

Contexte et étude bibliographique

1 Introduction

Dans ce premier chapitre, nous présentons le contexte général lié aux enjeux énergétiques et au réchauffement climatique dans lequel s'inscrit cette étude. Dans le cadre de la réduction de la consommation énergétique et de la diminution des émissions de gaz à effet de serre GES, le secteur du bâtiment est une cible privilégiée. L'intégration massive des composants photovoltaïques en configuration double-peau est l'une des solutions explorées. Le mode de fonctionnement le plus délicat reste en été où l'effet cheminée reste le seul moteur de l'écoulement. L'intérêt de ce type de système est l'utilisation du rayonnement solaire pour ventiler par convection naturelle les cellules PV dont le rendement diminue et le vieillissement augmente avec l'augmentation de leur température de fonctionnement. Une valorisation de cette surface de captation en hiver consiste à récupérer l'air préchauffé. Notre investigation numérique s'inscrit donc dans le cadre d'une étude amont sur l'intégration à grande échelle des composants *PV* aux bâtiments.

Le contexte climatique et les enjeux énergétiques qui en résultent sont exposés dans la section 2. La section 3 présente le fonctionnement d'une façade double-peau PV, la problématique scientifique liée à cette configuration ainsi que le positionnement de notre étude. La section 4 présente une revue bibliographique sur des études numériques et expérimentales de la convection naturelle en canal vertical ainsi qu'une analyse détaillée des conditions aux limites dynamiques utilisées dans les études numériques. Cette section permettra d'orienter notre étude en analysant les différents aspects qui ont fait l'objet d'investigations lors de cette thèse. Enfin, nous ferons une synthèse de ce chapitre.

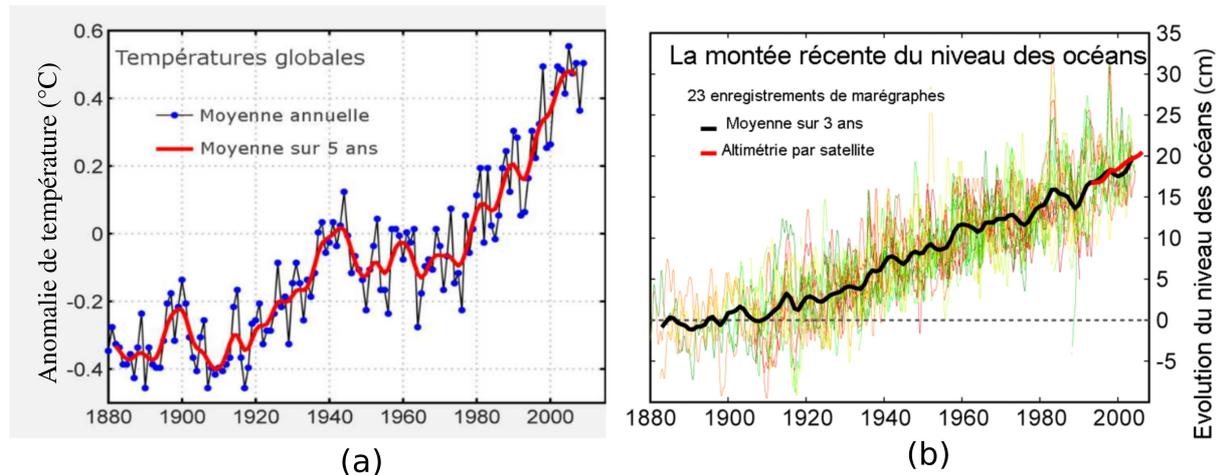


FIGURE I.1 – Variations de la température moyenne terrestre (a) et du niveau moyen de la mer dans l'hémisphère nord (b) [2]. Les différences sont calculées par rapport à des moyennes annuelles (en traits gras) entre 1880 et 2000.

2 Contexte climatique et enjeux énergétiques

2.1 Les causes du réchauffement climatique

L'augmentation du CO_2 dans l'atmosphère est liée à une hausse de la température terrestre à cause d'une forte concentration des gaz à effet de serre (GES). Il a été constaté que les émissions de CO_2 , en grande partie liées à la combustion d'énergie, représentent plus que les 3/4 des émissions mondiales. Selon le rapport 2010 du Groupe d'experts Intergouvernemental sur l'Évolution du Climat GIEC [2], ce changement climatique serait dû à l'activité humaine avec 90 % de certitude. Par conséquent, la communauté internationale a pris conscience de l'impact important du changement climatique et de la nécessité d'agir au niveau international.

2.2 Bilan de la consommation énergétique

L'épuisement à court moyen des ressources d'énergies fossiles ainsi que le réchauffement climatique poussent la communauté internationale à entreprendre des solutions notamment, la diminution de la consommation énergétique et l'utilisation des énergies propres. Or, parmi les secteurs les plus polluants, le bâtiment représente actuellement un tiers de la consommation mondiale d'énergie et pourrait réduire ses émissions de CO_2 à l'aide des technologies économes.

2.3 Réduction de la consommation énergétique du bâtiment en France

La France a inscrit l'objectif de la réduction de la consommation énergétique dans sa stratégie de développement durable. Elle s'engage à réduire les émissions des GES dans le bâtiment grâce à trois plans d'action majeurs :

- La réduction de consommation d'énergie du bâtiment

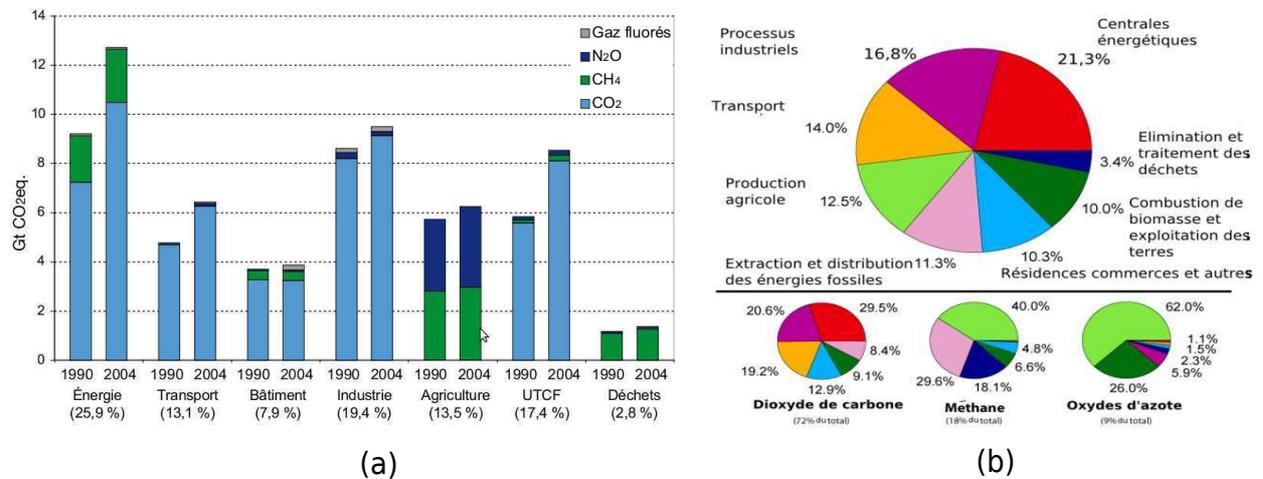


FIGURE I.2 – a) Évolution des émissions mondiales de GES entre 1990 et 2004. b) Parts des GES dans les émissions totales en 2004 en équivalent CO₂. Figures prises de la référence [2].

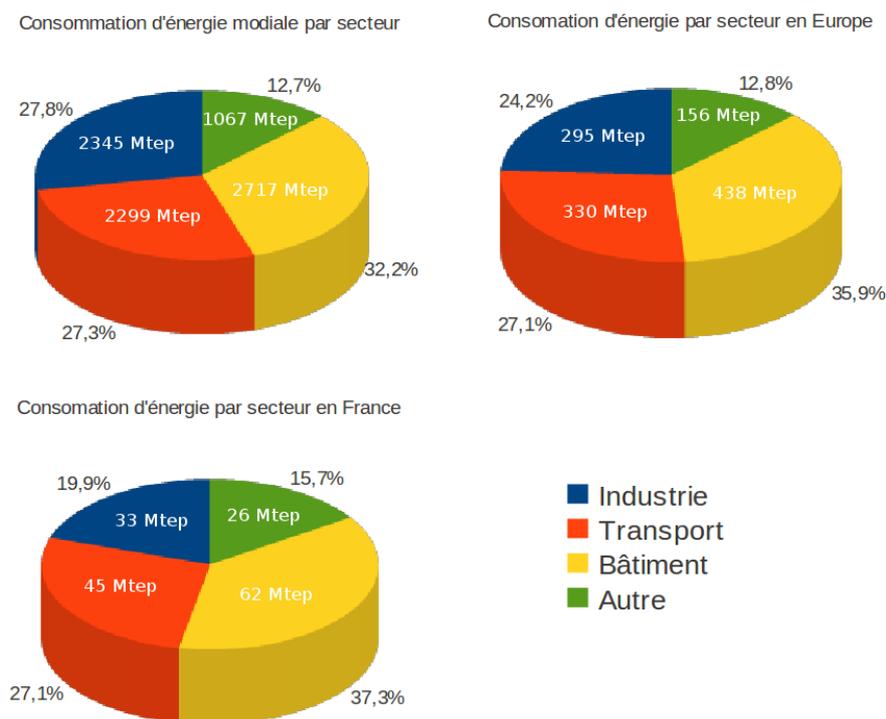


FIGURE I.3 – a) Consommation d'énergie dans le monde, b) en Europe et c) en France en 2008. Les données sont prises de la source <http://www.iea.org>.

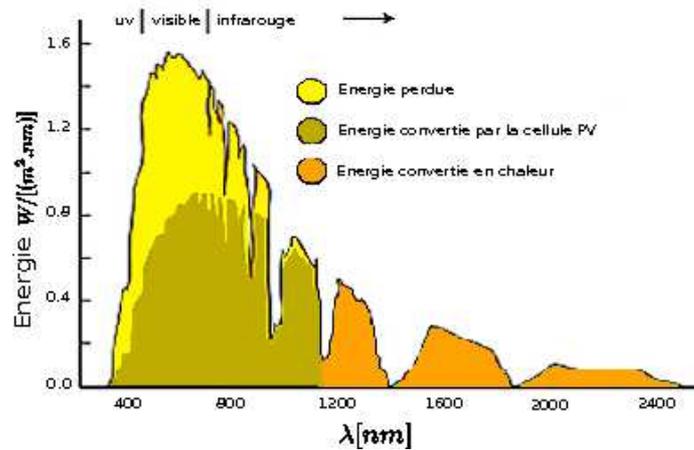


FIGURE I.4 – *Domaine spectral d'une cellule PV. Source : <http://www.technologyreview.com>*

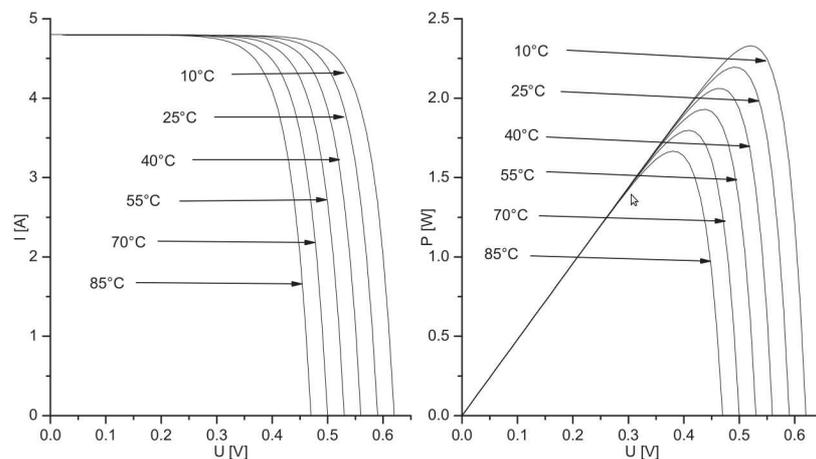


FIGURE I.5 – *Caractéristiques tension-courant (à gauche) et tension-puissance (à droite) d'une cellule photovoltaïque soumise à un éclairage de 1000 W/m^2 pour différentes températures de fonctionnement. Figure prise de la référence [3].*

- L'amélioration des performances énergétiques des bâtiments via notamment les systèmes qu'ils intègrent
- La production locale d'énergie renouvelable

Notre étude rentre dans le cadre des efforts menés en lien avec la production locale d'électricité. En effet, les besoins d'électricité sont en augmentation importante. Le besoin d'indépendance énergétique a poussé la France à développer l'énergie nucléaire qui est une énergie propre. Cependant, plusieurs problèmes se posent concernant cette énergie. Actuellement la seule énergie durable est l'énergie solaire qui peut être exploitée localement par la technologie du photovoltaïque.

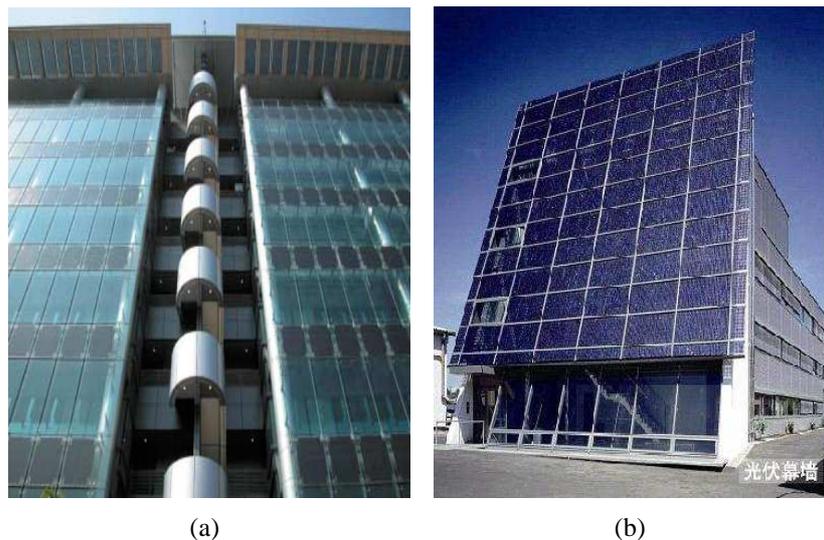


FIGURE I.6 – (a) *Façade double-peau en partie recouverte de panneaux PV (Chine).* (b) *Façade double-peau intégralement recouverte de panneaux PV (Chine).*

2.4 Intégration aux bâtiments des composants PV (IBPV)

De nos jours, il est encore difficile de satisfaire les besoins énergétiques d'un bâtiment avec des panneaux PV en toiture à cause des faibles rendements et des surfaces de captation insuffisantes. L'intérêt actuel est tourné vers l'intégration des panneaux PV aux surfaces bâties. Les conditions d'intégration aux bâtiments des composants PV constituent un facteur limitant de tels systèmes compte tenu de la forte dépendance des cellules PV en température. En effet, l'évacuation de la chaleur par la face arrière des panneaux PV devient difficile en raison de la présence du bâtiment. Par conséquent, le fonctionnement en été, incluant la production d'énergie électrique et l'utilisation du système comme cheminée solaire, s'avère ainsi un problème très délicat.

Afin de remédier à ce problème, l'intégration est faite en configuration façade type double-peau. Une lame d'air est intercalée entre le panneau et le bâtiment afin de créer un écoulement de convection naturelle entre les deux et d'améliorer le rafraîchissement des cellules PV.

3 Positionnement de l'étude

3.1 Façade double peau photovoltaïque

En plus des fonctions d'une FDP classique, l'intégration des composants PV dans des façades double peau permet de produire localement de l'électricité. L'idée est d'exploiter au mieux l'énergie solaire, la double-façade PV pouvant ainsi fournir de la chaleur et de l'électricité. C'est ce type d'intégration auquel nous nous intéresserons dans notre étude. Dans le cas de ce système, la façade est recouverte entièrement (voir fig. I.6(b)) ou en partie (fig. I.6(a)) par des modules PV.

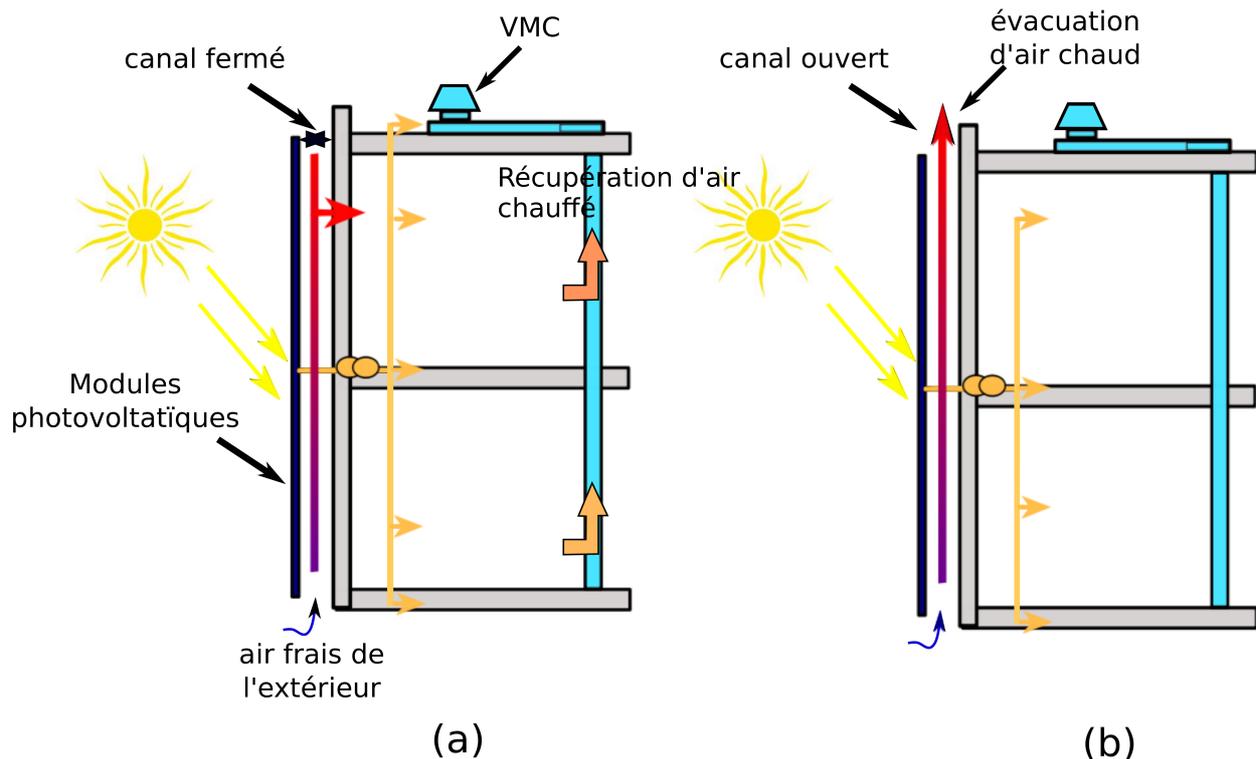


FIGURE I.7 – *Fonctionnement d'une façade avec paroi primaire opaque et l'autre paroi totalement recouverte de panneaux (PV) ; (a) Fonctionnement hiver ; (b) Fonctionnement été*

3.1.1 Fonctionnement d'une FDP photovoltaïque

Les façades photovoltaïques intégrées aux bâtiments sont en générale formées par deux parois verticales, la première externe constituée intégralement ou partiellement recouverte de cellules PV (cf. Fig. I.7), la deuxième correspond au mur du bâtiment. Entre ces deux parois, se trouve une lame qui fait l'objet d'une circulation d'air, ce qui va influencer le transfert thermique et l'écoulement au sein de la FDP et donc va avoir un impact sur le bâtiment.

Dans le cas de façade externe intégralement ou partiellement recouverte de cellules PV, le flux lumineux est reçu par la façade externe et en partie évacué par conduction et par rayonnement à l'arrière des panneaux PV. Le contrôle de la lame d'air qui permet d'assurer le refroidissement des cellules PV, est soumis à deux scénarios principaux d'utilisation correspondant respectivement au fonctionnement d'hiver et au fonctionnement d'été (cf. Fig. I.7). En hiver, l'air chaud montant au sein du canal est redistribué dans les locaux du bâtiment (écoulement forcé à l'aide de la ventilation mécanique contrôlée (VMC)). En été, les températures de fonctionnement sont élevées et cela entraîne la diminution du rendement des cellules photovoltaïques. Un écoulement de convection naturelle est créé à l'intérieur du canal et l'air chaud sort par la partie haute de la façade.

Dans la suite de cette étude, nous étudierons d'abord la configuration académique où la paroi externe est entièrement ou en partie composée de panneaux photovoltaïques. Le cas d'une alternance de cellules PV et de vitrages sur la paroi externe fera l'objet de perspectives. Le

cadre de l'étude est restreint au mode de fonctionnement de la FDP photovoltaïque en période estivale essentiellement basé sur l'effet cheminée. Les cellules PV sont considérées comme des sources de chaleur évacuant un flux qui pourra être supposé uniforme [20][21]. Ainsi, dans notre étude, nous considérons un canal vertical ouvert soumis à une densité de flux uniforme sur l'une ou sur deux de ces parois. Ces études académiques permettront dans un premier temps, de mieux comprendre les phénomènes physiques mis en jeu dans une configuration type façade double-peau.

3.1.2 Analyse physique

Afin de vérifier la pertinence de la FDP photovoltaïque vis-à-vis du refroidissement des cellules PV, il est indispensable de comprendre l'ensemble des différents types de transfert thermique intervenant au sein de la lame d'air. Le schéma I.8-b présente les transferts de chaleur mis en jeu dans le cas d'une double-peau constituée en partie de panneaux PV et de vitrages. La configuration d'étude qui correspond au façade est montrée dans la figure I.8-c. C'est un schéma simplifié puisque nous avons dans un premier temps supprimé les vitrages et ainsi négligé la part du rayonnement solaire qui vient intercepter le mur primaire. Ainsi, la configuration académique à étudier sera un canal ouvert chauffé sur une ou sur deux de ses parois.

L'intérieur de la double-peau (dans notre exemple) est ainsi constitué de zone chaudes et opaques situées sur les deux parois, qui vont engendrer un écoulement de convection naturelle qui va interagir avec le rayonnement de surface et créer deux couches limites thermiques le long des parois du canal. Ce système fait donc intervenir les trois modes de transfert de chaleur :

- la conduction dans les panneaux PV (non prise en compte dans notre étude) ;
- le rayonnement, les surfaces chaudes de la double-peau (panneaux PV et murs) vont rayonner entre elles ;
- la convection naturelle qui va refroidir la face arrière des panneaux PV.

Ce système peut être également très sensible aux conditions extérieures notamment l'effet du vent. L'optimisation du fonctionnement d'un tel système nécessite donc la prise en considération des mécanismes physiques mis en jeu ; c'est la raison pour laquelle une étude multi-échelle est menée au laboratoire CETHIL.

3.2 Étude multi-échelle d'une double façade photovoltaïque au CETHIL

Afin d'analyser les phénomènes physiques qui interviennent dans l'intégration des composants photovoltaïques aux bâtiments, une étude multi-échelle est menée au CETHIL. Cette étude se base sur des investigations expérimentales et numériques fines ainsi que sur des prototypes de façades de taille réelle in situ. Le but de cette étude dans un premier temps est d'analyser séparément (études numériques et expérimentales) les différents phénomènes physiques ayant lieu au sein de la façade (conduction, convection, rayonnement, humidité...). Dans un deuxième temps, les différentes investigations seront regroupées ce qui permettra une compréhension plus approfondie de la double-façade et ce qui facilitera par la suite son

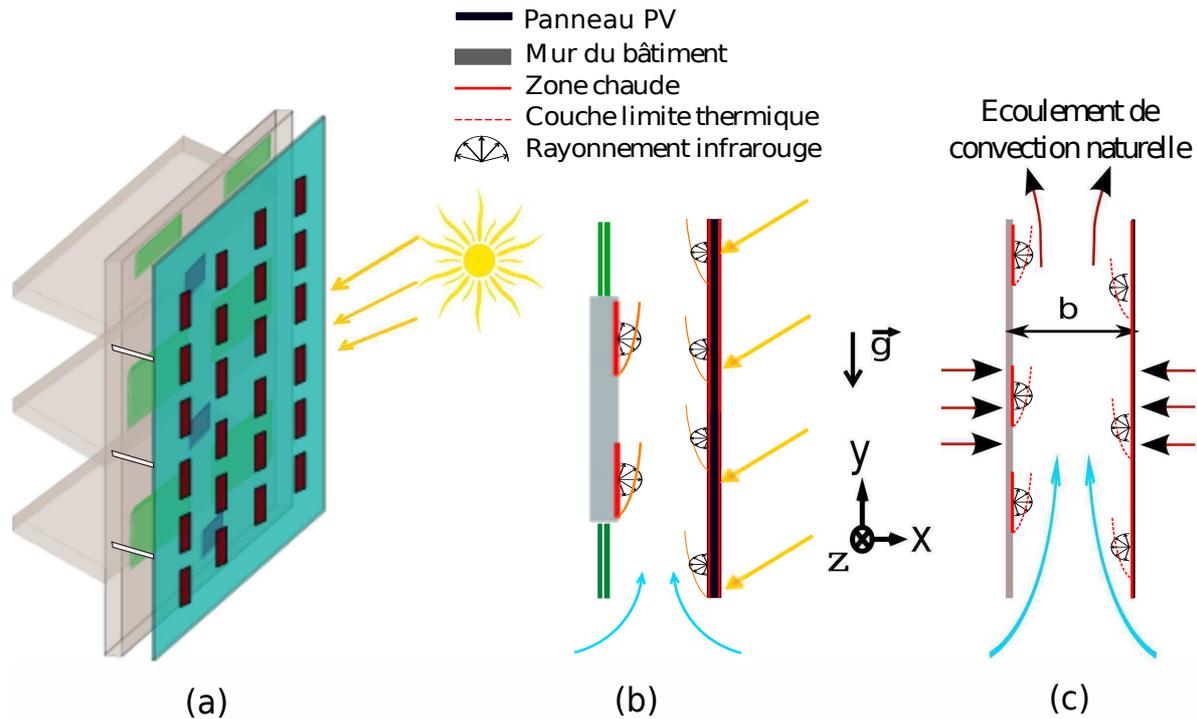


FIGURE I.8 – a) Configuration d'une façade double-peau photovoltaïque. b) Modes de transfert thermiques. c) Configuration d'étude simplifiée.

dimensionnement et son contrôle.

Cette étude rentre donc dans le cadre de deux projets ANR, le projet ANR-JC CERISES, coordonné par le CETHIL, dédié à l'analyse des transferts couplés (conduction-convection-rayonnement) dans un canal vertical ainsi que le projet RESSOURCES soutenu par l'ADEME et relatif à l'intégration de composants PV au sein de composants d'enveloppe actifs et dynamiques des bâtiments.

Une partie de notre travail a contribué à un «benchmark» numérique [15] dans le cadre du réseau AMETH dans lequel le CETHIL est impliqué. Des problématiques liées à la modélisation de la convection naturelle en canal ouvert sont mises en avant, notamment celle liée à l'imposition des conditions aux limites dynamiques entrée/sortie. Les simulations numériques permettront de fournir à la communauté scientifique une base de données importante reliant, à la fois les caractéristiques dynamiques et thermiques des phénomènes évoluant au sein de la lame d'air.

3.3 Étude numérique de la convection naturelle dans un canal vertical ouvert

Le fonctionnement des doubles façades photovoltaïques est complexe du fait des couplages existants entre les différents modes de transfert de chaleur et de masse au sein de la lame

d'air. Afin de mieux cerner ces phénomènes complexes, le CETHIL a mis en place une démarche qui consiste d'abord à cerner séparément chaque phénomène physique dans le but de comprendre ensuite leurs influences. La deuxième étape de cette démarche est dédiée à l'étude des couplages entre les différents phénomènes au sein de la lame d'air. Des expériences en conditions contrôlées et des études numériques sont consacrées à cet effet. Pour la présente investigation, nous avons choisi d'étudier numériquement les transferts thermiques et l'écoulement au sein d'une façade double-peau modélisée par un canal vertical dont l'une ou deux parois sont chauffées partiellement ou en totalité. Plusieurs aspects importants feront globalement l'objet de notre étude :

- étendre un code existant dédié à l'origine à une cavité fermée afin d'étudier la convection naturelle dans un canal ouvert.
- définir les conditions aux limites adéquates entrée /sortie.
- étudier l'influence des conditions aux limites dynamiques existantes en pression .
- comparer des calculs avec les études expérimentales existantes.
- étudier la convection naturelle dans l'eau et dans l'air (effet du Prandtl).
- étudier le couplage convection/rayonnement entre surfaces.
- modéliser les conditions aux limites en pression à l'entrée du canal.

4 Étude bibliographique

4.1 Introduction

La convection naturelle en configuration canal vertical est incontournable dans de nombreuses applications industrielles, comme les composants électroniques, les collecteurs plans solaires, les façades type double-peau. Par conséquent, la convection naturelle en canal vertical a reçu une grande attention par un bon nombre de chercheurs, des études tant numériques qu'expérimentales ont été menées pour améliorer les connaissances sur le transfert thermique et la dynamique de l'écoulement dans ce type de configurations. Le contrôle de l'écoulement de convection naturelle dans des géométries semi-ouvertes s'avère très complexe compte tenu des faibles vitesses mises en jeu. Ceci est principalement dû à la grande sensibilité de ce type d'écoulement aux conditions extérieures qui comprennent les fluctuations de pression, de température et la variation des vitesses extérieures.

Dans le cadre d'étude des façades double-peau photovoltaïques, les investigations expérimentales et numériques se sont intéressées à deux scénarios de fonctionnement de ce type de système : fonctionnements en hiver et en été. En été, les études se sont plus focalisées sur le phénomène de convection naturelle. Les objectifs de ces études étant l'amélioration de l'échange thermique fluide/parois dans le but de réduire les températures pariétales. En hiver, les études se sont concentrées sur la récupération de chaleur en sortie de la façade qui servira à préchauffer les locaux du bâtiment. Dans ce cas, le critère d'optimisation sera basé sur le débit massique et les différences de température entre l'entrée et la sortie du canal. Ce mode de fonctionnement est assuré à l'aide de la ventilation mécanique contrôlée (VMC). Même si l'objectif de cette thèse concerne le refroidissement des modules PV en période estivale, il est intéressant d'évaluer la capacité de récupération de chaleur à la sortie du canal. Cependant, le

mode de fonctionnement de la double-peau en hiver correspond à un cas de convection mixte ou forcée.

Par la suite, nous passons en revue un nombre d'études expérimentales et numériques sur la convection naturelle. Cette étude bibliographique nous permettra de justifier les choix faits sur l'orientation de notre étude en faisant ressortir les manques de la littérature et en analysant les besoins nécessaires à la compréhension de notre problématique.

4.2 Convection naturelle dans un canal vertical

Nous allons aborder dans cette partie des études expérimentales et numériques sur la convection naturelle pure en canal vertical. Ces investigations se sont concentrées sur l'étude du phénomène de convection naturelle sans distinguer les trois modes de transfert thermique (conduction, convection, rayonnement), donnant ainsi une estimation du transfert thermique global.

La convection naturelle dans un canal vertical a été étudiée à partir des années 40. Les premiers travaux expérimentaux et théoriques sont réalisés par Elenbaas [4], il effectue des mesures thermiques de la convection naturelle de l'air entre deux plaques verticales isothermes. L'expérience est menée pour un nombre de Rayleigh modifié par le rapport de forme Ra^* compris entre 0.1 et 10^5 . Elenbaas (1942) [4] constate que dans la limite de la valeur la plus petite de l'espacement entre les deux parois d'un canal suffisamment long, le nombre de Nusselt caractérisant le transfert de chaleur total transmis au fluide dépend seulement du nombre de Rayleigh modifié ($\overline{Nu} = f(Ra^*)$). De plus, il a déterminé les différents modes d'écoulement en fonction d'un nombre de Rayleigh modifié : à faibles nombres de Ra^* , l'écoulement est pleinement développé avec des couches limites qui se rejoignent au centre du canal tandis qu'à nombres de Ra^* élevés, les couches limites restent indépendantes (cf. Fig. I.9). Dans cette étude, Elenbaas [4] a proposé des corrélations entre le nombre de Nusselt moyen et le nombre de Rayleigh modifié.

Des études numériques ont vu le jour par la suite. En 1962, Bodoia et Osterle [22] ont mené la première investigation numérique sur l'écoulement de convection naturelle dans un canal chauffé en température. Dans leur étude, les auteurs ont utilisé un modèle parabolique des équations de Navier-stokes et ont supposé une vitesse uniforme ainsi qu'une pression atmosphérique à l'entrée du canal. Les résultats obtenus en terme de Nu ont montré un bon accord avec ceux obtenus par Elenbaas [4] pour des faibles nombres de Ra^* . Par la suite, Aung et al. [23] conduisent une étude numérique sur un écoulement de convection naturelle dans un canal chauffé en température et en densité de flux de chaleur. Les hypothèses de leur étude sont les mêmes que celles utilisées par Bodoia et Osterle [22] (modèle parabolique de N-S, vitesse et pression uniformes imposée à l'entrée du canal). Ils comparent leurs résultats avec ceux obtenus pour une seule plaque plane isotherme par Sparrow et Gregg [24] et trouvent une différence de 10% en terme de nombre de Nusselt pour $Ra^* > 10^4$. Ces études constituent la base de nombreuses études menées ultérieurement sur les écoulements de convection naturelle dans un canal. Des corrélations des nombres de Nusselt local et moyen ainsi que des

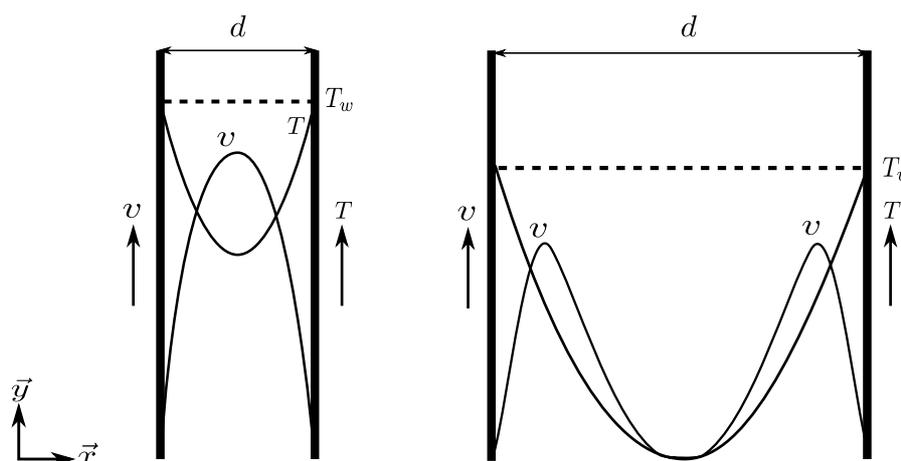


FIGURE I.9 – Régimes d'écoulement en convection naturelle pour un canal chauffé symétriquement en température [4] : régime pleinement développé à gauche (a) ; régime type couche limite à droite (b)

températures maximales de parois en fonction du nombre de Rayleigh et du rapport de forme ont été élaborées suite à ces études. Nous pouvons citer Churchill et Usagi [25] qui ont donné une corrélation générale du nombre de Nusselt moyen et Bar-Cohen et Rohsenow [26] qui ont proposé des corrélations basées sur le formule de Churchill et Usagi [25] pour différents cas de chauffages. Bar-Cohen et Rohsenow [26] ont donné également les espacements et les nombres de Nusselt optimums pour un meilleur échange convectif. Par la suite, Carl-Olof Olsson [27] revisite les corrélations en terme de nombre de Nusselt et donne en plus des corrélations en terme du débit massique dans le cas de chauffages isotherme et isoflux. La plupart des recherches récentes en matière de convection naturelle dans un canal ouvert se sont intéressées à des études paramétriques basées sur la variation des paramètres géométriques (rapport d'aspect, rapport d'extensions adiabatiques), la variation de la densité de flux et la non-uniformité du chauffage.

L'approximation des propriétés thermophysiques constantes a été communément adoptée dans les travaux précédents afin de simplifier les équations de Navier-Stokes, tandis que peu d'attention a été accordée aux effets des propriétés thermophysiques variables en fonction de la température. Lorsque le rapport entre la différence de température maximale (entre la paroi et le fluide) et la température ambiante est au-dessus de la limite de validité de l'hypothèse de Boussinesq, les variations des propriétés physiques dans le fluide ne peuvent pas être ignorées. Citons Guo et Wu [28] qui ont réalisé une étude numérique sur l'influence des propriétés variables sur le débit massique induit par convection naturelle dans un canal chauffé en densité de flux uniforme. Les auteurs ont utilisé un modèle parabolique des équations de Navier-Stokes. L'étude est effectuée pour des nombres de Rayleigh modifié de $0.01 \leq Ra^* \leq 10^4$ et des rapports de forme de $0.03 \leq d/L \leq 0.06$. Leur étude a montré que le débit massique et le nombre de Nusselt dans le canal sont inférieurs à ceux obtenus en supposant des propriétés constantes et l'approximation de Boussinesq. Ils ont montré également que l'effet de la variation de densité (trainée thermique) conduit à une dépendance non-monotone du débit

massique induit dans le canal. Par la suite, Hernandez et Zamora [29][30] étudient l'influence des propriétés variables sur la convection naturelle dans un canal d'air vertical soumis à un chauffage uniforme et asymétrique en densité de flux. À cet effet, les auteurs utilisent un modèle elliptique des équations de conservation. Les résultats en terme de débit massique, du nombre de Nusselt et de profils de vitesse sont présentés pour des nombres de Rayleigh de $10 \leq Ra^* \leq 10^7$ et des rapports de forme de $0.02 \leq d/L \leq 0.08$. Hernandez et Zamora [29][30] constatent une réduction importante de la zone de recirculation qui décroît presque linéairement en augmentant Ra^* . Ils constatent aussi que la variation des propriétés thermophysiques induit un débit massique plus important dans le canal pour le cas des nombres de Rayleigh impliquant des recirculations en sortie du canal, tandis qu'il diminue légèrement pour les nombres de Rayleigh plus petits. Les auteurs comparent enfin les résultats en terme de débit massique et de température pariétale avec ceux obtenus par Guo et Wu [28]. Un bon accord a été trouvé pour le débit massique pour des propriétés variables et constante. Les résultats en terme de températures pariétales sont en bon accord pour le cas des propriétés constantes, mais sont légèrement plus élevés pour des propriétés variables. Néanmoins, Hernandez et Zamora [29][30] et Guo et Wu [28] trouvent les mêmes tendances en terme de variation du nombre de Nusselt et du débit massique en fonction de Ra^* . Ces études nous ont mené à considérer la variation des propriétés thermophysiques en fonction de la température dans notre étude numérique.

Toutes les investigations précédentes ont été effectuées dans l'air n'ont pas différencié les parts respectives du transfert thermique (convection, rayonnement, conduction) dans le canal. Dans le but de caractériser l'échange convectif pur, certains chercheurs ont utilisé l'eau comme fluide de travail. Le choix de l'eau permet de neutraliser les effets radiatifs et de ne s'intéresser qu'au phénomène de convection naturelle. Les études expérimentales et numériques en canal vertical dans l'eau sont rares car la majorité des applications liées à cette configuration fonctionnent dans l'air. Sparrow et al. [31] mènent une étude expérimentale et numérique de la convection naturelle dans un canal vertical soumis à une température uniforme. L'eau est utilisée comme fluide de travail dans l'étude expérimentale, tandis que l'étude numérique est faite pour des fluides de nombre de Prandtl allant de $0.7 < Pr < 10$. Les auteurs ont mis en évidence un écoulement de retour en sortie du canal. Ils constatent que le nombre de Nusselt moyen le long de la paroi chauffée n'est pas influencé par l'écoulement de retour produit près de la paroi adiabatique. Ils expliquent cela par le fait que le retour du fluide ait lieu près de la paroi non chauffée alors que le Nusselt moyen est calculé le long de la paroi chauffée. Sparrow et Azevedo [32] ont mené une étude expérimentale sur un canal chauffé en température. Les auteurs donnent une corrélation du nombre de Nusselt pour $2 \leq Ra^* \leq 10^8$. Sparrow et Azevedo [33] mènent par la suite une investigation sur un canal chauffé asymétriquement en température et muni d'une ouverture au niveau de la paroi non chauffée. Ils trouvent que l'emplacement de l'ouverture et sa taille influencent de manière importante le débit à l'entrée du canal ce qui implique un échange thermique plus important que celui obtenu en sortie. Quant au transfert thermique global il est peu influencé. Ospir et al. ont mené [34] une étude expérimentale sur l'écoulement de convection naturelle dans un canal plan vertical soumis à une densité de flux sur l'une de ses parois. Les expériences sont réalisées dans de l'eau pour des nombres de Rayleigh modifié Ra^* correspondants au régime d'écoulement de type couche limite. Les investigations portent plus précisément sur l'influence du rapport d'aspect d/L et du nombre de Rayleigh modifié Ra^* sur

la structure de l'écoulement notamment l'apparition d'écoulement de retour. Dans un premier temps, trois rapports de forme ont été utilisés en maintenant le même nombre de Rayleigh modifié $Ra^* = 4,5 \cdot 10^6$. Dans un deuxième temps, trois nombre de Rayleigh modifié ont été utilisés pour le même rapport de forme $d/L = 0.17$. Les visualisations de l'écoulement sont effectuées dans le plan central du canal. Les auteurs ont observé des écoulements de retour en sortie du canal, engendrant des tourbillons caractérisés par deux grandes recirculations reliées entre elles et dont la longueur de pénétration peut s'étendre jusqu'aux $3/4$ de la hauteur du canal. Les auteurs observent que la longueur de la cellule supérieure diminue avec l'augmentation du rapport de forme tandis que la cellule inférieure possède une longueur stable. De plus, l'augmentation de Ra^* pour un rapport d'aspect fixe fait diminuer la longueur de pénétration de l'écoulement de retour. Popa et al. [35] mènent des études numériques et expérimentales sur un canal d'eau chauffé sur l'une de ces parois en densité de flux, l'autre paroi étant adiabatique. L'étude est faite pour des nombres de Rayleigh modifié $\leq 4 \cdot 10^6$. Les auteurs s'intéressent plus particulièrement à l'écoulement de retour le long de la plaque non chauffée. Ils comparent les résultats numériques et expérimentaux en terme de longueur de pénétration et trouvent une différence de 6%. Récemment, Daverat et al. [36] ont monté un banc d'essais pour étudier la convection naturelle dans un canal vertical en eau chauffé en densité de flux. Des mesures de densité de flux, de vitesse et de température ont été effectuées pour une large gamme de nombre de Rayleigh modifié $2.2 \times 10^6 < Ra^* < 2.1 \times 10^{12}$. Leur étude a porté principalement sur la caractérisation thermique et cinématique de l'écoulement. Les profils de vitesse et de température moyennes obtenues mettent en évidence la présence d'un changement de régime de l'écoulement. Ils précisent que ce changement de régime (transition vers la turbulence) est caractérisé par une augmentation du transfert de chaleur en paroi mais aussi par la diminution du cisaillement en sortie du canal. Nous reviendrons plus en détails sur cette étude dans le chapitre IV. Ces études nous ont mené à étudier la limite de validité de l'usage de l'eau pour modéliser la convection d'air dans un canal vertical.

Suite à l'étude bibliographique effectuée sur la convection naturelle en canal ouvert, nous pouvons constater que la majorité des études présentées ici s'est focalisée sur la détermination des échanges convectifs, à travers des corrélations $Nu[Ra^*]$. Peu d'études se sont penchées sur l'aspect cinématique de l'écoulement qui est indispensable pour la compréhension des mécanismes physiques ayant lieu au sein du canal. De plus, une grande partie de ces investigations ont négligé les effets des propriétés thermo-physiques variables en fonction de la température alors qu'il semble important de les prendre en compte surtout quand les gradients de température pariétaux sont grands (cas de la double façade). Notons également que la plupart des études ont utilisé l'air comme fluide de travail et celles en eau sont rares. À notre connaissance, aucune étude comparative en terme de transfert de chaleur, de débit et de configuration d'écoulement n'a été recensée jusqu'alors entre la convection naturelle dans l'eau et celle dans l'air dans une géométrie semi-ouverte. En effet, il est important de savoir jusqu'à quelle limite on peut utiliser l'eau pour caractériser le transfert convectif et la dynamique de l'air en convection naturelle dans un canal ouvert. Notez qu'il est également important de relever les différences en terme de structure d'écoulement entre les deux fluides (taille d'écoulement de retour, taille de recirculation, longueur de pénétration).

4.3 prise en compte du rayonnement entre surfaces

Les investigations que nous aborderons d'abord ici ont pris en compte les parts respectives des différents modes de transfert thermique (convection, conduction et rayonnement). Nous verrons ensuite des études numériques qui se sont penchées sur l'influence du rayonnement entre surfaces sur l'écoulement de convection naturelle.

Une expérience intéressante est mise en place par Web et Hill [37]. Ils étudient la convection naturelle dans un canal d'air vertical présentant des extensions adiabatiques à l'entrée et en sortie utilisées pour limiter les pertes radiatives aux extrémités du canal. L'étude est menée pour une gamme de nombre de Rayleigh modifié variant de 503 à $1,7 \cdot 10^7$. Les auteurs ont établi des corrélations en fonction du Ra^* en terme du nombre de Nusselt et de température maximale de paroi. Les résultats en terme de nombre de Nusselt moyen sont proches de ceux obtenus par Sparrow et Gregg [24] dans le cas d'une plaque plane isolée pour des nombres élevés de Ra^* (grands espacements). Les différences en terme de nombre de Nusselt sont toutefois d'environ 11% entre les deux études. Ils expliquent cela par une influence probable des pertes radiatives, des effets de la conduction dans les parois et de la variation des propriétés thermophysiques de l'air en fonction de la température. Miyamoto et al. [38] ont mené une étude expérimentale en convection naturelle dans un canal chauffé asymétriquement en densité de flux. L'étude a été conduite pour $10^4 \leq Ra^* \leq 4 \cdot 10^8$. Ils calculent le nombre de Nusselt après avoir soustrait la part de l'échange radiatif (estimé à $\approx 20\%$ du transfert thermique global). Les auteurs constatent que le profil de température subit un point d'inflexion en aval du canal (à $y/H=0.7$). Ils relient cette diminution de température pariétale à un changement de régime de l'écoulement (transition turbulente). Savicente et al. [39] ont étudié expérimentalement la convection naturelle dans un canal vertical chauffé asymétriquement en densité de flux. Des mesures en terme de vitesse et de température ont été menées pour des nombres de Rayleigh modifié allant de 3.86×10^5 à 6.22×10^6 et pour des chauffages uniformes et non uniformes. Dans le cas du chauffage uniforme, les auteurs ont mis en évidence comme Miyamoto et al. [38], un mécanisme de transition laminaire/turbulent de l'écoulement. Ce mécanisme a été suggéré par les profils de température qui chutent de façon brutale en aval. Les auteurs observent aussi une augmentation de température de la paroi adiabatique et attribuent cela à l'échange radiatif entre les parois. De plus, Savicente et al. [39] mettent en évidence des écoulements de retour en sortie du canal et précisent que ces écoulements ont un caractère intermittent. Nous reviendrons plus tard sur cette étude dont les résultats feront office de données de comparaison avec nos résultats numériques dans le chapitre IV.

L'interaction du rayonnement entre surfaces avec la convection naturelle dans un canal vertical asymétriquement chauffé a été étudié numériquement par Carpenter et al. [40]. Une formulation parabolique des équations de Navier-Stokes sous l'hypothèse de Boussinesq a été utilisée dans cette étude. Les auteurs ont analysé l'influence de paramètres adimensionnels (la densité de flux, le nombre de Rayleigh, le rapport de forme, l'émissivité) sur le transfert thermique. Ils ont conclu que le transfert radiatif réduit de manière significative la température pariétale notamment la température maximale. Cheng et Müller [41] étudient l'interaction du rayonnement entre surfaces avec la convection naturelle dans un canal vertical chauffé de manière asymétrique en température. Les auteurs mènent une étude de comparaison entre des résultats numériques et expérimentaux en terme de densité de flux et de profils de température

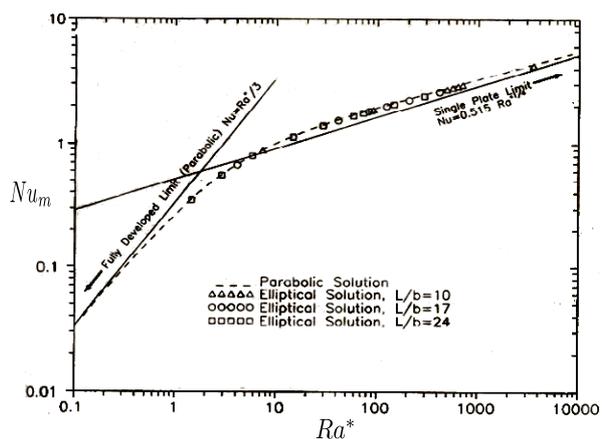
pour un canal de rapport de forme allant de 0 à 8. Cheng et Müller [41] constatent un écart d'environ 10% entre les résultats. Les auteurs rajoutent également que pour une émissivité élevée ($\varepsilon = 0.9$), le transfert radiatif peut constituer jusqu'à 50% du transfert de chaleur total. Récemment, Li et al. [19] ont étudié l'effet du rayonnement entre surfaces sur les champs de température et de vitesse ainsi que sur les recirculations en convection naturelle dans un canal asymétriquement chauffé en densité de flux. Les auteurs ont remarqué comme Carpenter et al. [40] et Cheng et Müller [41] que le rayonnement entre surfaces augmente les échanges de chaleur au sein du canal réduisant ainsi les températures des parois chaudes et augmentant celles des parois adiabatiques. Li et al. [19] remarquent aussi que le rayonnement entre surfaces peut amortir jusqu'à disparition les écoulements de retour observés en convection naturelle pour un chauffage asymétrique.

Mise à part quelques études dans la littérature [40][41][42][19], la majorité des investigations numériques présentées n'ont pas considéré l'interaction du rayonnement entre surfaces avec la convection naturelle. De plus, de nombreuses études ont confirmé que le transfert radiatif représente un pourcentage important du transfert de chaleur global [38][40][43][37]. Par conséquent, une partie de notre présent travail concernera l'amélioration des prévisions numériques (en comparaison avec des études expérimentales dans l'air) en incluant un modèle de transfert radiatif dans notre numérique, ainsi que l'étude des effets du rayonnement entre surfaces en convection naturelle dans un canal ouvert.

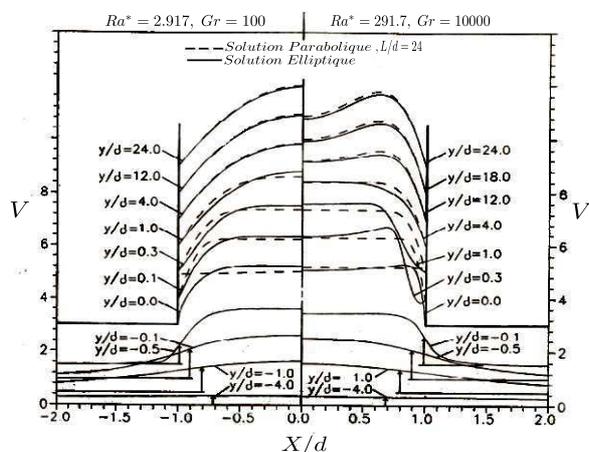
4.4 Analyse des conditions aux limites dynamiques

L'étude de la convection naturelle dans une géométrie semi-ouverte type canal a connu un grand intérêt ces dernières années auprès de nombreux numériciens [44][5][11][10][29][7][45][46], car elle nécessite un traitement particulier en terme de conditions aux limites adéquates à imposer aux frontières du domaine, plus particulièrement quand la nature du système d'équations est elliptique en espace. Dans notre cas d'étude, il est difficile de traduire les conditions aux limites aux frontières ouvertes de manière exacte et surtout pour transcrire des éventuelles recirculations en sortie du canal, car le seul moteur de l'écoulement est la force d'Archimède. Afin d'étudier numériquement ces écoulements, nous avons mené une revue bibliographique sur les différentes conditions aux limites dynamiques utilisées dans la littérature afin d'en définir les plus appropriées.

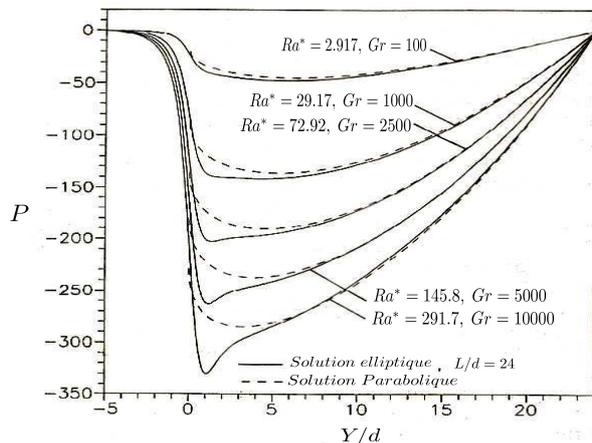
Avant d'entamer l'analyse sur les différentes conditions aux limites dynamiques utilisées dans la littérature, il m'a semblé important de souligner les deux systèmes d'équations utilisés dans l'étude des écoulements de convection naturelle. De nombreux auteurs comme [47][48][49][50] ont utilisé une formulation parabolique (en espace) des équations de Navier-Stokes incompressibles sous les hypothèses de Boussinesq. Ce type d'équations a été largement utilisé pour l'étude de la convection naturelle le long d'une plaque plane [51] [24][22]. En effet, en effectuant une analyse d'ordre de grandeur, certains termes des équations de Navier-Stokes peuvent être négligés et un système d'équations simplifié décrivant les couches limites est obtenu. Autrement dit, les auteurs négligent les termes de diffusion dynamique et thermique selon la direction axiale. Il faut noter que dans le cas de la plaque plane, le gradient thermique reste localisé à proximité de la surface chauffée, il s'en suit que l'épaisseur de la couche



(a)



(b)



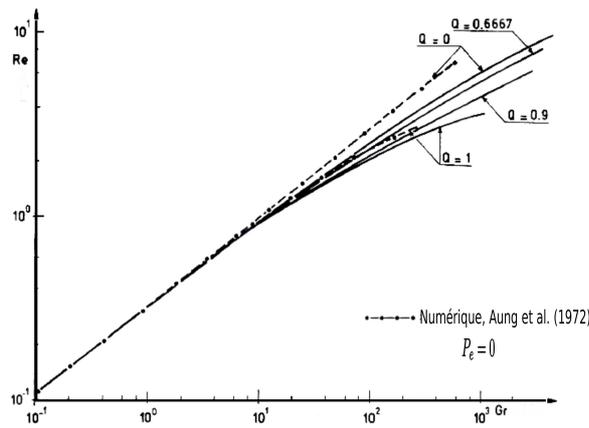
(c)

FIGURE I.10 – Comparaisons en terme de Nusselt moyen (a), vitesse verticale (b) et pression longitudinale (c) pour deux modèles d'équations : parabolique et elliptique, et pour différents nombres de Rayleigh modifiés [5].

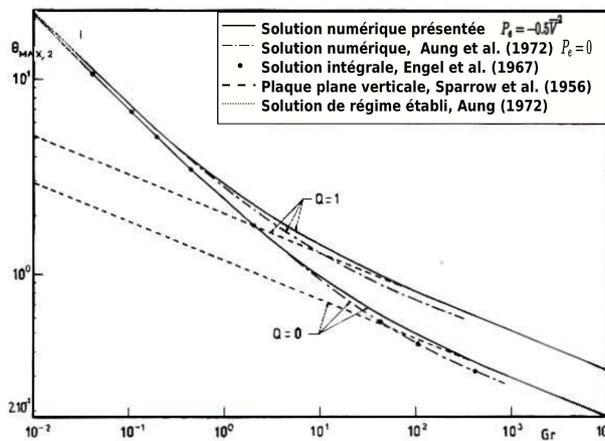
limite thermique est négligeable devant la position verticale le long du canal [52][53][54]. Le deuxième système d'équations est appelé système d'équations elliptiques en espace (parabolique en temps). Ce type d'équations a été utilisé pour prendre en compte tous les effets diffusifs dans les équations de conservation de quantité de mouvement et d'énergie. En effet, Naylor et al. [5] constatent que les résultats en terme de pression et de vitesse verticale obtenus par un modèle parabolique et ceux obtenus par un modèle elliptique sont en excellent accord à faibles nombres de Rayleigh alors que les différences croissent quand le nombre de Rayleigh augmente (cf. Fig. I.10). De plus, les profils de vitesse à l'entrée du canal sont différents pour les deux modèles d'équations. Quant aux résultats en terme de nombre de Nusselt moyen, ils sont différents de 3%. Les différences constatées en terme de grandeurs globales et locales sont reliées aux effets de diffusion qui ont été négligés dans le modèle parabolique des équations de conservation [5][8]. Le système d'équations elliptiques en espace et parabolique en temps est considéré dans notre étude (voir système d'équations (II.5) Chap.II § 2) pour les raisons exposées précédemment.

De nombreux auteurs ont utilisé un modèle parabolique des équations de Navier-Stokes [6][55][22] en convection naturelle dans un canal ouvert. Ce système d'équations demande la spécification du profil de vitesse à l'entrée du canal. La relative réussite de ces études pour le cas de la convection naturelle réside dans le fait que l'échange thermique dans le canal n'est pas très dépendant du choix du profil de la vitesse imposé à l'entrée du canal. D'autres auteurs [55][22][8][6] soulignent qu'une vitesse d'entrée uniforme est incorrecte pour des valeurs élevées du nombre de Rayleigh. Cela peut expliquer les discordances entre les résultats de nombreux auteurs dans la littérature principalement en terme de débit massique et des champs de vitesse. Pour le cas de la convection mixte ou forcée, nous pouvons imposer un profil parabolique ou uniforme de vitesse à l'entrée du canal. Cette supposition ne peut pas être compatible avec les écoulements de convection naturelle. En effet, le problème est beaucoup plus complexe à cause de la contribution des effets de diffusion dans les équations de Navier-Stokes [11][7][10][56][5][45][29][46] [57][58]. De plus, l'écoulement est engendré par la seule force : poussée d'Archimède. Ceci rajoute un degré de complexité pour la modélisation de tels phénomènes dans des configurations semi-ouvertes.

Lorsque les conditions aux limites sont écrites en pression, le théorème de Bernoulli est utilisé pour traduire la chute de pression entre l'amont et l'entrée du canal (vitesse en amont supposée nulle et la pression est égale P_{atm}). Plusieurs auteurs [6][7][8] constatent que la pression motrice à l'entrée du canal ($P_e = -0.5V_e^2$), due à la vitesse du fluide entrant, ne peut être négligée, l'influence est d'autant plus importante que le nombre de Rayleigh est grand. Dalbert et al. [6] et Marcondes et al. [7] rajoutent qu'une pression atmosphérique à l'entrée ne correspond pas au cas de la convection naturelle, mais à un cas de convection mixte. En effet, pour des plaques très écartées dans le cas d'un canal chauffé symétriquement en densité de flux, Dalbert et al. [6] comparent la température maximale de la paroi chaude avec les études de Aung et al. [55] et Engel et al. [59] qui supposent l'entrée du canal à $P_e = P_{atm}$, les résultats sont de 10% inférieurs à celles de la plaque plane [24] (cf. Fig. I.11). Cela explique aussi les valeurs supérieures trouvées pour les débits en comparaison avec les résultats de Aung et al. (1972) [55] (cf. Fig.I.11). De même, en imposant une pression atmosphérique à l'entrée du canal, Marcondes et al. [7] trouvent que les profils de vitesse surestiment le débit massique



(a)



(b)

FIGURE I.11 – Comparaisons en terme de débit (a) et de température maximale de paroi chaude (b) pour deux conditions aux limites en pression à l’entrée du canal [6].

qu’induirait une convection naturelle pure (cf. Fig. I.12) rejoignant ainsi les mêmes remarques que ceux de Dalbert et al. [6]. Ils précisent aussi que du moment où ce surplus ne change pas l’épaisseur de la couche limite thermique, le transfert thermique n’est pas affecté par la condition aux limites en pression à l’entrée (cf. Fig. I.13). Dans la figure I.14, Morrone et al. [8] comparent les profils de pression adimensionnée le long de la ligne médiane du canal pour deux nombres de Gr_L (basé sur la hauteur) et pour différents rapports d’aspect. La figure I.14 montre que la pression chute d’une manière importante le long du canal. Par conséquent, Morrone et al. [8] confirment qu’imposer une pression atmosphérique comme conditions aux limites à l’entrée du canal est une hypothèse erronée.

L’amplitude et la direction de l’écoulement à l’entrée du domaine sont déterminées par ce qui se passe près de la paroi chauffée (à une certaine distance loin en amont). Cette difficulté a poussé les chercheurs à considérer des conditions aux limites qui exercent le moins de contraintes sur l’écoulement, dans le but que l’écoulement s’établisse lui-même en amplitude et en direction. Dans cette même optique, des auteurs comme [9][60] [61] [8] ont utilisé des

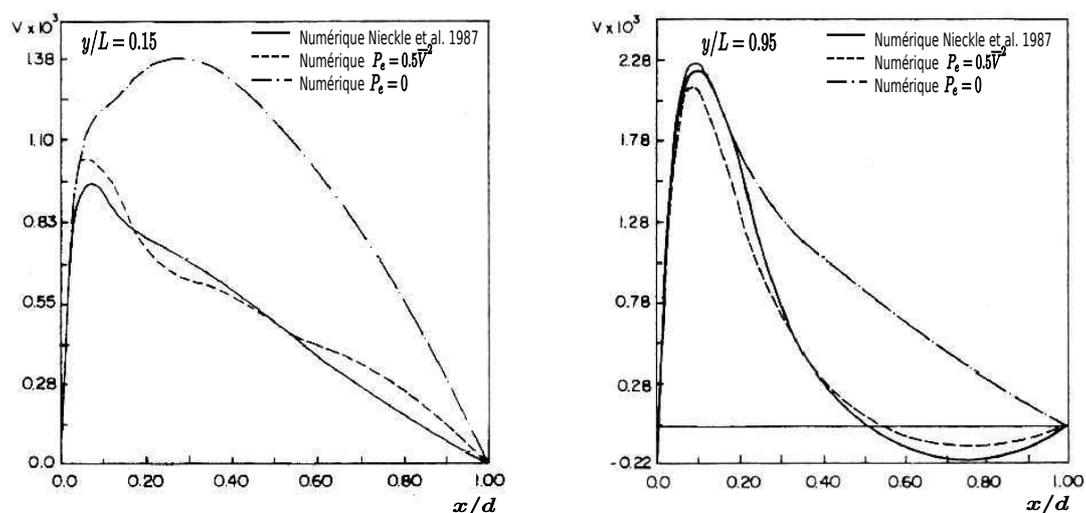


FIGURE I.12 – Comparaisons en terme de vitesse verticale adimensionnelle à l’entrée et en sortie du canal pour deux conditions aux limites en pression à l’entrée du canal [7].

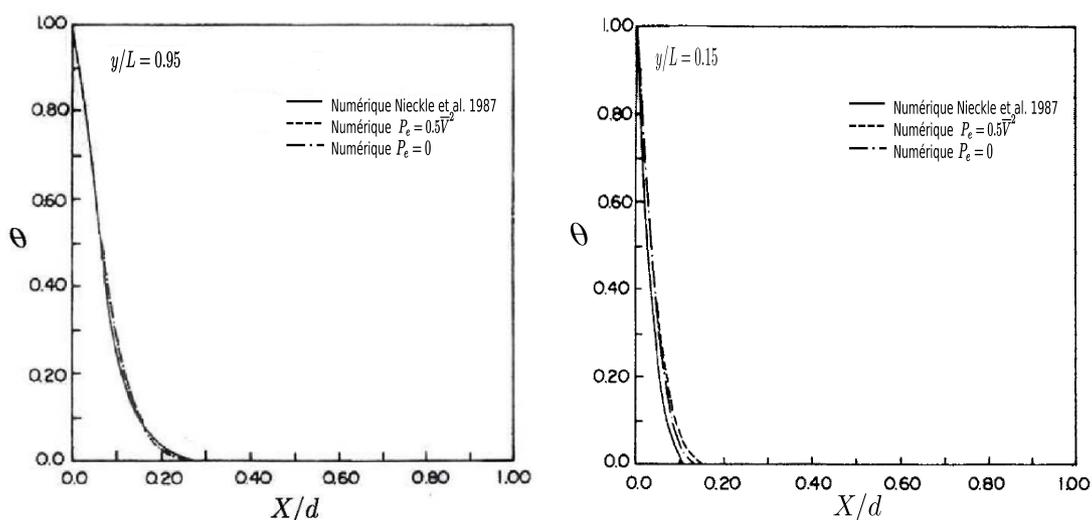


FIGURE I.13 – Comparaisons en terme de température adimensionnelle pour deux conditions aux limites en pression à l’entrée du canal [7].

conditions aux limites qui correspondent à un écoulement de convection naturelle en régime établi dans un canal précédé par une extension droite adiabatique à l’entrée (voir figure I.15). Les conditions aux limites à l’entrée de la zone adiabatique sont similaires à ceux utilisées pour le cas d’un canal sans extensions.

Une autre solution consiste à changer les extensions adiabatiques par des volumes artificiels de manière à agrandir le domaine de calcul à l’entrée et/ou en sortie du canal chauffé [5][62][45] [63] [46] [64]. Le but d’utiliser ces volumes artificiels est de prendre en compte la

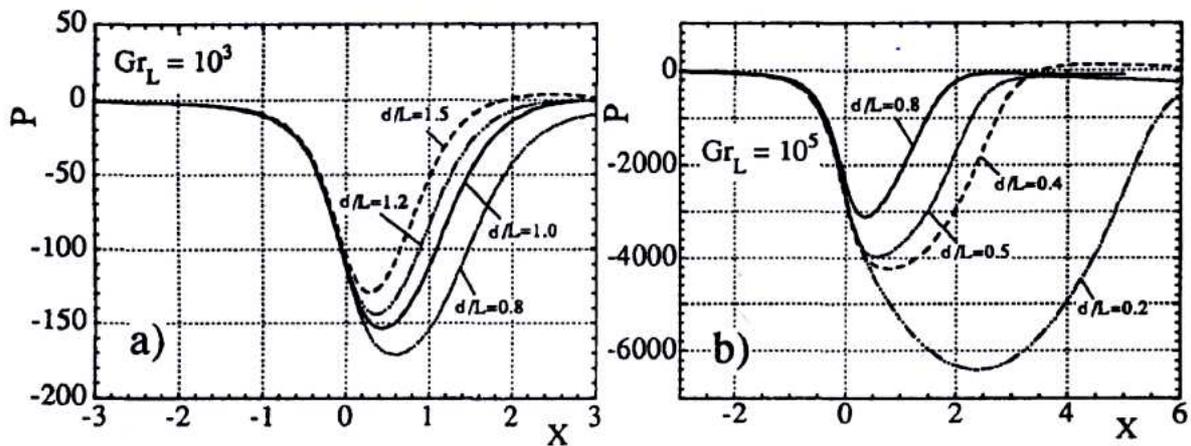
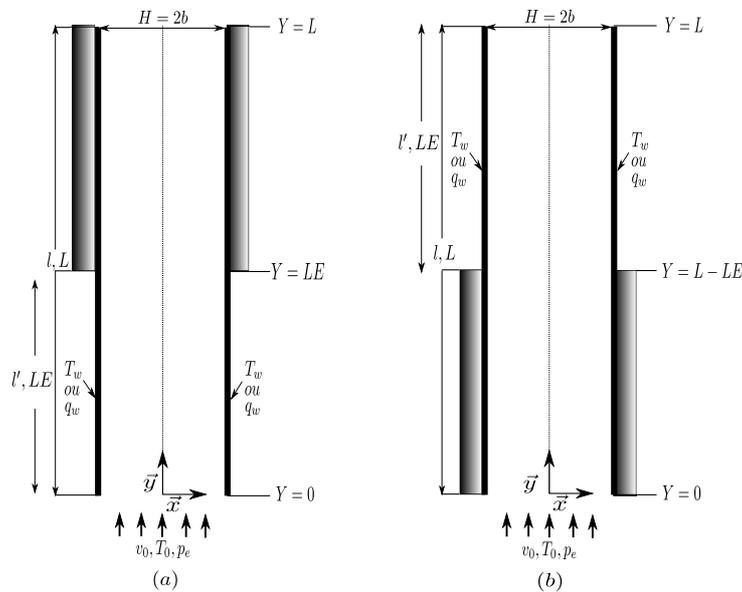


FIGURE I.14 – Comparaisons en terme de pression longitudinale au milieu du canal pour $Gr_L = 10^3, 10^5$ et pour différents rapports de formes [8].

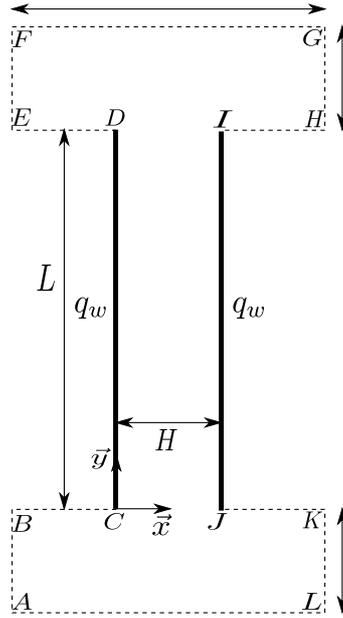


Conditions aux limites dynamiques adimensionnelles

$$\begin{aligned}
 Y = 0, 0 < X < b: V = V_0; P_e = -0.5V_0^2 \\
 Y \geq 0, X = 0: \frac{\partial V}{\partial X} = 0 \\
 0 \leq Y \leq L - LE, X = b: V = 0 \\
 L - LE \leq Y \leq L, X = b: V = 0 \\
 0 \leq Y \leq LE, X = b: V = 0 \\
 LE \leq Y \leq L, X = b: V = 0
 \end{aligned}$$

FIGURE I.15 – Schéma du modèle physique avec les conditions aux limites dynamiques : (a) extension adiabatique non chauffée à l'entrée, (b) extension adiabatique non chauffée en sortie [9]

diffusion de la quantité de mouvement et de l'énergie qui se déroule à l'extérieur du canal et de



Conditions aux limites en vorticité ω et en fonction de courant ψ

$$\frac{\partial^2 \psi}{\partial x^2} = 0, \frac{\partial \omega}{\partial x} = 0 : AB \text{ et } KL$$

$$\frac{\partial^2 \psi}{\partial y^2} = 0, \frac{\partial \omega}{\partial y} = 0 : AL$$

$$\psi = \psi_{w1}, \frac{\partial \omega}{\partial y} = 0, BC \text{ et } DE$$

$$\psi = \psi_{w1}, \frac{\partial \psi}{\partial x} = 0 : CD$$

$$\psi = \psi_{w2}, \frac{\partial \psi}{\partial x} = 0 : IJ$$

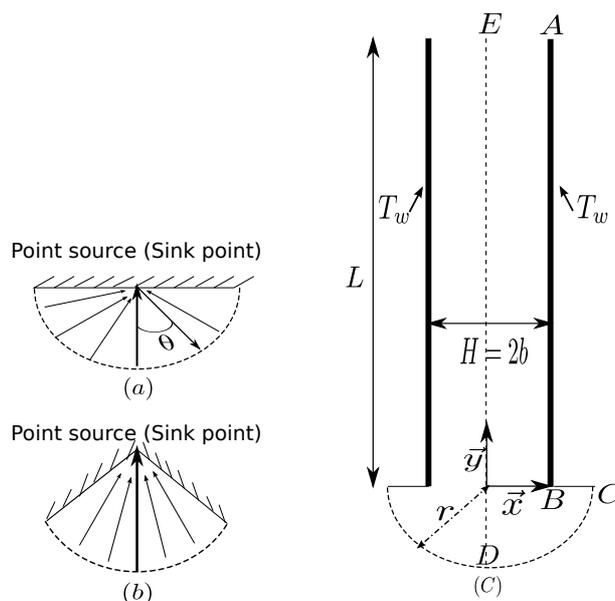
$$\frac{\partial^2 \psi}{\partial x^2} = 0, \frac{\partial \omega}{\partial x} = 0 : EF \text{ et } GH$$

$$\psi = \psi_{w2}, \frac{\partial \psi}{\partial y} = 0 : HI \text{ et } JK$$

FIGURE I.16 – *Domaine de calcul en forme de "I" et les conditions aux limites en vorticité utilisé par Manca et al. [10].*

permettre à l'écoulement de s'établir avant d'arriver à l'entrée. Les conditions aux limites se traduisent finalement par des conditions de gradient nul en vitesse et en pression [6][5] [63] ou en vorticité [62] [46].

Deux études intéressantes traitant les conditions aux limites dynamiques de manière différente à l'entrée du canal sont menées par Naylor et al. [5] et Straatman et al. [11]. Les conditions aux limites dynamiques utilisées à l'entrée du canal sont basées sur l'écoulement de Jeffrey-Hamel (voir figure I.17). Ce dernier correspond à une solution de similarité pour un écoulement généré par la présence d'une source de température « Sink point » au point d'intersection de deux parois. Ces études ont permis de vérifier la relation existante entre l'énergie cinétique et la pression à l'entrée du canal en concordance avec la pression de Bernoulli imposée dans le cas du canal seul dans les études précédentes [6][8][7].



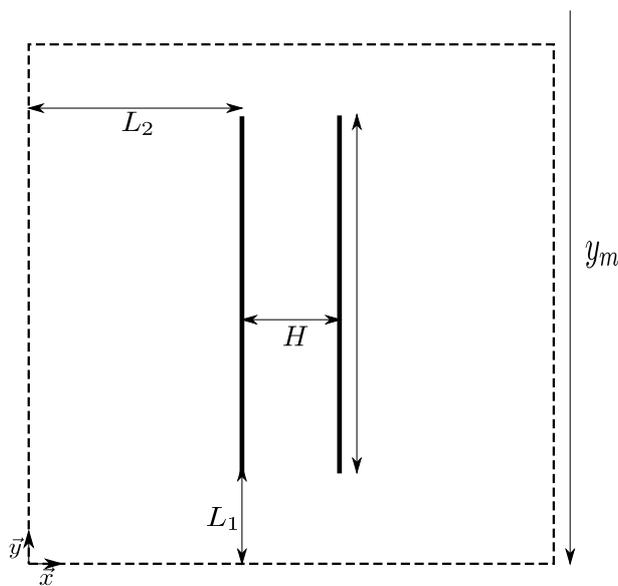
Conditions aux limites dynamiques

$$\begin{aligned}
 u = 0, \frac{\partial v}{\partial x} = 0 &: -r \leq y \leq L, x = 0, DE \\
 u = 0, v = 0 &: 0 \leq y \leq L, x = b, AB \\
 u = 0, v = 0 &: y = 0, b \leq x \leq r, BC \\
 \frac{\partial u}{\partial y} = 0, \frac{\partial u}{\partial y} = 0, p_e = p_0 &: y = L, 0 \leq x \leq b, EA \\
 v_r = 0, v_\theta = 0, p_e = 2\mu \frac{\partial v_r}{\partial r} &: CD
 \end{aligned}$$

FIGURE I.17 – *Domaine de calcul physique pour l'écoulement de Jeffrey-Hamel avec les conditions aux limites dynamiques [11].*

Ramanathan et al. [12] et Poulikakos [65] ont essayé de résoudre le problème des conditions aux limites en mettant le canal dans une large cavité isotherme (voir figure I.18). Les résultats obtenus sont en accord avec l'étude expérimentale de Wirtz and Stutzman [66] seulement pour le cas des faibles nombres de Rayleigh modifié. Cette étude numérique a engendré des temps de calcul importants vu le domaine assez large utilisé. De plus, une correction sur le pré-chauffage de l'air re-entrant dans le canal doit être prise en compte ce qui n'a pas été fait dans cette étude. En effet, l'air ré-entrant dans le canal peut bien être à une température supérieure à la température ambiante si la température de la cavité n'est pas contrôlée. Toutefois, cette étude reste indispensable pour éventuellement étudier les conditions aux limites dynamiques à l'entrée et en sortie du canal. En effet, nous utiliserons cette configuration dans le dernier chapitre de ce manuscrit dans le but de modéliser des condition aux limites en pression à l'entrée et en sortie du canal. Nous essayerons par la suite d'intégrer ces conditions aux limites dans les simulations et de voir leur influence sur le transfert thermique et sur l'écoulement.

En analysant l'opérateur de Stokes provenant de la discrétisation des équations de Navier Stokes à l'aide de la décomposition en valeurs singulières, P. Le Quéré [44] a démontré



Conditions aux limites dynamiques

$$\begin{aligned}
 u, v &= 0 \text{ à } y = 0 \\
 &\text{à } y = y_{max} \\
 &\text{à } x = 0 \\
 &\text{à } x = x_{max} \\
 &\text{à } x = L_2, L_1 \leq y \leq L_1 + L \\
 &\text{à } x = L_2 + H, L_1 \leq y \leq L_1 + L
 \end{aligned}$$

FIGURE I.18 – *Domaine de calcul physique utilisé par Ramanathan et al. [12]*

que certains choix de conditions aux limites entraînent une augmentation de la dimension du noyau de l'opérateur de Stokes (obtenue après discrétisation en temps des équations de conservation de quantité de mouvement), ce qui donne une infinité de solutions au problème. Cette problématique ressurgit particulièrement quand des conditions aux limites du type Neumann homogène sont imposées sur la composante normale de la vitesse à l'entrée et en sortie du canal. En effet, il est connu que le problème de Stokes est un problème singulier [44]. Cela est vrai parce que le triplet $(u, v, p) = (0, 0, 1)$ est solution du problème homogène de Stokes indépendamment des conditions aux limites. P. Le Quéré [44] a montré qu'un profil de Poiseuille pour la vitesse et une pression linéaire selon y (hauteur du canal) satisfont au problème de Stokes homogène. Par conséquent, si une solution des équations non-homogènes est obtenue, elle n'est pas unique à partir du moment où cette solution modifiée par n'importe quel profil de Poiseuille est encore solution des équations non-homogènes (l'opérateur de Stokes est linéaire). Dans le cas de l'étude de Kettleborough [63], la dimension du noyau de Stokes est de 3, ce qui veut dire que le problème de Stokes admet trois valeurs singulières correspondant à trois modes singuliers, un mode connu $(u, v, p) = (0, 0, 1)$ et deux autres inconnus. Quant aux études de Manca et al. [10], Bianco et al. [46], Morrone et al. [8] et Giroux et al. [67], la dimension du noyau de Stokes est de 4, trois modes singuliers sont inconnus. Le problème de Stokes admet donc une infinité de solutions pour tous les cas de figures précédents. L'étude de P. Quéré [44] peut expliquer les discordances observées dans la littérature en terme de champ de vitesse.

Comme expliqué précédemment, la spécification de la vitesse verticale est impossible dans le cas du canal ouvert, de la même façon le débit à l'entrée reste aussi une inconnue du problème. Certains chercheurs ont utilisé des volumes artificiels aux extrémités du canal, d'autres ont mis le canal dans une large cavité, le but étant de repousser les conditions aux limites au loin, permettant de n'imposer aucune condition stricte à l'entrée/sortie du canal. Cependant, ces investigations numériques demandent des temps de calcul et une mémoire considérable. Afin de s'affranchir des temps de calcul que peuvent entraîner les volumes artificiels, il serait judicieux d'utiliser un canal seul. La difficulté qui se pose concerne la définition des conditions aux limites à utiliser afin d'approcher au mieux la réalité physique.

D'une part, pour des nombres de Rayleigh et des rapport de formes assez grands, on peut se concentrer sur la modélisation du canal lui-même en sachant que les effets diffusifs en amont du canal sont négligeables pour cette gamme de paramètres (Ra^* , L/d). D'autre part, si le rapport de forme et le nombre de Rayleigh sont petits, compte tenu des effets diffusifs importants notamment aux frontières ouvertes, on ne peut procéder sans les méthodes précédemment cités [10][46][8][67]. Cela dit, concernant les conditions aux limites en vitesse, la seule possibilité serait de supposer sa dérivée verticale égale à 0 (Neumann homogène), si en plus on suppose que l'écoulement rentre verticalement, la vitesse horizontale peut être mise à 0. En sortie, dans le cas d'un canal suffisamment long, nous pouvons imposer les mêmes conditions aux limites en vitesse imposées à l'entrée. Notons par ailleurs que, l'utilisation des conditions aux limites du type Neumann homogène pour la composante normale de la vitesse donne effectivement une dimension du noyau de l'opérateur de Stokes de 2 [44]. Cela permettra dans des cas particuliers (Bernoulli Global zéro cf. Chap. II §3), en connaissant les modes singuliers de l'opérateur de Stokes, de vérifier les conditions aux limites dynamiques à l'entrée du canal. C'est une nouvelle méthode qui fera l'objet d'une investigation lors de nos simulations numériques.

Quant aux conditions aux limites en pression, en sachant que l'hypothèse $P_e = P_{atm}$ est fautive, la chute de pression entre l'amont et l'entrée du canal (idem pour le fluide entrant en sortie du canal dans le cas d'une recirculation) est prise en compte dans notre étude via le théorème de Bernoulli généralisé. En effet, Aihara [68] a proposé pour la première fois de relier la pression au débit massique en comparaison avec les résultats numériques de Bodoia et Osterle [22]. Dalbert et al. [6] étaient parmi les premiers à prendre en compte de cette chute de pression qui est une mesure de l'énergie nécessaire pour amener le fluide du repos (l'infini) à l'entrée du canal. En utilisant l'écoulement de Jeffrey-Hammel, Naylor [5] et Straatman et al. [11] ont confirmé cette relation entre l'énergie cinétique et la pression à l'entrée du canal. Pour la pression en sortie, elle est supposée nulle en considérant une condition de jet libre.

5 Positionnement et orientations de l'étude

Nous avons présenté dans la première partie de ce chapitre le contexte général de notre étude ainsi que le lien entre l'application étudiée, la façade double-peau photovoltaïque, et la problématique scientifique choisie : l'écoulement de convection naturelle en canal vertical. Nous avons vu dans ce chapitre que le fonctionnement de ce type de système reste encore

mal compris du fait de la complexité des couplages existants entre les différents modes de transfert de chaleur et de masse au sein de la lame d'air. Afin de mieux cerner ces phénomènes complexes, des études expérimentales et numériques sont menées au CETHIL. Dans cette présente thèse, notre contribution porte essentiellement sur l'étude numérique des transferts thermiques et de l'écoulement en convection naturelle dans un canal ouvert.

Afin de fixer l'orientation de nos travaux de recherche, nous avons effectué dans la deuxième partie de ce chapitre une revue bibliographique sur les études de convection naturelle dans un canal vertical ouvert. L'analyse de l'étude bibliographique révèle cependant plusieurs manques liés à notre cas d'étude. D'abord, la majorité des investigations numériques s'est focalisée sur la détermination des échanges convectifs dans le canal. Peu d'études à la fois thermique et dynamique ont été réalisées alors qu'elles sont extrêmement importantes pour la compréhension des phénomènes mis en jeu au sein du canal. Ensuite, l'influence du rayonnement sur l'écoulement de convection naturelle est très peu étudiée. La plupart des études ont été réalisées en utilisant l'air comme fluide de travail, le rayonnement y a été négligé et l'hypothèse de convection naturelle pure a été considérée. Ainsi, l'interaction du rayonnement de surface avec la convection naturelle n'est pas encore complètement investiguée. Enfin, des auteurs ont utilisé l'eau comme fluide de travail afin de s'affranchir du rayonnement entre surfaces et d'étudier seulement la convection naturelle pure. Cependant, aucune étude comparative entre l'eau et l'air en convection naturelle n'a été recensée jusqu'à aujourd'hui dans le cas d'un canal ouvert.

Afin de contribuer à la compréhension des mécanismes physiques mis en jeu en convection naturelle dans un canal ouvert, nous avons décidé de mener une étude numérique de ces écoulements en résolvant les équations de Navier-Stokes sous leur forme elliptique. Concernant la géométrie utilisée, nous avons opté pour un canal seul en vue de s'affranchir des temps de calcul importants que peut engendrer l'utilisation des volumes artificiels à l'entrée et en sortie du canal. Par ailleurs, les équations elliptiques demandent un traitement particulier des conditions aux limites dynamiques (en vitesse et en pression) en géométrie ouverte. Pour cela, nous avons défini les conditions aux limites qui nous semblent les plus appropriées en s'appuyant sur les études numériques menées précédemment dans la littérature.

Après avoir relevé les manques (non-exhaustifs) de la littérature et défini les conditions aux limites entrée/sortie, il a été convenu de mener plusieurs études numériques. La première étape consiste à valider le code numérique en comparant nos résultats avec ceux obtenus dans la littérature pour des problématiques classiques en convection naturelle. Puis, nous procédons à des études numériques sur la thermique et la dynamique d'écoulement accompagnées par des mesures expérimentales existantes. Ainsi, nous relevons et analysons les écarts entre les résultats numériques et expérimentaux. Nous essayons par la suite d'améliorer les prévisions numériques en prenant en compte des phénomènes physiques qui ont été souvent négligés dans la littérature (rayonnement entre surfaces, variation des propriétés thermophysiques en fonction de la température). Par ailleurs, dans le but de vérifier si l'usage conventionnel de l'eau pour modéliser la convection d'air dans un canal vertical donne des résultats raisonnables en terme de champs de température et de vitesse et de relever les différences en terme de structure d'écoulement (taille de recirculation, taille d'écoulement de retour, longueur de

Chapitre I. Contexte et étude bibliographique

pénétration), nous menons une étude comparative de la convection naturelle entre l'eau et l'air dans un canal ouvert. Enfin, en vue d'améliorer les conditions aux limites en pression à l'entrée et en sortie du canal, notamment pour inclure les pertes de charges singulières aux frontières ouvertes, nous tentons de modéliser les conditions aux limites en pression en menant une étude numérique en convection naturelle au sein d'un canal contenu dans une cavité.