur connue car mesurée par les constructeurs des véhicules frigorifiques. Enfin, différents dispositifs d'amélioration des écoulements aérauliques, proposés actuellement par les carrossiers dans le but d'homogénéiser le champ de températures dans la caisse, sont simulés et comparés. Les résultats numériques montrent que la configuration composée du convergent et du conduit ouvert, améliore fortement l'homogénéité de l'écoulement interne.

Le troisième chapitre se focalise sur les phénomènes d'infiltration d'air et de chaleur lors de l'ouverture des portes d'un camion réfrigéré. Un modèle CFD en régime instationnaire simulant la configuration expérimentale est réalisé en 3D. Les résultats sont comparés aux données expérimentales obtenues par Ducoulombier et al. (2011). L'approche expérimentale a permis de mettre en évidence deux mécanismes successifs d'infiltration. Le premier, appelé **écoulement gravitaire**, s'établit immédiatement après l'ouverture. Il est généré par la différence de masses volumiques entre les volumes intérieur et extérieur. Dans le cas de la caisse étudiée, cet écoulement se produit pendant environ les vingt premières secondes de l'ouverture. Par la suite, le second mécanisme appelé **écoulement de couche limite** s'établit. Il résulte d'un transfert par convection naturelle entre l'air ambiant et les parois internes de la caisse. Ce mode de transfert en régime quasi-permanent perdure tant que les portes restent ouvertes. Le modèle CFD développé prédit de manière satisfaisante les caractéristiques de ces écoulements, sauf à la transition entre eux.

Le quatrième chapitre a comme objectif d'étudier expérimentalement un dispositif de rideau d'air permettant le confinement d'une caisse frigorifique lors d'une ouverture de porte. Le dispositif est capable d'insuffler trois types de rideau : un rideau ambiant composé d'air extérieur, un rideau froid réfrigéré au travers d'un évaporateur ou un rideau froid recyclé, aspirant l'air intérieur. Il est installé au plafond, à l'arrière d'une caisse frigorifique de longueur de 6,68 m et de volume intérieur 37,6 m³. Afin de déterminer la puissance frigorifique, le groupe est instrumenté par un débitmètre, des capteurs de pression et de température. La caisse est instrumentée par des thermocouples placés au milieu et en surface des parois ainsi que dans le volume d'air intérieur. Le bilan énergétique sur le volume d'air intérieur permet d'évaluer l'efficacité du type de protection utilisée pendant la phase de l'ouverture. Les paramètres étudiés sont la vitesse de soufflage des différents jets, la durée de l'ouverture, l'humidité relative et la température extérieure. La visualisation de la signature thermique du rideau sur un écran ainsi que les bilans énergétiques réalisés ont permis de déterminer les vitesses de soufflage les plus adaptées pour maximiser l'efficacité du confinement. Les rideaux froids permettent un bon maintien de la chaîne du froid tout en limitant fortement l'infiltration d'humidité. De plus, le point de fonctionnement optimal du rideau froid réfrigéré dépend faiblement de la durée de l'ouverture ou de la température extérieure. Le rideau froid recyclé représente un très bon compromis, alliant performances énergétiques et maintien de la chaîne du froid puisqu'il ne nécessite pas le fonctionnement du compresseur.

Le cinquième chapitre porte enfin sur la simulation numérique du confinement de l'enceinte par différents types de rideau d'air. Le modèle CFD, développé en régime transitoire et en 2D, permet d'imposer un jet d'air simple ou double. Les performances du rideau modélisé sont quantifiées en utilisant comme indicateur la variation de l'énergie

interne de l'air entre les instants initial (porte fermée) et final (porte ouverte). La comparaison des résultats du modèle avec les configurations expérimentales donne des résultats satisfaisants. L'étude paramétrique réalisée a permis d'observer que les performances du rideau ambiant sont très dépendantes de la position de la frontière du jet. Afin de maximiser les performances du rideau, la ligne d'impact du jet doit être localisée sur le bord inférieur de l'ouverture, de sorte que le jet d'air à température ambiante soit dévié hors de la caisse. Le rideau ambiant est particulièrement adapté pour les durées d'ouverture inférieures à une minute. Le rideau froid permet une bonne stabilité thermique de la caisse, particulièrement pour des ouvertures supérieures à une minute. Cette configuration est particulièrement efficace pour de longues durées d'ouverture ou lorsque la température extérieure connaît de fortes variations. Le rideau double permet de maintenir une bonne stabilité thermique de la caisse ; cependant, son efficacité diminue lorsque la durée d'ouverture s'allonge. Pour chaque type de rideau, les paramètres de soufflage les plus adaptés (vitesse et angle) sont déterminés afin d'obtenir un confinement performant. Ainsi, ce travail constituera une base utile dans un futur processus d'industrialisation d'un tel dispositif de rideau d'air.

Une des premières perspectives d'amélioration de ce travail, réalisable à court terme, concerne l'étude des parois. Les résultats de la simulation des infiltrations d'air lors de l'ouverture des portes ont montré leur rôle majeur au cours de la phase d'écoulement de couche limite. Pour autant, les températures des parois et des profils de vitesses dans la partie inférieure de l'ouverture ne sont pas prédits de manière totalement satisfaisante par le modèle. En effet plusieurs faiblesses du modèle ont été identifiées. Tout d'abord, la température des parois est initialisée à une valeur homogène sur toute l'épaisseur des parois. De plus, l'hypothèse est faite que le plafond, le plancher et les parois latérales sont constituées du même matériau homogène. Ainsi, les auteurs suggèrent tout d'abord, d'un point de vue expérimental, de mieux relever la composition des parois et de les instrumenter plus finement. Cette meilleure instrumentation des parois permettrait de mieux appréhender les phénomènes de stockage de l'énergie et leur rôle dans l'écoulement de couche limite. De plus, une meilleure connaissance des différents matériaux composant la paroi permettrait, d'un point de vue numérique, la modélisation de ces différentes couches. Les profils de températures seraient dès lors probablement mieux prédits.

La puissance de calcul est également une contrainte importante pour le développement du modèle de rideau d'air qui pourrait être rapidement levée par la mise en œuvre de calculateurs plus puissants. Même si l'étude paramétrique relative à la vitesse de soufflage des rideaux semble cohérente avec les résultats expérimentaux, il serait judicieux de vérifier les tendances obtenues à partir de simulations réalisées sur des maillages plus fins (plusieurs milliers de mailles).

Afin de mener une comparaison plus pertinente des différentes configurations de rideaux d'air, les simulations pourraient être effectuées en faisant varier un seul paramètre à la fois. Les rideaux froids et ambiants pourraient, par exemple, être comparés pour une même largeur, un même angle et une même vitesse de soufflage. La modélisation de l'influence de différentes largeurs de soufflage du rideau, à débit constant (donc avec le

même dispositif de production du rideau) serait également une approche intéressante et compléterait judicieusement le présent travail de dimensionnement.

A court terme également, une perspective d'approfondissement de la démarche expérimentale de ce travail concerne la méthode de détermination du bilan énergétique. Il serait en effet judicieux d'intégrer dans celui-ci l'énergie électrique nécessaire à l'alimentation des ventilateurs générant le rideau d'air. Avec ce nouveau paramètre, les vitesses de soufflage optimales seraient peut-être plus faibles pour de longues ouvertures, la consommation électrique des ventilateurs dégradant probablement les performances énergétiques du système.

A plus long terme, il serait envisageable de mieux appréhender les transferts d'humidité, qui représentent une part importante de la charge thermique d'infiltration. Sur le plan expérimental, il pourrait être envisagé de mesurer précisément la masse d'eau condensée sur les ailettes de l'évaporateur, par exemple en effectuant des cycles de dégivrage après chaque ouverture. Cette meilleure prise en compte de l'humidité, couplée à une nouvelle campagne expérimentale, permettrait peut-être alors d'expliquer les écarts de répétabilité observés entre les différents essais. De plus, la température du rideau d'air pourrait être mesurée plus finement, par exemple en augmentant le nombre de thermocouples dans la zone de développement du rideau. Ainsi il serait éventuellement possible de déceler une éventuelle énergie de condensation de la vapeur.

Lors de l'ouverture des portes, des phénomènes de condensation se produisent à la surface des parois ou dans le volume d'air. En effet, un mince brouillard est visible à l'intérieur de la caisse. La prise en compte du transport de l'humidité ainsi que du changement d'état de la vapeur d'eau dans les modèles instationnaires permettrait de mieux comprendre ces phénomènes. Les logiciels de CFD actuels permettent aisément de modéliser le transport de masse en assimilant l'humidité à un scalaire. Le changement d'état de la vapeur, à la surface de la paroi, peut alors être modélisé par une condition aux limites appropriée. Ce type d'approche serait pertinent pour modéliser la condensation de la vapeur à la surface des parois lors de l'infiltration de l'air ambiant. La démarche de modélisation suggérée ci-dessus n'est cependant pas adaptée pour les phénomènes de condensation en volume, pour lesquels une modélisation CFD multiphasique est recommandée.

Une autre perspective d'amélioration à plus long terme concerne la modélisation des comportements aérodynamique et thermique de la caisse fermée, munie de son chargement. Force est de constater que la modélisation réalisée, pour une caisse vide et en régime permanent, n'est pas représentative des conditions réelles d'utilisation d'une caisse frigorifique. Ainsi, il serait intéressant de prendre en compte, dans le modèle, le chargement en denrées. Ce type de modalisation nécessite un maillage fin, afin de discrétiser précisément les interstices entre les palettes d'une part et entre les palettes et les parois d'autre part. Pour cela, les auteurs suggèrent, comme conseillé par Tapsoba et al. (2007), d'utiliser un maillage hexaédrique, afin de discrétiser de manière efficace le domaine dans les zones de faible épaisseur. De plus, afin d'étudier de manière plus précise l'homogénéité du champ de températures de la caisse, il serait intéressant de modéliser la caisse en régime transitoire, en tenant compte de la puissance réelle délivrée par

l'évaporateur. En effet, en mode de fonctionnement continu, le groupe frigorifique alterne les cycles de chauffage et de réfrigération afin de réguler au mieux la température dans la caisse, tout en assurant une ventilation continue.

Un dispositif de vélocimétrie par images de particules pourrait également être utilisé afin d'obtenir les champs de vitesses du rideau. Une étude approfondie de la zone d'impact permettrait ainsi d'appréhender précisément les phénomènes d'infiltration au travers du rideau. Outre l'investissement important que nécessiterait la mise en place de cette métrologie, il serait également déterminant de placer le dispositif expérimental dans une ambiance contrôlée, sans perturbations extérieures, afin de garantir une bonne répétabilité des mesures de vitesses.

Les modèles développés au cours de cette thèse pourraient, par la suite, être améliorés, avec l'étude des écoulements induits par l'ouverture des portes. Carneiro et al. (2015) modélisent par exemple les phénomènes d'entraînement au cours de l'ouverture et de la fermeture d'une porte coulissante. Pour cela, ils utilisent différents maillages correspondant à différentes positions de la porte, au cours de son ouverture. Cette modélisation serait une perspective intéressante de la présente étude puisque les écarts entre les simulations et les résultats expérimentaux laissent à penser que ces phénomènes d'entraînement représentent une part importante du bilan énergétique de l'infiltration pour de courtes ouvertures. De plus, le mode d'ouverture des portes via un rideau électrique ou avec des battants influence inévitablement la mise en place de l'écoulement d'infiltration.

Bibliographie

Alahyari, A.A. & Saroka, M.D., 2007. Multi-band air curtain separation barrier. United States Patent, US7162882.

Amin, M., Dabiri, D. & Navaz, H.K., 2009. Tracer gas technique: A new approach for steady state infiltration rate measurement of open refrigerated display cases. *Journal of Food Engineering*, 92(2), pp.172–181.

Amin, M., Dabiri, D. & Navaz, H.K., 2011. Comprehensive study on the effects of fluid dynamics of air curtain and geometry, on infiltration rate of open refrigerated cavities. *Applied Thermal Engineering*, 31(14-15), pp.3055–3065.

Amin, M., Dabiri, D. & Navaz, H.K., 2012. Effects of secondary variables on infiltration rate of open refrigerated vertical display cases with single-band air curtain. *Applied Thermal Engineering*, 35, pp.120–126.

Azzouz, A., Gossé, J. & Duminil, M., 1993. Experimental determination of cold loss caused by opening industrial cold-room doors. *International Journal of Refrigeration*, 16, pp.57-66.

Ben Amara, S., Youbi-Idrissi, M., Moureh, J. & Guipart, J., 2007. Numerical simulation of air humidity distribution in a refrigerated truck enclosure. In: *Proceedings of the 22th International Congress of Refrigeration*, Beijing, China, August 21-26, 1351, 8p.

Brown, W.G. & Solvason, K.R., 1963. Natural convection in openings through partitions – 1 vertical partitions. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 5, pp.859-868.

Carneiro, R., Gaspar, P.D. & Silva, P.D., 2015. 3D and transient numerical modeling of door opening and closing processes and its influence on thermal performance of cold rooms. In: *Proceedings of the 24th International Congress of Refrigeration*, Yokohama, Japan, August 16-22, 176, 8p.

Chanson, H., 2006. Solutions analytiques de l'onde de rupture de barrage sur plan horizontal et incliné. *La Houille Blanche*, (3), pp.76–86.

Chen, Y. & Yuan, X., 2007. The design considerations of single-band air curtains used in multi-deck refrigerated display cabinets. In: *Proceedings of the 22th International Congress of Refrigeration*, Beijing, China, August 21-26, 1351, 8p.

Chen, Y. & Xia, D.H., 2011. The flow characteristics analyses of refrigerated air. In: *Proceedings of the 23th International Congress of Refrigeration*, Prague, Czech Republic, August 21-26, 367, 8p.

Clavier, F., Sartre, V. & Bonjour, J., 2011. Infiltration heat load through the doorway of a refrigerated truck protected with an air curtain. In: *Proceedings of the 23th International Congress of Refrigeration*, Prague, Czech Republic, August 21-26, 367, 8p.

Dörnbrack A., 1998. Turbulent mixing by breaking gravity waves. *Journal of Fluid Mechanics*, 375, pp.113–141.

Ducoulombier, M., Sartre, V. & Bonjour, J., 2011. Experimental investigation of the infiltration heat load during the opening of a refrigerated truck body. In: *Proceedings of the 23th International Congress of Refrigeration*, Prague, Czech Republic, August 21-26, 392, 8p.

Fernández, J.A., Elicer-Cortès, J.C., Valencia, A., Pavageau M. & Gupta, S., 2007. Comparison of low-cost two-equation turbulence models for prediction flow dynamics in twin-jets devices. *International Communications in Heat and Mass Transfer*, 34(5), pp.570–578.

Flick, D., Moureh, J. & Ding, Y., 1997. Confinement thermique d'une enceinte par jet d'air en convection forcée. *Revue générale de thermique*, 36(6), pp.443–452.

Foster, A.M., Barrett, R., James, S.J. & Swain, M.J., 2002. Measurement and prediction of air movement through doorways in refrigerated rooms. *International Journal of Refrigeration*, 25, pp.1102–1109.

Foster, A.M., Swain, M.J., Barrett, R. & James, S.J., 2003. Experimental verification of analytical and CFD predictions of infiltration through cold store entrances. *International Journal of Refrigeration*, 26(8), pp.918–925.

Foster, A.M., Swain, M.J., Barrett, R., D'Agaro, P. & James, S.J., 2006. Effectiveness and optimum jet velocity for a plane jet air curtain used to restrict cold room infiltration. *International Journal of Refrigeration*, 29, pp.692–699.

Foster, A.M. & Evans J.A., 2007a. Advanced techniques to understand and improve open-fronted vertical refrigerated display cabinets. In: *Proceedings of the 22nd International Congress of Refrigeration*, Beijing, China, August 21-26, 1237, 8 p.

Foster, A.M., Swain, M.J., Barrett, R., D'Agaro, P., Ketteringham, L.P. & James, S.J., 2007b. Three-dimensional effects of an air curtain used to restrict cold room infiltration. *Applied Mathematical Modelling*, 31(6), pp.1109–1123.

Foster, A.M., Swain, M.J. & James, S.J., 2007c. Two and three dimensional CFD models of the effectiveness of an air curtain used to restrict cold room infiltration. In: *Proceedings of the 22th International Congress of Refrigeration*, Beijing, China, August 21-26, 1238, 8 p.

Fritzsche, C. & Lilienblum, W., 1968. Neue Messungen zur Bestimmung der Kälteverluste an Kühlraumtüren. *Kältetechnik-Klimatisierung*, 20, pp.279–286.

Gosney, W.B. & Olama, H.A.L., 1975. Heat and enthalpy gains through cold room doorways. *Institute of Refrigeration, Faculty of Environmental Science and Technology*, 72, pp.31–41.

Gupta, S., Pavageau, M. & Elicer-Cortès, J.C., 2007. Cellular confinement of tunnel sections between two air curtains. *Building and Environment*, 42(9), pp.3352–3365.

- Gupta, J.K., Tulapurkar C., Khandelwal, R. & Gandikota, M., 2011. Numerical modeling of refrigerator compartments. In: Proceedings of the 23th International Congress of Refrigeration, Prague, Czech Republic, August 21-26, 367, 8p.
- Hammond, E., Quarini, J. & Foster, A.M., 2011. Development of a stability model for a vertical single band recirculated air curtain sealing a refrigerated cavity. *International Journal of Refrigeration*, 34(6), pp.1455–1461.
- Hayes, F.C. & Stoecker, W.F., 1969. Design data for air curtains, *ASHRAE Journal*, Vol. 11(6).
- Hendrix, W.A., Henderson, D.R. & Jackson, H.Z., 1989. Infiltration heat gains through cold storage room doorways. *ASHRAE, Transaction*. 95(2), pp.1155-1168.
- Hogg, A.J., 2006. Lock-release gravity currents and dam-break flows. *Journal of Fluid Mechanics*, 569, p.61-87.
- Isetti, C., Nannei, E. & Magrini, A., 1997. On the application of a membrane air—liquid contactor for air dehumidification. *Energy and Buildings*, 25(3), pp.185–193.
- Jarflet, U. & Ramnäs, O., 2006. Thermal conductivity of polyurethane foam - best performance. In: Proceedings of the 10th International Symposium on District Heating and Cooling, Hanover, Germany, September 3-5, Sektion 6 a, 12p.
- Keulegan, G.H., 1958. The motion of saline fronts in still water. Technical Report 339, US National Bureau of Standards.
- Kinoshita, D. & Gasche, J.L., 2011. Influence of the evaporator position in static domestic refrigerators. In: Proceedings of the 23th International Congress of Refrigeration, Prague, Czech Republic, August 21-26, 367, 8p.
- Kolodziejczyk, M. & Butrymowicz, D., 2011. CFD modelling of vegetable cold storage chamber. In: Proceedings of the 23th International Congress of Refrigeration, Prague, Czech Republic, August 21-26, 367, 8p.
- Knoche, K.F., Renz, U. & Schneider, F., 1992. Properties of mass. In: *Engineering Reference Book on Energy and Heat*. Association of German Engineers, Society for Energy and Technologies, Düsseldorf, 273p.
- Lafaye de Micheaux, T., Ducoulombier, M., Moureh, J., Sartre, V. & Bonjour, J., 2015. Experimental and numerical investigation of the infiltration heat load during the opening of a refrigerated truck body. *International Journal of Refrigeration*, 54, pp.170–189.
- Laguerre, O., Ben Amara, S. & Flick, D., 2005. Experimental study of heat transfer by natural convection in a closed cavity: application in a domestic refrigerator. *Journal of Food Engineering*, 70(4), pp.523–537.
- Laguerre, O., Ben Amara, S., Moureh, J. & Flick, D. 2006. Numerical simulation of air flow and heat transfer in domestic refrigerators. *Journal of Food Engineering*, 81(1), pp.144-156.

- Laguerre, O., Ben Amara, S., Alvarez, G. & Flick, D. 2008a. Transient heat transfer by free convection in a packed bed of spheres: Comparison between two modelling approaches and experimental results. *Applied Thermal Engineering*, 28(1), pp.14–24.
- Laguerre, O., Ben Amara, S., Charrier-Mojtabi, M.-C., Lartigue B. & Flick, D., 2008b. Experimental study of air flow by natural convection in a closed cavity: Application in a domestic refrigerator. *Journal of Food Engineering*, 85(4), pp.547–560.
- Laguerre, O., Ben Amara, S., Remy, D. & Flick, D., 2009. Experimental and numerical study of heat and moisture transfers by natural convection in a cavity filled with solid obstacles. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 52(25-26), pp.5691–5700.
- Laguerre, O., Ben Amara, S. & Flick, D., 2010. Study of water evaporation and condensation in a domestic refrigerator loaded by wet product. *Journal of Food Engineering*, 97(1), pp.118–126.
- Laguerre, O., Hoang, M.H. & Flick, D., 2012. Heat transfer modelling in a refrigerated display cabinet: The influence of operating conditions. *Journal of Food Engineering*, 108(2), pp.353–364.
- Magoo, N., 2003. High-temperature refrigerated warehouse operation under real-time pricing of electricity. University of Wisconsin-Madison, Master of Science Thesis, 151p.
- Maurel, S. & Sollicec, C., 2001. A turbulent plane jet impinging nearby and far from a flat plate. *Experiments in Fluids*, 31, pp.687-696.
- Menia, N., Moureh, J. & Flick, D., 2002. Modélisation simplifiée des écoulements d'air dans un véhicule frigorifique. *International Journal of Refrigeration*, 25, pp.660–672.
- Moureh, J., Menia, N. & Flick, D., 2002. Numerical and experimental study of airflow in a typical refrigerated truck configuration loaded with pallets. *Computers and Electronics in Agriculture*, 34, pp.25–42.
- Moureh, J. & Flick, D., 2004. Airflow pattern and temperature distribution in a typical refrigerated truck configuration loaded with pallets. *International Journal of Refrigeration*, 27(5), pp.464–474.
- Moureh, J. & Flick, D., 2005. Airflow characteristics within a slot-ventilated enclosure. *International Journal of Heat and Fluid Flow*, 26(1), pp.12–24.
- Moureh, J., Tapsoba, M. & Flick, D., 2009a. Airflow in a slot-ventilated enclosure partially filled with porous boxes: Part II – Measurements and simulations within porous boxes. *Computers & Fluids*, 38(2), pp.206–220.
- Moureh, J., Tapsoba, S., Derens, E. & Flick, D., 2009b. Air velocity characteristics within vented pallets loaded in a refrigerated vehicle with and without air ducts. *International Journal of Refrigeration*, 32(2), pp.220–234.
- Moureh, J., Tapsoba, M. & Flick, D., 2009c. Airflow in a slot-ventilated enclosure partially filled with porous boxes: Part I – Measurements and simulations in the clear region. *Computers & Fluids*, 38(2), pp.194–205.

- Navaz, H.K., Faramarzi, R., Gharib, M., Dabiri, D. & Modarress, D., 2002. The application of advanced methods in analyzing the performance of the air curtain in a refrigerated display case. *Journal of Fluids Engineering*, 124(3), p.756-764.
- Navaz, H.K., Henderson, B.S., Faramarzi, R., Pourmovahed, A. & Taugwalder, F., 2005. Jet entrainment rate in air curtain of open refrigerated display cases. *International Journal of Refrigeration*, 28(2), pp.267-275.
- Orlandi, M., Visconi, F.M. & Zampini, S., 2013. CFD assisted design of closed display cabinets. In: *Proceedings of the 2nd International Conference on Sustainability and the Cold Chain*, Paris, France, April 2-4, 8p.
- Özgökmen, T.M., Iliescu, T., Fischer, P.F., Srinivasan, A. & Duan, J., 2007. Large eddy simulation of stratified mixing in two-dimensional dam-break problem in a rectangular enclosed domain. *Ocean Modelling*, 16(1-2), pp.106-140.
- Pavageau, M., Demarco, R., Celis-Gonzalez, J.C., Elicer-Cortes, J.C. & Rey, C., 2009. Transferts turbulents de chaleur au sein d'un jet d'air plan en impact. In: *Actes du Congrès de la Société Française de Thermique*, 6p.
- Pham, Q.T. & Oliver, D.W., 1983. Infiltration of air into cold stores. In: *Proceedings of the 16th International Congress of Refrigeration*, Paris, France, September 1-9, 4, pp. 67-72.
- Riley, J.J. & Lelong, M.-P., 2000. Fluid motions in the presence of strong stable stratification. *Annual Review of Fluid Mechanics*, 32(1), pp.613-657.
- Repice, C. & Stumpf A., 2007. Energy efficiency in transport refrigeration. In: *Proceedings of the 22th International Congress of Refrigeration*, Beijing, China, August 21-26; 362, 8p.
- Ritter, A., 1892. Die Fortpflanzung der Wasserwellen. *Zeitschrift des Vereines Deutscher Ingenieure*, 36(33), pp.947-954.
- Rivière, C. & Stumpf, A., 2013. Refrigerated container with dual air curtain. United States Patent, WO2014179013.
- Rottman, J.W. & Simpson, J.E., 2006. Gravity currents produced by instantaneous releases of a heavy fluid in a rectangular channel. *Journal of Fluid Mechanics*, 135, pp.95-110.
- Shih, T.H., Liou, W.W., Shabbir, A., Yang, Z. & Zhu, J., 1995. A new $k-\epsilon$ eddy viscosity model for high Reynolds number turbulent flows. *Computers & Fluids*, 24(3), pp.227-238.
- Tamm, W., 1965. Air flow with air curtains to protect cold rooms. In: *Proceedings of the 11th International Congress of Refrigeration*, Munich, Germany, 2, pp.1025-1038.
- Tapsoba, M., Moureh, J. & Flick, D., 2007. Airflow patterns in a slot-ventilated enclosure partially loaded with empty slotted boxes, 28(5), pp.963-977.
- Tassou, S.A., De-Lille, G. & Ge, Y.T., 2009. Food transport refrigeration – Approaches to reduce energy consumption and environment impacts of road transport. *Applied Thermal Engineering*, 29, pp.1467-1477.

Tso, C.P., Yu, S.C.M., Poh, H.J. & Jolly, P.G., 2002. Experimental study on the heat and mass transfer characteristics in a refrigerated truck. *International Journal of Refrigeration*, 25(3), pp.340–350.

United Nations, 1962. Accord relatif aux engins spéciaux pour le transport de denrées périssables et à leur utilisation pour les transports internationaux de certaines denrées. United Nation Publication. 100 p.

United Nations, 2015. Agreement on the international carriage of perishable foodstuffs and on the special equipment to be used for such carriage. United Nation Publication. 91 p.

Ungarish, M., 2005. Dam-break release of a gravity current in a stratified ambient. *European Journal of Mechanics - B/Fluids*, 24(5), pp.642–658.

Van Der Hegge Zijnen, B.G., 1958. Measurement of the distribution of heat and matter in a plane turbulent jet of air, *Applied Scientific Research, Section A 7*, pp.277-292.

Yu, H. & Hoff, S.J., 1999. Airflow pattern similarity criteria for ceiling slot-ventilated agricultural enclosures under isothermal conditions. *American Society of Agricultural Engineers, Transactions*, 42(2), pp.459-469.

Annexe A : Calcul d'incertitude

A.1 Mesure de températures

L'incertitude de mesure des températures est évaluée à 0,5 K. Elle inclut l'incertitude du thermocouple calibré, l'incertitude de la chaîne d'acquisition ainsi que l'incertitude due à la position du capteur. Il s'agit d'une incertitude classique des mesures de températures. Pour améliorer la lisibilité des figures 3.7 et 3.14, les barres d'erreur n'ont pas été ajoutées, elles auraient été du même ordre de grandeur que les marqueurs.

A.2 Mesures de vitesses et paramètres dérivés

L'incertitude des mesures de vitesse ΔV donnée par le constructeur pour les anémomètres à fil chaud est de $0,1 \text{ m s}^{-1} \pm 2 \%$ de la valeur mesurée. La vitesse maximale mesurée étant de $1,5 \text{ m s}^{-1}$, la plage d'incertitude suivante a été définie : $\pm 0,1$ à $\pm 0,13 \text{ m s}^{-1}$. Dans certaines conditions cette incertitude peut être du même ordre de grandeur que la valeur mesurée par exemple proche de la ligne neutre (figure 3.8).

Le débit volumique d'infiltration est obtenu par deux intégrations le long de l'axe vertical et de l'axe horizontal (Annexe B.). Les vitesses V_i données par les anémomètres le long de l'axe vertical Z_j sont supposées indépendantes (les 8 anémomètres sont différents). L'incertitude le long de l'axe vertical est donc donnée par l'équation suivante :

$$\Delta \dot{V}_{Z_j} = \Delta \left(\frac{A_{ap}}{40} V_1 + \dots + \frac{A_{ap}}{40} V_8 \right) = \frac{A_{ap}}{40} \sqrt{\Delta V_1^2 + \dots + \Delta V_8^2} \quad (\text{A.1})$$

Selon l'axe horizontal, les vitesses ne sont pas mesurées au même instant. L'unique barre supportant les anémomètres est déplacée horizontalement pour obtenir le champ de vitesses dans la totalité du plan de l'ouverture. Les valeurs de vitesse données par un même anémomètre à différentes positions Z_j sont supposées corrélées. L'incertitude sur le débit volumique total d'infiltration est donc calculée à partir de l'équation suivante :

$$\Delta \dot{V} = \Delta \dot{V}_{Z_1} + \dots + \Delta \dot{V}_{Z_5} \quad (\text{A.2})$$

$\Delta V_i = \pm 0,13 \text{ m}^3 \text{ s}^{-1}$ donne $\Delta \dot{V} = \pm 0,27 \text{ m}^3 \text{ s}^{-1}$.

Du fait de cette forte incertitude relative, comparée à l'écoulement de couche limite ($1 \text{ m}^3 \text{ s}^{-1}$), les profils de vitesses donnés par les anémomètres le long de l'axe vertical ont été utilisés pour valider le modèle CFD (§ 3.3.4).

L'incertitude de la puissance thermique sensible d'infiltration et de l'énergie sensible d'infiltration sont données par les équations suivantes :

$$\Delta \dot{Q}_s = \Delta \left(\iint C_{da} E_{da} V dA_{ap} \right) \approx C_{da} E_{da} \Delta \dot{V} = \pm 6,5 \text{ kW} \quad (\text{A.3})$$

L'incertitude de l'enthalpie et de la masse spécifique de l'air sec sont supposées négligeables devant l'incertitude sur les mesures de vitesses.

$$\Delta Q_s = \Delta \left(\iiint C_{da} E_{da} V dA_{ap} dt \right) = \int \Delta \dot{Q}_s dt \approx \begin{cases} \pm 0,02 \text{ kWh} \text{ à } t = 10 \text{ s} \\ \pm 0,07 \text{ kWh} \text{ à } t = 40 \text{ s} \end{cases} \quad (\text{A.4})$$

Annexe B : Détermination des grandeurs relatives à l'infiltration

Trois principales grandeurs sont déterminées à partir des résultats expérimentaux : le débit volumique d'infiltration au travers de l'ouverture \dot{V} , le flux massique au travers de l'ouverture \dot{m} et la puissance thermique d'infiltration \dot{Q} . Les flux locaux relatifs de ces grandeurs sont respectivement V , \dot{m}'' et \dot{Q}'' ; ils sont calculés à partir des valeurs des thermocouples et des anémomètres. Etant donné le nombre deux fois moins important d'anémomètres que de thermocouples au niveau de l'ouverture, une interpolation linéaire est réalisée entre deux anémomètres consécutifs selon la direction verticale. Les différents flux locaux sont intégrés sur la totalité de la surface de l'ouverture. L'intégration est tout d'abord réalisée selon la direction verticale par la méthode de Newton-Cotes du premier ordre (méthode des trapèzes), pour chaque position de la barre supportant la métrologie. Ces résultats sont ensuite intégrés selon la direction horizontale par une méthode d'ordre zéro (somme simple).

B.1 Débit massique

Pour chaque point de mesure dans le plan de l'ouverture, le débit massique local est déterminé à partir de la température et de la vitesse locale. La méthodologie de calcul est donnée dans ce qui suit :

$$\dot{m}'' = V (C_w + C_{da}) \quad (\text{B.1})$$

Avec C_w et C_{da} les masses spécifiques de la vapeur d'eau et de l'air sec. Elles sont déterminées via la loi des gaz parfaits en faisant intervenir la pression partielle de vapeur d'eau P_w° et la température locale donnée par le thermocouple T :

$$C_w = P_w^\circ / (R_{s_w} T) \quad (\text{B.2})$$

$$C_{da} = (P_{tot}^\circ - P_w^\circ) / (R_{s_{da}} T) \quad (\text{B.3})$$

Avec R_{s_w} et $R_{s_{da}}$ les constantes spécifiques des gaz parfaits pour la vapeur d'eau et l'air sec et P_{tot}° la pression totale atmosphérique.

Pour une température donnée, P_w° est définie par le minimum entre (i) la pression partielle de vapeur ambiante (dérivée de la température T_o et de l'humidité relative U_o) et (ii) la pression de saturation P_{ws}° correspondant à une humidité relative de 100 % à la température donnée :

$$P_w^\circ(T) = \min \{ U_o \times P_{ws}^\circ(T_o), P_{ws}^\circ(T) \} \quad (\text{B.4})$$

B.2 Puissance thermique infiltration

La puissance thermique d'infiltration locale traversant l'ouverture est déterminée via l'équation suivante :

$$\dot{Q}'' = V (C_w E_w + C_{da} E_{da}) \quad (\text{B.5})$$

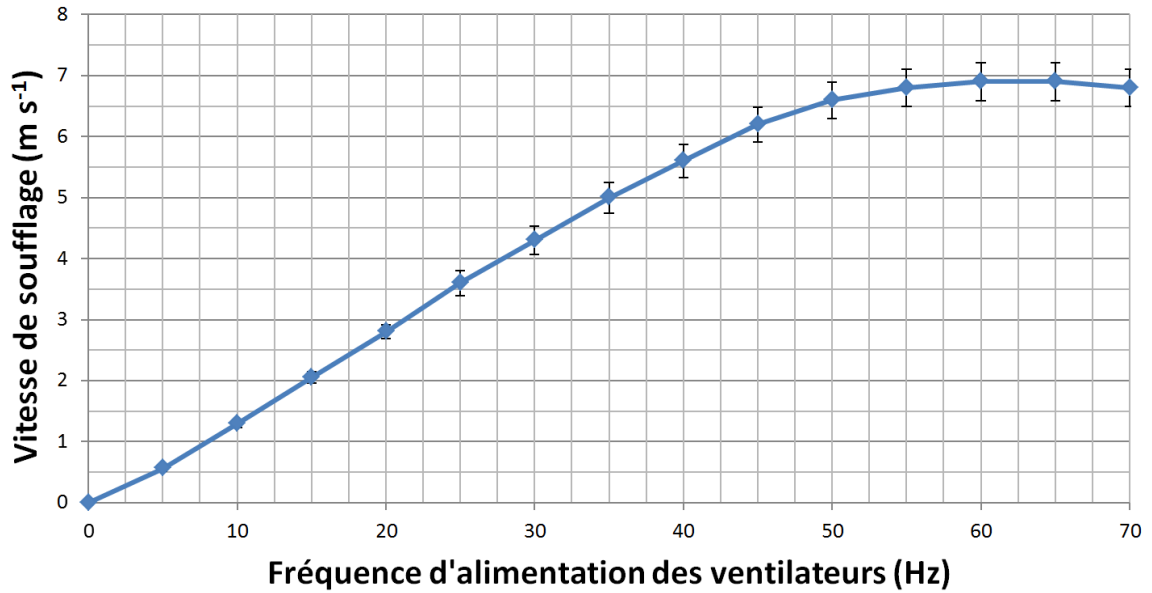
Avec E_w et E_{da} les enthalpies de la vapeur d'eau et de l'air sec calculées à partir des corrélations suivantes (Knochee et al., 1992):

$$E_w [\text{kJ/kg}] = 2501 + 1,86 \times T [^\circ\text{C}] \quad (\text{B.6})$$

$$E_{da} [\text{kJ/kg}] = 1,006 \times T [^\circ\text{C}] \quad (\text{B.7})$$

Annexe C : Fréquence d'alimentation des ventilateurs et vitesse de soufflage.

a) Mode rideau froid



b) Mode rideau ambiant

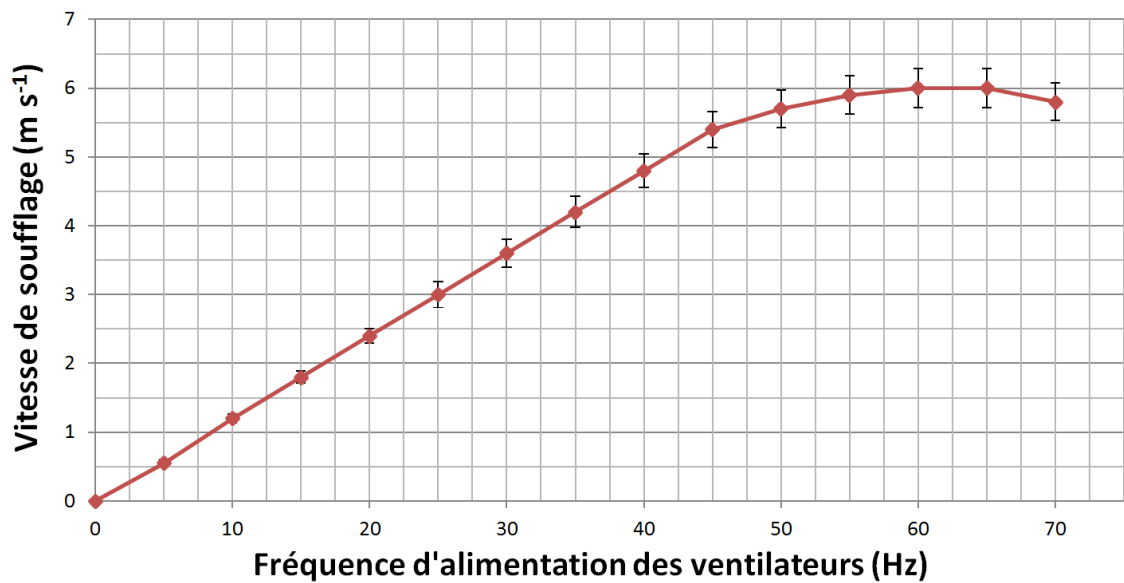


Figure C.1 : Influence de la fréquence d'alimentation des ventilateurs sur la vitesse de soufflage des rideaux
a) froid et b) ambiant.

Annexe D : Influence du sens de rotation sur les performances du ventilateur

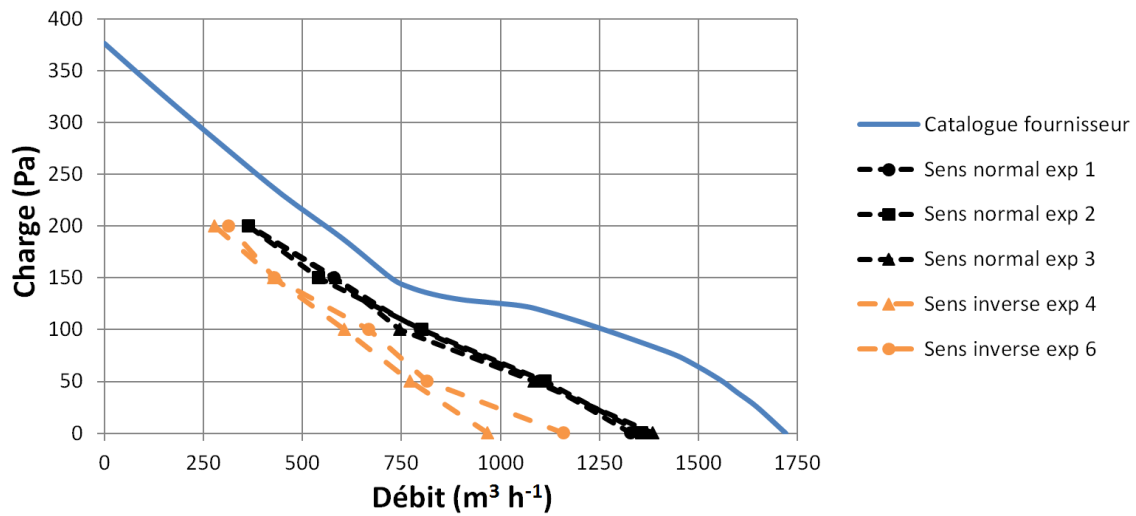


Figure D.1 : Influence du sens de rotation sur les performances du ventilateur.

FOLIO ADMINISTRATIF

THESE DE L'UNIVERSITE DE LYON OPEREE AU SEIN DE L'INSA LYON

NOM : LAFAYE DE MICHEAUX

DATE de SOUTENANCE : 09/06/2016

Prénoms : Téo

TITRE : Modélisation des écoulements d'air, des transferts de chaleur et de masse dans un camion frigorifique - Etude des performances d'un dispositif de rideau d'air innovant pour le maintien de la chaîne du froid et la réduction des pertes à l'ouverture des portes.

NATURE : Doctorat

Numéro d'ordre : 2016LYSEI057

Ecole doctorale : MEGA (Mécanique, Énergétique, Génie civil et Acoustique)
Spécialité : Thermique et Énergétique

RESUME :

La préservation de la chaîne du froid est un paramètre particulièrement important dans le cadre de la distribution urbaine, où les fréquentes ouvertures de portes induisent une charge thermique d'infiltration. Afin de réduire les transferts de masse et de chaleur et de protéger l'ouverture, des rideaux d'air ont récemment été installés au niveau de l'ouverture des camions frigorifiques. L'objet de la présente étude est d'étudier ce type confinement.

Deux modèles CFD ont été développés pour simuler les champs de températures et de vitesses dans un camion réfrigéré clos. Ils ont permis de montrer que la variation de la vitesse de soufflage ne modifie pas de manière significative la structure des écoulements. Différents conduits d'air sont modélisés. Les résultats numériques montrent que la configuration avec un conduit ouvert améliore fortement le renouvellement d'air.

Puis, une étude numérique est réalisée dans le but d'étudier les infiltrations de chaleur et de masse au cours de l'ouverture des portes. Ces écoulements sont bien prédits par le modèle CFD, excepté à la transition entre les deux régimes d'infiltration.

Une caisse expérimentale a été équipée d'un dispositif de rideau d'air composé d'un jet ambiant, d'un jet froid ou d'un jet double. En parallèle, un modèle numérique CFD a été développé pour étudier l'influence de différents paramètres. Une bonne concordance entre les résultats numériques et expérimentaux a été observée. L'efficacité du rideau d'air ambiant est maximale lorsque le point d'impact du rideau se situe dans le plan de l'ouverture. Le rideau double maintient efficacement l'homogénéité de la température pour de courtes ouvertures. Le rideau d'air froid est la meilleure configuration, il limite fortement l'augmentation de température de l'enceinte et permet des gains énergétiques importants.

MOTS-CLÉS : rideau d'air, infiltration, camion, caisse, ouverture, charge thermique, écoulement, modèle numérique, dispositif expérimental, étude paramétrique

Laboratoire (s) de recherche : Centre d'Énergétique et de Thermique de Lyon, CETHIL UMR5008

Directeurs de thèse: Pr. Jocelyn BONJOUR, Dr. Valérie SARTRE

Président de jury :

Composition du jury :

Najib LARAQI

Françoise BATAILLE

Jean LEBRUN

Jean MOUREH

André STUMPF