



HAL
open science

Étude des performances énergétiques d'une paroi ventilée bioclimatique

Dwinanto Sukamto

► **To cite this version:**

Dwinanto Sukamto. Étude des performances énergétiques d'une paroi ventilée bioclimatique. Autre. Université de Strasbourg, 2021. Français. NNT : 2021STRAD042 . tel-03854406

HAL Id: tel-03854406

<https://theses.hal.science/tel-03854406v1>

Submitted on 15 Nov 2022

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.

ÉCOLE DOCTORALE MSII (ED n°269)
LABORATOIRE ICUBE (UMR 7357)

THÈSE présentée par :
Dwinanto SUKAMTO

soutenue le : **27 septembre 2021**

pour obtenir le grade de : **Docteur de l'Université de Strasbourg**
Discipline/ Spécialité : **ÉNERGETIQUE**

**Étude des performances énergétiques d'une paroi
ventilée bioclimatique**

THÈSE dirigée par :

Mme. Monica SIROUX Professeur, INSA Strasbourg ICUBE

RAPPORTEURS :

M. Mohammed EL GANAOU Professeur, Université de Lorraine

M. Stéphane LASSUE Professeur, Université d'Artois

EXAMINATEURS :

M. Patrick SALAGNAC Professeur, Université de La Rochelle

Mme. Monica SIROUX Directrice de thèse, Professeur, INSA Strasbourg
ICUBE

M. Mame WILLIAM-LOUIS Professeur, Université d'Orléans

Remerciements

Il me sera très difficile de remercier ici toutes les personnes que j'aimerais complimenter car elles sont nombreuses mais c'est grâce à l'aide de toutes ces personnes que j'ai pu mener cette thèse à sa fin.

Je souhaite d'abord remercier ma directrice de thèse, le Professeur Monica Siroux, pour sa direction scientifique. Ses nombreux conseils et son aide efficace m'ont permis de mener ce travail de recherche à son terme.

Je tiens également à remercier au Docteur François Gloriant, qui m'a apporté son aide précieuse et son appui scientifique tout au long de cette recherche.

Le Professeur Patrick Salagnac, m'a fait l'honneur d'examiner cette thèse et de présider le Jury de soutenance. Qu'il trouve ici l'expression de ma grande reconnaissance.

Je tiens également à remercier le Professeur Mohammed El Ganaoui et le Professeur Stéphane Lassue pour avoir accepté d'être rapporteurs de cette thèse

Mes remerciements vont également au Professeur Mame William-Louis, qui a bien voulu examiner ce travail de recherche et accepté de faire partie du Jury.

J'exprime toute ma gratitude à Ahmet Cavus, Mickael Mbarki et Arif Artuk pour l'aide et le soutien qu'ils m'ont apporté.

Merci à toute l'équipe, Professeur Fatah Sulaiman, Monsieur Kurnia Nugraha, Dr. Eng. Agung Sudrajad, Dr. Alimuddin, Monsieur Wahyu Nugroho, Mme. Iroh Nadiroh, et Mme. Sastika de m'avoir aidé pendant ces années de thèse, notamment sur des questions administratives liées à la bourse.

Ce travail n'aurait pas été possible sans le soutien financier du Ministère de l'éducation, de la culture et de l'enseignement supérieur de l'Indonésie, attribué dans le cadre du programme IsDB Scholarship.

Ce travail de recherche n'aurait également pu être mené à bien sans l'aide et le soutien du campus Universitas Sultan Ageng Tirtayasa Banten où j'ai travaillé jusqu'à présent.

Je tiens également à remercier les présidents d'Universitas Sultan Ageng Tirtayasa Banten : le Professeur Sholeh Hidayat (2011 - 2019) et le Professeur Fatah Sulaiman (2019 - aujourd'hui) pour toute l'aide que vous avez su m'apporter.

Je remercie ma chérie femme, Sari Romadhona, pour son soutien quotidien et son enthousiasme contagieux pendant ses trois années de recherche.

Merci de me soutenir chaque jour et de prendre tant soin de moi. Merci de ton amour, de si bien me comprendre et d'être toujours autant attentionné malgré les années.

Mes remerciements vont aussi à mes enfants, Nabila, Kenzo et Hugo, vos rires et vos blagues ont rendu ma vie plus colorée et c'est vraiment ce soutien dont j'ai besoin chaque jour.

Merci de mon cher Papa, Achmad Sukamto, c'est à lui que je dois mes beaux jours d'enfance. Papa, tu m'as dévoilé la beauté de la vie et tu m'as donné la joie de vivre.

Je remercie également ma très chère Mère, Tetty Nurdiati Noor, qui a toujours été là pour moi et qui m'a toujours encouragé. Vous avez su croire en moi et m'avez apporté toute son aide quand j'en ai eu besoin.

Je remercie, mon frère, Asep Purwanto Sukamto, mes sœurs, Nuraida Wahyuni Sukamto et Nurhianti Rahayu Sukamto et aussi aux leurs familles pour toutes leurs prières, leurs encouragements, leur amour et leur soutien perpétuel. Les mots ne sont pas assez forts pour décrire toute l'aide qu'ils m'ont apportée. Je leur suis infiniment reconnaissante.

Je remercie également l'ensemble du personnel de l'INSA de Strasbourg de l'Université de Strasbourg et les bibliothécaires pour leur gentillesse.

Je pense notamment à Pascal Weiskopf, Jean-François Arcamoni, Olivier Boyet, Olivier Remy et Asvin Khisto pour leur précieuse aide en informatique.

Je voudrais aussi exprimer ma reconnaissance envers mes amis et mes collègues de l'INSA de Strasbourg et d'ICube, notamment Ahmet Cavus, Mickael Mbarki, Stefan Voronca, Andrea Ioana Badicu, Mandalina Barbu, Lahoucine Ouhsaine, Matthieu Egg, Sonja Kallio et Cédric Simo-nono qui m'ont apporté leur soutien moral, intellectuel et tolérant tout au long de ces quatre années.

Je tiens aussi à remercier mes amis indonésiens (Arnadi Murtiyoso, Uni Neni, Kang Kusna, Mbak Titin, Mas Gianto, Ari, Mbak Aisyah, Mas Tesla, Mbak Dinda, Putri et Hydra) qui, par leur aide ou leur sympathie ont participé à la réalisation de cette thèse.

Et plus je remercie aussi tous les amis de l'association d'étudiants indonésiens de Strasbourg pour leur chaleureuse amitié.

Pour mes collègues de IsDB Scholarship, bon courage à tous.

De plus, pour avoir partagé mon quotidien, mes humeurs...et parfois mon désordre, je remercie mes collègues à l'Universitas Sultan Ageng Tirtayasa Banten, notamment Ipick Setiawan, Sunardi, Erni Listijorini, Dhimas Satria, Imron Rosyadi, Aswata Wisnuadji, Wahyuni Martiningsih, Romi Wiryadinata, Akbar, Endarto Yudho Wardhono et les familles à FT. Untirta.

Merci à mes deux familles adorées, la famille Abdullah Eko Winarso et la famille Apung Nurdin, qui ne comprennent peut-être pas ce que je fais, mais qui sont très fières ! Merci de votre amour.

Merci aussi à ma belle-famille, à tous mes beaux-frères, mes belles-sœurs et leurs enfants, pour tous leurs encouragements et pour la joie que vous partagez avec moi !

Enfin, Merci Dieu ! Ta présence à côté de moi, que je ne mérite pas, est une force.

Et je tiens à remercier tous les membres de ma famille et tous mes amis qui ne sont pas mentionnés ici par manque de place, pour leur soutien et pour l'énergie dans nos actions passées, présentes et à venir.

Résumé de la thèse

Les orientations politiques actuelles imposent le bâtiment à énergie zéro (NZEB) comme nouveau standard de la construction neuve pour 2020. Par ailleurs, dans le domaine de la réhabilitation énergétique des bâtiments existants, la recherche de solutions pour la rénovation est un sujet fondamental. L'enjeu de cette démarche est l'efficacité énergétique des bâtiments pour la lutte contre le changement climatique et un des moyens pour y parvenir ce sont des parois innovantes bioclimatiques, qui sont la base des économies d'énergie dans le bâtiment de demain. Les travaux de cette thèse s'inscrivent dans ce cadre et visent à caractériser les performances énergétiques d'une paroi ventilée bioclimatique.

La façade ventilée est souvent utilisée par les architectes. Une façade ventilée est composée de deux parois, séparées par une cavité ventilée. Outre l'aspect esthétique, le but premier de ce type de façade est de protéger les matériaux d'isolation en dissipant l'humidité. La façade ventilée permet également de réaliser des économies d'énergie. Pour toutes ces raisons, la façade ventilée peut être une solution intéressante pour les bâtiments existants et nouveaux.

Le premier chapitre de cette thèse présente le contexte énergétique en France et en Indonésie, l'évolution de la réglementation thermique du bâtiment et recense les différents types de parois ventilés et les indicateurs de performance utilisés dans la réglementation, un état de l'art sur les parois ventilés ainsi que sur leurs différents modes de fonctionnement.

Le deuxième chapitre de cette thèse présente le prototype de paroi ventilée développé, le dispositif expérimental mise en place pendant la thèse et la métrologie thermique développée pour caractériser le comportement thermique de la paroi ventilée.

La paroi ventilée étudiée ici est une paroi avec un canal non hermétiquement isolé participant à l'apport d'air neuf au sein du bâtiment ; un échange convectif a lieu dans la cavité selon l'axe de la paroi, qui vient perturber le flux thermique radial entre les ambiances intérieure et extérieure. L'air en écoulement à l'intérieur de la cavité est alors préchauffé et introduit à

l'intérieur du bâtiment. Ce dispositif permet alors la diminution des besoins en chauffage du bâtiment. L'échantillon étudié est composé de deux parois. La première est fixe tandis que la seconde est mobile permettant ainsi de faire varier l'épaisseur de la cavité ventilée.

Une boîte chaude a été instrumentée afin de pouvoir caractériser les performances énergétiques de la paroi ventilée. La boîte chaude est un dispositif composé de deux enceintes climatiques capables de reproduire des conditions de température et d'humidité relative choisies. La plage en température et en humidité va de -30°C à $+60^{\circ}\text{C}$ et de 10% à 98%. Chaque enceinte possède son propre groupe frigorifique garantissant la production de froid avec une précision sur la température de $\pm 2^{\circ}\text{C}$. Chacune possède également 3 résistances électriques de 2.5 kW, garantissant la production de chaleur avec une précision sur la température de $\pm 3^{\circ}\text{C}$. La boîte chaude gardée est connectée à un ordinateur permettant de contrôler les paramètres de température et d'humidité de chacune des enceintes.

Pour caractériser le comportement thermique de l'échantillon étudié, la paroi ventilée est équipée de plusieurs thermocouples et de fluxmètres permettant la mesure conjointe des températures de surface, de l'air à l'intérieur comme à l'extérieur de la cavité, ainsi que l'estimation des flux de chaleur de part et d'autre de la cavité ventilée. Dans chacune des cellules climatiques, plusieurs thermocouples permettent de déterminer les températures d'ambiance. Au niveau de chacune des parois de la cavité ventilée, plusieurs thermocouples et fluxmètres ont été installés sur quatre niveaux de hauteurs différentes et sont également répartis sur la largeur. Pour la mesure de la température d'air, des thermocouples ont été disposés à l'entrée et à la sortie de la cavité. L'écoulement d'air au sein de la cavité est généré à l'aide d'un ventilateur contrôlé par un variateur de tension et la mesure du débit est estimée à l'aide d'un anémomètre à fil chaud. Une caméra infrarouge est également utilisée afin d'avoir une estimation de la température de la paroi chaude du dispositif.

Dans le troisième chapitre de cette thèse, des essais effectués sur le dispositif expérimental mis en place au sein de notre laboratoire ont été présentés. Il s'agit des expériences spécifiques qui ont été effectuées pour tester le prototype ventilé développé ainsi que la boîte chaude.

La température ambiante, la température de surface du prototype ventilé et les coefficients de transfert de chaleur moyens et locaux de la paroi ventilée ont été déterminés expérimentalement. Les résultats expérimentaux ont montré que la position verticale a une

influence significative sur la valeur du coefficient de transfert de chaleur local. Par ailleurs, une analyse d'incertitude des coefficients de transfert de chaleur locaux a été présentée.

Nous avons estimé expérimentalement les échanges de chaleur par convection à l'intérieur de la lame d'air. Nous avons mis en évidence que le transfert de chaleur par convection dans la lame d'air est de type convection mixte, pour une grande partie des essais réalisés. À partir de nos données expérimentales, nous avons réussi à obtenir une corrélation qui relie le nombre de Nusselt au coefficient de poussée thermique pour les échanges de chaleur par convection à l'intérieur de la lame d'air.

Nous avons aussi étudié l'influence de l'épaisseur de la lame d'air et du débit d'air sur les performances thermiques de la paroi ventilée. Les résultats ont montré également que l'efficacité du préchauffage de la paroi ventilée augmente avec l'épaisseur de la lame d'air et diminue avec le débit d'air. On peut conclure que l'augmentation de l'épaisseur de la lame d'air de la paroi ventilée peut être utilisée pour obtenir une performance intéressante de la façade ventilée.

Des conclusions générales et des perspectives rappellent les principaux résultats des travaux effectués et proposent des pistes d'améliorations pour la suite de cette étude.

Summary of the doctoral thesis

The current political orientations impose the Nearly Zero-Energy Buildings (NZEB) as the new standard for new construction for 2020. In addition, in the field of energy rehabilitation of existing buildings, the search for solutions for renovation is a fundamental subject. The challenge of this approach is the energy efficiency of buildings to the fight against climate change and one of the means to achieve this are innovative bioclimatic walls, which are the basis of energy savings in the building of the future. The work of this thesis is part of this framework and aims to characterize the energy performance of a bioclimatic ventilated wall.

The ventilated façade is often used by architects. A ventilated façade is composed of two walls, separated by a ventilated cavity. In addition to the aesthetic aspect, the main purpose of this type of facade is to protect the insulation materials by dissipating humidity. The ventilated facade also allows for energy savings. For all these reasons, the ventilated façade can be an interesting solution for existing and new buildings.

The first chapter of this thesis presents the energy context in France and in Indonesia, the evolution of the thermal regulation of the building and lists the different types of ventilated walls and the performance indicators used in the regulation, a state of the art on the ventilated walls as well as on their different modes of operation.

The second chapter of this thesis presents the prototype of the ventilated wall developed, the experimental device set up during the thesis, and the thermal metrology developed to characterize the thermal behavior of the ventilated wall.

The ventilated wall studied here is a wall with a non-hermetically sealed channel participating in the supply of fresh air to the building; a convective exchange takes place in the cavity along the axis of the wall, which disturbs the radial heat flow between the indoor and outdoor environments. The air flowing inside the cavity is then preheated and introduced inside the building. This device allows the reduction of the heating needs of the building. The studied

sample is composed of two walls. The first one is fixed while the second one is mobile allowing to vary the thickness of the ventilated cavity.

A hot box was instrumented to characterize the energy performance of the ventilated wall. The hot box is a device composed of two climatic chambers capable of reproducing the selected temperature and relative humidity conditions. The temperature and humidity range are from -30°C to $+60^{\circ}\text{C}$ and from 10% to 98%. Each chamber has its refrigeration unit guaranteeing the production of cold with a temperature precision of $\pm 2^{\circ}\text{C}$. Each one has also 3 electric resistances of 2.5 kW, guaranteeing the production of heat with a precision on the temperature of $\pm 3^{\circ}\text{C}$. The hot box is connected to a computer to control the temperature and humidity parameters of each chamber.

To characterize the thermal behavior of the studied sample, the ventilated wall is equipped with several thermocouples and flux meters allowing the joint measurement of the surface and air temperatures inside and outside the cavity, as well as the estimation of the heat flux on both sides of the ventilated cavity. In each of the climatic cells, several thermocouples allow determining the ambient temperatures. At the level of each wall of the ventilated cavity, several thermocouples and flux meters have been installed on four levels of different heights and are equally distributed over the width. For air temperature measurement, thermocouples were placed at the entrance and exit of the cavity. The air flow within the cavity is generated with a fan controlled by a voltage variator and the flow measurement is estimated with a hot wire anemometer. An infrared camera is also used to get an estimate the temperature of the hot wall of the device.

In the third chapter of this thesis, tests carried out on the experimental device set up in our laboratory were presented. These are the specific experiments that were performed to test the developed ventilated prototype and the hot box.

The ambient temperature, the surface temperature of the ventilated prototype, and the average and local heat transfer coefficients of the ventilated wall were determined experimentally. The experimental results showed that the vertical position has a significant influence on the local heat transfer coefficient value. Furthermore, an uncertainty analysis of the local heat transfer coefficients was presented.

We have experimentally estimated the convective heat exchange inside the air cavity. We have shown that the convective heat transfer in the air cavity is the mixed convection type, for many of the tests performed. From our experimental data, we were able to obtain a correlation

between the Nusselt number and the thermal thrust coefficient for convective heat transfer inside the air cavity.

We also studied the influence of the air space thickness and air flow rate on the thermal performance of the ventilated wall. The results also showed that the preheating efficiency of the ventilated wall increases with the thickness of the air space and decreases with the air flow rate. It can be concluded that increasing the thickness of the air space in the ventilated wall can be used to obtain an interesting performance of the ventilated façade.

General conclusions and perspectives recall the main results of the work carried out and propose improvement for the continuation of this study.

Table des matières

Remerciements	1
Résumé de la thèse	4
Summary of the doctoral thesis	7
Table des matières	10
Liste des figures.....	13
Liste des tableaux	18
Liste des annexes.....	19
Nomenclature	20
Chapitre 1: Contexte de l'étude et étude bibliographique	24
1.1 Introduction	24
1.2 Contexte énergétique en France	25
1.3 Contexte énergétique en Indonésie.....	27
1.4 Les parois ventilées	28
1.4.1 Type de ventilation de la cavité	30
1.4.2 Répartition de la cavité	30
1.4.3 Origine de l'écoulement d'air	31
1.4.4 Matériaux utilisés pour la peau externe	33
1.4.5 Les fenêtres pariétodynamiques.....	34
1.5 Bilan thermique d'une paroi ventilée.....	40
1.5.1 Bilan thermique sur la surface extérieure	41
1.5.2 Bilan thermique dans la cavité d'air	44
1.5.3 Bilan thermique de la paroi intérieure.....	49
1.6 Transfert de chaleur par convection à l'intérieur d'une cavité d'air	51
1.6.1 Définition	51
1.6.2 Modes de convection	53
1.6.3 Nombres sans dimension	54
1.6.4 Cavités ventilées	56
1.6.5 Corrélations pour le coefficient de transfert de chaleur par convection	59
1.6.6 Convection vers les environs	62
1.7 Détermination expérimentale du coefficient d'échange.....	63
1.8 Évaluation du coefficient de transmission thermique surfacique en régime permanent (U)	66
1.8.1 Coefficient U : méthode classique en régime permanent	66

1.8.2 Valeur U : évaluation avec la norme européenne EN ISO 6946	67
1.9 Conclusion	68
Chapitre 2: Mise en Place du Dispositif Expérimental	69
2.1 Introduction	69
2.2 La paroi ventilée	69
2.3 Boîte chaude	72
2.4 Métrologie thermique	79
2.5 Compensation de la jonction froide des thermocouples	90
2.6 Conclusion	93
Chapitre 3: Résultats Expérimentaux	94
3.1 Introduction	94
3.2 Température ambiante	97
3.3 Température de surface	99
3.4 Température de la lame d'air	100
3.5 Le coefficient d'échange de chaleur à la surface des parois.....	112
3.5.1 Coefficient d'échange local	113
3.5.2 Coefficient d'échange global	115
3.6 Estimation des échanges thermiques par convection à l'intérieur de la lame d'air de la paroi ventilée.....	117
3.7 Efficacité de la paroi ventilée	125
3.8 Conclusion	127
Conclusion et perspectives	128
Bibliographie	130
Annexes 1.	
Article MDPI Energy Special Issue, 2021.	136
Annexes 2.	
Article SFT (Société Française de Thermique) 2020, Belfort, France.....	153
Annexes 3.	
Fiche technique câble de thermocouple de type K.....	162
Annexes 4.	
Fiche technique multimètre Keithley 2700.	164
Annexes 5.	
Fiche technique de la caméra thermique FLIR T650sc.....	176
Annexes 6.	
Fiche technique de fluxmètre.	179
Annexes 7.	
Fiche technique de capteur de vitesse KIMO CTV-210.	181
Annexes 8.	
Fiche technique de régulateur de courant HQ Power.....	186

Annexes 9.

Fiche technique de ventilateur DC de la marque NIDEC. 192

Liste des figures

Figure 1.1 Répartition finale énergétique par secteur en France [3]	25
Figure 1.2 Répartition des déperditions pour une maison d'avant 1974 [4]	26
Figure 1.3 Classification énergétique des bâtiments en France [8].....	26
Figure 1.4 La situation géographique de l'Indonésie [9].....	27
Figure 1.5 Principe de la paroi ventilée [11].....	29
Figure 1.6 Façade ventilée multi-étage [12].....	31
Figure 1.7 Façade corridor [12].....	31
Figure 1.8 Schéma des différents modèles concernant l'origine de l'air traversant la paroi ventilée. La direction du débit d'air est donnée à titre d'illustration. (a) modèle d'air soufflé, et (b) modèle d'évacuation d'air.....	32
Figure 1.9 Schéma des différents modèles concernant l'origine de l'air traversant la paroi ventilée. La direction du débit d'air est donnée à titre d'illustration. (c) modèle rideau d'air extérieur, et (d) modèle rideau d'air intérieur.....	33
Figure 1.10 Composition de bardage en panneaux en aluminium (source ALUCOBOND)	34
Figure 1.11 Exemples de projets de construction réalisés avec un système de parois ventilées.....	34
Figure 1.12 Etude expérimentale des performance thermiques d'une fenêtre pariétodynamique à trois vitrages [20].....	35
Figure 1.13 Modélisation des échanges thermiques d'une fenêtre pariétodynamique à trois vitrages [18])	36
Figure 1.14 Fenêtre pariétodynamique équipée d'un vitrage chauffant [22].....	36

Figure 1.15 Efficacité d'une paroi ventilée [11]	37
Figure 1.16 Principe du fonctionnement de la façade ventilée [15].....	37
Figure 1.17 Paroi ventilée avec système de refroidissement évaporatif par pulvérisation [23]	38
Figure 1.18 Parois ventilées étudiée par Souza [24]	38
Figure 1.19 Parois ventilées étudiée par Parra [25].	39
Figure 1.20 Principe de fonctionnement d'une paroi ventilée	40
Figure 1.21 Bilan thermique pour une paroi ventilée.....	41
Figure 1.22 Bilan thermique de la cavité d'air	45
Figure 1.23 Bilan thermique de la paroi intérieure	49
Figure 1.24 Définitions de base pour l'analyse de la convection dans les parois ventilées	52
Figure 1.25 Détermination expérimentale du coefficient de transfert de chaleur	64
Figure 1.26 Détermination expérimentale du coefficient de transfert de chaleur	65
Figure 2.1 Paroi ventilée	70
Figure 2.2 Paroi fixe du mur ventilé	71
Figure 2.3 Cales utilisées pour moduler l'épaisseur de la lame d'air	71
Figure 2.4 Principe de ventilation de la paroi	72
Figure 2.5 Photo de la boîte chaude (Hot Box).....	74
Figure 2.6 Schéma de principe de la boîte chaude	75
Figure 2.7 Schémas de la boîte chaude	76
Figure 2.8 Porte échantillon de la boîte chaude	76
Figure 2.9 Enceinte climatique de la boîte chaude.....	77
Figure 2.10 Boîte chaude : Vérin pneumatique.....	77
Figure 2.11 Affichage du logiciel Ineltec.....	78
Figure 2.12 Installation de l'échantillon	78
Figure 2.13 Détail de la cellule climatique : réfrigération, résistances électriques et système de ventilation	79

Figure 2.14 Affichage général du logiciel LabVIEW.....	80
Figure 2.15 Boîte chaude. Deux chambres climatiques sont séparées par un porte-échantillon. La température ambiante est mesurée par 6 thermocouples de type K (3 thermocouples T42, T43 et T44 dans la cellule froide et 3 thermocouples T39, T40, T41 dans la cellule chaude).....	81
Figure 2.16 Instrument intégré PT-100 à l'intérieure d'une chambre climatique.....	82
Figure 2.17 Instrumentation de la boîte chaude. Support de thermocouple.....	82
Figure 2.18 Instrumentation de la paroi ventilée : la température de surface des murs est mesurée par des thermocouples de type K, la température de l'air est mesurée par des thermocouples de type K, le flux thermique est mesuré par des fluxmètres, le débit d'air est mesuré par un anémomètre à fil chaud.	83
Figure 2.19 Instrumentation du mur mobile.....	83
Figure 2.20 Instrumentation du mur fixe	84
Figure 2.21 Métrologie : thermocouple type K et fluxmètre	84
Figure 2.22 Plénum et gaine de la ventilation.....	85
Figure 2.23 Caméra thermique FLIR T650sc	86
Figure 2.24 La zone couverte par la caméra infrarouge.....	86
Figure 2.25 L'installation de la caméra thermique dans la chambre climatique.....	87
Figure 2.26 Le débitmètre Kimo CTV 210	88
Figure 2.27 Acquisition des données National Instrument - débitmètre.....	88
Figure 2.28 HQ Power PS2323 : alimentation électrique	89
Figure 2.29 Schéma général du système d'acquisition	89
Figure 2.30 Acquisition des données - multimètre Keithley 2700 et pont de communication série RS-232	90
Figure 2.31 Compensation de la jonction froide, schéma théorique.....	91
Figure 2.32 Compensation de la jonction froide.....	92
Figure 2.33 Résultats obtenus pour la compensation de la jonction froide.....	92
Figure 3.1 Dispositif expérimental.....	95

Figure 3.2	Température ambiante dans la cellule froide	98
Figure 3.3	Température ambiante dans la cellule chaude	98
Figure 3.4	Mesure de la température de surface par caméra infrarouge	99
Figure 3.5	Température de surface. Mesure par thermocouples et caméra thermique.	100
Figure 3.6	Évolution de la température à l'intérieur de la chambre à air pour une distance entre les parois de 5 mm pour le débit d'air de $10 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$	101
Figure 3.7	Évolution de la température à l'intérieur de la chambre à air pour une distance entre les parois de 50 mm pour le débit d'air $10 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$	101
Figure 3.8	Évolution de la température à l'intérieur de la chambre à air pour une distance entre les parois de 85 mm pour le débit d'air de $10 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$	102
Figure 3.9	Évolution de la température à l'intérieur de la chambre à air pour une distance entre les parois de 5 mm pour les débit d'air ($10 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$, $20 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$ et $30 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$) 1)	103
Figure 3.10	Évolution de la température à l'intérieur de la chambre à air pour une distance entre les parois de 50 mm pour les débit d'air ($10 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$, $20 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$ et $30 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$) 1)	104
Figure 3.11	Évolution de la température à l'intérieur de la chambre à air pour une distance entre les parois de 85 mm pour les débit d'air ($10 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$, $20 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$ et $30 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$) 1)	104
Figure 3.12	Géométrie et conditions limites du modèle	105
Figure 3.13	Comparaison mesures modèle pour une épaisseur de lame d'air de 5 mm et pour différents débits d'air ($10 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$, $20 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$, et $30 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$)	108
Figure 3.14	Comparaison mesures modèle pour une épaisseur de lame d'air de 50 mm et pour différents débits d'air ($10 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$, $20 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$, et $30 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$)	110
Figure 3.15	Comparaison mesures modèle pour une épaisseur de lame d'air de 85 mm et pour différents débits d'air ($10 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$, $20 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$, et $30 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$)	111
Figure 3.16	Écart maximal et minimal entre les mesures et le modèle	112
Figure 3.17	Le coefficient d'échange local dans la cellule froide	113
Figure 3.18	Le coefficient d'échange local dans la cellule chaude	113

Figure 3.19 Coefficient d'échange global à la surface de la paroi mobile (la cellule froide).	116
Figure 3.20 Coefficient d'échange global de transfert de chaleur sur la surface de la paroi fixe (la cellule chaude).	116
Figure 3.21 Instrumentation de la paroi ventilée.....	117
Figure 3.22 Détermination du coefficient convectif dans la lame d'air de la paroi ventilée	118
Figure 3.23 Le coefficient convectif dans la lame d'air.....	119
Figure 3.24 Nombre de Nusselt (Nu) en fonction du nombre de Reynolds (Re) pour une épaisseur de lame d'air de 5mm, pour 3 débits ($10 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$, $20 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$ et $30 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$)	122
Figure 3.25 Nombre de Nusselt (Nu) en fonction du nombre de Reynolds (Re) pour une épaisseur de lame d'air de 15mm, pour 3 débits ($10 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$, $20 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$ et $30 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$)	122
Figure 3.26 Nombre de Nusselt (Nu) en fonction du nombre de Reynolds (Re) pour une épaisseur de lame d'air de 25mm, pour 3 débits ($10 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$, $20 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$ et $30 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$)	123
Figure 3.27 Détermination des coefficients a et b.....	124
Figure 3.28 Comparaison entre nos résultats expérimentaux et les résultats obtenus par Hallmann.	125
Figure 3.29 Efficacité du préchauffage du mur ventilé. Les expériences ont été réalisées pour une épaisseur variable de la lame d'air (5 mm, 20 mm, 50 mm et 85 mm) et un débit d'air variable ($10 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$, $20 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$ et $30 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$)......	126

Liste des tableaux

Tableau 1.1 Règlementation nationale du standard énergétique des bâtiments en Indonésie [10].....	28
Tableau 1.2 Bibliographie sur les parois ventilées, point de vue de l'épaisseur de la lame d'air	40
Tableau 1.3 Les valeurs de f_s , f_g , et f_u selon Clarke, 2001 [33]	43
Tableau 1.4 Coefficient d'échange interne h_{int}	50
Tableau 1.5 Relations typiques pour le nombre de Nusselt (Nu).....	56
Tableau 2.1 Métrologie thermique	81
Tableau 2.2 Conversion tension - température.....	91
Tableau 3.1 Présentation des 50 tests.....	96
Tableau 3.2 Incertitudes pour le coefficient d'échange local.....	115
Tableau 3.3 Types de convection.....	119
Tableau 3.4 Vitesse de l'air obtenue pour la position verticale 0.56 m.....	120
Tableau 3.5 Nombre de Richardson obtenu à l'intérieure de la cavité	120
Tableau 3.6 Coefficient de poussée thermique	121

Liste des annexes

Annexes 1.	
Article MDPI Energy Special Issue, 2021.	136
Annexes 2. 153	
Article SFT (Société Française de Thermique) 2020, Belfort, France.....	153
Annexes 3.	
Fiche technique câble de thermocouple de type K.....	162
Annexes 4.	
Fiche technique multimètre Keithley 2700.	164
Annexes 5.	
Fiche technique de la caméra thermique FLIR T650sc.....	176
Annexes 6.	
Fiche technique de fluxmètre.	179
Annexes 7.	
Fiche technique de capteur de vitesse KIMO CTV-210.	181
Annexes 8.	
Fiche technique de régulateur de courant HQ Power.....	186
Annexes 9.	
Fiche technique de ventilateur DC de la marque NIDEC.	192

Nomenclature

Caractères latins :

Désignation	Description	Unité
A	Surface	m ²
B ou s	Épaisseur	m
c _p	Chaleur spécifique	J.kg ⁻¹ .K ⁻¹
D _h	Diamètre hydraulique	m
Gr	Nombre de Grashof	-
g	Accélération de pesanteur	m.s ⁻²
H	Hauteur	m
h	Coefficient d'échanges thermiques superficiels	W.m ⁻² .K ⁻¹
HR	Humidité relative de l'air	%
I	Rayonnement solaire	W.m ⁻²
L	Profondeur	m
P	Pression	Pa
Pr	Nombre de Prandtl	-
Nu	Nombre de Nusselt	-
R	Résistance thermique	m ² .K.W ⁻¹
Ra	Nombre de Rayleigh	-
Re	Nombre de Reynolds	-
Ri	Nombre de Richardson	-
T	Température	K ou °C

U	Coefficient de transmission thermique surfacique	$W.m^{-2}.K^{-1}$
Q ou F	Flux de chaleur échangé par unité de surface	$W.m^{-2}$
v ou u	Vitesse de l'air	$m.s^{-1}$
y	Coordonnées cartésiennes	m

Caractères grecs :

Désignation	Description	Unité
α	Coefficient d'absorption du rayonnement solaire	-
δ	Épaisseur de la couche limite du vent	m
ε	Émissivité	-
λ	Conductivité thermique	$W.m^{-1}.K^{-1}$
μ	Viscosité dynamique	Pa.s
ρ	Masse volumique	$kg.m^{-3}$
σ	Constante de Stefan-Boltzmann	$W.m^{-2}.K^{-4}$

Indices :

Désignation	Description	Unité
ac	Air cavité	-
bl	Couche-limite (<i>Boundary-layer</i>)	-
buoy	Flottabilité thermique (<i>buoyancy</i>)	-
c	Convection	-
ce	Surface extérieure (<i>external cover</i>)	-
ci	Surface intérieure (<i>internal cover</i>)	-
cond	Conduction	-
enth	Enthalpie (<i>enthalpy</i>)	-
eq	Equivalent	-
ext ou e ou out	Extérieure	-

fd	Complètement développé (<i>fully developed</i>)	-
g	Global	-
grd	Sol (<i>ground</i>)	-
int ou in	Intérieure	-
inlet	Haut de la cavité	-
j	Nœud de zone interne	-
lw	Grande longueur d'onde (<i>longwave</i>)	-
m ou avg	Moyenne	-
met	Météorologique	-
r	Rayonnement	-
s	Surface	-
sky	Ciel (<i>sky</i>)	-
st	Stockage (<i>storage</i>)	-
sur	Environnement (<i>surround</i>)	-
we	Mur extérieure (<i>external wall</i>)	-
wi	Mur intérieur (<i>internal wall</i>)	-
wind	Vent	-

Exposant :

Désignation	Description	Unité
a	Exposant qui dépend des conditions locales	-

Abréviations :

Désignation	Description	Unité
ASEAN	Association des nations de l'Asie du Sud-Est	-
ASHRAE	American Society of Heating Refrigeration and Air-conditioning Engineers	-
ASTM	Norme Américaine	-
BEPOS	Bâtiments à énergie positive	-
CFD	Computational Fluid Dynamics	-
DANIDA	Agence de développement international du Danemark	-
CHB	Boîte chaude calibrée	-
GBCI	Green Building Council of Indonesia	-
GHB	Boîte chaude gardée	-
GOST	Norme Russe	-
ISO	The International Organization for Standardization	-
Mtep	Mégatonne équivalent pétrole	-
NZEB	Bâtiment à énergie zéro (nearly zero-energy buildings)	-
RT	Réglementation thermique	-
SNI	Standard nationale d'Indonésie	-

Chapitre 1: Contexte de l'étude et étude bibliographique

1.1 Introduction

Le secteur du bâtiment est le principal responsable de la consommation d'énergie en Europe [1]. La réduction de la consommation d'énergie et des émissions de gaz des bâtiments est devenue une priorité récente en Europe. Dans ce contexte, la France place le secteur de la construction au centre de sa stratégie pour relever ce défi [2]. Les orientations politiques actuelles en France imposent le bâtiment à énergie positive (BEPOS) comme nouveau standard de la construction neuve pour 2021. Par ailleurs, dans le domaine de la réhabilitation énergétique des bâtiments existants, la recherche de solutions pour la rénovation est un sujet fondamental. L'enjeu de cette démarche est l'efficacité énergétique des bâtiments pour la lutte contre le changement climatique ; un des moyens pour y parvenir, ce sont les parois innovantes bioclimatiques, qui sont la base des économies d'énergie dans le bâtiment de demain.

Les travaux de cette thèse s'inscrivent dans ce cadre et visent à caractériser les performances énergétiques d'une paroi ventilée bioclimatique. Un dispositif original a été mis en place permettant l'étude expérimentale d'une paroi ventilée bioclimatique. C'est la pertinence de ce dispositif que nous questionnons dans cette thèse.

Le premier chapitre présente le contexte de cette thèse et un état de l'art nécessaire pour mener à bien mes travaux de recherche. Dans la première partie nous introduisons le contexte énergétique en France et en Indonésie. Ensuite nous présentons une étude bibliographique sur les parois ventilées. Dans la dernière partie nous abordons des notions liées aux transferts de chaleur dans les parois ventilées, en particulier la convection mixte, qui est le mode de transfert de chaleur mis en évidence à l'intérieur de la lame d'air d'une paroi ventilée.

1.2 Contexte énergétique en France

Le secteur du bâtiment est actuellement le premier consommateur d'énergie en France et constitue l'enjeu central de la loi de transition énergétique. Ce secteur représente environ 44 % des consommations d'énergie (Figure 1.1) et la loi de transition énergétique fixe un objectif de réduction de la consommation énergétique finale en France de 50% en 2050 par rapport à 2012.

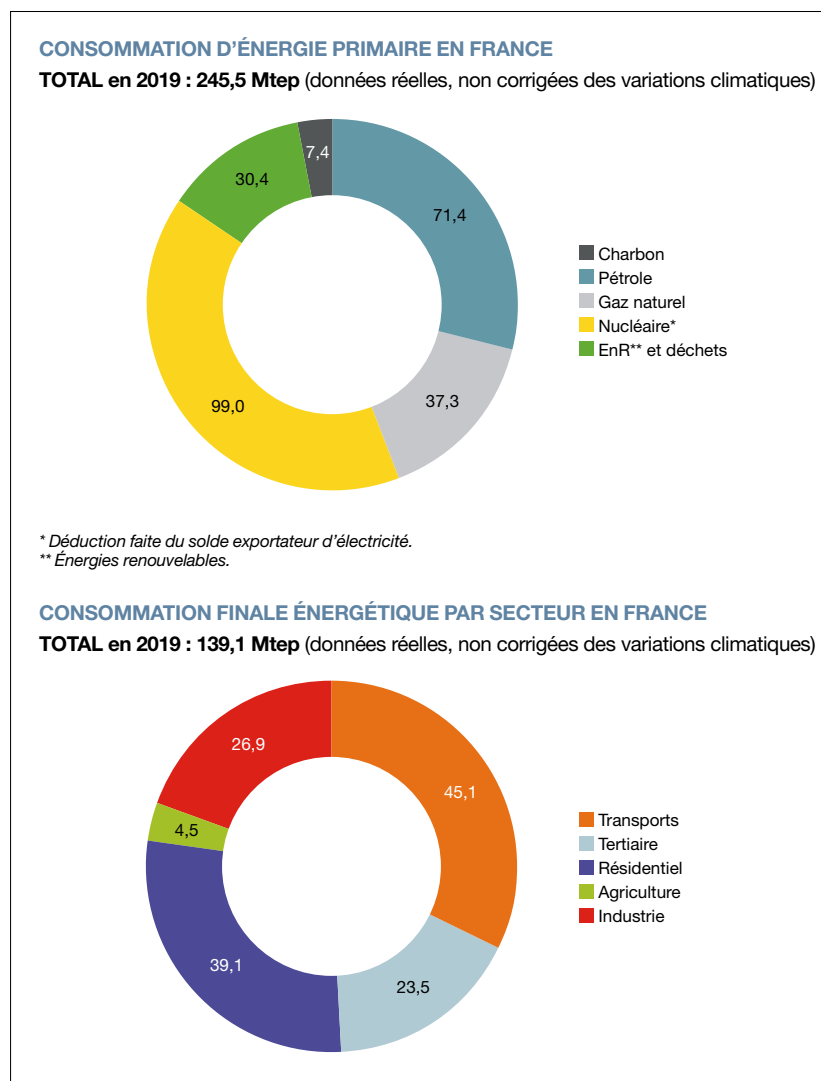


Figure 1.1 Répartition finale énergétique par secteur en France [3]

L'enveloppe du bâtiment est l'élément de construction qui a le plus grand impact sur la consommation énergétique globale du bâtiment. Les déperditions thermiques à travers les murs représentent en moyenne de 20 % à 25 % (Figure 1.2) [4]. L'isolation thermique des murs est donc une priorité en construction neuve comme en rénovation. Ces aspects génèrent une

conception innovante des façades [5,6]. En particulier, une façade ventilée peut également être une réponse à cette approche [7].

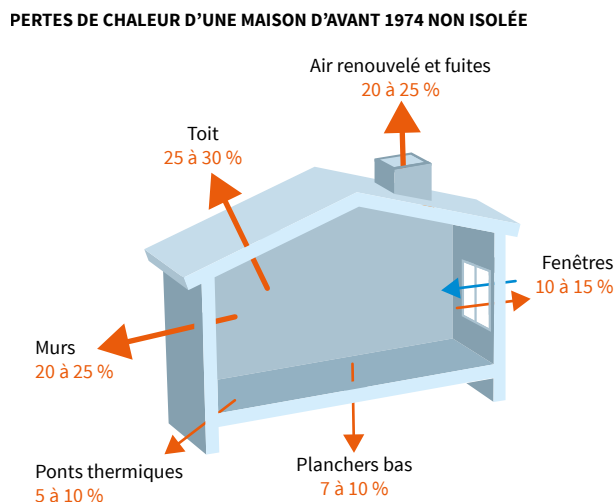


Figure 1.2 Répartition des déperditions pour une maison d'avant 1974 [4]

La nouvelle réglementation thermique RT2020 est basée sur le concept de bâtiment à énergie positive, BEPOS. Les bâtiments à énergie positive sont des bâtiments qui produisent plus d'énergie qu'ils n'en consomment. Il s'agit des bâtiments particulièrement performants dont les parois sont basées sur des principes de conception bioclimatique, récupération de l'énergie et les énergies renouvelables.

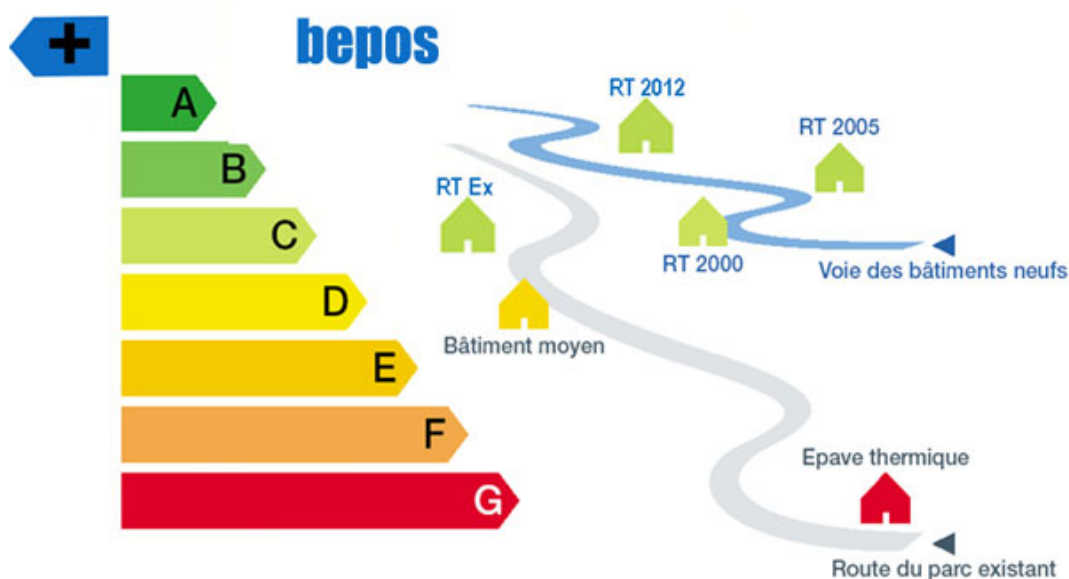


Figure 1.3 Classification énergétique des bâtiments en France [8]

1.3 Contexte énergétique en Indonésie

Le bâtiment représente près de 40 % de la consommation finale d'énergie en Indonésie. L'Indonésie a élaboré une politique visant à réduire les émissions de gaz à effet de serre en augmentant l'efficacité énergétique des bâtiments et en réduisant leur empreinte carbone, ce qui permettra de construire des bâtiments à faible consommation d'énergie.

L'Indonésie est située entre deux continents, l'Australie et l'Asie. Plus précisément, l'Indonésie est l'un des membres de l'ASEAN (*Association des nations de l'Asie du Sud-Est*) avec la Malaisie, Singapour, la Thaïlande, les Philippines, le Brunei, le Vietnam, le Laos, la Birmanie et le Cambodge. La situation géographique de l'Indonésie est présentée dans la Figure 1.4 .

Le climat indonésien est de type tropical ou équatorial, c'est-à-dire chaud et humide. Les données climatiques montrent que la température moyenne annuelle est de l'ordre de 30°C maximum et 23°C minimum et l'humidité moyenne est de 80%.

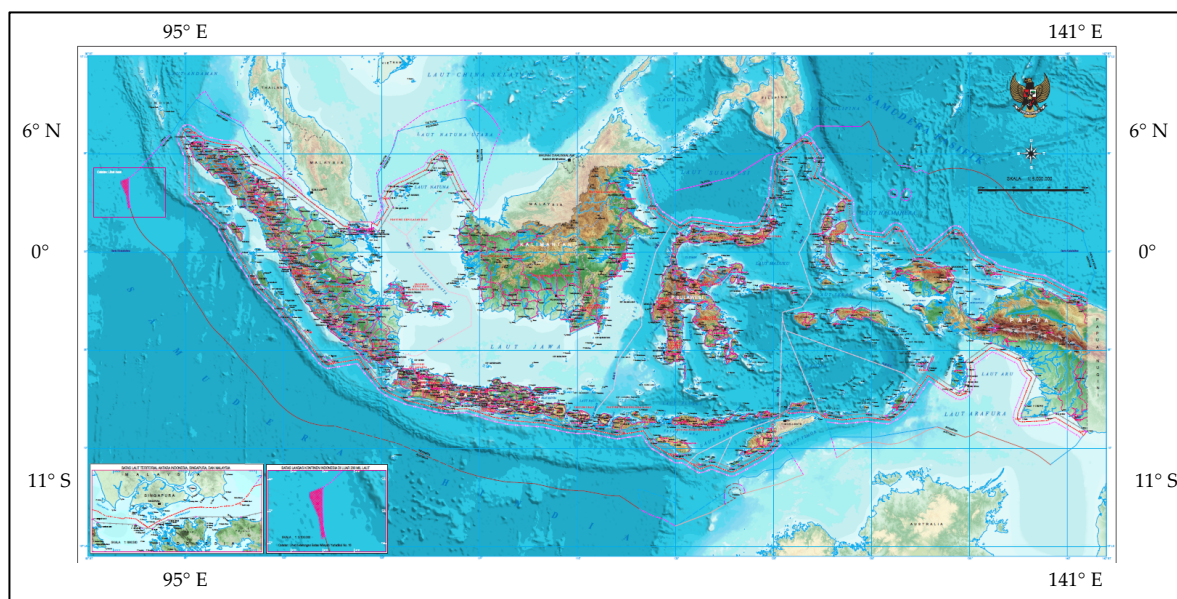


Figure 1.4 La situation géographique de l'Indonésie [9]

L'Indonésie dispose de quatre normes énergétiques pour les bâtiments, appelées Standard Nationale d'Indonésie (SNI). Ces normes sont des standards pour l'enveloppe du bâtiment, la climatisation, l'éclairage et l'audit énergétique du bâtiment. En 2005, un règlement standard indonésien n° 36/2005 pour des bâtiments a été mis en place. Ce règlement stimule que tous les bâtiments doivent envisager des mesures d'économie d'énergie.

En 2012, Jakarta, l'une des grandes villes et capitale de l'Indonésie, a publié la première réglementation obligatoire des bâtiments écologiques, le décret du gouverneur n° 38/2012 sur les bâtiments écologiques.

La réglementation nationale du standard énergétique des bâtiments en Indonésie est décrite dans le Tableau 1.1 :

Tableau 1.1 Règlementation nationale du standard énergétique des bâtiments en Indonésie [10]

SNI 03-6389-2000	économie d'énergie pour l'enveloppe du bâtiment
SNI 03-6390-2000	économie d'énergie pour le système de climatisation d'un bâtiment
SNI 03-6197-2000	économie d'énergie pour les systèmes d'éclairage dans les bâtiments
SNI 03-6196-2000	procédure d'audit énergétique pour les bâtiments

Afin d'accélérer le processus de mise en place des objectifs du programme gouvernemental sur les normes énergétiques pour le bâtiment, le gouvernement a initié une collaboration avec une organisation professionnelle pour une promotion plus ciblée et plus intense de la réglementation du gouvernement sous le contrôle du ministère de l'énergie et des ressources minérales. L'organisation professionnelle est composée du *Green Building Council of Indonesia* (GBCI), de l'*American Society of Heating Refrigeration and Air-conditioning Engineers* (ASHRAE) et de l'Agence de développement international du Danemark (DANIDA).

1.4 Les parois ventilées

La paroi ventilée est souvent utilisée par les architectes. Outre l'aspect esthétique, le but premier de ce type de façade est de protéger les matériaux d'isolation en dissipant l'humidité. La façade ventilée permet également de réaliser des économies d'énergie. La façade ventilée permet ainsi de répondre aux exigences de la nouvelle réglementation thermique (RT 2020).

Aujourd'hui, en France, on s'attend à construire des bâtiments à énergie zéro positive (BEPOS) et aussi à transformer les bâtiments existants en bâtiments à énergie presque zéro. Pour toutes ces raisons, la façade ventilée peut être une solution intéressante pour la réhabilitation de bâtiments ou de constructions neuves.

En Indonésie, compte tenu la nouvelle politique énergétique et des avantages que présentent les parois ventilées, on s'attend généralement à ce que la paroi ventilée puisse être utilisée pour la réhabilitation de bâtiments ou pour les constructions neuves.

Une paroi ventilée est composée de deux parois, séparées par une cavité ventilée [11]. Une définition possible de la façade ventilée est la suivante : "Une double façade ventilée peut être définie comme une simple façade traditionnelle doublée à l'intérieur ou à l'extérieur par une seconde façade essentiellement vitrée. Chacune de ces deux façades est communément appelée une peau. Une cavité ventilée - dont la largeur peut aller de quelques centimètres pour les plus étroites à plusieurs mètres pour les cavités accessibles les plus larges - est située entre ces deux peaux " [12].

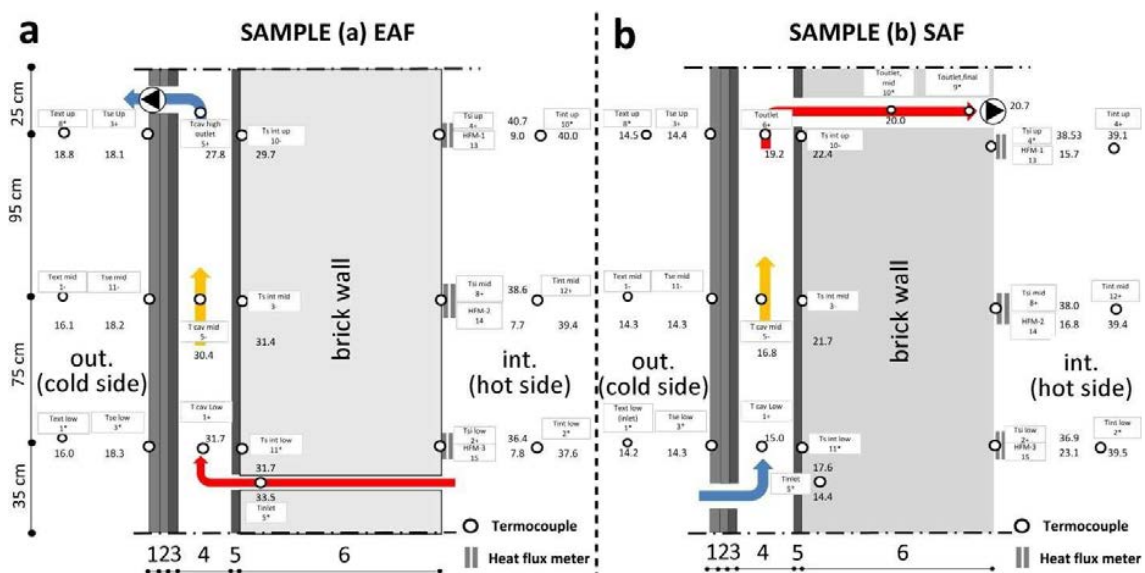


Figure 1.5 Principe de la paroi ventilée [11]

Il existe un grand nombre de possibilités de construire des parois ventilées. Dans la bibliographie, un grand nombre de définitions, de descriptions et de synonymes sont utilisées pour désigner la paroi ventilée. Par exemple, la liste ci-dessous résume une diversité de termes pour désigner à la fois les parois ventilées et les parois opaques ventilées :

- Façade double peau
- Façade active (généralement lorsque la ventilation de la cavité d'air est mécanisée)
- Façade passive (généralement lorsque la ventilation de la cavité d'air est naturelle)

- Façades à peaux multiples
- Mur-rideau
- Façade en peau ventilée avec écran pare-pluie
- Façade opaque ventilée

Plusieurs classifications de façades ventilées sont données dans la bibliographie [12, 13, 14, 15]. Généralement, les classifications sont basées sur la géométrie de la façade, le type de ventilation de la cavité et le concept du débit d'air [12]. La façade ventilée peut être continue ou divisée en modules. La couche d'air forme une zone tampon thermique. La géométrie de la façade peut être de type fenêtre à caisson, caisson de puits, façade couloir, façade double peau à plusieurs étages. La ventilation de la cavité peut être naturelle, mécanique ou hybride, par des ouvertures dans la peau extérieure et intérieure. Les concepts de flux d'air possibles sont les suivants : air d'alimentation, air d'évacuation, tampon d'air statique, rideau d'air extérieur, rideau d'air intérieur [12]. La présence de systèmes intégrés (photovoltaïques, capteurs solaires) peut également être un critère de classification. Par exemple, Ibanez-Puy [15] classe les façades ventilées en : Façades doubles peau, photovoltaïque intégré au bâtiment, cheminée solaire, mur Trombe, mur solaire, capteurs solaires de façade et façades ventilées opaques.

1.4.1 Type de ventilation de la cavité

D'après Loncour [12] les différentes catégories de ventilation de la cavité peuvent être :

- Naturelle, qui repose sur les différences de pression sans l'aide de composants motorisés pour le mouvement de l'air,
- Mécanique, qui repose sur la ventilation à l'aide de composants motorisés de déplacement d'air,
- Hybride, qui repose sur un compromis entre la ventilation naturelle et la ventilation mécanique.

La compréhension de la nature de la ventilation est essentielle pour déterminer la nature de la convection qui doit être prise en compte pour calculer le transfert de chaleur par convection à l'intérieur de la cavité.

1.4.2 Répartition de la cavité

La façade ventilée peut être continue ou divisée en modules. Loncour [12] a défini les différentes catégories de ventilation de la cavité, qui peuvent être de type corridor, *shaft-box*, multi-étage, *box window*.



Figure 1.6 Façade ventilée multi-étage [12]



Figure 1.7 Façade corridor [12]

1.4.3 Origine de l'écoulement d'air

L'origine du débit d'air est une caractéristique principale, car elle influence généralement la température moyenne de la cavité. Il existe plusieurs modèles concernant l'origine de l'air traversant la paroi ventilée (Figure 1.8 et Figure 1.9) :

- Modèle de soufflage : l'air frais de l'extérieur circule à travers la cavité dans le bâtiment
- Modèle de l'évacuation : l'air intérieur circule à travers la cavité vers l'extérieur
- Modèle de rideau d'air : l'air traverse la cavité par le bas et quitte la cavité par le haut ; il n'y a pas d'échange d'air entre l'intérieur et l'extérieur. Il existe deux modèles de rideaux d'air : un rideau d'air avec de l'air extérieur généralement pour la ventilation naturelle et le deuxième est un modèle de rideau d'air avec de l'air intérieur, généralement combiné avec une ventilation mécanique (Figure 1.9).

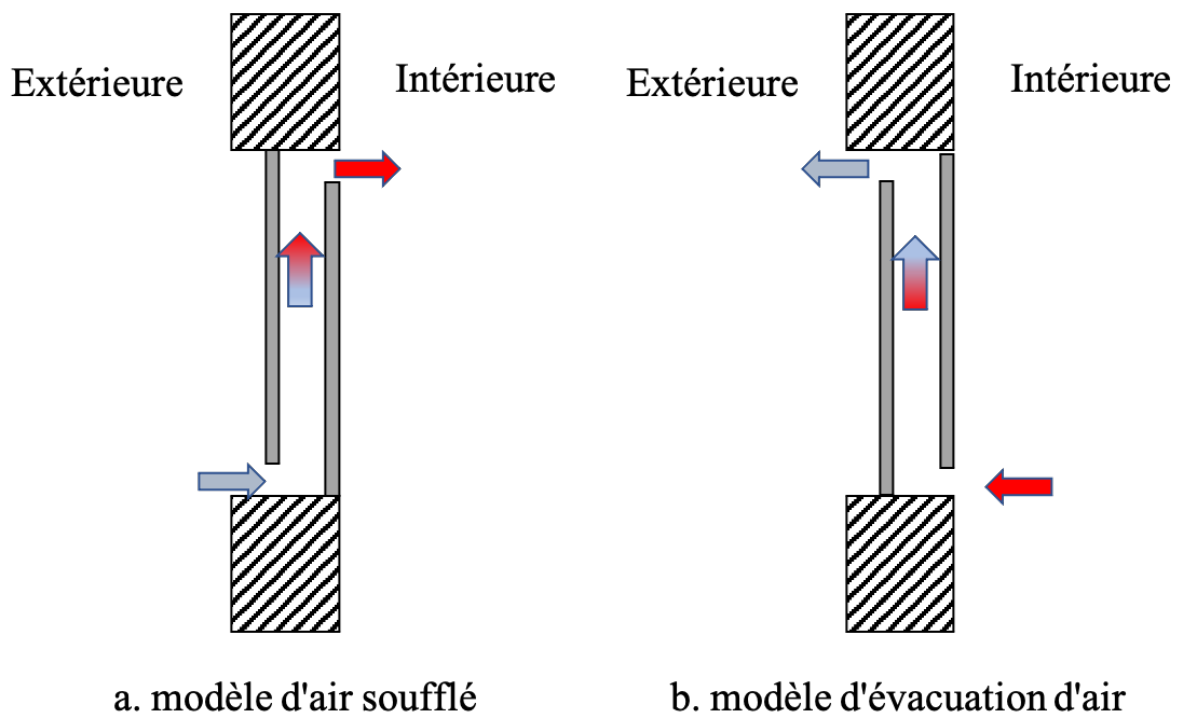


Figure 1.8 Schéma des différents modèles concernant l'origine de l'air traversant la paroi ventilée. La direction du débit d'air est donnée à titre d'illustration. (a) modèle d'air soufflé, et (b) modèle d'évacuation d'air.

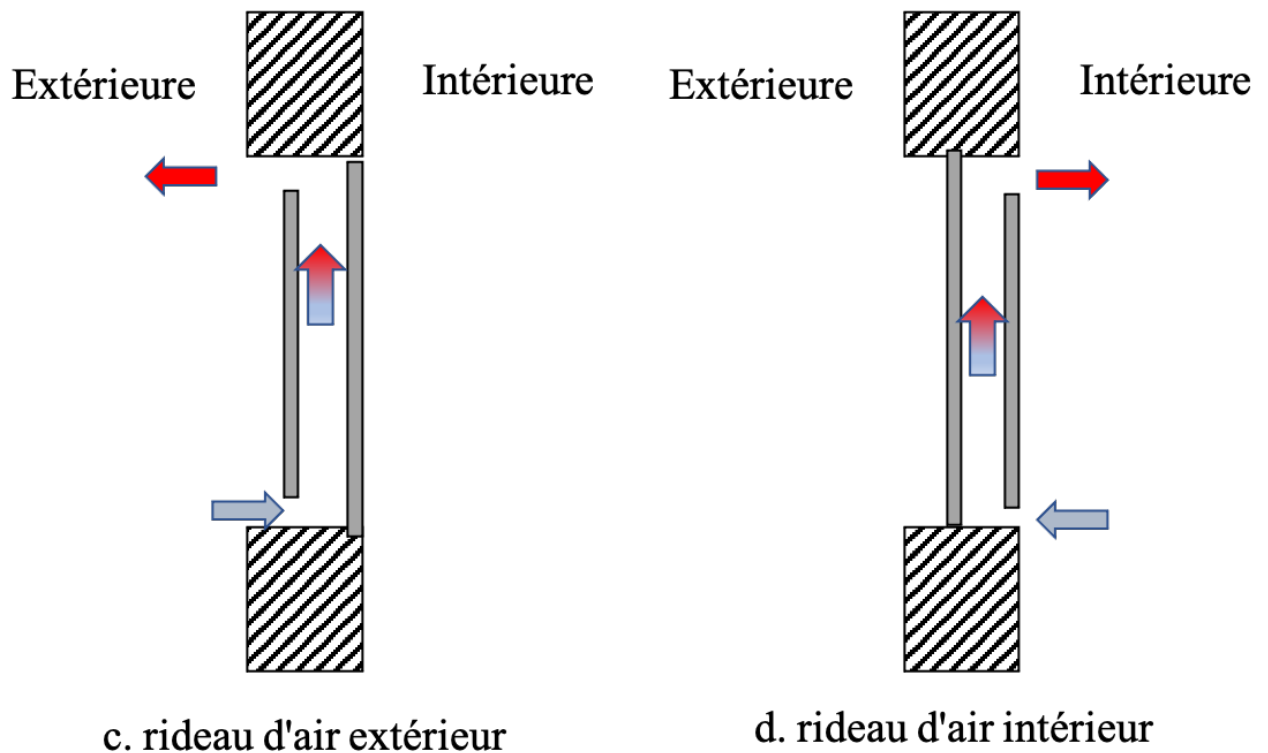


Figure 1.9 Schéma des différents modèles concernant l'origine de l'air traversant la paroi ventilée. La direction du débit d'air est donnée à titre d'illustration. (c) modèle rideau d'air extérieur, et (d) modèle rideau d'air intérieur.

1.4.4 Matériaux utilisés pour la peau externe

Une variété des matériaux est utilisée, comme les matériaux naturels, y compris le bois et la pierre, et les matériaux industriels : métal (par exemple aluminium, acier inoxydable, cuivre, titane), plastique et béton ([16]).

Le revêtement extérieur le plus utilisé est le revêtement métallique (panneaux de formes et de dimensions spéciales) qui a tendance à se développer, par exemple chez Kawneer Arconic (Figure 1.11). Les matériaux utilisés pour le bâtiment sont l'aluminium pour les façades et les toitures.

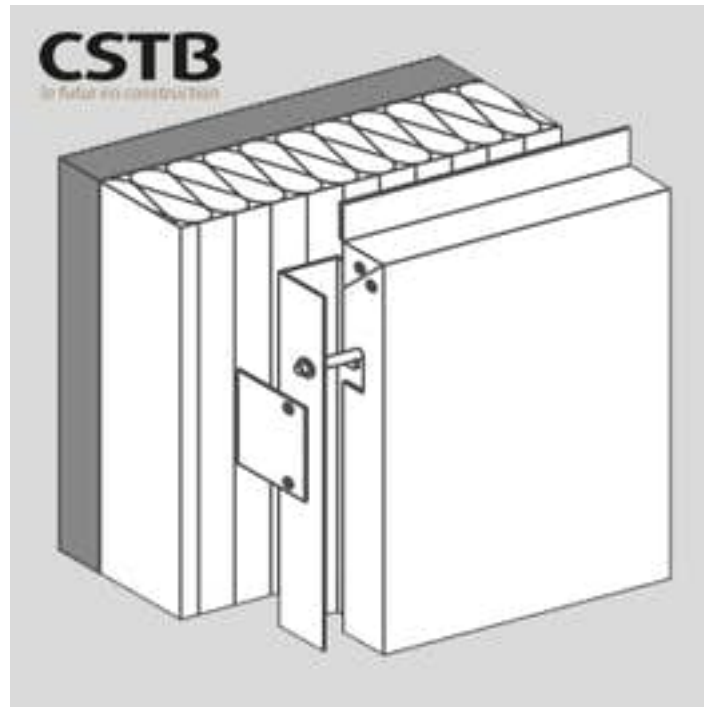


Figure 1.10 Composition de bardage en panneaux en aluminium (source ALUCOBOND)



Figure 1.11 Exemples de projets de construction réalisés avec un système de parois ventilées

Plusieurs catégories des parois ventilées ont été étudiées dans la littérature. Les parois peuvent être soit opaques, soit transparentes. Lorsque les parois sont transparentes on parle des fenêtres pariétodynamiques. Si les parois sont opaques on parle de façades ventilées opaques.

1.4.5 Les fenêtres pariétodynamiques

Les fenêtres pariétodynamiques font partie de la catégorie des parois ventilées transparentes. Un concept intéressant de fenêtre pariétodynamique à deux lames d'air a été introduit par Paziud en 1983 [17]. Greffet [18] et Gloriant [19] ont étudié une fenêtre pariétodynamique à trois vitrages durant leurs thèses. Gloriant [19] a mis en place une modélisation CFD du système. Par la suite il a caractérisé expérimentalement les performances

thermiques de la fenêtre en mesurant simultanément les températures locales et les flux de chaleur avec des thermocouples et des fluxmètres thermiques [20] .

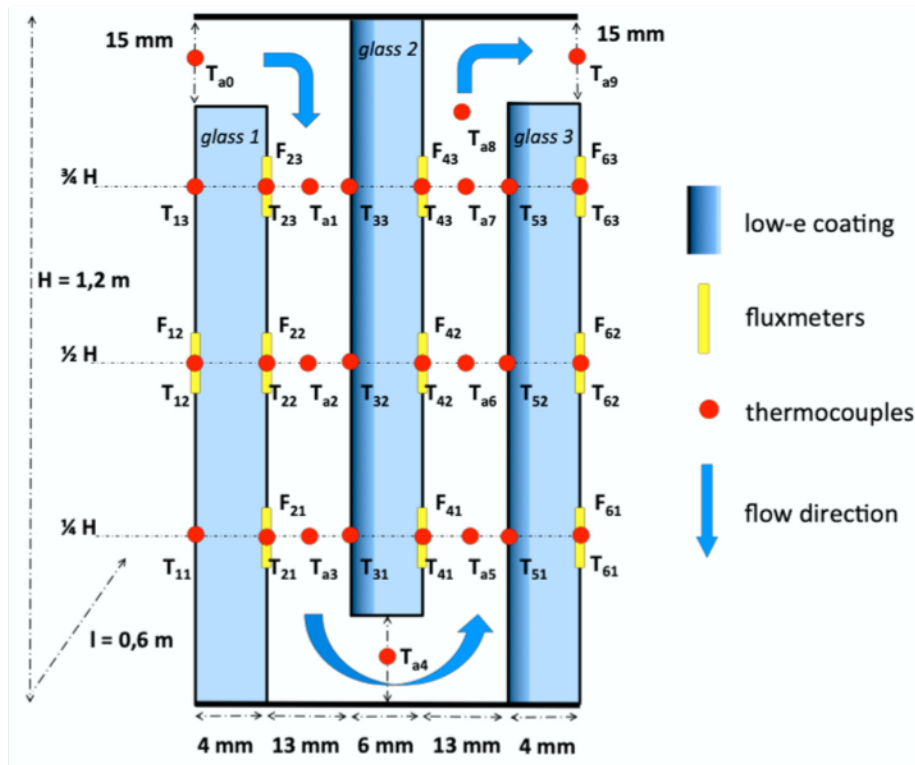


Figure 1.12 Etude expérimentale des performance thermique d'une fenêtre pariétodynamique à trois vitrages [20]

Greffet [18] a étudié numériquement et expérimentalement la performance thermique d'une fenêtre pariétodynamique à trois vitrages et a montré que le préchauffage de l'air se fait principalement dans la deuxième lame d'air qui est en contact avec le verre intérieur. Il a aussi montré que le besoin de chauffage est réduit d'environ 20 à 30 % par l'utilisation de fenêtres pariétodynamiques à la place de fenêtres à double vitrage classique ([18], [21]).

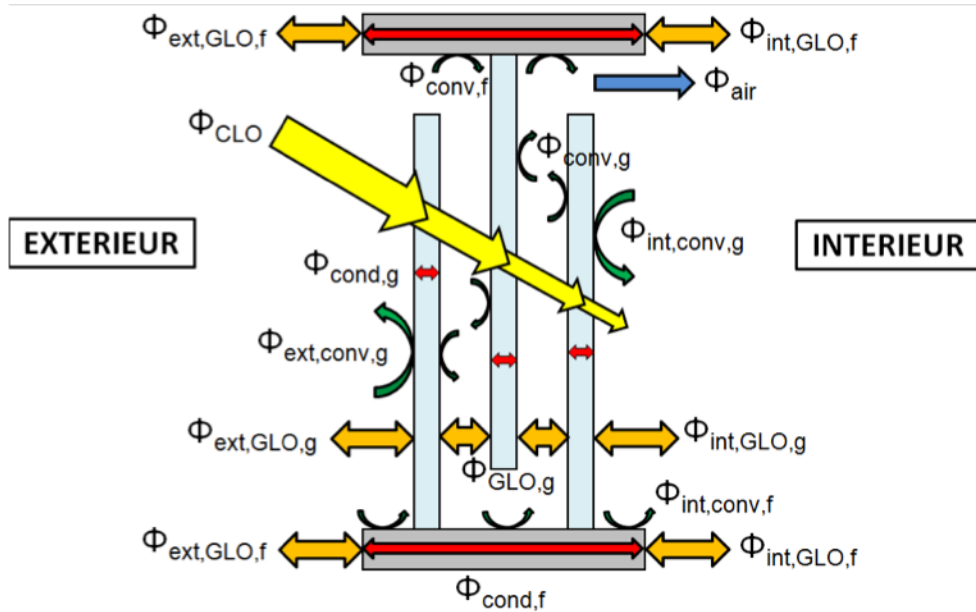


Figure 1.13 Modélisation des échanges thermiques d'une fenêtre pariétodynamique à trois vitrages [18])

Récemment Makhour [22] a étudié les performances thermiques d'une fenêtre pariétodynamique équipée d'un vitrage chauffant. Il a mis en évidence que la fenêtre pariétodynamique chauffante est plus performante que celle à triple vitrage chauffant et qu'elle améliore le confort thermique par rapport au cas de référence (radiateur électrique et fenêtre à double vitrage).

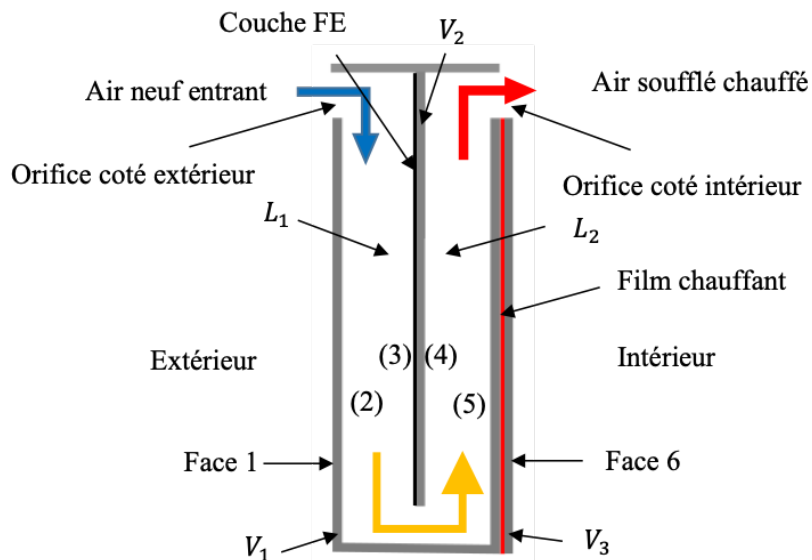


Figure 1.14 Fenêtre pariétodynamique équipée d'un vitrage chauffant [22]

En ce qui concerne les parois opaques ventilées, une configuration prometteuse est représentée par les murs perméodynamiques [11]. Ces systèmes, qui réduisent les pertes de

chaleur de l'enveloppe du bâtiment, permettent, d'une part, de préchauffer efficacement l'air de ventilation ou de récupérer la chaleur de l'air intérieur évacué et, d'autre part, d'obtenir une meilleure qualité de l'air intérieur.

La performance thermique d'une paroi opaque ventilée (épaisseur de lame d'air de 0,05 m) a été évaluée à travers l'efficacité de préchauffage qui représente la potentialité de la paroi ventilée en termes de sa capacité à préchauffer l'air dans la cavité par Fantucci [11].

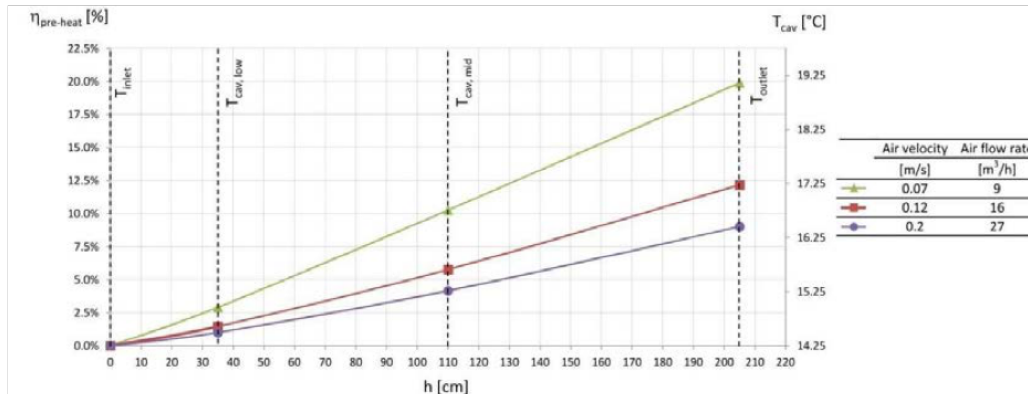


Figure 1.15 Efficacité d'une paroi ventilée [11]

Une étude assez complète sur les parois opaques ventilées a été présentée par Ibañez-Puy [15]. Ibañez-Puy a mis en évidence le principe du fonctionnement de la façade ventilée ainsi que ses différents composants (Figure 1.16).

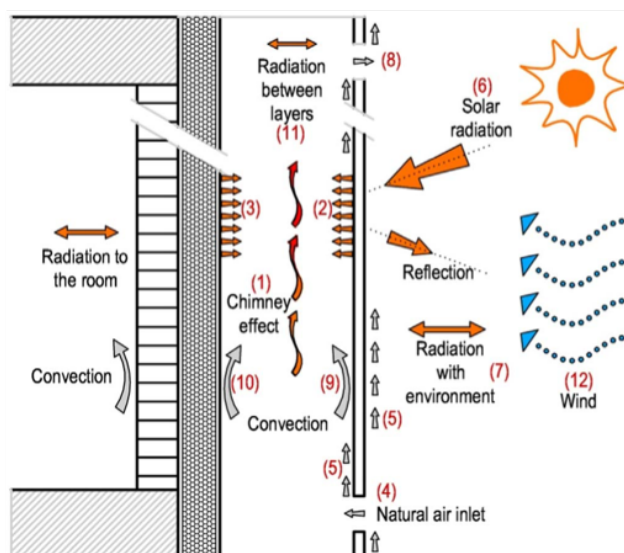


Figure 1.16 Principe du fonctionnement de la façade ventilée [15]

Nous pouvons aussi citer les travaux de Alaidroos [23]. Il s'agit d'une étude expérimentale et théorique sur les parois ventilées opaques avec des systèmes de refroidissement évaporatif par pulvérisation.

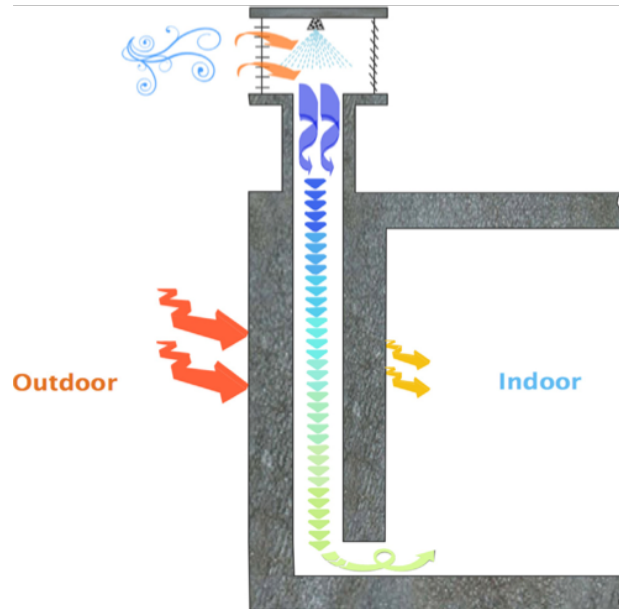


Figure 1.17 Paroi ventilée avec système de refroidissement évaporatif par pulvérisation [23]

Souza [24] a étudié l'efficacité d'une façade double peau ventilée naturellement, en se concentrant sur le flux d'air et la convection thermique de la cavité. Il s'agit d'une étude numérique et expérimentale pour une cavité, dont l'épaisseur est de 0,1 m. Les résultats montrent que la présence de la double peau ventilée contribue à une diminution de la température à l'intérieur de l'environnement car il diminue le rayonnement solaire direct.

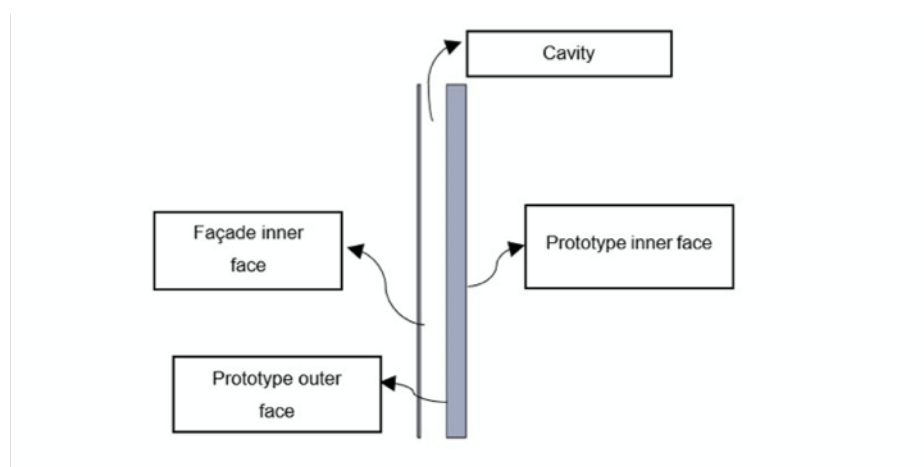


Figure 1.18 Parois ventilées étudiée par Souza [24]

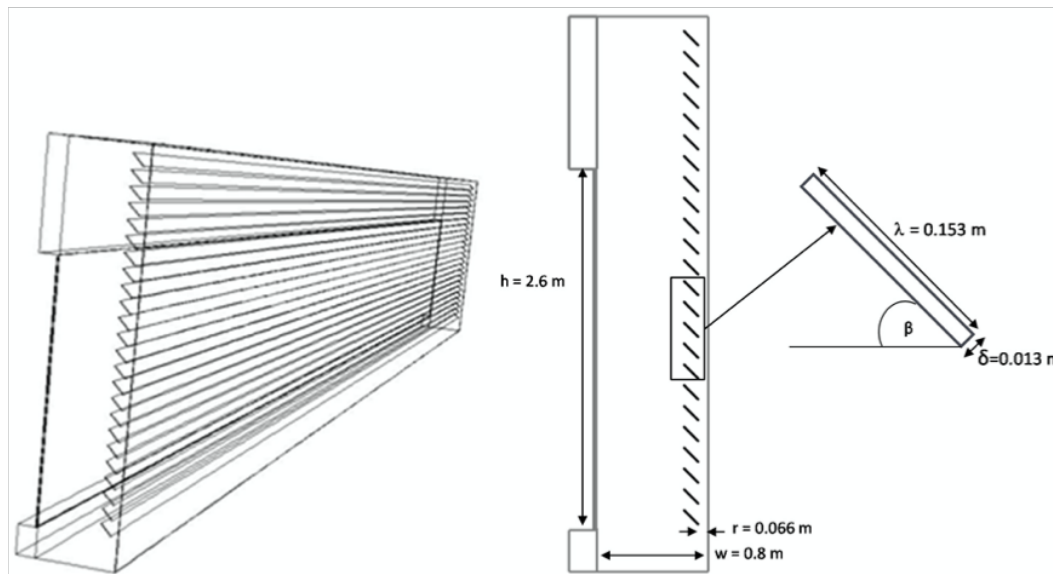


Figure 1.19 Parois ventilées étudiée par Parra [25].

Parra [25] a étudié les parois ventilées munies de stores vénitiens. L'objectif est d'évaluer, à l'aide de la CFD, l'influence de plusieurs paramètres optiques, de construction et de fonctionnement (propriétés optiques des matériaux, les relations géométriques du store vénitien ou les conditions du flux d'écoulement) en termes d'économies d'énergie. Les résultats montrent que des paramètres tels que la proximité de stores vénitiens par rapport à la peau extérieure de la façade peuvent considérablement influencer la performance thermique du système.

Depuis plusieurs années, les publications sur les parois ventilées ont augmenté de manière significative [26, 27, 28, 29]. Malgré le nombre élevé de publications sur les murs ventilés, l'influence de l'épaisseur de la cavité de l'espace d'air sur les performances thermiques du mur ventilé a été peu étudiée. Le tableau 1.2 donne un aperçu des différentes études sur la façade ventilée du point de vue de l'épaisseur de la lame d'air.

Tableau 1.2 Bibliographie sur les parois ventilées, point de vue de l'épaisseur de la lame d'air

Auteur	Année	Échantillon	Épaisseur de la lame d'air
Fantucci [11]	2015	Mur pariétodynamique	0.05 m
Alaidroos [23]	2016	Mur ventilé	0.1 m
Aleksandrowicz [30]	2018	Double peau	0.2 m
Wang [31]	2017	Fenêtre triple vitrage	0.03 – 0.01 m
Souza [24]	2018	Double peau ventilée	0.1 m
J. Parra [25]	2015	Double peau ventilée	0.2 m, 2 m
G. Michaux [21]	2019	Triple vitrage ventilé	0.01 m
F. Gloriant [20]	2021	Triple vitrage ventilé	0.013 m
A. Makhour [22]	2021	Double vitrage chauffant	0.02 m

1.5 Bilan thermique d'une paroi ventilée

Une paroi ventilée permet de récupérer une partie des déperditions de manière passive grâce à l'air qui le traverse. Le principe de fonctionnement d'une paroi ventilée est présenté dans la figure suivante.

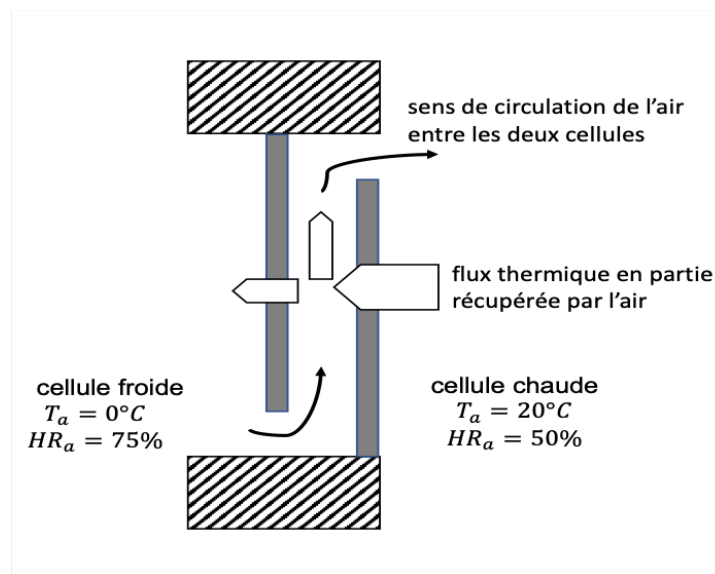


Figure 1.20 Principe de fonctionnement d'une paroi ventilée

Le bilan thermique est présenté par la suite.

1.5.1 Bilan thermique sur la surface extérieure

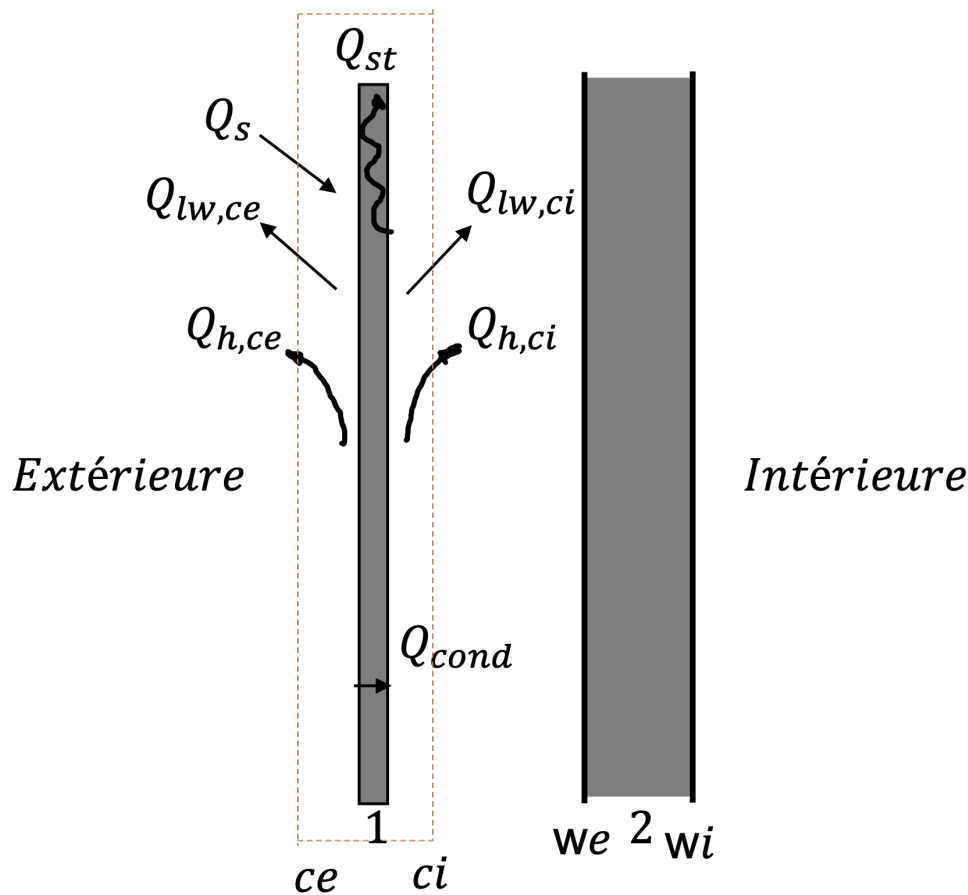


Figure 1.21 Bilan thermique pour une paroi ventilée

Le flux de chaleur échangé par unité de surface (Q_e) par la surface extérieure marquée par « ce » dans la figure (Figure 1.21) est une combinaison de convection et de rayonnement :

$$Q_e = Q_{h,ce} + Q_{lw,ce} \quad (W.m^{-2}) \quad (1.1)$$

Équation 1.1 Équation du bilan thermique selon la norme ISO 9869, 2014 [32]

La convection avec l'air extérieur peut être décrite par :

$$Q_{h,ce} = h_{ext}(T_e - T_{ce}) \quad (W.m^{-2}) \quad (1.2)$$

Équation 1.2 Équation du flux de chaleur échangé par unité de surface extérieure « ce »

Où :

- Q_e est le flux de chaleur d'extérieur qui dépend de la vitesse du vent ou de la température du ciel ($W.m^{-2}$)

- $Q_{h,ce}$ est le flux de chaleur qui dépend du coefficient de convection à la surface extérieure ($W.m^{-2}$)
- $Q_{lw,ce}$ est le flux de chaleur qui dépend du rayonnement solaire à la surface extérieure ($W.m^{-2}$)
- h_{ext} est le coefficient de convection à la surface extérieure ($W.m^{-2}.K^{-1}$)
- $(T_e - T_{ce})$ est la différence de température entre l'environnement extérieur et la surface de la peau (K).

Le flux de chaleur Q_e dépend généralement de la vitesse du vent ou de la température du ciel, mais si cette information n'est pas disponible, le transfert de chaleur vers l'environnement peut être décrit par un coefficient de film de surface combiné (h_e ($W.m^{-2}.K^{-1}$)) et une température extérieure ou « *sol-air* » équivalente ($T_{sol-air}$ ($^{\circ}C$)) :

$$Q_{h,ce} = h_e(T_{sol-air} - T_{ce}) \quad (W.m^{-2}) \quad (1.3)$$

Équation 1.3 Équation du flux de chaleur échangé par unité de la surface pour surface extérieure "ce" par un coefficient de film de surface combiné (h_e)

La valeur du coefficient d'échange est de l'ordre $25 W.m^{-2}.K^{-1}$ en tenant compte d'éléments spécifiques tels que la vitesse du vent de $4 m.s^{-1}$, l'émissivité de la surface ε de 0,9 et la température de la surface externe évaluée à $20^{\circ}C$ selon la norme ISO 6946, 2017 [32].

L'échange de chaleur par rayonnement grande longueur d'onde (*long wave*, avec notation « *lw* ») avec la surface extérieure et avec le ciel peut s'écrire :

$$Q_{lw,ce} = \varepsilon_{ce} \cdot \sigma \cdot (T_{eq}^4 - T_{ce}^4) \quad (W.m^{-2}) \quad (1.4)$$

Équation 1.4 Le flux de chaleur dépend du rayonnement grandes longueurs d'onde à la surface extérieure selon la norme ISO 6946, 2017 [32]

Avec :

ε_{ce} est l'émissivité surface externe

σ est la constante de Stefan-Boltzmann $5.67 \cdot 10^{-8} (W.m^{-2}.K^{-4})$,

T_{ce} et T_{sur} sont les températures absolues de la surface externe et température l'environnement respectivement

J. Clarke, 2001 [33] décrit une température équivalente en fonction de la température du ciel (*sky*), du sol (*grd*) et de la température ambiante (*sur*) :

$$T_{eq}^4 = f_s \cdot T_{sky}^4 + f_g \cdot T_{grad}^4 + f_u \cdot T_{sur}^4 \quad (K) \quad (1.5)$$

Équation 1.5 Température équivalente est fonction de la température du ciel (*sky*), du sol (*grad*) et de la température ambiante (*sur*)

Avec les valeurs de f_s , f_g , et f_u suivants :

Tableau 1.3 Les valeurs de f_s , f_g , et f_u selon Clarke, 2001 [33]

Location	f_s	f_g	f_u
City centre: surrounding buildings at same height, vertical surface	0.36	0.36	0.36
City centre: surrounding buildings higher, vertical surface	0.15	0.33	0.52
Urban site: vertical surface	0.41	0.41	0.18
Rural site: vertical surface	0.45	0.45	0.10
City centre: sloping roof	0.50	0.20	0.30
Urban site: sloping roof	0.50	0.30	0.20
Rural site: isolated	0.50	0.50	0.00

L'énergie solaire absorbée à la surface verticale (Q_s) est calculée comme suit :

$$Q_s = \alpha_{ce} \cdot I_{g,t} \quad (W.m^{-2}) \quad (1.6)$$

Équation 1.6 Énergie solaire absorbée à la surface verticale [34]

Où α_{ce} est le coefficient d'absorption du rayonnement solaire global (-), $I_{g,t}$ est le rayonnement solaire global ($W.m^{-2}$) sur la surface verticale.

Le Q_{cond1} de la figure (Figure 1.21) est le transfert de chaleur par conduction dans la peau extérieure de la paroi. Il peut s'estimer par la loi de Fourier :

$$Q_{cond1}(x) = -\lambda_1 \cdot \frac{\partial T_1(x,t)}{\partial x} \quad (W.m^{-2}) \quad (1.7)$$

Équation 1.7 Transfert de chaleur par conduction dans la peau extérieure de la paroi.

Où λ_1 et T_1 sont respectivement la conductivité thermique et la température du matériau.

Le stockage de chaleur dans la peau extérieure de la façade ($Q_{st,1}$) peut être pris en compte :

$$Q_{st,1} = \rho_1 \cdot c_{p1} \cdot B \cdot \frac{\partial T_1(x,t)}{\partial t} \quad (W.m^{-2}) \quad (1.8)$$

Équation 1.8 Le stockage de chaleur dans la peau extérieure de la façade

Où ρ_1 ($kg.m^{-3}$) est la masse volumique du matériau, c_{p1} ($J.kg^{-1}.K^{-1}$) la chaleur spécifique à pression constante et B l'épaisseur de la paroi.

Dans la figure (Figure 1.21), il est également possible de noter le transfert de chaleur par convection ($Q_{h,ci}$).

Le transfert de chaleur par convection ($Q_{h,ci}$) dépend de la nature du fluide, de la vitesse d'écoulement de l'air et de la différence de température entre la surface et le fluide. Le transfert de chaleur de la surface vers le fluide peut alors se calculer comme :

$$Q_{h,ci} = h_{ci}(T_{ci} - T_{ac}) \quad (W.m^{-2}) \quad (1.9)$$

Équation 1.9 Le transfert de chaleur par convection entre la surface et le fluide

Où h_{ci} est le coefficient de transfert de chaleur par convection ($W.m^{-2}.K^{-1}$) et ($T_{ci} - T_{ac}$) est la différence de température entre la surface et l'air dans la cavité.

Une autre contribution importante dans les échanges thermiques est le transfert de chaleur par rayonnement ($Q_{lw,ci}$). Le transfert de chaleur par rayonnement peut se décrire par :

$$Q_{lw,ci} = \frac{\sigma(T_{we}^4 - T_{ci}^4)}{\frac{1}{\varepsilon_{we}} + \frac{1}{\varepsilon_{ci}} - 1} \quad (W.m^{-2}) \quad (1.10)$$

Équation 1.10 Transfert de chaleur par rayonnement sur la surface intérieure

Où σ est la constante de Stefan-Boltzmann $5.67*10^{-8}$ ($W.m^{-2}.K^{-4}$), ε_{we} et ε_{ci} sont l'émissivité de surface sur la paroi externe et la surface de la peau interne respectivement, tandis que T_{we} et T_{ci} sont la température de surface absolue (K) de la paroi externe et interne (K).

Enfin, l'équation du bilan thermique pour la surface de la façade d'écrit :

$$Q_{h,ce} + Q_{lw,ce} + Q_s + Q_{cond,1} = Q_{st,1} \quad (W.m^{-2}) \quad (1.11)$$

Équation 1.11 Bilan thermique pour la surface de la façade

1.5.2 Bilan thermique dans la cavité d'air

Principalement, les transferts de chaleur à l'intérieur de la cavité d'air sont des transferts de chaleur par convection. Dans la figure (Figure 1.22) on peut voir le transfert de chaleur par convection ($Q_{h,ci}$ et $Q_{h,we}$) et le flux enthalpie (Q_{enth}).

Le transfert de chaleur par convection ($Q_{h,we}$) dépend de la nature du fluide, du débit d'air et de la différence de température entre la surface et le fluide.

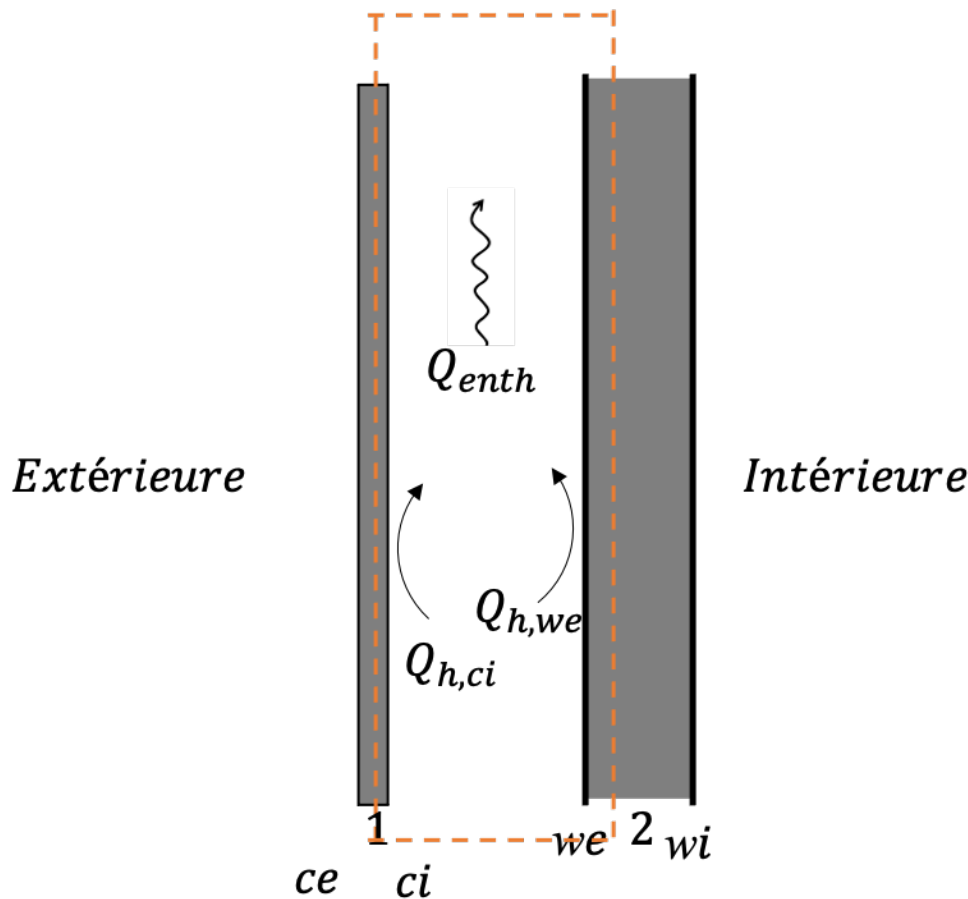


Figure 1.22 Bilan thermique de la cavité d'air

Le transfert de chaleur de la surface de la paroi vers le fluide peut se décrire comme suit :

$$Q_{h,we} = h_{we}(T_{ac} - T_{we}) \quad (W.m^{-2}) \quad (1.12)$$

Équation 1.12 Transfert de chaleur de la surface de la paroi vers le fluide

Où h_{we} est le coefficient de transfert de chaleur par convection ($W.m^{-2}.K^{-1}$) et $(T_{ac} - T_{we})$ est la différence de température entre la surface extérieure de la paroi et l'air à la cavité.

En outre, le flux enthalpie (Q_{enth}) dépend du débit d'air à travers la cavité. Le flux enthalpie est donné par :

$$Q_{enth} = \rho_{air} \cdot c_{p,air} \cdot v_{air} \cdot (T_{ac} - T_e) \quad (W.m^{-2}) \quad (1.13)$$

Équation 1.13 Flux enthalpie

Où ρ_{air} est la masse volumique de l'air ($kg.m^{-3}$), $c_{p,air}$ est la capacité thermique spécifique ($J.kg^{-1}.K^{-1}$), v_{air} est la vitesse de l'air et $(T_{ac} - T_e)$ est la différence de température entre la température de l'air à la cavité et la température ambiante.

La vitesse de l'air et les profils de température dans la paroi ventilée naturelle sont mutuellement dépendants. La vitesse de l'air dépend de l'équilibre entre la différence de pression entre l'entrée et la sortie et la pression caractéristique de la façade en peau. Pour les façades naturellement ventilées, la différence de pression entre l'entrée et la sortie et la pression caractéristique de la façade en peau est générée par la flottabilité thermique (ΔP_{buoy}) et les différences de pression du vent (ΔP_{wind}) :

$$\Delta P = \Delta P_{buoy} + \Delta P_{wind} \quad (Pa) \quad (1.14)$$

Équation 1.14 Différence de pression entre l'entrée et la sortie et la pression caractéristique de la façade

La différence de pression due à la flottabilité thermique peut s'évaluer à partir du principe d'Archimède [35] :

$$\Delta P_{buoy} = \rho_e \cdot g \cdot H \cdot \left(\frac{T_{ac}}{T_e} - 1 \right) \quad (Pa) \quad (1.15)$$

Équation 1.15 Différence de pression due à la flottabilité thermique

Avec ρ_e est la masse volumique de l'air extérieur ($kg \cdot m^{-3}$), g est l'accélération gravitationnelle ($m \cdot s^{-2}$), H est la hauteur de la cavité (m), T_{ac} est la température moyenne absolue de l'air à la cavité (K) et T_e est la température ambiante absolue (K).

La différence de pression du vent (ΔP_{wind}) peut s'évaluer à partir de la variation de la vitesse du vent en champ libre en fonction de la hauteur et de l'équation de Bernoulli :

$$p_v = \frac{\rho_e \cdot v_h^2}{2} \quad (Pa) \quad (1.16)$$

Équation 1.16 Différence de pression du vent

Où ρ_e est la masse volumique de l'air extérieur ($kg \cdot m^{-3}$) et v_h est la vitesse du vent à la hauteur h ($m \cdot s^{-1}$). La vitesse du vent en fonction de la hauteur peut s'estimer par une loi de puissance :

$$v_h = v_{met} \left(\frac{\delta_{met}}{h_{met}} \right)^{a_{met}} \cdot \left(\frac{h}{\delta} \right)^a \quad (m \cdot s^{-1}) \quad (1.17)$$

Équation 1.17 Vitesse du vent en fonction de la hauteur

où δ est l'épaisseur de la couche limite du vent (m), h est la hauteur au-dessus du niveau du sol de la grille d'entrée (m) et " a " est un exposant qui dépend des conditions locales. L'indice " met " signifie les valeurs de la station météorologique. Les valeurs de l'épaisseur de la couche limite du vent (δ) et de l'exposant (a) sont disponibles dans la littérature [36].

En combinant les deux équations, la différence de pression du vent pour une paroi ventilée de hauteur H peut s'écrire :

$$\Delta P_{wind} = \left[\frac{\rho_e}{2 \cdot \delta^{2a}} \cdot \left(\frac{\delta_{met}}{h_{met}} \right)^{2a_{met}} \cdot (h^{2a} - H^{2a}) \right] \cdot v_{met}^2 \quad (Pa) \quad (1.18)$$

Équation 1.18 Différence de pression du vent pour une paroi ventilée de hauteur H

Une autre approche consiste à estimer la différence de pression du vent par rapport au coefficient de pression du vent (c_p) local sur la surface du bâtiment. La pression locale sur la surface d'un bâtiment (p_s) peut se calculer comme suit :

$$p_s = c_p \cdot p_v \quad (Pa) \quad (1.19)$$

Équation 1.19 Pression locale sur la surface d'un bâtiment

Où p_v est généralement calculé à partir de l'équation (Équation 1.16), avec la vitesse du vent à la hauteur du toit comme référence. Le principal problème est la détermination de la distribution des coefficients de pression de vent (c_p) locaux sur la surface du bâtiment. Les valeurs de c_p dépendent de la forme du bâtiment, de la direction du vent, des bâtiments voisins et des caractéristiques du terrain. Les valeurs de c_p peuvent être obtenues à partir de tests en soufflerie ou de simulations numériques.

Une équation de bilan thermique local pour l'air d'une zone de longueur infinitésimale dy , située à une hauteur y au-dessus de l'entrée du canal, relie la variation locale de la température de l'air, dT , à l'échange de chaleur par convection avec chacune des surfaces adjacentes (ci et we dans la Figure 1.22) :

$$dQ_{enth} = \rho_{ac} \cdot c_{p,a} \cdot v_{ac} \cdot s_1 \cdot dT_{ac}(y) \quad (W \cdot m^{-1}) \quad (1.20)$$

Équation 1.20 Flux d'enthalpie

$$dQ_{h,we} = h_{we}(T_{we} - T_{ac})dy \quad (W \cdot m^{-1}) \quad (1.21)$$

Équation 1.21 Flux de chaleur échangé par la paroi extérieure avec le fluide

$$dQ_{h,ci} = h_{ci}(T_{ci} - T_{ac})dy \quad (W \cdot m^{-1}) \quad (1.22)$$

Équation 1.22 Flux de chaleur échangé par la paroi intérieure avec le fluide

$$dQ_{enth} = dQ_{h,we} + dQ_{h,ci} \quad (W \cdot m^{-1}) \quad (1.23)$$

Équation 1.23 Flux d'enthalpie en fonction des flux de chaleur échangés par les parois

$$\begin{aligned} & \rho_{ac} \cdot c_{p,a} \cdot v_{ac} \cdot s1 \cdot dT_{ac}(y) \\ & = h_{wi}(T_{we} - T_{ac})dy + h_{ci}(T_{ci} - T_{ac})dy \end{aligned} \quad (1.24)$$

Équation 1.24 Bilan thermique pour le flux d'enthalpie

$$dT_{ac}(y) = \frac{h_{we}(T_{we}-T_{ac})+h_{ci}(T_{ci}-T_{ac})}{\rho_{ac} \cdot c_{p,a} \cdot v_{ac} \cdot s1} dy \quad (K) \quad (1.25)$$

Équation 1.25 Température dans la cavité

Si l'on suppose que les valeurs moyennes des coefficients de convection, h_{we} et h_{ci} et la vitesse moyenne en coupe transversale, v_{ac} sont connues, en intégrant entre 0 et y , le résultat est l'expression de la température à la hauteur y dans la cavité :

$$\begin{aligned} T_{ac}(y) &= \frac{h_{we} \cdot T_{we} + h_{ci} \cdot T_{ci}}{h_{we} + h_{ci}} \\ &- \frac{h_{we}(T_{we} - T_{inlet}) + h_{ci}(T_{ci} - T_{inlet})}{h_{we} + h_{ci}} \\ &\cdot \frac{h_{we}+h_{ci}}{e^{\rho_{ac} \cdot c_{p,a} \cdot v_{ac} \cdot s1}} \end{aligned} \quad (1.26)$$

Équation 1.26 Température à la hauteur y dans la cavité

Où T_{inlet} est la température de la grille d'entrée d'air. Dans l'équation (Équation 1.26), il est possible d'introduire une température équivalente (T_{ac}^*) à la cavité d'air définie comme :

$$T_{ac}^* = \frac{h_{we} \cdot T_{we} + h_{ci} \cdot T_{ci}}{h_{we} + h_{ci}} \quad (K) \quad (1.27)$$

Équation 1.27 Température équivalente

Avec ce paramètre, l'équation (Équation 1.26) devient :

$$T_{ac}(y) = T_{ac}^* - (T_{ac}^* - T_{inlet}) \cdot \frac{h_{we}+h_{ci}}{e^{\rho_{ac} \cdot c_{p,a} \cdot v_{ac} \cdot s1}} \quad (1.28)$$

Équation 1.28 Température à la hauteur de la cavité fonction de la température équivalente

Cette expression est similaire à l'expression typique de l'évolution de la température du fluide d'un écoulement interne dans un tuyau. Plus d'informations sur le modèle mathématique sont données par Ciampi [37].

Enfin, l'équation du bilan thermique pour la cavité d'air d'une paroi ventilée devient :

$$Q_{h,ci} + Q_{h,we} = Q_{enth} \quad (W \cdot m^{-2}) \quad (1.29)$$

Équation 1.29 Bilan thermique pour la cavité d'air

1.5.3 Bilan thermique de la paroi intérieure

L'échange de chaleur avec l'environnement intérieur par unité de largeur de façade (Q_i) est une combinaison de convection $Q_{h,wi}$ et du rayonnement grandes longueurs d'onde $Q_{lw,wi}$ comme le montre la figure (Figure 1.23) :

$$Q_i = Q_{h,wi} + Q_{lw,wi} \quad (W.m^{-2}) \quad (1.30)$$

Équation 1.30 Échange de chaleur avec l'intérieur

Le transfert de chaleur par convection avec l'air intérieur est donné par :

$$Q_{h,wi} = h_{int}(T_i - T_{wi}) \quad (W.m^{-2}) \quad (1.31)$$

Équation 1.31 Échange de chaleur convection avec l'air intérieur

Où h_{int} est le coefficient de convection à la surface intérieure ($W.m^{-2}.K^{-1}$) et $(T_i - T_{wi})$ est la différence de température entre l'air ambiant intérieur et la surface de la peau (K).

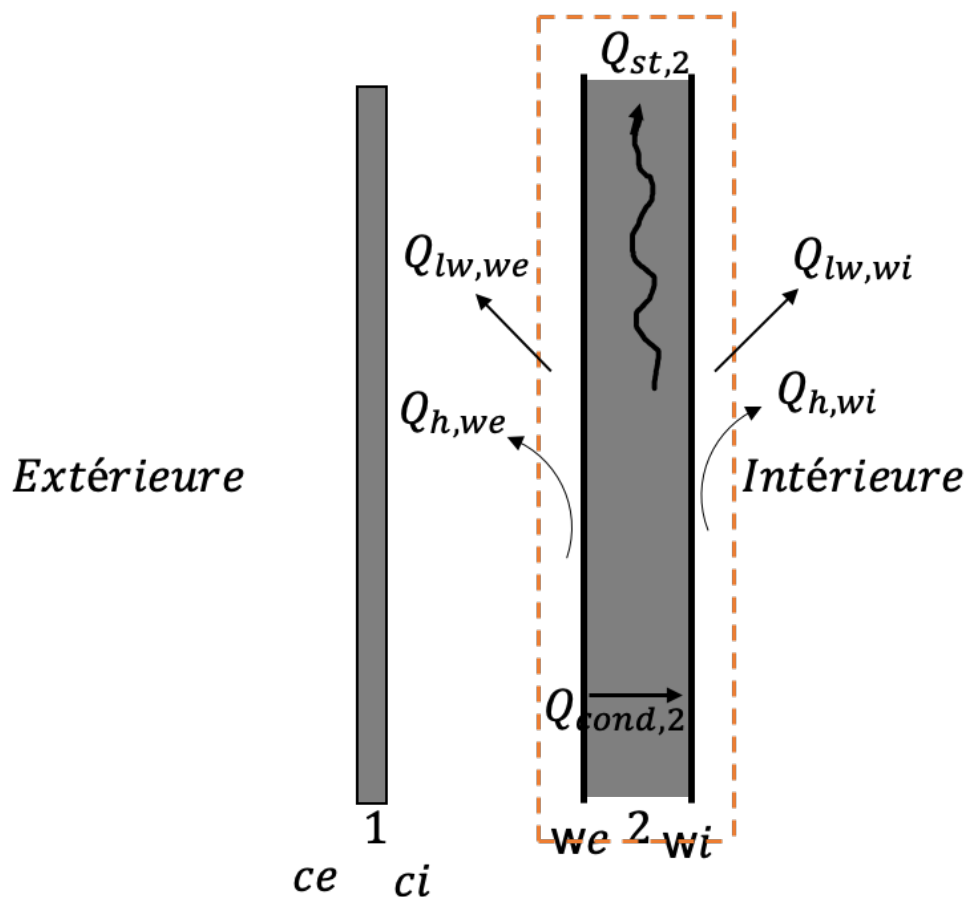


Figure 1.23 Bilan thermique de la paroi intérieure

Si les températures de la surface intérieure sont connues, le rayonnement grandes longueur d'ondes ($Q_{lw,wi}$) peut être calculé avec la méthode décrite dans la section 1.1.

Alternativement, le transfert de chaleur vers l'intérieur (Q_i) peut s'exprimer en combinant les coefficients de film de surface h_{int} ($W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$) et h_i ($W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$).

Comme pour le coefficient d'échange externe, la valeur du coefficient h_i est également standardisée. Il dépend fortement de la direction de l'écoulement. Le tableau (Tableau 1.4) résume les principales valeurs des coefficients d'échange de surface interne h_i .

Tableau 1.4 Coefficient d'échange interne h_{int} .

h_{int} ($W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$)	Sens du débit
5.0	Vers le haut
2.5	Horizontal
0.7	Vers le bas

Le coefficient radiatif h_r est obtenu à partir de :

$$h_r = \varepsilon h_{r0} \quad (W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}) \quad (1.32)$$

Équation 1.32 coefficient radiatif

$$h_{r0} = 4\sigma T_m^3 \quad (W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}) \quad (1.33)$$

Équation 1.33 Coefficient radiatif pour une surface de corps noir

Où ε est l'émissivité hémisphérique de la surface (-), h_{r0} est le coefficient radiatif pour un corps noir ($W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$), σ est la constante de Stefan-Boltzmann ($5.67 \times 10^{-8} W \cdot m^{-2} \cdot K^{-4}$) et T_m est la température moyenne entre la surface et la température absolue de son environnement (K).

Le coefficient d'échange (Équation 1.31) est calculé pour une émissivité de surface ε de 0,9 et avec h_{r0} égal à $5,7 W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$ ($T_m = 293K$) [32].

Dans la figure (Figure 1.23), Q_{cond2} est le transfert de chaleur par conduction dans la paroi interne de la façade. La conductivité thermique du matériau est supposée constante. Dans ce cas, le transfert de chaleur par conduction entre la surface externe de la paroi (w_e) et la surface interne (w_i) peut alors s'estimer par la loi de Fourier :

$$Q_{cond2}(x) = -\lambda_2 \cdot \frac{\partial T_2(x,t)}{\partial x} \quad (W \cdot m^{-2}) \quad (1.34)$$

Équation 1.34 Transfert de chaleur par conduction

Où λ_2 et T_2 sont respectivement la conductivité thermique et la température du matériau de paroi de la façade (voir Figure 1.23).

Le stockage de la chaleur dans la paroi interne de la façade ($Q_{st,2}$) est obtenu par :

$$Q_{st,2} = \rho_2 \cdot c_{p2} \cdot B \cdot \frac{\partial T_2(x, t)}{\partial t} \quad (1.35)$$

Équation 1.35 Stockage de la chaleur dans la paroi interne de la façade

Où ρ_2 ($kg.m^{-3}$) est la masse volumique de la couche interne, c_{p2} ($J.kg^{-1}.K^{-1}$) sa chaleur spécifique à pression constante et B est l'épaisseur de la paroi.

Les équations (Équation 1.34 et Équation 1.35) peuvent se résoudre avec la méthode du volume de contrôle [33].

Enfin, l'équation pour le bilan thermique de la surface de la paroi intérieure de la façade devient :

$$Q_{cond,2} + Q_{h,wi} + Q_{lw,wi} = Q_{st2} \quad (1.36)$$

Équation 1.36 Bilan thermique pour paroi intérieure

1.6 Transfert de chaleur par convection à l'intérieur d'une cavité d'air

1.6.1 Définition

La convection est le phénomène de transfert de chaleur provoqué par l'écoulement d'un fluide [38, 39]. Le flux de chaleur échangé par convection est décrit par la loi de Newton [40]:

$$Q_s = h_c(T_s - T_{ac}) \quad (W.m^{-2}) \quad (1.37)$$

Équation 1.37 Loi de Newton

Où Q_s est le flux de chaleur par convection ($W.m^{-2}$), h_c est le coefficient de transfert de chaleur par convection ($W.m^{-2}.K^{-1}$), T_s est la température de la surface ($^{\circ}C$) et T_{ac} est une température de fluide ($^{\circ}C$) (Figure 1.24).

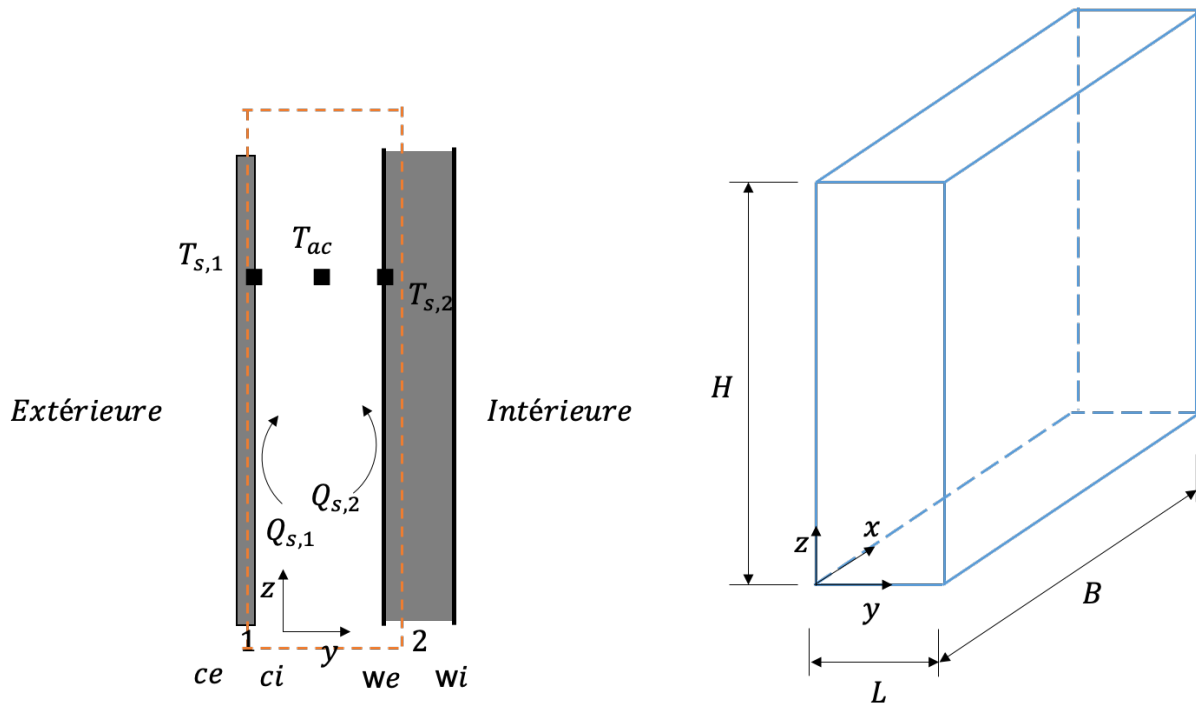


Figure 1.24 Définitions de base pour l'analyse de la convection dans les parois ventilées

Dans les configurations d'écoulement externe, la température caractéristique est la température du fluide loin dans l'écoulement : la température de l'écoulement libre T_{∞} . Si la surface entoure l'écoulement (par exemple, écoulement dans des tubes, des canaux, etc.), la configuration d'écoulement est dite interne ou bornée. Une température moyenne ou de masse en section transversale, identifiée comme T_m est représentative de l'écoulement :

$$T_m = \frac{1}{U_l A} \int_A u_l T dA \quad (K) \quad (1.38)$$

Équation 1.38 Température moyenne en section transversale

où U_l est la vitesse longitudinale moyenne ($m \cdot s^{-1}$), A est la surface de la section transversale (m^2), u_l est la vitesse longitudinale locale ($m \cdot s^{-1}$) et T est la température locale du fluide (K).

Comme la vitesse du fluide à la surface est égale à zéro, le transfert de chaleur y est réglé par conduction. Par conséquent, nous pouvons appliquer la loi de Fourier pour la conduction de la chaleur à la couche infiniment petite :

$$Q_s = -\lambda \left(\frac{\partial T}{\partial x} \right) \quad (W \cdot m^{-2}) \quad (1.39)$$

Équation 1.39 Transfert de chaleur par conduction quand la vitesse du fluide à la surface est égale zéro

1.6.3 Nombres sans dimension

Il existe de nombreux paramètres sans dimension dans la littérature [38-41]. Cette section décrit les nombres sans dimension nécessaires pour décrire la convection dans une paroi ventilée.

1.6.3.1 Le nombre de Nusselt (Nu)

Le nombre de Nusselt (Nu) définit le rapport entre le transfert de chaleur par convection et la conduction pure entre le fluide et le solide. À partir du nombre de Nusselt (Nu), on peut obtenir le coefficient de transfert de chaleur h_c .

$$Nu_l = \frac{Q_s l}{\Delta T \lambda} = \frac{h_c l}{\lambda} \quad (1.41)$$

Équation 1.41 Nombre de Nusselt (Nu)

Où Q_s est le flux thermique de la paroi ($W.m^{-2}$), ΔT est la différence de température entre la paroi et le fluide (K), h_c est le coefficient de transfert thermique par convection ($W.m^{-2}.K^{-1}$), λ est la conductivité du fluide ($W.m^{-1}.K^{-1}$) et l est une longueur caractéristique (m). Pour les écoulements externes, la longueur caractéristique l dans le nombre local de Nusselt (Nu) est généralement définie comme la position le long de la paroi y ou la hauteur de paroi H . Pour les écoulements internes, on choisit l'épaisseur de la cavité L , la hauteur H ou le diamètre hydraulique D_h . Le diamètre hydraulique est défini comme suit :

$$D_h = \frac{4A}{P} \quad (m) \quad (1.42)$$

Équation 1.42 Diamètre hydraulique

Où A est la surface de la section transversale (m^2) et P le périmètre mouillé (m). Le nombre de Nusselt local dans les cavités est souvent fonction de la position sur la hauteur de la cavité et peut varier localement en raison d'une géométrie complexe de l'entrée [42] ou de la présence d'obstacles [43, 44, 45] et de dispositifs d'ombrage.

1.6.3.2 Le nombre de Reynolds (Re)

Le nombre de Reynolds (Re) est défini comme suit :

$$Re_l = \frac{U_l l}{\nu} \quad (1.43)$$

Équation 1.43 Nombre de Reynolds

Où U_l est la vitesse moyenne du fluide ($m \cdot s^{-1}$), l est une longueur caractéristique (m) et ν est la viscosité cinématique ($m^2 \cdot s^{-1}$). Le nombre de Reynolds (Re) est une mesure du rapport entre le transfert de moment par diffusion par tourbillon et le moment par transport moléculaire.

1.6.3.3 Le nombre Prandtl (Pr)

Le nombre de Prandtl (Pr) est une caractéristique du fluide défini comme le rapport entre la viscosité cinématique ν ($m^2 \cdot s^{-1}$) et la diffusivité thermique α ($m^2 \cdot s^{-1}$). Le nombre de Prandtl (Pr) compare la diffusivité du moment avec la diffusivité thermique et relie la température à la couche limite dynamique.

$$Pr = \frac{\nu}{\alpha} \quad (1.44)$$

Équation 1.44 Nombre de Prandtl (Pr)

Le nombre de Prandtl (Pr) de l'air dans les applications thermiques du bâtiment est généralement considéré comme constant : $Pr_{air} = 0,72$ ($-50 < \theta < 30^\circ\text{C}$) [30], [35].

1.6.3.4 Le nombre de Grashof (Gr)

Pour la convection libre, le nombre de Grashof (Gr) remplace le nombre de Reynolds (Re). Il est défini comme :

$$Gr_l = \frac{\beta \cdot g \cdot l^3 \cdot \Delta T}{\nu^2} \quad (1.45)$$

Équation 1.45 Nombre de Grashof (Gr)

où β est le coefficient de dilatation thermique volumétrique (K^{-1}), g est l'accélération de pesanteur ($m \cdot s^{-2}$), l est une longueur caractéristique (m), ΔT est la différence de température entre la surface et le fluide (K) et ν est la viscosité cinématique ($m^2 \cdot s^{-1}$).

1.6.3.5 Le nombre de Rayleigh (Ra)

Le nombre de Rayleigh (Ra) n'a pas de signification physique, mais peut être utile pour représenter une façon pratique de noter le produit du nombre de Grashof (Gr) et du nombre de Prandtl (Pr).

$$Ra_l = Pr \cdot Gr = \frac{\beta \cdot g \cdot l^3 \cdot \Delta T}{\nu \cdot \alpha} \quad (1.46)$$

Équation 1.46 Nombre de Rayleigh (Ra)

1.6.4 Cavités ventilées

Dans les cavités ventilées, le nombre de Nusselt (Nu) dans les régimes d'écoulement naturels est couramment exprimé sous la forme d'une fonction de loi de puissance du nombre de Rayleigh (Ra) (Tableau 1.5). Si le nombre de Nusselt (Nu), moyenné sur la longueur caractéristique, est égal à 1, le transfert de chaleur se fait par conduction. Dans le régime de convection mixte, le nombre de Nusselt (Nu) dépend des nombres de Reynolds (Re) et de nombre de Rayleigh (Ra).

Tableau 1.5 Relations typiques pour le nombre de Nusselt (Nu)

Régimes d'écoulement	Relations typiques du nombre de Nusselt
Convection forcée	$Nu = f(Re, Pr)$
Convection naturelle	$Nu = f(Ra)$
Convection mixte	$Nu = f(Re, Ra)$

La convection dans une cavité verticale fermée est un problème d'écoulement interne typique, où une convection naturelle se produit. Le transfert de chaleur par convection dans les enceintes verticales est généralement lié au nombre de Grashof (Gr) évalué avec la largeur de la cavité (L) comme longueur caractéristique (Gr_L), le nombre de Prandtl et le rapport d'aspect de la cavité : $A = H/L$.

L'écoulement dans les cavités à ventilation naturelle et mécanique est différent. Par conséquent, le développement des expressions décrivant le transfert de chaleur par convection sera divisé en deux parties. Cependant, il est possible que la convection naturelle et la convection forcée coïncident. Par exemple, dans une paroi ventilée naturellement, le débit de la pression du vent, qui est par définition de la convection forcée, peut interférer avec la ventilation naturelle entraînée par la flottabilité. Dans ce cas, la concurrence des deux régimes de convection est appelée convection mixte.

1.6.4.1 Cavités à ventilation naturelle

Tout d'abord, une distinction est faite entre les cavités étroites et les cavités larges. Dans le premier cas, les couches limites interfèrent et les profils de vitesse développés de la paroi se fondent en un seul profil. Dans le second, les couches limites sont considérablement plus petites que la profondeur de la cavité L . C'est le cas des canaux courts ou larges. Le transfert de chaleur dans ce cas est similaire à celui d'une plaque verticale unique, mais il est légèrement plus élevé [36].

D'après Bejan [38], la limite des grands canaux peut être identifiée par l'inégalité suivante :

$$\frac{L}{H} > Ra_H^{-1/4} \quad (1.47)$$

Équation 1.47 Grands canaux

Bejan [46] a montré que la transition entre un écoulement laminaire et turbulent le long des plaques verticales est indiquée par un nombre de Grashof local critique (Gr_x) d'ordre 10^9 .

1.6.4.2 Cavités à ventilation mécanique

On distingue le transfert de chaleur dans la région d'entrée et celui en régime de plein développement. Bejan [38] donne les relations approximatives suivantes pour calculer la longueur de l'écoulement (y) et de la zone d'entrée thermique (y_T) dans un régime laminaire :

$$\frac{y}{D_h} \cong 0,05 \cdot Re_{D_h} \quad (1.48)$$

Équation 1.48 Calculer la longueur de l'écoulement (y)

$$\frac{y_T}{D_h} \cong 0,05 \cdot Re_{D_h} \cdot Pr \quad (1.49)$$

Équation 1.49 Calculer la longueur de l'écoulement (y_T)

Où D_h est le diamètre hydraulique de la section transversale.

Comme l'épaisseur de la couche limite de vitesse (y) dépend de la viscosité cinématique (ν) et l'épaisseur de la couche limite thermique (y_T) dépend de la diffusivité thermique (α), les deux longueurs d'entrée sont liées par le nombre de Prandtl (Pr). Comme le nombre de Prandtl (Pr) de l'air est d'environ 0.72, la zone d'entrée thermique est un peu plus courte que la longueur d'entrée du débit.

Pour les régimes turbulents, le débit et le profil de température se développent complètement après une distance bien plus courte. Bejan [38] rapporte la formule suivante :

$$\frac{y}{D_h} \cong \frac{y_T}{D_h} \cong 10 \quad (1.50)$$

Équation 1.50 Les régimes turbulents, le débit et le profil de température se développent complètement après une distance bien plus courte

La transition entre le régime laminaire et le régime turbulent dans les configurations d'écoulement interne commence à partir de $Re_{D_h} = 2000$ et la turbulence commence à partir de $Re_{D_h} = 2300$ [30,36]. Si la surface est très rugueuse ou si des obstructions sont présentes dans le canal, la turbulence peut commencer plus tôt ou des tourbillons locaux peuvent apparaître. Pour l'écoulement sur une plaque verticale, le nombre de Reynolds critique, basé sur la position le long de la plaque (y), est $Re_x = 5 \times 10^5$ [30]. La transition entre l'écoulement laminaire et turbulent est donné par ;

$$2 \times 10^4 < Re_x < 10^6 \quad (1.51)$$

Équation 1.51 Transition entre l'écoulement laminaire et turbulent

1.6.4.3 Convection mixte

Incropera et De Witt [47] donnent les limites suivantes pour les régimes de convection naturelle, mixte et forcée :

$$Gr_H \gg Re_H^2 \quad (1.52)$$

Équation 1.52 Convection naturelle

$$Gr_H \approx Re_H^2 \quad (1.53)$$

Équation 1.53 Convection mixte

$$Gr_H \ll Re_H^2 \quad (1.54)$$

Équation 1.54 Convection forcée

Padet [48, 49] introduit le coefficient de poussé thermique $RiRe$ pour distinguer la convection mixte de la convection forcée.

$$Ri = Gr_H / Re_H^2 \quad (1.55)$$

Équation 1.55 Coefficient de pousse thermique

Avec Ri = nombre de Richardson et Re = nombre de Reynold

Padet a montré que :

si $RiRe < 228$, on est en convection forcée

si $RiRe > 228$, on est en convection mixte

Pour nos essais, la valeur du coefficient de poussée thermique pour une épaisseur de lame d'air de 5 mm est inférieure à la valeur de 288, le type de convection étant convection forcée.

Cependant, pour les autres épaisseurs, comprises entre 30 mm et 85 mm, le coefficient de poussée thermique a montré une valeur supérieure à 288 pour nos essais, ce qui montre que la convection est de type mixte.

Hallman [50] a étudié la convection mixte laminaire dans un tube pour une masse volumique de flux de paroi uniforme. Il a obtenu la corrélation suivante :

$$Nu = 0.95 \left(\frac{Gr}{Re} \right)^{0.28} \quad (1.56)$$

Équation 1.56 Correlation de nombre de Nusselt (Nu) selon Hallman

1.6.5 Corrélations pour le coefficient de transfert de chaleur par convection

Dans cette section, nous donnons quelques corrélations pour le coefficient de transfert de chaleur convectif typique [51].

1.6.5.1 Cavités fermées

Pour les enclos à faible rapport d'aspect avec des parois isothermes, la relation Berkovsky-Polevikov [52] recommandée par Catton [53] peut servir à déterminer le transfert de chaleur par convection.

$$Nu = 0,22 \left(\frac{H}{L} \right)^{-0,25} \left(\frac{Pr}{0,2+Pr} Ra \right)^{0,28} \quad (2 < \frac{H}{L} < 10, Pr < 10^5, Ra < 10^{13}) \quad (1.57)$$

Équation 1.57 Nombre de Nusselt (Nu) pour les enclos à faible rapport d'aspect

Où $\frac{H}{L}$ c'est la géométrie de l'enclos.

Pour des paramètres d'aspect élevés, les résultats expérimentaux de ElSherbiny et al. [54] peuvent s'appliquer. La longueur caractéristique dans les définitions du nombre de Nusselt et de Rayleigh est l'épaisseur de la cavité L , la différence de température est la différence de température entre la vitre chaude et la vitre froide. Les résultats pour l'air ($Pr \approx 0.72$) peuvent se résumer par la série d'équations suivante :

$$Nu_L = \max(Nu_L^{ct}, Nu_L^l, Nu_L^t) \quad (1.58)$$

Équation 1.58 Nombre de Nusselt dans la cavité pour les enclos à haut paramètre d'aspect

$$Nu_L^{ct} = \left(1 + \left(\frac{0,104 \cdot Ra_L^{0,293}}{1 + (6310/Ra_L)^{1,36}} \right)^3 \right)^{1/3} \quad (1.59)$$

Équation 1.59 Nombre de Nusselt dans la cavité pour la conduction

$$Nu_L^l = 0,242 \left(\frac{Ra_L \cdot L}{H} \right)^{0,273} \quad (1.60)$$

Équation 1.60 Nombre de Nusselt dans la cavité pour le régime laminaire

$$Nu_L^t = 0,0605 \cdot Ra_L^{1/3} \quad (1.61)$$

Équation 1.61 Nombre de Nusselt (Nu) dans la cavité pour le régime turbulent

Dans cet exemple de relations, l'exposant " ct " fait référence à la conduction et au régime de transition turbulent. L'exposant " l " décrit le régime laminaire de la couche limite et " t " se réfère au régime turbulent de la couche limite. Ces relations sont valables pour des parois parfaitement conductrices.

1.6.5.2 Cavités naturellement ventilées

1.6.5.2.1 Cavités larges

Lorsque la limite du canal large est maintenue, le transfert de chaleur en surface peut se calculer à partir de formules utilisées pour une paroi simple. Churchill [55] a développé des corrélations empiriques pour le taux moyen de transfert de chaleur d'une paroi verticale. Les équations suivantes sont valables pour l'air :

Pour les plaques à température uniforme les expressions sont :

$$Nu_H = 0,68 + 0,515 \cdot Ra_H^{1/4} \quad (1.62)$$

Équation 1.62 Nombre de Nusselt pour une cavité large en régime laminaire ($Gr_H < 109$)

$$Nu_H = \left(0,825 + 0,325 \cdot Ra_H^{1/6} \right)^2 \quad (1.63)$$

Équation 1.63 Nombre de Nusselt pour une cavité large en régime laminaire et en régime turbulent ($10^{-1} < Ra_H < 10^{12}$)

Pour le flux thermique uniforme des parois la corrélation suivante peut être employée :

$$Nu_H = \left(0,825 + 0,328 \cdot Ra_H^{1/6} \right)^2 \quad (1.64)$$

Équation 1.64 Nombre de Nusselt pour une cavité large en régime laminaire et en régime turbulent ($10^{-1} < Ra_H < 10^{12}$)

Le nombre de Nusselt (Nu) dans ces équations est basé sur la différence de température entre la température moyenne de la surface de la paroi et la température constante du fluide en écoulement libre ($\Delta T w_\infty$).

1.6.5.2.2 Cavités étroites

Si le critère du canal large n'est plus applicable, on utilise les relations de débit entre les plaques. Pour les plaques isothermes parallèles, Uniform Wall Temperature (UWT), Aung (1972) [56] a montré que dans le régime complètement développé (*fd*) (valable pour les cavités très hautes), le transfert de chaleur des deux plaques vers le fluide peut s'estimer par :

$$Nu_{L,fd} = \frac{4T^{*2} + 7T^{*2} + 4}{90(1 + T^*)^2} Ra_L \frac{L}{H} \approx \frac{1}{24} Ra_L \frac{L}{H} \quad (1.65)$$

Équation 1.65 Nombre de Nusselt dans la cavité pour un régime complètement développé (*fd*) ($Ra_L \frac{L}{H} < 10$)

où :

$$T^* = \frac{T_{s,1} - T_\infty}{T_{s,2} - T_\infty} \quad (1.66)$$

Équation 1.66 Les ratios de différence de température à la paroi

Le nombre de Nusselt (Nu) est basé sur la différence de température entre la surface de la paroi et la température de l'air à l'entrée ($\Delta T_{w\infty}$). Pour les nombres de Rayleigh (Ra) plus élevés ($< Ra_L \frac{L}{H} > 10^3$), un régime de couche limite laminaire (*bl*) s'établit. Les valeurs observées de l'indice de Nusselt (Nu) ont la forme suivante :

$$Nu_{L,bl} = c \left(Ra_L \frac{L}{H} \right)^{1/4} \quad (1.67)$$

Équation 1.67 Nombre de Nusselt (Nu) pour les nombres de Rayleigh (Ra) plus élevés ($Ra_L \frac{L}{H} > 10^3$)

L'analyse de Bodoia [57] et de Aung et al. [56] indique une valeur de $c \approx 0,68$.

Dans le cas des plaques parallèles à flux thermique uniforme, *Uniform Heat Flux* (UHF), le transfert de chaleur des plaques au fluide dans le régime complètement développé (*fd*) peut s'expliquer par Aung [56] :

$$Nu_{L,fd} = 0,29 \left(Ra_L^* \frac{L}{H} \right)^{1/2} \quad (1.68)$$

Équation 1.68 Nombre de Nusselt (Nu) pour des plaques parallèles à flux thermique uniforme ($Ra_L^* \frac{L}{H} < 5$)

Le flux de chaleur dans le nombre de Rayleigh (Ra) modifié (Ra_L^*) est défini comme le flux de chaleur moyen des deux plaques :

$$Q_s = \frac{1}{2}(Q_{s,1} + Q_{s,2}) \quad (W \cdot m^{-2}) \quad (1.69)$$

Équation 1.69 Le flux de chaleur moyen des deux plaques

Dans le régime de la couche limite laminaire, *boundary-layer* (*bl*), le nombre de Nusselt (*Nu*) peut s'estimer par la relation semi-empirique suivante Sobel [58]:

$$Nu_{L,bl} = 0,67 \left(Ra_L^* \frac{L}{H} \right)^{1/5} \quad (1.70)$$

Équation 1.70 Nombre de Nusselt (*Nu*) dans la couche limite laminaire ($10^2 \leq Ra_L^* \frac{L}{H} \leq 10^4$)

1.6.6 Convection vers les environs

1.6.6.1 Surface extérieure

Le transfert de chaleur par convection à la surface du bâtiment est une combinaison de convection naturelle et de convection forcée due au vent. Plusieurs auteurs, par exemple Ito et al. [59], Sharples [60] et Loveday et Taki [61], donnent des corrélations empiriques sur la vitesse du vent météorologique et le coefficient de transfert de chaleur.

1.6.6.2 Surface intérieure

Le transfert de chaleur par convection de la surface intérieure à l'air ambiant peut varier de manière significative en fonction du régime de convection et de la présence d'un dispositif de chauffage ou de refroidissement, comme le décrivent Kalema [62] et Beausoleil-Morrison [63]. Si aucun dispositif de chauffage ou de refroidissement n'est présent, le transfert peut être assimilé à une convection naturelle le long d'une plaque plane verticale.

Par conséquent, le coefficient global de transfert thermique intérieur ($h_{c,i}$) est principalement fonction de la hauteur de la paroi et de la différence de température entre la paroi et l'air. Kalema [62] suggère d'utiliser les corrélations d'Alamdari [64] pour une paroi verticale sans dispositif de chauffage ou de refroidissement :

$$h_{c,i} = \left[\left(1,50 \left(\frac{\Delta T}{H} \right)^{0,25} \right)^6 + (1,23(\Delta T)^{0,33})^6 \right]^{\frac{1}{6}} \quad (Wm^{-2}K^{-1}) \quad (1.71)$$

Équation 1.71 Transfert de chaleur par convection de la surface intérieure pour une paroi verticale sans dispositif de chauffage ou de refroidissement

Où ΔT est la différence de température entre la paroi et l'air ambiant (K) et H est la hauteur de la paroi (m). En présence de dispositifs de chauffage, la circulation passe dans un régime de

convection mixte. Les corrélations empiriques suivantes de Khalifa ([65]) peuvent s'appliquer pour estimer le coefficient de transfert de chaleur :

- Parois verticales, pièce chauffée par un radiateur :

$$h_{c,i} = 2,07\Delta T^{0,23} \quad (1.72)$$

Équation 1.72 Coefficient de transfert de chaleur, paroi verticale et pièce chauffée par un radiateur

$$h_{c,i} = 2,92\Delta T^{0,25} \quad (1.73)$$

Équation 1.73 Coefficient de transfert de chaleur, paroi verticale et pièce chauffée par un radiateur soufflant

1.7 Détermination expérimentale du coefficient d'échange

L'étude précédente présente des corrélations pour déterminer le coefficient d'échange. La détermination expérimentale du coefficient de transfert de chaleur est également possible.

Le flux de chaleur convectif de la surface de la paroi interne vers le fluide peut être estimé en résolvant le bilan thermique à la surface. La méthode a cependant une précision limitée :

1. Le flux de chaleur à travers la surface n'est pas mesuré et doit être estimé par l'Equation 1.75 où R_{we-wi} est la résistance thermique surface-à-surface de la paroi interne. Par conséquent, seule la couche présentant la résistance thermique la plus élevée (la paroi intérieure) est prise en compte. La capacité thermique de la couche est supposée négligeable.
2. Le transfert de chaleur par grandes longueurs d'onde est estimé par la relation à l'équation de l'Équation 1.76, qui suppose des surfaces isothermes.
3. La vitesse de l'air dans le canal est celle mesurée au moyen d'un capteur. Par conséquent, l'incertitude sur le flux de chaleur convectif est assez élevée.

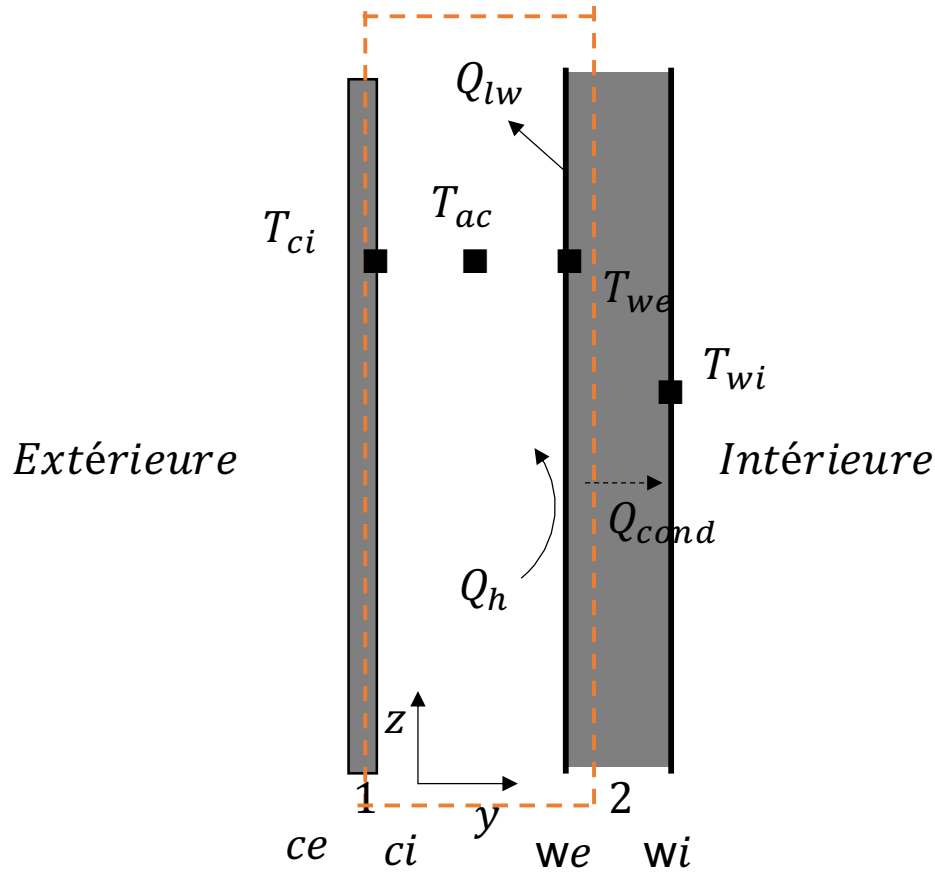


Figure 1.25 Détermination expérimentale du coefficient de transfert de chaleur

$$Q_h = Q_{cond} + Q_{lw} \quad (Wm^{-2}) \quad (1.74)$$

Équation 1.74 Le flux de chaleur convectif (Q_h)

$$Q_{cond} = \frac{(T_{we} - T_{wi})}{R_{we-wi}} \quad (Wm^{-2}) \quad (1.75)$$

Équation 1.75 Le flux de chaleur par conduction (Q_{cond})

$$Q_{lw} = \frac{\sigma(T_{we}^4 - T_{ci}^4)}{\frac{1}{\epsilon_{we}} + \frac{1}{\epsilon_{ci}} - 1} \quad (Wm^{-2}) \quad (1.76)$$

Équation 1.76 Le transfert de chaleur par rayonnement (Q_{lw})

$$Nu_H = \frac{Q_h}{(T_{we} - T_{ac}) \lambda_{air}} \frac{H}{\lambda_{air}} = \frac{h_c H}{\lambda_{air}} \quad (1.77)$$

Équation 1.77 Nombre de Nusselt (Nu)

Une autre approche pour estimer le flux de chaleur convectif est utilisée dans Inoue et al. [66]. En supposant que le coefficient de transfert de chaleur soit égal des deux côtés de la cavité,

le coefficient de transfert de chaleur peut être estimé à partir du changement d'enthalpie de l'air circulant dans la cavité (Figure 1.26).

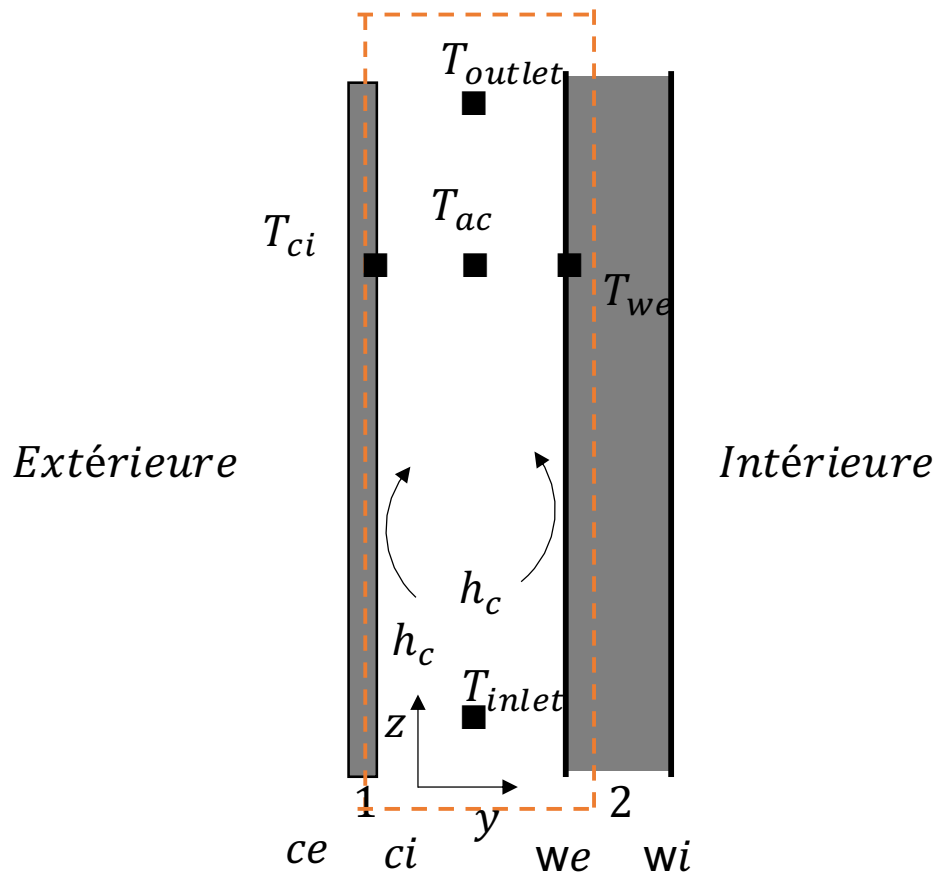


Figure 1.26 Détermination expérimentale du coefficient de transfert de chaleur

$$h_c = \frac{\rho_{air} m_{air} c_{p,air} (T_{inlet} - T_{outlet})}{A(T_{s,avg} - T_{ac})} \quad (Wm^{-2}K^{-1}) \quad (1.78)$$

Équation 1.78 Le coefficient de transfert de chaleur global

$$T_{s,avg} = \frac{(T_{ci} + T_{we})}{2} \quad (°C) \quad (1.79)$$

Équation 1.79 La température moyenne de surface

Dans l'Équation 1.78, ρ_{air} est la masse volumique de l'air ($kg \cdot m^{-3}$), $c_{p,air}$ est la capacité thermique spécifique de l'air ($J \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}$), m_{air} est le débit d'air ($m^3 \cdot s^{-1}$), T_{inlet} et T_{outlet} sont respectivement la température d'entrée et de sortie ($°C$), A est la surface totale en contact avec le fluide (m^2), $T_{s,avg}$ est la température moyenne de surface ($°C$) et T_{ac} est la température moyenne du fluide ($°C$).

L'avantage de cette méthode est qu'il n'est pas nécessaire d'estimer le flux thermique extérieur ou le flux thermique par rayonnement, mais comme la méthode précédente, elle a une précision limitée :

1. Le flux de chaleur convectif vers le fluide est faible et la différence de température entre l'entrée et la sortie ($T_{inlet} - T_{outlet}$) est également faible. En conséquence, la précision est limitée.
2. Le débit d'air considéré dans le canal en fonction de la vitesse de l'air mesurée par un seul capteur. Par conséquent, l'incertitude sur la vitesse de l'air mesurée (considérée comme uniforme dans le canal) est très élevée.
3. Deux surfaces intérieures dans le canal ont des caractéristiques de surface très différentes (par exemple, rugosité différente).

1.8 Évaluation du coefficient de transmission thermique surfacique en régime permanent (U)

Les performances thermiques hivernales peuvent se représenter par de nombreux paramètres. En considérant le régime permanent, le coefficient de transmission thermique surfacique (U) est le plus représentatif. Les indicateurs traditionnels de performance énergétique tels que la valeur U ne doivent être considérés que comme des indicateurs de performance au niveau de l'enveloppe, utiles pour déterminer, par exemple, le taux de transfert de chaleur en hiver en régime permanent.

Cependant, ils ne conviennent pas pour estimer la performance énergétique globale d'un bâtiment. Dans des conditions normales, la valeur U dépend uniquement des propriétés des matériaux et de l'épaisseur des couches de l'enveloppe. En réalité, la valeur U d'une façade ventilée dépend également des propriétés du système : débit d'air, ouverture des grilles de ventilation, etc.

1.8.1 Coefficient U : méthode classique en régime permanent

Normalement, pour évaluer la coefficient U in situ, on utilise la "méthode des moyennes" [32]. Cette méthode fournit des informations quantitatives et qualitatives sur les données mesurées et permet d'estimer, pour des expérimentations suffisamment longues, certains des

paramètres d'un élément de construction comme la valeur U de la paroi. La formule ci-dessous donne l'estimation de la valeur U ($W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$) de la méthode des moyennes :

$$U = \frac{\sum_{j=1}^N Q_j}{\sum_{j=1}^N (T_{i,j} - T_{a,j})} \quad (1.80)$$

Équation 1.80 L'estimation de la valeur U par la méthode des moyennes

Où j représente l'indice de chaque observation, Q est la masse volumique du flux de chaleur à travers l'élément de construction, T_i est la température intérieure et T_a est la température ambiante. Lorsque l'estimation est calculée après chaque mesure, on observe une convergence vers une valeur asymptotique.

Si l'on considère la température de surface extérieure et intérieure, l'Équation 1.80 devient :

$$C = \frac{\sum_{j=1}^N Q_j}{\sum_{j=1}^N (T_{wi,j} - T_{ce,j})} \quad (1.81)$$

Équation 1.81 Conductance thermique

Où Q est la masse volumique du flux de chaleur à travers l'élément de construction, T_{wi} est la température de surface interne mesurée de la paroi intérieure et T_{ce} est la température de surface externe mesurée de la paroi ventilée. Dans ce cas, le taux entre le flux de chaleur Q et la différence de température ($T_{wi} - T_{ce}$) représente la conductance thermique C .

1.8.2 Valeur U : évaluation avec la norme européenne EN ISO 6946

La norme internationale EN ISO 6946 [67] fournit la méthode de calcul de la résistance thermique et de la transmission thermique des composants et éléments de construction.

La méthode de calcul est basée sur les conductivités thermiques ou les résistances thermiques des matériaux pour l'application concernée. La méthode s'applique aux composants et éléments constitués de couches thermiquement homogènes (qui peuvent inclure des couches d'air). En particulier, la norme donne une méthode de calcul pour évaluer la résistance thermique à la fois pour la couche d'air non ventilée et la couche d'air ventilée. Le mode de ventilation est difficile à déterminer parce que d'autres méthodes sont indiquées dans la littérature. Par exemple, la référence [68] indique une autre classification de ventilation (légèrement ou bien ventilée) en fonction du taux entre l'épaisseur de la cavité d'air et la hauteur de la façade.

Chapitre 2: Mise en Place du Dispositif Expérimental

2.1 Introduction

L'objectif de cette thèse est de caractériser d'un point de vue thermique les parois ventilées. On s'intéresse à l'étude de l'influence de l'épaisseur de la lame d'air et du débit d'air sur les performances thermiques de la paroi ventilée. Nous avons mis au point un prototype de paroi ventilée, un protocole expérimental et une métrologie thermique pour caractériser le comportement thermique de la paroi ventilée. Ce prototype, ce protocole expérimental et cette métrologie thermique sont détaillés dans ce chapitre.

2.2 La paroi ventilée

La façade ventilée est choisie par les architectes et les entrepreneurs comme solution d'enveloppe dans une large variété de types de bâtiments, de climats et de configurations de conception. Le système offre une grande diversité de revêtements extérieurs et la possibilité de sélectionner une grande variété de matériaux, de couleurs et de tailles de panneaux. Outre l'aspect esthétique, le but premier de ce type de façade est de protéger les matériaux isolants en dissipant l'humidité.

Dans cette étude, nous cherchons à valoriser la lame d'air de la paroi pour assurer le préchauffage et le renouvellement d'air en période de chauffe. La paroi bioclimatique ventilée fait alors office d'organe d'entrée pour le renouvellement d'air du bâtiment qui en est muni. Un dispositif expérimental a été mis en place pour la caractérisation énergétique de ce type de paroi innovante. Notre objectif à terme est d'étudier l'influence de l'épaisseur de la cavité ainsi que du débit d'air sur les performances de la paroi.

Le principe du prototype de mur ventilé est présenté dans la figure (Figure 2.1). Ce prototype est constitué de deux parois et d'une chambre à air ventilée (cavité entre les deux parois). La première paroi est fixe tandis que la seconde est mobile, permettant de faire varier

l'épaisseur de la cavité ventilée. Ces deux parois sont constituées d'un alliage d'aluminium et de polyéthylène. Leurs dimensions sont de 1m de haut, 1m de large et 3 mm d'épaisseur. D'après les données du fabricant, le composite aluminium a une résistance thermique de $0,008 \text{ m}^2 \cdot \text{K} \cdot \text{W}^{-1}$ et présente une faible rugosité, leurs surfaces étant lisses. La chambre à air ventilée est une cavité non hermétique qui participe à l'apport d'air frais dans le bâtiment. Un échange convectif a lieu dans la cavité le long de l'axe du mur, ce qui perturbe le flux thermique radial entre les environnements intérieur et extérieur (Figure 2.1).

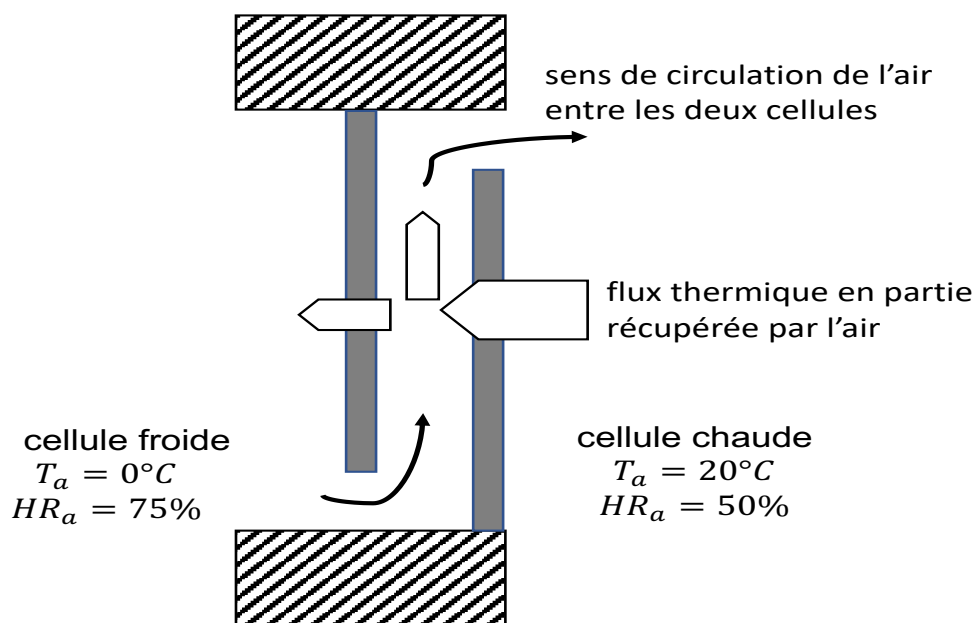
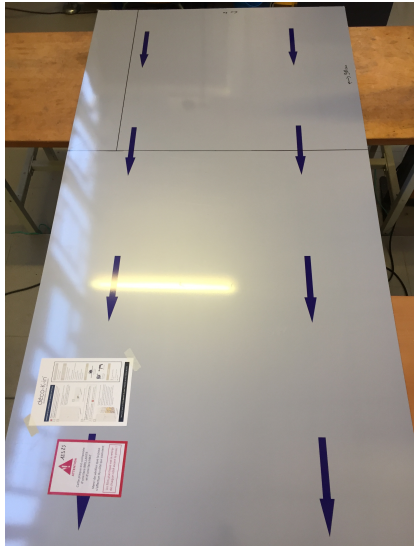


Figure 2.1 Paroi ventilée

Nous souhaitons étudier l'influence de l'épaisseur de la lame d'air sur les performances thermiques de la paroi ventilée. C'est pourquoi nous avons conçu une paroi modulable (Figure 2.2). Nous avons installé une feuille de plastique pour faire travail propre, nous avons installé également la plaque puis pour bien le rendre étanche on fait rendre étanche les coins de la paroi avec le mastic d'étanchéité, il a pris une journée pour bien le rendre étanche (Figure 2.12).

La méthode utilisée pour ajuster la distance entre deux parois, est d'ajouter dans la cavité des morceaux de barres en bois des épaisseurs variables de 5 mm, 10 mm, 15 mm, 20 mm, 25

mm, 30 mm, 35 mm, 40 mm, 45 mm, 50 mm, 55 mm, 60 mm, 65 mm, 70 mm, 75 mm, 80 mm, 85 mm, 90 mm, 95 mm et 100 mm (Figure 2.3).



Plaque composite aluminium (marque Dibond)



Plaque d'aluminium composite Dibond après la fabrication

Figure 2.2 Paroi fixe du mur ventilé



Figure 2.3 Cales utilisées pour moduler l'épaisseur de la lame d'air

L'écoulement d'air au sein de la paroi ventilée est généré à l'aide d'un ventilateur contrôlé par un variateur de tension (Figure 2.28).

Pour contrôler la vitesse du flux d'air à l'intérieur de la cavité d'air, un plenum convergent a été installé (Figure 2.4 et Figure 2.22). Ce plenum est installé au niveau de la paroi fixe et fixé

sur la partie d'évacuation d'air pour que l'air s'écoule de la chambre climatique vers l'environnement.

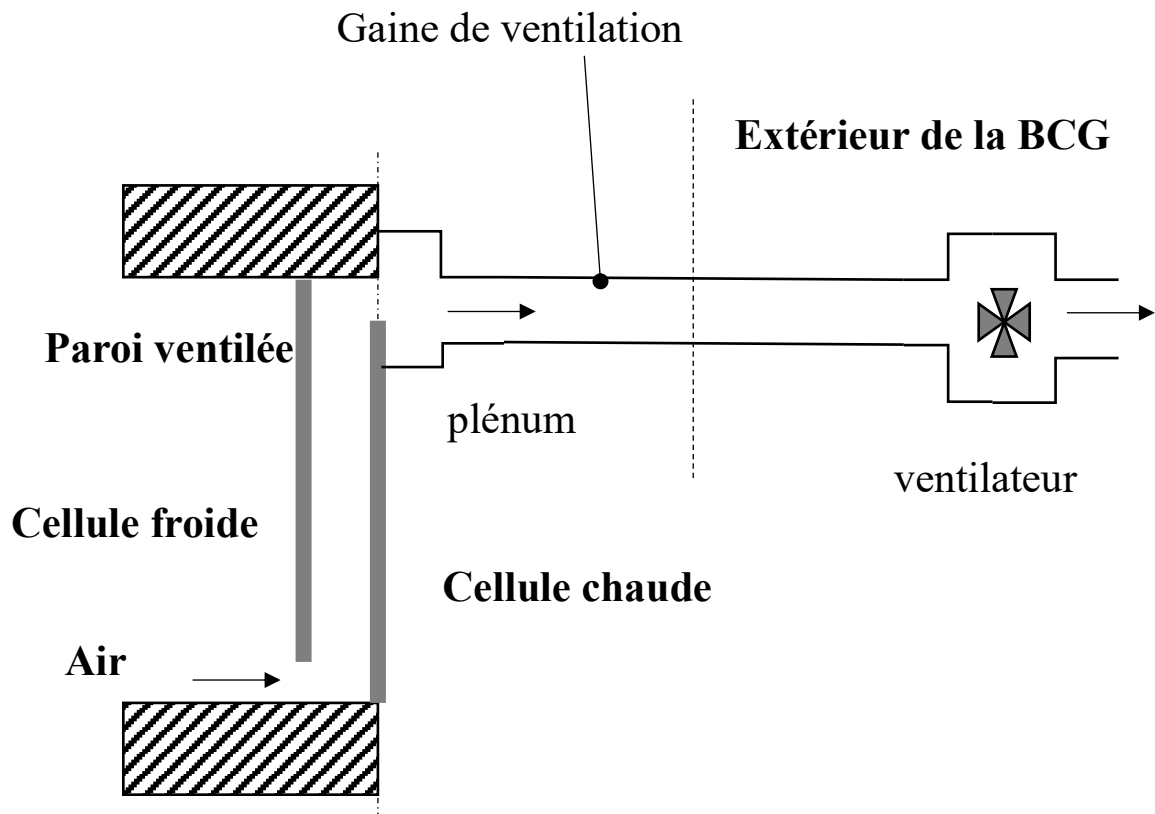


Figure 2.4 Principe de ventilation de la paroi

2.3 Boîte chaude

Les Boîtes chaudes sont utilisées pour mesurer le comportement thermique des matériaux de construction. Deux méthodes standards sont données dans la littérature : la boîte chaude gardée (GHB) et la boîte chaude calibrée (CHB) [69,70]. La boîte chaude gardée (GHB) est composée de trois cellules : une cellule chaude, une cellule froide et une chambre gardée utilisée pour minimiser les pertes de chaleur latérales. La boîte chaude calibrée (CHB) est composée de deux cellules seulement : la cellule chaude et la cellule froide (Figure 2.9) [69].

Différentes expériences boîtes chaudes standard peuvent être réalisées selon les normes suivantes : la norme européenne EN ISO 8990 [71], la norme américaine ASTM C1363-05 [72], et la norme russe GOST 26602.1-99 [73].

De nombreuses publications traitent de la caractérisation thermique des matériaux de construction à l'aide de l'appareil Boîte chaude. Cependant, seuls quelques articles ont étudié les propriétés thermiques des murs à cavité d'air à l'aide de la Boîte chaude gardée. Aviram [74] a étudié le comportement thermique d'un mur creux à rapport variable en utilisant une boîte chaude gardée et une analyse CFD. Lucchi [69] a introduit une procédure Hot Box pour étudier la performance thermique et le flux d'air dans un mur avec une cavité d'air interne. Plus récemment, une nouvelle Boîte chaude a été développée pour étudier le comportement hydrothermique des murs historiques [75].

Ces expériences spécifiques ont été menées pour étudier le prototype de mur ventilé en termes de sa capacité à préchauffer l'air dans la cavité. Nos expériences se distinguent des méthodes standards de boîtes chaudes comme EN ISO 8990 [71], utilisées pour l'estimation de la résistance thermique d'un mur en régime permanent en utilisant une boîte chaude calibrée ou une boîte chaude gardée.

Notre étude expérimentale a été réalisée dans une Boîte chaude non standard (Figure 2.5). Notre Boîte chaude est un dispositif composé de deux chambres climatiques dont les ambiances sont contrôlées (Figure 2.6, et Figure 2.7).

La première chambre climatique reproduit les conditions intérieures, la seconde reproduit les conditions extérieures (Figure 2.9). La Boîte chaude (Hot Box) se caractérise par une gamme de température allant de -30°C à $+60^{\circ}\text{C}$ et une gamme d'humidité allant de 10% à 98%.

Chaque chambre climatique possède sa propre unité de réfrigération qui permet la production de froid avec une précision de température de $\pm 2^{\circ}\text{C}$. Chaque chambre climatique dispose également de 3 résistances électriques de 2,5 kW, qui permettent de produire de la chaleur avec une précision de température de $\pm 3^{\circ}\text{C}$ [76]. L'air dans la chambre climatique circule grâce à deux ventilateurs hélico centrifuges avec un mécanisme d'aspiration de l'air (Figure 2.13).

La Boîte chaude est connectée à un ordinateur pour contrôler la température et l'humidité de chaque chambre climatique. Pour effectuer des réglages de température et d'humidité dans la chambre climatique on utilise le logiciel intégré d'Ineltec. Lorsque le logiciel est ouvert, nous sélectionnons d'abord l'option de langue française pour modifier l'affichage du texte en français. Le mode d'affichage choisi est «**3**» et le code d'accès «**99**» (Figure 2.11).

Les deux chambres climatiques sont séparées par un porte-échantillon (taille de 1 m x 1 m x 0.4 m) (Figures 2.8). L'une des deux chambres est montée sur des glissières, ce qui permet

d'accéder au porte-échantillon ainsi qu'à l'intérieur des deux chambres climatiques. Le prototype bioclimatique ventilé est fixé dans le porte-échantillon. Un système de ventilation est utilisé pour imposer le flux d'air dans la cavité. Le déplacement de la paroi mobile permet de faire varier l'épaisseur de la lame d'air.

Des vérins pneumatiques permettent de maintenir l'étanchéité entre la porte échantillon et les deux enceintes climatiques (Figure 2.10).

Le prototype ventilé et les capteurs sont installés dans la boîte chaude (Figure 2.17 et Figure 2.18). Plusieurs essais ont été entrepris afin de s'assurer du bon fonctionnement du dispositif. Pour l'ensemble de ces essais de contrôle, les conditions d'ambiance sont fixées à 20°C et 55% d'humidité relative pour la cellule fixe, et 0°C et 75% d'humidité relative pour la cellule mobile. Les relevés de mesure sont réalisés en régime permanent, le débit d'air varie de 10 m³.h⁻¹ à 30 m³.h⁻¹ et s'écoule de la cellule mobile (ambiance froide) à l'extérieur des cellules (Figure 2.4).

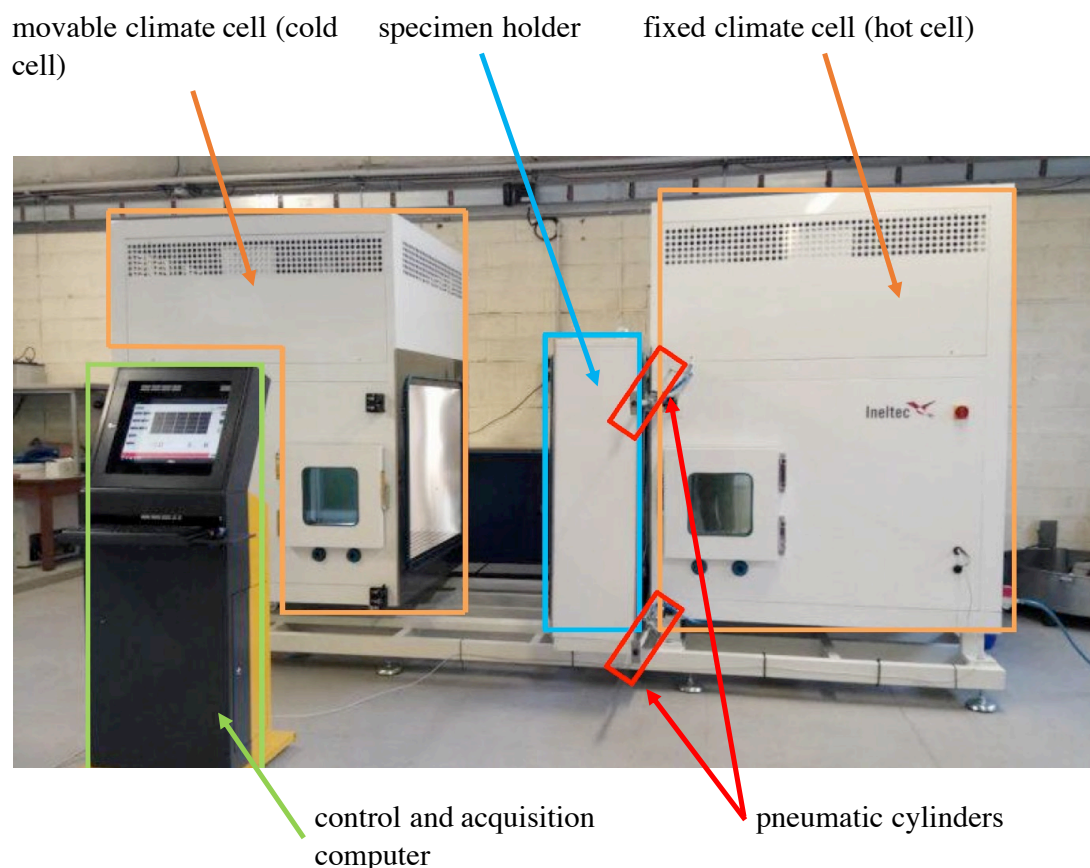


Figure 2.5 Photo de la boîte chaude (Hot Box)

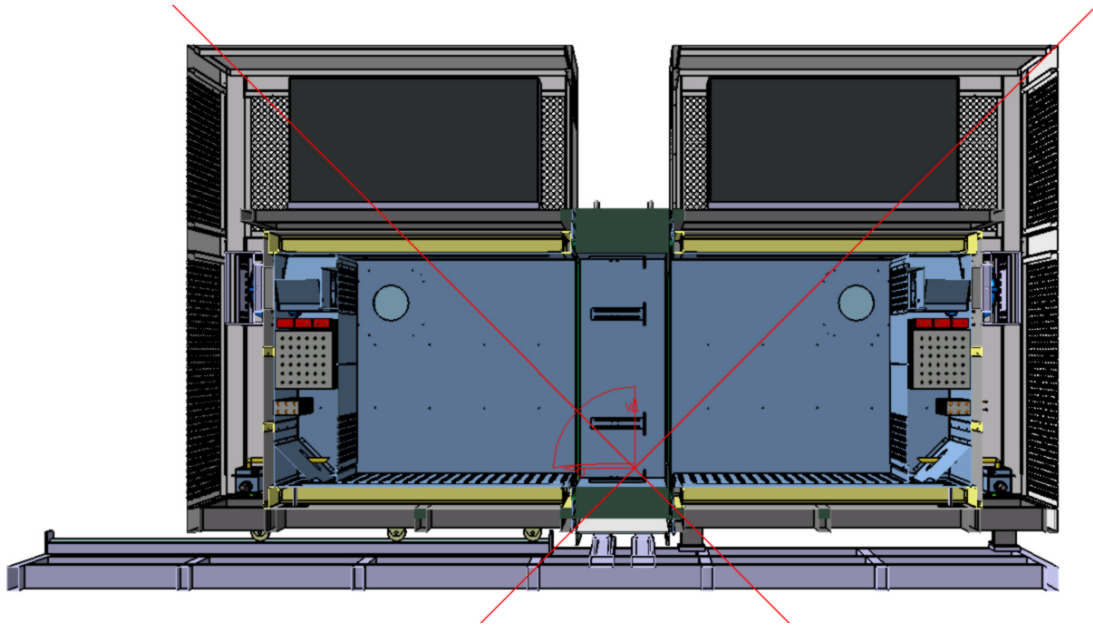
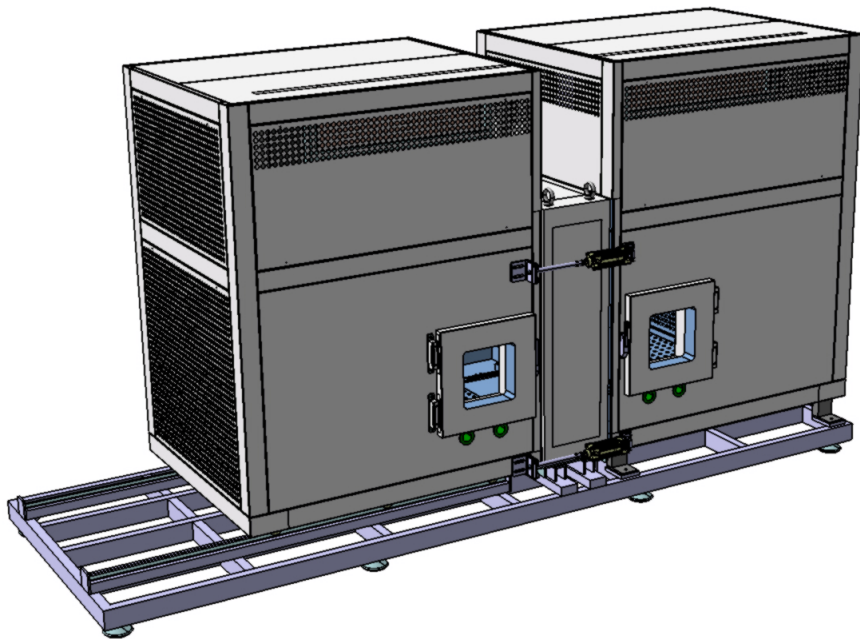


Figure 2.6 Schéma de principe de la boîte chaude



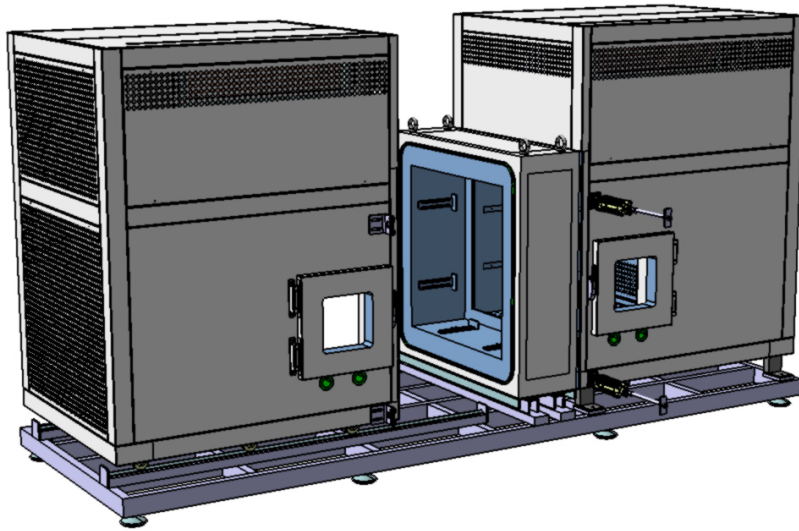


Figure 2.7 Schémas de la boîte chaude

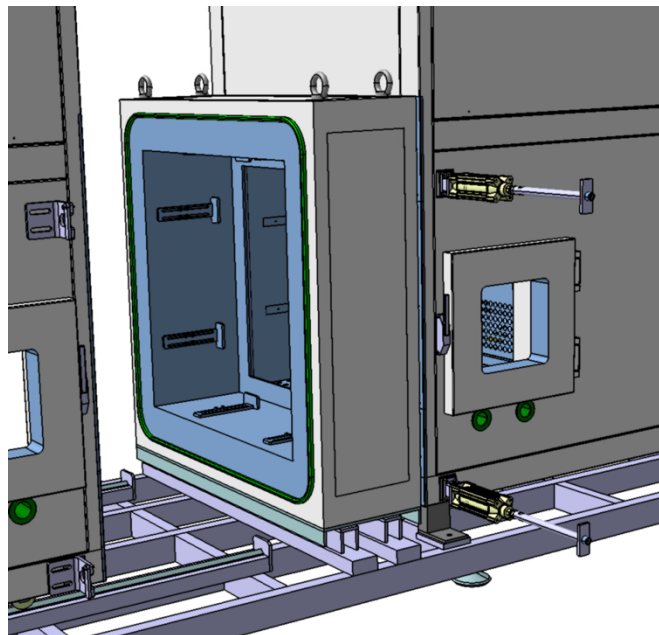


Figure 2.8 Porte échantillon de la boîte chaude

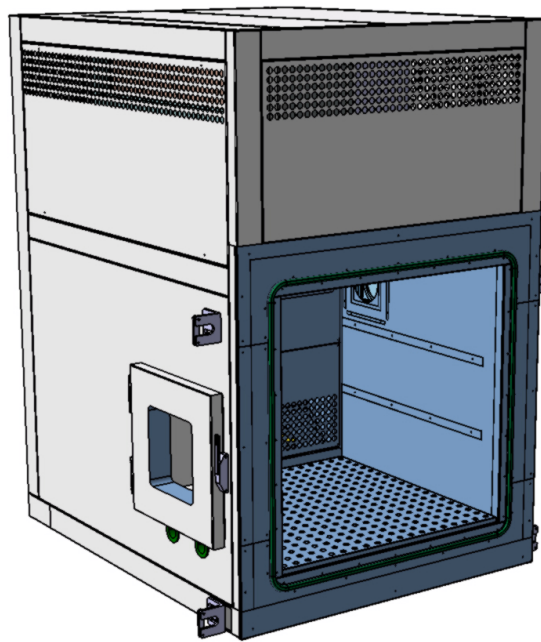


Figure 2.9 Enceinte climatique de la boîte chaude

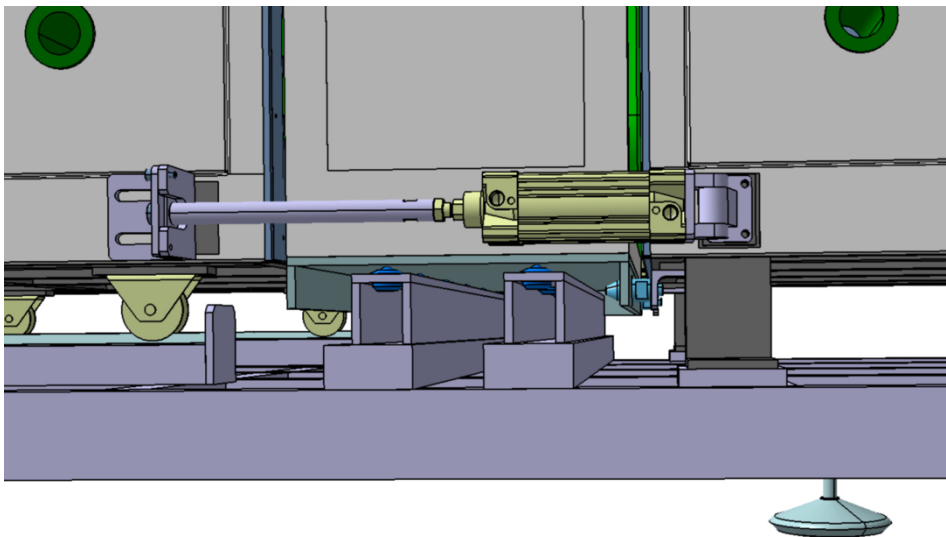


Figure 2.10 Boîte chaude : Vérin pneumatique

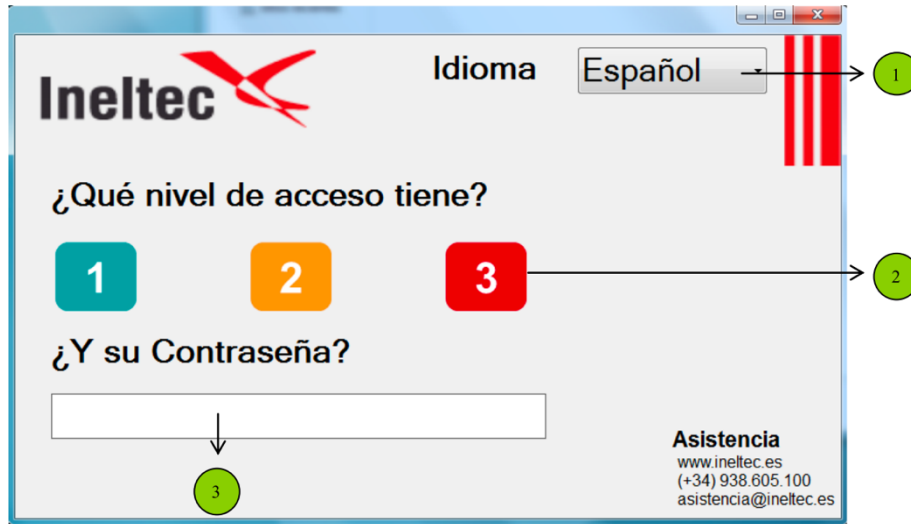


Figure 2.11 Affichage du logiciel Ineltec

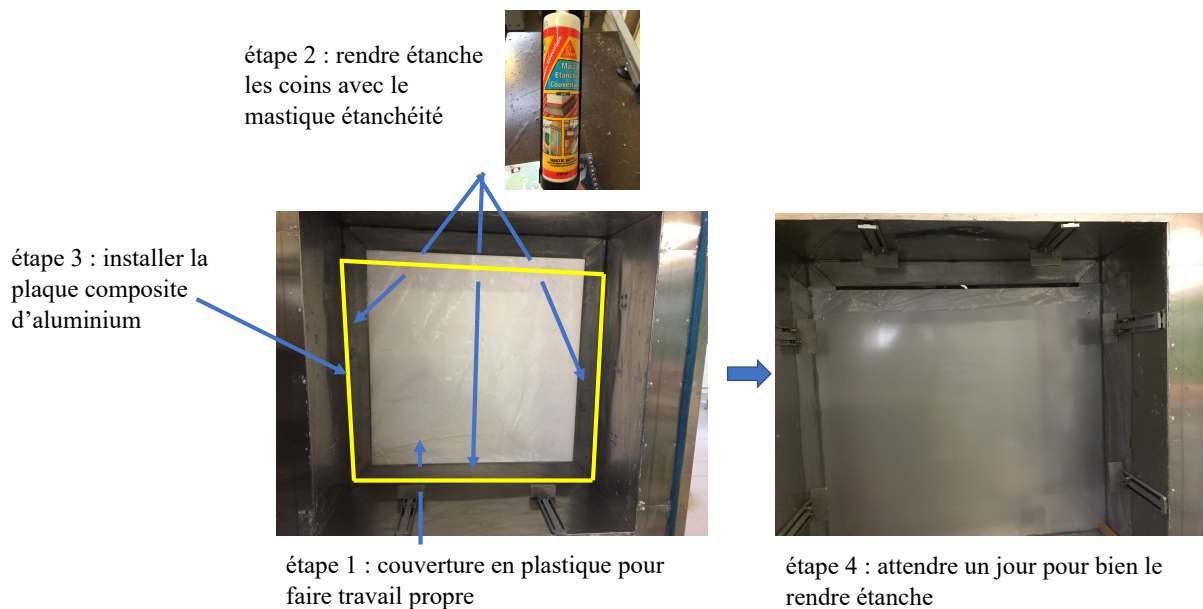


Figure 2.12 Installation de l'échantillon

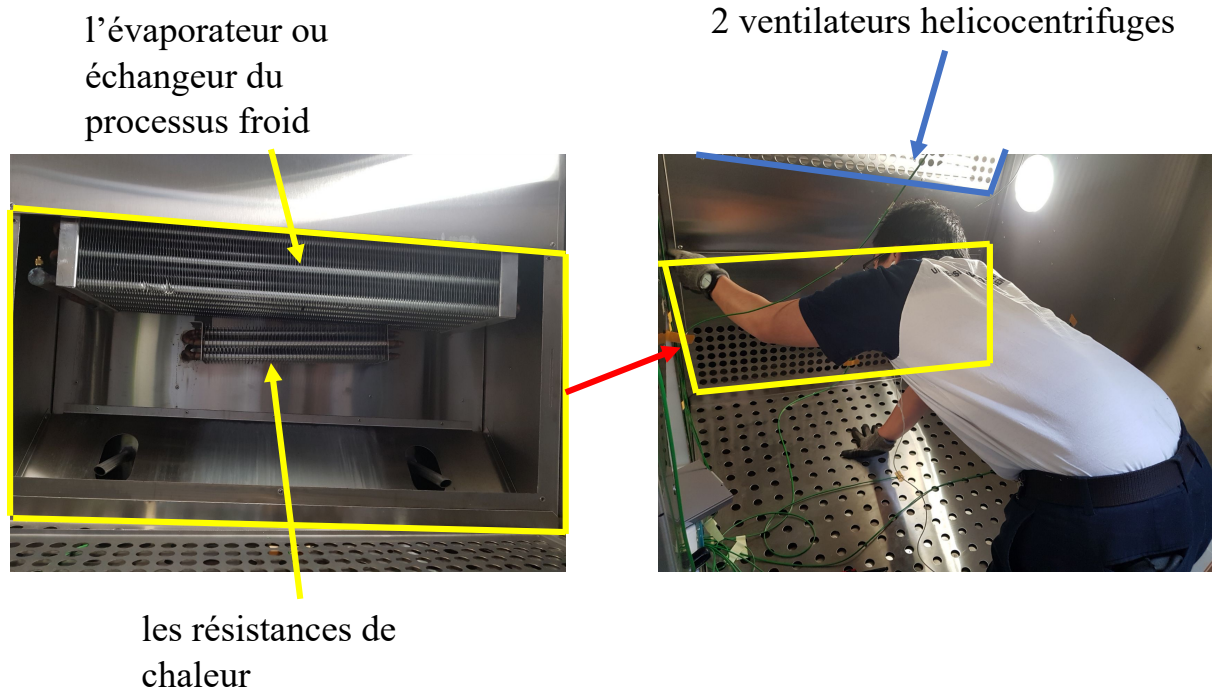


Figure 2.13 Détail de la cellule climatique : réfrigération, résistances électriques et système de ventilation

2.4 Métrologie thermique

L'instrumentation est composée de thermocouples de type K, de sondes PT-100, des fluxmètres, d'une caméra infrarouge et d'un anémomètre à fil chaud.

La température ambiante de la boîte chaude est mesurée dans la cellule chaude et la cellule froide avec des thermocouples de type K et des sondes PT-100 (Figures 2.15 et Figure 2.16). L'instrumentation de la boîte chaude est présentée dans la Figure 2.15. Le prototype ventilé est composé de deux parois et d'une cavité d'air. La première paroi est fixe tandis que la seconde est mobile, ce qui permet de faire varier l'épaisseur de la cavité ventilée. La température de surface des parois est mesurée par 24 thermocouples de type K (12 thermocouples sur la paroi fixe (Figure 2.20) et 12 thermocouples sur la paroi mobile (Figure 2.19). La position des thermocouples est donnée dans la Figure 2.18.

Les mesures des thermocouples (Figure 2.24) sont comparées à celles obtenues à l'aide d'une caméra infrarouge FLIR T650 SC (Figure 2.23). La caméra infrarouge est installée à l'avant du mur (Figure 2.25). La zone couverte par la caméra infrarouge a une surface de 10 cm². Le flux thermique est mesuré à l'aide de 8 fluxmètres Captec® (4 fluxmètres sur la paroi

fixe et 4 fluxmètres sur la paroi mobile), permettant l'estimation du flux thermique de part et d'autre de la cavité ventilée (Figure 2.19, Figure 2.20 et Figure 2.21).

La température de la cavité ventilée est mesurée par 10 thermocouples de type K (4 thermocouples dans la cavité, 3 thermocouples à l'entrée de la cavité et 3 thermocouples à la sortie de la cavité).

Pour contrôler la vitesse du flux d'air à l'intérieur de la cavité, un plenum convergent a été installé (Figure 2.22). Un ventilateur a été utilisé pour faire varier la vitesse du flux d'air à l'intérieur de la cavité. Un anémomètre à fil chaud CTV 210 du fabricant KIMO mesure le débit d'air (Figure 2.26). Tous les capteurs sont connectés au système d'acquisition de données Keithley 2700® (Figure 2.30). L'acquisition et le traitement des données sont ensuite réalisés via le logiciel LabVIEW (Figure 2.14).

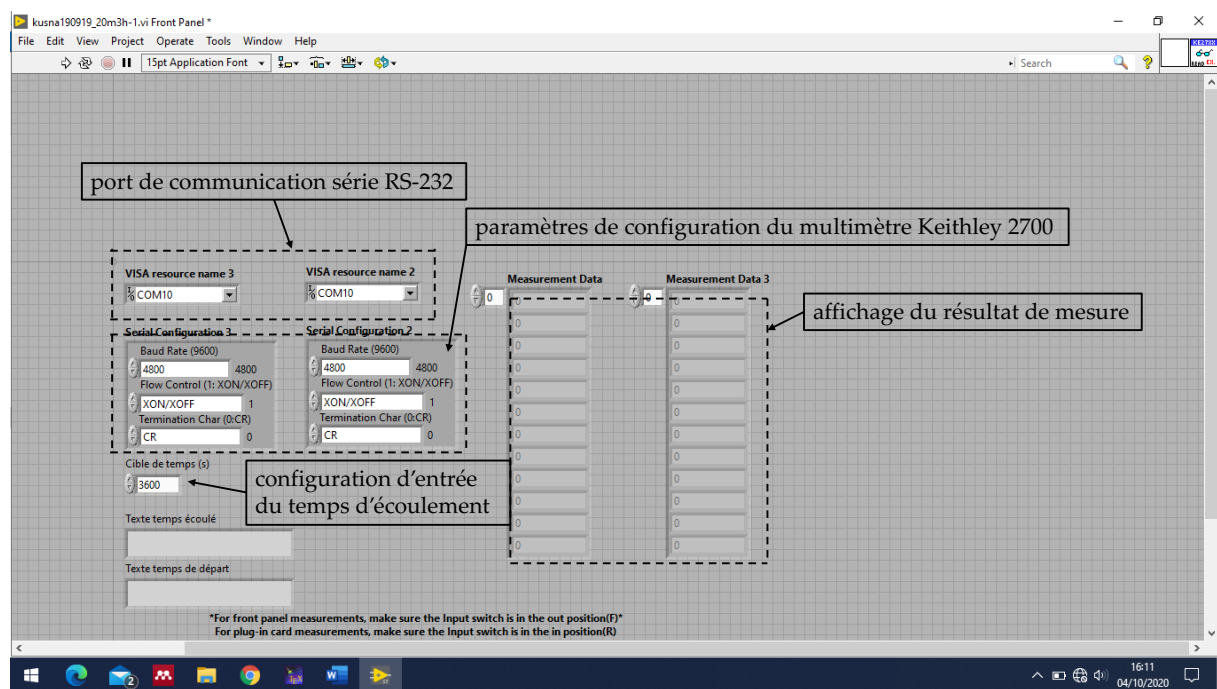


Figure 2.14 Affichage général du logiciel LabVIEW.

Les caractéristiques des capteurs utilisés sont données dans le Tableau 2.1.

Tableau 2.1 Métrologie thermique

Type	Métrologie	Gamme de mesure	Incertitude
Température air	PT100	-70° C to + 200 °C	0.1 °C
Température air	K-type Thermocouples	-75° C to + 250 °C	0.02 °C
Température surface	K-type Thermocouples	-75° C to + 250 °C	0.02 °C
Température surface	Camera infrarouge Flir T650 sc	-40° C to +150 °C	1 %
Flux thermique	Captec Flux meter		5 %
Vitesse courant d'air	Anemometer fil chaud KIMO CTV 210	0-30 m/s	0.3 m/s

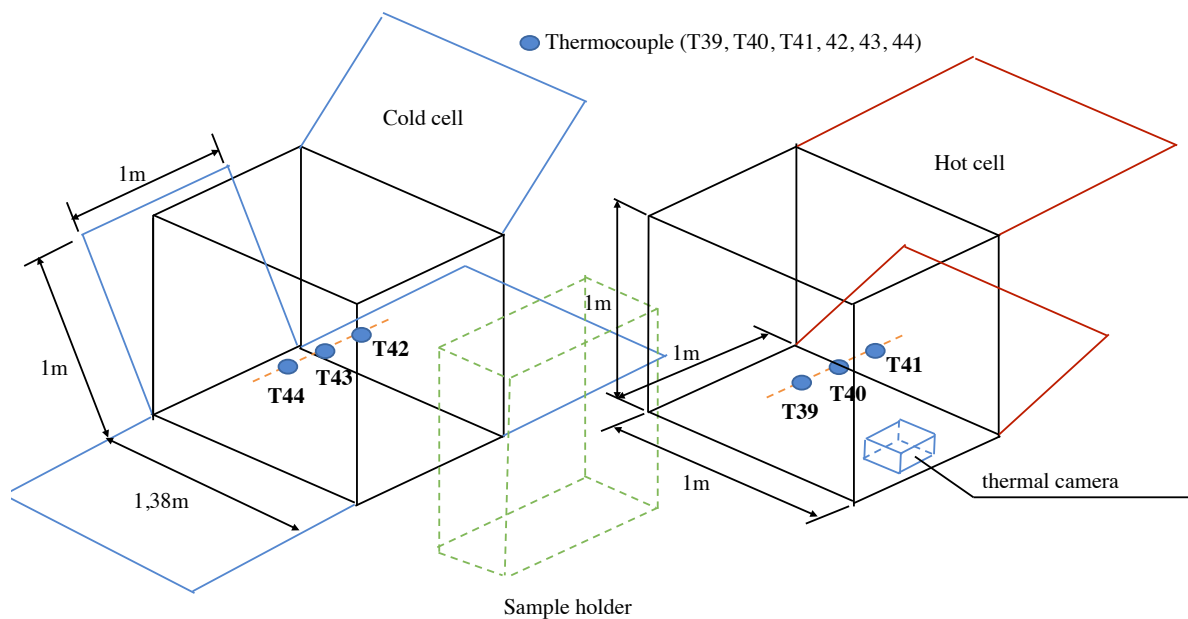


Figure 2.15 Boîte chaude. Deux chambres climatiques sont séparées par un porte-échantillon. La température ambiante est mesurée par 6 thermocouples de type K (3 thermocouples T42, T43 et T44 dans la cellule froide et 3 thermocouples T39, T40, T41 dans la cellule chaude).

Pour placer les thermocouples dans la boîte chaude gardée, nous avons construit un support composé d'un tube et d'une barre plastique (Figure 2.17).

instrument intégré PT-100



Figure 2.16 Instrument intégré PT-100 à l'intérieure d'une chambre climatique

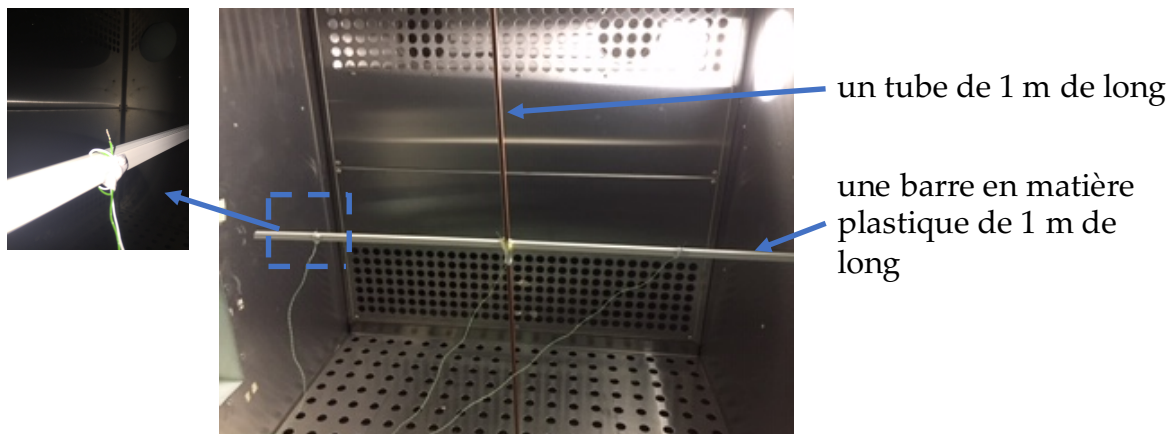


Figure 2.17 Instrumentation de la boîte chaude. Support de thermocouple

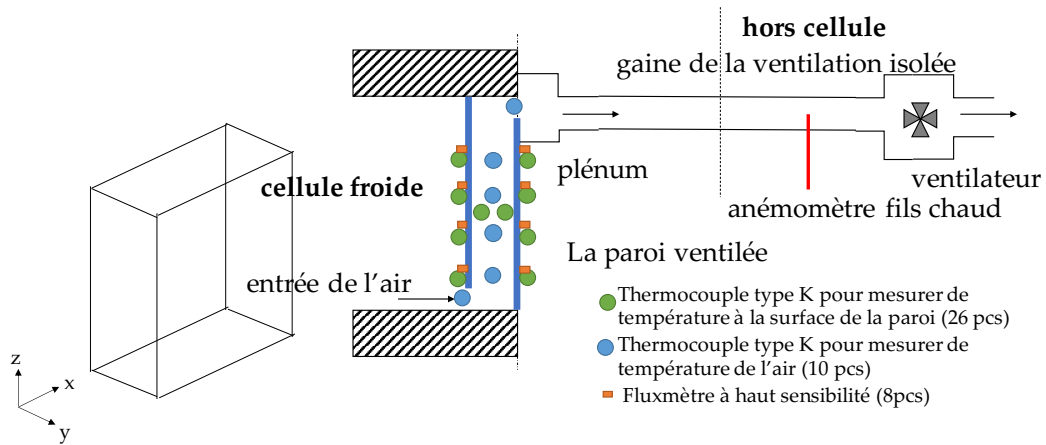


Figure 2.18 Instrumentation de la paroi ventilée : la température de surface des murs est mesurée par des thermocouples de type K, la température de l'air est mesurée par des thermocouples de type K, le flux thermique est mesuré par des fluxmètres, le débit d'air est mesuré par un anémomètre à fil chaud.

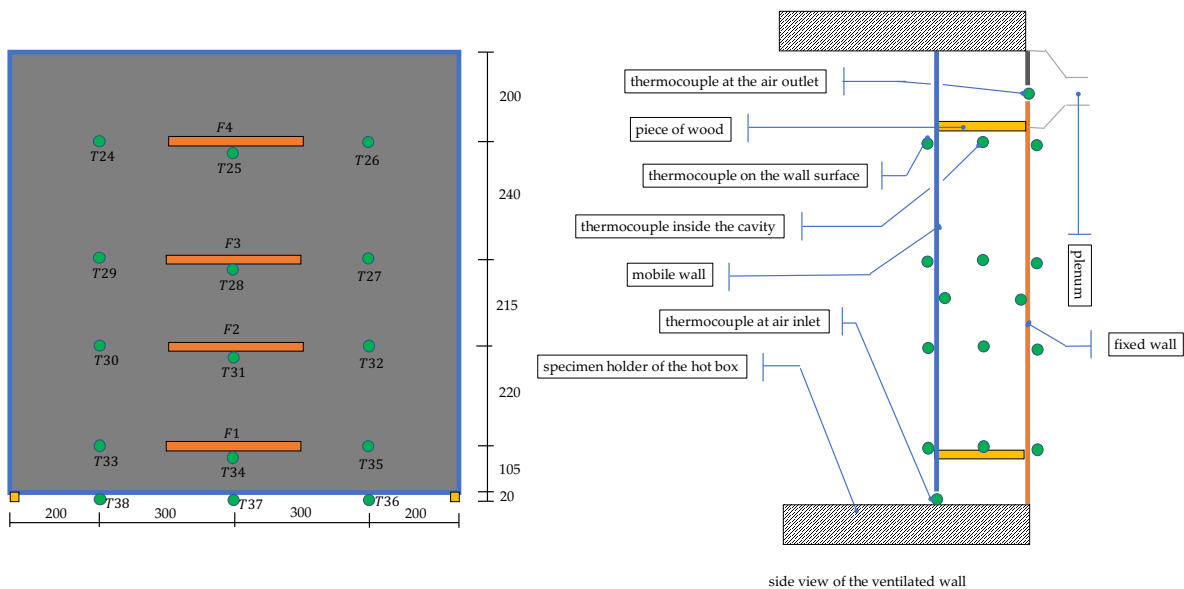


Figure 2.19 Instrumentation du mur mobile.

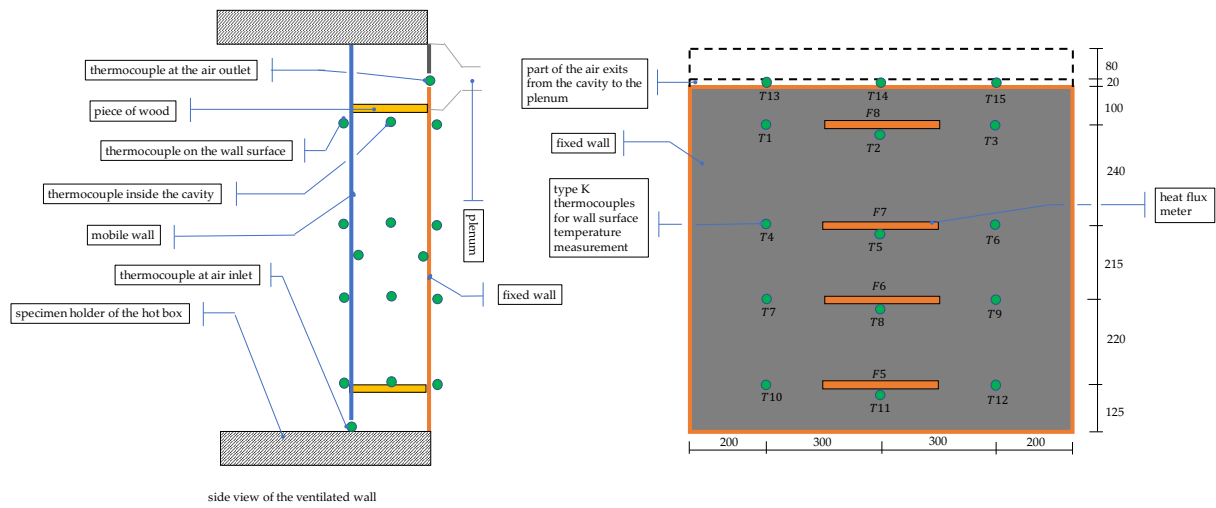
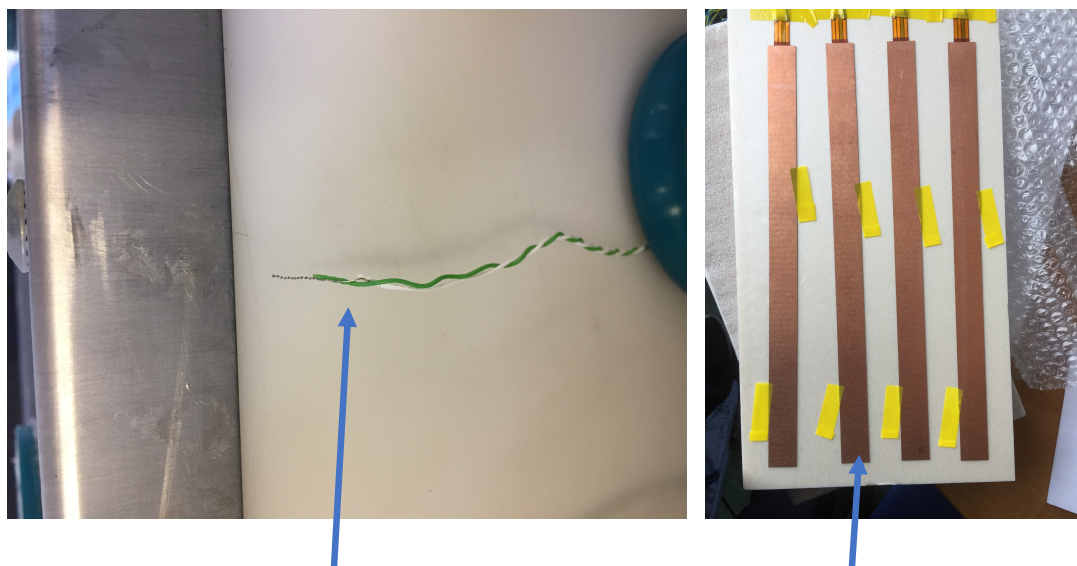


Figure 2.20 Instrumentation du mur fixe



thermocouple type K (RS 363-0389)

fluxmètre (marque Captec)

Figure 2.21 Métrologie : thermocouple type K et fluxmètre

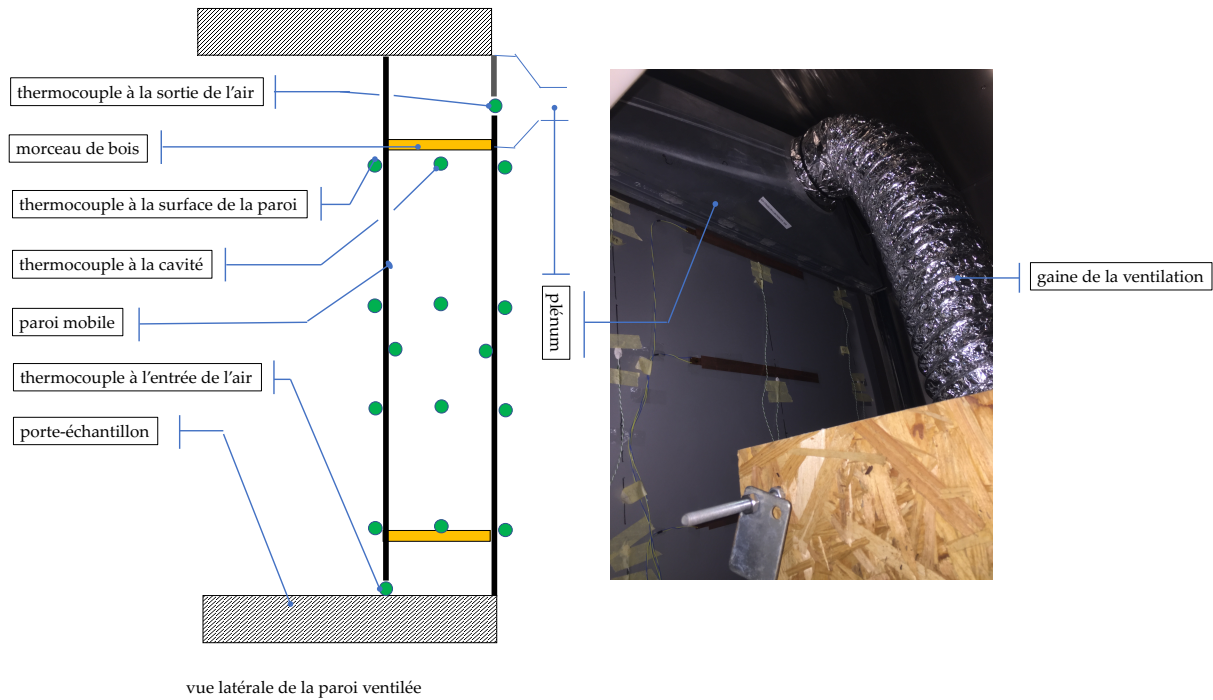


Figure 2.22 Plénum et gaine de la ventilation

Une caméra infrarouge est utilisée pour vérifier la mesure des températures de surface effectuée par les thermocouples. Il s'agit d'une caméra thermique FLIR T650sc avec une plage de mesure de la température, $-40\text{ }^{\circ}\text{C}$ à $+650\text{ }^{\circ}\text{C}$. La caméra thermique FLIR T650sc a une résolution de 640×480 pixels, et elle a une précision de $\pm 1\text{ }^{\circ}\text{C}$ et une fréquence de trame de 30 Hz (Figure 2.23).

La zone couverte par la caméra infrarouge est une surface de 10 cm^2 . Sur la partie haute et sur la partie basse de cette surface, se trouvent respectivement les thermocouples T8 et T5 (Figure 2.24).

La caméra thermique est positionnée dans la chambre climatique à $0,75\text{ m}$ de la surface de la paroi de façon à visualiser une zone proche de la zone mesurée par les thermocouples (Figure 2.25).

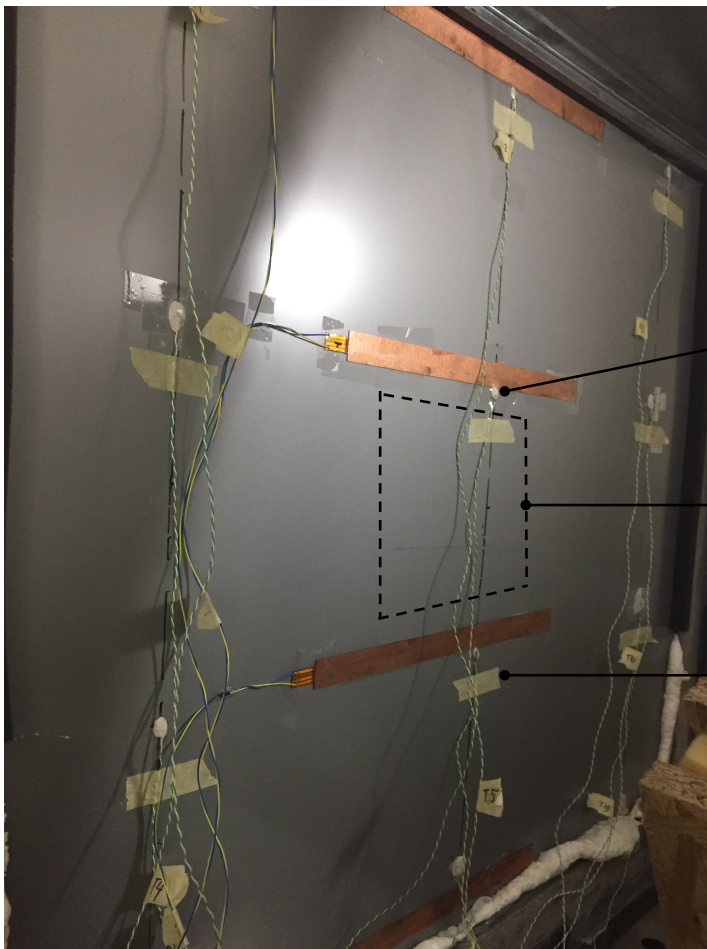


vue de face



vue arrière

Figure 2.23 Caméra thermique FLIR T650sc



étiquette
thermocouple de
T5

zone couverte par
la caméra
infrarouge

étiquette
thermocouple de
T8

Figure 2.24 La zone couverte par la caméra infrarouge

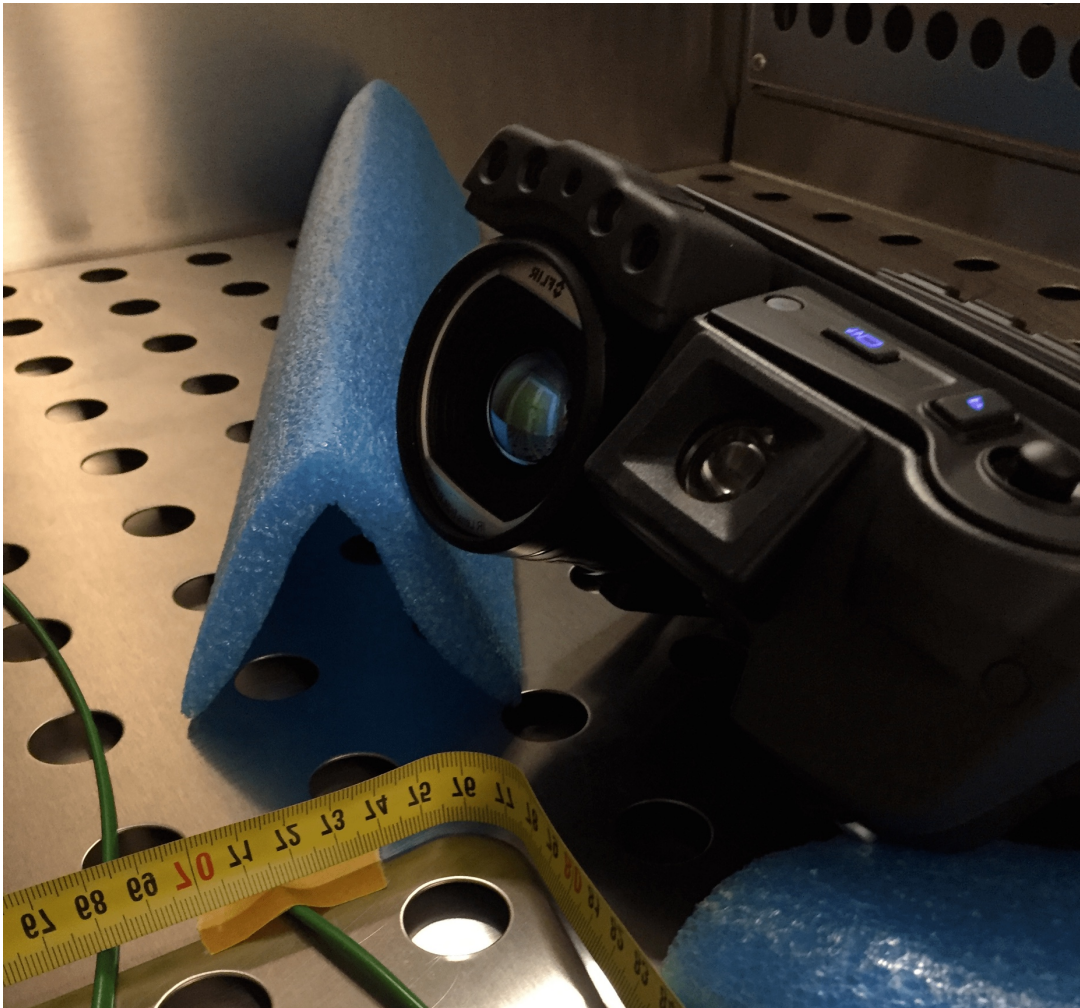


Figure 2.25 L'installation de la caméra thermique dans la chambre climatique

L'écoulement d'air du prototype ventilé est réalisé à l'aide d'un ventilateur, d'un plenum convergent et d'une gaine de ventilation. Nous avons installé un système d'étanchéité pour réduire les fuites d'air sortant du plenum.

Le débit d'air est mesuré à l'aide d'un anémomètre à fil chaud CTV 210 de marque Kimo. Le débitmètre d'air Kimo CTV-210 possède trois câbles connectés à la boîte d'affichage du débitmètre, un câble de capteur anémomètre à fil chaud, un câble de communication de données et un câble d'alimentation électrique (Figure 2.27). L'anémomètre à fil chaud peut mesurer la vitesse de d'air dans la gamme de 0 m.s^{-1} à 30 m.s^{-1} [77] avec une incertitude de $\pm 0.03 \text{ m.s}^{-1}$.

Nous souhaitons étudier l'influence du débit d'air sur les performances thermiques de la paroi ventilée. Nous avons ainsi choisi trois débits d'air différents pour ces essais : $10 \text{ m}^3.\text{h}^{-1}$, $20 \text{ m}^3.\text{h}^{-1}$ et $30 \text{ m}^3.\text{h}^{-1}$.

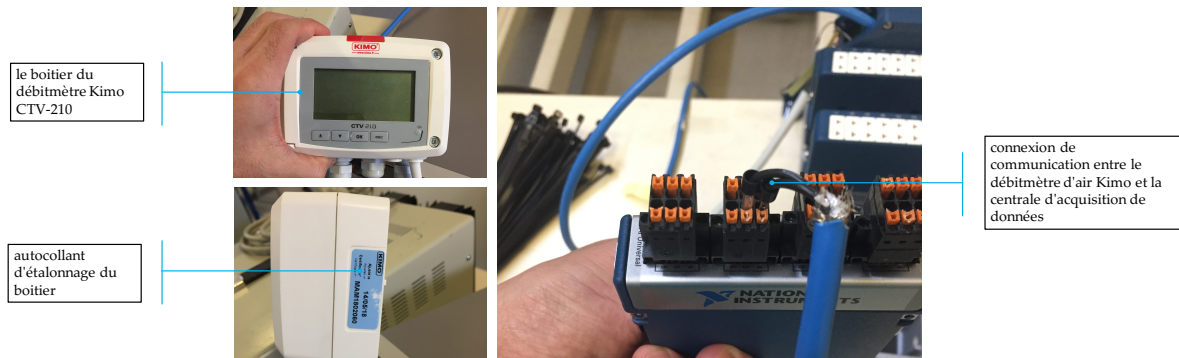


Figure 2.26 Le débitmètre Kimo CTV 210

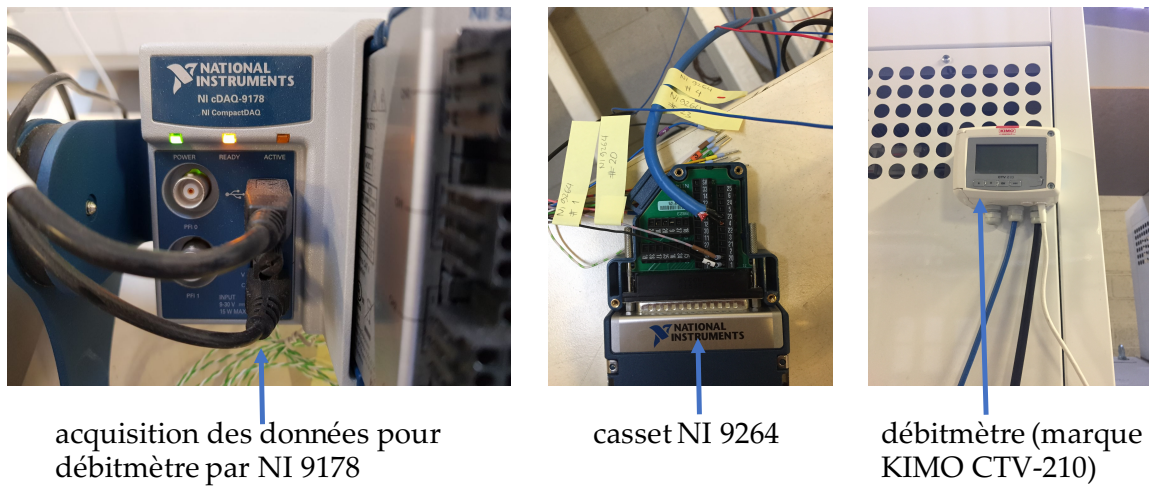


Figure 2.27 Acquisition des données National Instrument - débitmètre

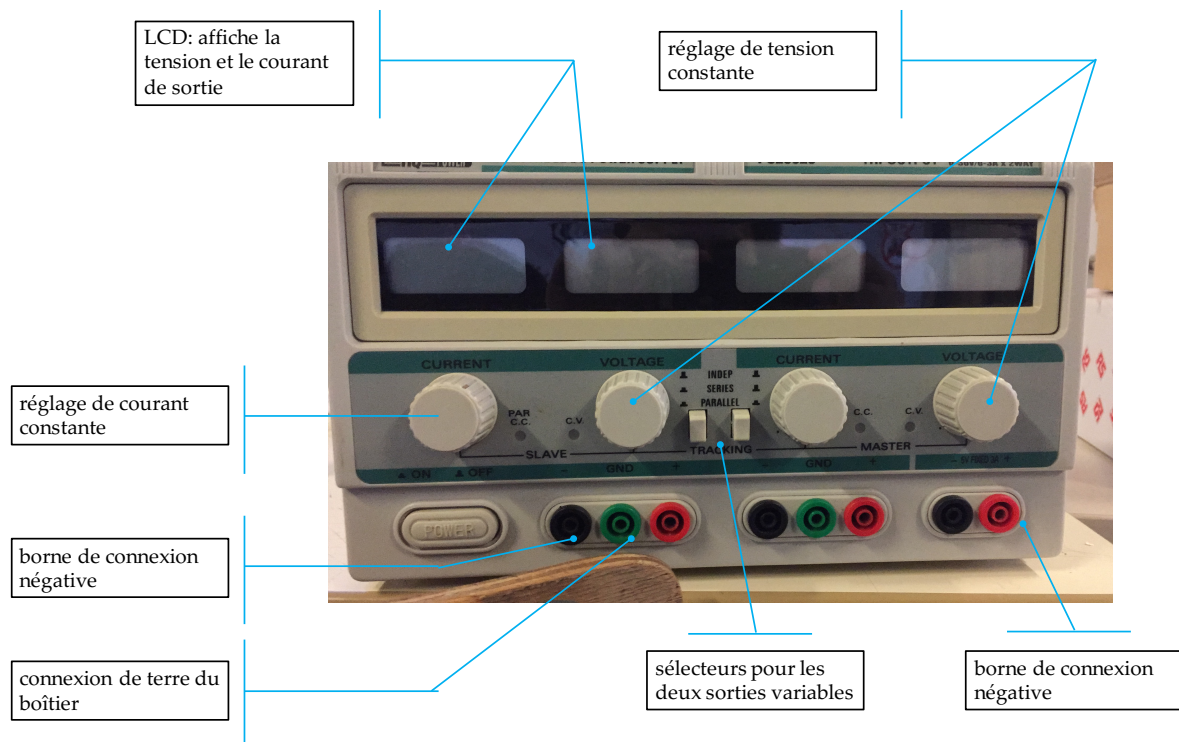


Figure 2.28 HQ Power PS2323 : alimentation électrique

Un système d'acquisition a été mis en place. La figure suivante présente le système schéma général du système d'acquisition (Figure 2.29). Les thermocouples et les fluxmètres ont été reliés au système d'acquisition à l'aide d'un multiplexeur. Un multimètre Keithley 2700 a été utilisé pour traduire les résultats des mesures effectuées par thermocouples et les fluxmètres (Figure 2.21). Le système d'acquisition est relié à un ordinateur.

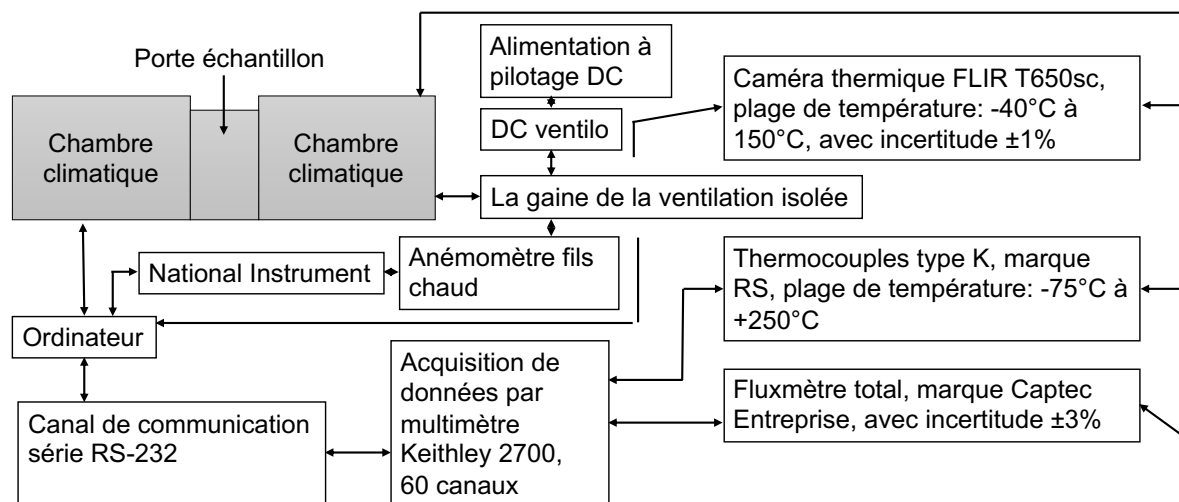
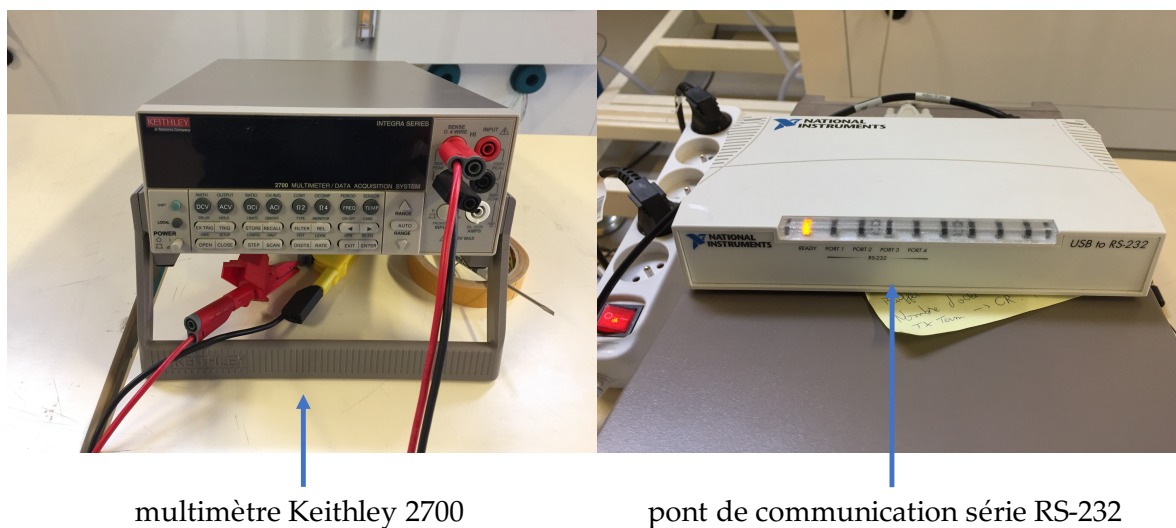


Figure 2.29 Schéma général du système d'acquisition



multimètre Keithley 2700

pont de communication série RS-232

Figure 2.30 Acquisition des données - multimètre Keithley 2700 et pont de communication série RS-232

2.5 Compensation de la jonction froide des thermocouples

Nous avons réalisé la compensation de la jonction froide des thermocouples. L'équipement utilisé est une boîte qui contient le mélange d'eau et de glaçons à une température constante à 0°C, le thermocouple et le multimètre Keithley 2700 (Figure 2.31).

Pour traduire la valeur de la tension en température, la formule de conversion suivante a été utilisée :

$$t_{90} = c_0 + c_1 E^1 + c_2 E^2 + c_3 E^3 \dots c_i E^i \quad (2.1)$$

Équation 2.1 Formule de conversion la valeur de la tension en température du multimètre Keithley 2700

Nous avons testé deux types de thermocouple de type K ; le thermocouple de type K blindé et non blindé. Les deux thermocouples ont été placés dans une boîte remplie d'eau et de glaçons et nous avons mesuré la tension de la jonction froide à l'aide du multimètre Keithley 2700 (Figure 2.32).

Le résultat de la conversion est présenté dans la Figure 2.33. En ce qui concerne le blindage, il ne semble pas nécessaire dans la mesure où la différence de mesure entre les 2 thermocouples est inférieure au centième de degrés.

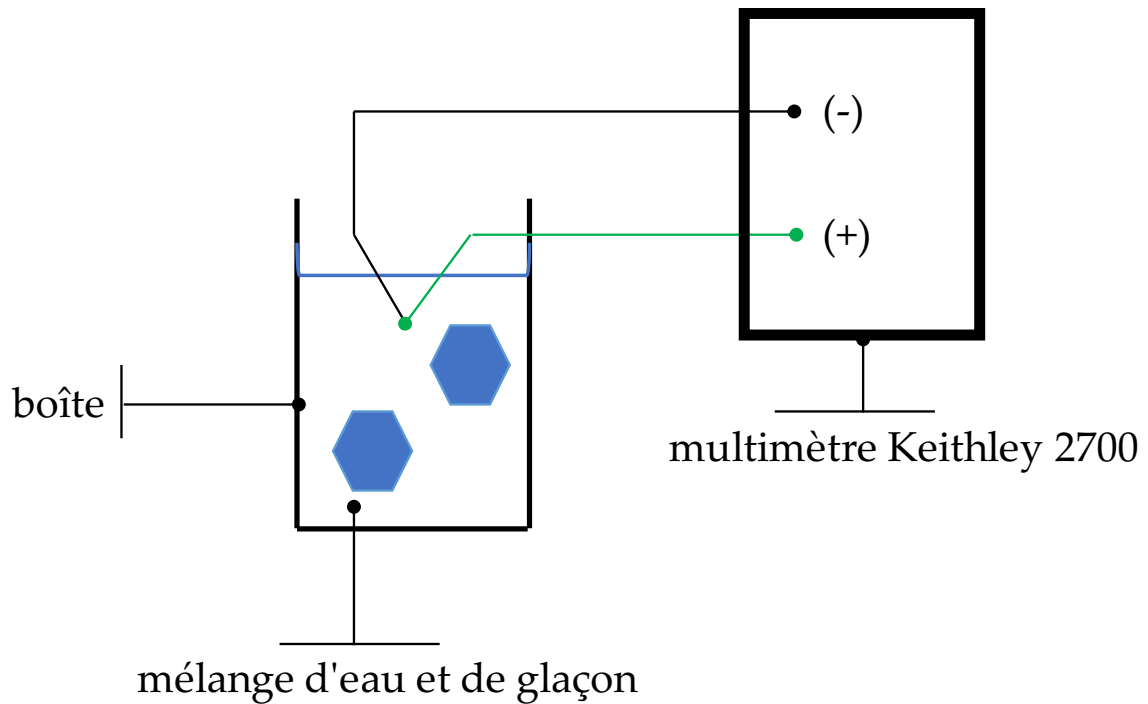


Figure 2.31 Compensation de la jonction froide, schéma théorique

Tableau 2.2 Conversion tension - température

C	-200°C to 0°C (-5891mVolt to 0mVolt)	0°C to 500°C (0mVolt to 20644mVolt)	500°C to 1372°C (20644mVolt to 54886mVolt)
0	0,0	0,0	-1,318058E+02
1	2,5173462E-02	2,5083552E-02	4,830222E-02
2	-1,1662878E-06	7,8601062E-08	-1,646031E-06
3	-1,0833638E-09	-2,5031312E-10	5,464731E-11
4	-8,9773540E-13	8,3152702E-14	-9,650715E-16
5	-3,7342377E-16	-1,2280342E-17	8,802193E-21
6	-8,6632643E-20	9,8040362E-22	-3,110810E-26
7	-1,0450598E-23	-4,4130302E-26	
8	-5,1920577E-28	1,0577342E-30	
9		-1,0527552E-35	

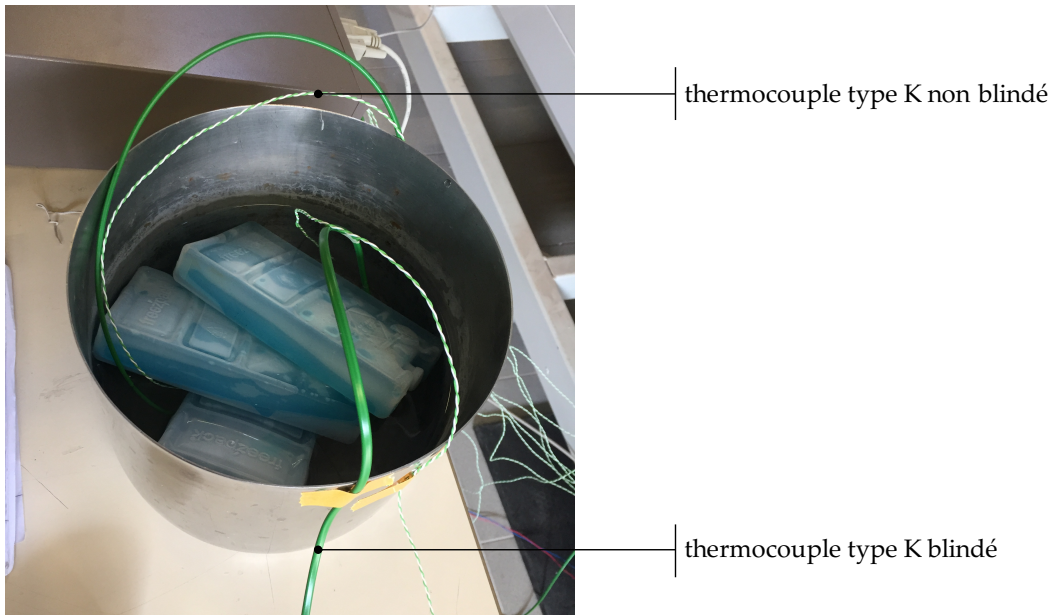


Figure 2.32 Compensation de la jonction froide

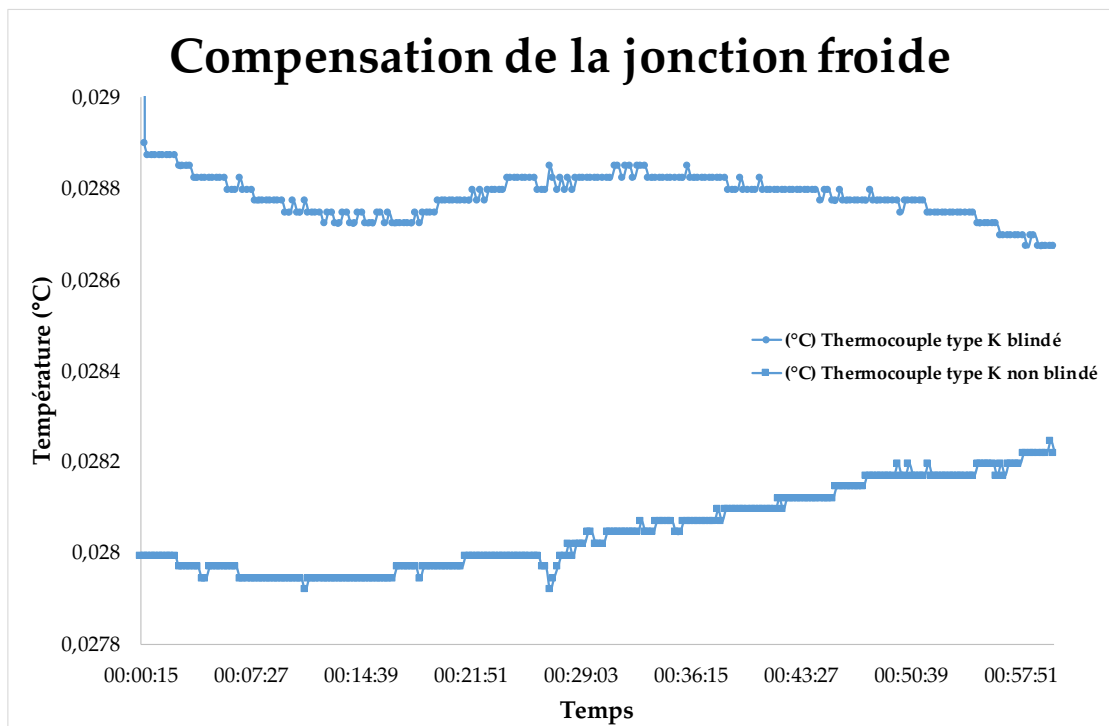


Figure 2.33 Résultats obtenus pour la compensation de la jonction froide

2.6 Conclusion

Nous souhaitons étudier l'influence de l'épaisseur de la lame d'air et du débit d'air sur les performances thermiques de la paroi ventilée. Dans ce chapitre nous avons présenté le prototype de paroi ventilée, la boîte chaude gardée, le protocole expérimental et la métrologie thermique qui vont permettre de caractériser le comportement thermique de la paroi ventilée. Par la suite nous allons présenter les résultats expérimentaux.

Chapitre 3: Résultats Expérimentaux

3.1 Introduction

Ce chapitre présente les résultats expérimentaux obtenus en utilisant la boîte chaude et la métrologie spécifique présentée au chapitre 2.

Des expériences spécifiques ont été entreprises pour tester le prototype de paroi ventilée. Les expériences ont été réalisées en régime permanent dans les conditions suivantes :

- Cellule chaude : conditions de température ambiante de 20°C et d'humidité relative de 55%.
- Cellule froide : conditions de température de 0°C, 75% d'humidité relative
- Débit d'air variable : 10 m³.h⁻¹, 20 m³.h⁻¹ et 30 m³.h⁻¹
- Épaisseur variable de la lame d'air : de 5 mm à 85 mm

Ces expériences spécifiques ont été réalisées pour étudier le prototype de mur ventilé en termes de capacité à préchauffer l'air dans la cavité (Figure 3.1). Les détails des 50 tests sont donnés dans le Tableau 3.1.

Nos expériences sont différentes des méthodes standards de boîtes chaudes décrites dans les normes comme EN ISO 8990 [71] et employées pour l'estimation de la résistance thermique d'un mur en régime permanent en utilisant une boîte chaude calibrée ou une boîte chaude surveillée.

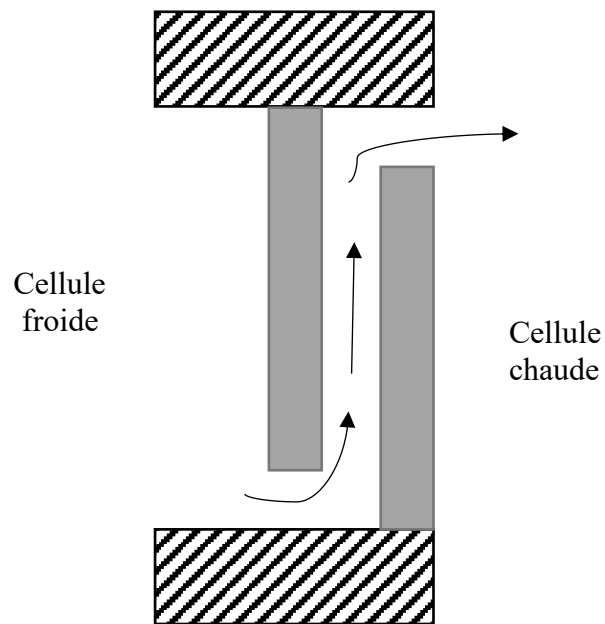
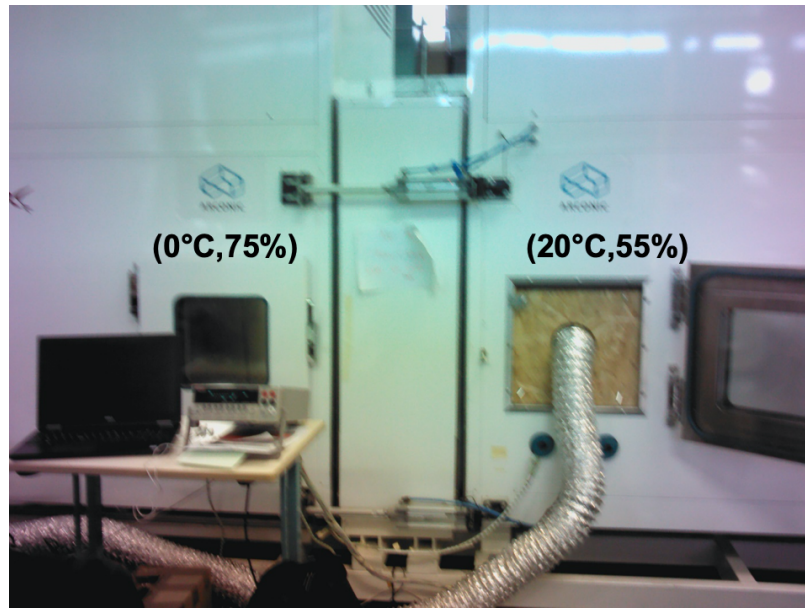


Figure 3.1 Dispositif expérimental

Tableau 3.1 Présentation des 50 tests

Essai	épaisseur (mm)	Débit d'air (m ³ .h ⁻³)	Temperature	Temperature	Différence de température (°C)
			Cellule froide T _{a1} (°C)	Cellule chaude T _{a2} (°C)	
1	5	9.94	-4.34	15.56	19.90
2	5	19.61	-4.64	15.63	20.27
3	5	29.99	-4.45	15.82	20.27
4	10	9.94	-4.64	15.58	20.23
5	10	19.96	-4.72	15.61	20.32
6	10	29.99	-4.47	15.80	20.27
7	15	10.00	-4.61	15.58	20.19
8	15	19.99	-4.63	15.66	20.29
9	15	30.09	-4.41	15.87	20.28
10	20	9.98	-4.67	15.62	20.29
11	20	20.43	-4.66	15.64	20.29
12	20	29.84	-4.41	15.86	20.27
13	25	10.02	-4.67	15.61	20.28
14	25	20.08	-4.63	15.68	20.31
15	25	29.81	-4.43	15.87	20.30
16	30	9.90	-4.65	15.66	20.31
17	30	19.85	-4.62	15.71	20.33
18	30	29.98	-4.32	15.9	20.22
19	35	10.22	-4.65	15.63	20.28
20	35	19.89	-4.64	15.63	20.27
21	35	30.039	-4.32	15.95	20.28
22	40	8.98	-4.67	15.66	20.33
23	40	20.07	-4.61	15.74	20.35
24	40	30.05	-4.29	15.86	20.15
25	45	9.04	-4.66	15.64	20.30
26	45	20.03	-4.62	15.60	20.22
27	45	30.07	-4.40	15.91	20.31
28	50	10.01	-4.71	15.59	20.31
29	50	20.04	-4.65	15.62	20.27
30	50	29.94	-4.45	15.82	20.27
31	55	9.99	-4.62	15.66	20.28
32	55	20.08	-4.61	15.51	20.11
33	55	30.01	-4.37	15.77	20.14
34	60	10.01	-4.63	15.59	20.22
35	60	19.73	-4.58	15.70	20.28
36	60	29.90	-4.19	15.85	20.04
37	65	10.01	-4.65	15.52	20.17
38	65	20.03	-4.69	15.64	20.32
39	65	30.05	-4.45	15.85	20.30
40	70	10.07	-4.72	15.58	20.29
41	70	20.03	-4.64	15.53	20.16
42	70	30.37	-4.37	15.78	20.15
43	75	9.98	-4.68	15.47	20.15
44	75	20.01	-4.70	15.57	20.27
45	75	30.62	-4.38	15.71	20.09
46	80	9.98	-4.75	15.47	20.22
47	80	20.49	-4.66	15.59	20.25
48	80	30.13	-4.46	15.72	20.18
49	85	9.99	-4.67	15.49	20.16
50	85	20.27	-4.72	15.50	20.22

3.2 Température ambiante

Dans un premier temps, une vérification de la température de consigne dans chacune des cellules de la boîte chaude gardée a été réalisée. On cherche à obtenir une différence de température d'au moins 20°C entre les 2 cellules de façon à obtenir des flux de chaleur suffisamment élevés pour être correctement mesurés par les fluxmètres [78].

Pour l'ensemble de ces essais de contrôle, les conditions d'ambiance sont fixées à 20°C et 55% d'humidité relative pour la cellule fixe, et 0°C et 75% d'humidité relative pour la cellule mobile. Les relevés de mesure sont réalisés en régime permanent, le débit d'air est de 20 m³.h⁻¹ et s'écoule de la cellule mobile (ambiance froide) à la cellule fixe (ambiance chaude) dans une cavité de 0.01 m d'épaisseur.

La température ambiante a été mesurée dans la cellule chaude et la cellule froide à l'aide de thermocouples de type K et de capteurs PT-100 (capteurs de la boîte chaude). La différence de température entre la cellule chaude et la cellule froide était de 20 °C. Cette différence de température permet d'obtenir un flux de chaleur qui peut être mesuré par des fluxmètres correctement mesurés.

Dans les conditions spécifiées (20°C dans la cellule chaude et 0°C dans la cellule froide), une différence significative (2,6°C pour la cellule froide et 4,3°C pour la cellule chaude) peut être observée entre la température ambiante mesurée avec le capteur de la boîte chaude et la température ambiante mesurée par nos thermocouples. Cette différence peut s'expliquer par le fait que les cellules ne sont pas étanches puisqu'un flux d'air artificiel a été créé entre elles. Or, pour une utilisation standard de la boîte chaude, il ne doit pas y avoir d'échange d'air entre les cellules ; le système de régulation de l'appareil est alors perturbé.

Les figures 3.2 et 3.3 présentent la température de l'air dans la cellule froide et la cellule chaude. La température est mesurée par 6 thermocouples de type K (3 thermocouples T42, T43 et T44 dans la cellule froide et 3 thermocouples T39, T40, T41 dans la cellule chaude). On peut voir dans les figures que la température de l'air à l'intérieur de la boîte chaude est homogène dans la cellule froide et la cellule chaude. La température moyenne de l'air est de -4,6±0,05 °C pour la cellule froide et de 15,7±0,18 °C pour la cellule chaude.

Par ailleurs, on constate que le brassage de l'air est suffisant pour obtenir une répartition homogène de la température dans le temps et dans l'espace. En moyenne, la différence de mesure maximale constatée entre les thermocouples est de 0,04°C dans la cellule mobile et de 0,7°C dans la cellule fixe.

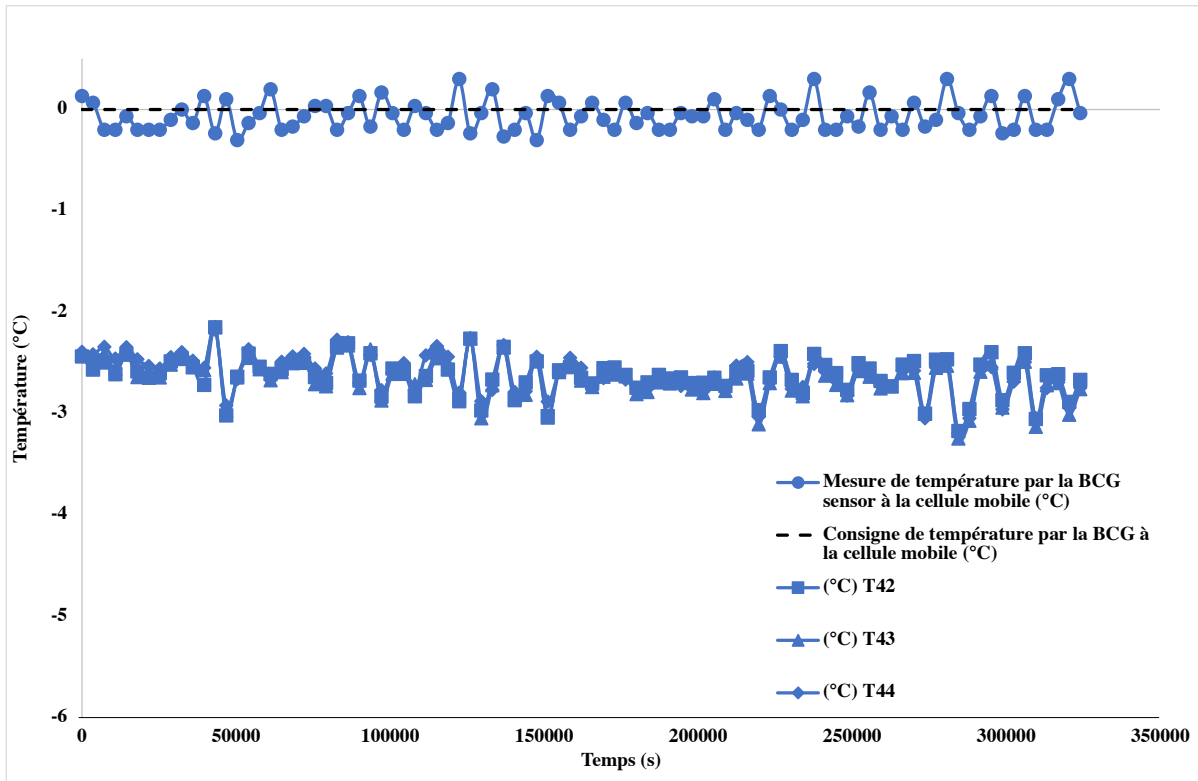


Figure 3.2 Température ambiante dans la cellule froide

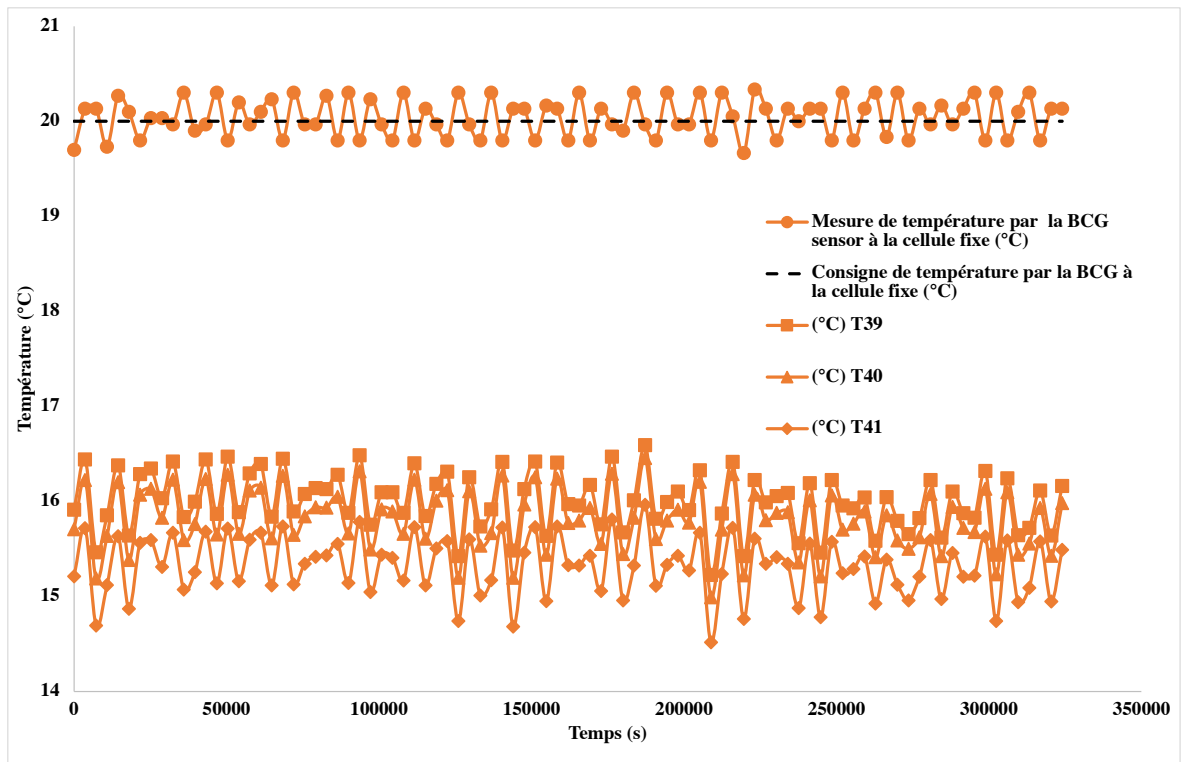


Figure 3.3 Température ambiante dans la cellule chaude

3.3 Température de surface

Dans un second temps, on cherche à vérifier la mesure des températures de surface effectuée par les thermocouples. Pour cela, on la compare à la température obtenue à l'aide d'une caméra infrarouge.

Le principe de la comparaison des mesures des thermocouples (mesures des thermocouples T8 et T5) avec les données obtenues à l'aide d'une caméra infrarouge FLIR 650 SC et présentée dans la Figure 3.4. La zone couverte par la caméra infrarouge a une surface de 10 cm². Les thermocouples T8 et T5 sont situés sur la partie supérieure et inférieure de cette surface.

La Figure 3.5 présente une comparaison des mesures obtenues par thermocouples T5, T8 avec les mesures obtenues par caméra infrarouge. On peut remarquer que les valeurs moyennes mesurées par les thermocouples T5, T8 et la caméra infrarouge sont respectivement de 12,14°C, 12,11°C et 12,18°C.

On peut donc conclure que les mesures des températures de surface par thermocouples sont en adéquation avec les mesures effectuées par la caméra infrarouge et confirment la fiabilité de l'instrumentation des parois.

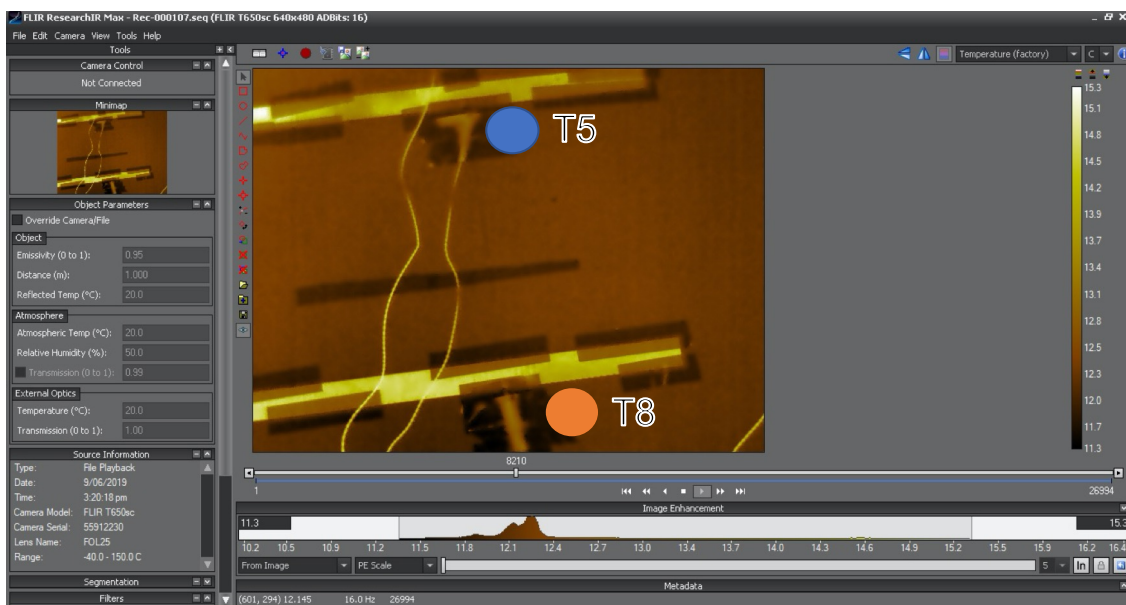


Figure 3.4 Mesure de la température de surface par caméra infrarouge

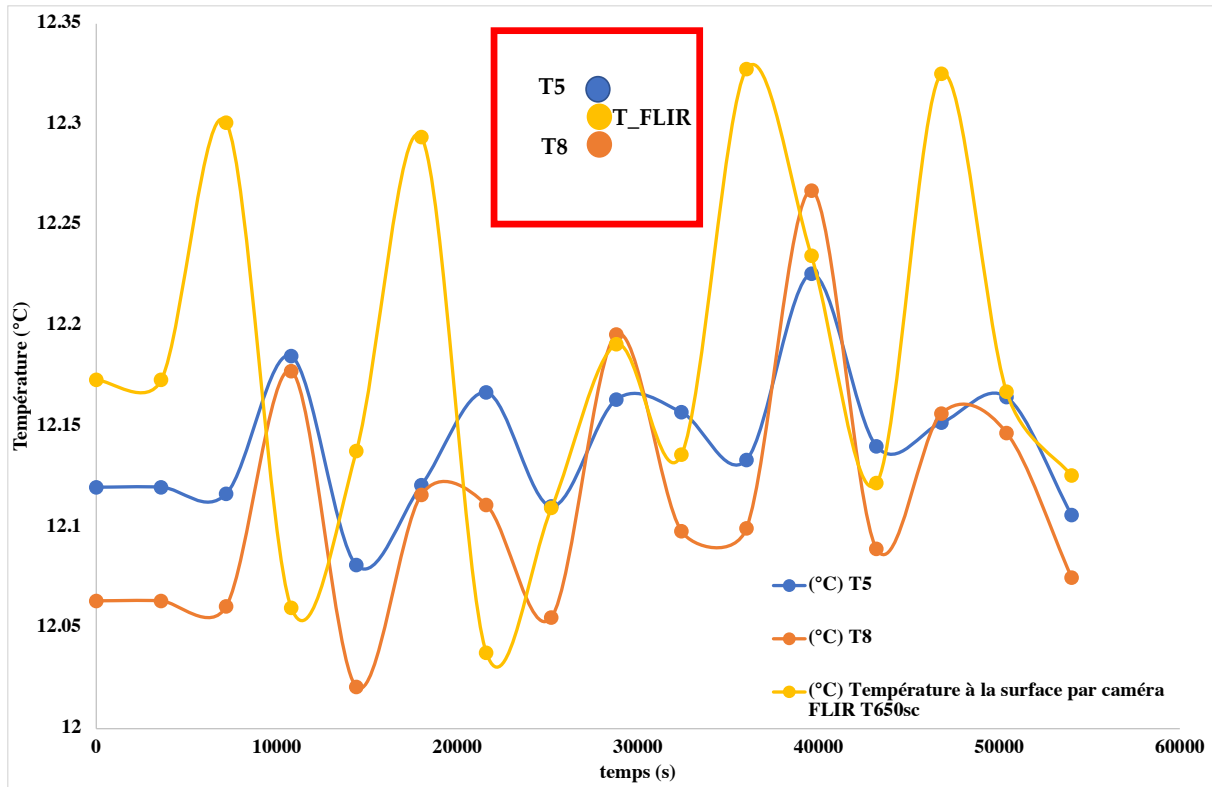


Figure 3.5 Température de surface. Mesure par thermocouples et caméra thermique.

3.4 Température de la lame d'air

Nous analysons ici les profils de température dans la lame d'air obtenus expérimentalement. On présente les résultats des évolutions de température à l'intérieur de la cavité pour trois épaisseurs de lame d'air de 5 mm, de 50 mm, et de 85 mm et pour trois et 3 débits d'air : $10 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$, $20 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$ et $30 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$.

Nous présentons d'abord l'évolution temporelle de la température pour trois distances de 5 mm, de 50 mm, et de 85 mm et pour le débit d'air de $10 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$ (Figures 3.6, 3.7 et 3.8). Les positions verticales indiquées sont les suivantes : 0,01 m ; 0,125 m ; 0,345 m ; 0,560 m ; 0,800 m et 0,910 m. On remarque que les profils de températures sont stables et que la température obtenue en sortie est plus élevée pour une lame épaisseur d'air de 85 mm. On peut déduire qu'une épaisseur importante de lame d'air permet d'améliorer les performances thermiques de parois ventilées.

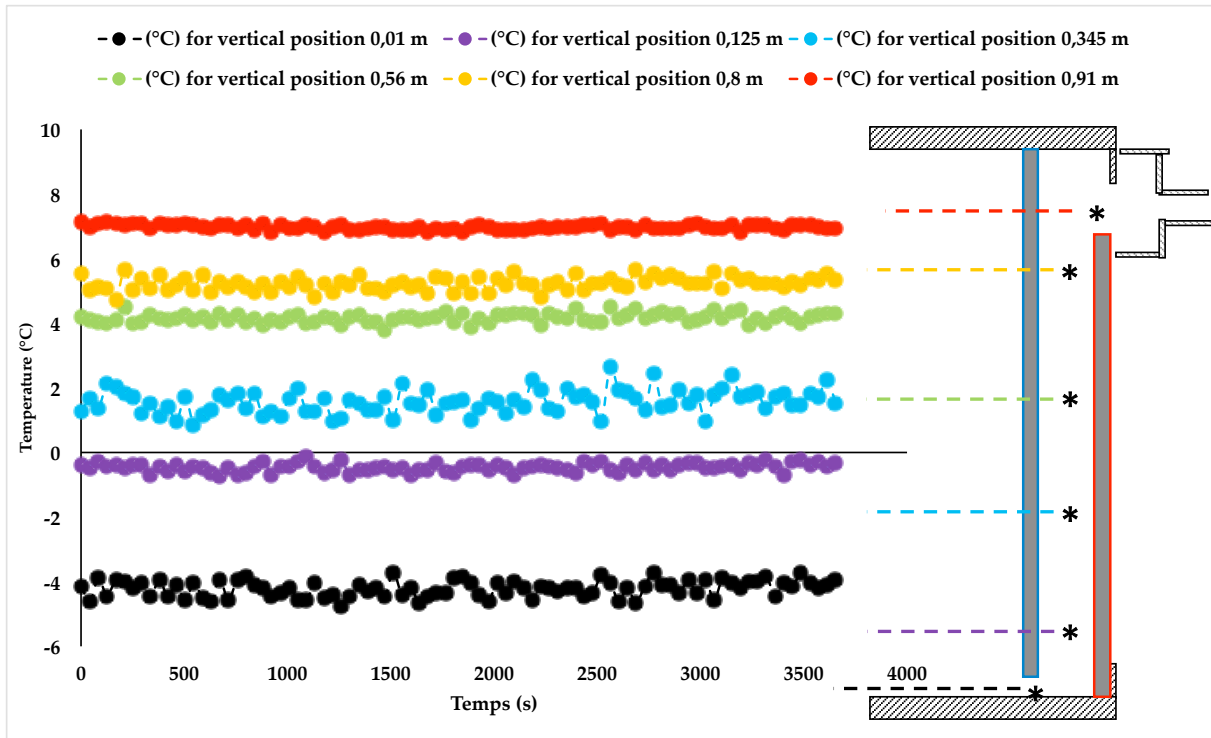


Figure 3.6 Évolution de la température à l'intérieur de la chambre à air pour une distance entre les parois de 5 mm pour le débit d'air de $10 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$

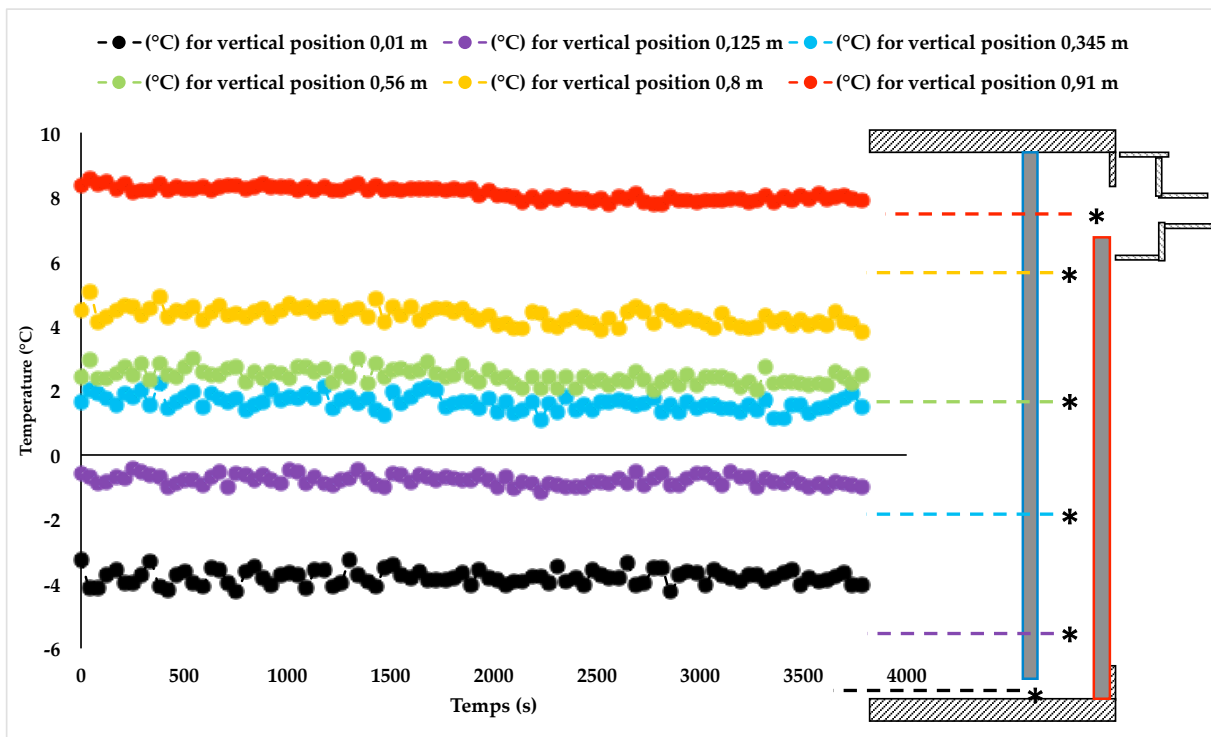


Figure 3.7 Évolution de la température à l'intérieur de la chambre à air pour une distance entre les parois de 50 mm pour le débit d'air $10 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$

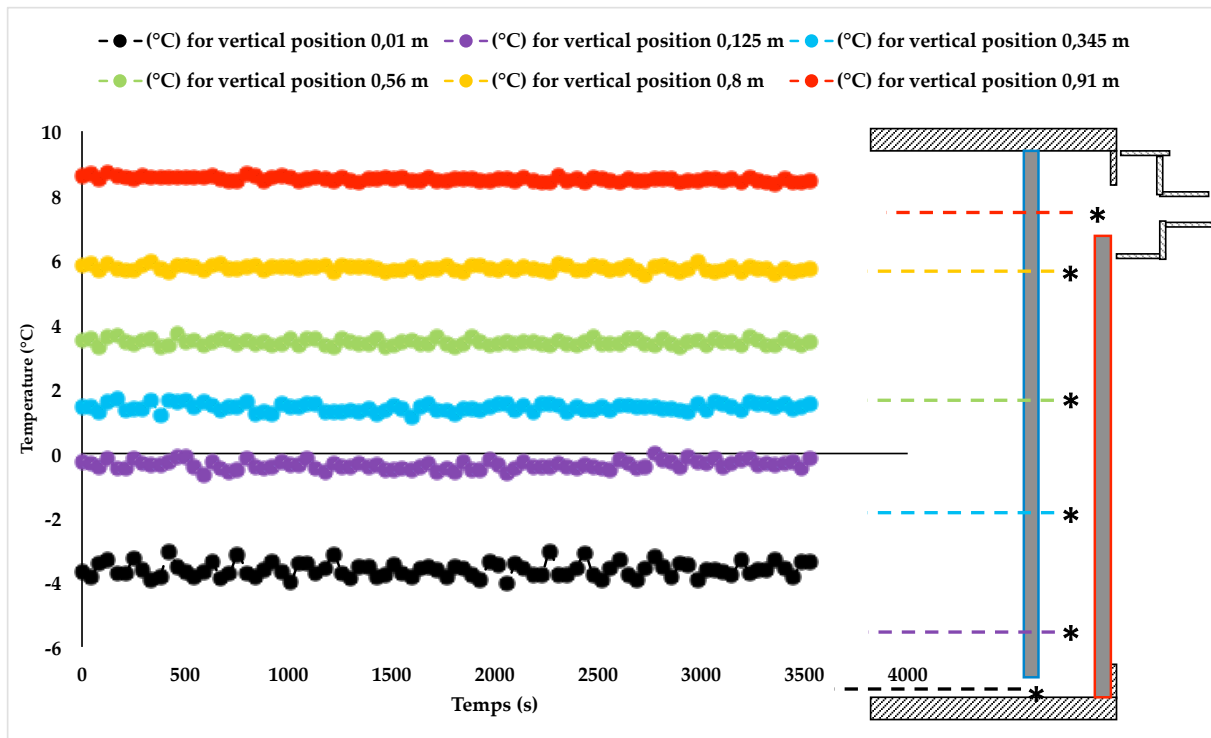


Figure 3.8 Évolution de la température à l'intérieur de la chambre à air pour une distance entre les parois de 85 mm pour le débit d'air de $10 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$

Les profils de température en fonction de la position verticale sont ensuite présentés pour les trois débits d'air $10 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$, $20 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$ et $30 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$ dans les figures. 3.9, 3.10 et 3.11. Les positions verticales indiquées sont les suivantes : 0,01 m ; 0,125 m ; 0,345 m ; 0,560 m ; 0,800 m et 0,910 m.

La figure 3.9 présente la température de l'air dans la chambre ventilée en fonction de la position verticale H pour une épaisseur d'espace d'air de 5 mm et pour différents débits d'air ($10 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$, $20 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$, et $30 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$). On peut voir qu'au haut de la chambre à air, la température de l'air diminue avec le débit d'air. Ceci indique que l'efficacité de la paroi ventilée diminue avec le débit d'air.

La figure 3. 10 présente la température de l'air dans la chambre ventilée en fonction de la position verticale H pour une épaisseur d'espace d'air de 50 mm et pour différents débits d'air ($10 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$, $20 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$, et $30 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$). On peut voir que les valeurs des températures locales à au niveau 0,01 m à 0,345 m sont proches. Pour une position verticale H de 0,345 m à 0,91 m, on peut observer que la température locale de l'air à l'intérieur de la chambre à l'air, pour le débit variable de $10 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$ est légèrement supérieure à celle du débit de $20 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$. Ceci indique que pour le débit de $10 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$ l'air à l'intérieur de la cavité circule plus longtemps et se préchauffe plus que pour les débits de $20 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$ et $30 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$.

Les résultats expérimentaux de la Figure 3.11 montrent que la température de l'air dans la cavité en fonction de la position verticale H pour une épaisseur d'espace d'air de 85 mm et pour différents débits d'air ($10 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$, $20 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$, et $30 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$). On peut observer que pour le débit d'air $10 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$, la température locale augmente par rapport température pour le débit d'air $20 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$ et $30 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$.

La conclusion que l'on peut tirer de ces figures est que les températures dans la cavité pour des épaisseurs importantes de lames d'air (50 mm et 85 mm) sont plus élevées dans la partie supérieure de la lame d'air. On remarque également une influence du débit d'air sur les températures dans la partie supérieure de la lame d'air. Pour un débit de $10 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$ l'air à l'intérieur de la cavité circule plus longtemps et se préchauffe plus que pour les débits de $20 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$ et $30 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$.

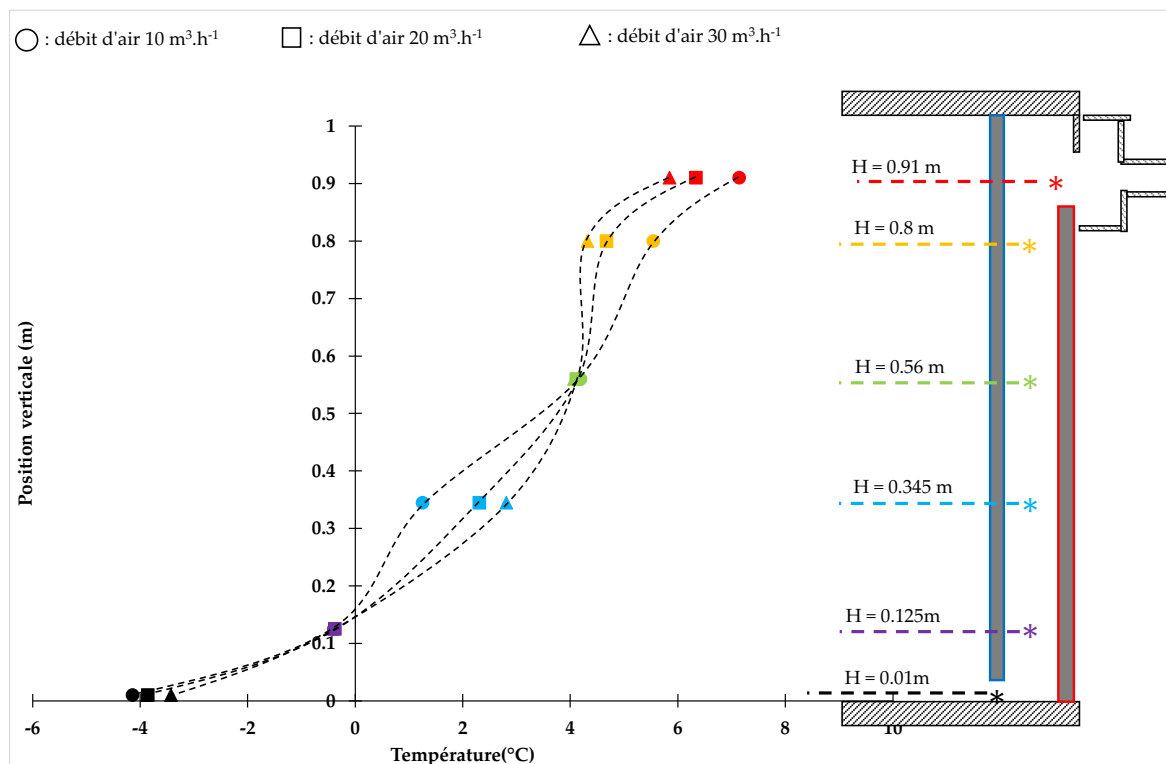


Figure 3.9 Évolution de la température à l'intérieur de la chambre à air pour une distance entre les parois de 5 mm pour les débits d'air ($10 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$, $20 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$ et $30 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$)

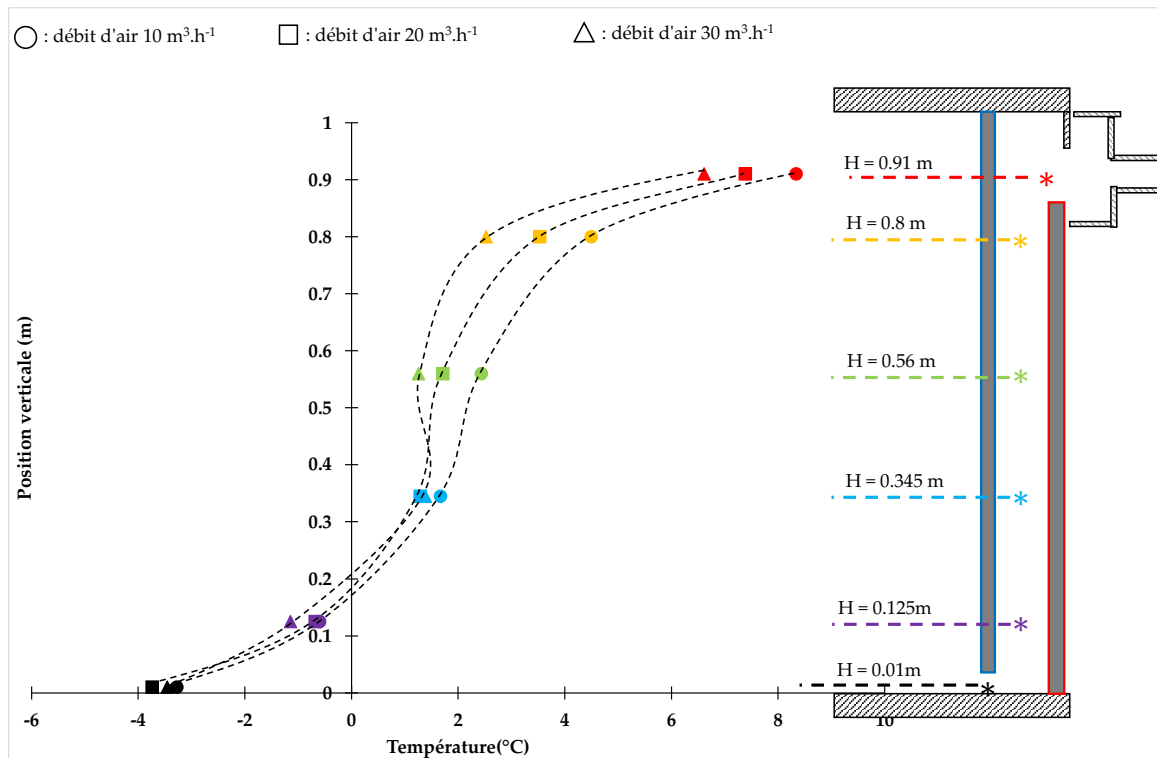


Figure 3.10 Évolution de la température à l'intérieur de la chambre à air pour une distance entre les parois de 50 mm pour les débit d'air (10 m³.h⁻¹, 20 m³.h⁻¹ et 30 m³.h⁻¹)

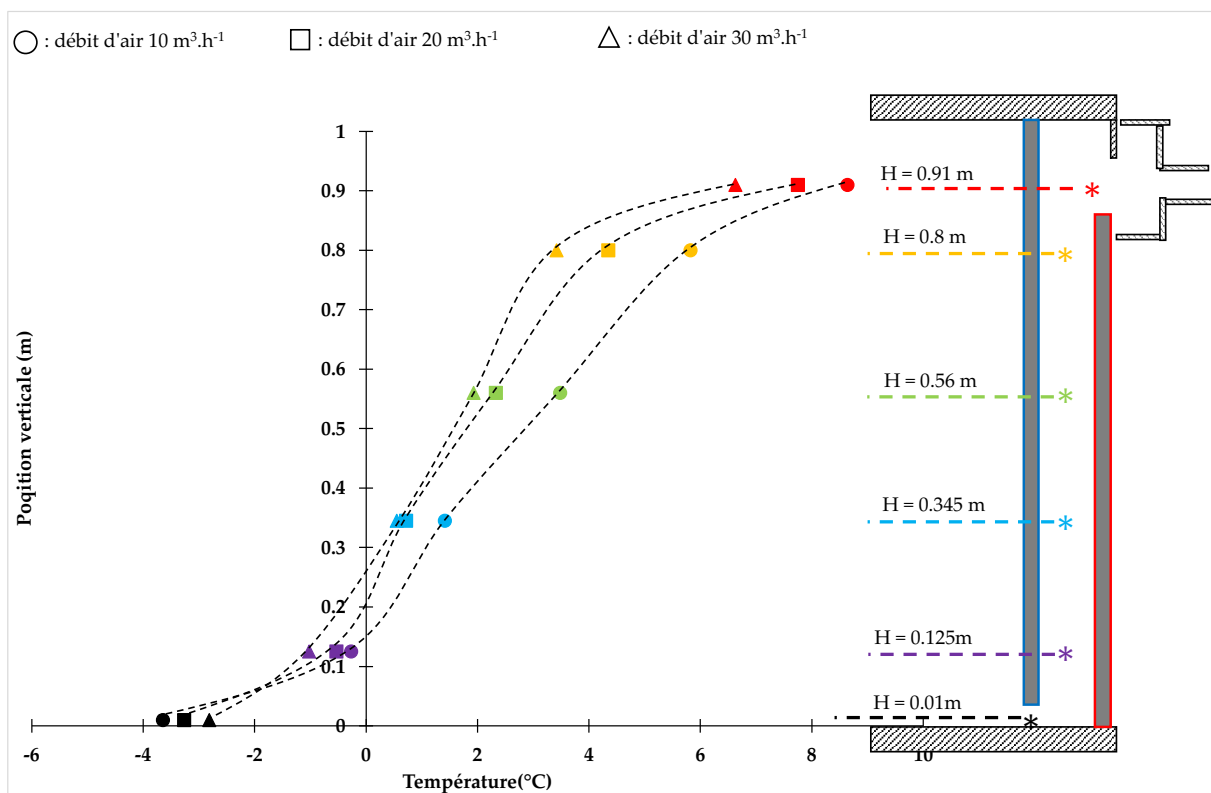


Figure 3.11 Évolution de la température à l'intérieur de la chambre à air pour une distance entre les parois de 85 mm pour les débit d'air (10 m³.h⁻¹, 20 m³.h⁻¹ et 30 m³.h⁻¹)

Nous avons comparé nos mesures avec un modèle numérique. Il s'agit d'un modèle numérique 2D développé à l'aide du logiciel Comsol Multiphysics [79].

La Figure 3.12 représente la géométrie et les conditions limites du modèle. Les conditions aux limites sont données par les coefficients de convection déterminés expérimentalement : $h_{int} = 18.69 \text{ W.m}^{-2}.\text{K}^{-1}$ et $h_{ext} = 20.35 \text{ W.m}^{-2}.\text{K}^{-1}$. Les parois horizontales sont considérées comme des étant des surfaces adiabatiques. L'écoulement de l'air à l'intérieur de la cavité est considéré comme un écoulement bidimensionnel en régime laminaire. Le modèle géométrique ainsi que le maillage sont réalisés à l'aide du logiciel Comsol.

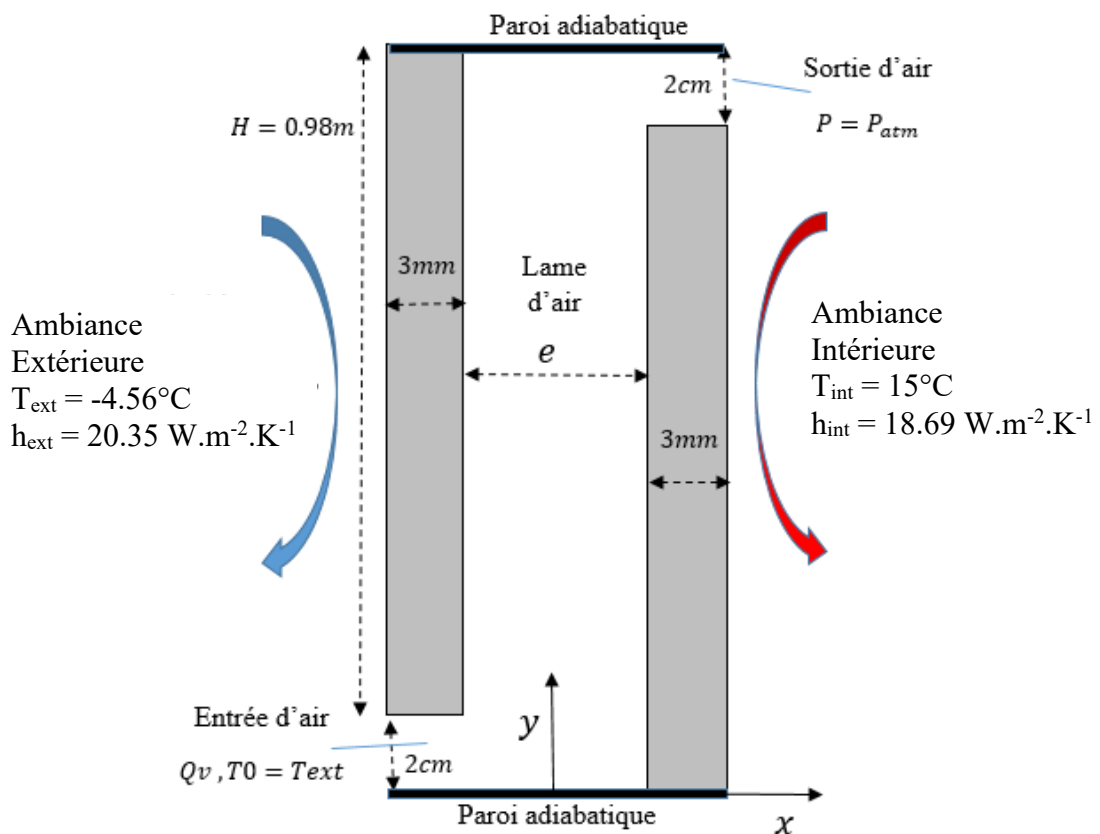


Figure 3.12 Géométrie et conditions limites du modèle

Les hypothèses de cette modélisation 2D sont les suivantes :

- Régime stationnaire
- L'écoulement est laminaire
- Le transfert de chaleur par rayonnement est négligeable
- Les propriétés thermo-physiques de l'air sont considérées dépendantes de la température.

Les parois sont en aluminium composite dont les propriétés thermo-physiques sont :

- Masse volumique 900 kg/m^3
- Conductivité thermique 0.375 W/(m.K)
- Capacité calorifique 2700 J/(kg.K) .

Les Figures 3. 13, 3. 14 et 3.15 présentent une comparaison mesures-modèle pour :

- Une épaisseur de lame d'air de 5 mm, 50 mm et 85 mm
- Pour différents débits d'air $10 \text{ m}^3.\text{h}^{-1}$, $20 \text{ m}^3.\text{h}^{-1}$, et $30 \text{ m}^3.\text{h}^{-1}$
- Et pour différentes positions verticales : 0,01 m ; 0,125 m; 0,345 m; 0,560 m; 0,800 m et 0,910 m.

Dans les Figures 3. 13, 3. 14 et 3.15 les valeurs expérimentales sont représentés en orange et les valeurs numériques sont représentés en bleu.

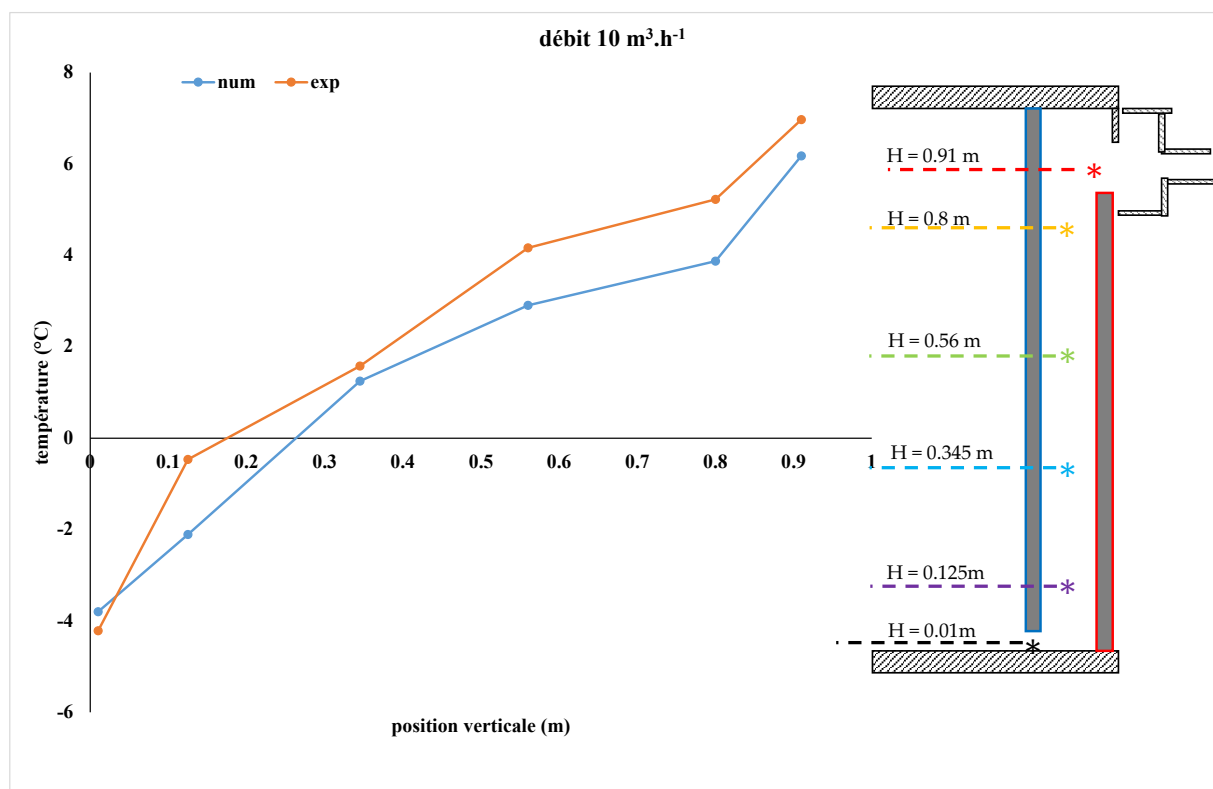
La Figure 3.13 présente la comparaison mesures modèle pour une épaisseur de lame d'air de 5 mm et pour différents débits d'air ($10 \text{ m}^3.\text{h}^{-1}$, $20 \text{ m}^3.\text{h}^{-1}$, et $30 \text{ m}^3.\text{h}^{-1}$). On remarque une augmentation de la température avec la position verticale. On remarque aussi que les profils numériques et expérimentaux ont la même allure et que l'écart entre les valeurs expérimentales et les valeurs obtenues par modélisation reste faible.

La Figure 3.14 présente la comparaison mesures modèle pour une épaisseur de lame d'air de 50 mm et pour différents débits d'air ($10 \text{ m}^3.\text{h}^{-1}$, $20 \text{ m}^3.\text{h}^{-1}$, et $30 \text{ m}^3.\text{h}^{-1}$). On remarque que les profils numériques et expérimentaux sont similaires et que l'écart entre les valeurs expérimentales et les valeurs obtenues par modélisation reste relativement faible.

La Figure 3.15 présente la comparaison mesures modèle pour une épaisseur de lame d'air de 85 mm et pour différents débits d'air ($10 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$, $20 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$, et $30 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$). On remarque que l'écart entre les valeurs expérimentales et les valeurs obtenues par modélisation est plus important que l'écart obtenu pour les épaisseurs de lames d'air de 5 mm et 50 mm.

On peut conclure qu'on a un bon accord modèle mesures pour les trois épaisseurs de lame d'air de 5 mm, 50 mm et 85 mm et pour les différents débits d'air ($10 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$, $20 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$, et $30 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$) et que l'écart maximal entre les mesures et le modèle augmente, lorsque l'épaisseur de la lame d'air augmente.

La figure 3.16 présente l'écart maximal et minimal entre les mesures et le modèle. On remarque que l'écart maximal est de $2.36 \text{ }^\circ\text{C}$. Cet écart peut s'expliquer par les incertitudes de mesure et par les incertitudes et les hypothèses de modélisation, en particulier l'hypothèse de transfert de chaleur par rayonnement négligeable de modélisation.



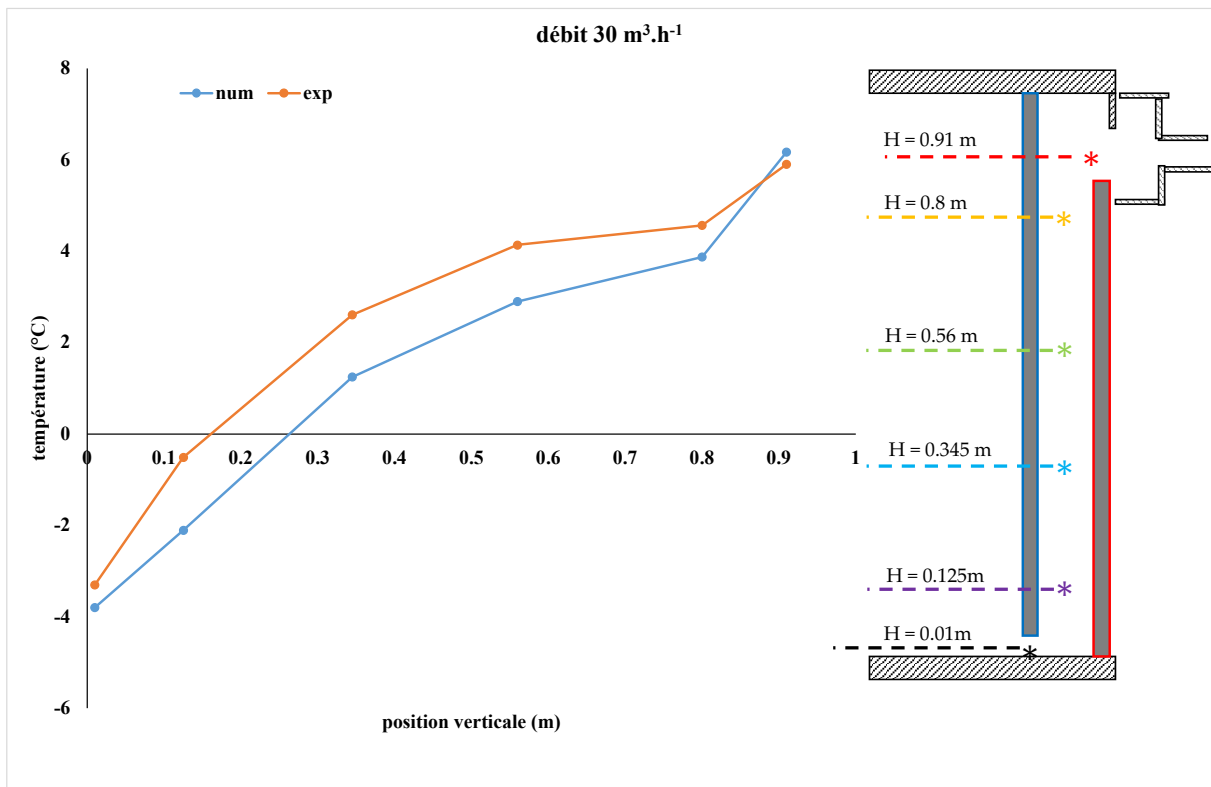
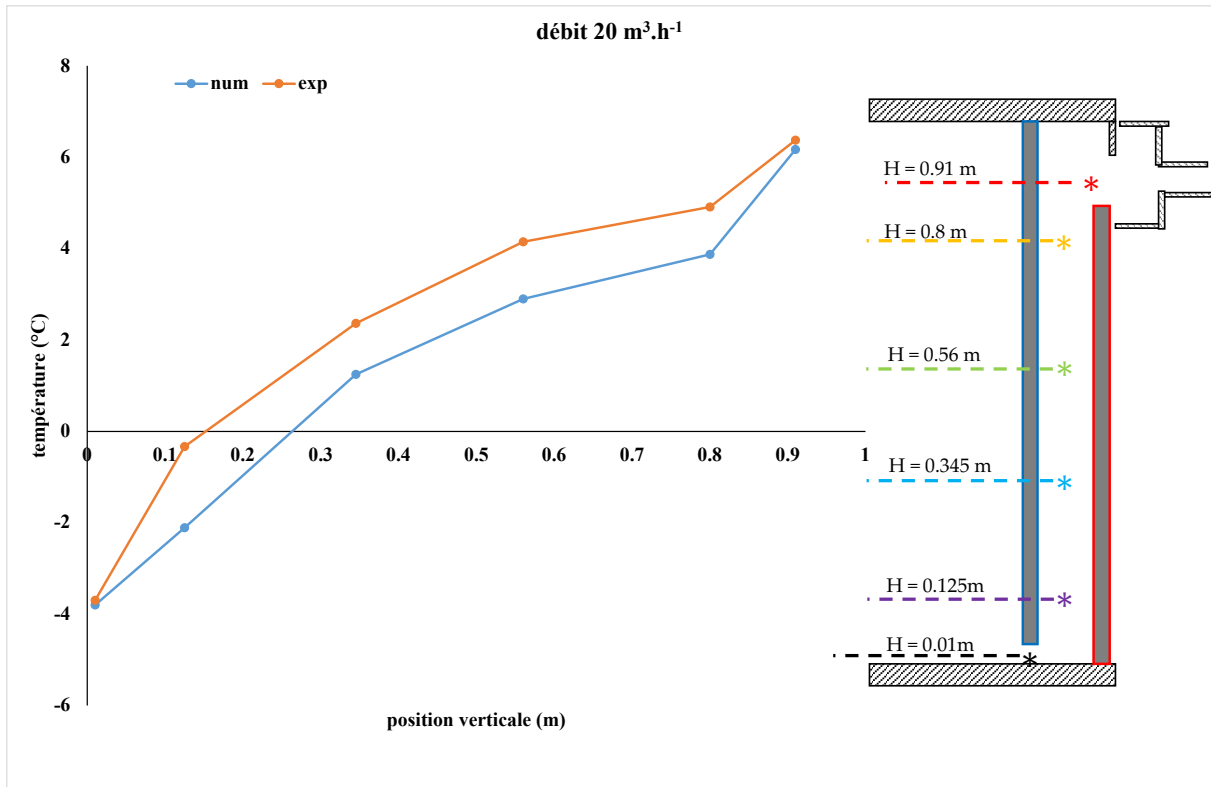
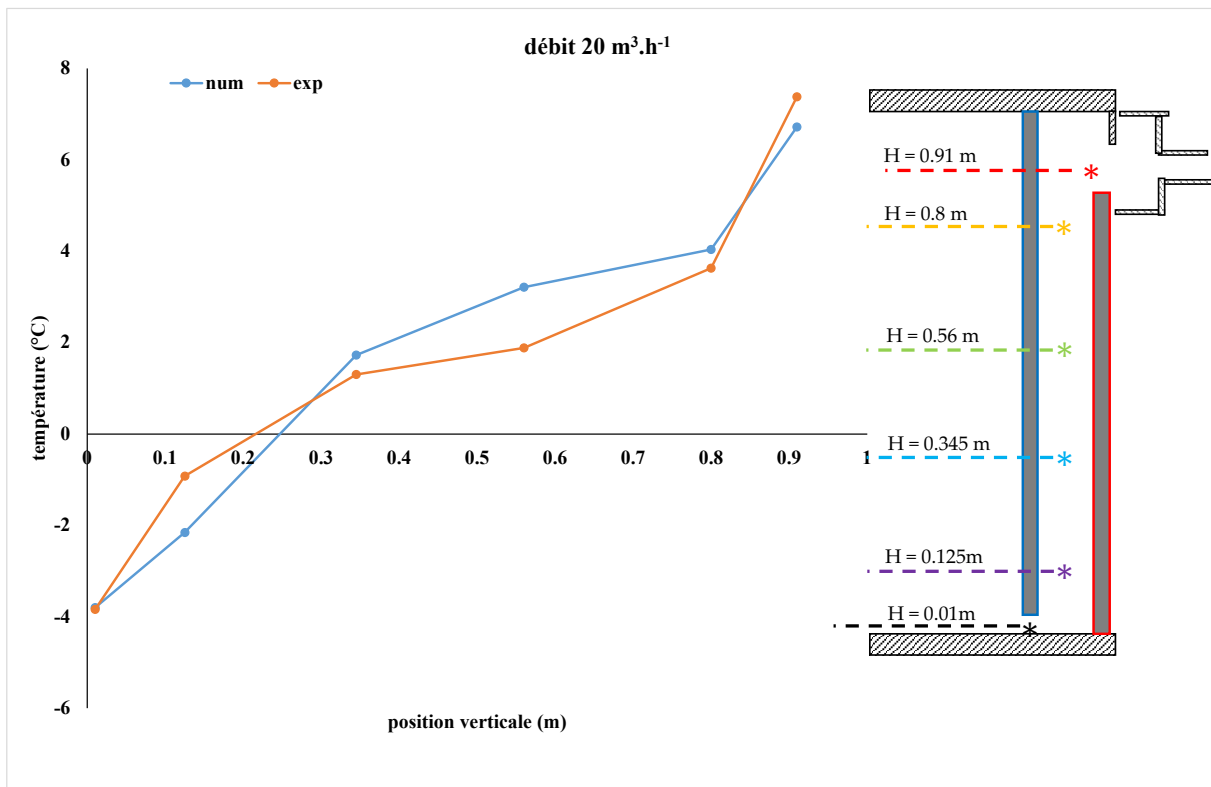
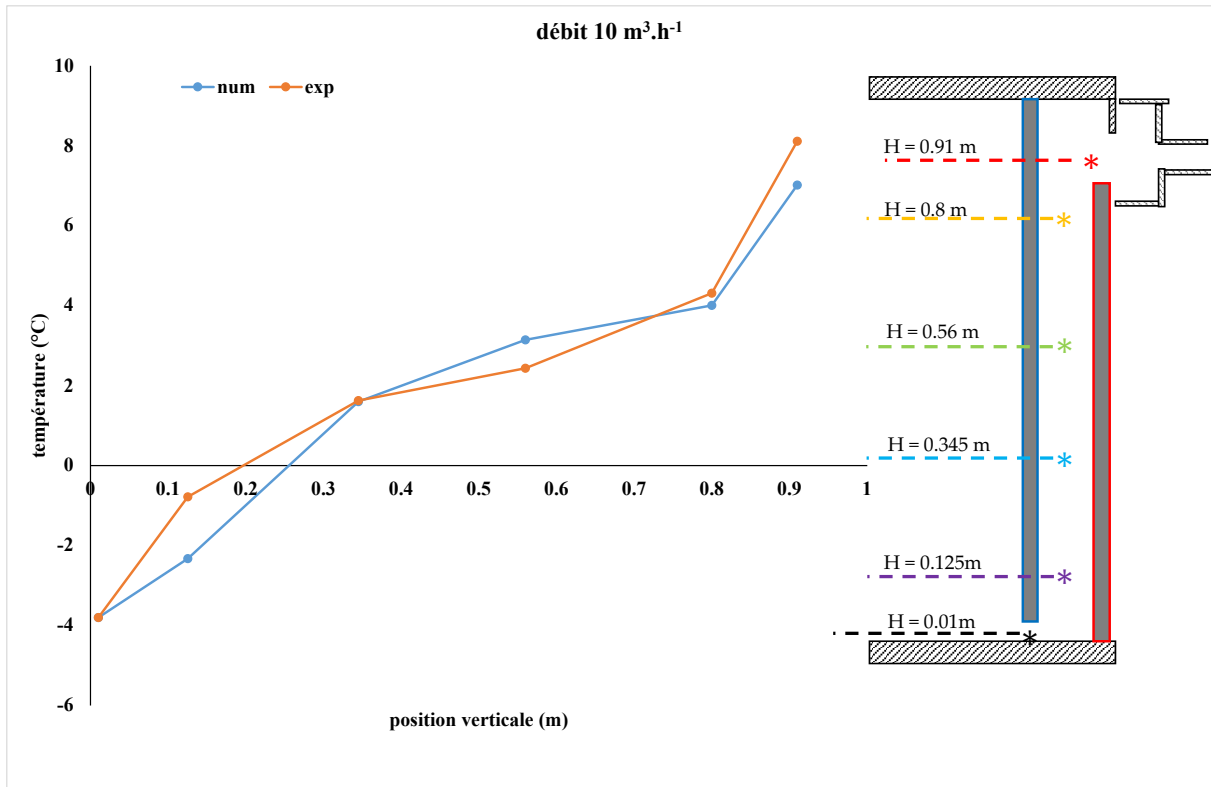


Figure 3.13 Comparaison mesures modèle pour une épaisseur de lame d'air de 5 mm et pour différents débits d'air (10 m³.h⁻¹, 20 m³.h⁻¹, et 30 m³.h⁻¹).



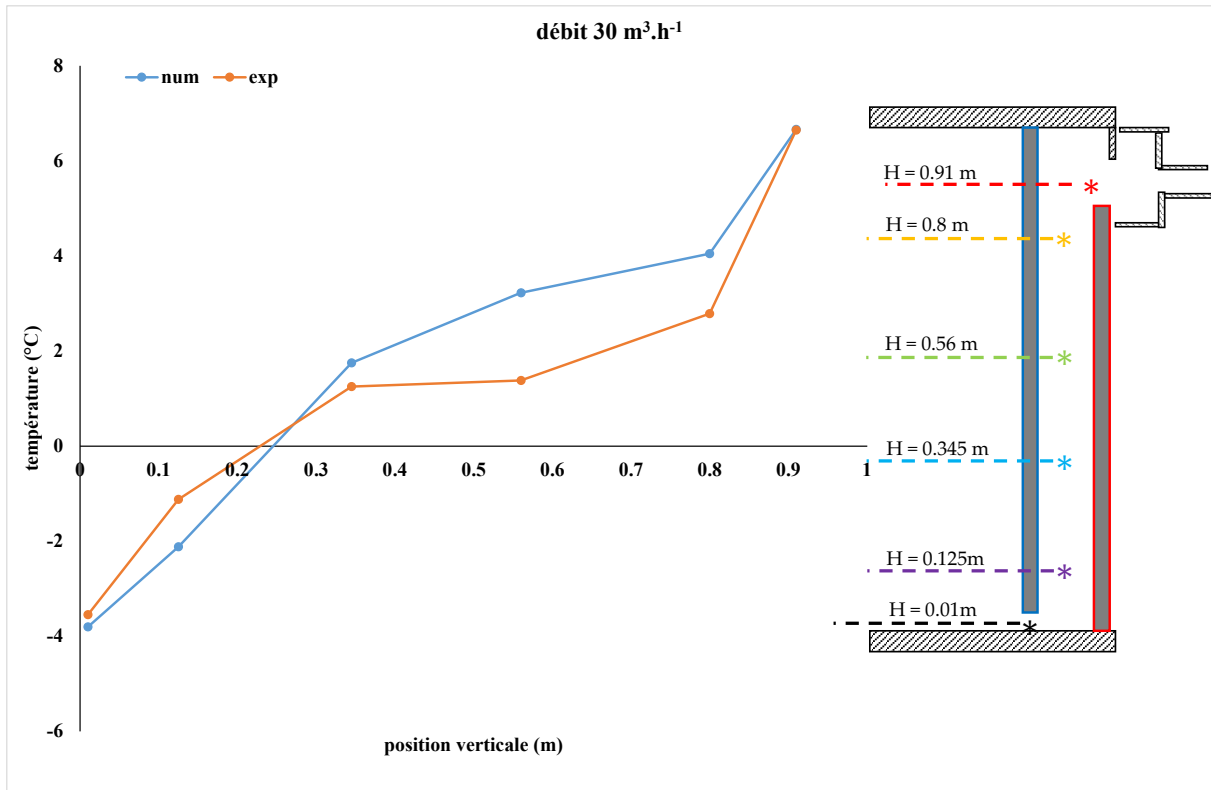
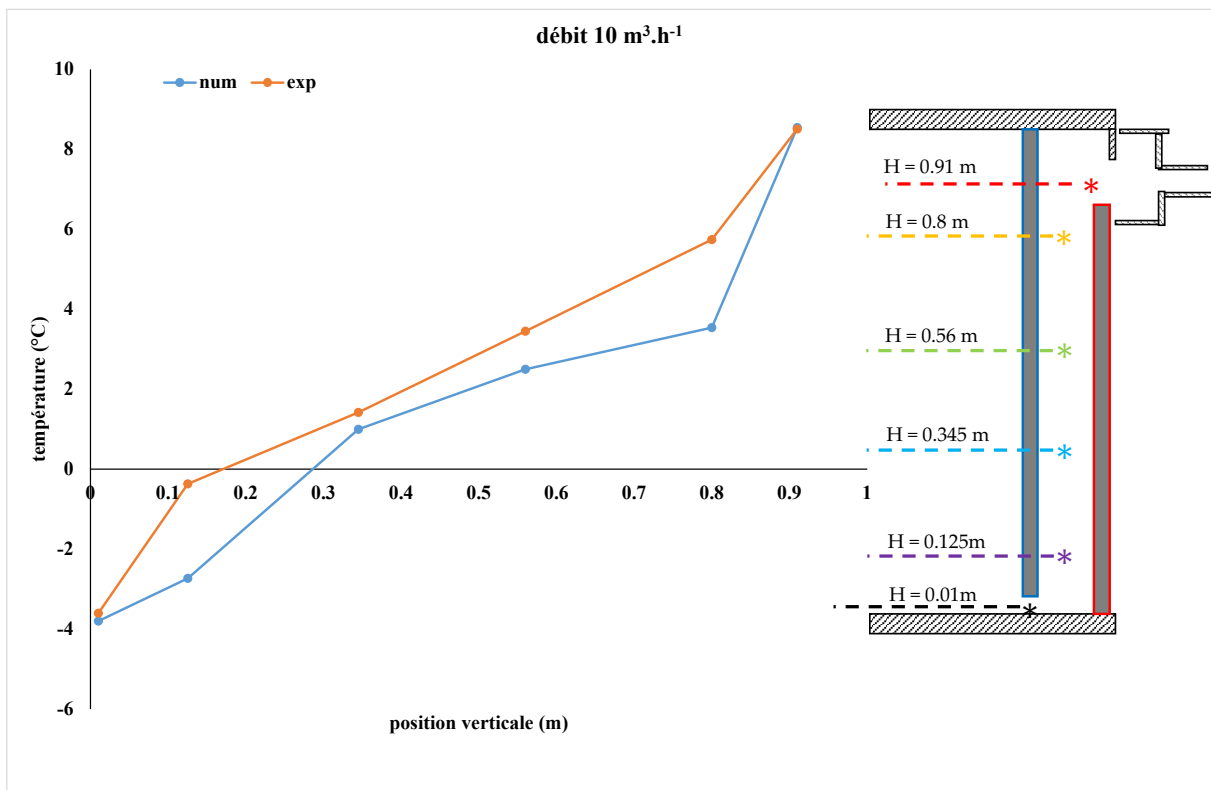


Figure 3.14 Comparaison mesures modèle pour une épaisseur de lame d'air de 50 mm et pour différents débits d'air (10 m³.h⁻¹, 20 m³.h⁻¹, et 30 m³.h⁻¹).



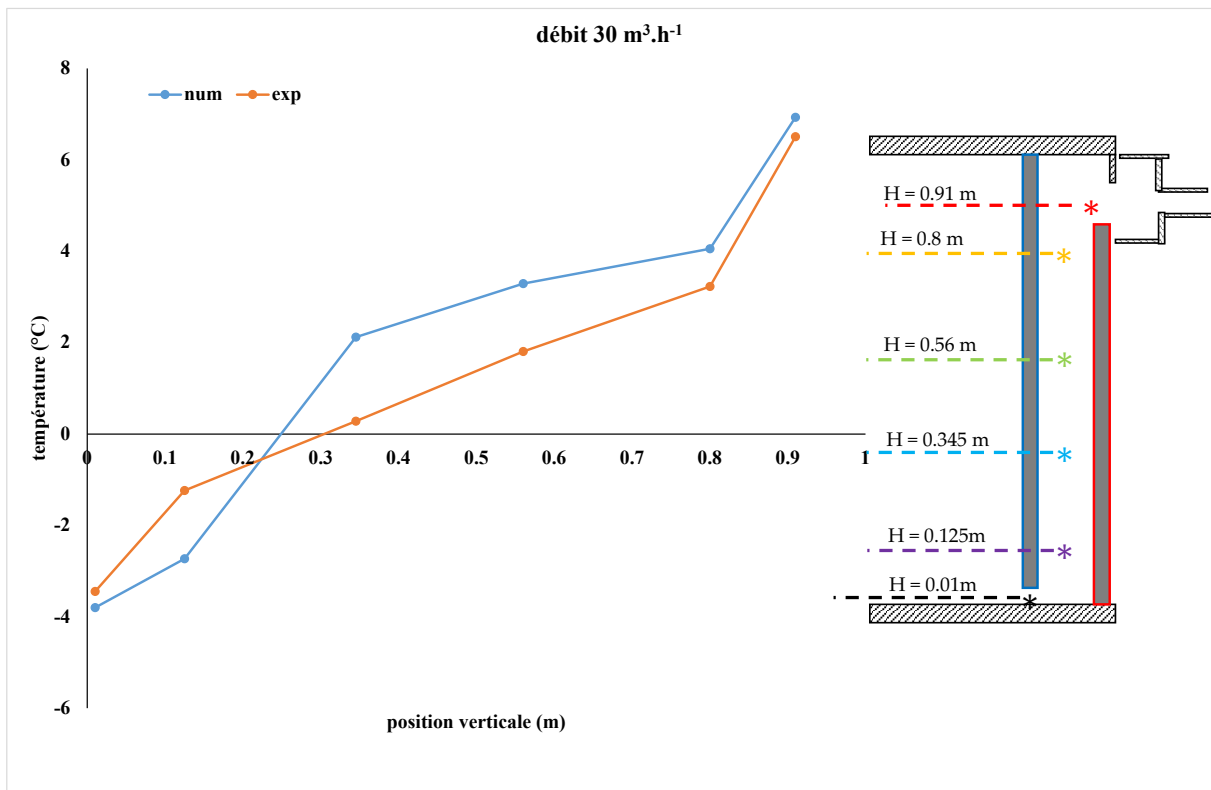
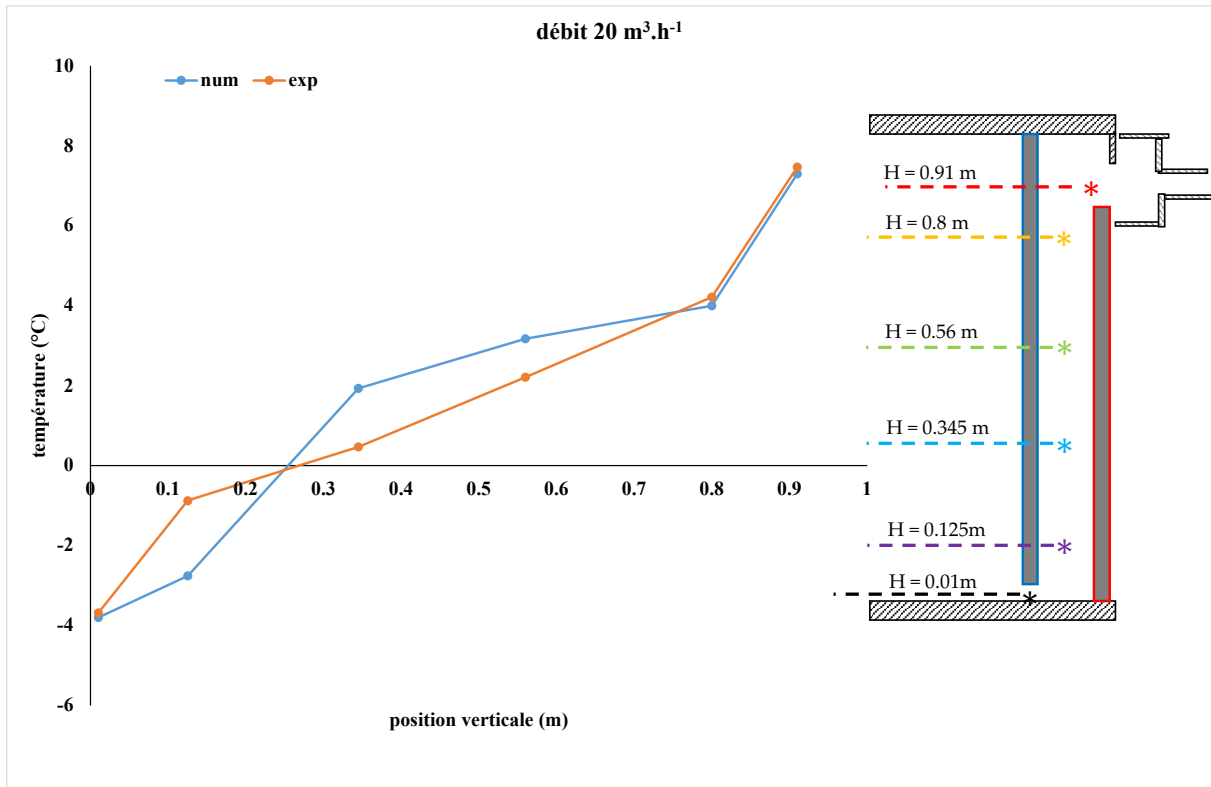


Figure 3.15 Comparaison mesures modèle pour une épaisseur de lame d'air de 85 mm et pour différents débits d'air (10 m³.h⁻¹, 20 m³.h⁻¹, et 30 m³.h⁻¹).

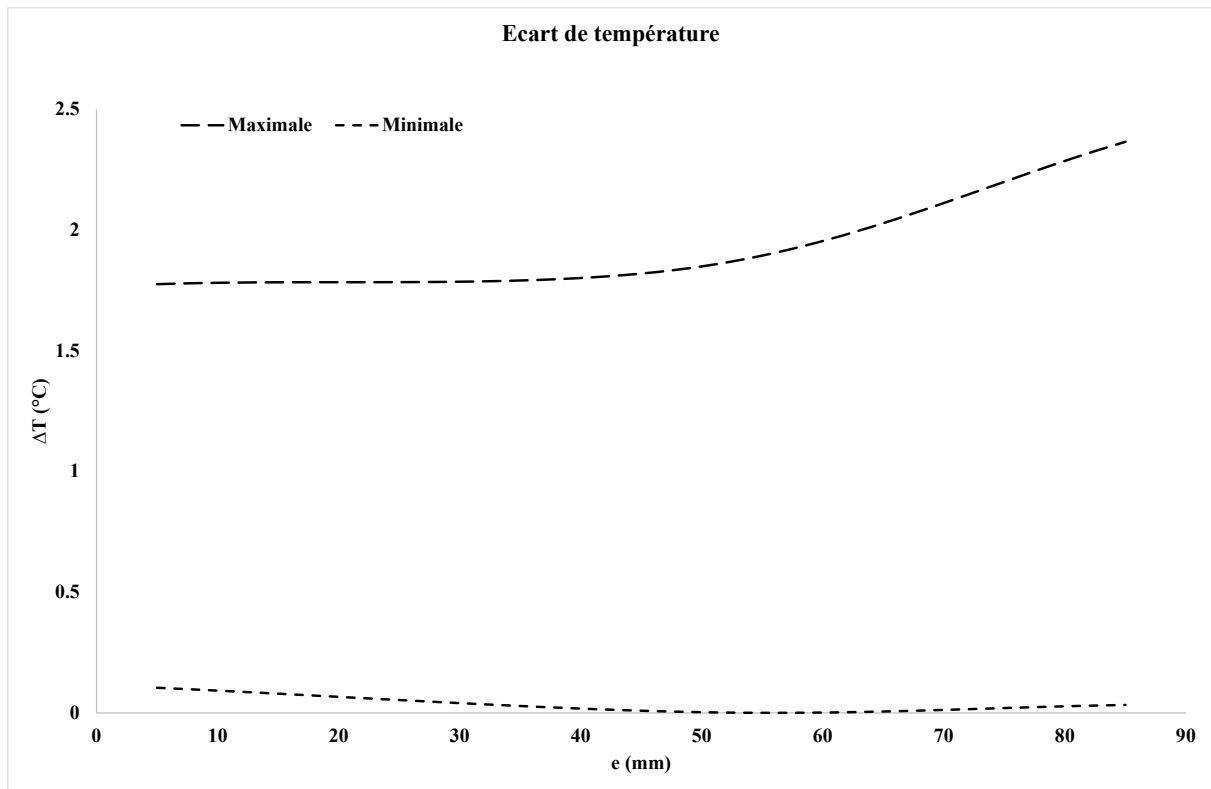


Figure 3.16 Écart maximal et minimal entre les mesures et le modèle

3.5 Le coefficient d'échange de chaleur à la surface des parois

Le coefficient d'échange de chaleur à la surface des parois est estimé à partir de la loi de Newton qui fait intervenir le flux de chaleur, la température ambiante et la température de la paroi :

$$h = q / (T_s - T_a) \quad (3.1)$$

Équation 3.1 Coefficient de transfert de chaleur par convection

L'estimation du coefficient de transfert de chaleur par convection h , nécessite la connaissance du flux de chaleur q , de la température de l'air ambiant dans la cellule T_a et de la température de surface de la paroi T_s .

3.5.1 Coefficient d'échange local

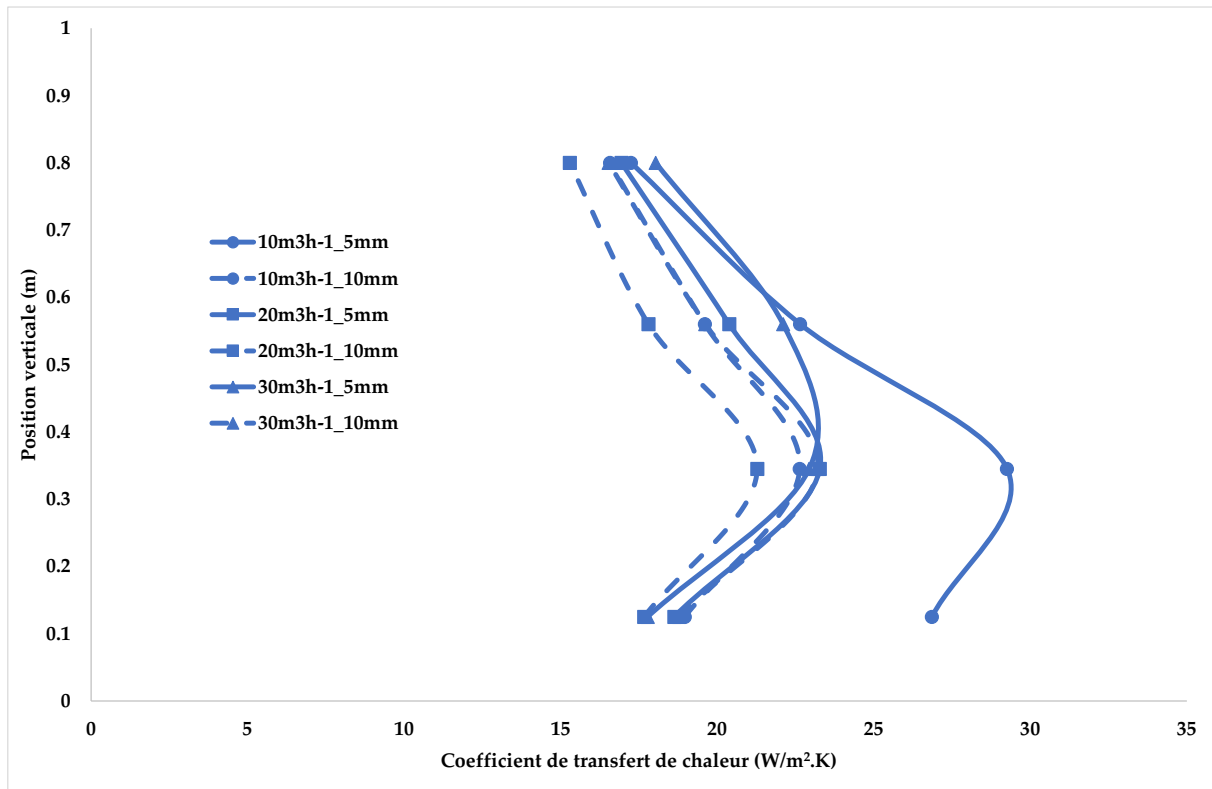


Figure 3.17 Le coefficient d'échange local dans la cellule froide.

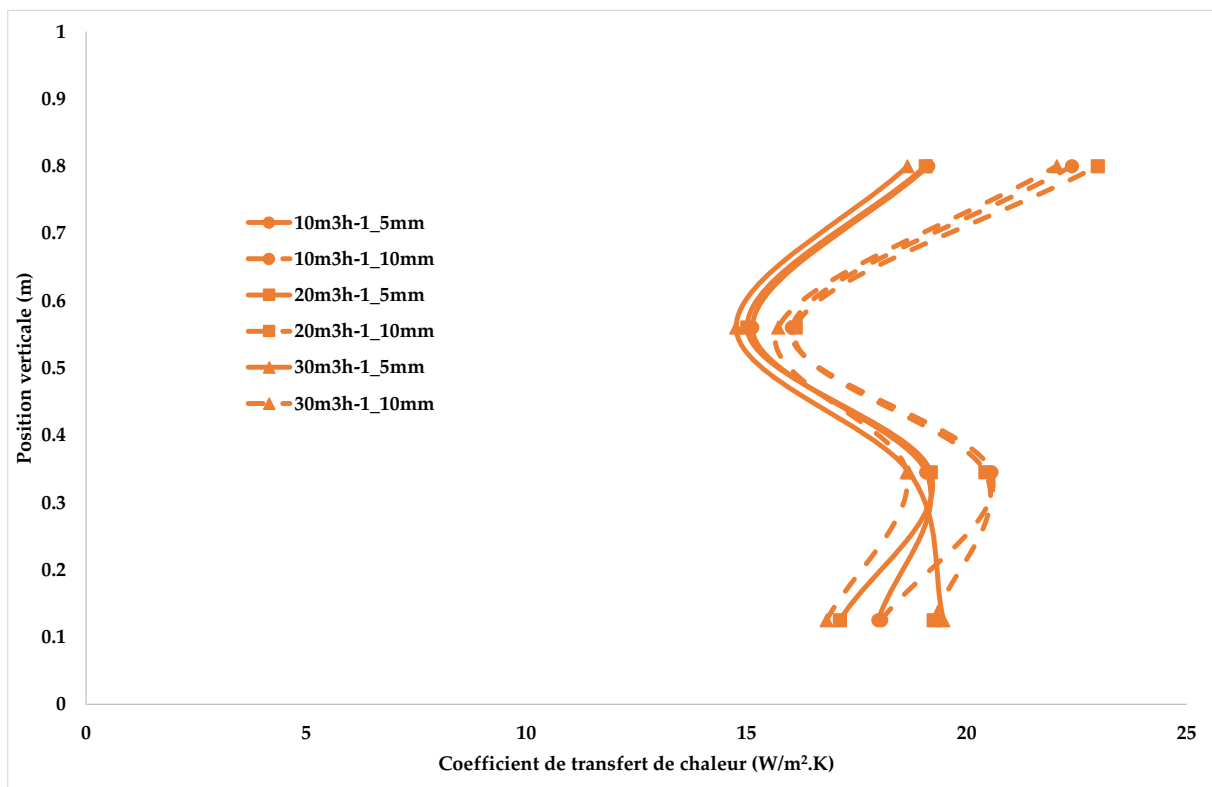


Figure 3.18 Le coefficient d'échange local dans la cellule chaude.

Tableau 3.2 Incertitudes pour le coefficient d'échange local.

Position verticale (m)	Cellule froide						Cellule chaude					
	cavité de 5 mm			cavité of 10 mm			cavité o 5 mm			cavité 10 mm		
	10, 20, 30 (m ³ .h ⁻¹)			10, 20, 30 (m ³ .h ⁻¹)			10, 20, 30 (m ³ .h ⁻¹)			10, 20,30 (m ³ .h ⁻¹)		
	10	20	30	10	20	30	10	20	30	10	20	30
0.8	1.5	1.5	1.7	1.5	1.4	1.7	1.5	1.5	1.4	1.8	1.8	1.6
0.56	2.7	2.3	2.7	2.2	2.0	2.4	1.2	1.2	1.1	1.3	1.3	1.2
0.35	4.6	3.0	3.0	3.1	2.7	3.2	1.5	1.6	1.5	1.6	1.6	1.4
0.12	5.1	2.8	2.7	3.1	2.9	3.4	1.4	1.3	1.5	1.4	1.5	1.2

Comme on peut le remarquer dans le tableau 3.2, les incertitudes sont plus faibles dans la cellule chaude car les flux et les différences de température impliquées sont plus importants. C'est dans la cellule froide, au niveau de la partie inférieure de la paroi, que les incertitudes sont les plus importantes ; à cet endroit, les températures entre la paroi et l'environnement de la cellule froide sont très proches et souvent de l'ordre du dixième de degré.

3.5.2 Coefficient d'échange global

La Figure 3.19 et la Figure 3.20 montrent le coefficient d'échange global dans la cellule chaude et la cellule froide obtenu pour les 50 tests. Le coefficient global de transfert de chaleur est estimé à partir des mesures de températures (thermocouples) et des flux de chaleur (mesures des fluxmètres).

Comme nous pouvons le remarquer, il existe de petites différences entre les mesures, qui peuvent être expliquées par les incertitudes sur le coefficient de transfert de chaleur.

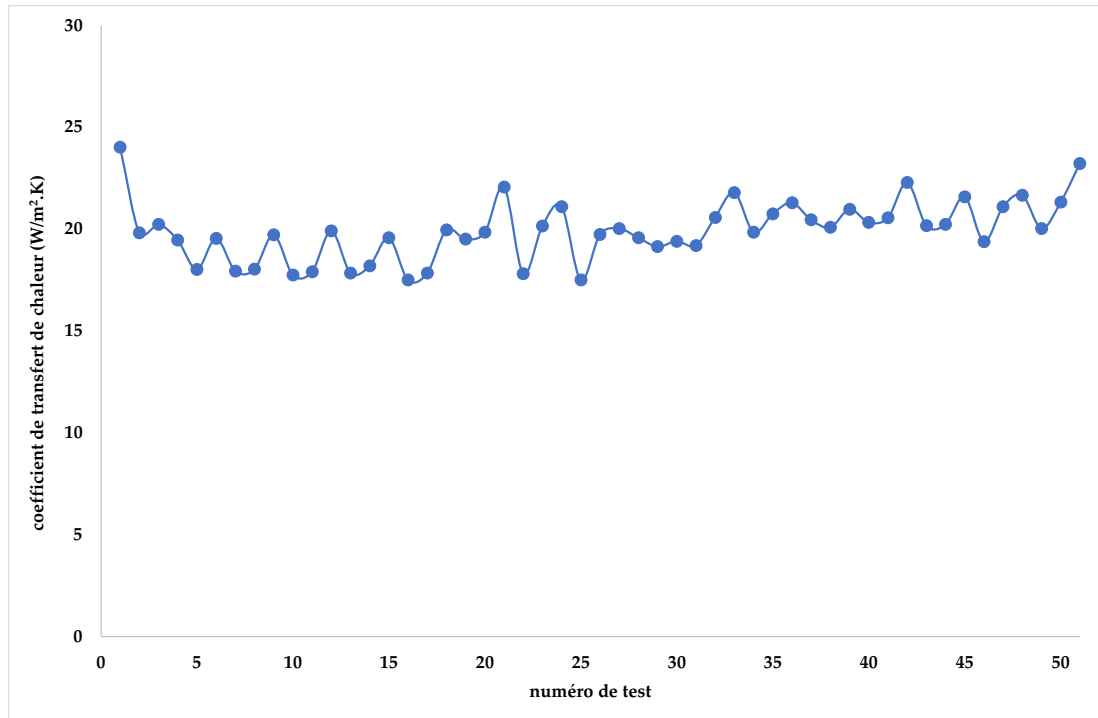


Figure 3.19 Coefficient d'échange global à la surface de la paroi mobile (la cellule froide).

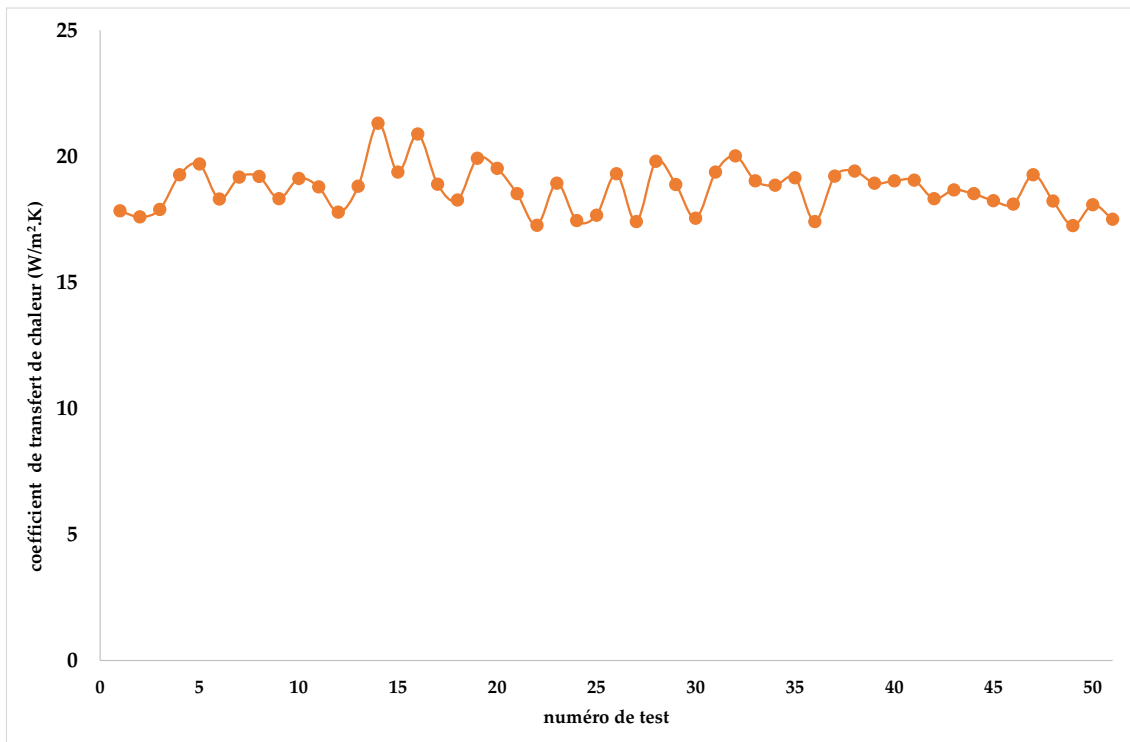


Figure 3.20 Coefficient d'échange global de transfert de chaleur sur la surface de la paroi fixe (la cellule chaude).

3.6 Estimation des échanges thermiques par convection à l'intérieur de la lame d'air de la paroi ventilée

Nous souhaitons estimer expérimentalement les échanges de chaleur par convection à l'intérieur de la lame d'air. Nous nous basons la méthode développée par Inoue [53]. Inoue [53] suppose que le coefficient de transfert de chaleur est égal des deux côtés de la cavité. Le coefficient de transfert de chaleur peut être alors estimé à partir du changement d'enthalpie de l'air circulant dans la cavité.

La métrologie thermique a été présentée au chapitre précédent. Les températures de surface sont mesurées par 24 thermocouples. Parmi ces 24 thermocouples, trois thermocouples sont placés à l'intérieur de la cavité : deux thermocouples mesurent la température de la surface de la paroi et un autre thermocouple mesure la température de l'air (pour une position verticale $H=0,56$ m). Les flux thermiques sont mesurés par huit fluxmètres : quatre fluxmètres sur la paroi fixe et quatre fluxmètres sur la paroi mobile.

Les conditions de cette instrumentation sont illustrées dans la figure ci-dessous :

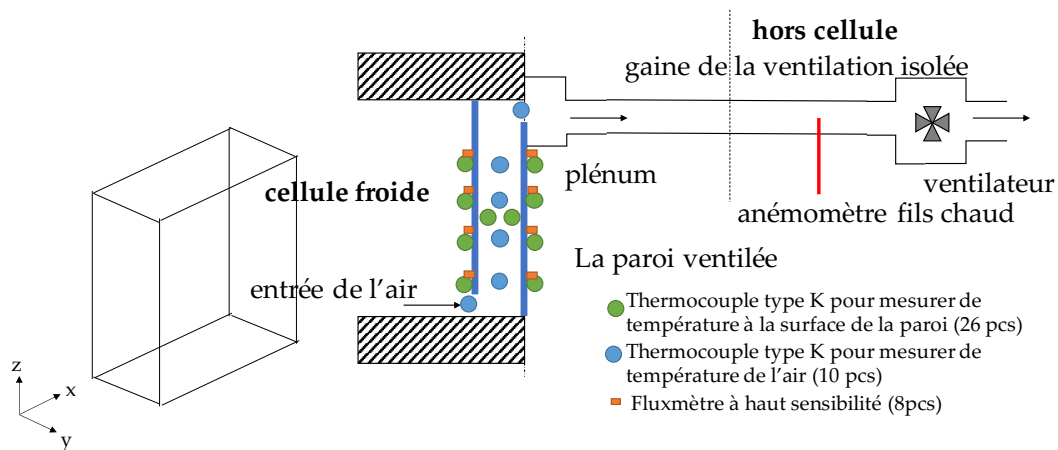
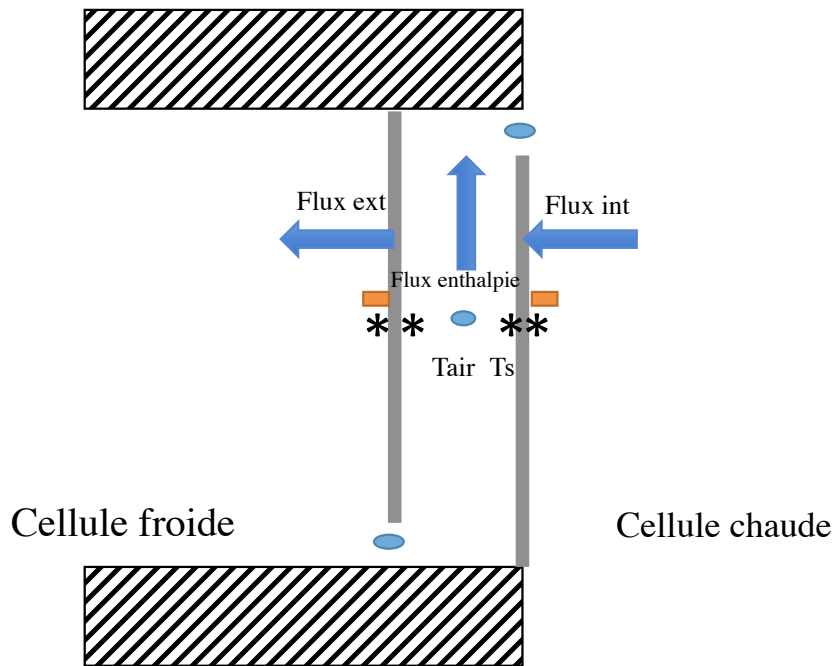


Figure 3.21 Instrumentation de la paroi ventilée



* thermocouple - température surface

● thermocouple – température de l’air

■ fluxmètre

Figure 3.22 Détermination du coefficient convectif dans la lame d'air de la paroi ventilée

La figure 3.22 présente le principe de détermination du coefficient convectif dans la lame d'air de la paroi ventilée à partir du changement d'enthalpie de l'air circulant dans la cavité.

Le coefficient d'échange convectif dans la lame d'air peut être déduit comme suit :

$$h = \frac{q_{enthalpie}}{T_s - T_{air}} \quad (3.2)$$

Équation 3.2 Coefficient d'échange convectif dans la lame d'air

Où T_s et T_{air} sont respectivement la température moyenne des surfaces mesurées à l'intérieur de la cavité et T_{air} la température de l'air mesurée à l'intérieur de la cavité.

La figure 3.23 présente le coefficient d'échange convectif à l'intérieur de la lame d'air pour différentes épaisseurs de la lame d'air : 5mm, 20 mm, 50 mm et 85 mm et pour 3 débits d'air : $10 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$, $20 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$ et $30 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$.

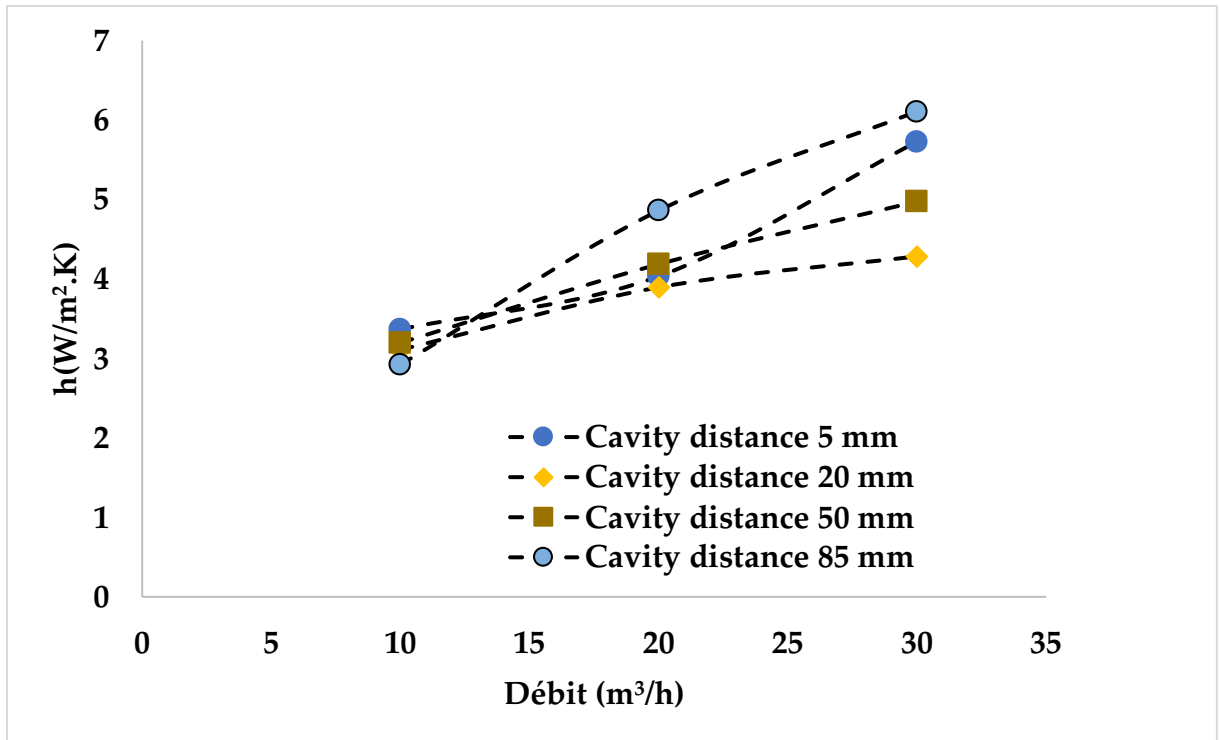


Figure 3.23 Le coefficient convectif dans la lame d'air

On remarque que le coefficient d'échange augmente avec la vitesse du courant d'air et que la valeur maximale est obtenue pour une lame d'air de 85 mm.

Le nombre de Nusselt (Nu) est ensuite estimé :

$$Nu = \frac{h \cdot L}{\lambda_a} \quad (3.3)$$

Équation 3.3 Nombre de Nusselt (Nu)

Nous souhaitons obtenir une corrélation. Nous allons donc caractériser le régime d'écoulement dans la lame d'air.

Le coefficient de poussée thermique indiqué par Jacques Padet [49] caractérisé par le produit $Ri.Re$ permet de déterminer la nature du phénomène de convection, comme l'on peut voir dans le tableau ci-dessous :

Tableau 3.3 Types de convection

Valeur de $Ri.Re$	Catégorie de type de la convection
$Ri.Re < 288$	convection forcée
$Ri.Re > 288$	convection mixte

Nous utilisons cette approche de Jacques Padet pour nos données expérimentales. Nous présentons les résultats pour la position verticale de 0,56 m, qui correspond à la position des thermocouples permettant de mesurer la température à l'intérieur de la paroi ventilée.

La vitesse de l'air dans cette expérimentation est déterminée à partir de la valeur de mesure du débit d'air divisé par la section transversale de la variable. La valeur de la vitesse de l'air est donnée dans le tableau suivant.

Tableau 3.4 Vitesse de l'air obtenue pour la position verticale 0.56 m

distance de la cavité (mm)	vitesse de l'air (m.s ⁻¹)		
	pour débit d'air 10 m ³ .h ⁻¹	pour débit d'air 20 m ³ .h ⁻¹	pour débit d'air 30 m ³ .h ⁻¹
5	0.552	1.089	1.666
50	0.056	0.111	0.166
85	0.033	0.066	0.098

Le nombre de Richardson (Ri) pour les variables 5 mm, 50 mm et 85 mm est indiqué dans le tableau ci-dessous :

Tableau 3.5 Nombre de Richardson obtenu à l'intérieure de la cavité

distance de la cavité (mm)	nombre de Richardson (Ri)		
	pour débit d'air 10 m ³ .h ⁻¹	pour débit d'air 20 m ³ .h ⁻¹	pour débit d'air 30 m ³ .h ⁻¹
5	0.003	0.001	0.0003
50	4.151	1.146	0.559
85	13.751	4.622	2.252

Le Coefficient de poussée thermique pour différentes épaisseurs de la lame d'air : comprises entre 5mm et 85 mm et pour 3 débits d'air : 10 m³.h⁻¹, 20 m³.h⁻¹ et 30 m³.h⁻¹. est indiqué dans le tableau 3.6.

Selon le tableau 3.6 , la valeur du coefficient de poussée thermique pour une épaisseur de lame d'air comprise entre 5 mm et 30 mm est inférieure à la valeur de 288, le type de convection étant convection forcée. Cependant, pour les autres épaisseurs, comprises entre 30 mm à 85

mm, le coefficient de poussée thermique a une valeur supérieure à 288, ce qui montre que la convection est de type mixte.

Tableau 3.6 Coefficient de poussée thermique

distance de la cavité (mm)	coefficient poussée thermique (Ri.Re)		
	pour débit d'air $10 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$	pour débit d'air $20 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$	pour débit d'air $30 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$
5	1.017	0.524	0.342
10	8.599	4.479	3.961
15	54.294	31.029	19.749
20	120.376	59.008	41.387
25	188.925	115.931	62.842
30	338.104	216.012	153.780
35	546.593	352.799	254.668
40	946.830	566.727	402.707
45	1202.803	654.230	492.326
50	1697.416	941.837	688.777
55	2112.198	1262.333	935.842
60	3369.408	2100.718	1438.269
65	2337.487	1643.125	1373.456
70	2691.627	1985.027	1655.921
75	2783.929	1919.769	1939.275
80	4242.265	3247.129	2602.189
85	5576.857	3835.503	2774.572

Nous présentons dans la Figures 3.24, 3.25 et 3.26 le Nombre de Nusselt (Nu) en fonction du nombre de Reynolds (Re) pour la convection forcée pour une épaisseur de lame d'air de 5mm, de 15 mm et de 25 mm et pour trois débits ($10 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$, $20 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$ et $30 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$) à l'intérieur de la lame d'air.

On remarque que le nombre de Nusselt (Nu) augmente avec le nombre de Reynolds (Re) et donc avec la vitesse de l'écoulement. pour une épaisseur de lame d'air de 5mm, de 15 mm et de 25 mm.

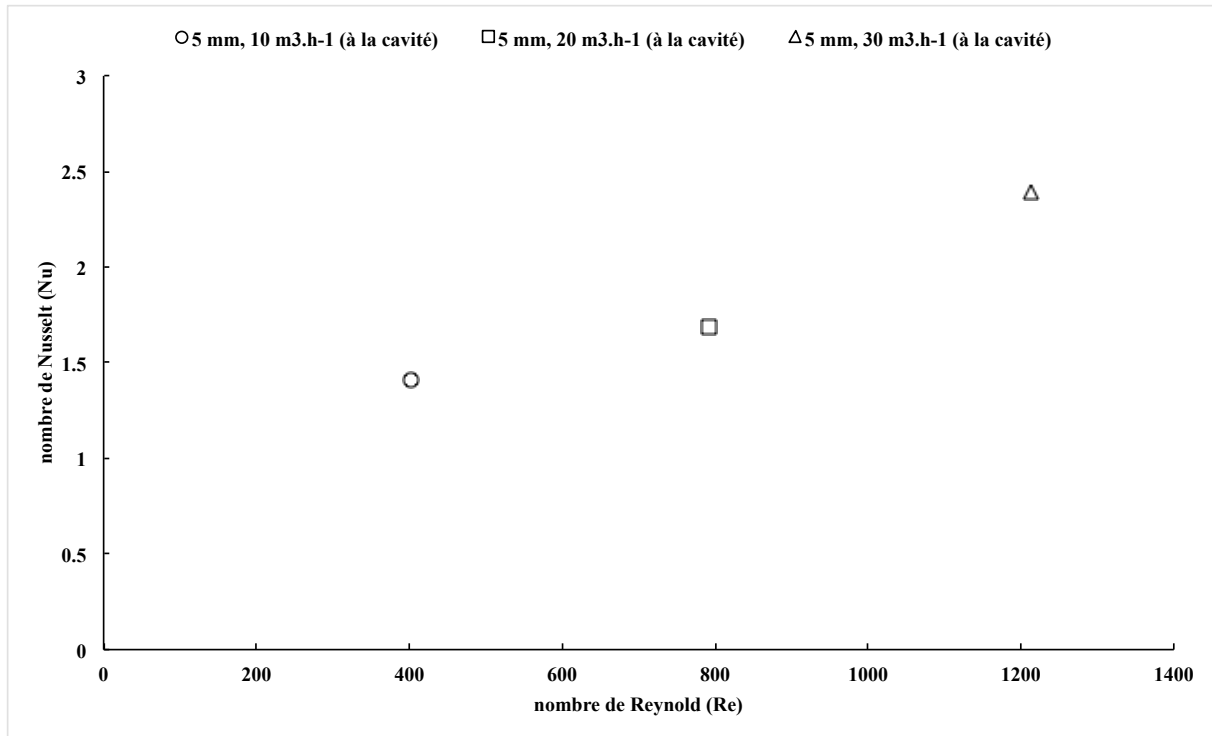


Figure 3.24 Nombre de Nusselt (Nu) en fonction du nombre de Reynolds (Re) pour une épaisseur de lame d'air de 5mm, pour 3 débits ($10 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$, $20 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$ et $30 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$)

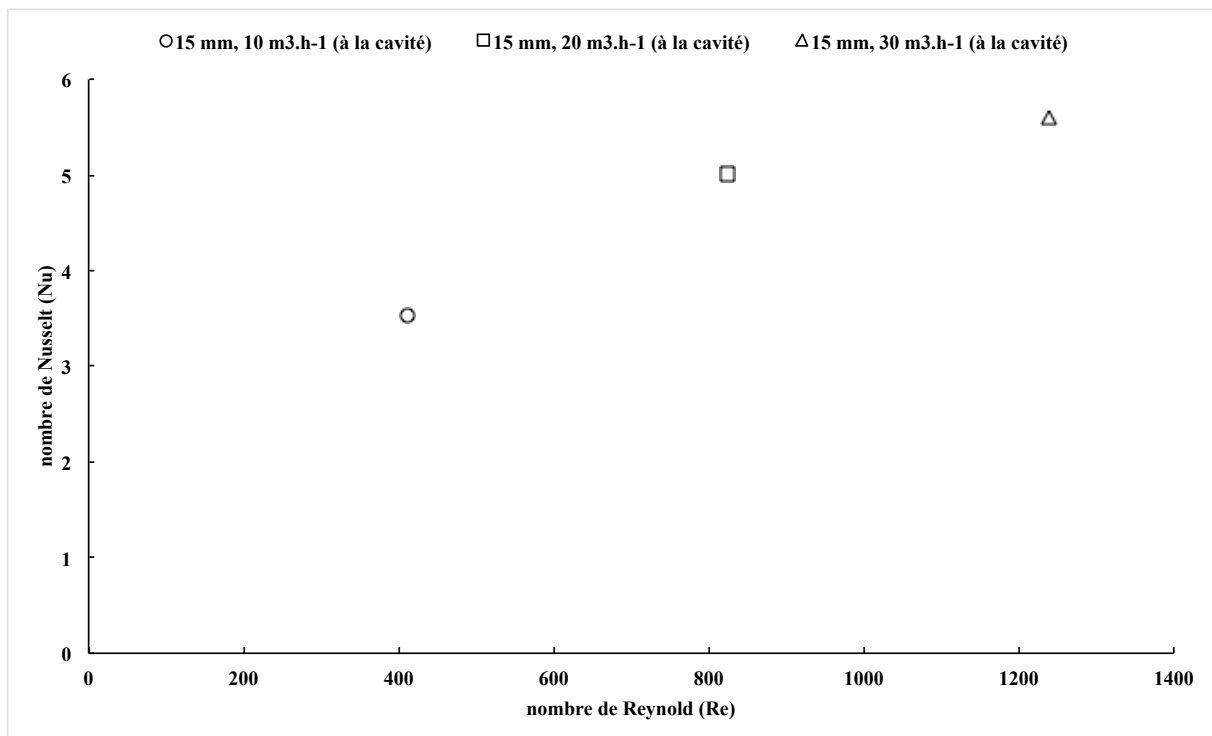


Figure 3.25 Nombre de Nusselt (Nu) en fonction du nombre de Reynolds (Re) pour une épaisseur de lame d'air de 15mm, pour 3 débits ($10 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$, $20 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$ et $30 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$)

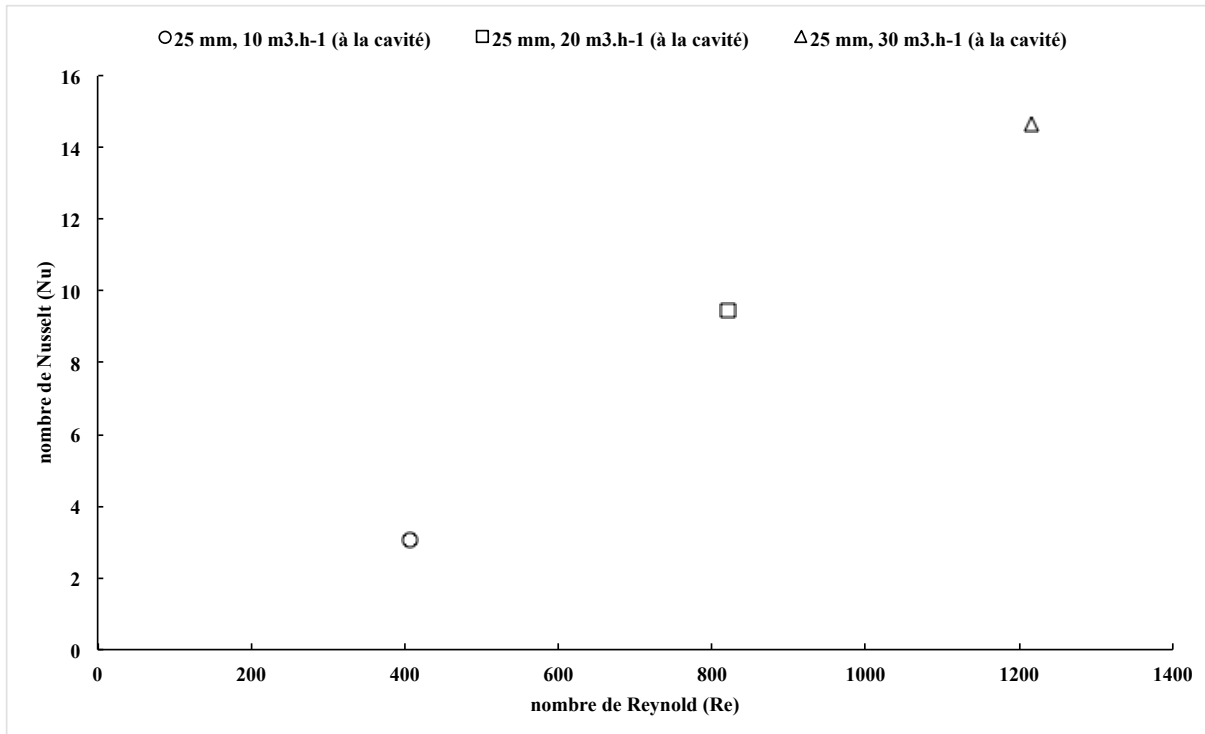


Figure 3.26 Nombre de Nusselt (Nu) en fonction du nombre de Reynolds (Re) pour une épaisseur de lame d'air de 25mm, pour 3 débits (10 m³.h⁻¹, 20 m³.h⁻¹ et 30 m³.h⁻¹)

Le régime d'écoulement estimé dans la lame d'air est de type convection mixte, pour les épaisseurs de lame d'air comprises entre 30 mm à 85 mm. C'est pourquoi nous nous sommes basés sur les investigations de Hallman [50]. Hallman a étudié la convection mixte laminaire dans un tube pour une densité de flux de paroi uniforme. Il a obtenu la corrélation suivante :

$$Nu = 0.95 \left(\frac{Gr}{Re} \right)^{0.28} \quad (3.4)$$

Équation 3.4 Corrélation de Hallman

Nous souhaitons obtenir une corrélation de la même forme que celle de Hallman, en posant :

$$Nu = a \left(\frac{Gr}{Re} \right)^b = a \cdot (Ri \cdot Re)^b \quad (3.5)$$

Équation 3.5 Corrélation de nombre de Nusselt (Nu) en forme de Hallman

Où a et b sont deux constantes à déterminer.

Les nombres de Reynolds (Re) de Richardson (Ri) et Nusselt (Nu) ont été utilisés dans une analyse de régression pour évaluer les indices a et b dans l'équation.

Nous savons que :

$$\ln(Nu) = \ln(a) + b \cdot \ln(Ri \cdot Re) \quad (3.6)$$

Équation 3.6 Evaluation des coefficients a et b

On pose :

$$y = \ln(Nu) \quad (3.7)$$

Équation 3.7 Expression du ln (Nu)

$$x = \ln(Ri \cdot Re) \quad (3.8)$$

Équation 3.8 Expression du ln (Ri.Re)

On obtient alors la droite représentée dans la Figure 3.27 et de pente b.

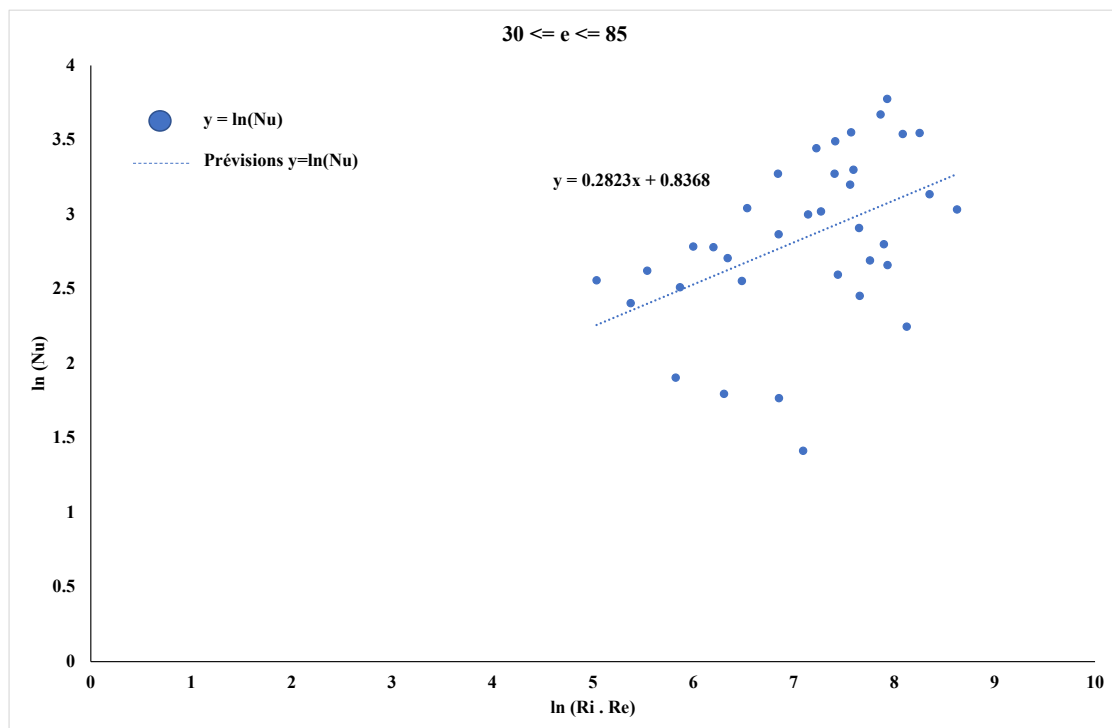


Figure 3.27 Détermination des coefficients a et b

On obtient finalement la corrélation suivante :

$$Nu = 2.31 \cdot (Ri \cdot Re)^{0.28} \quad (3.9)$$

Équation 3.9 Corrélation obtenue expérimentalement

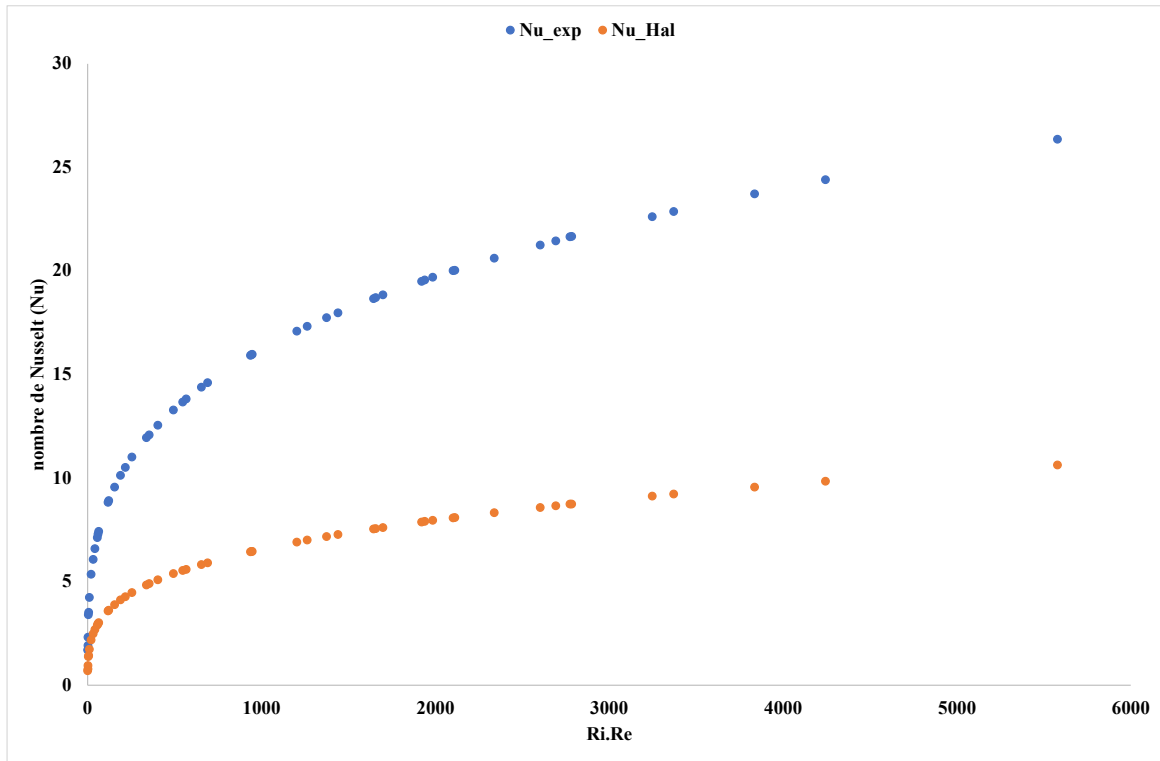


Figure 3.28 Comparaison entre nos résultats expérimentaux et les résultats obtenus par Hallmann.

La figure 3.26 présente la comparaison entre nos résultats expérimentaux et les résultats obtenus par Hallmann. Nos résultats expérimentaux sont en bleu et les résultats obtenus par Hallmann sont en orange. On remarque que les deux courbes ont le même profil. Cependant, on remarque un écart significatif entre les courbes. L'écart moyen est de l'ordre de 42 %. Cet écart peut s'expliquer par la différence entre la configuration de Hallmann et notre configuration et par les incertitudes de mesures.

3.7 Efficacité de la paroi ventilée

L'objectif de cette étude est de caractériser l'influence de l'épaisseur de la lame d'air et du débit d'air sur les performances thermiques de la paroi ventilée.

La performance thermique de la paroi ventilée a été évaluée à travers l'efficacité de préchauffage selon l'équation qui représente la potentialité de la paroi ventilée en termes de sa capacité à préchauffer l'air dans la cavité [65].

$$E = (T_{inlet} - T_{out}) / (T_{in} - T_{out}) \quad (3.10)$$

Équation 3.10 Efficacité de préchauffage de la paroi ventilée

Avec :

- T_{inlet} : la température de l'air soufflé mesurée dans le haut de la cavité d'air.
- T_{out} est la température de l'air extérieur (cellule froide)
- T_{in} est la température de l'air intérieur (cellule chaude).

La figure 3.28 montre l'efficacité du préchauffage du mur ventilé. Les expériences ont été réalisées pour différentes épaisseurs de lame d'air (5 mm, 20 mm, 50 mm et 85 mm) et différents débits d'air ($10 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$, $20 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$ et $30 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$). On constate que l'efficacité du préchauffage du mur ventilé augmente avec l'épaisseur de la lame d'air. Pour un débit d'air de $10 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$, l'efficacité de préchauffage de la paroi ventilée passe de 57 % (pour une épaisseur de lame d'air de 5 mm) à 65 % (pour une épaisseur de lame d'air de 85 mm). On constate également que l'efficacité du préchauffage de la paroi ventilée diminue avec le débit d'air. Pour une épaisseur de lame d'air de 85 mm, l'efficacité de préchauffage de la paroi ventilée passe de 65 % (pour un débit d'air de $10 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$) à 54 % (pour un débit d'air de $30 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$) [80].

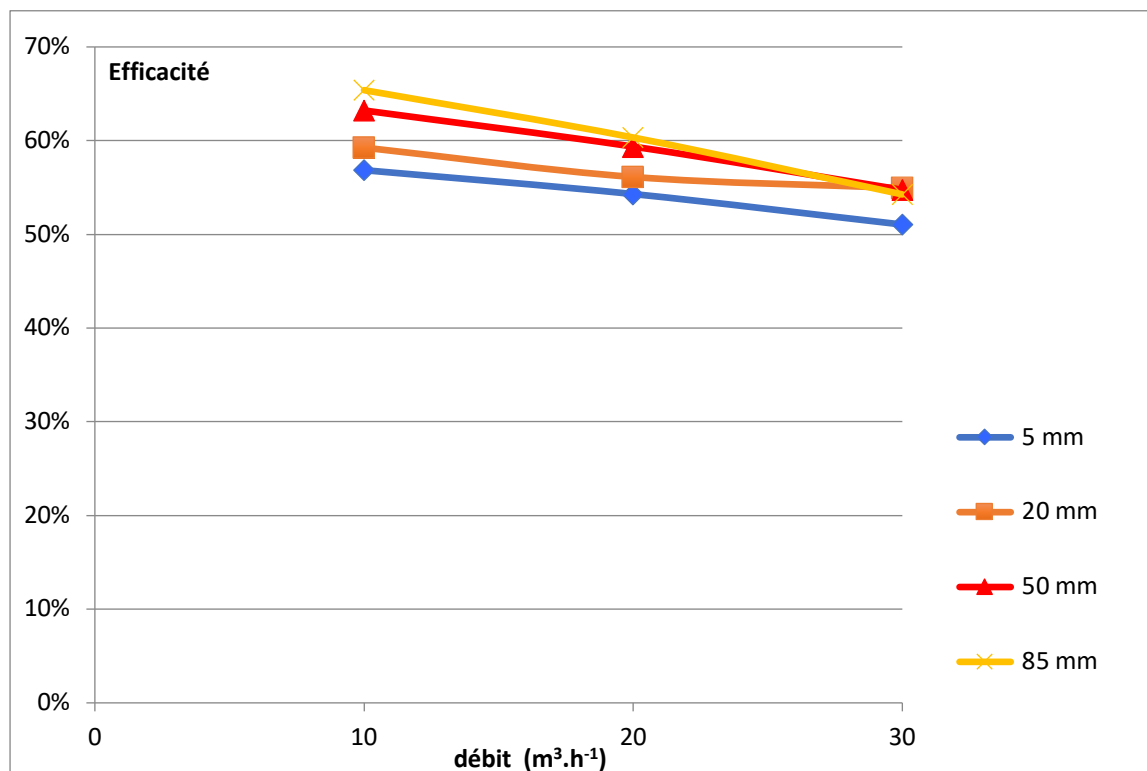


Figure 3.29 Efficacité du préchauffage du mur ventilé. Les expériences ont été réalisées pour une épaisseur variable de la lame d'air (5 mm, 20 mm, 50 mm et 85 mm) et un débit d'air variable ($10 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$, $20 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$ et $30 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$).

3.8 Conclusion

Ce travail décrit les résultats expérimentaux obtenus pour caractériser la performance thermique d'un mur bioclimatique ventilé. La température ambiante, la température de surface du prototype ventilé et les coefficients d'échange du mur ventilé ont été mesurés. En outre, une analyse d'incertitude sur le coefficient d'échange local a été présentée. Les résultats expérimentaux ont montré que la position verticale a une influence significative sur la valeur du coefficient d'échange local.

Nous avons estimé expérimentalement les échanges de chaleur par convection à l'intérieur de la lame d'air. Nous avons mis en évidence que le transfert de chaleur par convection dans la lame d'air est de type convection mixte, pour une grande partie des essais réalisés. À partir de nos données expérimentales, nous avons réussi à obtenir une corrélation qui relie le nombre de Nusselt (Nu) au coefficient de poussée thermique pour les échanges de chaleur par convection à l'intérieur de la lame d'air.

Enfin, l'influence de l'épaisseur de la lame d'air et du débit d'air sur les performances thermiques de la paroi ventilée a été étudiée. Les résultats montrent que l'efficacité du préchauffage de la paroi ventilée augmente avec l'épaisseur de la lame d'air et diminue avec le débit d'air. On peut conclure que l'augmentation de l'épaisseur de la lame d'air de la paroi ventilée peut être utilisée pour obtenir une performance intéressante de la façade ventilée.

Conclusion et perspectives

L'objectif de ces travaux de recherche était de caractériser les performances énergétiques d'une paroi ventilée bioclimatique.

L'étude bibliographique des parois ventilées effectuée au premier chapitre a permis de définir en détail les composants du système étudié. L'étude des différentes méthodes de modélisation des parois ventilées a permis de montrer l'importance d'une métrologie thermique fiable dans l'objectif d'améliorer les modèles thermiques existants. Par ailleurs, l'étude bibliographique a montré un manque d'information concernant l'influence de l'épaisseur de la lame d'air sur les performances thermiques de la paroi ventilée.

Le chapitre deux a traité de la conception et du développement d'un prototype de paroi ventilé, d'un protocole expérimental et d'une métrologie thermique permettant caractériser les performances énergétiques d'une paroi ventilée bioclimatique. Nous avons axé nos recherches sur l'étude de l'influence de l'épaisseur de la lame d'air et du débit d'air sur les performances thermiques de la paroi ventilée. Le prototype expérimental a été détaillé dans ce chapitre. Nous avons aussi présenté la boîte chaude, son instrumentation ainsi que la métrologie thermique permettant de déterminer les performances énergétiques d'une lame d'air ventilée.

Pour caractériser le comportement thermique de la lame d'air ventilée nous avons instrumenté l'échantillon avec plusieurs thermocouples et fluxmètres permettant la mesure simultanée des températures de surface, de l'air à l'intérieur comme à l'extérieur de la lame d'air, ainsi que l'estimation des flux de chaleur de part et d'autre de la cavité ventilée. L'écoulement d'air au sein de la lame d'air a été généré par un ventilateur contrôlé par un variateur de tension et la mesure du débit est estimée à l'aide d'un anémomètre à fil chaud. Une caméra infrarouge a aussi été utilisée afin d'avoir une estimation de la température de la paroi.

Dans le troisième chapitre de cette thèse, des essais effectués sur le dispositif expérimental mis en place au sein de notre laboratoire ont été présentés. Il s'agit des expériences

spécifiques qui ont été effectuées pour tester le prototype ventilé développé ainsi que la boîte chaude.

La température ambiante, la température de surface du prototype ventilé et les coefficients de transfert de chaleur moyens et locaux de la paroi ventilée ont été déterminés expérimentalement. Les résultats expérimentaux ont montré que la position verticale a une influence significative sur la valeur du coefficient de transfert de chaleur local. Par ailleurs, une analyse d'incertitude des coefficients de transfert de chaleur locaux a été présentée.

Nous avons estimé expérimentalement les échanges de chaleur par convection à l'intérieur de la lame d'air. Nous avons mis en évidence que le transfert de chaleur par convection dans la lame d'air est de type convection mixte, pour une grande partie des essais réalisés. À partir de nos données expérimentales, nous avons réussi à obtenir une corrélation qui relie le nombre de Nusselt (Nu) au coefficient de poussée thermique pour les échanges de chaleur par convection à l'intérieur de la lame d'air.

Nous avons aussi étudié l'influence de l'épaisseur de la lame d'air et du débit d'air sur les performances thermiques de la paroi ventilée. Les résultats ont montré également que l'efficacité du préchauffage de la paroi ventilée augmente avec l'épaisseur de la lame d'air et diminue avec le débit d'air. On peut conclure que l'augmentation de l'épaisseur de la lame d'air de la paroi ventilée peut être utilisée pour obtenir une performance intéressante de la façade ventilée.

Par la suite, la méthodologie expérimentale mise en place pourra être étendue notamment par l'introduction des apports solaires et par la détermination de la cartographie des coefficients d'échange locaux par thermographie infrarouge. Notre dispositif expérimental pourra être ainsi adapté à des mesures par caméra thermique en insérant dans une des parois du prototype ventilé un hublot en fluorine, transparente dans l'infrarouge, permettant ainsi de visualiser les échanges thermiques à l'intérieur de la cavité.

L'utilisation de la méthodologie expérimentale mise en place permettra également de caractériser les performances thermiques des parois ventilées biosourcées. Une collaboration a été mise récemment en place avec l'Indonésie, dans l'objectif de caractériser les matériaux biosourcés locaux à base de biomasse locale indonésienne.

Bibliographie

1. Bâtiments à Énergie Positive et Réduction Carbone. <https://www.batiment-energiecarbone.fr>
2. Evaluation of the Energy Performance of Building Directive 2010/31/EU. 2015. https://ec.europa.eu/smartregulation/roadmaps/docs/2016_ener_023_evaluation_energy_performance_ofbuildings_directive_en.pdf (accessed on 1 June 2015). ^[1]_{SEP}
3. <https://www.statistiques.developpement-durable.gouv.fr/>
4. H. Bateau, A. Giboulées, Rénovation, Isoler sa maison pour gagner en confort et dépenser moins, (2018). <https://www.ademe.fr/sites/default/files/assets/documents/guide-pratique-isoler-sa-maison.pdf>.
5. T. Pflug,, N.Nestle, T. Kuhn, M. Siroux, C. Maurer, Modeling of facade elements with switchable U-value. *Energy Build.* 2018, 164, 1–13.
6. T.Pflug, B. Bueno, M. Siroux, T. Kuhn, . Potential analysis of a new removable insulation system. *Energy Build.* 2017, 154, 391–403.
7. C. Gregório-Atem, C. Aparicio-Fernández,; H. Coch, J.L Vivancos, Opaque Ventilated Façade (OVF) Thermal Performance Simulation for Office Buildings in Brazil. *Sustainability* 2020, 12, 7635.
8. <http://www.dessine-moi-une-maison.fr/2011/2056/label-bbc-label-bepos-maison-passive.html>
9. B.I.G. (BIG), Peta negara kesatuan Republik Indonesia, (2016). <http://portal.inasdi.or.id/home/node/134>.
10. I.P.F.E. Efficiency, Indonesia, Building code Implementation - Country summary, 2019.
11. S. Fantucci, V. Serra, M. Perino, Dynamic insulation systems: Experimental analysis on a parietodynamic wall, *Energy Procedia.* 78 (2015) 549–554. <https://doi.org/10.1016/j.egypro.2015.11.734>.
12. X. Loncour, A. Deneyer, M. Blasco, G. Flamant, P. Wouters, Classification & illustration of facade concepts. Contributed Report 03, Belgian Building Research Institute—BBRI. 2005.
13. H. Poirazis, Double skin façades for office building, literature review, (2004) 196. https://www.lth.se/fileadmin/energi_byggnadsdesign/images/Publikationer/Bok-EBD-R3-G5_alt_2_Harris.pdf.
14. G.G. Bondielli, La facciata ventilata, in: *Materia*, 2000: pp. 78–83.
15. M. Ibañez-Puy, M. Vidaurre-Arbizu, J.A. Sacristán-Fernández, C. Martín-Gómez, Opaque Ventilated Façades: Thermal and energy performance review, *Renew. Sustain. Energy Rev.* 79 (2017) 180–191.
16. P. Ferrario, G. Gregato, Facciate ventilate, in: A. Greco (Ed.), *Mater. Edil.*, Milano, 2001: pp. 34–45.
17. J. Paziud, Brevet –Fenêtre à isolation dynamique par circulation d’air, 82025279, 1983

18. R. Greffet, Études expérimentale et numérique des performances énergétiques d'une fenêtre pariétodynamique To cite this version : HAL Id : tel-02085932, Thèse Université de La Rochelle, 2016. <https://tel.archives-ouvertes.fr/tel-02085932>
19. F. Gloriant, Caractérisation et modélisation d'une fenêtre parieto-dynamique à trois vitrages, Thèse Université d'Artois, 2014
20. F. Gloriant, A. Joulin, P. Tittlein, S. Lassue, Using heat flux sensors for a contribution to experimental analysis of heat transfers on a triple-glazed supply-air window, *Energy* 215 (2021) 119154. <https://doi.org/10.1016/j.energy.2020.119154>.
21. G. Michaux, R. Greffet, P. Salagnac, J.B. Ridoret, Modelling of an airflow window and numerical investigation of its thermal performances by comparison to conventional double and triple-glazed windows, *Appl. Energy*. 242 (2019) 27–45. <https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2019.03.029>.
22. A. Makhour, Étude expérimentale des performances énergétiques d'une fenêtre pariétodynamique équipée d'un vitrage chauffant, Thèse, Université de La Rochelle, 2021.
23. M.K. Alaidroos, Numerical Modeling of Ventilated Wall Cavities with Spray Evaporative Cooling System, *Energy Build.* (2016). <https://doi.org/10.1016/j.enbuild.2016.08.046>.
24. L. C. O. Souza, H. A. Souza, E. F. Rodrigues, Experimental and numerical analysis of a naturally ventilated double-skin façade, *Energy Build.* 165 (2018) 328–339. <https://doi.org/10.1016/j.enbuild.2018.01.048>.
25. J. Parra, A. Guardo, E. Egusquiza, P. Alavedra, Thermal performance of ventilated double skin façades with venetian blinds, *Energies*. 8 (2015) 4882–4898. <https://doi.org/10.3390/en8064882>.
26. M.A. Shameri.; Alghoul, M.A.; Sopian, K.; Zain, M.F.M.; Elayeb, O. Perspectives of double skin façade systems in buildings and energy saving. *Renew. Sustain. Energy Rev.* 2011, 15, 1468–1475 2011
27. G. Quesada, G.; D. Rouss, Dutil, Y.; Badache, M.; Hallé, S. A comprehensive review of solar facades. Opaque solar facades. *Renew. Sustain. Energy Rev.* 2012, 16, 2820–2832, 2012
28. R. Khanal, C. Lei, Solar chimney—A passive strategy for natural ventilation. *Energy Build.* 2011, 43, 1811–1819, 2011
29. O. Saadatian, K. Sopian; C.H.Lim, Asim, N.; Sulaiman, M.Y. Trombe walls: A review of opportunities and challenges in research and development. *Renew. Sustain. Energy Rev.* 2012, 16, 6340–6351, 2012
30. O. Aleksandrowicz, A. Yezioro, Mechanically ventilated double-skin facade in a hot and humid climate: summer monitoring in an office tower in Tel Aviv, *Archit. Sci. Rev.* 61 (2018) 171–188. <https://doi.org/10.1080/00038628.2018.1450726>.
31. J. Wang, Q. Du, C. Zhang, X. Xu, Energy Performance of Triple Glazed Window with Built-in Venetian Blinds by Utilizing Forced Ventilated airflow, *Procedia Eng.* 205 2017
32. British Standards Institution, BS EN ISO 6946 : 2017 BSI Standards Publication Building components and building elements - Thermal resistance and thermal transmittance - Calculation methods, (2017) 1–40.
33. J.A. Clarke, Energy simulation in building design, Second edition Butterworth-Heinemann, Oxford, 2001.
34. C. Marinosci, G. Semprini, G.L. Morini, Experimental analysis of the summer thermal performances of a naturally ventilated rainscreen façade building, *Energy Build.* 72 (2014) 280–287. <https://doi.org/10.1016/j.enbuild.2013.12.044>.
35. M.W. Liddament, A guide to energy efficient ventilation, *Air Infiltration Vent. Cent.* (1996)

36. Ashrae Standard, ASHRAE Handbook 2001 Fundamentals, Ashrae Stand. (2001) 892.
37. M. Ciampi, F. Leccese, G. Tuoni, Ventilated facades energy performance in summer cooling of buildings, *Sol. Energy.* 75 (2003) 491–502.
<https://doi.org/10.1016/j.solener.2003.09.010>.
38. A. Bejan, *Convection Heat Transfer*, John Wiley & Sons, Inc., 2013.
39. J.F. Sacadura, *Initiation aux transferts thermiques*, Techniques et Documentation, 1980
40. J. Crabol *Transfert de chaleur*, Masson 1990
41. J. Padet, *Convection thermique et massique Principes généraux*, 33 (2005) 0–23.
<https://www-techniques-ingenieur-fr.ezproxy.insa-strasbourg.fr/base-documentaire/energies-th4/transferts-thermiques-42214210/convection-thermique-et-massique-be8205/>.
42. J.R. Dyer, Natural-convective flow through a vertical duct with a restricted entry, *Int. J. Heat Mass Transf.* 21 (1978) 1341–1354. [https://doi.org/10.1016/0017-9310\(78\)90025-X](https://doi.org/10.1016/0017-9310(78)90025-X).
43. Y.H. Hung, W.M. Shiau, Local steady-state natural convection heat transfer in vertical parallel plates with a two-dimensional rectangular rib, *Int. J. Heat Mass Transf.* 31 (1988) 1279–1288. [https://doi.org/10.1016/0017-9310\(88\)90070-1](https://doi.org/10.1016/0017-9310(88)90070-1).
44. S.A.M. Said, R.J. Krane, An analytical and experimental investigation of natural convection heat transfer in vertical channels with a single obstruction, *Int. J. Heat Mass Transf.* 33 (1990) 1121–1134. [https://doi.org/10.1016/0017-9310\(90\)90245-P](https://doi.org/10.1016/0017-9310(90)90245-P).
45. G. Tanda, Natural convection heat transfer in vertical channels with and without transverse square ribs, *Int. J. Heat Mass Transf.* 40 (1997) 2173–2185.
[https://doi.org/10.1016/S0017-9310\(96\)00246-3](https://doi.org/10.1016/S0017-9310(96)00246-3).
46. A. Bejan, J. Lage, The Prandtl number effect on the transition in natural convection along a vertical surface, *ASME J. Heat Transf.* 112 (1990) 787–790.
<https://doi.org/https://doi.org/10.1115/1.2910457>.
47. F.P. Incropera, D.P. DeWitt, T.L. Bergman, A.S. Lavine, *Fundamentals of Heat and Mass Transfer*, 6th ed., Wiley, 2006.
48. J. Padet, *Regards on mixed convection*, International symposium on Convection Heat Mass transfert, 2014
49. J. Padet, *Mixed thermal convection: fundamental issues and analysis of the planar case* *Anais da Academia Brasileira de Ciências*, ISSN 0001-3765, 2015
50. T.M. Hallman, Experimental study of combined forced and free-laminar convection in a vertical tube, *Natl. Aeronaut. Sp. Adm.* (1961) 1–48, 1961
51. D. Saelens, *Energy performance assessment of single storey multiple-skin facades*, KU Leuven, 2002.
52. B.M. Berkovsky, V.K. Polevikov, Numerical study of problems on high-intensive free convection, in: *Heat Transf. Turbul. Buoyant Convect.*, Hemisphere Publ., Washington, 1977: pp. 443–455.
53. I. Catton, Natural convection in enclosures, in: *Int. Heat Transf. Conf. Digit. Libr.*, Begel House Inc., 1978.
54. S.M. ElSherbiny, G.D. Raithby, K.G.T. Hollands, Heat Transfer By Natural Convection Across Vertical and Inclined Air Layers., *J. Heat Transfer.* 104 (1982) 96–102.
<https://doi.org/10.1115/1.3245075>.
55. S.W. Churchill, H.H.S. Chu, Correlating equations for laminar and turbulent free convection from a vertical plate, *Int. J. Heat Mass Transf.* 18 (1975) 1323–1329.
[https://doi.org/10.1016/0017-9310\(75\)90243-4](https://doi.org/10.1016/0017-9310(75)90243-4).
56. W. Aung, Fully developed laminar free convection between vertical plates heated asymmetrically, *Int. J. Heat Mass Transf.* 15 (1972) 1577–1580.
[https://doi.org/10.1016/0017-9310\(72\)90012-9](https://doi.org/10.1016/0017-9310(72)90012-9).

57. J.R. Bodoia, J.F. Osterle, The development of free convection between heated vertical plates, *J. Heat Transfer*. 84 (1962) 40–43. <https://doi.org/10.1115/1.3684288>.
58. N. Sobel, F. Landis, W.K. Mueller, Natural convection heat transfer in short vertical channels including the effects of stagger, in: *Int. Heat Transf. Conf.*, Begel House Inc., 1966: pp. 121–125
59. N. Ito, Field experiment study on the convective heat transfer coefficient on exterior surface of a building. United States: N. 1972.
60. S. Sharples, Full-scale measurements of convective energy losses from exterior building surfaces, *Building and Environment*, Volume 19, Issue 1, Pages 31-39, 1984
61. D. L Loveday, I.Taki, Convective heat transfer coefficients at a plane surface on a full-scale building façade *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Volume 39, Issue 8, , Pages 1729-1742, 1996
62. T. Kalema, Thermal analysis of buildings – Verification and further development of the TASE program, Tampere University of Technology, 1992.
63. I. Beausoleil-Morrison, The adaptive coupling of heat and air flow modelling within dynamic whole-building simulation, Glasgow: University of Strathclyde, 2000. http://www.esru.strath.ac.uk/Documents/PhD/beausoleil-morrison_thesis.pdf.
64. F. Alamdari, G.P. Hammond, Improved data correlations for buoyancy driven convection in rooms, *Build. Serv. Eng. Res. Technol.* 4. (1983) 106–112. <https://doi.org/10.1177/014362448300400304>.
65. A.J.N. Khalifa, Heat transfer processes in buildings, University of Wales, College of Cardiff, 1989.
66. T. Inoue, Y. Matsuo, T. Ibamoto, Study of thermal performance of ventilation window, in: *Proc. Int. Symp. Therm. Appl. Sol. Energy*, Hakone, 1985: pp. 221–226.
67. Norme EN ISO 6946, 2017
68. I.S. UNI, 11018 - Cladding and anchoring systems for back ventilated external enclosures of buildings, (2003)
69. E. Lucchi, F. Roberti, T. Alexandra, Definition of an experimental procedure with the hot box method for the thermal performance evaluation of inhomogeneous walls, *Energy Build.* 179 (2018) 99–111. <https://doi.org/10.1016/j.enbuild.2018.08.049>.
70. F. Asdrubali, G. Baldinelli, Thermal transmittance measurements with the hot box method: Calibration, experimental procedures, and uncertainty analyses of three different approaches, *Energy Build.* 43 (2011) 1618–1626. <https://doi.org/10.1016/j.enbuild.2011.03.005>.
71. BS EN ISO 8990, ISO 8990 Thermal insulation — Determination of steady-state thermal transmission properties — Calibrated and guarded hot box, Bsi. 1994 (1996) 26.
72. A. International, ASTM C1363 – 11 Standard Test Method for Thermal Performance of Building Materials and Envelope Assemblies by Means of a Hot Box Apparatus 1, *Am. Soc. Test. Mater.* 90 (2014) 1–44.
73. GOST 26602.1-99, Windows and doors. Methods of determination of resistance of thermal transmission (Ru), (1999).
74. D.P. Aviram, A.N. Fried, J.J. Roberts, Thermal properties of a variable cavity wall, *Build. Environ.* 36 (2001) 1057–1072. [https://doi.org/10.1016/S0360-1323\(00\)00042-1](https://doi.org/10.1016/S0360-1323(00)00042-1).
75. M. Andreotti, M.; Calzolari, M.; Davoli, P.; Pereira, L.D.; Lucchi, E.; Malaguti, R. Design and Construction of a New Metering Hot ^[1]_{SEP}Box for the In Situ Hygrothermal Measurement in Dynamic Conditions of Historic Masonries. *Energies* **2020**, *13*, 2950.
76. D. Sukamto, F. Gloriant, M. Siroux, Mise en place d'un dispositif expérimental pour la caractérisation énergétique d'une paroi bioclimatique ventilée, Congrès SFT 2020

77. K. Instrument, Fiche de données techniques Kimo Instrument de capteur Kimo CTV 210 (in French), (n.d.) 1–4. http://www.kimocanada.com/Francais/pdf/Capteurs-Transmetteurs_2013/FT_capteur_CTV210.pdf.
78. F. Gloriant, P. Tittlein, A. Joulin, S. Lassue, Study Of The Performances Of A Supply-Air Window For Air Renewal Pre-Heating, *Energy Procedia*. 78 (2015) 525–530. <https://doi.org/10.1016/j.egypro.2015.11.727>.
79. C. Simo Nono, Étude de performances d'une paroi ventilée, Rapport de master, Université Strasbourg, France, 2021.
80. D. Sukamto, M. Siroux, F. Gloriant, Hot Box. Investigations of a Ventilated Bioclimatic Wall for. NZEB Building Façade, *Energies*. 14 (2021) 1327. *Energies* 2021

Annexes 1.

Article MDPI Energy Special Issue, 2021.

Article

Hot Box Investigations of a Ventilated Bioclimatic Wall for NZEB Building Façade

Dwinanto Sukamto , Monica Siroux  and Francois Gloriant

INSA Strasbourg ICUBE, University of Strasbourg, 67000 Strasbourg, France; dwinanto.sukamto@insa-strasbourg.fr (D.S.); francois.gloriant@insa-strasbourg.fr (F.G.)
* Correspondence: monica.siroux@insa-strasbourg.fr; Tel.: +33-3881-447-53

Abstract: The building sector is the largest consumer of energy, but there are still major scientific challenges in this field. The façade, being the interface between the exterior and interior space, plays a key role in the energy efficiency of a building. In this context, this paper focuses on a ventilated bioclimatic wall for nearly zero-energy buildings (NZEB). The aim of this study is to investigate an experimental setup based on a hot box for the characterization of the thermal performances of the ventilated wall. A specific ventilated prototype and an original thermal metrology are developed. This paper presents the ventilated prototype, the experimental setup, and the experimental results on the thermal performances of the ventilated wall. The influence of the air space thickness and the air flow rate on the thermal performances of the ventilated wall is studied.

Keywords: thermal performance; ventilated bioclimatic wall; air space thickness; air flow rate; hot box



Citation: Sukamto, D.; Siroux, M.; Gloriant, F. Hot Box Investigations of a Ventilated Bioclimatic Wall for NZEB Building Façade. *Energies* **2021**, *14*, 1327. <https://doi.org/10.3390/en14051327>

Academic Editor: Fabrizio Ascione

Received: 1 February 2021
Accepted: 23 February 2021
Published: 1 March 2021

Publisher's Note: MDPI stays neutral with regard to jurisdictional claims in published maps and institutional affiliations.



Copyright: © 2021 by the authors. Licensee MDPI, Basel, Switzerland. This article is an open access article distributed under the terms and conditions of the Creative Commons Attribution (CC BY) license (<https://creativecommons.org/licenses/by/4.0/>).

1. Introduction

The building sector is the industry mainly responsible for energy consumption in Europe [1]. Reducing the energy consumption and the emission of gases from buildings has become a recent priority in Europe. In this context, France is placing the construction sector at the center of its strategy to meet this challenge [2]. Nowadays, buildings must ensure low energy consumption and comfortable environment quality. However, the building envelope has one of the largest impacts on building energy consumption. These aspects generate innovative façade design [3,4]. In particular, a ventilated façade can be also a response to this approach [5].

Ventilated façades are used often by architects. In addition to the aesthetic aspect, the primary purpose of this type of façade is to protect the insulation materials by dissipating moisture. A ventilated façade can also provide energy savings. Nowadays, in Europe, the construction of zero-energy buildings (ZEB) and the transformation of existing buildings into nearly zero-energy buildings (NZEB) are expected. For these reasons, a ventilated façade can be an interesting solution for both existing and new buildings.

A ventilated façade is composed of two panes separated by a ventilated cavity. One possible definition of ventilated façade is “A ventilated double facade can be defined as a traditional single façade doubled inside or outside by a second, essentially glazed facade. Each of these two facades is commonly called a skin. A ventilated cavity—having a width which can range from several centimetres at the narrowest to several metres for the widest accessible cavities—is located between these two skins” [6].

There are several different ventilated façade concepts and several classifications [5,6]. Generally, classifications are based on façade geometry, the type of ventilation of the cavity, and the airflow concept [7–9]. The ventilated façade can be continuous or divided into modules. The air layer forms a thermal buffer zone. The façade geometry can be box window type, shaft box type, a corridor façade, or a multi-story double skin façade. The cavity ventilation that occurs through openings in the external and internal skin can be

natural, mechanical, or hybrid. Possible airflow concepts are as follows: supply air, exhaust air, static air buffer, external air curtain, and internal air curtain [10]. The presence of integrated systems (photovoltaic, solar collector) can also be classification criteria. For example, Ibanez-Puy [11] classifies ventilated façades as double skin façades, building integrated photovoltaic, solar chimneys, Trombe wall, solar wall, façade solar collectors, and opaque ventilated façades.

For several years, publications on ventilated walls increased significantly [12–15]. Despite the high number of publications on ventilated walls, the influence of the air space thickness cavity on the thermal performances of the ventilated wall was rarely studied. Table 1 provides an overview of different studies on the ventilated façade from the point of view of air space thickness.

Table 1. Overview of different studies on ventilated façades.

Author	Years	Sample	Air Space Thickness
A. Alaidroos [16]	2016	Ventilated wall	0.1 m
O. Aleksandrowicz [17]	2018	Double skin façade	0.2 m
J. Wang [18]	2017	Triple glazed windows	0.03 m, 0.01 m
L. C. O. Souza [19]	2018	Ventilated double-skin façade	0.1 m
J. Parra [20]	2015	Ventilated double-skin façade	0.2 m, 2 m
G. Michaux [21]	2019	Triple glazed windows	0.01 m
F. Gloriant [22]	2021	Triple glazed windows	0.013 m

A hot box apparatus is used to measure the thermal behavior of large specimens of building materials. Two standard methods are given in the literature: guarded hot box (GHB) and calibrated hot box (CHB) [23,24]. The guarded hot box (GHB) is composed of three cells: a hot cell, a cold cell, and a guarded chamber used to minimize lateral heat losses. A calibrated hot box (CHB) is composed only of two cells: a hot cell and a cold cell [24]. Different standard hot box experiments can be carried out: the European EN ISO 8990, the American ASTM C1363-05, and the Russian GOST 26602.1-99 [23,24]. Many publications deal with the thermal characterization of building materials using a hot box apparatus. However, few papers studied the thermal properties of air cavity wall using a hot box. Aviram [25] studied the thermal behavior of a variable ratio cavity wall using a guarded hot box and CFD analysis. Lucchi [24] introduces a hot box procedure to study the thermal performance and the air flux in a wall with an internal air cavity. More recently, a new hot box was developed to study the hydrothermal behavior of historic walls [26].

This paper describes an experimental study on the thermal performance of a ventilated bioclimatic wall. The objective of this study was to develop an experimental setup able to characterize the influence of the air space thickness and the air flow rate on the thermal performances of the ventilated wall. A specific ventilated prototype and an original thermal metrology based on a hot box was developed in this study.

The overall structure of this paper takes the form of four parts, including this introduction. The second part, Experimental Setup, presents the ventilated bioclimatic prototype, the hot box, and the instrumentation involved in the test specimen. The third part presents the experimental results for ambient temperature, surface temperature, heat transfer coefficient, and pre-heating efficiency, which allows for the evaluation of the thermal performance of the ventilated wall. Finally, a conclusion gives a summary of the findings.

2. Experimental Setup

2.1. Bioclimatic Ventilated Wall and Hot Box

The ventilated wall prototype is presented in Figure 1. This prototype consists of two walls and a ventilated air chamber (a cavity between the two walls). The first wall is fixed, while the second one is mobile, allowing the thickness of the ventilated cavity to be varied. These two walls are made of an aluminum alloy and polyethylene. The dimensions are

1 m high, 1 m wide, and 3 mm thick. Based on the manufacturer's data, the aluminum composite has a thermal resistance of $0.008 \text{ m}^2 \cdot \text{K} \cdot \text{W}^{-1}$ and has low roughness, with the surfaces being smooth. The ventilated air chamber is a non-hermetically sealed cavity that participates in the supply of fresh air to the building. A convective exchange takes place in the cavity along the axis of the wall, which disturbs the radial heat flow between the interior and exterior environments (Figure 1).

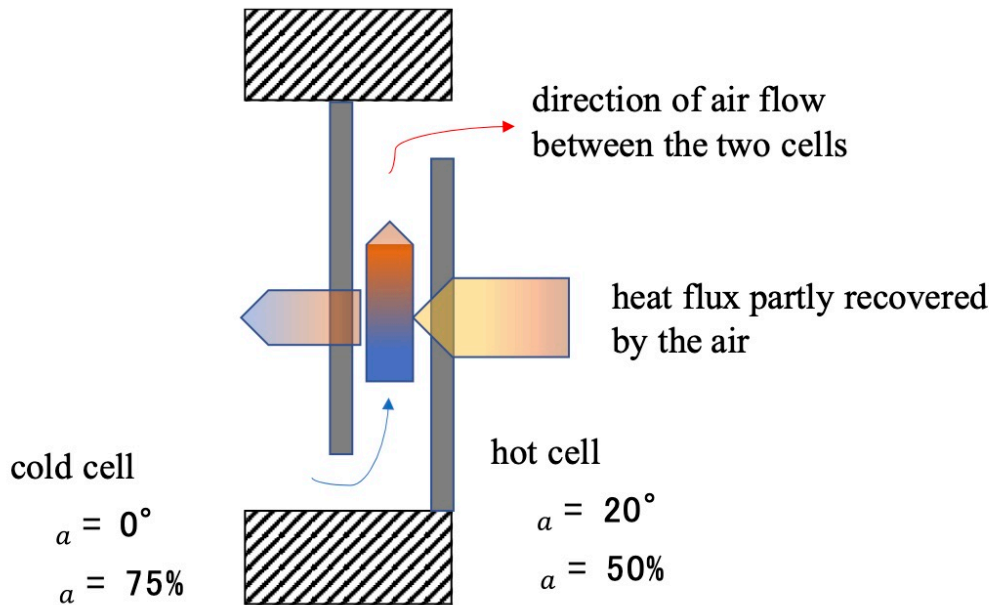


Figure 1. Ventilated wall.

The experimental study was carried out in a hot box (Figure 2). This hot box is a device composed of two climatic chambers whose ambiances are controlled. The first climatic chamber reproduced indoor conditions, and the second reproduced outdoor conditions (Figure 2). The hot box is characterized by a range of temperature from -30°C to $+60^\circ \text{C}$ and a range of humidity from 10% to 98%. Each climatic chamber has its own refrigeration unit that allows for the production of cold with a temperature accuracy of $\pm 2^\circ \text{C}$. Each climatic chamber also has 3 electric resistors of 2.5 kW that allow for the production of heat with a temperature accuracy of $\pm 3^\circ \text{C}$. The hot box was connected to a computer to control the temperature and humidity of each climatic chamber. These two climatic chambers were separated by a sample holder (size of $1 \times 1 \times 0.4 \text{ m}$). One of the two chambers was mounted on slides, allowing access to the sample holder as well as to the inside of the two climatic chambers. The ventilated bioclimatic prototype was fixed in the specimen holder. A ventilation system was used to impose air flow in the cavity. Moving the mobile wall can vary the air space thickness.

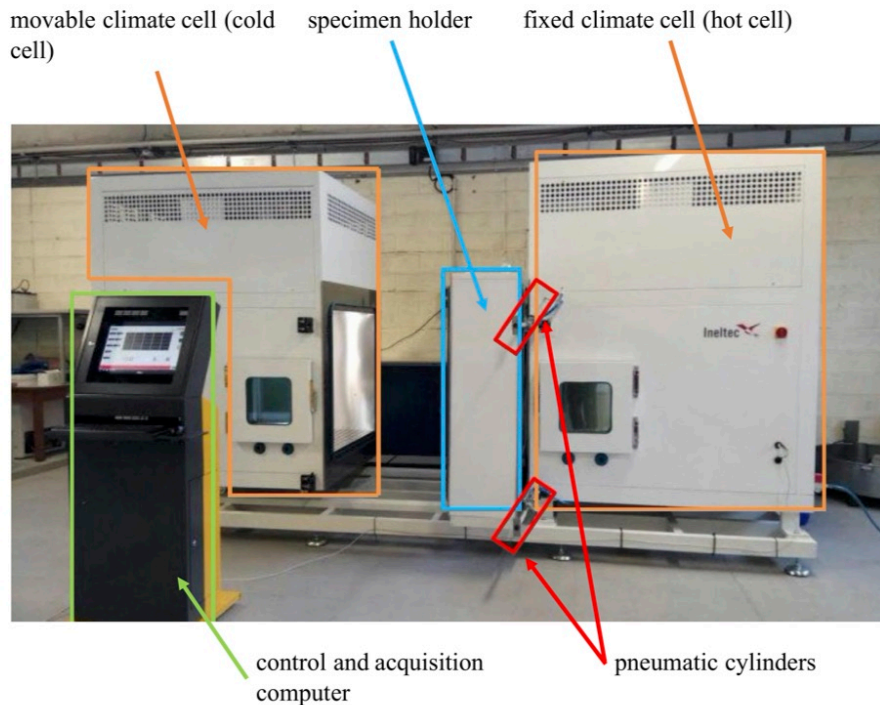


Figure 2. Hot box.

Experiments were carried out for different configurations to provide variable air space thickness and variable air flow rate. The air space thickness varied from 5 mm to 85 mm. The air flow rate varied from 10 to 30 $\text{m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$. Fifty experiments were carried out. An overview of the fifty experiments is given in Table 2.

2.2. Thermal Metrology

The instrumentation was composed of K-type thermocouples and PT-100 probes. The hot box ambient temperature was measured in the hot cell and the cold cell with K-type thermocouples and PT-100 sensors (hot box sensors). The hot box instrumentation is presented in Figure 3. The ventilated prototype consisted of two walls and an air cavity. The first wall was fixed while the second one was mobile, allowing the thickness of the ventilated cavity to be varied. The wall surface temperature was measured by 24 K-type thermocouples (12 thermocouples on the fixed wall and 12 thermocouples on the mobile wall). The position of the thermocouples is given in Figures 4–6. Thermocouple measurements were compared to those obtained using an infrared camera (FLIR T650 SC). The infrared camera was installed in the front of the wall. The area covered by the infrared camera had a surface area of 10 cm^2 . The thermal flux was measured with 8 Captec flux meters (4 flux meters on the fixed wall and 4 flux meters on the mobile wall), allowing for the estimation of heat flux on both sides of the ventilated cavity (Figure 4). The air cavity temperature was measured by 10 K-type thermocouples (4 thermocouples in the cavity, 3 thermocouples at the entrance of the cavity, and 3 thermocouples at the exit of the cavity). To control the airflow velocity inside the air cavity, a convergent plenum was installed (Figure 4). A fan was used to vary the airflow velocity inside the cavity. A CTV 210 hot wire anemometer from the manufacturer KIMO measured the airflow rate. All the

sensors were connected to a Keithley 2700 data acquisition system. Data acquisition and processing were then carried out via the LabVIEW software (Figure 7).

Table 2. Overview of 50 experiments.

Test Number	Air Space Thickness (mm)	Air Flow Velocity ($\text{m}^3 \cdot \text{h}^{-3}$)	Cold Cell Temperature T_{a1} ($^{\circ}\text{C}$)	Hot Cell Temperature T_{a2} ($^{\circ}\text{C}$)	Temperature Difference between Hot Cell and Cold Cell ($^{\circ}\text{C}$)
1	5	9.94	-4.34	15.56	19.9
2	5	19.61	-4.64	15.63	20.27
3	5	29.99	-4.45	15.82	20.27
4	10	9.94	-4.64	15.58	20.23
5	10	19.96	-4.72	15.61	20.32
6	10	29.99	-4.47	15.8	20.27
7	15	10	-4.61	15.58	20.19
8	15	19.99	-4.63	15.66	20.29
9	15	30.09	-4.41	15.87	20.28
10	20	9.98	-4.67	15.62	20.29
11	20	20.43	-4.66	15.64	20.29
12	20	29.84	-4.41	15.86	20.27
13	25	10.02	-4.67	15.61	20.28
14	25	20.08	-4.63	15.68	20.31
15	25	29.81	-4.43	15.87	20.3
16	30	9.9	-4.65	15.66	20.31
17	30	19.85	-4.62	15.71	20.33
18	30	29.98	-4.32	15.9	20.22
19	35	10.22	-4.65	15.63	20.28
20	35	19.89	-4.64	15.63	20.27
21	35	30.039	-4.32	15.95	20.28
22	40	8.98	-4.67	15.66	20.33
23	40	20.07	-4.61	15.74	20.35
24	40	30.05	-4.29	15.86	20.15
25	45	9.04	-4.66	15.64	20.3
26	45	20.03	-4.62	15.6	20.22
27	45	30.07	-4.40	15.91	20.31
28	50	10.01	-4.71	15.59	20.31
29	50	20.04	-4.65	15.62	20.27
30	50	29.94	-4.45	15.82	20.27
31	55	9.99	-4.62	15.66	20.28
32	55	20.08	-4.61	15.51	20.11
33	55	30.01	-4.37	15.77	20.14
34	60	10.01	-4.63	15.59	20.22
35	60	19.73	-4.58	15.7	20.28
36	60	29.9	-4.19	15.85	20.04
37	65	10.01	-4.65	15.52	20.17
38	65	20.03	-4.69	15.64	20.32
39	65	30.05	-4.45	15.85	20.3
40	70	10.07	-4.72	15.58	20.29
41	70	20.03	-4.64	15.53	20.16
42	70	30.37	-4.37	15.78	20.15
43	75	9.98	-4.68	15.47	20.15
44	75	20.01	-4.70	15.57	20.27
45	75	30.62	-4.38	15.71	20.09
46	80	9.98	-4.75	15.47	20.22
47	80	20.49	-4.66	15.59	20.25
48	80	30.13	-4.46	15.72	20.18
49	85	9.99	-4.67	15.49	20.16
50	85	20.27	-4.72	15.5	20.22

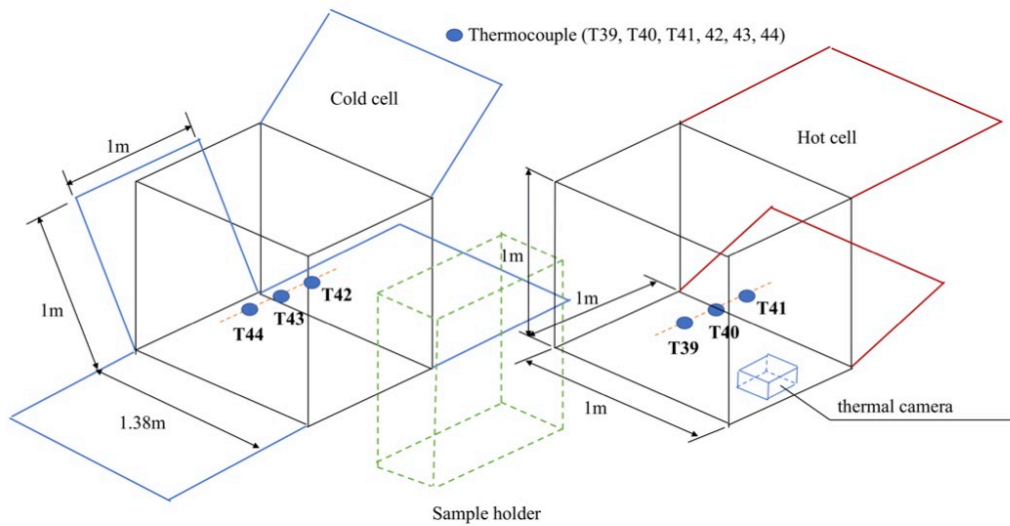


Figure 3. Hot box instrumentation. Two climatic chambers are separated by a sample holder. The ambient temperature is measured by 6 K-type thermocouples (3 thermocouples, T42, T43, and T44 in the cold cell and 3 thermocouples, T39, T40, T41 in the hot cell).

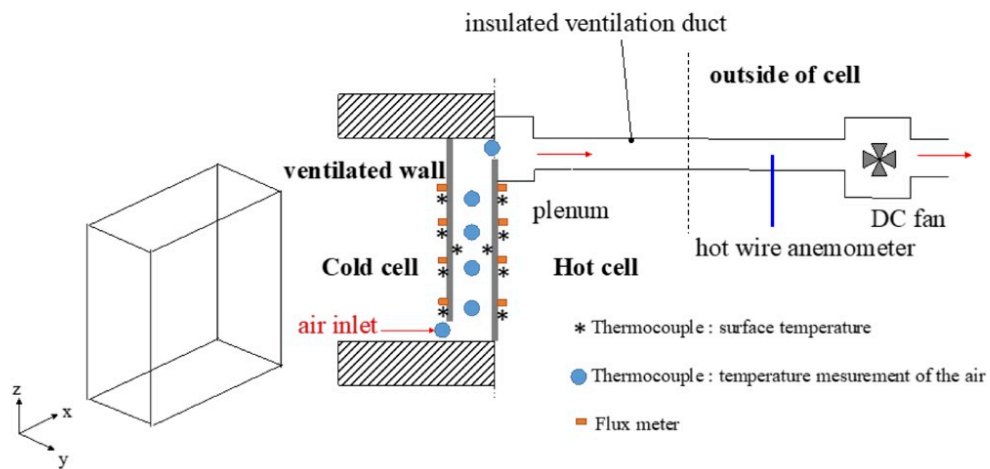


Figure 4. Ventilated wall instrumentation: wall surface temperature is measured by K-type thermocouples, air temperature is measured by K-type thermocouples, thermal flux is measured by flux meters, and airflow rate is measured by a hot wire anemometer.

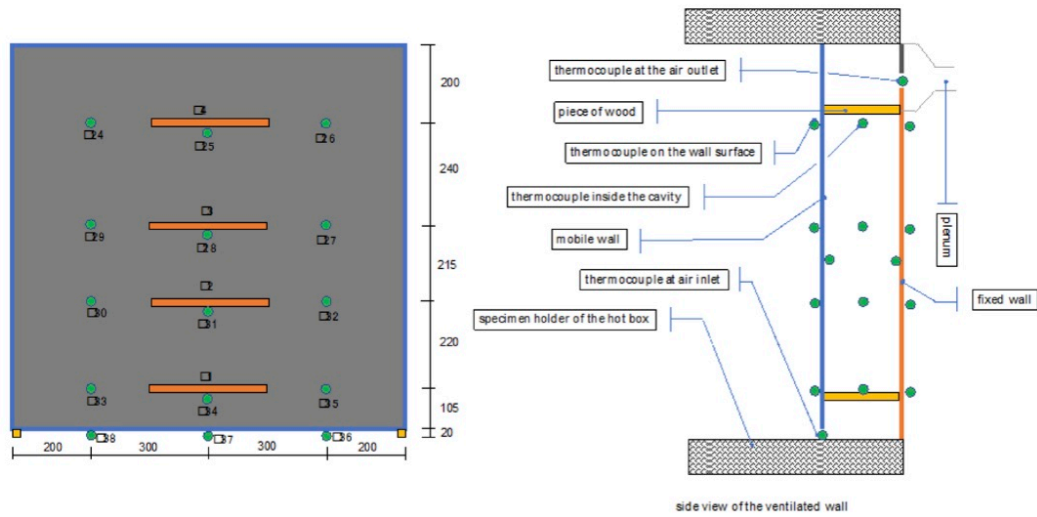


Figure 5. Mobile wall instrumentation.

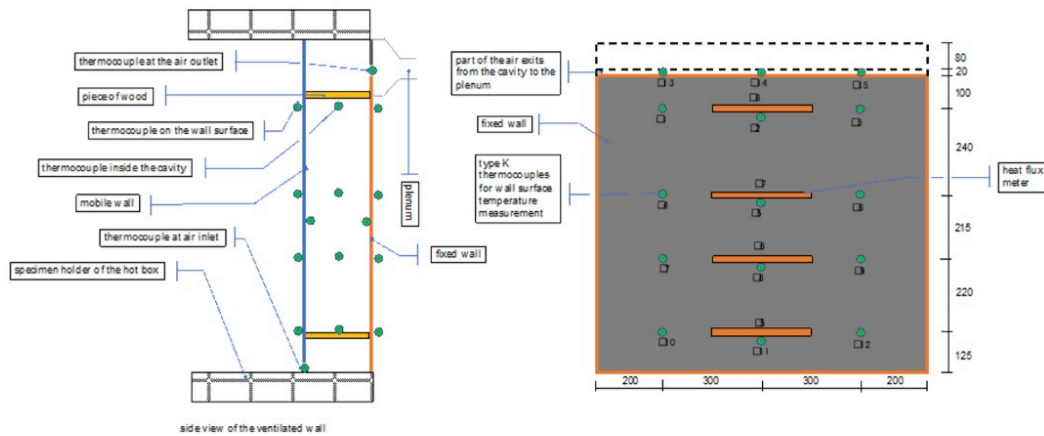


Figure 6. Fixed wall instrumentation.

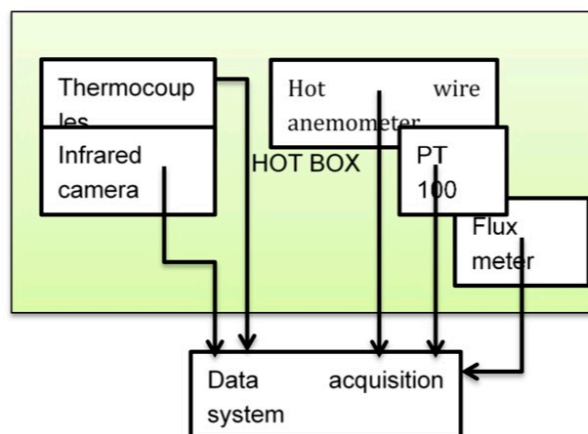


Figure 7. Data acquisition system.

The characteristics of the sensors used are given in Table 3.

Table 3. Thermal metrology.

Type	Metrologic Means	Range	Uncertainty
Air temperature	PT-100	−70 °C to +200 °C	0.1 °C
Surface temperature	K-type Thermocouples	−75 °C to +250 °C	0.02 °C
	Infrared camera FLIR T650 SC	−40 °C to +150 °C	1%
Thermal Flux	Captec Flux meter		5%
Air flow velocity	Hot wire anemometer KIMO CTV 210	0–30 m/s	0.3 m/s

3. Experimental Results

Specific experiments were undertaken to test the hot box and the ventilated wall prototype (Figure 8). Experiments were carried out in steady state under the following conditions:

- Hot cell: ambient temperature conditions of 20 °C and relative humidity (55%);
- Cold cell: temperature conditions of 0 °C and relative humidity (75%);
- Variable airflow rate: 10, 20, and 30 m³·h^{−1};
- Variable air space thickness: from 5 to 85 mm.

These specific experiments were carried out to investigate the ventilated wall prototype in terms of its capability to pre-heat the air in the cavity. Our experiments are distinguished from standard hot box methods used for the estimation of the thermal resistance of a wall in steady-state regime by using a calibrated hot box or guarded hot box such as EN ISO 8990.

3.1. Ambient Temperature

The ambient temperature was measured in both the hot cell and cold cell with K-type thermocouples and PT-100 sensors (hot box sensors). The temperature difference between the hot cell and the cold cell was 20 °C. This temperature difference allowed us to obtain a heat flux that could be measured correctly by the flux meters [27].

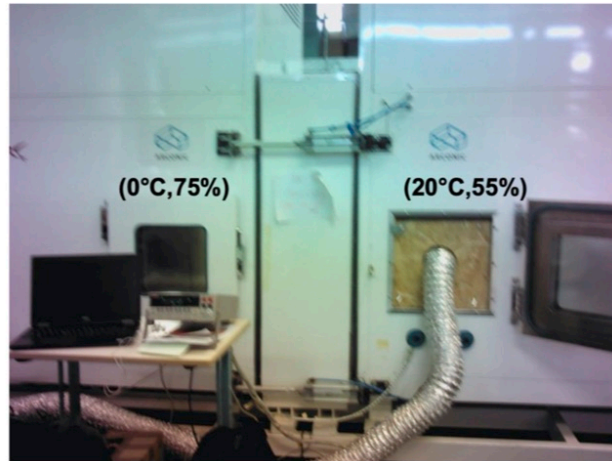


Figure 8. Experimental setup.

Under the specified conditions (20 °C in the hot cell and 0 °C in the cold cell), a significant difference (2.6 °C for the cold cell and 4.3 °C for the hot cell) was observed between the ambient temperature measured with the hot box sensor and the ambient temperature measured by our thermocouples. This difference can be explained by the fact that the cells are not watertight, since an artificial air flow was created between them. However, for standard use of the hot box, there should not be any air exchange between the cells; the regulation system of the device was thus disturbed.

Figure 9 presents the air temperature in the cold cell and the hot cell. The temperature was measured by six K-type thermocouples (three thermocouples (T42, T43, and T44) in the cold cell and three thermocouples (T39, T40, and T41) in the hot cell). It can be seen in Figure 9 that the air temperature inside the hot box was homogenous in both the cold cell and the hot cell. The mean air temperature was -4.6 ± 0.05 °C for the cold cell and 15.7 ± 0.18 °C for the hot cell.

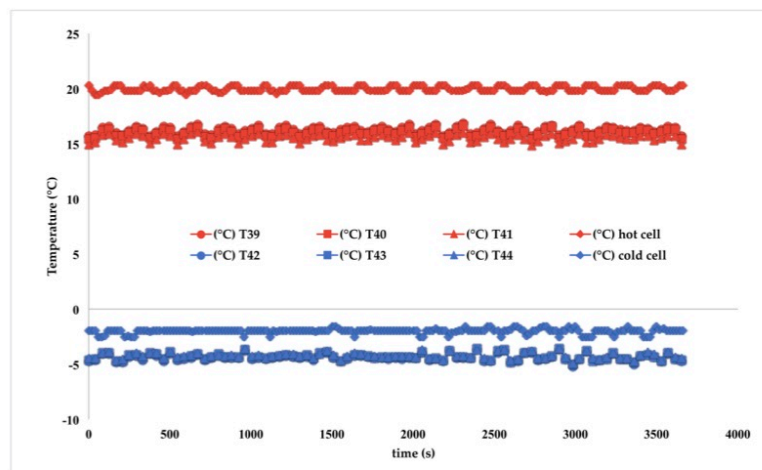


Figure 9. Ambient temperature in the cold cell and in the hot cell.

3.2. Surface Temperatures

Measurement of surface temperatures was performed by thermocouples. Thermocouple measurements (T8 and T5 thermocouple measurements) were compared to data obtained using an FLIR 650 TS infrared camera (Figure 10). The area covered by the infrared camera had a surface area of 10 cm². The T8 and T5 thermocouples were located on the upper and lower part of this surface. The mean value measured by thermocouples T5 and T8 and the infrared camera were 12.14 °C, 12.11 °C, and 12.18 °C, respectively. The measurements of the surface temperature performed by the thermocouples are in accordance with the measurements made by the infrared camera and confirm the reliability of the instrumentation of the walls (Figure 11).

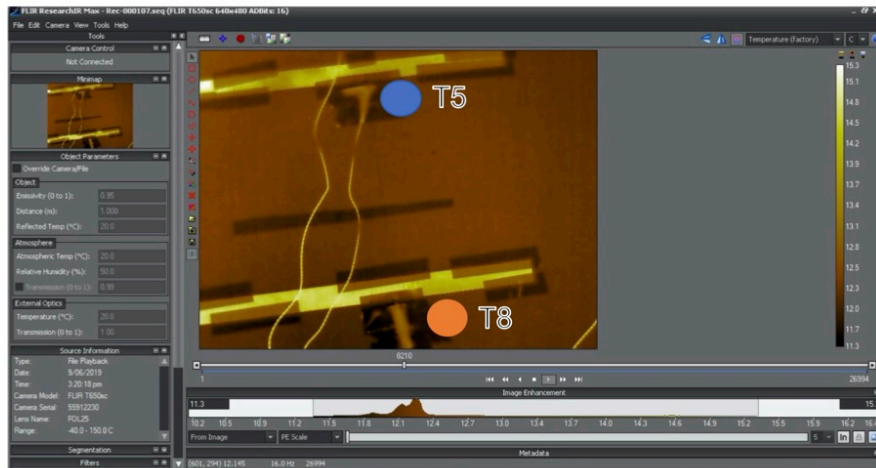


Figure 10. Surface temperature measurement by infrared camera.

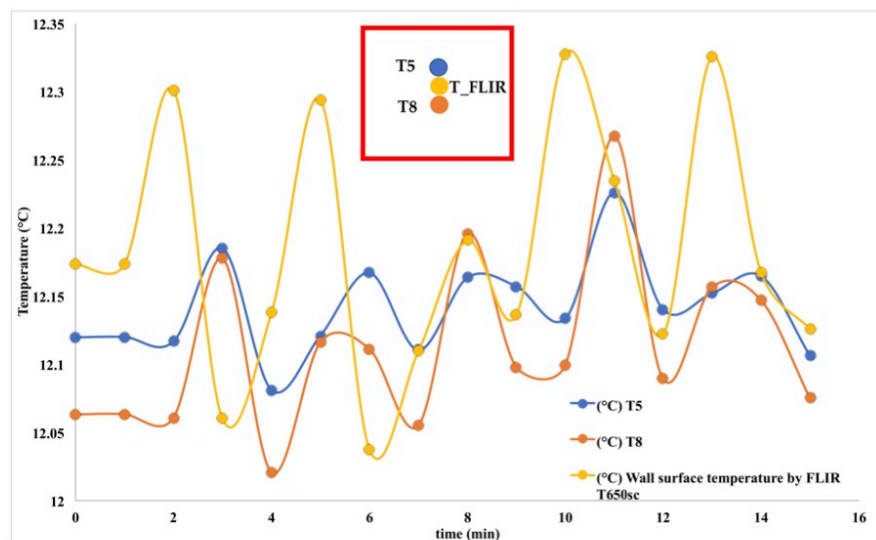


Figure 11. Surface temperature. Thermocouple and infrared camera measurements.

3.3. The Convection Heat Transfer Coefficient

The convection heat transfer coefficient was estimated from Newton's law, involving the heat flux, the ambient temperature, and the wall temperature:

$$h = q / (T_s - T_a) \quad (1)$$

The heat flux, the ambient temperature, and the wall temperature were measured using thermal metrology describes before. We used two cavity thicknesses (0.005 and 0.01 m) and three airflow rates (10, 20, and 30 m³·h⁻¹). Each sample wall was equipped with four flux meters and four thermocouples at different heights, making it possible to obtain four local estimates of the *h*-factor per cell. For the ambient temperature in each of the cells, a single air temperature was considered, corresponding to the average of the measurements of the three thermocouples installed in each cell. Figures 12 and 13 show the local convection heat transfer coefficient *h* in the cold cell and in the hot cell. The values of the heat transfer coefficient varied between 15 and 25 W·m⁻²·K⁻¹. The mean value of the heat transfer coefficient was 19.9 ± 1.3 W·m⁻²·K⁻¹ for the cold cell and 18.7 ± 2.3 W·m⁻²·K⁻¹ for the hot cell. This order of magnitude is consistent with the correlations that can be found in the literature [28].

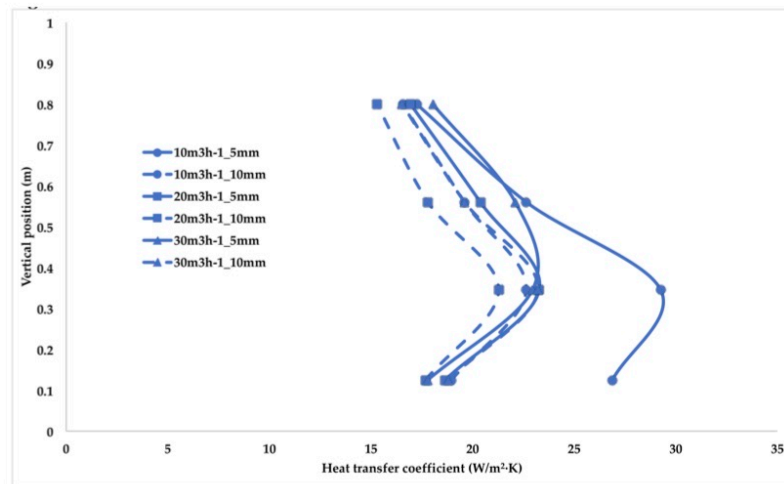


Figure 12. Local convection heat transfer coefficient in the cold cell.

From Figures 12 and 13, we also noted that the thickness of the cavity and the airflow rate had no significant influence on the convection heat transfer coefficient value. This means that these two parameters had no influence on the ambiances of the two climate cells. On the other hand, the coefficient *h* depends on the position from which it was calculated, and it can be seen that for a given height, the estimates of the coefficient *h* are relatively homogeneous. It can be thought that, in each of the cells, the air movements caused by the regulation system were not uniform near the walls of the sample, causing local variations in the coefficient *h*. As depicted in Figure 12, two values are apart for 10 m³/h_5 mm. This can be explained by a bad contact between the flux meters and the sample during this test.

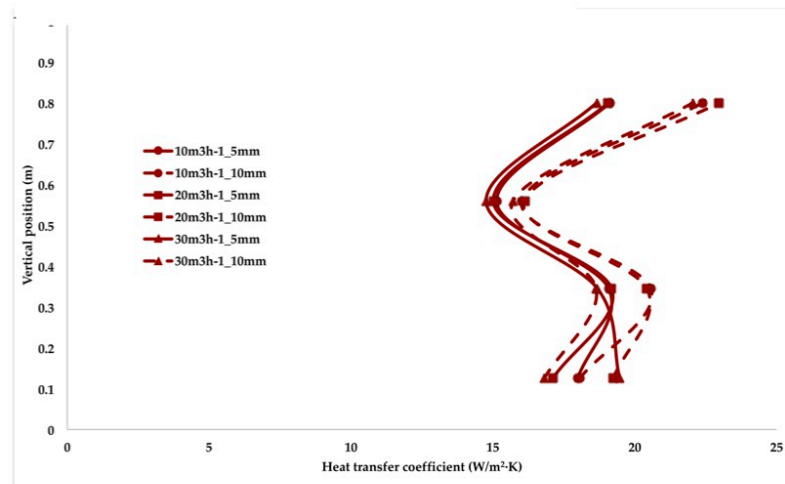


Figure 13. Local convection heat transfer coefficient in the hot cell.

Figures 14 and 15 show the global heat transfer coefficient in both the hot cell and the cold cell. The global heat transfer coefficient was estimated from temperature measurements (thermocouples) and heat fluxes (flux meters measurements). As we can see in Figures 14 and 15, there are small differences between the measurements, which can be explained by the uncertainties of the convection heat transfer coefficient.

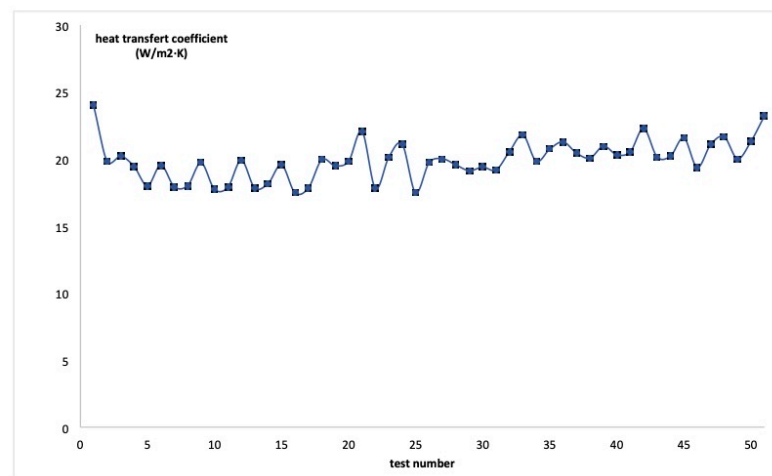


Figure 14. Global heat transfer coefficient (cold cell).

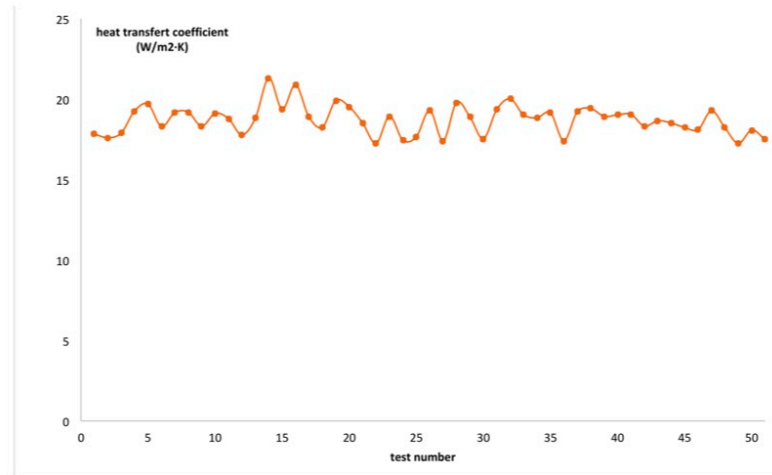


Figure 15. Global heat transfer coefficient (hot cell).

Finally, the uncertainties for the local convection heat transfer coefficient h were estimated (Table 4). An uncertainty of 5% for the flux meters and an uncertainty of 0.02 °C for the thermocouples were considered. As can be observed from Table 4, the uncertainties are smaller in the hot cell, as the fluxes and temperature differences involved are larger. It is in the cold cell, at the lower part of the wall, that the uncertainties are the greatest; at this point, the temperatures between the wall and the environment of the cold cell are very close, often of the order of one-tenth of a degree.

Table 4. Uncertainties for the local convection heat transfer coefficient.

Vertical Position (m)	Cold Cell						Hot Cell					
	Cavity of 5 mm for 10, 20, 30 Flow Rate (m ³ ·h ⁻¹)			Cavity of 10 mm for 10, 20, 30 Flow Rate (m ³ ·h ⁻¹)			Cavity of 5 mm for 10, 20, 30 Flow Rate (m ³ ·h ⁻¹)			Cavity of 10 mm for 10, 20, 30 Flow Rate (m ³ ·h ⁻¹)		
	10	20	30	10	20	30	10	20	30	10	20	30
0.8	1.5	1.5	1.7	1.5	1.4	1.7	1.5	1.5	1.4	1.8	1.8	1.6
0.56	2.7	2.3	2.7	2.2	2.0	2.4	1.2	1.2	1.1	1.3	1.3	1.2
0.35	4.6	3.0	3.0	3.1	2.7	3.2	1.5	1.6	1.5	1.6	1.6	1.4
0.12	5.1	2.8	2.7	3.1	2.9	3.4	1.4	1.3	1.5	1.4	1.5	1.2

3.4. Thermal Performance of the Ventilated Wall

The objective of this study was to characterize the influence of the air space thickness and the air flow rate on the thermal performances of the ventilated wall. The thermal performance of the ventilated wall was evaluated through the pre-heating efficiency according to Equation (2) “which represent the potentiality of the ventilatd wall in terms of its capability to pre-heat the air in the cavity” [29].

$$E = (T_{inlet} - T_{out}) / (T_{in} - T_{out}) \quad (2)$$

where

- T_{inlet} : the supply air temperature measured in the top of the air cavity;
- T_{out} : the outside air temperature (cold cell);
- T_{in} : the inside air temperature (hot cell).

Figure 16 shows the pre-heating efficiency of the ventilated wall. Experiments were carried out for different air space thicknesses (5, 20, 50, and 85 mm) and different air flow rates (10, 20, and 30 $\text{m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$). It can be seen that the pre-heating efficiency of the ventilated wall increased with the air space thickness. For an air flow of 10 $\text{m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$, the pre-heating efficiency of the ventilated wall increased from 57% (for an air space thickness of 5 mm) to 65% (for an air space thickness of 85 mm). It can be also seen that the pre-heating efficiency of the ventilated wall decreased with the air flow rate. For an air space thickness of 85 mm, the pre-heating efficiency of the ventilated wall decreased from 65% (for an air flow rate 10 $\text{m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$) to 54% (for an air flow rate 30 $\text{m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$).

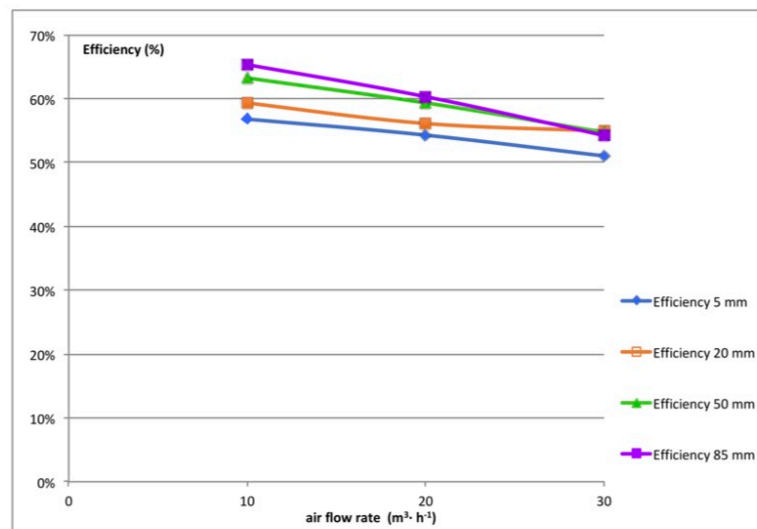


Figure 16. Pre-heating efficiency of the ventilated wall. Experiments were carried out for variable air space thicknesses (5, 20, 50, and 85 mm) and variable air flow rates (10, 20, and 30 $\text{m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$).

4. Conclusions

This work describes an experimental study on the thermal performance of a ventilated bioclimatic wall. A ventilated wall prototype and an original hot box thermal metrology were developed. This paper presents the ventilated wall prototype, the experimental setup, and the experimental results. The ambient temperature, the surface temperature of the ventilated prototype, and the local heat transfer coefficients of the ventilated wall were measured. In addition, an uncertainty analysis on the local heat transfer coefficient is presented. Experimental results show that vertical position had a significant influence on the local heat transfer coefficient value. Finally, the influence of the air space thickness and the air flow rate on the thermal performances of the ventilated wall was studied. The results show the pre-heating efficiency of the ventilated wall increased with the air space thickness and decreased with the air flow rate. It is suggested that the increase in air space thickness of the ventilated wall can be used to obtain an interesting ventilated façade performance.

Author Contributions: Conceptualization, D.S. and M.S.; methodology, D.S., M.S. and F.G.; investigation D.S., M.S. and F.G. writing—original draft preparation D.S., M.S. and F.G., writing—review and editing D.S., M.S. and F.G. All authors have read and agreed to the published version of the manuscript.

Funding: This research was funded by Arconic Foundation and by the Ministry of higher education of Republic of Indonesia.

Institutional Review Board Statement: Not Applicable.

Informed Consent Statement: Not Applicable.

Data Availability Statement: The data presented in this study are available on request from the corresponding author.

Acknowledgments: The authors acknowledge the financial contribution of the Arconic Foundation and the Ministry of higher education of Republic of Indonesia.

Conflicts of Interest: The authors declare no conflict of interest.

Nomenclature

E	pre-heating efficiency of the ventilated wall
h	convection heat transfer coefficient, $W \cdot m^{-2} \cdot ^\circ C^{-1}$
HR	relative humidity inside the cell, %
T	temperature, $^\circ C$
q	flux density, $W \cdot m^{-2}$

Indices

a	ambiance of the cell
in	relative to the inside air temperature (hot cell)
inlet	relative to the supply air temperature measured in the top of the air cavity
out	relative to the outside air temperature (cold cell)
s	wall surface

References

- Bâtiments à Énergie Positive et Réduction Carbone. Available online: <https://www.batiment-energiecarbone.fr> (accessed on 2 September 2020).
- Evaluation of the Energy Performance of Building Directive 2010/31/EU. 2015. Available online: https://ec.europa.eu/smart-regulation/roadmaps/docs/2016_ener_023_evaluation_energy_performance_ofbuildings_directive_en.pdf (accessed on 1 June 2015).
- Pflug, T.; Nestle, N.; Kuhn, T.; Siroux, M.; Maurer, C. Modeling of facade elements with switchable U-value. *Energy Build.* **2018**, *164*, 1–13. [[CrossRef](#)]
- Pflug, T.; Bueno, B.; Siroux, M.; Kuhn, T. Potential analysis of a new removable insulation system. *Energy Build.* **2017**, *154*, 391–403. [[CrossRef](#)]
- Gregório-Atem, C.; Aparicio-Fernández, C.; Coch, H.; Vivancos, J.L. Opaque Ventiladed Façade (OVF) Thermal Performance Simulation for Office Buildings in Brazil. *Sustainability* **2020**, *12*, 7635. [[CrossRef](#)]
- Loncour, X.; Deneyer, A.; Blasco, M.; Flamant, G.; Wouters, P. Classification & illustration of facade concepts. Contributed Report 03, Belgian Building Research Institute—BBRI. 2005. Available online: <https://www.aivc.org/resource/cr-03-ventilated-double-skin-fa-ades-classification-illustration-facade-concepts> (accessed on 1 June 2005).
- Chan, H.Y.; Riffat, S.B.; Zhu, J. Review of passive solar heating and cooling technologies. *Renew. Sustain. Energy Rev.* **2010**, *14*, 781–789. [[CrossRef](#)]
- Lai, C.M.; Hokoi, S. Solar façades: A review. *Build. Environ.* **2015**, *91*, 152–165. [[CrossRef](#)]
- Barbosa, S.; Ip, K. Perspectives of double skin façades for naturally ventilated buildings: A review. *Renew. Sustain. Energy Rev.* **2014**, *40*, 1019–1029. [[CrossRef](#)]
- Haase, M.; Marques da Silva, F.; Amato, F. Simulation of ventilated facades in hot and humid climate. *Energy Build.* **2009**, *41*, 361–373. [[CrossRef](#)]
- Ibanez-Puy, M.; Vidaurre Arbizu, M.; Sancristan-Fernandez, J.A.; Martin-Gomez, C. Opaque Ventiladed Façades: Thermal and energy performance review. *Renew. Sustain. Energy Rev.* **2017**, *79*, 180–191. [[CrossRef](#)]
- Shameri, M.A.; Alghoul, M.A.; Sopian, K.; Zain, M.F.M.; Elayeb, O. Perspectives of double skin façade systems in buildings and energy saving. *Renew. Sustain. Energy Rev.* **2011**, *15*, 1468–1475. [[CrossRef](#)]
- Quesada, G.; Rouse, D.; Dutil, Y.; Badache, M.; Hallé, S. A comprehensive review of solar facades. Opaque solar facades. *Renew. Sustain. Energy Rev.* **2012**, *16*, 2820–2832. [[CrossRef](#)]
- Khanal, R.; Lei, C. Solar chimney—A passive strategy for natural ventilation. *Energy Build.* **2011**, *43*, 1811–1819. [[CrossRef](#)]
- Saadatian, O.; Sopian, K.; Lim, C.H.; Asim, N.; Sulaiman, M.Y. Trombe walls: A review of opportunities and challenges in research and development. *Renew. Sustain. Energy Rev.* **2012**, *16*, 6340–6351. [[CrossRef](#)]
- Alaidroos, A.; Krarti, M. Experimental validation of a numerical model for ventilated wall cavity with spray evaporative cooling systems for hot and dry climates. *Energy Build.* **2016**, *131*, 207–222. [[CrossRef](#)]

17. Aleksandrowicz, O.; Yezioro, A. Mechanically ventilated double-skin facade in a hot and humid climate: Summer monitoring in an office tower in Tel Aviv. *Archit. Sci. Rev.* **2018**, *61*, 171–188. [[CrossRef](#)]
18. Wang, J.; Du, Q.; Zhang, C.; Xu, X. Energy Performance of Triple Glazed Window with Built-in Venetian Blinds by Utilizing Forced Ventilated airflow. *Procedia Eng.* **2017**, *205*, 3993–4000. [[CrossRef](#)]
19. Souza, L.C.; Souza, H.A.; Rodrigues, E.F. Experimental and numerical analysis of a naturally ventilated double-skin façade. *Energy Build.* **2018**, *165*, 328–339. [[CrossRef](#)]
20. Parra, J.; Guardo, A.; Egusquiza, E.; Alavedra, P. Thermal performance of ventilated double skin façades with venetian blinds. *Energies* **2015**, *8*, 4882–4898. [[CrossRef](#)]
21. Michaux, G.; Greffet, R.; Salagnac, P.; Ridoret, J.B. Modelling of an airflow window and numerical investigation of its thermal performances by comparison to conventional double and triple-glazed windows. *Appl. Energy* **2019**, *242*, 27–45. [[CrossRef](#)]
22. Gloriant, F.; Joulin, A.; Tittlein, P.; Lassue, S. Using heat flux sensors for a contribution to experimental analysis of heat transfers on a triple-glazed supply-air window. *Energy* **2021**, *215*, 119154. [[CrossRef](#)]
23. Asdrubaldi, F.; Baldinelli, G. Thermal transmittance measurements with the hot box method: Calibration, experimental procedures, and uncertainty analyses of three different approaches. *Energy Build.* **2011**, *43*, 1618–1626. [[CrossRef](#)]
24. Lucchi, E.; Roberti, F.; Alexandra, T. Definition of an experimental procedure with the hot box method for the thermal performance evaluation of inhomogeneous walls. *Energy Build.* **2018**, *179*, 99–111. [[CrossRef](#)]
25. Aviram, D.P.; Fried, A.N.; Roberts, J.J. Thermal properties of a variable cavity wall. *Build. Environ.* **2001**, *36*, 1057–1072. [[CrossRef](#)]
26. Andreotti, M.; Calzolari, M.; Davoli, P.; Pereira, L.D.; Lucchi, E.; Malaguti, R. Design and Construction of a New Metering Hot Box for the In Situ Hygrothermal Measurement in Dynamic Conditions of Historic Masonries. *Energies* **2020**, *13*, 2950. [[CrossRef](#)]
27. Sukanto, D.; Gloriant, F.; Siroux, M. Mise en place d'un dispositif expérimental pour la caractérisation énergétique d'une paroi bioclimatique ventilée. In Proceedings of the Conférence SFT Belfort Therm. Mix Énergétique, Belfort, France, 1 June 2020.
28. Padet, J. *Convection Thermique et Massique Principes Généraux*; Techniques de l'ingénieur: Saint-Denis, France, 2005; pp. 1–23.
29. Fantuccia, S.; Serraa, V.; Perino, M. Dynamic insulation systems: Experimental analysis on a parietodynamic wall. *Energy Procedia* **2015**, *78*, 549–554. [[CrossRef](#)]

Annexes 2.

**Article SFT (Société Française de Thermique) 2020, Belfort,
France.**

Mise en place d'un dispositif expérimental pour la caractérisation énergétique d'une paroi bioclimatique ventilée

Installation of an experimental device for the energetic characterization a ventilated bioclimatic wall

Dwinanto SUKAMTO^{1*}, François GLORIAN¹, Monica SIROUX¹

¹INSA de Strasbourg, Laboratoire de ICUBE (UMR 7357)
24 Boulevard de la Victoire – 67000 Strasbourg.
*(auteur correspondant : monica.siroux@insa-strasbourg.fr)

Résumé – Les orientations politiques actuelles imposent le bâtiment à énergie zéro (NZEB) comme nouveau standard de la construction neuve pour 2020. Par ailleurs, dans le domaine de la réhabilitation énergétique des bâtiments existants, la recherche de solutions pour la rénovation est un sujet fondamental. L'enjeu de cette démarche est l'efficacité énergétique des bâtiments pour la lutte contre le changement climatique; un des moyens pour y parvenir, ce sont les parois innovantes bioclimatiques, qui sont la base des économies d'énergie dans le bâtiment de demain. Les travaux de cette communication s'inscrivent dans ce cadre et visent à caractériser les performances énergétiques d'une paroi ventilée bioclimatique. Un dispositif original a été mis en place permettant l'étude expérimentale d'une paroi ventilée bioclimatique. C'est la pertinence de ce dispositif que nous questionnons dans ce papier.

Mots-clés : bâtiment, paroi ventilée, convection

Abstract – The current policy direction enforces a zero-energy building (NZEB) as a standard for new constructions in 2020. Moreover, in the area of existing constructions rehabilitation, the quest of renovation solutions is still a fundamental issue. The goal is to seek for the building energy efficiency in the fight against climate change. One of the means to achieve this goal is by implementing innovative bioclimatic walls, which are the core of energy savings for the buildings of the future. This paper falls within this perspective and aims to characterize the energy performances of a bioclimatic ventilated wall by setting up an original experimental device. It is then the question of this device relevance that we address in this paper.

Keywords: Building, ventilated wall, convection

Nomenclature

q	densité de flux, $W.m^{-2}$	T	température, K
h	coefficient d'échange global, $W.m^{-2}.K^{-1}$	<i>Indices et exposants</i>	
		s	surface de la paroi
		a	ambiance de la cellule

1. Introduction

Le changement climatique est l'enjeu majeur que devra affronter le monde dans l'avenir. Dans ce contexte, la France place le secteur du bâtiment au cœur de sa stratégie pour relever ce défi [1]. L'économie d'énergie est une priorité dans les pays développés. Le secteur du bâtiment est responsable de 40% de la consommation d'énergie en Europe [2]. L'enveloppe du

bâtiment est l'élément de construction qui a le plus grand impact sur la consommation énergétique globale du bâtiment [3][4]. Il faut tenir compte du fait que la façade représente l'interface entre les facteurs environnementaux extérieurs et les exigences intérieures des occupants.

Ces dernières années, l'architecture a montré un intérêt particulier pour les parois ventilées. On ne peut nier qu'il existe un nombre considérable d'études et de publications sur les "enveloppes ventilées" [5][6][7], en particulier sur les façades double peau [8][9][10], le photovoltaïque intégré aux bâtiments [11][12][13], les cheminées solaires, les murs solaires et les murs Trombe [14][15][16], ou encore les capteurs solaires de façade [17][18].

La façade ventilée est choisie par les architectes et les entrepreneurs comme solution d'enveloppe dans une large variété de types de bâtiments, de climats et de configurations de conception. Le système offre une grande diversité de revêtements extérieurs et la possibilité de sélectionner une grande variété de matériaux, de couleurs et de tailles de panneaux. Outre l'aspect esthétique, le but premier de ce type de façade est de protéger les matériaux isolants en dissipant l'humidité.

L'objectif d'une conception bioclimatique d'un bâtiment est d'obtenir un confort intérieur de la manière la plus « naturelle » possible. Pour un site donné, il ne s'agit plus uniquement de se protéger des aléas du climat mais également de valoriser ses bienfaits. Dans cette démarche, on cherche donc à adapter au mieux le bâtiment avec son environnement. La paroi ventilée répond à cette démarche. Dans cette étude, nous cherchons à valoriser la lame d'air de la paroi pour assurer le préchauffage et le renouvellement d'air en période de chauffe. La paroi bioclimatique ventilée fait alors office d'organe d'entrée pour le renouvellement d'air du bâtiment qui en est muni. L'écoulement a lieu sous l'effet du tirage thermique ou à l'aide d'une VMC si le bâtiment concerné en est muni. Ce type de paroi est étudié depuis plusieurs décennies mais son utilisation pour assurer le préchauffage de l'air neuf reste encore rare. De plus, ces performances sont encore sujet à débat. Un dispositif expérimental a été mis en place pour la caractérisation énergétique de ce type de paroi innovante. L'originalité de notre dispositif repose en partie sur l'utilisation des fluxmètres qui permet une analyse plus précise des phénomènes de convection. Notre objectif à terme est d'étudier l'influence de l'épaisseur de la cavité ainsi que du débit d'air sur les performances de la paroi. Pour cela, nous devons auparavant nous assurer que le dispositif est pertinent et opérationnel. L'objet de cet article est donc de présenter notre dispositif expérimental et de montrer à travers plusieurs essais préliminaires sa viabilité.

2. Description du dispositif expérimental mis en place

2.1. Présentation de la paroi ventilée et de la boîte chaude gardée

La paroi ventilée est une paroi avec un canal non hermétiquement isolé participant à l'apport d'air neuf au sein du bâtiment; un échange convectif a lieu dans la cavité selon l'axe de la paroi, qui vient perturber le flux thermique radial entre les ambiances intérieure et extérieure (Figure 1). L'air en écoulement à l'intérieur de la cavité est alors préchauffé et introduit à l'intérieur du bâtiment. Ce dispositif permet alors la diminution des besoins en chauffage du bâtiment. L'échantillon étudié est composé de deux parois de couleur grise de 1m de hauteur et de largeur. La première est fixe tandis que la seconde est mobile permettant ainsi de faire varier l'épaisseur de la cavité ventilée. Ces deux parois sont constituées d'un alliage d'aluminium et de polyéthylène de 3 mm d'épaisseur et présentent une résistance thermique est de $0.008 \text{ m}^2 \cdot \text{K} \cdot \text{W}^{-1}$. Leurs surfaces sont lisses (faible rugosité) avec une émissivité de 0.9.

La lame d'air ventilée est introduite au sein d'une boîte chaude gardée (Figure 1). Une boîte chaude gardée est un dispositif composé de deux enceintes climatiques capables de reproduire des conditions de température et d'humidité relative choisies. La plage en température et en humidité va de -30°C à $+60^{\circ}\text{C}$ et de 10% à 98%. Chaque enceinte possède son propre groupe frigorifique garantissant la production de froid avec une précision sur la température de $\pm 2^{\circ}\text{C}$. Chacune possède également 3 résistances électriques de 2.5 kW, garantissant la production de chaleur avec une précision sur la température de $\pm 3^{\circ}\text{C}$ [19]. La boîte chaude gardée est connectée à un ordinateur permettant de contrôler les paramètres de température et d'humidité de chacune des enceintes.

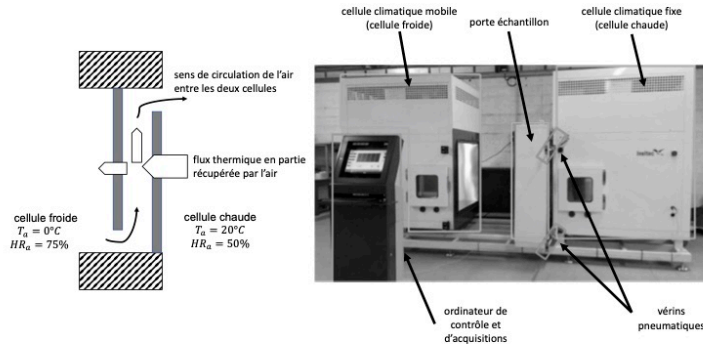


Figure 1: Présentation de la paroi ventilée (à gauche) intégrée à la porte-échantillon de la boîte chaude gardée (à droite)

2.2. Instrumentation et système d'acquisition

Pour caractériser le comportement thermique de l'échantillon étudié, la paroi ventilée est équipée de thermocouples de type K et de fluxmètres de la marque Captec Entreprise®, permettant la mesure conjointe des températures de surface, de l'air à l'intérieur comme à l'extérieur de la cavité, ainsi que l'estimation des flux de chaleur de part et d'autre de la cavité ventilée (Figure 2). Dans chacune des cellules climatiques, 3 thermocouples permettent de déterminer les températures d'ambiance. Au niveau de chacune des parois de la cavité ventilée, 12 thermocouples et 4 fluxmètres ont été installés sur 4 niveaux de hauteurs différentes et sont également répartis sur la largeur. Pour la mesure de la température d'air, 3 thermocouples ont été disposés à l'entrée et 3 autres à la sortie de la cavité. A l'intérieur et au milieu de la cavité, se trouvent également 4 thermocouples.

L'écoulement d'air au sein de la cavité est généré à l'aide d'un ventilateur contrôlé par un variateur de tension et la mesure du débit est estimée à l'aide d'un anémomètre à fil chaud CTV 210 du fabricant KIMO.

L'ensemble des capteurs sont connectés à un multimètre Keithley 2700® permettant une mesure en tension de l'ordre du dixième de microVolt. Le multimètre est lui-même relié à un ordinateur par le canal de communication série RS-232. L'acquisition et le traitement des données sont alors effectués via le logiciel LabVIEW.

Une caméra infrarouge est également utilisée afin d'avoir une estimation de la température de la paroi froide du dispositif.

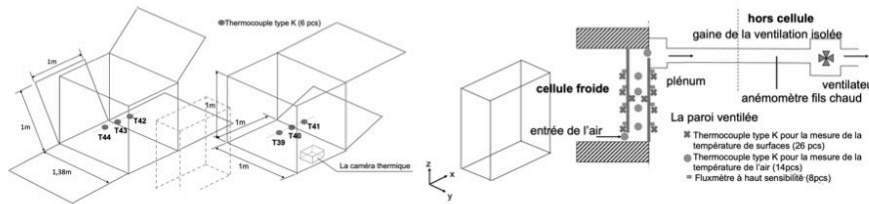


Figure 2: Instrumentations du dispositif

3. Résultats Préliminaires

Plusieurs essais ont été entrepris afin de s'assurer du bon fonctionnement du dispositif. Pour l'ensemble de ces essais de contrôle, les conditions d'ambiance sont fixées à 20°C et 55% d'humidité relative pour la cellule fixe, et 0°C et 75% d'humidité relative pour la cellule mobile. Les relevés de mesure sont réalisés en régime permanent, le débit d'air est de 20 m³.h⁻¹ et s'écoule de la cellule mobile (ambiance froide) à la cellule fixe (ambiance chaude) dans une cavité de 0.01 m d'épaisseur.

3.1. Températures de consigne de la boîte chaude gardée

Dans un premier temps, une vérification de la température de consigne dans chacune des cellules de la boîte chaude gardée a été réalisée. On cherche à obtenir une différence de température d'au moins 20°C entre les 2 cellules de façon à obtenir des flux de chaleur suffisamment élevés pour être correctement mesurés par les fluxmètres [20].

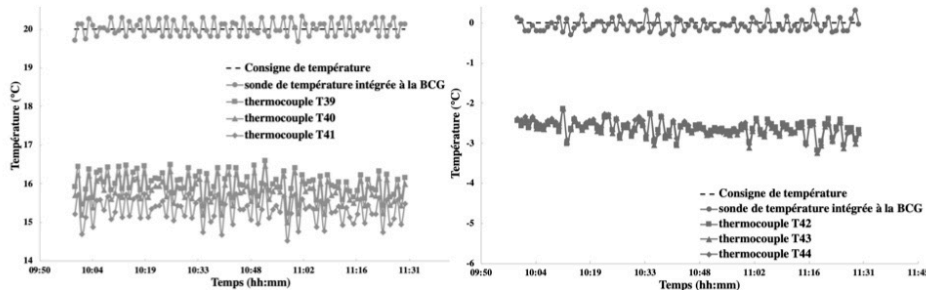


Figure 3 : Mesures de la température ambiante dans la cellule froide (à gauche) et dans le cellule chaude (à droite)

Avec les consignes considérées (20°C dans la cellule fixe et 0°C dans la cellule mobile), on constate pour chacune des cellules, une différence non négligeable sur la mesure de la température ambiante entre le capteur intégré de la boîte chaude gardée et les mesures des thermocouples (Figure 3). On ne peut donc pas se fier à la sonde de température intégrée à la boîte chaude gardée car celle-ci surestime la température ambiante de 2,6°C pour la cellule mobile et de 4,3°C pour la cellule fixe. Cette imprécision peut en partie s'expliquer par le fait que les cellules ne sont pas étanches puisque l'on a créé artificiellement un écoulement d'air entre elles. Or pour une utilisation standard de la boîte chaude gardée, il ne devrait pas y avoir d'échange d'air entre les cellules ; le système de régulation du dispositif s'en trouve alors perturbé.

Par ailleurs, on constate que le brassage de l'air est suffisant pour obtenir une répartition homogène de la température dans le temps et dans l'espace. En moyenne, la différence de mesure maximale constatée entre les thermocouples est de $0,04^{\circ}\text{C}$ dans la cellule mobile et de $0,7^{\circ}\text{C}$ dans la cellule fixe.

3.2. Températures de surface

Dans un second temps, on cherche à vérifier la mesure des températures de surface effectuée par les thermocouples. Pour cela, on la compare à celle obtenue à l'aide d'une caméra infrarouge. La zone couverte par la caméra infrarouge présente une surface de 10 cm^2 . Sur la partie haute et sur la partie basse de cette surface, se trouvent respectivement les thermocouples T8 et T5 (Figure 4).

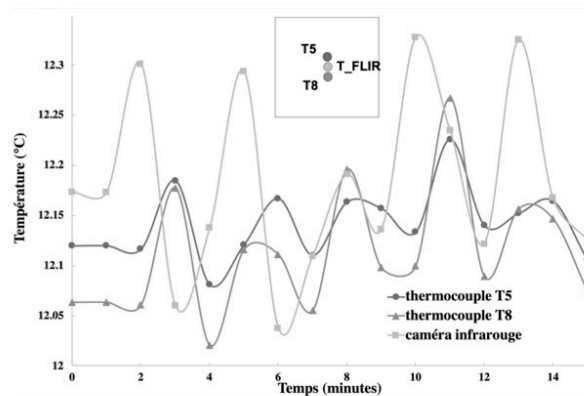


Figure 4 : Mesure des températures de surface

On peut observer que les mesures de température de chacun des capteurs sont stables dans le temps et sensiblement proches. Les moyennes sur la période considérée pour les thermocouples T5, T8 et la caméra infrarouge sont respectivement de $12,14^{\circ}\text{C}$, $12,11^{\circ}\text{C}$ et $12,18^{\circ}\text{C}$. C'est un résultat attendu que d'obtenir une température légèrement supérieure au niveau du thermocouple T5 par rapport au thermocouple T8 [20]. En effet, l'air en circulant dans la paroi se réchauffe peu à peu en récupérant une partie du flux thermique venant de la cellule chaude. Ainsi, la paroi adjacente à la cellule froide qui est en contact avec cet air de plus en plus chaud, se réchauffe également le long de la cavité. En faisant une moyenne de température avec les thermocouples T5 et T8, on obtient une moyenne de la température sur la surface couverte par la caméra infrarouge. On constate alors que l'écart de mesure entre ces 2 types de sondes est de $0,05^{\circ}\text{C}$. Les mesures des températures de surface par les thermocouples sont donc en adéquation avec les mesures réalisées par caméra infrarouge et confirme la fiabilité de l'instrumentation des parois.

3.3. Calcul du coefficient d'échange de chaleur h à la surface des parois

Pour finir, on cherche à quantifier le coefficient d'échange de chaleur entre les parois de notre échantillon et les ambiances de chacune des cellules. Pour ce travail, nous avons considéré 2 épaisseurs de lame d'air distinctes ($0,005\text{ m}$ et $0,01\text{ m}$) et 3 débits d'air ($10\text{ m}^3\cdot\text{h}^{-1}$, $20\text{ m}^3\cdot\text{h}^{-1}$ et $30\text{ m}^3\cdot\text{h}^{-1}$).

L'utilisation conjointe des thermocouples et des fluxmètres permet une estimation expérimentale de ces coefficients d'échange sans avoir recours à des corrélations existantes. C'est un des intérêts de notre dispositif. Pour estimer ces paramètres, on se base sur la loi de Newton :

$$h=q/(T_s-T_a) \quad (1)$$

Selon cette relation, l'estimation du coefficient d'échange pariétal h , nécessite la connaissance de la densité du flux de chaleur q traversant la paroi, de la température ambiante de l'air dans la cellule considérée T_a ainsi que de la température à la surface de la paroi T_s .

Chaque paroi de l'échantillon étant munie, selon différentes hauteurs, de 4 fluxmètres et de 4 thermocouples, il est possible d'obtenir 4 estimations locales du coefficients h par cellule. Pour la température ambiante dans chacune des cellules, on considère une unique température d'air correspondant à la moyenne des mesures des 3 thermocouples installés dans chaque cellule.

La figure 5 présente les estimations du coefficient h à la surface de la paroi dans chacune des cellules et pour des épaisseurs de cavité et des débits d'air différents. Le coefficient h varie entre $15 \text{ W.m}^{-2}.\text{K}^{-1}$ et $24 \text{ W.m}^{-2}.\text{K}^{-1}$ sur l'ensemble des essais avec une moyenne de $20,4 \pm 2,7 \text{ W.m}^{-2}.\text{K}^{-1}$ pour la cellule mobile et $18,4 \pm 1,5 \text{ W.m}^{-2}.\text{K}^{-1}$ pour la cellule fixe. Cet ordre de grandeur est cohérent par rapport aux corrélations que l'on peut trouver dans la littérature [21]. On peut remarquer que ni l'épaisseur de cavité, ni le débit d'air dans la paroi, n'ont véritablement d'influence sur les estimations du coefficient h . Cela signifie que ces 2 paramètres n'ont pas d'influence sur les ambiances des 2 cellules climatiques. Par contre, le coefficient h dépend de la position à laquelle il a été calculé et on peut constater que, pour une hauteur donnée, les estimations du coefficient h sont relativement homogènes. On peut penser que, dans chacune des cellules, les mouvements d'air provoqués par le système de régulation, ne sont pas uniformes près des parois de l'échantillon, provoquant des variations locales du coefficient h .

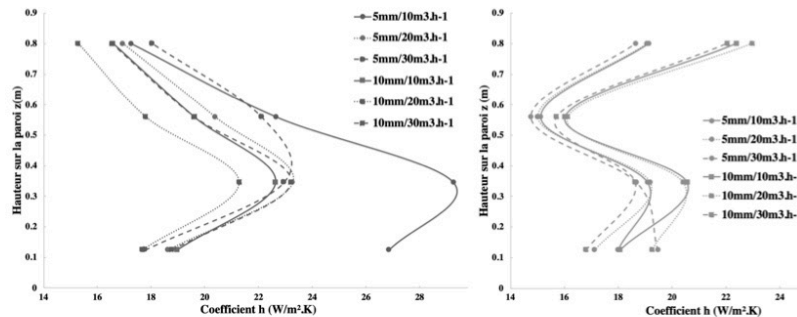


Figure 5 : Estimation du coefficient h à la surface de la paroi dans la cellule froide (à gauche) et dans la cellule chaude (à droite)

Les résultats concernant les incertitudes sur les estimations du coefficient h (Tableau 1) sont globalement satisfaisants. Une incertitude de 5% a été considérée pour les fluxmètres et une incertitude de 0.02°C pour les thermocouples. On peut constater que les incertitudes sont plus faibles dans la cellule chaude dans la mesure où les flux et les différences de températures mis en jeu sont plus importants. C'est dans la cellule froide, au niveau de la partie basse de la paroi que les incertitudes sont les plus importantes ; à cet endroit, les

températures entre la paroi et l'ambiance de la cellule froide sont très proches et souvent de l'ordre du dixième de degré.

hauteur sur la paroi (m)	cellule froide						cellule chaude					
	cavité de 5 mm pour un débit (en $m^3 \cdot h^{-1}$) de			cavité de 10 mm pour un débit (en $m^3 \cdot h^{-1}$) de			cavité de 5 mm pour un débit (en $m^3 \cdot h^{-1}$) de			cavité de 10 mm pour un débit (en $m^3 \cdot h^{-1}$) de		
	10	20	30	10	20	30	10	20	30	10	20	30
0.8	1.5	1.5	1.7	1.5	1.4	1.7	1.5	1.5	1.4	1.8	1.8	1.6
0.56	2.7	2.3	2.7	2.2	2.0	2.4	1.2	1.2	1.1	1.3	1.3	1.2
0.345	4.6	3.0	3.0	3.1	2.7	3.2	1.5	1.6	1.5	1.6	1.6	1.4
0.123	5.1	2.8	2.7	3.1	2.9	3.4	1.4	1.3	1.5	1.4	1.5	1.2

Tableau 1 : Calcul des incertitudes sur la mesure du coefficient d'échange h à la surface de la paroi dans la cellule froide et dans la cellule chaude (en $W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$)

4. Conclusion

Cette étude a pour objectif de montrer la pertinence de notre dispositif expérimental pour l'étude des parois bioclimatiques ventilées. A travers plusieurs essais préliminaires, nous avons cherché à caractériser notre dispositif. Nous avons tout d'abord remarqué que le système de régulation de la boîte chaude gardée n'est pas très précis et qu'il est indispensable d'instrumenter chacune des cellules pour en déterminer les conditions d'ambiance. Concernant la mesure des températures de surface, les résultats sont semblables, que l'on utilise des thermocouples ou une caméra infrarouge. Pour finir, nous avons cherché à estimer la valeur du coefficient d'échange h au niveau de chaque paroi de notre échantillon. Ce dernier travail a été complété par une analyse des incertitudes de mesure qui s'est révélée satisfaisante.

Par la suite, nous allons entamer une série d'expérimentations de façon à identifier la configuration optimale de la paroi ventilée en termes d'épaisseur de cavité et de débit.

Références

- [1] Bâtiments à énergie positive et réduction carbone, (2019) 3–5. <http://www.batiment-energiecarbone.fr/contexte-a2.html>.
- [2] E. Commission, Evaluation of the Energy Performance of Building Directive 2010/31/EU, 2015. http://ec.europa.eu/smart-regulation/evaluation/index_en.htm.
- [3] G. Manioğlu, Z. Yılmaz, Economic evaluation of the building envelope and operation period of heating system in terms of thermal comfort, *Energy Build.* 38 (2006) 266–272. doi:10.1016/j.enbuild.2005.06.009.
- [4] R. Pacheco, J. Ordóñez, G. Martínez, Energy efficient design of building: A review, *Renew. Sustain. Energy Rev.* 16 (2012) 3559–3573. doi:10.1016/j.rser.2012.03.045.
- [5] L.F. Cabeza, A. De Gracia, A. Castell, L. Navarro, E. Oro, Numerical modelling of ventilated facades : A review, 22 (2013) 539–549. doi:10.1016/j.rser.2013.02.029.
- [6] H.Y. Chan, S.B. Riffat, J. Zhu, Review of passive solar heating and cooling technologies, *Renew. Sustain. Energy Rev.* 14 (2010) 781–789. doi:10.1016/j.rser.2009.10.030.

- [7] C.M. Lai, S. Hokoi, Solar façades: A review, *Build. Environ.* 91 (2015) 152–165. doi:10.1016/j.buildenv.2015.01.007.
- [8] S. Barbosa, K. Ip, Perspectives of double skin façades for naturally ventilated buildings: A review, *Renew. Sustain. Energy Rev.* 40 (2014) 1019–1029. doi:10.1016/j.rser.2014.07.192.
- [9] A. Pappas, Z. Zhai, Numerical investigation on thermal performance and correlations of double skin façade with buoyancy-driven airflow, *Energy Build.* 40 (2008) 466–475. doi:10.1016/j.enbuild.2007.04.002.
- [10] M.A. Shameri, M.A. Alghoul, K. Sopian, M.F.M. Zain, O. Elayeb, Perspectives of double skin façade systems in buildings and energy saving, *Renew. Sustain. Energy Rev.* 15 (2011) 1468–1475. doi:10.1016/j.rser.2010.10.016.
- [11] G. Quesada, D. Rouse, Y. Dutil, M. Badache, S. Hallé, A comprehensive review of solar facades. Opaque solar facades, *Renew. Sustain. Energy Rev.* 16 (2012) 2820–2832. doi:10.1016/j.rser.2012.01.078.
- [12] I. Cerón, E. Caamaño-Martín, F.J. Neila, “State-of-the-art” of building integrated photovoltaic products, *Renew. Energy.* 58 (2013) 127–133. doi:10.1016/j.renene.2013.02.013.
- [13] O. Zogou, H. Stapountzis, Experimental validation of an improved concept of building integrated photovoltaic panels, *Renew. Energy.* 36 (2011) 3488–3498. doi:10.1016/j.renene.2011.05.034.
- [14] D.J. Harris, N. Helwig, Solar chimney and building ventilation, *Appl. Energy.* 84 (2007) 135–146. doi:10.1016/j.apenergy.2006.07.001.
- [15] R. Khanal, C. Lei, Solar chimney-A passive strategy for natural ventilation, *Energy Build.* 43 (2011) 1811–1819. doi:10.1016/j.enbuild.2011.03.035.
- [16] O. Saadatian, K. Sopian, C.H. Lim, N. Asim, M.Y. Sulaiman, Trombe walls: A review of opportunities and challenges in research and development, *Renew. Sustain. Energy Rev.* 16 (2012) 6340–6351. doi:10.1016/j.rser.2012.06.032.
- [17] L.H. Gunnewiek, E. Brundrett, K.G.T. Hollands, Flow distribution in unglazed transpired plate solar air heaters of large area, *Sol. Energy.* 58 (1996) 227–237. doi:10.1016/S0038-092X(96)00083-7.
- [18] M.A. Leon, S. Kumar, Mathematical modeling and thermal performance analysis of unglazed transpired solar collectors, *Sol. Energy.* 81 (2007) 62–75. doi:10.1016/j.solener.2006.06.017.
- [19] I. Entreprise, *Manual Usuario, Ineltec Entreprise*, n.d.
- [20] F. Gloriant, P. Tittlein, A. Joulin, S. Lassue, Study Of The Performances Of A Supply-Air Window For Air Renewal Pre-Heating, *Energy Procedia.* 78 (2015) 525–530. doi:10.1016/j.egypro.2015.11.727.
- [21] J. Padet, Convection thermique et massique Principes généraux, 33 (2005) 0–23. <https://www-techniques-ingenieur-fr.ezproxy.insa-strasbourg.fr/base-documentaire/energies-th4/transferts-thermiques-42214210/convection-thermique-et-massique-be8205/>.

Remerciements

Les auteurs souhaitent exprimer leur gratitude à la fondation ARCONIC et l’INSA de Strasbourg.

Annexes 3.

Fiche technique câble de thermocouple de type K.

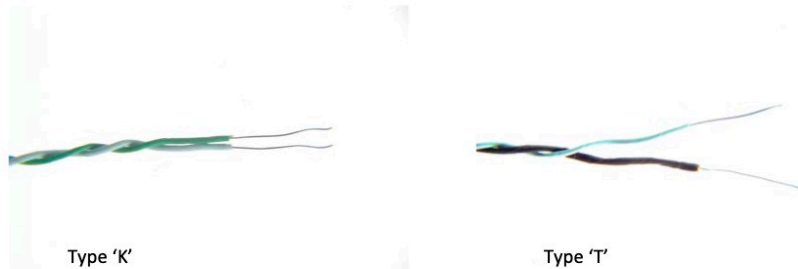


Français

FICHE TECHNIQUE

Câble Thermocouple CEI – PTFE isolé double paire torsadée

Disponible en thermocouples Types K, t, 1/ 0. 2 mm



Jumeau PTFE paire torsadée pour étendre ou la fabrication de thermocouples simples

- Seule paire de PTFE conducteurs torsadés ensemble isolés
- Types de thermocouple K & T avec conducteurs 1/ 0,2 mm
- Bonne résistance mécanique et la flexibilité, résistante aux huiles, acides et autres liquides nocifs
- Convient pour les applications vapeur et pression, autoclaves, stérilisateurs, etc..
- 10, 25, 50 et 100 longueurs de rouleaux mètres
- Tolérance de classe 1 pour une précision optimale
- Isolation de note-75 ° C à 260 ° C
- Couleur à IEC-584-3

T/C Type	Conducteurs	mm ²	Cores	Longueur de bobine	Allied code	RS order code
KX	1/0.2mm	0.032	+Vert/-Blanc	10 metres	70657140	827-5801
KX	1/0.2mm	0.032	+Vert/-Blanc	25 metres	70643608	363-0389
KX	1/0.2mm	0.032	+Vert/-Blanc	50 metres	70657141	827-5805
KX	1/0.2mm	0.032	+Vert/-Blanc	100 metres	70657144	827-5814
TX	1/0.2mm	0.032	+Marron/-Blanc	10 metres	70657145	827-5817
TX	1/0.2mm	0.032	+Marron/-Blanc	25 metres	70643609	363-0402
TX	1/0.2mm	0.032	+Marron/-Blanc	50 metres	70657143	827-5811
TX	1/0.2mm	0.032	+Marron/-Blanc	100 metres	70657146	827-5820

Diamètre global (approx.)

1/0.2mm 1.3mmØ

Résistance de boucle (ohms par mètre combiné)

Type K @ 31.8 Ohms/mtr
Type T @ 16.2 Ohms/mtr

RS070/0816

Annexes 4.

Fiche technique multimètre Keithley 2700.

Model 2700 Multimeter/Switch System

User's Manual

2700-900-01 Rev. K / February 2016



A Greater Measure of Confidence



Table 1-1
Model 77xx series switching modules

	Model 7700	Model 7701	Model 7702	Model 7703
2-pole Operation	20 channels	32 channels	40 channels	32 channels
4-pole Operation	10 channel pairs	16 channel pairs	20 channel pairs	16 channel pairs
1-pole Operation	N/A	N/A	N/A	N/A
Measure Volts	300V maximum	150V maximum	300V maximum	300V maximum
Measure Amps	Ch 21 & 22, 3A Max	No	Ch 41 & 42, 3A Max	No
Measure Ohms	2/4-wire	2/4-wire	2/4-wire	2/4-wire
Thermocouple Cold Junction	Yes	No	No	No
Relay Type ¹	Latching electro-mechanical	Latching electro-mechanical	Latching electro-mechanical	Non-latching reed
Connector type	Oversized screw terminals	1 female DB-50 1 female DB-25	Oversized screw terminals	2 female DB-50s
Configuration ²	Multiplexer	Multiplexer	Multiplexer	Multiplexer
Unique features	All DMM functions	All DMM functions except amps	All DMM functions	All DMM functions except amps
	Model 7705	Model 7706	Model 7707	Model 7708
2-pole Operation	N/A	20 channels	10 channels	40 channels
4-pole Operation	N/A	10 channel pairs	5 channel pairs	20 channel pairs
1-pole Operation	40 channels	N/A	N/A	N/A
Measure Volts	300V maximum	300V maximum	300V	300V maximum
Measure Amps	No	No	No	No
Measure Ohms	No	2/4-wire	2/4-wire	2/4-wire
Thermocouple Cold Junction	No	Yes	No	Yes
Relay Type ¹	Latching electro-mechanical	Latching electro-mechanical	Latching electro-mechanical	Latching electro-mechanical
Connector type	2 female DB-50s	Mini screw terminal	1 male DB-50 1 female DB-25	Oversized screw terminals
Configuration ²	Independent SPST channels	Multiplexer	Multiplexer	Multiplexer
Unique features	Multiple channel operation only	16 digital outputs, 2 analog outputs, one counter/totalizer	32 digital inputs/outputs	All DMM functions except amps

Identifying installed switching modules

On power-up, the model numbers of installed switching modules are displayed briefly. If a Model 7700, 7701, 7702, 7703, 7705, 7708, 7709, 7710, 7711, or 7712 switching module is removed while the Model 2700 is on, the instrument will operate as if the module is installed. That is, the Model 2700 will operate as if the pseudocard is installed.

NOTE If a Model 7706 or 7707 is removed while power is on, error +523 "Card hardware error" will occur, and the module will be removed from the system.

In general, it is not recommended to install or remove switching modules with the power on.

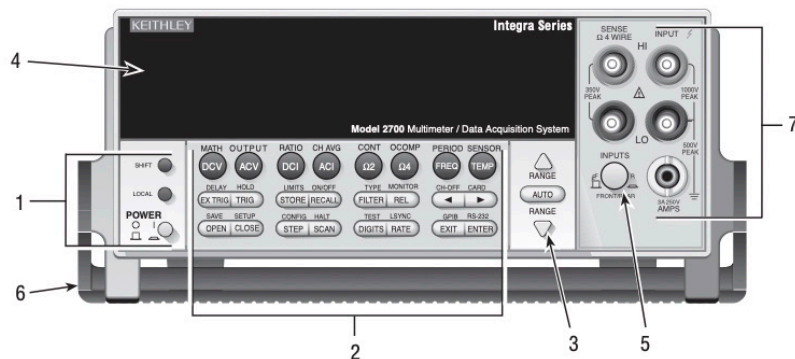
The CARD menu and remote query commands can be used to identify modules installed in the mainframe. For details, see "Switching module installation and connections," page 2-3.

Front and rear panel familiarization

Front panel summary

The front panel of Model 2700 is shown in Figure 1-1.

Figure 1-1
Model 2700 front panel



NOTE Most keys provide a dual function or operation. The nomenclature on a key indicates its unshifted function/operation which is selected by pressing the key. Nomenclature (in blue) above a key indicates its shifted function. A shifted function is selected by pressing the SHIFT key and then the function/operation key.

1 Special keys and power switch:

SHIFT	Use to select a shifted function or operation.
LOCAL	Cancels GPIB remote mode.
POWER	Power switch. In position turns 2700 on (I), out position turns it off (O).

2 Function and operation keys:

Top Row

Unshifted

DCV	Selects DC voltage measurement function.
ACV	Selects AC voltage measurement function.
DCI	Selects DC current measurement function.
ACI	Selects AC current measurement function.
Ω	Selects 2-wire resistance measurement function.
Ω	Selects 4-wire resistance measurement function.
FREQ	Selects frequency measurement function.
TEMP	Selects temperature measurement function.

Shifted

MATH	Configures and controls mX+b, percent, or reciprocal (1/X) calculation.
OUTPUT	Configures and controls digital and audio (beeper) output for limits.
RATIO	Enables/disables channel ratio.
CH-AVG	Enables/disables channel average.
CONT	Configures and controls continuity test.
OCOMP	Enables/disables offset compensated ohms with Ω function selected.
PERIOD	Selects period measurement function.
SENSOR	Configures temperature measurements.

Middle Row

Unshifted

EXTRIG	Selects external triggering (front panel, bus, trigger link) as the trigger source.
TRIG	Triggers a measurement when in external triggering (EX TRIG).
STORE	Sets the number of readings to store and enables the buffer.
RECALL	Displays stored readings and buffer statistics. Use the \leftarrow , \rightarrow , Δ , and ∇ keys to navigate through buffer.
FILTER	Enables/disables filter for selected function.
REL	Enables/disables relative for selected function.
\leftarrow and \rightarrow	Dual function—Manually scans switching channels. When in a menu, these keys control cursor position for making selections or change values.

Shifted

DELAY	Sets user delay between trigger and measurement.
HOLD	Holds reading when the selected number of samples is within the selected tolerance.
LIMITS	Sets upper and lower limits for readings.
ON/OFF	Enables/disables limits.
TYPE	Configures and enables filter for selected function.
MONITOR	Selects and enable/disables monitor channel.
CH-OFF	Disables channel for a scan (must be in scan channel setup mode).
CARD	Identifies switching modules installed in mainframe. Set up switching modules that require configuration. View closed channels and channel settings for switching modules that require configuration.

Bottom Row

Unshifted

OPEN	Opens closed channel.
CLOSE	Closes specified channel.
STEP	Steps through channels; sends a trigger after each channel.
SCAN	Scans through channels; sends a trigger after last channel.
DIGITS	Sets display resolution for all functions.
RATE	Sets measurement speed (fast, medium, or slow) for all functions.
EXIT	Cancels selection, moves back to measurement display.
ENTER	Accepts selection, moves to next choice or back to measurement display.

Shifted

SAVE	Saves up to four instrument setups for future recall, and selects power-on setup.
SETUP	Restores a default setup (factory or *RST) or a saved setup. Enables/disables buffer auto clear, auto scan, and auto channel configuration. Sets timestamp, date, and time. Displays serial number of Model 2700.
CONFIG	Selects and configures a simple scan or an advanced scan.
HALT	Disables step/scan.
TEST	Selects the calibration menu, display test or the key-press test.
LSYNC	Enables/disables line cycle synchronization. When enabled, noise induced by the power line is reduced at the expense of speed.
GPIB	Enables/disables GPIB and selects address.
RS-232	Enables/disables RS-232 interface; selects baud rate, flow control, and terminator.

3 Range keys:

Δ and ∇	Dual function—Selects the next higher/lower measurement range for the selected function. When in a menu, these keys make selections or change values.
AUTO	Enables/disables autorange for the selected function.

4 Display annunciators:

* (asterisk)	Readings being stored in buffer.
↔ (more)	Indicates additional selections are available.
))) (speaker)	Beeper on for continuity or limits testing.
4W	Digital input/output or analog output active (set to non-default value).
~AC	4-wire resistance or 4-wire RTD temperature reading displayed.
AUTO	AC function selected (ACV, dB, or ACI).
BUFFER	Auto range enabled.
CHAN	Recalling readings stored in buffer.
DELTA	Setup or a reading for a switching channel displayed.
ERR	Channel average enabled.
FAST	Questionable reading, or invalid cal step.
FILT	Fast reading rate selected.
HIGH	Filter enabled for selected function.
HOLD	Reading has reached or exceeded the enabled high limit.
LSTN	2700 in hold mode.
LOW	Instrument addressed to listen over GPIB.
	Reading has reached or exceeded the enabled low limit.

MATH	mX+b, percent, or reciprocal (1/X) calculation enabled.
MED	Medium reading rate selected.
MON	Monitor channel displayed.
OCOMP	4-wire offset compensated ohms enabled.
RATIO	Channel ratio enabled.
REAR	Front panel input terminals disconnected.
REL	Relative enabled for selected function.
REM	Instrument in GPIB remote mode.
SCAN	Scanning operation being performed.
SHIFT	Accessing a shifted key.
SLOW	Slow reading rate selected.
SRQ	Service request over GPIB.
STAT	Displaying buffer statistics.
STEP	Stepping operation being performed.
TALK	Instrument addressed to talk over GPIB bus.
TIMER	Timer controlled triggering in use.
TRIG	External triggering selected (trigger link, TRIG key, or GPIB).

5 INPUTS switch:

Use to select front panel inputs (out; F) position, or switching module inputs (in; R) position.

NOTE For remote programming, the following command queries the INPUTS switch position:

```
SYSTem:FRSwitch?      ' Query INPUTS switch; 0 = rear, 1 = front.
```

6 Handle:

Pull out and rotate to desired position.

7 Front panel inputs:

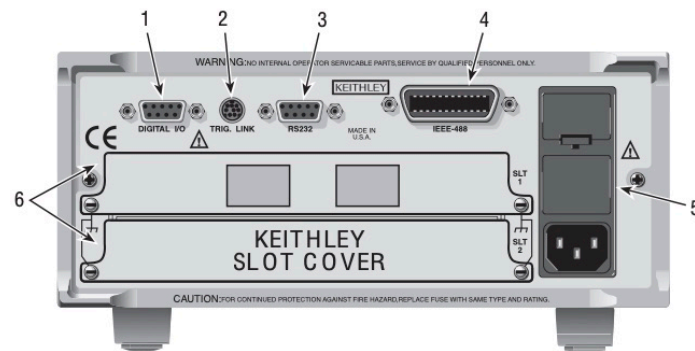
INPUT HI and LO	Used for DCV, ACV, Ω , CONT, FREQ, PERIOD, and thermocouple/thermistor TEMP measurements.
SENSE HI and LO	Use with INPUT HI and LO for Ω and RTD TEMP measurements.
AMPS	Use with INPUT LO for DCI and ACI measurements.
Amps fuse holder	Holds current fuse for front panel amps input.

Rear panel summary

The rear panel of Model 2700 is shown in [Figure 1-2](#). As shown, a slot cover is installed on slot 2.

WARNING Slot covers must be installed on unused slots to prevent personal contact with high voltage circuits.

Figure 1-2
Model 2700 rear panel



1 DIGITAL I/O

Male DB-9 connector for digital input (trigger link in) and digital outputs.

2 TRIG LINK

Eight-pin micro-DIN connector for sending and receiving trigger pulses among connected instruments. Use a trigger link cable or adapter, such as Models 8501-1, 8501-2, 8502, and 8503.

3 RS-232

Female DB-9 connector for RS-232 operation. Use a straight-through (not null modem) DB-9 shielded cable.

4 IEEE-488

Connector for IEEE-488 (GPIB) operation. Use a shielded cable, such as Models 7007-1 and 7007-2.

5 Power module

Contains the AC line receptacle, power line fuse, and line voltage setting. The instrument can be configured for line voltages of 100V/120V/220V/240VAC at line frequencies of 50 or 60Hz.

6 Slot 1 and Slot 2

Two slots to accommodate Keithley Model 77xx series switching modules. The Model 2700 is shipped from the factory with slot covers installed. Please note additional slot covers can be requested from Keithley Instruments.

WARNING Slot covers must be installed on unused slots to prevent personal contact with high voltage circuits.

Model 2700 Multimeter/Data Acquisition System

DC CHARACTERISTICS¹

CONDITIONS: MED (1 PLC)² or 10 PLC or MED (1 PLC) with Digital Filter of 10

FUNCTION	RANGE	RESOLUTION	TEST CURRENT ±5% OR BURDEN VOLTAGE	INPUT RESISTANCE OR OPEN CKT. VOLTAGE ³	ACCURACY: ±(ppm of reading + ppm of range) (ppm = parts per million) e.g., 10ppm = 0.001%			TEMPERATURE COEFFICIENT 0°-18°C & 28°-50°C
					24 Hour ⁴ 23°C±1°	90 Day 23°C±5°	1 Year 23°C±5°	
Voltage ¹¹	100.0000 mV	0.1 µV		>10 GΩ	15 + 30	25 + 35	30 + 35	(1 + 5)°C
	1.000000 V	1.0 µV		>10 GΩ	15 + 6	25 + 7	30 + 7	(1 + 1)°C
	10.00000 V	10 µV		>10 GΩ	10 + 4	20 + 5	30 + 5	(1 + 1)°C
	100.0000 V	100 µV		>10 MΩ ± 1%	15 + 6	35 + 9	45 + 9	(5 + 1)°C
	1000.000 V ⁵	1 mV		>10 MΩ ± 1%	20 + 6	35 + 9	50 + 9	(5 + 1)°C
Resistance ^{6,8}	100.0000 Ω	100 µΩ	1 mA	6.6 V	20 + 20	80 + 20	100 + 20	(8 + 1)°C
	1.000000 kΩ	1 mΩ	1 mA	6.6 V	20 + 6	80 + 6	100 + 6	(8 + 1)°C
	10.00000 kΩ	10 mΩ	100 µA	6.6 V	20 + 6	80 + 6	100 + 6	(8 + 1)°C
	100.0000 kΩ	100 µΩ	10 µA	12.8 V	20 + 6	80 + 10	100 + 10	(8 + 1)°C
	1.000000 MΩ	1.0 Ω	10 µA	12.8 V	20 + 6	80 + 10	100 + 10	(8 + 1)°C
	10.00000 MΩ ⁷	10 Ω	0.7 µA // 10MΩ	7.0 V	150 + 6	200 + 10	400 + 10	(95 + 1)°C
	100.0000 MΩ ⁷	100 Ω	0.7 µA // 10MΩ	7.0 V	800 + 30	2000 + 30	2000 + 30	(900 + 1)°C
Continuity (2W) ²¹	1.000 kΩ	100 mΩ	1 mA	6.6 V	40 + 100	100 + 100	100 + 100	(8 + 1)°C
Current	20.00000 mA	10 nA	<0.2 V		60 + 30	300 + 80	500 + 80	(50 + 5)°C
	100.0000 mA	100 nA	<0.05 V		100 + 300	300 + 800	500 + 800	(50 + 50)°C
	1.000000 A	1.0 µA	<0.3 V ⁹		200 + 30	500 + 80	800 + 80	(50 + 5)°C
	3.000000 A	10 µA	<1.0 V ⁹		1000 + 15	1200 + 40	1200 + 40	(50 + 5)°C

Channel (Ratio)¹⁸ Ratio Accuracy = Accuracy of selected Channel Range + Accuracy of Paired Channel Range

Channel (Average)¹⁸ Average Accuracy = Accuracy of selected Channel Range + Accuracy of Paired Channel Range

TEMPERATURE¹⁹

(Display in °C, °F, or K. Exclusive of probe errors.)
Thermocouples (Accuracy based on ITS-90.)

Type	Range	Resolution	90 Day/1 Year (23°C ±5°C)		
			Relative to Simulated Reference Junction	Using 77XX Module	Temperature Coefficient 0°-18°C & 28°-50°C
J	-200 to +760°C	0.001°C	0.2°C	1.0°C	0.03°C/°C
K	-200 to +1372°C	0.001°C	0.2°C	1.0°C	0.03°C/°C
N	-200 to +1300°C	0.001°C	0.2°C	1.0°C	0.03°C/°C
T	-200 to +400°C	0.001°C	0.2°C	1.0°C	0.03°C/°C
E	-200 to +1000°C	0.001°C	0.2°C	1.0°C	0.03°C/°C
R	0 to +1768°C	0.1°C	0.6°C	1.8°C	0.03°C/°C
S	0 to +1768°C	0.1°C	0.6°C	1.8°C	0.03°C/°C
B	+350 to +1820°C	0.1°C	0.6°C	1.8°C	0.03°C/°C

4-Wire RTD:

(100Ω platinum [PT100], D100, F100, PT385, PT3916, or user type, Offset compensation On)

-200° to 630°C 0.01°C 0.06°C 0.003°C/°C

Thermistor: (2.2kΩ, 5kΩ, and 10kΩ)²⁰

-80° to 150°C 0.01°C 0.08°C 0.002°C/°C

DC SYSTEM SPEEDS^{15,18}

RANGE CHANGES¹⁶: 50/s (42/s).

FUNCTION CHANGES¹⁶: 50/s (42/s).

AUTORANGE TIME¹⁶: <30ms.

ASCII READINGS TO RS-232 (19k BAUD): 55/s.

MAX. INTERNAL TRIGGER RATE: 2000/s.

MAX. EXTERNAL TRIGGER RATE: 375/s.

DC MEASUREMENT SPEEDS¹⁵

Single Channel, 60Hz (50Hz) Operation

FUNCTION	DIGITS	READINGS/s	PLCs
DCV, DCI, Ohms (<10M), Thermocouple, Thermistor	6.5 ^{12,16}	5 (4)	10
	6.5 ¹⁶	30 (24)	1
	6.5 ^{12,16}	50 (40)	1
	5.5 ^{12,16}	100 (80)	0.1
	5.5 ^{16,17}	250 (200)	0.1
	5.5 ¹⁷	480 (400)	0.1
	4.5 ¹⁷	2000 (1800)	0.01
4W Ohms (<10M)	6.5 ¹⁶	1.4 (1.1)	10
	6.5 ¹⁶	15 (12)	1
	5.5 ¹⁷	33 (25)	0.1
RTD	6.5 ¹⁶	0.9 (0.7)	10
	6.5 ¹⁶	8 (6.4)	1
	5.5 ^{16,17}	18 (14.4)	0.1
Channel (Ratio),	6.5 ¹⁶	2.5 (2)	10
Channel (AVG)	6.5 ¹⁶	15 (12)	1
	5.5 ¹⁷	25 (20)	0.1

Multiple Channels Into Memory^{15,18}

7703 and 7710 Scanning DCV 175/s
7703 and 7710 Scanning with Limits or Time Stamp On 170/s
7703 and 7710 Scanning DCV alternating 2WΩ 40/s
7710 Scanning Temperature (T/C) 80/s
7700 and 7708 Scanning Temperature (T/C) 50/s

Multiple Channels Into and Out of Memory^{15,16,17,18}

7703 and 7710 Scanning DCV 150/s
7703 and 7710 Scanning with Limits or Time Stamp On 150/s
7703 and 7710 Scanning DCV alternating 2WΩ 40/s
7710 Scanning Temperature (T/C) 70/s
7702 Scanning DCV 65/s
7700 and 7708 Scanning Temperature (T/C) 50/s

Model 2700 Multimeter/Data Acquisition System

DC SPEED vs. NOISE REJECTION

Rate	Filter	Readings/s ¹²	RMS Noise			
			Digits	10V Range	NMRR	CMRR ¹⁴
10	50	0.1 (0.08)	6.5	<1.2 μ V	110 dB ¹³	140 dB
1	Off	15 (12)	6.5	<4 μ V	90 dB ¹³	140 dB
0.1	Off	500 (400)	5.5	<22 μ V	-	80 dB
0.01	Off	2000 (1800)	4.5	<150 μ V	-	80 dB

DC MEASUREMENT CHARACTERISTICS

DC Volts

A-D LINEARITY: 1.0 ppm of reading + 2.0 ppm of range.

INPUT IMPEDANCE:

100mV-10V Ranges: Selectable >10G Ω / with <400pF or 10M Ω \pm 1%.

100V, 1000V Ranges: 10M Ω \pm 1%.

INPUT BIAS CURRENT: <75pA at 23°C.

COMMON MODE CURRENT: <500nA at 50Hz or 60Hz.

AUTOZERO ERROR: Add \pm (2ppm of range error +5 μ V) for <10 minutes and \pm 1°C.

INPUT PROTECTION: 1000V, all ranges, 300V with plug-in modules.

Resistance

MAX 4W Ω LEAD RESISTANCE: 10% of range per lead for 100 Ω and 1k Ω ranges; 1k Ω per lead for all other ranges.

OFFSET COMPENSATION: Selectable on 4W Ω 100 Ω , 1k Ω , and 10k Ω ranges.

CONTINUITY THRESHOLD: Adjustable 1 to 1000 Ω .

INPUT PROTECTION: 1000V, all Source Inputs, 350V Sense Inputs, 300V with plug-in modules.

DC Current

SHUNT RESISTORS: 100mA-3A, 0.1 Ω , 20mA, 5 Ω .

INPUT PROTECTION: 3A, 250V fuse.

Thermocouples

CONVERSION: ITS-90.

REFERENCE JUNCTION: Internal, External, or Simulated (Fixed).

OPEN CIRCUIT CHECK: Selectable per channel. Open >11.4k \pm 200 Ω .

EARTH ISOLATION: 500V peak, >10G Ω and <150pF any terminal to chassis.

DC Notes

- 20% overrange except on 1000V and 3A.
- Add the following to "ppm of range" uncertainty; 100mV 15ppm, 1V and 100V 2ppm, 100 Ω 30ppm, 1K \rightarrow 1M Ω 2ppm, 10mA and 1A 10ppm, 100mA 40ppm.
- \pm 2% (measured with 10M Ω input resistance DMM, >10G Ω DMM on 10M Ω and 100M Ω ranges).
- Relative to calibration accuracy.
- For signal levels >500V, add 0.02ppm/V uncertainty for portion exceeding 500V.
- Specifications are for 4-wire Ω , 100 Ω with offset compensation on, 77x plug-in module with LSYNC and offset compensation on. With offset compensation on OPEN CKT. VOLTAGE is 12.8V. For 2-wire Ω add 1 Ω additional uncertainty.
- Must have 10% matching of lead resistance in Input HI and LO.
- Add the following to "ppm of reading" uncertainty when using plug in modules:

	10 k Ω	100 k Ω	1 M Ω	10 M Ω	100 M Ω
All Modules:				220 ppm	2200 ppm
7701, 7703, 7707, and 7709 Modules:	10 ppm	100 ppm	1000 ppm	1%	10%
7706, 7708 Modules:	5 ppm	50 ppm	500 ppm	5000 ppm	5%
7710 Model 23°C \pm 5°C:	11 ppm	110 ppm	1100 ppm	1.1%	11%
7710 Model Temp Coeff. >28 $^{\circ}$ -50 $^{\circ}$ C:	0.3 ppm/ $^{\circ}$ C	3 ppm/ $^{\circ}$ C	30 ppm/ $^{\circ}$ C	0.03%/ $^{\circ}$ C	0.3%/ $^{\circ}$ C
- Add 1V when used with plug-in modules.
- For RATIO, DCV only. For AVERAGE, DCV, and Thermocouples only. Available with plug-in modules only.
- Add 6 μ V to "of range" uncertainty when using Models 7701, 7703, and 7707, 3 μ V for Models 7706, 7709, and 7710.
- Auto zero off.
- For LSYNC On, line frequency \pm 0.1%. For LSYNC Off, use 60dB for \geq 1PLC.
- For 1k Ω imbalance in LO lead. AC CMRR is 70dB.
- Speeds are for 60Hz (50Hz) operation using factory defaults operating conditions (*RST). Autorange off, Display off, Limits off, Trigger delay = 0.
- Speeds include measurements and binary data transfer out the GPIB.
- Sample count = 1000 (into memory buffer), auto zero off.
- Auto zero off, NPLC = 0.01.
- Additional Uncertainty

Type	Range	7710 Module Using CJC
J	0 to +760°C	1.5°C
K	0 to +1372°C	—
N	0 to +1300°C	0.5°C
T	0 to +400°C	0.5°C
E	0 to +1000°C	0.5°C
R	+400 to +1768°C	0.9°C
S	+400 to +1768°C	0.9°C
B	+1100 to +1820°C	0.9°C

Type	Range	Plug-In Modules					
		Front Terminals Sim. Ref. Junction	7709 Sim. Ref. Junction	7701, 7703, 7707 Sim. Ref. Junction	7708 Using CJC	7706 Using CJC	7710 Using CJC
J	-200 to 0°C	0.1	0.1	0.3	0.8	1.6	4.5
K	-200 to 0°C	0.2	0.2	0.4	0.8	1.6	1
N	-200 to 0°C	0.3	0.3	0.6	0.8	1.6	2.5
T	-200 to 0°C	0.2	0.1	0.4	0.8	1.6	2.5
E	-200 to 0°C	-	0.1	0.3	0.8	1.6	2.5
R	0 to +400°C	0.4	0.6	1.2	0.5	1.0	2.2
S	0 to +400°C	0.4	0.6	1.2	0.5	1.0	2.2
B	+350 to +1100°C	0.8	0.3	1.7	0.5	1.0	2.2

- For lead resistance >0 Ω , add the following uncertainty Ω for measurement temperatures of:

	70 $^{\circ}$ -100 $^{\circ}$ C	100 $^{\circ}$ -150 $^{\circ}$ C
2.2 k Ω (44004)	0.22°C	1.11°C
5.0 k Ω (44007)	0.10°C	0.46°C
10 k Ω (44006)	0.04°C	0.19°C

- Front panel resolution limited to 0.1 Ω .

Model 2700 Multimeter/Data Acquisition System

AC SPECIFICATIONS¹

Function	Range	Resolution	Calibration Cycle	Accuracy: ±(% of reading + % of range), 23°C ±5°C					
				3 Hz-10 Hz ¹³	10 Hz-20 kHz	20 kHz-50 kHz	50 kHz-100 kHz	100 kHz-300 kHz	
Voltage ²	100.0000 mV	0.1 μV	90 Days (all ranges)	0.35 + 0.03	0.05 + 0.03	0.11 + 0.05	0.6 + 0.08	4.0 + 0.5	
	1.000000 V	1.0 μV		1 Year (all ranges)	0.35 + 0.03	0.06 + 0.03	0.12 + 0.05	0.6 + 0.08	4.0 + 0.5
	10.00000 V	10 μV							
	100.0000 V	100 μV							
	750.000 V	1.0 mV							
				(Temp. Coeff.) ³	0.035 + 0.003	0.005 + 0.003	0.006 + 0.005	0.01 + 0.006	0.03 + 0.01
Current ²	1.000000 A	1.0 μA	90 Day/1 Yr.	0.30 + 0.04	0.10 + 0.04	0.14 + 0.04			
	3.000000 ¹⁴ A	10 μA		0.35 + 0.06	0.15 + 0.06	0.18 + 0.06			
					(Temp. Coeff.) ³	0.035 + 0.006	0.015 + 0.006	0.015 + 0.006	
					Accuracy ±(ppm of reading + offset ppm) (3 Hz-500 kHz) (333 ms-2 μs)	80 ppm + 0.333 ppm (SLOW, 1s gate)	80 ppm + 3.33 ppm (MED, 100ms gate)	80 ppm + 33.3 ppm (FAST, 10ms gate)	
Frequency ³ and Period	100 mV	0.333 ppm	90 Day/1 Yr.	Accuracy ±(ppm of reading + offset ppm) (3 Hz-500 kHz) (333 ms-2 μs)					
	to 750 V	3.33 ppm		80 ppm + 0.333 ppm (SLOW, 1s gate)					
		33.3 ppm		80 ppm + 3.33 ppm (MED, 100ms gate)					

Additional Uncertainty ±(% of reading)

Low Frequency Uncertainty	MED	FAST
20Hz - 30Hz	0.3	—
30Hz - 50Hz	0	—
50Hz - 100Hz	0	1.0
100Hz - 200Hz	0	0.18
200Hz - 300Hz	0	0.10
> 300Hz	0	0

CREST FACTOR⁵: 1-2 2-3 3-4
 Additional Uncertainty: 0.05 0.15 0.30
 Maximum Crest Factor: 5 at full-scale.

AC MEASUREMENT CHARACTERISTICS

AC Volts

MEASUREMENT METHOD: AC-coupled, True RMS.
 INPUT IMPEDANCE: 1MΩ ±2% // by <100pF.
 INPUT PROTECTION: 1000Vp or 400VDC, 300Vrms with plug-in modules.

AC Current

MEASUREMENT METHOD: AC-coupled, True RMS.
 SHUNT RESISTANCE: 0.1Ω.
 BURDEN VOLTAGE: 1A <0.3Vrms, 3A <1Vrms. Add 1Vrms when used with plug-in modules.
 INPUT PROTECTION: 3A, 250V fuse.

Frequency and Period

MEASUREMENT METHOD: Reciprocal Counting technique.
 GATE TIME: SLOW 1s, MED 100ms, and FAST 10ms.

AC General

AC CMRR⁶: 70dB.
 VOLT HERTZ PRODUCT¹⁵: ≤8 × 10⁷ Volt-Hz.

AC MEASUREMENT SPEEDS^{7,8}

Single Channel, 60Hz (50Hz) Operation

Function	Digits	Readings/s	Rate	Bandwidth
ACV, ACI	6.5	2s/Reading	SLOW	3 Hz-300kHz
	6.5	4.8 (4)	MED	30 Hz-300kHz
	6.5 ⁹	35 (28)	FAST	300 Hz-300kHz
Frequency, Period	6.5	1 (1)	SLOW	3 Hz-300kHz
	5.5	9 (9)	MED	30 Hz-300kHz
	4.5	35 (35)	FAST	300 Hz-300kHz
	4.5 ¹⁰	65 (65)	FAST	300 Hz-300kHz

Multiple Channel Into Memory^{10,11}

7710 SCANNING ACV: 120/s.
 7710 Scanning ACV with Auto Delay on: 2s/reading.

AC System Speeds^{7,9,11}

RANGE CHANGES¹²: 4/s (3/s).
 FUNCTION CHANGES¹²: 4/s (3/s).
 AUTORANGE TIME: < 3s.
 ASCII READINGS TO RS-232 (19.2k baud): 50/s.
 MAX. INTERNAL TRIGGER RATE: 300/s.
 MAX. EXTERNAL TRIGGER RATE: 250/s.

AC Notes

- 20% overrange except on 750V and 3A.
- Specifications are for SLOW mode and sine wave inputs >5% of range. SLOW and MED are multi-sample A/D conversions. FAST is DETector: BANDwidth 300 with nPLC = 1.0.
- Applies to 0°-18°C and 28°-50°C.
- Specifications are for square wave inputs only. Input signal must be >10% of ACV range. If input is <20mV on the 100mV range then the frequency must be >10Hz. For sinewave inputs, frequency must be >100Hz.
- Applies to non-sine waves >5Hz and <500Hz. (Guaranteed by design for Crest Factors >4.3)
- For 1kΩ unbalance in LO lead.
- Speeds are for 60Hz (50Hz) operation using factory defaults operating conditions (*RST). Autorange off, Display off, Limits off, Trigger delay=0.
- Includes measurement and binary data transfer out GPIB (reading element only).
- Auto Zero off.
- Sample count = 1000 (into memory buffer).
- DETECTOR: BANDwidth 300 with nPLC = 0.01.
- Maximum useful limit with trigger delay = 175ms.
- Typical uncertainties. Typical represents two sigma or 95% of manufactured units measure < 0.35% of reading and three sigma or 99.7% < 1.06% of reading.
- For signal levels >2.2A, add additional 0.4% to "of reading" uncertainty.
- 750Vac range limited to 707Vrms and 85kHz (sinewave input) or or 8 × 10⁷ Volt-Hz.

Model 2700 Multimeter/Data Acquisition System

GENERAL SPECIFICATIONS

EXPANSION SLOTS: 2
POWER SUPPLY: 100V / 120V / 220V / 240V.
LINE FREQUENCY: 50Hz to 60Hz and 400Hz, automatically sensed at power-up.
POWER CONSUMPTION: 28VA.
OPERATING ENVIRONMENT: Specified for 0°C to 50°C. Specified to 80% RH at 35°C. Altitude up to 2000 meters.
STORAGE ENVIRONMENT: -40°C to 70°C.
BATTERY: Lithium battery-backed memory, 3 years @ 23°C.
EMC: Conforms to European Union Directive 89/336/EEC EN61326-1.
SAFETY: Conforms to European Union Directive 73/23/EEC EN61010-1, CAT I.
VIBRATION: MIL-PRF-28800F Class 3, Random.
WARM-UP: 2 hours to rated accuracy.
DIMENSIONS:
Rack Mounting: 89mm high × 213mm wide × 370mm deep (3.5 in. × 8.375 in. × 14.563 in.).
Bench Configuration (with handle and feet): 104mm high × 238mm wide × 370mm deep (4.125 in. × 9.375 in. × 14.563 in.).
SHIPPING WEIGHT: 6.5kg (14 lbs).
DIGITAL I/O: 2 inputs, 1 for triggering and 1 for hardware interlock. 5 outputs, 4 for Reading Limits and 1 for Master Limit. Outputs are TTL compatible or can sink 250mA, diode clamped to 33V.
TRIGGERING AND MEMORY:
Window Filter Sensitivity: 0.01%, 0.1%, 1%, 10%, or Full-scale of range (none).
Reading Hold Sensitivity: 0.01%, 0.1%, 1%, or 10% of reading.
Trigger Delay: 0 to 99 hrs (1ms step size).
External Trigger Delay: <2ms.
External Trigger Jitter: <1ms.
Memory Size: 55,000 readings.
MATH FUNCTIONS: Rel, Min/Max/Average/Std Dev/Peak-to-Peak (of stored reading), Limit Test, %, 1/x and mX + b and with user defined units displayed.
REMOTE INTERFACE:
 GPIB (IEEE-488.2) and RS-232C.
 SCPI (Standard Commands for Programmable Instruments)
ACCESSORIES SUPPLIED: Model 1751 Safety Test Leads, Product Information CD-ROM, Software CD-ROM with IVI/VISA drivers for VB, VC/C++, LabVIEW, TestPoint, and LabWindows/CVI, and free runtime startup software.
ACCESSORIES AVAILABLE:
 77xx Modules
 Extended Warranty
 ExceLINUX-1A (Excel add-in datalogger software)
 TestPoint™ Software Development Package
SOFTWARE: Windows 98, NT, 2000, ME, and XP compatible.

Annexes 5.

Fiche technique de la caméra thermique FLIR T650sc.

FLIR T650sc

Portable Thermal Imaging Camera



The T650sc infrared camera offers thermal and visual imagery, excellent spot size resolution, and reliable temperature measurement accuracy—all at an affordable price. Technicians, engineers, and scientists will appreciate features such as a built-in digital camera, voice annotation, laser target locator, GPS, and much more. The tiltable IR unit gives you great flexibility and allows you to conduct your experiments fast and in a comfortable position.

EXCELLENT IMAGE QUALITY AND THERMAL SENSITIVITY

The T650sc camera is equipped with an uncooled Vanadium Oxide (VOx) microbolometer detector that produces thermal images of 640 x 480 pixels. It generates crisp and clear detailed pictures that are easy to interpret, resulting in reliable imaging with high accuracy.

TOUCH SCREEN

The high quality LCD touch screen presents sharp and bright images and brings interactivity and user comfort to a new level. In combination with the large backlit buttons and joystick, the camera is very easy to use.

RADIOMETRIC RECORDING

The T650sc allows for full dynamic video streaming to a PC using USB or to mobile devices using Wi-Fi. It can also record visual and thermal non-radiometric MPEG-4 video files. The T650sc can record radiometric IR sequences in real-time directly on the camera. These sequences contain all temperature data and can be post analyzed during playback on the camera or PC.

RICH FEATURE SET

The T650sc comes with features such as Multi Spectral Dynamic Imaging (MSX[®]), UltraMax™ image enhancement, auto-image rotation, image sketch, and autofocus. It is equipped with Auto Hot/Cold Spot and Audible/Visual Alarms. On-screen emissivity tables, up to 5 temperature measurement spots, and Delta T functionality mean you can quickly acquire and easily compare temperature data.

SOFTWARE

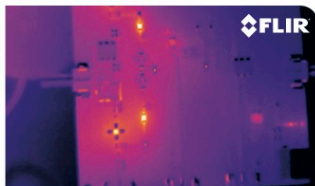
The FLIR T650sc camera works seamlessly with FLIR ResearchIR Max software, enabling intuitive viewing, recording, and advanced processing of thermal data.

MATHWORKS[®] MATLAB

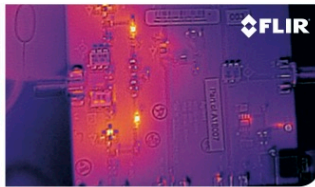
Control the T650sc and capture data directly into MathWorks[®] MATLAB software for advanced image analysis and enhancement.

KEY FEATURES

- Thermal and visual camera
- VOx uncooled microbolometer: 640 x 480 pixels
- Measures temperatures up to +2,000 °C
- Accuracy of +/- 1 °C
- Multi Spectral Dynamic Imaging (MSX[®])
- UltraMax™ for up to 1.2 MP thermal resolution
- Software included



Thermal image without MSX.



Thermal image with MSX. MSX allows you to see even more detail on the thermal image.



Specifications

System Overview		T650ec
Detector Type	Uncooled Microbolometer	
Spectral Range	7.5 – 13.0 μm	
Resolution	640 x 480	
Detector Pitch	17 μm	
NETD	<20 mK	
Electronics / Imaging		
Time Constant	<8 ms	
Frame Rate	30 Hz	
Dynamic Range	14-bit	
Digital Data Streaming	Real-time Radiometric = USB to PC Real-time Non-radiometric = MPEG via USB to PC	
On-Camera Radiometric Recording	Real-time Temperature Calibrated Movie Recording at 30 Hz to SD card	
Analog Video	DVI over HDMI	
GPS	Location Data Stores with Every Image	
Command & Control	USB, WiFi	
Measurement		
Object Temperature Range	-40°C to 150°C (-40°F to 302°F) +100°C to 650°C (+212°F to 1202°F)	
Accuracy	$\pm 1^\circ\text{C}$ ($\pm 1.8^\circ\text{F}$) or $\pm 1\%$ of reading for limited temperature range for measuring object within $+5^\circ\text{C}$ to $+120^\circ\text{C}$ ($+41^\circ\text{F}$ to $+248^\circ\text{F}$) and ambient temperatures of $+10^\circ\text{C}$ to $+35^\circ\text{C}$ ($+49^\circ\text{F}$ to $+95^\circ\text{F}$) This is only valid for the temperature range -40°C to +120°C (-40°F to +248°F)	
Optics		
Camera f/#	f/1.0, Integrated Lens 18 mm (25°)	
Available Lenses	88.9 mm (7"), 41.3 mm (15"), 24.6 mm (25"), 13.1 mm (45"), 6.5 mm (80°)	
Close-up Lenses / Microscopes	Close-up (25 μm), (50 μm), (100 μm)	
Focus	Continuous Automatic or Manual (Motorized and Tactile)	
Image Presentation		
On-Camera Display	Touch Screen/4.3 in LCD Display (800 x 480) LCD Viewfinder (800 x 480)	
Auto-Orientation	Keeps Onscreen Temperature Data Upright in Portrait or Landscape	
Automatic Gain Control	Manual, Linear, Histogram, DDE	
Image Analysis	Spot Meters, Areas, Auto Hot / Cold Detection, Difference Temp, Isotherms, Alarms, Line Profile	
Image Annotations	60 Sec Voice, Text, 4 x Markers, Sketch	
Visible Image	5.0 Megapixel from Integrated Visible Camera	
MSX® Enhancement/ Picture in Picture	Adds Visible Detail to Thermal/P-I-P Overlays Thermal on Visible Image	
UltraMax™ Image Enhancement	Increases Number of Pixels up to 4x Via Software	
General		
Operating Temperature Range	-15°C to 50°C (5°F to 122°F)	
Storage Temperature Range	-40°C to 70°C (-40°F to 158°F)	
Encapsulation	IP 54 (IEC 60529)	
Bump / Vibration	25 g (IEC 60068-2-29) / 2 g (IEC 60068-2-6)	
External Power	AC Adapter 90-260 VAC, 50/60 Hz or 12 V from a Vehicle	
Battery System	Li Ion, 4 Hours Operating Time	
Weight w/ Battery	1.3 kg (2.87 lb)	
Size (L x W x H)	143 x 195 x 95 mm (4.2 x 7.9 x 4.9 in)	
Mounting	1/4"-20	



PORTLAND
Corporate Headquarters
FLIR Systems, Inc.
27700 SW Parkway Ave.
Wilsonville, OR 97070
USA
PH: +1 866.477.3687

NASHUA
FLIR Systems, Inc.
9 Townsend West
Nashua, NH 06063
USA
PH: +1 866.477.3687

EUROPE
FLIR Systems
Luxemburgstraat 2
2321 Meer
Belgium
PH: +32 (0) 3665 5100

UK
FLIR Systems UK
2 Kings Hill Avenue
Kings Hill
West Malling - Kent
ME19 4AQ
United Kingdom
PH: +44 (0)1732 220 011

SWEDEN
FLIR Systems AB
Antennvägen 6,
PO Box 7376
SE-187 66 Täby
Sweden
PH: +46 (0)8 753 25 00

LATIN AMERICA
FLIR Systems Brasil
Av. Antonio Bardella, 320
Sorocaba, SP 18052-852
Brasil
TEL: +55 15 3238 7080

HONG KONG
FLIR Systems Co., Ltd
Rm 1613-16, Tower II
Grand Central Plaza
138 Shatin Rural
Committee Road Shatin,
New Territories
Hong Kong
TEL: +852 2792 8955

CANADA
FLIR Systems, Ltd.
920 Sheldon Court
Burlington, ON L7L 5L6
Canada
PH: +1 800.613.0507

www.flir.com/research
NASDAQ: FLIR

Specifications are subject to change without notice
©Copyright 2016, FLIR Systems, Inc. All other brand and product names are trademarks of their respective owners. The images displayed may not be representative of the actual resolution of the camera shown. Images for illustrative purposes only. (Updated 01/06/16)

Annexes 6.

Fiche technique de fluxmètre.

Capteur de flux thermique

Dim 100x100mm ; Quantité : 2
Dim 20x300mm ; Quantité : 8
Double sensibilité
Fils PTFE 1m

Calibration

100x100mm

capteur	1	2
sensibilité mV/(kW/m ²)	170	174

20x300mm

capteur	1	2	3	4	8	6	7	8
sensibilité mV/(kW/m ²)	74.5	75.8	76.1	76.1	76.2	76.5	77.2	77.4

La sensibilité de ces capteurs est très élevée ; La sensibilité nominale pour des capteurs double sensibilité est supérieure à 80 μ V/(W/m²) pour 100x100mm et 35 μ V/(W/m²) pour 20x300mm.

- Coller le capteur sur la surface de mesure (colle, pâte thermique, adhésif double face,...) et fixer les câbles pour éviter tout effort sur la patte de connexion.
- Ne pas déformer le capteur.
- Ne pas compresser le capteur.
- Pour tenir compte des échanges par rayonnement, le capteur peut être peint ou recouvert d'un fin matériau.
- Pour rendre étanche, installer le capteur sur la surface de mesure, vernir le capteur et autour du capteur, avec un vernis acrylique par exemple.

Captec® SARL au Capital de 137 218 Euros
Siège Social: 47 Rue Jeanne d'Arc - B.P. 91037 - 59 000 Lille - France
Tel : +33 (0)3 20 41 30 32 - Fax : +33 (0)3 20 41 30 39
n° siret: 400 777 439 00045 - n° TVA intracommunautaire: FR63 400 777 439 - APE 2651B
greffe: Tribunal de Commerce de Lille (59 000)

Annexes 7.

Fiche technique de capteur de vitesse KIMO CTV-210.



Fiche de Données Techniques

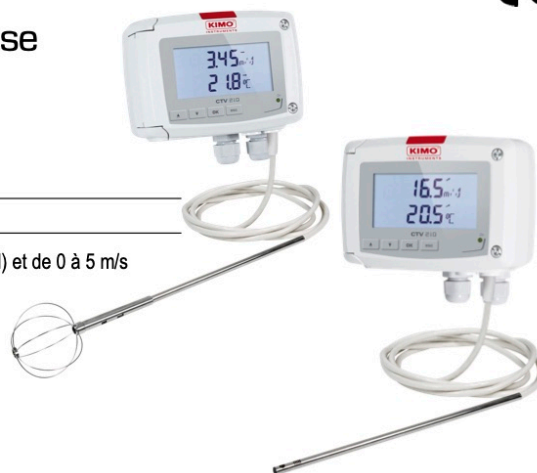
Pression / Température / Humidité / Vitesse d'air / Débit d'air / Combustion / Acoustique



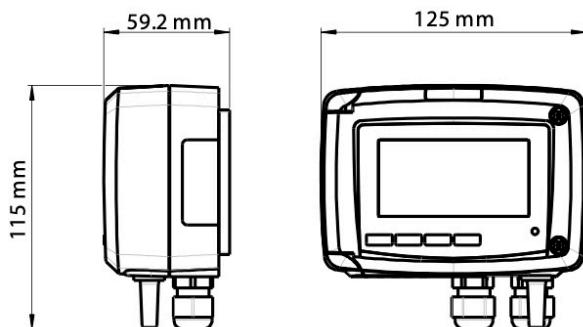
Capteur / transmetteur de vitesse et température CTV 210

LES PLUS DE LA GAMME

- Gammes configurables de 0 à 30 m/s (modèle avec sonde fil chaud) et de 0 à 5 m/s (modèle avec sonde omnidirectionnelle)
- Gamme configurable de 0 à 50 °C en température
- Fonction débit
- Sortie analogique 4 fils 0-5/10 V ou 0/4-20 mA
- Alimentation 24 Vdc/Vac ou 115/230 Vac
- Indicateur de tendance
- Boîtier ABS V0 IP65, avec ou sans afficheur
- Montage ¼ tour sur platine de fixation murale



CARACTERISTIQUES DU BOITIER



Matière : ABS V0 selon UL94

Indice de protection : IP65

Afficheur : 75 x 40 mm, LCD 20 digits 2 lignes.

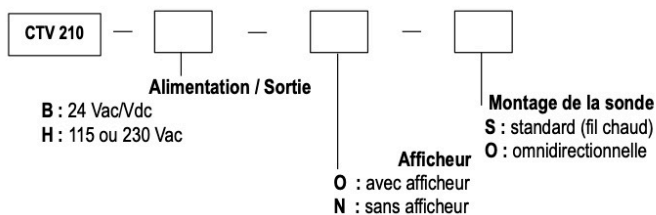
Hauteur des caractères : Valeurs : 10 mm ;
Unités : 5 mm

Presse étoupe : Pour câbles Ø 8 mm maximum

Poids : 320 g

REFERENCES

La codification ci-dessous permet de construire la référence d'un capteur :



Exemple : CTV210 - B00300

Capteur/transmetteur de vitesse et température, alimentation 24 Vac/Vdc, avec afficheur, avec sonde omnidirectionnelle de longueur 300 mm.

CARACTERISTIQUES TECHNIQUES EN TEMPERATURE

Etendue de mesure	De 0 à +50 °C
Unité de mesure	°C / °F
Exactitude*	±0.3 % de la lecture ±0.25 °C
Temps de réponse	T ₉₀ = 0.9 seconde pour V _{air} = 1 m/s
Résolution	0.1 °C / 0.1 °F
Type de capteur	Pt100 1/3 selon DIN IEC751
Type de fluide	Air et gaz neutres

CARACTERISTIQUES TECHNIQUES EN VITESSE

Etendue de mesure	Modèle standard : de 0 à 30 m/s Modèle omnidirectionnel : de 0 à 5 m/s
Unité de mesure	m/s, fpm, km/h
Exactitude*	Modèle standard : - de 0.15 m/s à 3 m/s : ±3 % de la lecture ±0.03 m/s - de 3 à 30 m/s : ±3 % de la lecture ±0.1 m/s Modèle omnidirectionnel : de 0 à 5 m/s : ±3 % de la lecture ±0.05 m/s
Résolution	Modèle standard : de 0 à 3 m/s : 0.01 m/s et de 3 à 30 m/s : 0.1 m/s Modèle omnidirectionnel : de 0 à 5 m/s : 0.01 m/s Tous modèles : 1 fpm / 0.1 km/h
Temps de réponse	T ₆₃ = 1.6 s
Type de fluide	Air propre

*Établies dans des conditions de laboratoires, les exactitudes présentées dans ce document seront maintenues sous réserve d'appliquer les compensations d'étalement ou de se ramener à des conditions identiques.

CARACTERISTIQUES TECHNIQUES DES SONDES

> Sonde fil chaud

Matière de la sonde	Inox 316 L
Dimensions	Ø 8 mm, longueur 300 mm
Température d'utilisation	De 0 à +50 °C
Câble	PVC Ø4.8 mm, longueur 2 m

> Sonde omnidirectionnelle

Matière de la sonde	Inox 316 L
Dimensions	Longueur : 300 mm ; hauteur : 85 mm
Température d'utilisation	De 0 à +50 °C
Câble	PVC Ø4.8 mm, longueur 2 m

SPECIFICATIONS TECHNIQUES

Alimentation

24 Vac / Vdc ±10 %
115 Vac ou 230 Vac ±10 %, 50-60 Hz

Sortie

2 x 4-20 mA ou 2 x 0-20 mA ou 2 x 0-5 V ou
2 x 0-10 V (4 fils)
Charge maximale : 500 Ohms (0/4-20 mA)
Charge minimale : 1 K Ohms (0-5/10 V)

Isolation galvanique

Entrées et sorties (modèles 115 Vac/230 Vac)
Sorties (modèles 24 Vac/Vdc)

Consommation

5 VA

Compatibilité électromagnétique

EN61326

Raccordement électrique

Bornier à vis pour câble 2.5 mm²

Communication PC

Câble USB-Mini Din Kimo

Environnement

Air et gaz neutres

Type de fluide

Air et gaz neutres

Température d'utilisation

De 0 à +50 °C

Température de stockage

De -10 à +70 °C



Sonde fil chaud



Sonde omnidirectionnelle

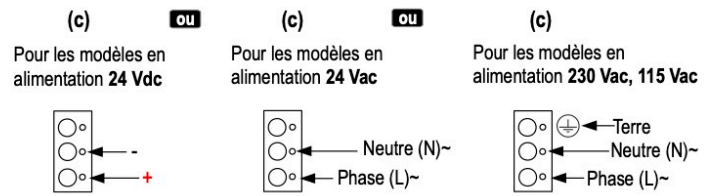
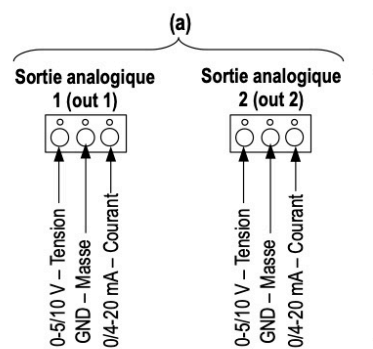
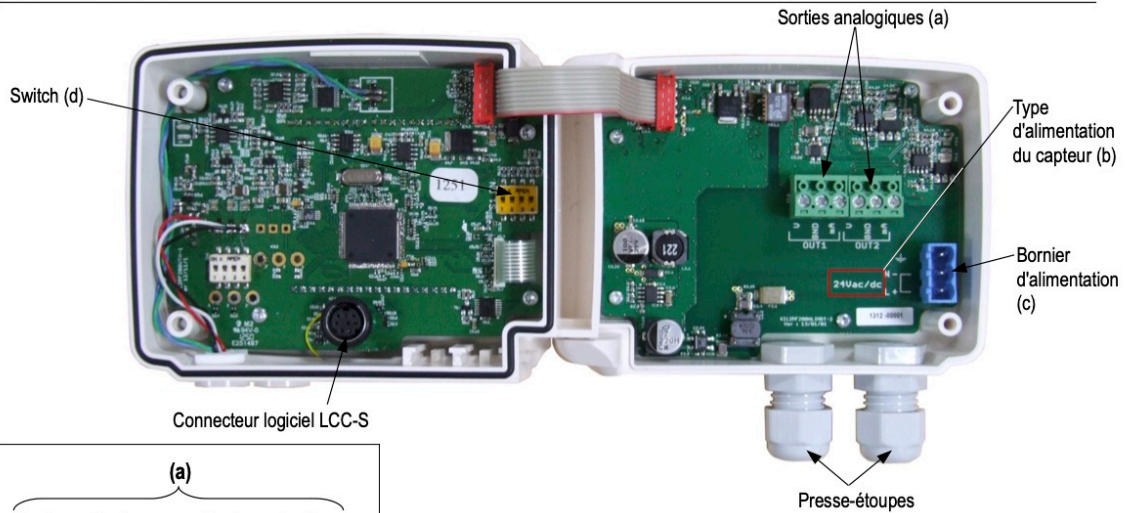
FONCTION

Les capteurs de la classe 210 possèdent deux sorties analogiques qui correspondent aux deux paramètres affichés. Il est possible d'activer une ou deux sorties et de choisir pour chaque sortie entre la vitesse, la température et le débit.

Fonctions	Caractéristiques	Etendues de mesure	Unités et résolutions
Débit*		De 0 à 100 000 m ³ /h (selon vitesse et section)	1m ³ /h – 0.1 m ³ /s 0.1l/s – 1 cfm

*Element déprimogène (tube de Pitot, Débimo...) en option

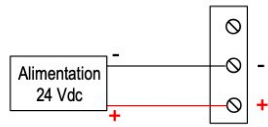
CONNECTIQUES



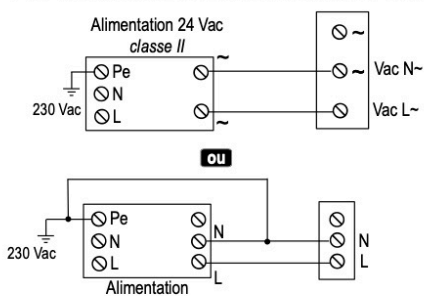
RACCORDEMENTS ELECTRIQUES – suivant normes NFC15-100

⚠ Seul un technicien qualifié peut réaliser cette opération. Pour réaliser le raccordement, l'appareil doit être HORS-TENSION. Avant de procéder au raccordement, vérifier le type d'alimentation indiqué sur la carte du capteur (voir (b) sur la partie « Connectiques »).

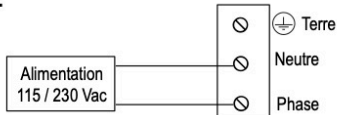
➤ Pour les modèles avec une alimentation en 24 Vdc :



➤ Pour les modèles avec une alimentation en 24 Vac :



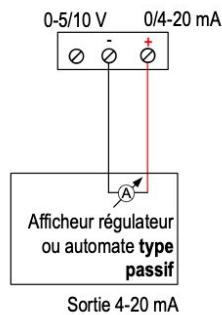
➤ Pour les modèles avec une alimentation en 115 ou 230 Vac :



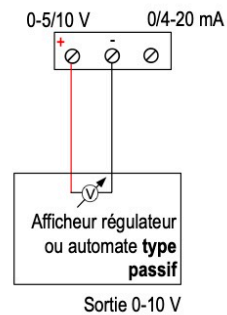
La sélection du signal de sortie en tension (0-10 V ou 0-5 V) ou en courant (4-20 mA ou 0-20 mA) se fait avec le switch (d) de la carte électronique du capteur en disposant les interrupteurs de la manière suivante :

Configurations	4-20 mA	0-10 V	0-5 V	0-20 mA
Combinaisons				

➤ Raccordement de la sortie courant 4-20 mA :



➤ Raccordement de la sortie tension 0-10 V :



CONFIGURATION DES CAPTEURS

Il est possible sur la classe 210 de configurer en toute liberté l'ensemble des paramètres gérés par le capteur : les unités, les échelles de mesure, les sorties, les voies, etc, grâce à différents procédés :

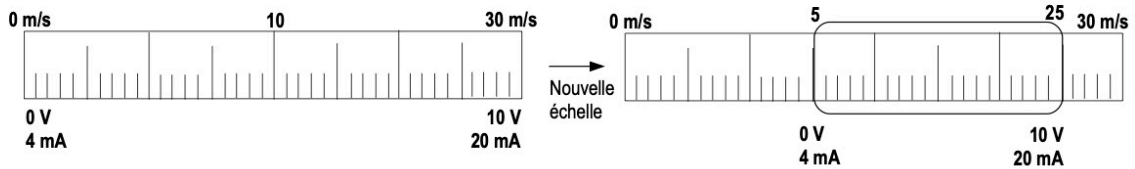
- **Par clavier** pour les modèles avec afficheurs : un verrouillage du clavier et l'accès à la configuration par code permet de garantir la sécurité des installations (voir la notice d'utilisation)
- **Par logiciel** (en option) pour tous les modèles : ce mode permet une configuration plus souple. Voir la notice d'utilisation du LCC-S

Sortie analogiques configurables :

Il est possible de configurer vos propres échelles intermédiaires de 0-5 m/s à 0-30 m/s.

Attention : l'intervalle minimum entre l'échelle haute et l'échelle basse est de 20.

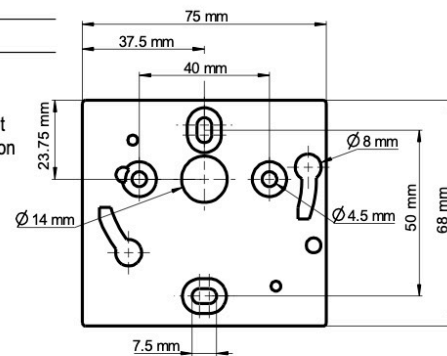
Echelles configurables selon vos besoins : les sorties sont automatiquement ajustées à la nouvelle échelle



MONTAGE

Pour réaliser le montage mural, fixer la plaque ABS au mur (perçage Ø6 mm, vis et chevilles fournies).

Insérer le capteur dans la plaque de fixation (aux points A sur le schéma) en l'inclinant à 30°. Faire pivoter le boîtier dans le sens des aiguilles d'une montre jusqu'à l'obtention d'un clipage ferme.



ETALONNAGE

Diagnostic des sorties : cette fonction permet de vérifier sur un multimètre, sur un régulateur/afficheur ou sur un automate le bon fonctionnement des sorties. Le capteur va générer une tension de 0 V, 5 V et 10 V ou un courant de 0 mA, 4 mA, 12 mA et 20 mA.

Certificat : les capteurs sont livrés avec un certificat individuel d'ajustage et peuvent être livrés avec un certificat d'étalonnage en option.

ENTRETIEN

Éviter tous les solvants agressifs. Lors du nettoyage à base de produits formolés (pièces ou conduits), protéger l'appareil.

OPTIONS ET ACCESSOIRES

- **LCC-S** : logiciel de configuration avec câble USB
- **Certificat d'étalonnage**
- Raccords coulissants
- Brides de fixation
- Bombe aérosol pour nettoyage du fil chaud

www.kimo.fr

Distributed by :



EXPORT DEPARTMENT
Tel : + 33. 1. 60. 06. 69. 25 - Fax : + 33. 1. 60. 06. 69. 29
e-mail : export@kimo.fr

Annexes 8.

Fiche technique de régulateur de courant HQ Power.

EHQPOWER™



PS23023

DC-REGULATED POWER SUPPLY

DC-GESTUURDE VOEDING

ALIMENTATION À PILOTAGE CC

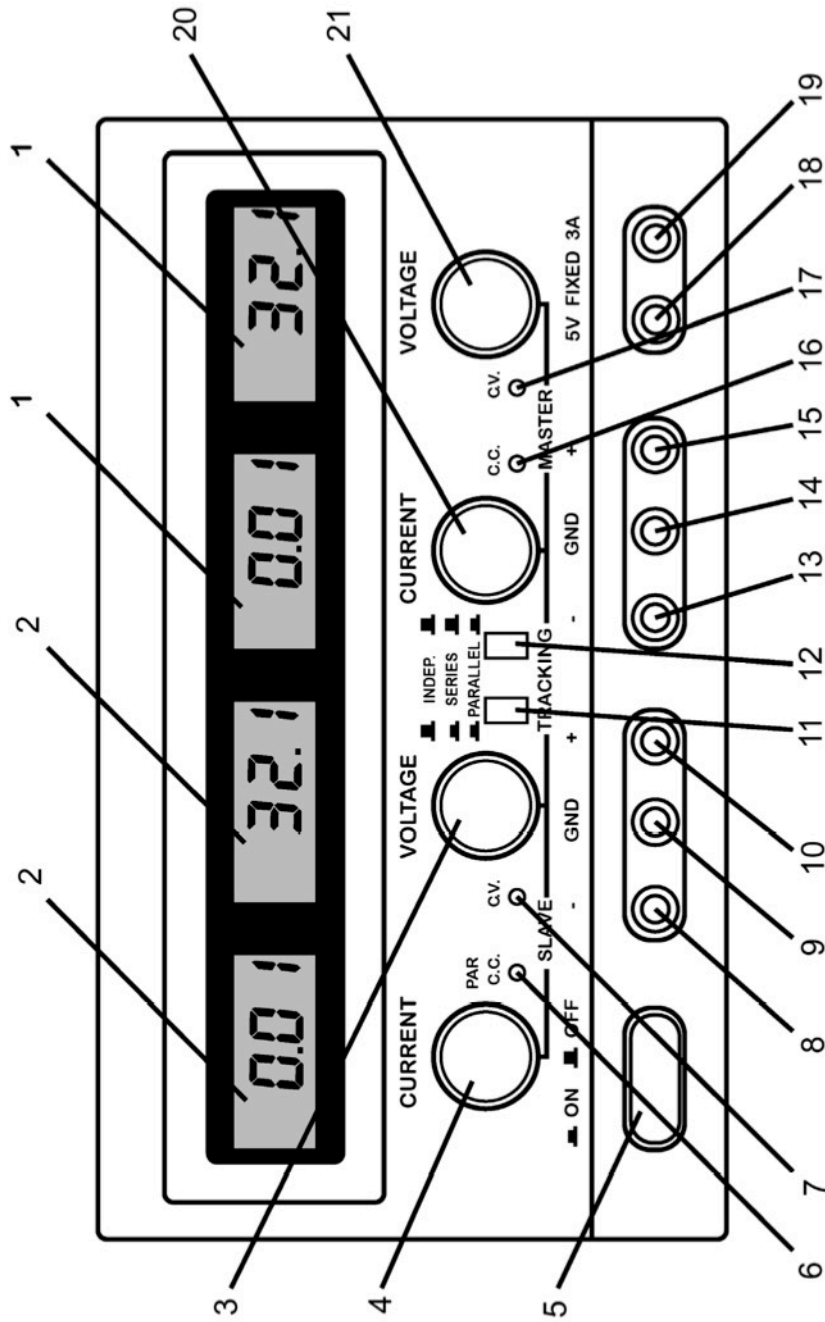
FUENTE DE ALIMENTACIÓN CC REGULABLE

DC REGULIERTES NETZGERÄT



USER MANUAL	4
GEBRUIKERSHANDLEIDING	7
NOTICE D'EMPLOI	10
MANUAL DEL USUARIO	13
BEDIENUNGSANLEITUNG	16

PS23023



PS23023

USER MANUAL

1. Introduction

To all residents of the European Union

Important environmental information about this product



This symbol on the device or the package indicates that disposal of the device after its lifecycle could harm the environment. Do not dispose of the unit (or batteries) as unsorted municipal waste; it should be taken to a specialized company for recycling. This device should be returned to your distributor or to a local recycling service. Respect the local environmental rules.

If in doubt, contact your local waste disposal authorities.

Thank you for choosing Velleman®! The **PS23023** is a highly accurate, DC-regulated power supply with two adjustable outputs and one fixed output.

The two adjustable outputs can be used for constant voltage (C.V.) or constant current (C.C.). These two high-performance outputs are very stable. The output voltage can be adjusted arbitrarily between 0V and 30V when the device is in the "constant voltage"-mode.

The two adjustable outputs can be connected either in parallel or in series, while the master controls the voltage and current settings. The fixed output voltage is 5V. The fixed output is very stable, has a low ripple and is protected against overload.

The **PS23023** is a high-performance device with a compact and elegant design. It is ideal for scientific research, industrial applications and use in laboratories.

2. Technical Specifications

Input Voltage	: 220VAC/50Hz ± 2Hz
Two adjustable outputs	
- Output Voltage	: 30VDC
- Output Current	: 3A
- Source Regulation	: C.V. ≤ 1 × 10 ⁻⁴ + 0.5mV C.C. ≤ 2 × 10 ⁻³ + 1mA
- Load Regulation	: C.V. ≤ 1 × 10 ⁻⁴ + 2mV (output current ≤ 3A) C.V. ≤ 1 × 10 ⁻⁴ + 5mV (output current > 3A) C.C. ≤ 2 × 10 ⁻³ + 3mA (output current ≤ 3A) C.C. ≤ 2 × 10 ⁻³ + 5mA (output current > 3A)
- Ripple	: C.V. ≤ 0.5mVrms (output current ≤ 3A) C.V. ≤ 1.0mVrms (output current > 3A) C.C. < 3mArms
- Protection	: current-limiting
- Indication	: Voltmeter & amperemeter ; 3-digit volt-LCD (LED) & amp-LCD (LED)
a.	Volt-indication : LCD (LED) ± 1% ± 2 digits
b.	Amp-indication : LCD (LED) ± 2% ± 2 digits
Fixed Output	
- Output Voltage	: 5V ± 3%
- Output Current	: 3A
- Source Regulation	: ≤ 1 × 10 ⁻⁴ + 1mV
- Load Regulation	: 1 × 10 ⁻³
- Ripple	: 0.5mVrms
- Protection	: current-limiting & short-circuit protection
Environmental Factors	
- Operating Temperature	: 0 to +40°C
- Relative humidity	: < 90%
Dimensions	: 360mm x 265mm x 165mm
Operating Time	: 8hrs continuously

3. Description

Controls and Description of the Front Panel

- (1) LCD: indicates the current value and the output voltage of the master.
- (2) LCD: indicates the current value and the output voltage of the slave.
- (3) Slave C.V.-adjustment: rotary switch to adjust the output voltage of the slave.

PS23023

- (4) Slave C.C.-adjustment: rotary switch to adjust the output current of the slave (to determine the current-limiting point)
- (5) Power switch: push button used to activate/deactivate the device. Either the C.V.- or the C.C.-indicator is lit when the device is activated.
- (6) C.C.-mode indicator of the slave output or indicator for parallel connection: this indicator is lit when the slave output is in the C.C.-mode or when the two adjustable outputs are connected in parallel.
- (7) C.V.-mode indicator of the slave output: this indicator is lit when the slave output is in the C.V.-mode.
- (8) Negative binding post of the slave output: the negative pole of the output voltage is connected to the negative terminal of the load being tested.
- (9) Earthing connection of the housing: the housing is grounded.
- (10) Positive binding post of the slave output: the positive pole of the output voltage is connected to the positive terminal of the load being tested.
- (11/12) Control switches used to select independent operation, operation in parallel or in series.
- (13) Negative binding post of the master output: the negative pole of the output voltage is connected to the negative terminal of the load being tested.
- (14) Earthing connection of the housing: the housing is grounded.
- (15) Positive binding post of the master output: the positive pole of the output voltage is connected to the positive terminal of the load being tested.
- (16) Master output C.C.-indicator: this indicator is lit when the master output is in the C.C.-mode.
- (17) Master output C.V.-indicator: this indicator is lit when the master output is in the C.V.-mode.
- (18) Negative binding post of the fixed 5VDC-output: the negative pole of the output voltage is connected to the negative terminal of the load being tested.
- (19) Positive binding post of the fixed 5VDC-output: the positive pole of the output voltage is connected to the positive terminal of the load being tested.
- (20) Master output C.C.-adjustment: rotary switch used to adjust the current value of the master output (adjustment of the current-limiting point).
- (21) Master output C.V.-adjustment: rotary switch used to adjust the voltage value of the master output.

4. Operating Procedure

1) Independent use of the two adjustable outputs

- Place switches (11) and (12) in the OFF-position.
- Proceed as follows when the adjustable outputs are used as C.V.-outputs: put the C.C.-control switches (4) and (20) in the max. position and use the power switch (5) to activate the device. Install the required DC output voltage for both master and slave using the rotary switches for C.V.-adjustment (3) and (21). The C.V.-indicators (7) and (17) will light.
- Proceed as follows when the adjustable outputs are used as C.C.-outputs: Use the power switch (5) to activate the device. Put the C.V.-control switches (3) and (21) in the max. position and place the C.C.-control switches (4) and (20) in the min. position. Connect the required load and install the required output current by means of rotary switches (4) and (20). The C.V.- mode indicators (7) and (17) will extinguish and the C.C.-mode indicators (6) and (16) will light.
- The C.C.-control switches (4) and (20) are generally placed in the max. position when the adjustable outputs are used as C.V.-outputs. With this particular device, however, the current-limiting point can be set by the user. Use the following procedure: Switch on the device and place the C.C.-control switches (4) and (20) in the min. position. Short the positive and negative output terminals. Consequently, the user should adjust the position of the C.C.-control switches (4) and (20) until the output current matches the required current-limiting point.

2) Connecting the two adjustable outputs in series

- Place switch (11) in the ON-position and leave switch (12) in the OFF-position. When the user adjusts the output voltage of the master (21), the slave output will automatically follow suit. The max. output voltage is 60V (voltage between the terminals of (8) and (15)).
- Examine whether the negative terminals of both the master and slave output are connected to the "GND"-terminal (ground). If so, the user should disconnect them in order to avoid a short-circuit when the two outputs are connected in series.
- When the two outputs are connected in series, the output voltage is controlled by the master output. The current adjustments of the two outputs, however, are still independent of each other. This is why the user should check the position of the C.C.-control switch (4). The voltage of the slave output will

PS23023

not be identical to the voltage of the master if, for example, the C.C.-control switch (4) is in the min. position or if the current of the slave output exceeds the current-limiting point. Consequently, the C.C.-control switch (4) should be placed in the max. position when the two adjustable outputs are connected in series.

- Use appropriate test leads to short the negative terminal of the master output with the positive binding post of the slave output if the two adjustable outputs are connected in series. Failure to do this will cause the current to run through the shorted switch, as the negative terminal of the master output is shorted by switch (11). This will affect the reliability of the device.

3) Parallel use of the two adjustable outputs

- Put both switch (11) and (12) in the ON-position. The two adjustable outputs are now connected in parallel. Use control switch (21) to adjust the C.V. of the master output. The voltage of master and slave will remain identical to each other and the C.C.-indicator (6) of the slave output will light.
- The C.C.-control switch (4) of the slave output does not work when the two adjustable outputs are connected in parallel. Subsequently, the operator should use the C.C.-switch (20) of the master output when one of the adjustable outputs is used as constant current supply. The output current of the master and slave outputs are identical to each other and both are now controlled by (20).
- Use test leads to connect the two positive and negative terminals of the master and slave outputs when the two adjustable outputs are connected in parallel. This is necessary to ensure a reliable connection between the load and the two outputs connected in parallel. The current of the two outputs may not be identical if the load is connected to only one output terminal. This may cause damage to series/parallel switches (11) and (12).
- The digital display carries 3 digits. Use a more precise measuring instrument to calibrate the load if you need a more accurate indication.

4) Warning

- The 5V-output has optimal protection thanks to the short-circuit protection and the current-limiting point, a feature also present in the two adjustable outputs. The power loss in case of short circuit is limited thanks to the protection circuit that controls the power loss of the transistors in the power supply. This feature keeps the device from being damaged. Nevertheless, the short circuit should be repaired as soon as possible in order to prevent wear and unnecessary power consumption.
- Store the device in a dry and well-ventilated environment and keep it clean. Remove the power plug if the device is to be stored for a prolonged period of time.

Use this device with original accessories only. Velleman nv cannot be held responsible in the event of damage or injury resulted from (incorrect) use of this device. For more info concerning this product and the latest version of this user manual, please visit our website www.velleman.eu. The information in this manual is subject to change without prior notice.

© COPYRIGHT NOTICE

This manual is copyrighted. The copyright to this manual is owned by Velleman nv.
All worldwide rights reserved. No part of this manual may be copied, reproduced, translated or reduced to any electronic medium or otherwise without the prior written consent of the copyright holder.

Annexes 9.

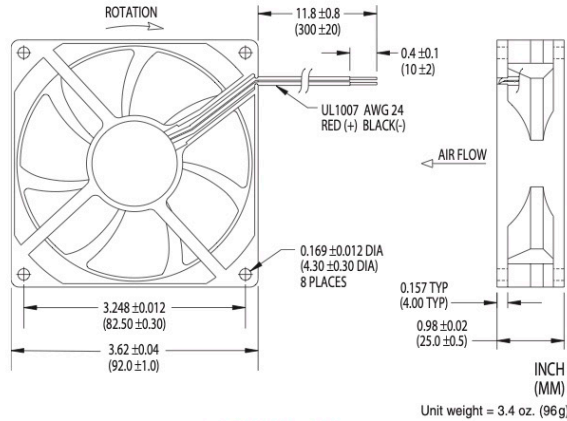
Fiche technique de ventilateur DC de la marque NIDEC.

Jameco Part Number 154641

TA350DC



- ▶ 12V and 24V Models
- ▶ Polarity Protected
- ▶ Permanently Lubricated Ball Bearings or Long-Life NBR Designs
- ▶ Alarm/Tachometer/Thermal Speed Control/PWM Speed Control Options
- ▶ UL, CSA, TÜV Safety Approvals
- ▶ Frame and Impeller Rated UL94V-0
- ▶ Color-Coded 11.8 in. (300 mm) Leads



L-Series Fans

Electrical and Mechanical Characteristics

Model	Air Flow (CFM)	Operating Voltage		Current (mA)	Power (W)	Sound Level		Fan Speed (rpm)	Bearing ^Δ	Operating Temp.		L10 Life† (hours)
		Nom. (V)	Range (V)			Pressure (dBA)	NPEL (Bels)			Min. (°C)	Max. (°C)	
L34901§	28	12	10.2-13.8	70	0.84	20.6	3.8	1,650	NBR	-10	+70	149,070
M33416	28	12	10.2-13.8	110	1.32	19.5	3.7	1,750	Ball	-10	+70	128,800
L34904§	28	24	20.4-27.6	50	1.20	20.6	3.8	1,650	NBR	-10	+70	149,070
M33417	28	24	20.4-27.6	90	2.16	19.5	3.7	1,750	Ball	-10	+70	128,800
L34902§	35	12	10.2-13.8	90	1.08	24.5	4.1	2,000	NBR	-10	+70	125,395
M33418	35	12	10.2-13.8	160	1.92	26.4	4.4	2,200	Ball	-10	+70	118,100
L34905§	35	24	20.4-27.6	60	1.44	24.5	4.1	2,000	NBR	-10	+70	125,395
M33419	35	24	20.4-27.6	110	2.64	26.4	4.4	2,200	Ball	-10	+70	118,100
L34903	42	12	10.2-13.8	150	1.80	30.5	4.6	2,400	NBR	-10	+70	102,905
M33420	42	12	10.2-13.8	210	2.52	31.4	4.8	2,700	Ball	-10	+70	110,400
L34906§	42	24	20.4-27.6	80	1.92	30.5	4.6	2,400	NBR	-10	+70	102,905
M33421	42	24	20.4-27.6	130	3.12	31.4	4.8	2,700	Ball	-10	+70	110,400
L34879*	48	12	10.2-13.8	190	2.28	34.1	4.8	2,700	NBR	-10	+70	92,300
M33422	48	12	10.2-13.8	290	3.48	34.8	5.3	3,100	Ball	-10	+70	104,500
L34907§	48	24	20.4-27.6	100	2.40	34.1	4.8	2,700	NBR	-10	+70	92,300
M33423	48	24	20.4-27.6	190	4.56	34.8	5.3	3,100	Ball	-10	+70	104,500
L34880*	56	12	10.2-13.8	270	3.24	37.2	5.1	3,100	NBR	-10	+70	76,880
M34422	56	12	10.2-13.8	400	4.80	39.5	5.5	3,500	Ball	-10	+70	94,000
L34908§	56	24	20.4-27.6	140	3.36	37.2	5.1	3,100	NBR	-10	+70	76,880
M34474	56	24	20.4-27.6	220	5.28	39.5	5.5	3,550	Ball	-10	+70	94,000
M34709	62	12	10.2-13.8	500	6.00	43.9	5.8	4,000	Ball	-10	+70	86,600
M34705	62	24	20.4-27.6	280	6.72	43.9	5.8	4,000	Ball	-10	+70	86,600

Note: Air flow, current, power, speed and sound level ratings are at nominal voltage against zero static pressure. NPEL = Noise Power Emission Level. Power termination and signal options are designated by two-digit suffixes added to the model names.

† L10 bearing life expectancy at $T_A = +40^\circ\text{C}$, nominal voltage. Failure criteria include a 15% reduction in fan speed or a 5 dBA increase in sound pressure.

* EN60950 safety approval pending. § Safety approvals pending.

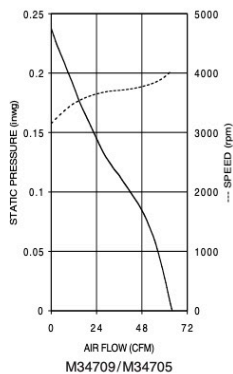
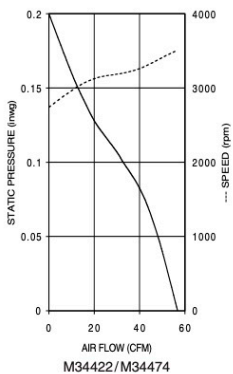
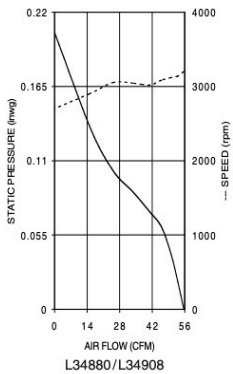
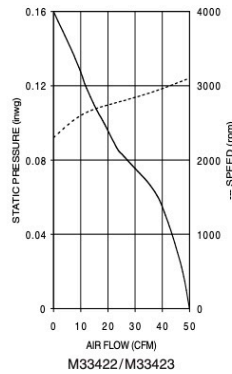
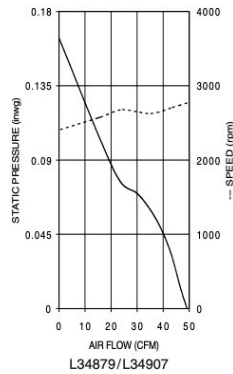
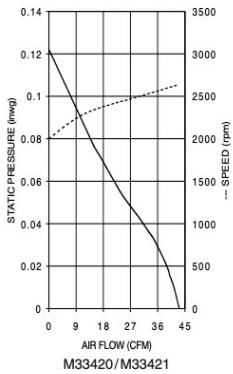
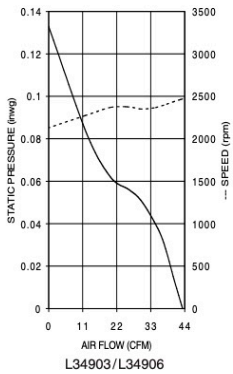
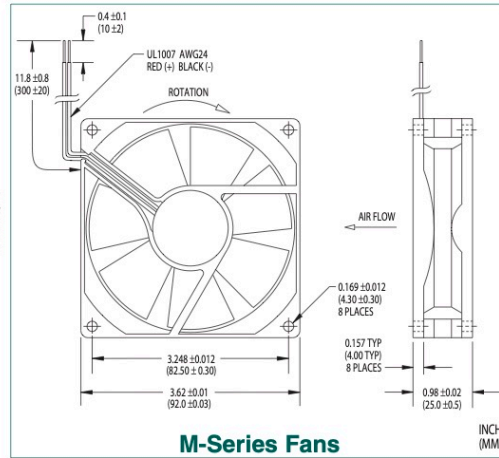
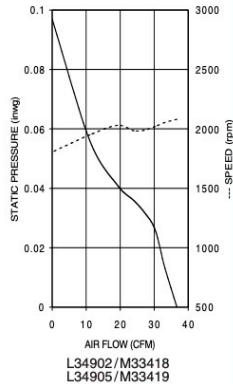
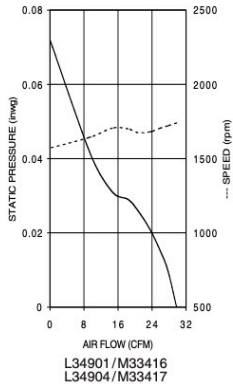
Δ NBR, Nidec Bearing Revolution: See inside back cover.



152 Will Drive, Canton, MA USA 02021 · Phone 781-828-6216 · Fax 781-830-1155
Email fans@nidec.com · http://www.nidec.com

TA350DC

Air Performance



152 Will Drive, Canton, MA USA 02021 · Phone 781-828-6216 · Fax 781-830-1155
Email fans@nidec.com · <http://www.nidec.com>

