



UNIVERSITE
Abdelhamid Ibn Badis
MOSTAGANEM

UNIVERSITE ABDELHAMID IBN BADIS MOSTAGANEM
FACULTÉ DES SCIENCES ET DE LA TECHNOLOGIE
DÉPARTEMENT DE GÉNIE CIVIL

N° D'ORDRE : D...../2015

THÈSE

Présentée pour obtenir

LE DIPLÔME DE DOCTORAT EN-SCIENCES

SPÉCIALITÉ : GENIE CIVIL

Par

MALIKI Mustapha

**MODÉLISATION TRIDIMENSIONNELLE DU
COMPORTEMENT HYGROTHERMIQUE DANS LES PAROIS
MULTICOUCHES DE BÂTIMENTS**

Soutenue publiquement le : 19 Mai 2015, devant le jury composé de :

Président : Mme BELAS Nadia Professeur UMAB -Mostaganem

Examineurs :

Mr KHELAFI Hamid Professeur UST - Oran

Mr MOKHTARI Abderrahmane Medjdoub Professeur UST - Oran

Mr DELLA Noredline MCA Université de Chlef

Directeur : Mr BENDANI Karim Professeur UMAB -Mostaganem

Co-directeur : Mr MISSOUM Hanifi Professeur UMAB- Mostaganem

TABLE DES MATIÈRES

| | |
|--|-----------|
| Résumé..... | i |
| Abstract | ii |
| ملخص | iii |
| | |
| CHAPITRE 1 : <i>Introduction générale</i> | 1 |
| 1.1. Contexte général de la thèse..... | 1 |
| 1.1.1. Economie d'énergie : Enjeux et problématique | 1 |
| 1.1.2. Problèmes liées à l'humidité | 4 |
| 1.2. Objectifs :..... | 8 |
| 1.3. Méthodologie | 8 |
| 1.4. Structure de la thèse :..... | 10 |
| | |
| CHAPITRE 2 : <i>Etat de l'art</i> | 11 |
| 2.1. Introduction | 11 |
| 2.2. Sur l'isolation thermique à haute performance dans le bâtiment..... | 11 |
| 2.2.1. Nécessité de l'isolation thermique..... | 11 |
| 2.2.2. Transfert de chaleur dans les matériaux isolants | 12 |
| 2.2.3. Aérogel..... | 19 |
| 2.2.4. Panneaux isolants sous vide (PIV) | 25 |
| 2.2.5. Autres matériaux d'isolation thermique | 31 |
| 2.2.6. Matériaux de demain..... | 31 |
| 2.2.7. Résumé et comparaison des matériaux | 32 |
| 2.3. Sur la modélisation hygrothermiques des parois de bâtiment..... | 34 |
| 2.3.1. Introduction | 34 |
| 2.3.2. Revue sur les modèles hygrothermiques..... | 34 |
| 2.3.3. Revue sur les logiciels de modélisation | 38 |
| 2.4. Conclusion:..... | 40 |

| | |
|---|-----|
| CHAPITRE 3 : Mécanismes de Transport de chaleur, d'air et d'humidité dans les milieux poreux non saturés | 41 |
| 3.1. Introduction | 41 |
| 3.2. Modèles pour les matériaux poreux | 41 |
| 3.2.1 Relations de la thermodynamique | 41 |
| 3.2.2. Modélisation d'un matériau poreux | 42 |
| 3.2.3. Mécanismes de transport d'humidité..... | 49 |
| 3.3. Transport de chaleur et d'humidité dans l'air | 50 |
| 3.3.1. Considérations générales..... | 50 |
| 3.3.2. Transport d'humidité dans l'air | 59 |
| 3.3.3. Transport de chaleur dans l'air..... | 60 |
| 3.4. Transport couplé de chaleur et d'humidité dans les matériaux poreux..... | 64 |
| 3.4.1. Transport d'humidité dans un matériau poreux | 64 |
| 3.4.2. Transport de chaleur dans un matériau poreux..... | 66 |
| 3.5. Conclusion : | 68 |
| | |
| CHAPITRE 4 : Développement du modèle numérique | 69 |
| 4.1. Introduction | 69 |
| 4.2. Courbe de rétention d'humidité d'un matériau de construction | 70 |
| 4.2.1. Stockage d'humidité dans un matériau de construction | 70 |
| 4.2.2. Equations analytique de la courbe de rétention d'humidité..... | 72 |
| 4.3. Mécanismes de transport d'humidité dans l'enveloppe de bâtiment | 77 |
| 4.3.1. Equations numériques de transfert d'humidité | 78 |
| 4.3.2. Transfert isotherme d'humidité..... | 85 |
| 4.3.3. Transfert non-isotherme d'humidité..... | 85 |
| 4.4. Transfert de chaleur dans l'enveloppe de bâtiment | 86 |
| 4.5. Convection d'air dans l'enveloppe d'une construction | 88 |
| 4.6. Propriétés des matériaux pour la modélisation hygrothermique | 91 |
| 4.7. Conditions aux limites de la modélisation hygrothermique | 95 |
| 4.7.1. Flux d'humidité traversant la surface extérieure..... | 96 |
| 4.7.2. Flux de chaleur traversant la surface extérieure | 96 |
| 4.7.3. Flux d'humidité traversant la surface intérieure | 100 |
| 4.7.4. Flux de chaleur traversant la surface intérieure..... | 100 |
| 4.8. Equations de conservation du transport combiné de chaleur et d'humidité | 101 |

| | |
|---|-----|
| CHAPITRE 5 : <i>Validation du modèle numérique développé</i> | 114 |
| 5.1. Introduction..... | 114 |
| 5.2. Comparaison avec les exercices de références HAMSTAD | 114 |
| 5.2.1. Cas d'une toiture isolée | 115 |
| 5.2.2. Cas d'un mur isolée de l'intérieur | 126 |
| 5.3. Conclusion | 131 |

Aucune entrée de table des matières n'a été trouvée.

| | |
|----------------------------------|-----|
| CONCLUSION GÉNÉRALE | 152 |
|----------------------------------|-----|

| | |
|------------------------------------|-----|
| RÉFÉRENCES BIBLIOGRAPHIQUES | 156 |
|------------------------------------|-----|

Doctorant: MALIKI Mustapha

Spécialité: Civil Engineering

Option: Géotechnique

Titre de la thèse: "Modélisation tridimensionnelle du comportement thermo-hydro-mécanique couplé au transport chimique dans les sols déformables non saturés "

Etablissement: Université Abdelhamid Ibn Badis de Mostaganem - Faculté des sciences et technologies - Département de civil Engineering et architecture

Résumé

Dans cette thèse, un modèle numérique a été développé visant à simuler le transport couplé de chaleur, d'air et d'humidité dans les matériaux poreux non saturés. L'état de l'art relatif au transport de chaleur et de masse dans les milieux poreux non saturés a été mis à contribution. Parmi les principales caractéristiques de ce modèle, on peut citer le couplage multidimensionnel et transitoire du transport hygrothermique, l'intégration de la convection d'air dans la simulation à travers l'équation de Darcy-Boussinesq. En se basant sur les équations de conservation d'énergie et de masse, certaines équations à dérivées partielles non linéaires ont été développés. Les propriétés physiques utilisées dans le présent modèle dépendent de la température et de pression capillaire, considérés comme principaux potentiels conducteurs. La résolution des équations à dérivées partielles gouvernant le transport hygrothermique a été effectuée par un solveur commercial par éléments finis. Un ensemble d'exercices a été présenté dans ce travail afin de montrer la capacité du modèle à prédire le comportement hygrothermique des matériaux poreux non saturés. L'autre aspect essentiel de ce travail est la simulation du transport de chaleur et d'humidité dans les parois multicouches de constructions dans un contexte tridimensionnel. la finalité étant de limiter les déperditions énergétiques et lutter contre les dégâts souvent importants liées à l'humidité.

Mots-clés : Température - humidité - pression capillaire - modélisation tridimensionnelle - milieux poreux non-saturés.

PhD student: MALIKI Mustapha

Specialty: Civil Engineering

Option: Geotechnics

Title of thesis: " Three-dimensional modeling of thermo-hydro-mechanical behavior coupled with chemical transport in unsaturated deformable soils "

Establishment: University Abdelhamid Ibn Badis of Mostaganem - Faculty of sciences and technologies - Department of civil Engineering and architecture

Abstract

In this thesis, a numerical model was developed to simulate the coupled heat, air and moisture transport in unsaturated porous materials. The state of the art knowledge of heat and mass transfer in unsaturated porous media was applied. The major features of this model include multidimensional transient coupling hygrothermal transport and air convection integrated in hygrothermal simulation through Darcy-Boussinesq approximation. Based on energy and mass conservation equations, nonlinear partial differential equations are developed. Measurable physical properties involved in present modeling are dependent on the temperature and the capillary pressure which are considered as driving potentials. A commercial finite element solver was chosen to solve the governing partial differential equations of hygrothermal transport. A set of benchmarks was presented in this work to fit the model's ability to predict the hygrothermal behavior of unsaturated porous materials. The other key aspect of this work is the three-dimensional simulation of heat and moisture transport in the multilayered building envelope. The purpose being to limit energy loss and prevent the building envelope from moisture-related damages.

Keywords : Temperature - moisture - capillary pressure - three-dimensional modeling - unsaturated porous media.

طالب الدكتوراه : مليكي مصطفى

التخصص : هندسة المدنية

الخيار: جيو تقنية

عنوان الرسالة : "النمذجة ثلاثية الأبعاد للسلوك الحراري، المائي والميكانيكي المقترن بالنقل الكيميائي في التربة غير المشبعة القابلة للتشوه"

المؤسسة : جامعة عبد الحميد بن باديس - مستغانم / كلية العلوم و التكنولوجيا / قسم الهندسة المدنية والهندسة المعمارية

ملخص

قمنا من خلال هذه الأطروحة بتطوير نموذج رقمي يسمح بالتنبؤ بنقل الحرارة والهواء والرطوبة المقترنة في الأوساط المسامية الغير المشبعة. وقد استخدمت لهذا الغرض البحوث المتصلة بنقل الحرارة والكتلة في الأوساط المسامية غير المشبعة. من بين السمات الرئيسية لهذا النموذج، الصيغة المتعدد الأبعاد للنقل المقترن للحرارة والكتلة، بالإضافة إلى استخدام الحمل الحراري في التنبؤ من خلال معادلة دارسي-بوسينيسك.

استناداً إلى معادلات الحفاظ على الطاقة والكتلة، تم انشاء بعض المعادلات التفاضلية الجزئية غير الخطية. الخصائص الفيزيائية المستخدمة في النموذج الحالي تعتمد أساساً على درجة الحرارة والضغط الأسموزي. كما قمنا بحل المعادلات ذوات المشتقات الجزئية التي تنظم نقل الحرارة و الرطوبة باستخدام برنامج ذو طابع تجاري. أثبتت مجموعة من التمارين التي قدمت في هذا العمل قدرة النموذج على التنبؤ الجيد بسلوك المواد المسامية غير المشبعة في نقل الحرارة والكتلة.

المحور الأساسي الآخر لهذا العمل يتمثل في التنبؤ بنقل الحرارة والرطوبة في الجدران متعددة الطبقات للأبنية، و ذلك في إطار ثلاثي الأبعاد بهدف الحد من الخسائر في الطاقة ومحاربة الأضرار المتصلة بالرطوبة.

الكلمات الرئيسية : الحرارة - الرطوبة - الضغط الأسموزي - النمذجة ثلاثية الأبعاد - الأوساط المسامية الغير المشبعة.

REMERCIEMENTS

Bien qu'il s'agisse d'une des premières pages de ce manuscrit de thèse, c'est aussi la dernière page que j'ai rédigé. C'est pourquoi, quand j'en suis arrivé à l'écrire, je me suis dit que la fin de l'aventure de la thèse était proche. J'ai repensé à tous les moments passés et, avant d'entamer une nouvelle expérience,

j'ai naturellement souhaité remercier les personnes qui m'ont permis de réaliser le travail dont ce manuscrit est le reflet. Par ces quelques mots, croyez bien que je vous exprime toute ma gratitude.

En premier lieu, je tiens à remercier très chaleureusement Messieurs BENDANI Karim et MISSOUM Hanifi de m'avoir fait l'honneur de diriger ce travail de thèse, dans un délai relativement bref. Ils ont su apporté leur regard très pertinent à ce travail. Leurs grandes qualités scientifiques qui ont nourri nos échanges, leurs relectures, ont été très précieuses et ont eu une grande influence sur mes travaux. Merci à vous de m'avoir laissé libre dans ma démarche tout en gardant toujours en perspective sa finalité.

Mes plus vifs remerciements vont aussi à Madame BELAS Nadia pour m'avoir fait l'honneur de présider mon jury, et messieurs KHELAFI Hamid et MOKHTARI Abderrahmane Medjdoub professeurs à l'USTO pour avoir accepté d'être membre de mon jury.

Je suis reconnaissant envers monsieur DELLA Noreddine, maître de conférences à l'université de chlef, qui a spontanément accepté de participer au jury de cette thèse.

Naturellement, je ne saurais oublier d'adresser mes plus vifs remerciements à mon épouse, pour sa présence, ses précieux conseils et son soutien sans faille au cours de la préparation de cette thèse.

Enfin, je remercie solennellement mon père pour ses constants encouragements ainsi que tous les membres de ma famille et belle famille.

À la mémoire de ma mère

LISTE DES FIGURES

CHAPITRE 1

- Figure 1.1** Consommation énergétique finale en Algérie par secteur en 2005
Figure 1.2 Consommation énergétique finale en Algérie par secteur en 2010
Figure 1.3 Dépense énergétique dans un foyer type
Figure 1.4 Chemins de déperdition d'énergie dans un bâtiment résidentiel
Figure 1.5 Exemples de problèmes et dégâts dans les constructions liés à l'humidité

CHAPITRE 2

- Figure 2.1** Conductivité thermique dans les matériaux poreux
Figure 2.2 Conductivité du gaz calculée pour l'air en fonction de la taille caractéristique du système
Figure 2.3 Conductivité du gaz calculée pour l'air en fonction de la pression et pour différentes valeurs de la taille caractéristique du système
Figure 2.4 Photo d'un aérogel au dessus d'un chalumeau
Figure 2.5 Granulés transparents d'aérogel de silice
Figure 2.6 Tapis d'aérogel de 1x1m
Figure 2. IV :noyau riceet 2.
Luti
lisés
2. IV

CHAPITRE 3

- Figure 3.1** Aspect microscopique d'un matériau poreux
Figure 3.2 Teneur en humidité d'un matériau poreux hygroscopique en fonction de l'humidité relative (isotherme de sorption)
Figure 3.3 Détail d'un pore avec trois mécanismes d'adsorption possibles: adsorption monocouche, adsorption multicouche et condensation capillaire
Figure 3.4 Représentation schématique de l'équilibre dans un pore rempli d'eau

- Figure 3.5** Courbe de rétention d'eau pour un matériau poreux capillaire
- Figure 3.6** Représentation schématique du profile de vitesse adimensionnelle u^+ comme fonction de y^+ . La loi du mur est comparée à l'expérimentation (●)

CHAPITRE 4

- Figure 4.1** Courbe de rétention d'humidité d'un matériau poreux
- Figure 4.2** Courbe de rétention d'humidité d'un panneau en contreplaqué
- Figure 4.3** Schéma d'une coupelle
- Figure 4.4** Perméabilité à l'eau liquide d'un panneau en contreplaqué

CHAPITRE 5

- Figure 5.1** Représentation schématique de la toiture isolée
- Figure 5.2** Conditions aux limites pour la période de simulation (une année).
(a) Pression d'air extérieure et intérieure P_e & P_i
(b) Température ambiante extérieure et intérieure T_e & T_i
- Figure 5.3** Distribution des variables dans la toiture après 8760 heures
(a) Température T (°C), (b) Pression capillaire P_c (Pa)
- Figure 5.4** Teneur en humidité totale dans l'élément porteur
- Figure 5.5** Teneur en humidité totale dans l'isolant
- Figure 5.6** Flux de chaleur moyen traversant la paroi à partir de l'intérieur
(a) 8760 heures (une année); (b) 500 heures
- Figure 5.7** Evolution de la température dans les deux couches après 24h, 48h et 72h
- Figure 5.8** Evolution temporelle de la température dans différentes positions de la paroi
- Figure 5.9** Représentation schématique du mur isolé de l'intérieur
- Figure 5.10** Profile de l'humidité relative à la fin de la simulation
- Figure 5.11** Profile de la température à la fin de la période de simulation

CHAPITRE 6

| | |
|--------------------|--|
| Figure 6.1 | Représentation schématique de la structure mur-dalle étudiée |
| Figure 6.2 | Génération du maillage pour la structure mur/dalle |
| Figure 6.3 | Conditions aux limites pour la période de simulation (20 jours) |
| Figure 6.4 | Les différents matériaux représentés par leurs coefficients de conduction thermique |
| Figure 6.5 | Numérotation des frontières |
| Figure 6.6 | Numérotation des sous domaines |
| Figure 6.7 | Flux de chaleur traversant le mur et la dalle |
| Figure 6.8 | Distribution de la température après 480 heures (°C) |
| Figure 6.9 | Distribution de la pression de vapeur d'eau après 480 heures (Pa) |
| Figure 6.10 | Distribution de la pression atmosphérique après 48 heures |
| Figure 6.11 | Orientation et vitesse de l'air dans la structure |
| Figure 6.12 | Numérotation des domaines de la structure tridimensionnelle étudiée |
| Figure 6.13 | Les différents matériaux représentés par leurs coefficients de conduction thermique |
| Figure 6.14 | Distribution de la température après 48 heures (°C) |
| Figure 6.15 | Flux de chaleur traversant la structure à partir de l'intérieur (W/m ²) (Effet du pont thermique) |
| Figure 6.16 | Déperdition de l'énergie à travers la structure |
| Figure 6.17 | Distribution de la pression de vapeur d'eau après 48 heures (Pa) |
| Figure 6.18 | Distribution du flux diffusif de vapeur d'eau après 48 heures (Pa) |
| Figure 6.19 | Schéma représentatif de la structure étudiée |
| Figure 6.20 | Maillage utilisé pour le système mur/dalle étudié |
| Figure 6.21 | Répartition de la température après 240 heures (10 jours) |
| Figure 6.22 | Orientation et intensité du flux de chaleur par conduction |
| Figure 6.23 | Profile du gradient de température dans le mur à la fin de la simulation |
| Figure 6.24 | Flux traversant le mur à partir de l'intérieure pour les trois types d'isolants |
| Figure 6.25 | Comparaison des flux des flux sortants du mur et de la toiture |

LISTE DES TABLEAUX

CHAPITRE 2

- Tableau 2.1** Conductivité thermique pour quelques matériaux isolants communs
Tableau 2.2 Conductivité thermique pour quelques gaz courants
Tableau 2.3 Exemples de quelques matériaux à faible conductivité thermique

CHAPITRE 4

- Tableau 4.1** Valeurs de P_c en fonction de ϕ calculées à partir de l'équation (4.7)
Tableau 4.2 Mécanismes de transfert d'air, de chaleur et d'humidité
Tableau 4.3 Quelques propriétés thermo-physiques des matériaux utilisés dans le développement du modèle

CHAPITRE 5

- Tableau 5.1** Certaines données générales des matériaux utilisées
Tableau 5.2 Paramètres pour l'ensemble des matériaux utilisés

CHAPITRE 6

- Tableau 6.1** Quelques propriétés des matériaux utilisés
Tableau 6.2 Affectation des frontières et sous domaines
Tableau 6.3 Propriétés thermo-physiques des matériaux
Tableau 6.4 Propriétés thermo-physiques des matériaux utilisés

CHAPITRE I

Introduction générale

1.1. Contexte général de la thèse

1.1.1. *Economie d'énergie : Enjeux et problématique*

Le monde entier est confronté à une augmentation de la consommation énergétique d'une façon accrue depuis déjà plusieurs décennies. Cette augmentation remet fondamentalement en cause le modèle économique qui est tributaire pour son développement d'une quantité colossale d'énergie.

Cette énergie reste dans l'écrasante majorité, d'origine fossile donc non renouvelable à court et moyen terme et qui est la première source des émissions de gaz à effet de serre dans un monde qui souffre déjà des effets de l'activité humaine sur son environnement. Cette augmentation met en péril le mode de gestion de ses ressources aussi bien pour les pays importateurs qui du fait de la raréfaction des réserves d'énergie, se trouvent confrontés à la question de la sécurité d'approvisionnement et au prix juste de l'énergie ; alors que les pays exportateurs comme l'Algérie qui a besoin de liquidité pour se développer voit une part importante de ses ressources financières consacrées à assurer, à coût de subventions, une grande consommation énergétique domestique. Tous les pays ne sont pas égaux devant cette situation, c'est ainsi que le choix de maître en lumière l'évolution des bilans énergétiques de quatre pays. Les États-Unis qui ont le modèle de la consommation énergétique le plus extrême, le Canada qui est connu pour être l'un des pays leader en matière d'efficacité énergétique enfin la France et l'Algérie dont les modèles énergétiques sont assez semblables. Cette évolution montre que le secteur du bâtiment, le résidentiel en particulier est le premier consommateur d'énergie ce qui en fait la première cible.

En Algérie, un grand nombre de logements ne semblent pas répondre aux exigences du confort thermique et d'économie d'énergie. Cela s'explique par l'absence d'une réglementation spécifique d'une part, par le manque de savoir-faire et une méconnaissance du sujet par les maîtres d'ouvrage. L'amélioration des techniques au niveau des matériaux de construction et d'isolation permet aujourd'hui de réaliser des bâtiments qui rassemblent à la fois les qualités esthétiques et thermiques, tout en offrant un cadre de vie plus confortable en

étant consommateur de très peu d'énergie. Une méthode de calcul thermique a été développée afin de réduire au minimum le coût d'énergie employée pour chauffer les bâtiments nouveaux ou existants.

1.1.1.1. Consommation énergétique finale par secteur en Algérie

En 2005, Le secteur des ménages et autres, est le secteur qui inclut le secteur résidentiel-tertiaire avec le secteur de l'agriculture, est le secteur le plus demandeur d'énergie avec 40%, l'industrie a une part de 25% et le transport 35% (Figure 1.1).

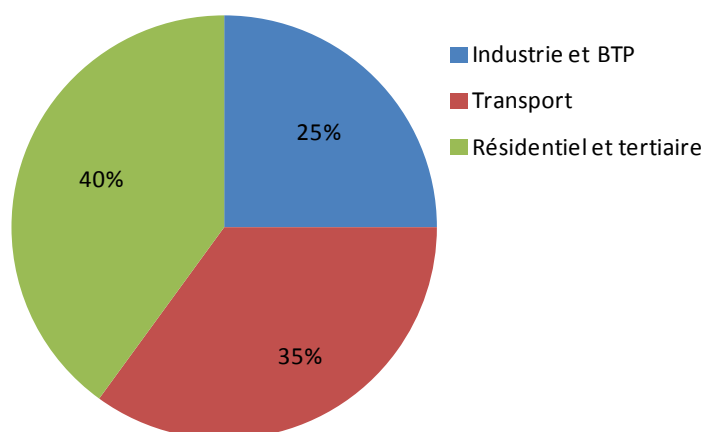


Figure 1.1: Consommation énergétique finale en Algérie par secteur en 2005 (APRUE, 2007)

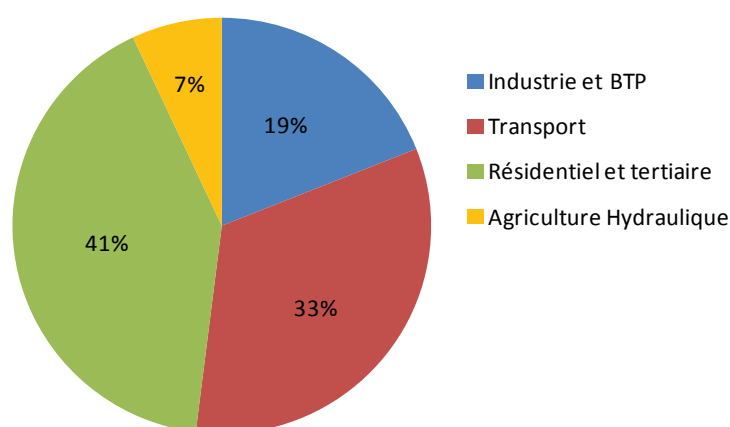


Figure 1.2: Consommation énergétique finale en Algérie par secteur en 2010 (APRUE, 2010)

En 2010, le secteur résidentiel-tertiaire est celui qui demande le plus d'énergie avec pas moins de 41%, suivi du secteur du transport avec 33%, vient ensuite loin le secteur de l'industrie et de l'agriculture avec respectivement 19% et 7% (Figure 1.2). Ces statistiques indiquent qu'il est urgent de rééquilibrer la consommation en passant par une politique de réduction de la consommation et/ou un réajustement à travers l'efficacité énergétique dans le secteur du bâtiment.

Comparé à l'année 2005, en 2010 le secteur résidentiel-tertiaire reste encore le plus énergivore, d'autant plus que la consommation du secteur de l'agriculture est comptabilisée séparément du secteur résidentiel-tertiaire. Il s'agit maintenant de prendre les mesures indispensables pour réduire cet impact à l'image du Canada qui depuis les dernières années est devenu un des pays leader dans le domaine de l'efficacité énergétique devenant ainsi un modèle pour les pays développés pour la gestion durable de leurs énergies et pour les pays en voie de développement un autre chemin possible pour se développer, tout en évitant de passer par les mêmes erreurs des pays industrialisés.

Dans un foyer, le chauffage et la climatisation représentent le premier poste de dépense énergétique (Figure 1.3), ainsi, l'économie d'énergie doit s'opérer en premier lieu sur le chauffage. L'éclairage représente quant à lui 14% de la consommation d'électricité d'une maison, il faut aussi trouver un moyen pour gérer celui-ci. Il y a aussi certains équipements dont les domotiques et les appareils électroniques et électroménagers.

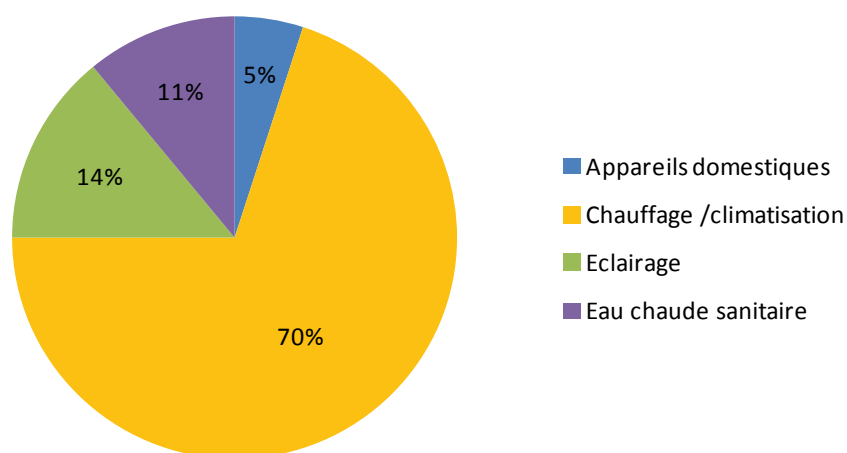


Figure 1.3: Dépense énergétique dans un foyer type

1.1.1.3. Déperditions à travers l'enveloppe d'une construction

Les déperditions thermiques sont les chemins qu'emprunte la chaleur afin de s'échapper des logements en hiver ou pour y entrer en été. Ces déperditions ont des origines multiples : murs, ventilation, infiltrations d'air, vitrages, etc. On estime que 50 à 75% des déperditions de chaleur d'un bâtiment se font au niveau de l'enveloppe. Le schéma de la figure 1.4 montre pour un bâtiment résidentiel, les chemins de déperdition d'énergie vers l'environnement extérieur.

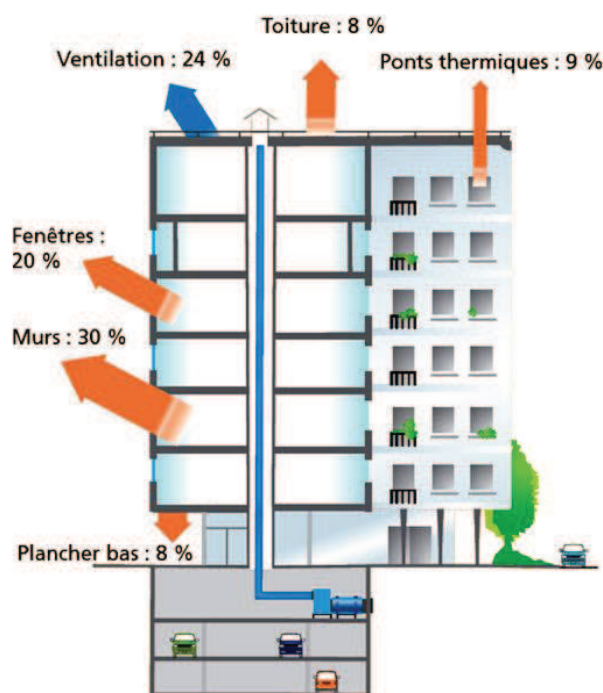


Figure 1.4: Chemins de déperdition d'énergie dans un bâtiment résidentiel

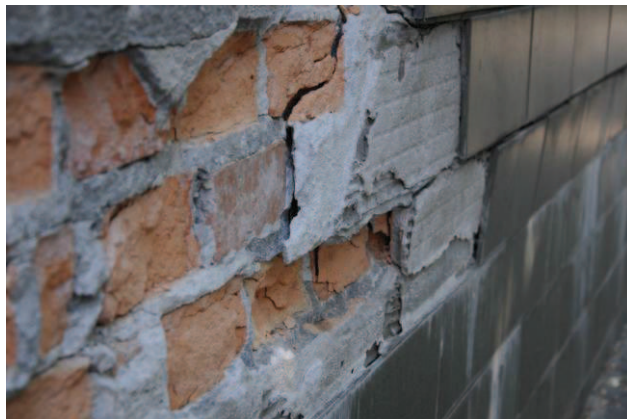
1.1.2. Problèmes liés à l'humidité

Les constructions sont conçues de façon à créer un espace isolé de l'environnement environnant et fournir les conditions environnementales intérieures désirées par les occupants. En plus de l'accomplissement de la fonction de créer des conditions environnementales intérieures favorables, on s'attend à ce que ces constructions soient durables et énergétiquement efficaces. Pour atteindre ces buts, le concepteur doit considérer deux chargements hygrothermiques principaux appliqués à la construction. Ceux-ci sont le chargement climatique extérieur variable dans le temps et incluant : la température ambiante, l'humidité relative, le vent (vitesse et direction), le rayonnement solaire et la précipitation; et

les chargements internes, qui sont exprimés en termes de la quantité de chaleur intérieure et de l'humidité générée ou dégagée, et sont étroitement liés à l'usage initialement prévu pour la construction; par exemple, une piscine produit un chargement d'humidité plus interne qu'un immeuble de bureaux. Une défaillance dans la représentation convenable de ces chargements pendant la conception du bâtiment peut aboutir à de sérieux dégâts dans l'enveloppe de la construction (Figure 1.1.(a, b et c)) et/ou provoquer un risque pour la santé des occupants (Figure 1.1.(d)).



(a) Remontées d'humidité avec efflorescence de sel



(b) Dégâts dus au gel



(c) Effritement de l'enduit suite à l'infiltration de pluie



(d) Formation de moisissure sur le mur d'un local mal aéré

Figure 1.5: exemples de problèmes et dégâts dans les constructions causés par l'humidité

Les conditions environnementales intérieures désirées, le rendement énergétique et la durabilité de la construction devraient être optimisés en considérant ces chargements externes et internes et en choisissant au besoin, des matériaux appropriés et des systèmes mécaniques pour la ventilation, le chauffage, le rafraîchissement, l'humidification et la déshumidification. Ce processus d'optimisation est nécessaire :

- 1) pour assurer un environnement intérieur confortable à l'occupant sachant que les gens passent le plus clair de leur temps (80% environ) à l'intérieur, et que leur productivité dépend de la manière dont ils perçoivent leur environnement intérieur (Fang et al., 1998a, b; Fang, 2002),
- 2) en raison du niveau d'investissement de plus en plus élevé dans la construction, et le coût de maintenance des nouvelles constructions et la réparation dus aux diverses défaillances de la construction,
- 3) en raison de la haute consommation d'énergie des constructions à faible efficacité énergétique, ce qui aboutit à des factures élevées d'énergie pour le maintien des conditions de fonctionnement désirées de la construction. Traiter un aspect de la construction peut mener à des problèmes dans les autres aspects. Par exemple, au début des années 1970 les bâtiments ont été construits et adaptés pour être plus hermétiques et mieux isolés (avec plus d'isolation) pour réduire la consommation d'énergie (Hens, 1996); bien que le rendement énergétique des

constructions ait été amélioré, cette nouvelle stratégie a créé davantage de problèmes pour la durabilité de l'enveloppe du bâtiment en raison de la forte accumulation de l'humidité dans sa structure. Le niveau d'humidité intérieur a été élevé aussi en raison du faible échange d'air, ce qui a abouti à un bas confort des occupants et à des problèmes de santé (Shaw et Kim, 1984; TenWolde, 1988).

Les outils actuels d'analyse intérieure d'énergie, d'une part, et l'enveloppe du bâtiments de l'autre part, sont présentés sous forme de packs séparés et autonomes où aucun lien direct n'existe entre eux, mais en adoptant plutôt des suppositions simplistes sur le second lorsque le premier est conçu. Par exemple, les modèles d'intérieur tentent de prévoir les conditions intérieures avec une approche simplifiée ou sans couplage avec les composantes de la construction elle-même, ce qui pourrait avoir un effet amortissant d'humidité.

Les modèles d'enveloppe de bâtiment, d'autre part, utilisent d'habitude des conditions environnementales intérieures prédéfini dans l'évaluation de la performance hygrothermique d'une composante particulière de la construction. Cependant, les conditions intérieures sont en réalité déterminées par l'équilibre de chaleur et de masse du chargement externe et interne aussi bien que les productions engendrées par des systèmes mécaniques. Les modèles d'énergie ignorent d'habitude l'effet de l'humidité sur le transport thermique et les propriétés de stockage des matériaux (Mendes et al., 2003).

Cependant, la prédiction incorrecte des conditions climatiques intérieures et l'ignorance de l'humidité dans le calcul énergétique peut mener à une prédiction incorrecte du débit de ventilation nécessaire pour supprimer l'humidité intérieure excédentaire, la demande en énergie aussi bien pour le chauffage/climatisation que pour l'humidification/déshumidification nécessaire au maintien des conditions d'exploitation prévues du bâtiment. Une approche intégrée est souhaitée pour traiter ces effets interdépendants et couplés, et pour évaluer et optimiser la performance du bâtiment entier. L'Agence Internationale de l'Energie (IEA) a récemment amorcé un projet de recherche international appelé Annexe 41 "Réponse thermique, atmosphérique et hygrométrique de l'ensemble du bâtiment; MOIST-ENG" (IEA-EXCO Annexe 41, 2003) pour développer et échanger la connaissance dans ce nouvel espace de recherche (approche holistique). Comme observé des résultats des exercices de référence (Rode et al., 2006), les variations des résultats de cette technique de modélisation relativement nouvelle sont significatives, et les modèles nécessitent donc des améliorations. Cette thèse de recherche fait parti prenante de cet effort international pour développer et valider un modèle hygrothermique fiable.

1.2. Objectifs :

Les objectifs de cette thèse incluent le développement d'un outil numérique avancé pour la modélisation hygrothermique, et l'application de cet outil en vue d'investiguer le comportement hygrothermique de plusieurs types de parois de bâtiment dans des conditions climatiques définies.

L'outil hygrothermique développé peut aisément gérer le transport transitoire et multidimensionnel de chaleur, d'air et l'humidité dans les enveloppes multicouches des constructions. Il peut traiter avec précision le flux mixte liquide-vapeur: pour tenir compte des propriétés des matériaux de construction communs utilisés en Algérie et ailleurs; pour coupler des phénomènes météorologiques sévères incluant le rayonnement solaire, le rayonnement à grandes ondes, la précipitation et le vent comme condition aux limites; et pour disposer une source d'humidité à la frontière des composantes de constructions ou à l'intérieur des matériaux de construction afin de simuler une charge d'humidité interne. De plus, l'outil numérique devrait être facile à manipuler et flexible en vue d'être modifié/étendu pour divers projets de recherche.

1.3. Méthodologie

Un outil numérique pour la prédiction du transfert combiné de chaleur, d'air et l'humidité dans les enveloppes des constructions, a été développé en faisant appel au logiciel commercial par éléments finis, COMSOL-MULTIPHYSICS (Ci-après : COMSOL) (COMSOL 2007), afin de résoudre les équations différentielles partielles (EDPs) régissant le transfert hygrothermique. Cet outil de recherche a pour objectif de simuler les réponses hygrothermiques transitoires dans les systèmes d'enveloppe de bâtiments multicouches et multidimensionnels. L'état de l'art inhérent au transfert de chaleur et de masse dans les matériaux de construction est mis à contribution.

Les mécanismes de transfert thermique sont la conduction et la convection de chaleur sensible et latente. Les mécanismes de transfert d'humidité sont la diffusion de vapeur conduite par le gradient de pression de vapeur d'eau, le flux de vapeur par convection d'air et le flux liquide conduit par le gradient de pression capillaire. Le flux de flottabilité dans les cavités creuses comblés avec un isolant fibreux sont traitées par l'approximation de Darcy-Boussinesq. Les propriétés des matériaux utilisés lors de la conception de notre outils sont obtenues à partir des mesures en laboratoire de la conductivité thermique, la chaleur

spécifique, l'isotherme de sorption, la rétention d'eau, la perméabilité à la vapeur, le diffusivité hydrique et la perméabilité à l'air.

Les propriétés des matériaux sont exprimées par des fonctions analytiques ou d'interpolation des variables d'état pour l'humidité. Les conditions aux frontières peuvent être sous forme de données horaires des paramètres météorologiques, comprenant la température, la pression de la vapeur d'eau, le rayonnement solaire, la vitesse du vent et la précipitation; ou des configurations spécifiques. De plus, l'outil développé a la capacité de fixer des sources d'humidité à l'intérieur du matériau ou le long de la surface des composants cachés ou exposés de l'enveloppe du bâtiment afin de simuler le processus d'humidification.

Le solveur commercial COMSOL propose des modèles basées sur les équations et une modélisation multiphysiques entièrement couplée en 2D et 3D; aussi, il peut fonctionner simultanément avec MATLAB pour une modélisation plus étendue. L'utilisateur peut définir intégralement l'objectif de la simulation en recourant à des interfaces graphiques utilisateurs très conviviales; ou par un fichier script. L'utilisateur évite ainsi l'élaboration d'un travail fastidieux d'implémentation et de vérification de l'algorithme de solution et des interfaces entrée-sortie, et peut ainsi se concentrer exclusivement sur le modèle physique de la recherche.

Hébergé dans COMSOL, notre outil offre la flexibilité pour l'utilisateur de construire/modifier/prolonger des modèles; de plus, le travail de modélisation peut être facilement maintenu et transféré entre différents projets ou groupes de recherche. Pour valider l'outil numérique présenté, y compris ses équations régissant, les propriétés des matériaux employés, l'établissement des frontières et leur intégration et aussi tester l'exactitude et l'efficacité de COMSOL comme environnement de modélisation, une comparaison inter-modèle avec des exercices de référence (benchmarks) issus du projet HAMSTAD. L'UE a initié le projet HAMSTAD (Heat, Air and Moisture Standards Development) pour développer un outil de simulation normalisé pour remplacer la méthode Glaser de moins en moins précise (Hagentoft 2002a, b). Considérés comme une contribution majeure au projet, cinq exercices de référence ont été développés pour valider les outils hygrothermiques existants et futurs (Adan et al. 2003).

L'outil numérique que nous avons développé montre une fiabilité et une exactitude globalement satisfaisante dans la prédiction de la performance hygrothermique des

enveloppes des constructions. Certaines recommandations sur la stratégie de conception et le choix des matériaux sont récapitulées sur la base de la simulation numérique.

1.4. Structure de la thèse :

Cette thèse est composée de six chapitres. Après une introduction qui situe le contexte énergétique de notre travail et le besoin de prévenir des dégâts liées à l'accumulation de l'humidité dans les parois poreuses, le chapitre 2 présente un état de l'art sur les isolants thermiques à haute performance, nous avons passé en revue les différentes approches de modélisation du transport d'air, de chaleur et d'humidité dans les matériaux poreux non-saturés appliquées au bâtiment, et finit par une citation non exhaustive des différents logiciels de simulation et de calcul hygrothermique.

Le chapitre 3 expose les différents concepts thermo-physiques de base concernant les matériaux poreux. Les mécanismes de transport de chaleur et de masse à l'intérieur de ces matériaux y sont largement explicités.

Un modèle numérique à base d'équations à dérivées partielles a été développé en chapitre 4, il permet de simuler le comportement hygrothermique transitoire des enveloppes multicouches et multidimensionnelles de bâtiments.

Pour valider notre outil, deux exercices de référence issus du programme européen HAMSTAD ont été utilisés en chapitre 5, une concordance satisfaisante dans les résultats est observée.

La pertinence de l'outil développé en contexte bidimensionnel et tridimensionnel a été investigué au dernier chapitre. Une paroi fabriquée à base de matériaux de constructions locaux a été ensuite modélisée afin de tester différentes configurations du mur en remplaçant la lame d'air, couramment utilisée dans les constructions algériennes, par des matériaux à fort pouvoir isolant.

La thèse se termine par une conclusion générale et une liste de références bibliographiques.

CHAPITRE 2

Etat de l'art

2.1. Introduction

Entrons à présent dans le détail des études et recherches que nous avons pu trouver dans la littérature. Cet état de l'art n'a pas pour vocation d'être exhaustif mais de montrer au lecteur l'apport de nos travaux par rapport aux études existantes reliées au sujet que nous avons étudié en présentant, dans un premier lieu, un panorama bibliographique sur les isolants thermiques à haute performance, en citant leur composition, procédé de fabrication et de mise en place. Nous enchaînons ensuite sur une revue des différentes approches de modélisation du transport d'air, de chaleur et d'humidité dans les matériaux poreux non-saturés constituant l'enveloppe du bâtiment, et finir enfin par une citation non exhaustive des différents logiciels de simulation et de calcul hygrothermique en citant notamment leur domaines d'application et spécificités techniques.

2.2. Sur l'isolation thermique à haute performance dans le bâtiment

2.2.1. Nécessité de l'isolation thermique

Les deux critères nécessaires de la conception thermique des bâtiments sont la protection des occupants d'une manière automatique et passive, des facteurs climatiques pluies, vent, rayonnement, chaud ou froid de diverses parois, et l'optimisation de la consommation énergétique. Le concepteur doit faire en sorte que cette consommation (production de chaud ou de froid) reste dans les limites fixées par la réglementation et les possibilités financières des occupants, tout en assurant un niveau de confort défini par le maître d'ouvrage.

L'isolation thermique introduite par les différents éléments de l'enveloppe de bâtiment constitue un important critère de performance énergétique. Elle permet de réduire les déperditions de chaleur, de réaliser des économies de chauffage, de limiter les émissions de gaz à effet de serre, et de bénéficier d'un meilleur confort de vie.

Il existe un certain nombre de différents matériaux d'isolation thermique utilisés aujourd'hui dans l'industrie du bâtiment. Des matériaux conventionnels, tel que la laine de verre, la laine de roche, le polystyrène expansé (EPS) et le polystyrène extrudé (XPS), requérant une enveloppe de bâtiment épaisse pour assurer une transmission thermique

suffisamment basse. Lors de la rénovation énergétique des vieilles constructions, un certain nombre de facteurs, comme l'espace réduit et les éléments protégées d'une façade, doivent être prise en compte pour réduire l'utilisation d'énergie. Dans un proche avenir de nouveaux matériaux et composants isolants thermiques à haute performance offriront de nouvelles perspectives aux architectes et ingénieurs pour la conception de constructions à efficacité énergétique.

Le protocole de Montréal de 1987 qui est entré en vigueur en force en 1989 a exigé le retrait progressif de la famille de gaz à effet de serre et appauvrissant la couche d'ozone à l'horizon 1996. Les matériaux d'isolation thermique, comme la mousse de polyuréthane (PUR), furent remplis de ces substances qui ont nécessité plusieurs recherches sur la manière de les substituer. A la fin des années 1980 et au début des années 1990, la recherche a été exclusivement concentrée sur le remplacement des substances qui appauvrissent la couche d'ozone à l'image du CFC-11 (trichlorofluoromethane) (Brodt, 1995). De nouveaux matériaux et composants ont été mis sur le marché, comme l'isolation en fibre cellulosique, la mousse de verre, le polyuréthane (PUR), le polyisocyanurate (PIR), le polystyrène expansé (EPS) avec ajout de graphite, l'aérogel et les panneaux d'isolation sous vide (PIV).

Lors de la mise sur le marché de nouveaux matériaux, il très important non seulement de voir les propriétés physiques du matériau comme tels, mais aussi comparer le processus de fabrication et de recyclage du matériau. Il est important de s'assurer qu'aucun effet de rebond ne se produit en basculant vers un matériau plus efficace qui pourrait être plus énergivore dans son procédé de fabrication. Cette bibliographie se concentre sur l'application de l'aérogel et du PIV, puisque ceux-ci sont aujourd'hui incomparablement les composants qui ont le potentiel le plus élevé pour une construction énergétiquement efficiente.

2.2.2. Transfert de chaleur dans les matériaux isolants

La fonction des matériaux isolants est de minimiser le transfert de chaleur à travers la construction. Le transfert de chaleur peut normalement être divisé en trois parties; la conduction à travers le solide, la conduction à travers la phase gazeuse et le rayonnement à travers les pores, comme indiqué dans l'équation (2.1).

$$\lambda_{tot} = \lambda_{gas} + \lambda_{solid} + \lambda_{rad} \quad (W/(m \cdot K)) \quad (2.1)$$

où λ_{tot} , λ_{gas} , λ_{solid} et λ_{rad} ($W/(m \cdot K)$) sont la conductivité totale, la conductivité pour la conduction du gaz, la conductivité pour la conduction du solide et la conductivité pour le rayonnement.

Plus couramment, le plus grand de ces facteurs est la conduction dans le solide. Les matériaux isolants sont donc fortement poreux avec une petite quantité de solide.

Dans un matériau doté d'une petite quantité de solide, l'importance du rayonnement augmentera, comme indiqué dans la Figure 2.1. Ceci crée un optimum du point de vue isolation, pour un matériau donné, où la somme des apports dus au rayonnement et la conduction dans le solide est au minimum. Cette valeur vient s'ajouter à la conduction dans le gaz qui, pour des matériaux isolants conventionnels, peut être considérée comme constante. Ceci donne une conduction thermique totale de bas niveau pour un minimum d'environ 30 ($mW/(m \cdot K)$), pouvant être comparée à la conductivité de l'air estimée à 25 ($mW/(m \cdot K)$). La figure 2. 1 montre aussi la forte corrélation entre la densité et la conductivité.

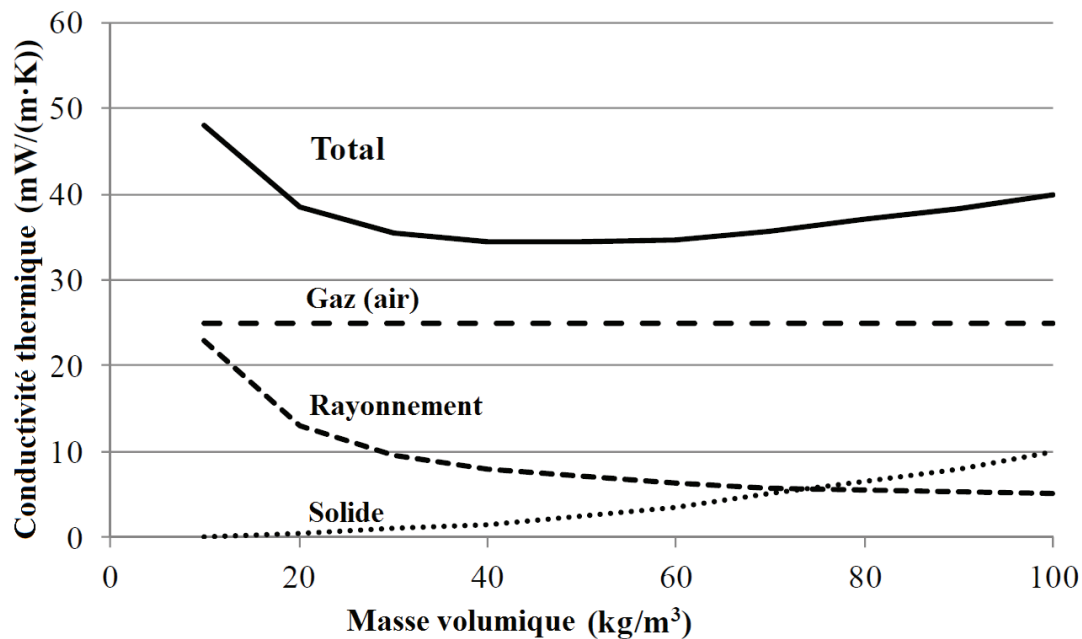


Figure 2.1: Conductivité thermique dans les matériaux poreux divisée en conduction à travers le solide, conduction à travers la phase gazeuse et rayonnement à travers les pores (Simmler et al. 2005).

Parmi les matériaux types dans cette catégorie on trouve la laine minérale, le polystyrène expansé ou extrudé, la fibre de cellulose en vrac ou le verre cellulaire. Leurs conductivités thermiques sont présentés dans le tableau 2.1.

Tableau 2.1: Conductivité thermique de quelques matériaux poreux isolants courants

| <i>Matériau isolant</i> | <i>Conductivité thermique, λ [$mW/(m \cdot K)$]</i> |
|-----------------------------|---|
| Laine minérale | 33-40 |
| Polystyrène expansé/extrudé | 30-40 |
| Fibre de cellulose en vrac | 39-42 |
| Verre cellulaire | 39-45 |

2.2.2.1. Conduction dans le solide

Pour divers matériaux, il existe aussi une certaine différence en terme de conduction dans le solide. Cela rend le matériau solide et ses propriétés physiques d'importance pour la conduction solide. Afin de minimiser la conduction dans le solide, un matériau solide approprié doit être choisi. Comme le montre la figure 2.1, la conduction dans le solide sera diminuée si la masse volumique est réduite. La conductivité effective dans le solide ne changera pas mais l'aire du solide dans une section transversale du matériau diminuera, et provoque ainsi une baisse de la conduction dans le solide par mètre carré de matériau poreux.

Comme mentionné précédemment, une masse volumique diminuée augmentera le flux de chaleur par rayonnement, ce qui diminuera le gain en conduction dans le solide.

2.2.2.2. Rayonnement

Le transfert de chaleur par rayonnement est généré par le rayonnement électromagnétique émis par toutes les surfaces. Le rayonnement net est la différence entre le rayonnement de la surface chaude et le rayonnement de la surface froide. Le taux de transfert de chaleur par rayonnement est fonction de la température d'une surface, et qui peut être décrit par l'équation (2.2).

$$\lambda_r = \frac{16n^2\sigma T^3}{3K} \quad (W/(m \cdot K)) \quad (2.2)$$

où $n[-]$ est l'indice de réfraction, $\sigma \left[J / (K^4 \cdot m^2 \cdot s) \right]$ la constante de Stefan-Boltzmann, de la température moyenne et $K [1/m]$ le coefficient d'extinction. Avec une augmentation de la température, le transfert de chaleur par rayonnement augmente rapidement, ce qui peut être contrecarré par l'addition d'un agent opacifiant à la matière. Des exemples d'opacifiants sont le dioxyde de titane, TiO₂ qui disperse le rayonnement, ou la suie de charbon qui absorbe le rayonnement (Fricke et al, 1991). Les additifs vont abaisser la conductivité, mais en même temps, la transparence du matériau devient plus faible.

2.2.2.3. Conduction du gaz

La conduction du gaz est basé sur le type de gaz et la possibilité pour celui-ci de transférer la chaleur. Pour obtenir une valeur basse, le gaz peut être soit échangé par un gaz à faible conductivité ou bien en empêchant le gaz de transférer la chaleur. Des exemples de gaz et leur conductivité thermique et masse molaire, sont donnés dans le tableau 2.2.

Tableau 2.2: Conductivité et masse molaire de quelques gaz courants

| <i>Matériau isolant</i> | <i>Conductivité thermique,</i> $\lambda \left[mW / (m \cdot K) \right]$ | <i>Masse</i> |
|----------------------------|---|--------------|
| Air | 25.5 | 29 |
| Azote | 24.1 (0°C) | 28 |
| Argon | 16.2 (0°C) | 40 |
| Dioxyde de carbone | 16.2 (25°C) | 44 |
| Trichloromonofluorométhane | 8.3 (30°C) | 137 |

Une solution commune où le gaz est remplacé, sont les fenêtres où l'argon ou le krypton est utilisé entre les vitrages. Un autre exemple est la mousse de polyuréthane où les gaz réactifs à faible conductivité sont piégés dans un système de pores fermé.

La conductivité du gaz peut être réduite en diminuant la taille des pores du matériau. Les collisions entre les molécules de gaz et les solides sont élastiques ce qui transfère de petites quantités d'énergie par rapport aux collisions entre les molécules de gaz. Les plus petits pores entraînent une plus grande probabilité de collision avec les parois des pores plutôt qu'avec d'autres molécules de gaz. Ceci est appelé l'effet Knudsen où la conductivité du gaz, λ_g , est

régie par l'équation (2.3) basée sur le nombre de Knudsen, $K_n [-]$, calculé par l'équation (2.4) (Baetens et al, 2011).

$$\lambda_g = \frac{\lambda_{g0}}{1 + 2\beta K_n} \quad (W/(m \cdot K)) \quad (2.3)$$

$$K_n = \frac{l_{mean}}{\delta} \quad (-) \quad (2.4)$$

où $\delta [m]$ est la taille caractéristique du système, qui peut être interprétée comme étant la distance entre deux murs parallèles, $l_{mean} [m]$ est le libre parcours moyen, $\lambda_{g0} [W/(m \cdot K)]$ est la conductivité du gaz lorsqu'il se déplace librement et $\beta [-]$ est une constante pour l'efficacité du transfert d'énergie entre les molécules de gaz et les parois du pore du solide avec une valeur communément située entre 1,5 et 2 (Baetens et al, 2011).

La conductivité du gaz est fortement dépendante du rapport entre la taille des pores et le libre parcours moyen du gaz à l'intérieur des pores. Le libre parcours moyen, l_{mean} , est la distance moyenne parcourue par une molécule avant de heurter une autre molécule. Cette distance peut être calculée par l'équation (2.5).

$$l_{mean} = \frac{k_B T}{\sqrt{2} \cdot \sigma \cdot P_g} \quad (m) \quad (2.5)$$

où $T [K]$ est la température, $P_g [Pa]$ est la pression, $\sigma [m]$ est l'aire de la section transversale de la molécule et $k_B [1.38 \cdot 10^{-23} J/K]$ est la constante de Boltzmann. Pour l'azote et l'oxygène, les principaux composants de l'air, l'aire de la section transversale de la molécule se situe autour de $0,4 \text{ nm}^2$ (Engel et Reid, 2006). Le libre parcours moyen devient environ 70 nm à température et pression normales ($20 \text{ }^\circ \text{C}$ et 100 kPa). L'effet sur la conductivité est illustré dans la figure 2.2.

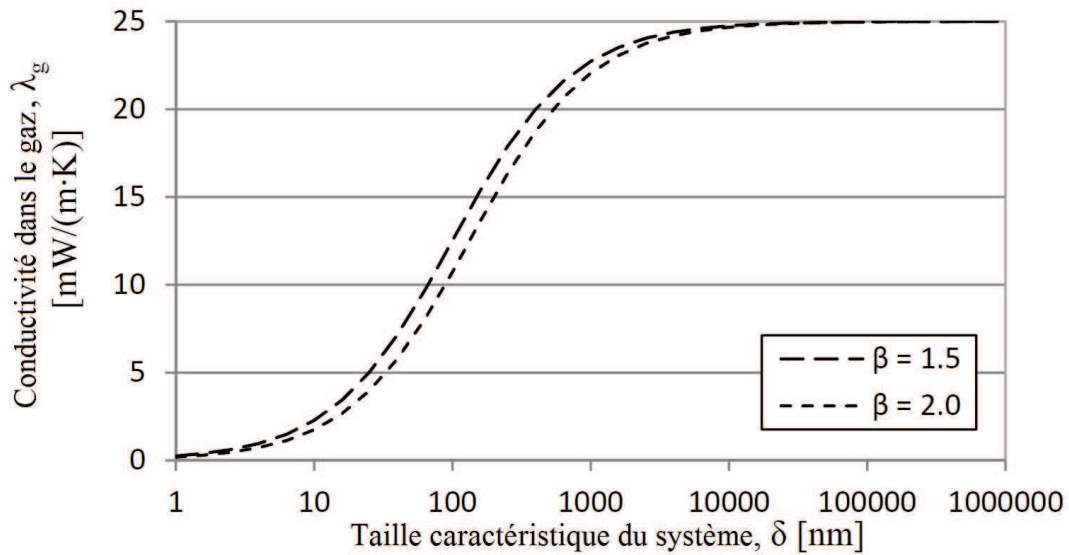


Figure 2.2: Conductivité du gaz calculée pour l'air en fonction de la taille caractéristique du système. La température de service est 20°C et la pression est 100 kPa.

L'effet d'une faible pression sur la conductivité thermique, est fortement dépendante de la taille des pores. Dans l'équation (2.5), la pression figure dans le dénominateur pour le calcul du libre parcours moyen. Une basse pression donne un libre parcours moyen plus long, ce qui génère un effet Knudsen plus important. D'après l'équation (2.3) et l'équation (2.4), on voit que l'augmentation du libre parcours moyen augmentera le nombre de Knudsen et diminuera ainsi la conductivité du gaz. L'effet des variations de pression sur la conductivité est représentée sur la figure 2.3.

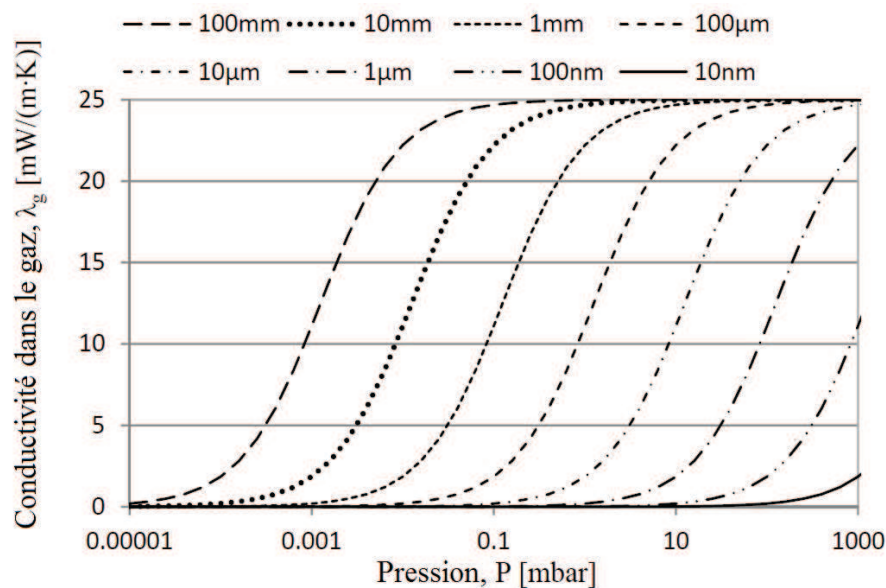


Figure 2.3: Conductivité du gaz calculée pour l'air en fonction de la pression du gaz pour différentes valeurs de la taille caractéristique du système. La température de service est 20°C.

2.2.2.4. Convection dans les matériaux poreux

La convection dans les matériaux poreux peut être scindée en deux types, la convection à l'intérieur des pores et la convection à travers le matériau à l'échelle macroscopique.

Pour les systèmes à pores fermés, comme les EPS, il n'y a pas de convection à l'échelle macro et pour les petits pores, la convection dans les pores peut être négligée, en partie à cause de petites différences de température sur les parois des cellules. Cela signifie que le transfert de chaleur par convection peut être souvent négligé pour des matériaux ayant un système à pores fermés. Pour les matériaux à cellules ouvertes, la macro convection à grande échelle pourrait avoir un effet considérable et ne peut donc pas être négligé.

La macro convection à grande échelle est provoquée soit par convection naturelle ou forcée. Pour la convection naturelle, le mouvement de l'air est créée par les différences de densité résultants des différences de température, tandis que la convection forcée est créé par une différence de pression, due par exemple au vent ou à un extracteur d'air.

La convection naturelle est décrite par le nombre adimensionnel de Nusselt, représenté dans l'équation (2.6), qui est fonction du nombre de Rayleigh modifié, représenté dans l'équation (2.7). La relation entre le nombre de Nusselt et le nombre de Rayleigh est généralement déterminée de manière empirique pour des géométries et des conditions aux limites spécifiques.

$$Ra_m = \frac{\rho_a \cdot c_{pa} \cdot g \cdot \beta_a \cdot d \cdot k \cdot (T^+ - T^-)}{\nu \cdot \lambda_m} \quad (-) \quad (2.6)$$

$$Nu = \frac{q_{avec\ convection}}{q_{sans\ convection}} \quad (-) \quad (2.7)$$

où ρ_a [kg/m^3] est la masse volumique de l'air, c_{pa} [$J/(kg \cdot K)$] est la chaleur spécifique de l'air, g [m/s^2] est l'accélération gravitationnelle, β_a [$1/K$] est la coefficient de dilatation thermique de l'air, d [m] est l'épaisseur du matériau poreux, k [m^2] est la perméabilité, T^+ et T^- [K] sont les températures sur les côtés chaud et froid, respectivement, ν [m^2/s] est la viscosité cinématique, λ_m [$W/(m \cdot K)$] est la conductivité thermique du matériau poreux et q [W/m^2] est le flux de chaleur traversant le matériau.

Le flux d'air à travers une couche d'un matériau poreux généré par la convection forcée peut être calculé par l'équation (2.8). La différence de pression peut être, par exemple, créée soit par le vent ou par un ventilateur.

$$V = A \frac{k \Delta P}{\mu d} \quad (m^3/s) \quad (2.8)$$

où $A [m^2]$ est l'aire, $k [m^2]$ est la perméabilité, $\mu [kg/(m \cdot s)]$ est la viscosité dynamique et $d [m]$ est l'épaisseur de l'isolant.

Les propriétés du matériau pertinentes pour la convection sont la perméabilité, la convection naturelle et forcée, et la conductivité thermique qui n'affecte que la convection naturelle.

2.2.3. Aérogel

Un aérogel est un matériau semblable à un gel où le composant liquide est remplacé par du gaz. Pour être un aérogel, par opposition à un xérogel, la structure solide dans le gel doit être préservée tout au long du séchage (lier, 1979).

Le concept d'aérogels a d'abord été étudiée par Kistler (1931a) dans les années trente. L'hypothèse de Kistler est que le retrait est créé par les forces capillaires pendant le séchage. Pour tester l'hypothèse, Kistler a chauffé ses échantillons de gel à la température critique du liquide tandis que la pression a été maintenue au-dessus de la pression de vapeur du liquide.

Au-delà de la température critique, la transition du liquide en gaz ne soumettra pas la structure du gel aux tensions, ce qui laisse un gel sec avec une structure intacte. Les échantillons ont été testés avec succès sur une large gamme de gels (Kistler, 1931b).

Les plus couramment utilisés dans le bâtiment sont les aérogels de silice qui sont formées à partir d'un gel à base de silicium. Ces derniers sont des aérogels transparents avec une porosité élevée et des pores d'un diamètre moyen dans la plage comprise entre 20 à 40 nm (Soleimani Dorcheh et al., 2008). En raison de l'effet Knudsen, expliqué dans la section 2.2.2.2, la conductivité thermique peut devenir inférieure à celle de l'air immobile ($< 25 mW/(m \cdot K)$).

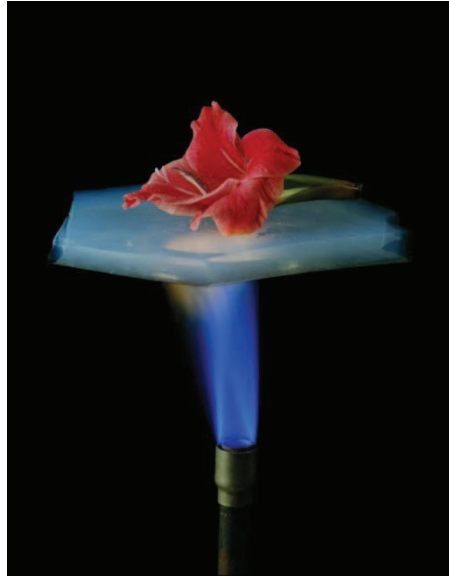


Figure 2.4: Photo d'un aérogel au dessus d'un chalumeau. (Photo: Aerogel, 2012)

L'aérogel peut être produit sous forme de blocs monolithiques, de granulés de finesse variante ou en tapis renforcés par un matériau fibreux. Il existe également une grande variété de composites d'aérogel.

2.2.3.1. Propriétés

L'aérogel de silice monolithique est un matériau fragile. Parmenter et Milstein (1998) ont enregistré une résistance à la compression de l'ordre de 1 MPa, tandis que la résistance à la traction et la résistance au cisaillement étaient beaucoup plus faibles.

Les aérogels de silice ont généralement une masse volumique d'environ 100 kg/m^3 (Soleimani Dorcheh et al., (2008), mais Tillotson et al. (1992) ont réussi à préparer des échantillons à faible masse volumique de l'ordre de 3 kg/m^3 uniquement, ce qui ne représente que 2,5 fois la masse volumique de l'air évaluée à $1,2 \text{ kg/m}^3$. Même ayant une très petite quantité de matière solide, cet aérogel est également doté de très petits pores d'un diamètre variant de 20 à 40 nm. En effet, c'est la combinaison de petits pores et d'une petite fraction de solide qui conduit à la bonne performance thermique de l'aérogel.

Pour les propriétés thermiques de l'aérogel, il existe deux positions différentes, à partir desquelles la performance est optimisée. Les aérogels peuvent être transparents dans une certaine mesure, et donc être utilisés comme un accès à la lumière avec une très faible conductivité thermique par rapport au verre. Dans le même temps, cela signifie une

conductivité du rayonnement relativement grande. L'objectif peut être également d'optimiser les propriétés thermiques et donc essayer de minimiser le rayonnement à travers le matériau.

➤ **Aérogels transparents**

Les aérogels de silice sont généralement transparent. Un exemple de granulés d'aérogel transparents sont présentés dans la figure 2.5.



Figure 2.5: granulés d'aérogel de silice transparents

Nilsson et al (1985) ont atteint une conductivité de $17 \text{ mW}/(m \cdot K)$ pour un aérogel transparent. Les mesures ont été effectuées par la méthode de la bande chaude. La source de chaleur dans la méthode de bande chaude a une très faible émissivité qui donnerait un faible transfert de chaleur rayonnante.

Caps et al (1984) ont quantifié la conductivité radiative et l'ont situé autour de $2 \text{ mW}/(m \cdot K)$ à température ambiante. Pour les applications à haute température, la conductivité radiative bénéficierait d'une importance accrue. Reim et al (2004) concluent que l'aérogel de silice a généralement un coefficient d'extinction très faible pour des ondes électromagnétiques de longueur d'onde inférieure à $7 \mu m$. A température ambiante, la majeure partie de la chaleur rayonne au-dessus de cette limite, mais pour des températures

plus élevées, une plus grande proportion de la chaleur rayonnante se transmet à travers l'aérogel.

➤ *Aérogels opacifiés*

Avec une sorte d'agent opacifiant, la conduction radiative dans l'aérogel peut être réduite. Fricke et al (1991) ont effectué des mesures de conductivité sur les aérogels de silice monolithiques avec différentes masse volumiques et quantité de suie ajoutée. Leur plus faible conductivité thermique enregistrée était de $13 \text{ mW}/(m \cdot K)$ à température ambiante. Ceci a été obtenue pour un échantillon d'aérogel ayant une masse volumique de $120 \text{ kg}/\text{m}^3$ et 5% de teneur en suie.

Fricke et al (1991) ont également constaté que la conductivité solide et la conductivité du gaz est proportionnelle à la masse volumique par le biais de la relation montrée dans les équations (2.9) et (2.10). Hümmer et al (1993) ont utilisé ces relations et une équation de la conductivité radiative pour aboutir à l'équation (2.11), qui est une équation spécifique à la conductivité thermique des aérogels de silice opacifiées.

$$\lambda_{\text{gas}} \propto \rho^{-0.6} \quad (2.9)$$

$$\lambda_{\text{solid}} \propto \rho^{1.5} \quad (2.10)$$

$$\lambda_{\text{tot}}(\rho) = \lambda_{\text{solid},0} \left(\frac{\rho}{\rho_0} \right)^{1.5} + \lambda_{\text{gas},0} \left(\frac{\rho}{\rho_0} \right)^{-0.6} + \lambda_{\text{rad},0} \left(\frac{\rho}{\rho_0} \right)^{-1} \left(\frac{T}{T_0} \right)^3 \quad (2.11)$$

où $\rho \text{ [kg}/\text{m}^3]$ est la masse volumique, $\lambda_{\text{tot}}, \lambda_{\text{gas}}, \lambda_{\text{solid}}$ et $\lambda_{\text{rad}} \text{ [W}/(m \cdot K)]$ sont la conductivité totale, la conductivité de conduction de gaz, la conductivité de conduction solide et la conductivité radiative, $T \text{ [K]}$ est la température et l'indice 0 signifie que les paramètres sont relatés à un matériau de référence.

Hümmer et al (1993) ont étudié la conductivité thermique d'un aérogel opacifiée broyé en granulés ou en poudre. Les aérogels broyés pourraient être utilisés comme remplissage dans des géométries complexes. Les granulés et poudre d'aérogels ont montré tout les deux une conductivité plus élevée ($> 20 \text{ mW}/(m \cdot K)$) par rapport à l'aérogel monolithique à pression ambiante, mais à des pressions plus faibles, la conductivité de la poudre d'aérogel est passée

au-dessous de celle de l'aérogel monolithique. Pour un aérogel en poudre, Hümmer et al (1993) ont atteint la valeur de $1,8 \text{ mW}/(\text{m}\cdot\text{K})$ pour une pression de 1 Pa.

Pour faire face à la fragilité de l'aérogel, celle-ci pourrait être renforcée par une sorte de matière fibreuse. Stepanian et al (2006) ont obtenu un brevet américain sur les aérogels gélifiés. Les aérogels renforcés forment des tapis avec de très petites quantités de solide. Lors de l'application de leur brevet, ils présentèrent des tests où ils avaient atteint une conductivité proche de $10 \text{ mW}/(\text{m}\cdot\text{K})$ à température ambiante. Les tapis sont souples et la résistance au cisaillement et à la traction de l'aérogel sont grandement améliorées. Un tapis d'aérogel est montré en figure 2.6.



Figure 2.6: couverture en aérogel de 1x1m

2.2.3.2. Production

En principe, la fabrication de l'aérogel consiste à remplacer la composante liquide d'un gel de silice (pour l'aérogel de silice) par du gaz. Techniquement, le procédé est plus complexe. En effet, la structure du gel a tendance à s'effondrer quand on le sèche simplement. Celui-ci devient alors poreux et s'effrite.

En pratique, on sèche de l'hydrogel, un gel de silice utilisé notamment pour les lentilles de contact souples, dans des conditions de température et de pression extrêmes en remplaçant l'eau par un liquide comme l'éthanol en présence d'un « précurseur », l'alcoxyde de silice. L'alcoxyde est une sorte de catalyseur pour la réaction. Il est composé d'un alcool et de silicone.

La silice est un composé minéral stable. Ensuite intervient un procédé appelé séchage supercritique (en : supercritical Drying). En thermodynamique, le point critique est une phase de transition se situant entre les liquides et les gaz. Fondamentalement, les états liquide et vapeur sont microscopiquement identiques : ils se caractérisent par un désordre des atomes ou molécules. Aussi, il existe une pression et une température (dites critiques) pour lesquelles cesse brusquement cette courbe de coexistence liquide-vapeur. Au-delà, le corps n'est ni liquide ni gazeux : c'est une phase fluide. C'est par ce procédé qu'on retire l'alcool du gel. Cette opération se fait dans un autoclave à des pressions allant de 50 à 60 bar, des températures de 5 à 10 °C et pendant 12 heures à 6 jours. Le but est alors atteint, on a remplacé le liquide par un gaz sans que la structure du gel ne s'effondre ou réduise de volume. Il existe des procédés pour fabriquer de l'aérogel à température et pression ambiante mais ils sont, pour l'instant, gardés secrets par les industriels.

2.2.3.3. Production

Plusieurs fonctions peuvent être réalisées par l'aérogel. Commercialement, des aérogels dans leur forme granulaire sont combinés aux vitres pour diminuer leurs pertes de chaleur. Après plusieurs séjours dans le *Vomit Comet*, une équipe de recherche⁶ a découvert que la production d'aérogel en impesanteur produit des particules qui ont une taille plus uniforme et qui réduit l'effet de diffusion Rayleigh dans les aérogels en silice, l'aérogel est ainsi plus transparent. Des aérogels transparents en silice pourraient très bien convenir pour diminuer les pertes de chaleur des vitres des immeubles.

La production de plaques d'aérogel à but commercial commence dans les années 2000. Cette plaque est un matériau composite d'aérogel de silice renforcé en fibres qui transforment l'aérogel en matériau durable et flexible. Les propriétés mécaniques et thermiques du produit varient suivant le choix des fibres, du moule de l'aérogel, et des additifs opaques inclus.

En janvier 2004, la sonde *Stardust* utilise de l'aérogel pour capturer des poussières de la comète *Wild 2*. Ces particules de poussière se vaporisent lors de l'impact contre des solides et traversent les gaz, mais elles sont capturées grâce à de l'aérogel. La NASA a également utilisé de l'aérogel pour protéger de la chaleur les robots explorateurs de Mars ainsi que les combinaisons spatiales portées par les astronautes.

En octobre 2014, Bouygues Construction et le chimiste allemand BASF ont signé un partenariat d'innovation afin de poursuivre conjointement le développement d'applications dans le domaine de l'isolation des bâtiments de produits à base d'aérogel de polyuréthane,

appelé « Slentite ». La conductivité thermique très faible du matériau, inférieure à $0,016 W/(m \cdot K)$, permet de remplacer un isolant traditionnel, comme la laine minérale ou le polystyrène, de 25 à 50 %, tout en assurant une régulation hygrothermique de l'ambiance intérieure. Parmi les autres avantages du matériau présenté le 7 octobre 2014, la facilité de découpe sans poussière et la forte résistance mécanique du produit. Les applications à grande échelle ne sont pas pour tout de suite, mais BASF espère trouver un chantier pilote pour 2015[7]. (<http://fr.wikipedia.org/wiki/A%C3%A9rogel>)

Stahl et al (2012) ont mélangés l'aérogel avec un crépis de façade. L'enduit atteint une conductivité de $25 mW/(m \cdot K)$ qui est moindre par rapport aux systèmes classiques de crépissage. La densité était de $200 kg/m^3$. L'enduit en question est encore au stade de développement, mais pourrait constituer une bonne alternative pour l'isolation extérieure lors de la rénovation de bâtiments anciens.

2.2.4. Panneaux isolants sous vide (PIV)

Les panneaux isolants sous vide (PIV) consistent en un matériau central doté de petits pores, d'environ 10 à 100 nm, et enfermé dans un film stratifié mince de faible perméabilité aux gaz. Le matériau de base est mis sous vide à des pressions de 0,2 à 3 mbar qui, en fonction du matériau central, donne une conductivité thermique de 2 à 4 $mW/(m \cdot K)$. Le composé obtenu n'est pas parfaitement étanches au gaz, ce qui permet aux molécules de gaz de se diffuser à travers l'enveloppe, et conduit à une augmentation irréversible de pression dans le PIV. La vitesse de l'augmentation de pression est fonction de la matériau central, le type de stratifié et le climat environnant (Simmler et al., 2005). Cet examen est basé sur la documentation disponible où la plupart des études ont été réalisées sur PIV avec un noyau en fumée de silice et un stratifié multicouche métallisé. D'autres produits existent mais ne sont pas aussi bien décrits dans la littérature.

Vers 1950, un brevet sur un noyau en laine de verre soudé à une feuille d'acier a été déposé aux États-Unis. En 1963, le premier brevet d'un panneau avec un noyau à base d'un matériau nanostructuré a été déposé. Le développement des PIV a continué avec différentes expériences techniques sur le matériau du noyau et l'enveloppe. Les demandes croissantes en nourriture, industries pharmaceutiques et électroniques a stimulé le développement de stratifiés minces à faible perméabilité. Les matériaux nanostructurés qui pourraient être utilisés dans la confection du noyau étaient déjà disponibles dans les années 1930. Cependant,

la production commerciale d'aérogels a été suspendue dans les années 1970, ce qui a contribué au développement de matériaux de base alternatifs (2008 Fricke et al.).

La figure 2.7 montre un type de PIV communément utilisé aujourd'hui (Juin 2012) et qui a été introduit au début des années 1990. Le matériau du noyau était, à ce moment là, de la silice précipitée entouré d'une enveloppe en plastique et d'un film en aluminium de $12 \mu\text{m}$ d'épaisseur. Un autre produit introduit en même temps consistait en un PIV avec une couche centrale en fibre et une enveloppe en tôle mince d'acier soudé de $75 \mu\text{m}$ d'épaisseur. Le produit a été conçu pour l'industrie de réfrigérateurs; la conductivité thermique des produits se situait autour de 2 à $7 \text{ mW}/(\text{m}\cdot\text{K})$. Un PIV avec un remplissage en diatomite et une enveloppe en tôle d'acier de $100 \mu\text{m}$ a également été testé pour application dans les tuyaux de chauffage urbain. La conductivité thermique de la PIV en diatomite était d'environ 5 à $10 \text{ mW}/(\text{m}\cdot\text{K})$. En 1998, la première application de PIV dans un bâtiment a été rapporté de ZAE Bayern où une façade a été isolée avec un PIV (Fricke et al., 2008).

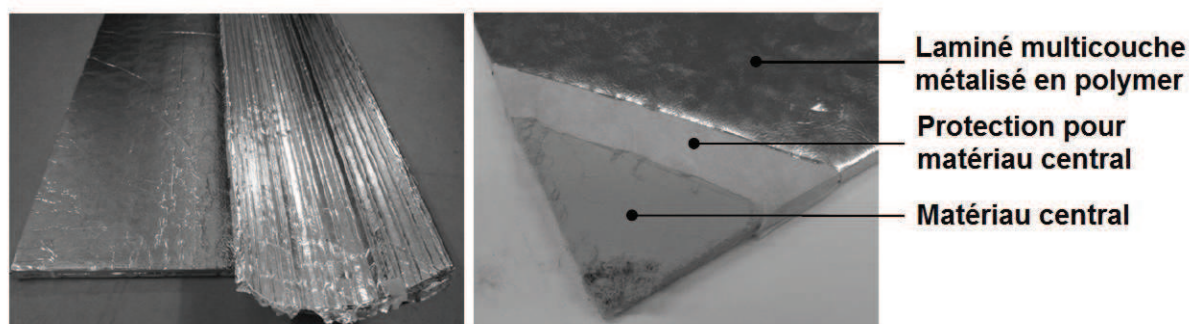


Figure 2.7: VIP plat et plié avec le matériau central, la couche de protection, et le laminé en polymère métallisé multicouche et thermosoudé

L'analyse a montré que 90% de l'énergie utilisée dans la production de PIV est destinée à la matière du noyau, tandis que 4% seulement est utilisée pour la production du Laminé. Avec un matériau de base de remplacement ou bien un processus énergétique plus efficace, les calculs montrent que l'impact environnemental des PIV pourrait être réduit de 45% (Schonhardt et al., 2003).

Diverses solutions de PIV existent avec des conductivités thermiques allant de $0,0042$ à $0,0050 \text{ W}/\text{m}\cdot\text{K}$, soit 6 à 8 fois moins que les plus performantes des laines de verre actuelles. Il s'agit de panneaux destinés à la réalisation de murs-rideaux.

2.2.4.1. Enveloppe

Aujourd'hui, l'enveloppe PIV la plus courante consiste en un laminé de polymère multicouche métallisé et scellé à chaud pour former une enveloppe continue. Des exemples de différentes couches et épaisseurs du laminé sont présentés sur la figure 2.8.

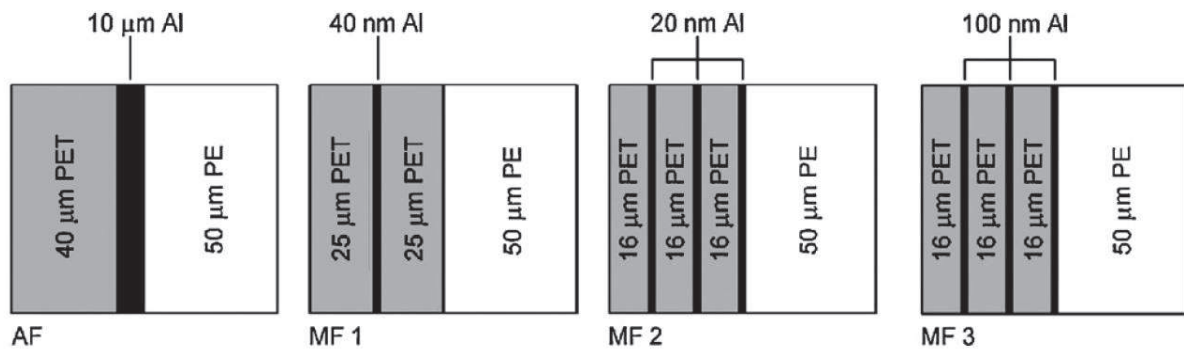


Figure 2.8: les laminés de polymère multicouche métallisés sont utilisés pour encapsuler le matériau du noyau du PIV. Les laminés sont fabriqués en ajoutant successivement des couches de matériau de nature et d'épaisseur variables (Willems et al., 2005).

2.2.4.2. Noyau

Le matériau de base le plus couramment utilisé sur le marché européen pour la confection du noyau est la fumée de silice, qui est produite à partir du tétrachlorure de silicium, par pyrolyse. Le tétrachlorure de silicium est utilisé dans l'industrie du semi-conducteur et dans la production de cellules photovoltaïques. D'autres matières utilisées dans le noyau sont en laine de verre, polyuréthane et polystyrène. La résistance thermique d'un matériau dépend de la conductivité thermique du matériau, de la convection et de la conductivité du gaz solide dans les pores et la radiation entre les surfaces des pores comme indiqué précédemment. La figure 2.9 montre la relation entre la pression ambiante et la conductivité thermique d'un certain nombre de matériaux différents courants du noyau d'un PIV.

Mukhopadhyaya et al. (2008) ont étudié la conductivité thermique de deux composites sous une pression ambiante variable. Les matériaux ont été fabriqués à partir de panneaux isolants fibreux ayant été mélangés avec de la poudre de ponce. Les mesures de conductivité thermique à basse pression ont montré un comportement similaire à la fumée de silice jusqu'à environ 100 mbar, mais était significativement plus élevée à la pression atmosphérique.

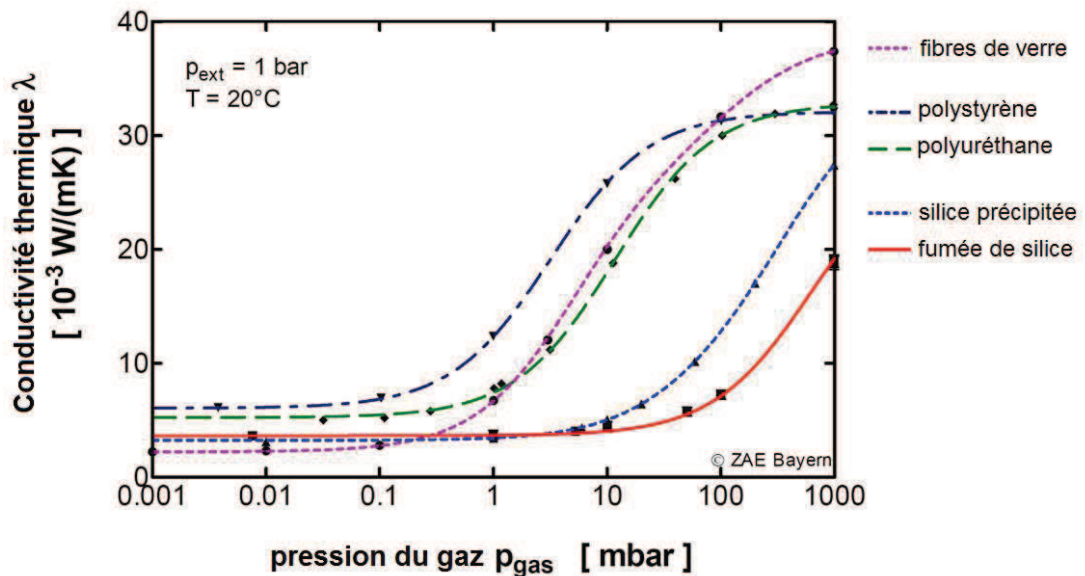


Figure 2.9: Conductivité thermique de différents matériaux utilisés dans le noyau du VIP en fonction de la pression ambiante. La pression atmosphérique normale est de 1 000 mbar (Simmler et al., 2005).

Trois zones distinctes sont visibles dans la figure 4.4 et régies par les trois modes de transfert de chaleur à travers le matériau. La laine de verre est un matériau poreux avec de grandes cavités où le transfert de chaleur par convection et conduction du gaz sont dominants à la pression atmosphérique. Le polystyrène, le polyuréthane et la silice précipitée ont des pores plus petits par rapport à la laine de verre, ce qui signifie que la conduction et la convection de gaz sont plus faibles dans ces matériaux. La taille des pores de la fumée de silice est de l'ordre de 10 à 100 nm, qui est de même ordre de grandeur que le libre parcours moyen des molécules d'air, soit environ 70 nm, à une température normale et à la pression atmosphérique. Lorsque la pression diminue dans le sens du vide, le transfert de chaleur par conduction et convection de gaz diminue aussi, et les transferts de chaleur à travers le solide par rayonnement et conduction sont abandonnés. Ils restent constants, tant que la température et la densité de la matière sont maintenues inchangées.

➤ *conclusion :*

La fumée de silice est avantageuse par rapport aux autres matériaux, puisqu'elle possède une faible conductivité thermique à haute pression interne, ce qui prolonge la durée de vie du PIV. Des matériaux de base alternatifs sont explorés afin de trouver des substituts à la fumée de silice jugée onéreuse.

2.2.4.2. Inconvénients des PIV

Coût : Les PIV sont des produits de pointe, disponibles auprès de 6 à 7 marques en Europe seulement et fabriqués en séries relativement courtes. Leur prix est extrêmement élevé et dépasse 10.000 DA en HT/m² pour des épaisseurs de 25mm.

Dimensions : les PIV possèdent des dimensions fixes et ne peuvent être recoupés sur le chantier. Les entreprises envoient un plan des surfaces à isoler, le fournisseur retourne un plan de calepinage qui maximise l'emploi de panneaux dans des dimensions standards et minimise le nombre de panneaux réalisés sur mesure afin de ne pas faire exploser les coûts de fourniture.

Mise en place : il vaut mieux poser les PIV en couches croisées, sinon, un pont thermique apparaît à chaque joint entre panneaux. Si les PIV sont posés en isolation par l'intérieur, il faut que les occupants successifs du local évitent de planter des clous ou des vis dans le mur.

Durabilité : la longévité dans le temps demeure une inconnue. Les études ont montré qu'après un vieillissement de 700 jours à 50°C et 90% HR, qui correspond à 15 ans de mise en place sur site, la conductivité thermique de l'âme demeurerait faible à 0,008 W/(m·K) Le pont thermique périphérique du VIP peut représenter 25 à 35% de pertes de chaleur. L'étude ne se prononçait pas quant à la fiabilité de l'étanchéité à l'air de l'enveloppe d'aluminium.

2.2.4.3. Production

Il existe un certain nombre d'industriels qui alimentent les producteurs de VIP en film laminé polymère multicouche métallisé. Brunner et al. (2006) décrivent et étudient deux des laminés disponibles à ce moment. Les deux laminés contiennent un certain nombre de couches différentes avec du polyéthylène téréphtalate (PET), de l'aluminium, du polyuréthane (PUR) et du polyéthylène à basse densité (LDPE). L'épaisseur de la couche d'aluminium est de 30 à 100 nm et la couche de PET est de 12 μm . Entre le LDPE métallisée et la couche de PET métallisée, une couche de PUR de 2 μm d'épaisseur a été placée comme couche de collage. L'aluminium a été revêtu sur les couches de PET à l'aide d'un procédé de revêtement sous vide où l'aluminium a été évaporé par un chauffage à résistance et déposé sur le film de PET tout en étant en contact avec un tambour refroidi. Le processus de traitement par lots de rouleaux a lieu dans une chambre à vide de 10^{-4} mbar (Ludwig et al., 2005). Trois couches de PET métallisé ont été utilisés dans la fabrication du laminé fini.

Le PIV final est en grande partie produit suivant un procédé de production manuel où chaque étape nécessite une manutention de la part de l'équipe de production. La fumée de silice est mélangée avec le matériau opacifiant et les fibres, le mélange est ensuite pressé et coupé en feuille avec la taille et la forme appropriées. La feuille est ensuite séchée dans un four jusqu'à ce que l'humidité excédentaire s'évapore. Le matériau sec du noyau est enveloppé dans le laminé qui est plié en laissant trois côtés ouverts. Deux des trois côtés sont thermosoudés pour fermer les ouvertures et le panneau est placé dans une chambre à vide pendant un certain temps. Lorsque la pression est inférieure à 1 mbar, le dernier côté ouvert du panneau est scellé à chaud et le PIV est prêt pour le stockage avant la livraison. Après environ trois semaines, la pression interne est mesurée et si elle dépasse 3 mbar, le panneau est recyclé. Les panneaux avec une pression inférieure à 3 mbar sont livrés au client (Bock, 2011).

2.2.4.4. Applications

Les premières applications de PIV étaient destinées à l'industrie des réfrigérateurs, les congélateurs et glacières d'expédition où l'espace pour l'isolation est limité. Plusieurs millions de PIV sont produits chaque année et le plus grand marché est au Japon, où environ 50% de la production et de la consommation a lieu (Binz et al., 2005). Les réfrigérateurs ont une durée de vie prévue d'environ 15 ans, ce qui diminue les exigences sur la durabilité de longue date des panneaux. Par conséquent, la laine de verre PIV est souvent utilisée dans l'industrie du réfrigérateur.

Au cours des années 2002 à 2005, une équipe de recherche internationale a étudié les possibilités d'utilisation des VIP dans les bâtiments. Des chercheurs de Suisse, d'Allemagne, de France, et des Pays-Bas, de Suède et du Canada ont travaillé ensemble sur l'élaboration de l'annexe 39 de l'AIE / ECBCS (High Performance Thermal Insulation - HiPTI). Au total, 20 bâtiments ont été construits ou rénovés et les répercussions sur la consommation d'énergie, les ponts thermiques et la physique du bâtiment ont été analysés. L'équipe de recherche a conclu que le PIV est devenu un moyen possible et important pour la construction de bâtiments économes en énergie. Il ya des obstacles à surmonter avant que le VIP ne puisse être introduit à grande échelle dans les bâtiments, notamment par rapport au coût de revient et les problèmes liés à la durabilité et la garantie de qualité, (Binz et al., 2005).

Les matériaux isolants classiques nécessitent une enveloppe de bâtiment plus épaisse que ce qui est nécessaire lors de l'utilisation de PIV, ce dernier est donc très intéressant à utiliser

pour un vieux bâtiment faisant l'objet de mesures d'amélioration du rendement énergétique. Cependant, le PIV ne peut pas être adopté sur le site de construction nécessitant des schémas techniques détaillés de la construction. La performance énergétique et d'humidité de la construction ne doit pas être transformé en un état de danger au cas où le PIV est perforé.

Les enquêtes sur les constructions de bâtiments neufs et rénovés à l'aide de PIV ont été réalisées par différents architectes, ingénieurs et chercheurs. Johansson (2012b) présentent une vue exhaustive sur la façon dont le PIV a été utilisé dans un certain nombre de constructions, à la fois dans les nouveaux bâtiments et les anciens bâtiments rénovés.

2.2.5. Autres matériaux d'isolation thermique

Il existe un certain nombre de nouveaux matériaux d'isolation thermique et de composants qui sont utilisés dans l'industrie du bâtiment, tels que le verre cellulaire, le polyuréthane (PUR), le polyisocyanurate (PIR) et le polystyrène avec graphite ajouté. Les matériaux du futur pourraient être basés sur de nouveaux nanomatériaux mélangés avec des matériaux de construction traditionnels, tel que le béton.

2.2.6. Matériaux de demain

Jelle (2011) a présenté un résumé des matériaux d'isolation thermique classiques et novatrices et des composants disponibles aujourd'hui, avec un regard sur ce qui peut être développé à l'avenir. L'un des composants disponible aujourd'hui, mais avec des perspectives discutables, est le panneau remplie de gaz (Gas Filled Panels - GFP). Le GFP est destiné à un usage général, en particulier dans la construction, le plus souvent dans des enveloppes de bâtiments préfabriqués, c'est-à-dire des façades intégrées. Dans le premier mode de réalisation, le panneau est caractérisé en ce qu'il s'agit d'un panneau à deux ou plus de deux compartiments constitué de compartiments au moins approximativement parallèles dans un plan présentant entre eux une distance supérieure ou égale à 8 mm, de préférence comprise entre 8 et 12 mm, remplis d'un gaz isolant qui est un mélange binaire ou tertiaire de gaz sélectionnés parmi les hydrofluorocarbures (HFC), le dioxyde de carbone et l'argon, le mélange présentant une masse moléculaire moyenne supérieure à 50 et inférieure à 71. Dans un second mode de réalisation, le panneau est caractérisé en ce qu'il s'agit d'un panneau à trois ou plus de trois compartiments constitué de compartiments au moins approximativement parallèles dans un plan présentant entre eux une distance supérieure ou égale à 18 mm, de préférence comprise entre 18 et 22 mm, remplis d'un gaz isolant ou d'un mélange de gaz présentant une masse moléculaire moyenne supérieure à 38 et inférieure à 50.

Pour le matériau d'isolation thermique futur, Jelle (2011) prédit de grandes possibilités en utilisant des nanomatériaux sur mesure comme isolant thermique. Une gamme de nouveaux matériaux sont proposés tels que les matériaux d'isolation sous vide (MIV), les nano matériaux d'isolation (NMI), les matériaux d'isolation gazeux (MIG) et les matériaux d'isolation dynamiques (MID). Le développement de ces matériaux vient de commencer, et l'avenir nous dira quel matériau ou composant sera utilisé dans les bâtiments de demain. Les propriétés physiques des matériaux futurs devraient être aussi bonne ou meilleure que le PIV, mais dépourvus de ses inconvénients.

Le PIV ne peut être découpé sur place; il est vulnérable à l'influence mécanique et la diffusion de l'air et de l'humidité. Le MIV est similaire au PIV mais a une structure à pores fermés à la place de l'enveloppe de protection. Il est difficile de garder le vide dans le MIV pendant toute sa durée de vie (Jelle, 2011).

Le MIG qui est similaire au VIM mais avec un remplissage de gaz, reste une alternative fiable. le MIG aura probablement une durée de vie plus longue que le MIV étant donné que la structure des pores ne sera pas exposé à la même différence de pression (Jelle, 2011).

Le matériau le plus éloigné est le NMI qui est un développement de la PIV mais dépourvu d'enveloppe. Les pores du NMI devrait être d'environ 40 nm, ce qui signifie que l'effet Knudsen aura une influence importante sur la conduite de gaz dans le matériau, voir figure 2.3. Pour créer une faible conductivité thermique du matériau, la conduction à travers la matière solide et le rayonnement doivent être réduits au minimum. Si une faible conductivité thermique peut être atteinte, le NMI pourrait être le matériau de demain (Jelle, 2011).

Le MID contrôlerait activement la conductivité thermique du matériau, soit en faisant varier la pression du gaz interne, l'émissivité dans le matériau ou la conduction à travers le solide. Le MID devrait fonctionner de la même manière que les matériaux à changement de phase et électrochromiques, c'est à dire, en s'adaptant aux changements du climat environnant (Jelle, 2011).

2.2.7. Résumé et comparaison des matériaux

Cette revue bibliographique a présenté une étude sur les différents composants des matériaux isolants thermique. Avec la connaissance des mécanismes de transfert de chaleur de base et des moyens pour réduire la conductivité thermique totale d'un matériau ou d'un composant, de nouveaux matériaux et composants isolants ont été décrits. Un résumé de la conductivité thermique des matières est présenté au tableau 2.1.

| <i>Matériau</i> | <i>Conductivité thermique, (mW/(m·K))</i> |
|--|---|
| Aérogel opaque | 13-20 |
| Aérogel transparent (évac/ambient) | 10/17-20 |
| PIV (Panneau Isolé sous Vide (évac/percé)) | 4/20 |
| PSE (Polystyrène expansé) | 36 |
| XPS (Polystyrène extrudé) | 34 |
| PSE avec graphite | 31 |
| PUR (polyuréthane) | 24 |
| PIR (polyisocyanurate) | 22 |
| Enduit avec aérogel | 25 |

Les aérogels sont encore en développement. La production est énergivore, ce qui les rend coûteux et problématiques du point de vue économie d'énergie, bien que d'autres moyens de production sont actuellement à l'étude pour réduire la consommation d'énergie.

Pour les fenêtres, les aérogels évacués peuvent réduire les pertes thermiques de façon significative, mais l'évacuation créera des problèmes d'étanchéité et des ponts thermiques comme indiqué pour les PIV.

Pour les fenêtres à pression atmosphérique, l'aérogel n'est pas plus performant que les fenêtres à triple vitrage pour une même transmission solaire. Les aérogels transparents pourraient bien fonctionner comme isolant autour des capteurs solaires pour accroître leur efficacité en réduisant les pertes de chaleur.

Il y a quelques formats prometteurs d'aérogels opaques. Les couvertures d'aérogel sont souples et faciles à monter, même pour des géométries complexes. Les couvertures peuvent être coupés et ajustés sur le site de construction. Un enduit avec plus d'aérogel pourrait remplacer l'enduit sur les vieilles façades. Cela expliciterait les avantages de l'isolation extérieure sans modification de l'aspect de la construction.

L'utilisation du PIV est durable dans les planchers, les plafonds et les murs. Il est important de sensibiliser le personnel travaillant avec des PIV de l'importance de la manipulation soignée et de la connaissance des conséquences inhérentes à la destruction d'un panneau. Un spécialiste doit être présent pendant le processus de planification et d'installation.

Le PIV doit être bien protégé contre les dommages mécaniques puisque l'efficacité énergétique de la construction est fortement réduite dans le cas où le PIV est percé. Le coût du PIV est encore trop élevé pour son emploi dans des projets ordinaires de logement; néanmoins, le coût supplémentaire peut être justifié par des économies d'espace ou lorsqu'il s'agit de bâtiments à fortes valeurs culturelles. Enfin, vu que les méthodes de production sont en constant développement et que la quantité de produit PIV est en franche augmentation, le coût de production pourrait inéluctablement baisser.

2.3. Sur la modélisation hygrothermiques des parois de bâtiment

2.3.1. Introduction

Une modélisation précise du transport couplé de chaleur, d'air et d'humidité (HAM) à travers un milieu poreux revêt un intérêt particulier pour de nombreux domaines de l'ingénierie tels que l'infiltration des polluants, le séchage dans les solides et les sols poreux, le séchage du bois et du papiers, la mécanique des sols, l'isolation thermique des bâtiments, etc...[4-7]. L'infiltration d'air à travers les constructions de bâtiments perméables est d'une importance primordiale dans le domaine de la construction; c'est un facteur qui peut considérablement affecter leur performance hygrothermique. Les effets de l'humidité sont encore plus importantes car le flux d'air est capable de transporter de grandes quantités de vapeur d'eau dans la construction et ensuite provoquer une condensation interstitielle très élevée. Cela peut même entraîner des dommages graves et irréversibles dans les constructions perméables et / ou présentant d'importantes fuites d'air. En outre, l'accumulation d'humidité dans le matériau de l'enveloppe du bâtiment peut conduire à une mauvaise performance thermique de l'enveloppe, à la dégradation des matières organiques et la détérioration de la structure. Par conséquent, dans le contexte de la construction, les modèles mathématiques détaillées sont nécessaires pour augmenter la précision des calculs de transport de chaleur, d'air et d'humidité entre l'extérieur et l'intérieur pour une meilleure prévision des charges thermiques, du confort thermique intérieur et des indices de qualité de l'air et du risque de croissance de moisissures.

2.3.2. Revue sur les modèles hygrothermiques

Divers modèles hygrothermiques ont été utilisés pour évaluer la performance d'un mur exposé aux intempéries dans des sites géographiques différents [8-10]. Pour décrire le transfert hygrothermique dans les milieux poreux capillaires, Luikov [10] s'est penché sur

l'analogie entre la migration de l'humidité et le transfert de chaleur, et à développer et concevoir un modèle qui utilise la température et la teneur en humidité comme potentiels conducteurs. Par ailleurs, il suppose que le transport capillaire est proportionnel à la teneur en humidité et du gradient de température. En outre, par analogie avec la chaleur spécifique, il a présenté la capacité spécifique massique qui est définie comme étant la dérivée de la teneur en eau par rapport au potentiel de masse. Ce modèle est applicable aussi bien pour les matériaux hygroscopiques et non hygroscopiques. Ce modèle a été utilisé par plusieurs chercheurs [11-13]. Parmi ces auteurs, on peut citer (1) Pedersen [14] qui utilise la pression de succion capillaire, (2) Kunzel et Kiessl [15] qui ont considéré l'humidité relative et (3) Mendes et Philippe [8] qui ont montré que les gradients d'humidité peut être utilisée comme force motrice de la chaleur et le calcul du transport d'humidité à travers l'interface entre des matériaux poreux ayant des fonctions de distribution de taille des pores différentes. La méthode de calcul utilisée par ces auteurs semble correct, car elle tient compte d'un tel phénomène de discontinuité à l'interface. Toujours en ce qui concerne le transfert de chaleur à travers l'enveloppe du bâtiment, il ya certains aspects qui doivent être pris en charge par le calcul complexe, tel la multidimensionnalité du phénomène, son comportement transitoire, et les conditions d'humidité.

Bien que la littérature renseigne exhaustivement sur l'importance du transport d'air dans les milieux poreux non saturés, et les parois multicouches de bâtiments plus spécifiquement, quelques modèles HAM existants considèrent l'air comme une composante de la masse active, et lorsque c'est le cas, le niveau de complexité qui est utilisé pour décrire le transport d'air conduit à un bilan couplé de masse et d'air incluant à la fois la convection naturelle et forcée. Les modèles entièrement couplés incluant cette dernière approche combinée au transport détaillé de la chaleur, de la vapeur et au transport d'humidité liquide sont rares. Seuls quelques codes de simulation issus de la recherche spécialisée en mesure de résoudre des problèmes spécifiques existent aujourd'hui, tels que le modèle établi par Qin et al. [18]. La plupart de ces récents modèles utilisent des solveurs commerciaux tels que COMSOL Multiphysics- [18,24,46]. Etant donné de la grande différence dans les échelles de temps entre le transport d'air et celui de la chaleur et d'humidité, la stabilité numérique ou les contraintes sur la précision de ces solveurs se traduira généralement en de très petits pas de temps, et donc, en de longues périodes de simulation.

Actuellement, une grande variété d'outils de modélisation du transport combiné d'air, de chaleur et d'humidité sont disponibles. L'état de l'art sur les différents codes de simulation

pour le transport de chaleur et de masse dans les bâtiments a été établi par Woloszyn et Rode [16]. De plus, une vue d'ensemble des différentes approches de modélisation du transport de chaleur et d'humidité a été réalisée par Woloszyn et al. [17]. En outre, la simulation du transfert couplé de chaleur et d'humidité dans les bâtiments climatisés et son impact sur la demande en énergie a été présenté par Qin et al. [18]. A l'heure actuelle, d'importants programmes et codes de simulation publiés sont disponibles traitant du transfert d'humidité dans les bâtiments, des matériaux et éléments de construction, et permettent la prédiction de l'environnement thermique intérieur [20, 21]. Il existe également des modèles de base intéressants pour la simulation du transport couplé de chaleur et d'humidité fournissant une méthode fiable où des processus possibles associés aux dommages dans les matériaux et éléments de construction peuvent être prédits [22, 23].

Dans cette optique, Qinru et al. [24] ont développé un outil numérique pour prédire le transport combiné de chaleur, d'air et de d'humidité dans l'enveloppe du bâtiment, en abrégé HAM-BE, en utilisant un logiciel commercial de simulation par éléments finis appelé COMSOL Multiphysics qui est également utilisé dans le présent travail; les propriétés du matériau ont été exprimées par des fonctions analytiques ou d'interpolation de variables d'état d'humidité. Le transport convectif d'air peut jouer un rôle important dans la prédiction de la distribution de à la fois la température et de l'humidité à l'intérieur de l'enveloppe poreuse du bâtiment [12], l'effet dominant du flux convectif de vapeur a été également remarqué.

Plus récemment, Yanfeng et al. [25] ont évalué la température de la surface interne d'une paroi constituée de matériaux différents. Ils ont conclu que lorsque le transport de l'humidité est pris en compte, la température de la surface interne a un effet rafraichissant sur l'air intérieur et est bénéfique pour l'amélioration de l'environnement thermique intérieur pendant les heures de travail en été. Qin et al. [18, 26] ont proposé deux solutions numériques unidimensionnel et bidimensionnel sur la base sur une méthode mixte éléments finis volumiques-différences finies, avec schéma totalement implicite en temps. Dans leur travail, ils ont adopté la teneur en vapeur et la température comme potentiels moteurs principaux.

L'évaluation des risques d'endommagement d'objets de valeur lié à l'humidité, pour les cas de gradients élevés de température ou d'humidité dans l'air, est décrit par le couplage d'un modèle de transport de chaleur et d'humidité dans les matériaux poreux à un logiciel commercial CFD (Computational Fluid Dynamics) [27].

Litavcova et al. [28] ont mis au point un modèle mathématique considérant l'eau liquide et la diffusion de la vapeur dans un matériau humide comme deux processus distincts. Leurs résultats sont comparés avec une solution de transfert de l'humidité de transfert classique qui représente à la fois l'eau liquide et la vapeur comme unique variable de l'humidité. Janssen et al. [29] ont montré que la discrétisation temporelle commune des équations non linéaires peut générer des erreurs de conservation, pouvant être résolus en partant de la forme de l'équation de transfert mixte. Il est à noter que les trois phénomènes de transport ont été couplés et résolues simultanément pour la température, l'humidité relative et la pression, considérées comme potentiels conducteur par Tariku et al. [30]. Ils se sont appuyés sur la méthode dite HAMFIT qui nécessite moins de temps d'implémentation et offre un degré élevé de transparence et de souplesse dans la modélisation des équations couplées aux dérivées partielles. Dufourestel [31] utilise la pression de vapeur en tant que potentiel et montre que son modèle est équivalent au modèle de Vries [32].

Un modèle récemment développé de transport couplé de chaleur et d'humidité incluant le transport de l'humidité dans ses états vapeur et liquide a été présenté par Van Belleghem et al. [33], il dispose d'un champs d'utilisation plus large, car il peut être utilisé pour étudier la diffusion de vapeur à travers des matériaux poreux et le transport capillaire de l'humidité. Le modèle se prête à étudier les phénomènes de séchage des matériaux poreux et a été validée par rapport à une expérience de séchage dans laquelle la brique en céramique est utilisé comme matériau poreux.

Un modèle tridimensionnel de transport de chaleur et de vapeur d'eau dans les matériaux poreux est intégré dans un logiciel commercial CFD (Steeman et al. [34]). Ce nouveau modèle permet de prendre l'effet des distributions de l'air intérieur en compte lors de la simulation de la réponse hygrique d'objets poreux. Le modèle couplé a été validé par des expériences en chambre climatique.

Certaines tentatives de combinaison de CFD et HAM peuvent être trouvés dans Mortensen et al. [35] et Defraeye et al. [36]. Defraeye a appliqué une procédure de couplage externe et utilisé des modèles CFD et HAM séparés qui ont ensuite été combinées en transférant et en fixant les conditions aux limites d'un modèle à l'autre. Ces récentes tentatives visant à combiner des modèles HAM existants avec des outils CFD sont très prometteuses; elles permettent une modélisation plus précise et détaillée de l'influence de la convection sur le transport de chaleur et d'humidité dans les matériaux poreux. Toutefois, le développement de ces modèles hygrothermiques est toujours en cours.

2.3.3. Revue sur les logiciels de modélisation

Nous présentons ci-après quelques outils de simulation ayant servi dans l'élaboration de l'annexe 41 (Whole Building Hygrothermal Modeling), et capables de simuler le comportement hygrothermique d'un bâtiment entier. Néanmoins, Ceci ne peut en aucun cas représenter une liste exhaustive de tous les outils de simulation qui peuvent exister dans différents pays.

➤ *BSim*

Rode et Grau (2003 et 2004) présentent le programme BSim2000 (www.bsim.dk), qui est un outil de conception et de calcul pour l'analyse du climat intérieur, la consommation d'énergie, et la performance de l'éclairage du bâtiment, développé par l'institut danois de recherche en construction. Le cœur du système est un modèle commun de données sur le bâtiment partagé par des outils de conception, et muni d'une base de données commune avec des matériaux de construction typiques, des constructions, des fenêtres et des portes. Le logiciel peut représenter un bâtiment multizone avec les gains de chaleur, le rayonnement solaire par les fenêtres (avec des ombres), le chauffage, la climatisation, la ventilation, le photovoltaïque, et l'infiltration, mais aussi un modèle transitoire d'humidité pour l'ensemble du bâtiment.

➤ *HAMFitPlus*

HAMFitPlus a été développé dans le cadre du projet Annexe 41 par Tariku et al. (2006). Cet outil de simulation hygrothermique du bâtiment entier est utilisé pour évaluer la durabilité, les conditions d'intérieur (confort des occupants), et aussi l'efficacité énergétique du bâtiment d'une manière intégrée. Le modèle inclut le chauffage, le transport d'air et d'humidité dans les éléments de construction de l'enveloppe et l'air intérieur, en tenant compte des sources de chaleur et d'humidité à l'intérieur, des systèmes HVAC (Heat, Ventilation and Air-Conditioning), et de l'interaction dynamique des mécanismes de transport d'air de chaleur et d'humidité avec les composants de l'enveloppe du bâtiment.

➤ *HAMLab*

Une nouvel outil de modélisation intégrée d'air, de chaleur et d'humidité sous MATLAB nommé HAMLab (sts.bwk.tue.nl/hamlab) a été présenté par van Schijndel (2007) et de Wit (2006). Le modèle numérique implémenté est constitué d'une partie continue pour le système HVAC et le climat intérieur résolu avec un pas de temps variable, et une partie discrète résolu avec un pas de temps d'une heure pour la température extérieure. La combinaison de la

modélisation de l'outil développé sous MATLAB/Simulink avec COMSOL permet la modélisation complète d'une pièce avec les transports aéro-hygrothermiques en 2D/3D dans les constructions.

➤ **HAM-Tools**

HAM-Tools (www.ibpt.org), présenté par Sasic Kalagasidis (2004) et Sasic Kalagasidis et al. (2007), est un logiciel modulaire de simulation des bâtiments, développé en Suède à l'Université de technologie de Chalmers en collaboration avec l'Université technique du Danemark. L'objectif principal de cet outil est d'obtenir des simulations du processus de transport lié à la physique du bâtiment, à savoir, la chaleur et la masse dans les bâtiments et les éléments de bâtiments dans des conditions de fonctionnement. Le modèle résout les équations du bilan de chaleur, d'air et de masse dans une zone d'air (supposée entièrement mixte) et dans l'enveloppe du bâtiment, en tenant compte de l'aspect unidimensionnel du transport d'air, de vapeur et de liquide.

➤ **TRNSYS ITT**

TRNSYS ITT est un outil pour la simulation basé sur TRNSYS 14.1 (Klein et al 2004; Perschke et Meinhold 2007). Le mur-modèle dans "Type 56" (module pour un bâtiment multizone) est remplacé par un nouveau (Type 158). Le nouveau type est en mesure d'examiner le transport couplée de chaleur et d'humidité dans l'enveloppe. La diffusion, le transport de l'eau liquide, le changement de phase et la formation de glace sont pris en compte, ainsi qu'un modèle géométrique pour une représentation réaliste de l'ombrage et le rayonnement de grande longueur d'onde.

➤ **WUFI-Plus**

Holm et al. (2003) décrivent un modèle global appelé WUFI-Plus (www.wufi.de) sur la base du modèle de calcul hygrothermique WUFI (Künzel 1994). WUFI-Plus combine un modèle de transport de chaleur et d'humidité dans l'enveloppe du bâtiment avec tout un modèle de simulation pour les calculs énergétiques. Il prend en compte les sources d'humidité et les puits à l'intérieur d'une chambre, l'échange d'humidité avec l'enveloppe dû à l'action capillaire, la diffusion et l'absorption/désorption de la vapeur résultant des conditions climatiques extérieures et intérieures, ainsi que les paramètres thermiques.

➤ **DELPHIN**

Le programme de simulation numérique DELPHIN4 a été développé à l'Université de technologie de Dresde (TUD, www.bauklimatik-dresden.de) dans le cadre de la recherche dans le domaine des processus de transport dans les matériaux poreux de construction. Le code de calcul permet l'analyse des performances de la construction et de ses composantes dans des conditions climatiques transitoires et considérant l'humidité et la température en fonction des matériaux. La base de données de matériaux inclue, représente les résultats des recherches actuelles en matière de modélisation. Le nouveau modèle intégré permet le calcul du climat intérieur dans une chambre simplifiée comme condition aux limites pour un mur en 1D et 2D (voir détails Grunewald 2000; Häupl et al 2004).

2.4. Conclusion:

Le présent état de l'art se veut une présentation non exhaustive de certains aspects de la recherche liées aux contextes suivants :

- 1- L'isolation thermique de l'enveloppe de bâtiment qui constitue un important critère de performance énergétique. Elle permet de réduire les déperditions de chaleur, de réaliser des économies de chauffage, de limiter les émissions de gaz à effet de serre, et de bénéficier d'un meilleur confort de vie.
- 2- Etude des différents composants des matériaux isolants thermique. Avec la connaissance des mécanismes de transfert de chaleur de base et des moyens pour réduire la conductivité thermique totale d'un matériau ou d'un composant, de nouveaux matériaux et composants isolants ont été décrits.
- 3- Enumération de quelques outils de simulation ayant servi dans l'élaboration de l'annexe 41 (Whole Building Hygrothermal Modeling), et capables de simuler le comportement hygrothermique d'un bâtiment entier.

CHAPITRE 3 : Mécanismes de Transport de chaleur, d'air et d'humidité dans les milieux poreux non saturés

3.1. Introduction

Le présent chapitre traite certains concepts thermo-physiques de base concernant les matériaux poreux. Les mécanismes de transport de chaleur et de masse à l'intérieur de ces matériaux y sont explicités. Les modèles de transport de chaleur et d'humidité étant discuté en détail à la section 3.3. Mais avant cela, quelques une des relations de thermodynamiques les plus fréquemment citées, sont brièvement discutées.

3.2. Modèles pour les matériaux poreux

Une description détaillée des équations gouvernante de transport de la chaleur et de masse dans des matériaux poreux non saturés peut être trouvée dans de nombreux manuels, d'articles et de rapports [27-29]. Ce chapitre met en évidence certains des aspects et concepts les plus importants de la modélisation du transport de chaleur, d'air et d'humidité dans les matériaux poreux.

3.2.1 Relations de la thermodynamique

Pour les gammes de température et de pression rencontrées dans l'environnement du bâtiment, l'air étant principalement un mélange d'azote, d'oxygène, d'eau et d'argon, et supposé agir comme un gaz parfait.

Pour un gaz parfait, la relation suivante, appelée aussi "la loi des gaz parfaits", est valable :

$$p = \rho RT \quad (3.1)$$

p est la pression du gaz [Pa], ρ est la densité [kg/m^3], T est la température [K]

et R la constante spécifique des gaz [J/kgK].

La teneur en humidité de air, appelée aussi humidité de l'air peut être décrite de diverses façons. Une méthode commune pour décrire l'humidité absolue est d'utiliser la pression partielle de vapeur de la vapeur d'eau dans l'air $p_v [Pa]$. Par le biais de la loi des gaz parfaits,

cette pression de vapeur peut être liée à la densité de vapeur ρ_v [kg/m^3]. Le rapport de la pression de vapeur à la pression de saturation de la vapeur p_{sat} , qui est la pression de vapeur maximale atteinte à une certaine température, est appelé l'humidité relative ϕ . Elle est souvent représenté par un pourcentage. L'air à une température T donnée peut contenir seulement une certaine quantité de vapeur d'eau, le maximum étant la teneur en vapeur saturante. Cette teneur est fonction de la température. Au-delà de cette valeur, la vapeur d'eau se condensera.

$$\phi = \frac{p_v}{p_{sat}(T)} \quad (3.2)$$

La quantité de vapeur d'eau que l'air peut contenir à une certaine température est donnée par l'équation de Clausius-Clapeyron [30] (Equation 2.3), qui lie la pression de vapeur saturante à la chaleur latente d'évaporation. Pour cette équation, il est supposé que le volume spécifique d'eau liquide est beaucoup plus petit que celui de la vapeur d'eau, et que la pression de vapeur est suffisamment basse pour que la loi des gaz parfaits soit appliquée.

$$\left. \frac{dp}{dT} \right|_{sat} = \frac{h_v - h_l}{RT^2} \quad (3.3)$$

La différence d'enthalpie entre la vapeur et le liquide, $h_v - h_l$, représente la chaleur latente d'évaporation à la température T [K]. Le résultat de l'évaluation de l'équation 2.3 peut être par exemple, sous la forme suivante:

$$p_{sat}(T) = 611 \exp\left(\frac{17.08(T - 273.15)}{T - 38.97}\right) Pa \quad (3.4)$$

3.2.2. Modélisation d'un matériau poreux

Un matériau poreux peut être défini comme un matériau composé d'une matrice solide lacée par des vides et des cavités. Ces cavités sont à leur tour remplies d'une phase gazeuse et/ou liquide. Dans la présente étude, la phase gazeuse est un mélange d'air et de vapeur d'eau, la phase liquide étant l'eau. Une vue microscopique d'un matériau poreux est montrée dans la Figure 2.1. Les trois phases présentes (solide, liquide, vapeur) peuvent être clairement

distinguées. L'objectif du travail présent est d'étudier le transport de chaleur et d'humidité dans un pareil matériau poreux. Afin de développer un modèle adéquat pour le transport de chaleur et de masse dans un matériau poreux, il est important de savoir comment l'eau est stockée et transportée dans le matériau poreux. Cette section présentera brièvement certains des mécanismes les plus importants de transport dans un matériau poreux.

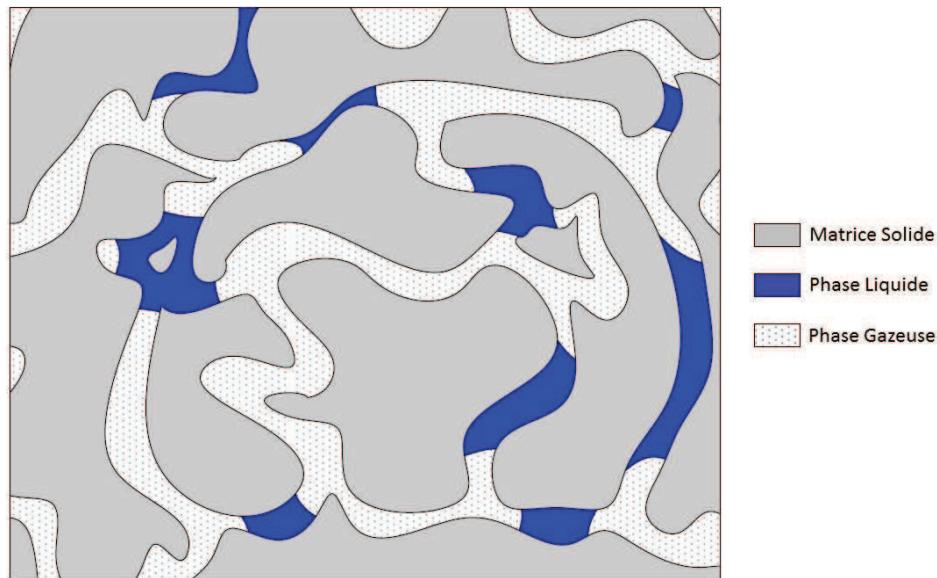


Figure 2.1 : Détail microscopique d'un matériau poreux

En modelant le transport de chaleur et d'humidité dans un matériau poreux (multiphase), deux approches peuvent être suivies. La première est l'approche microscopique [31, 32]. Dans cette approche, le transport dans chaque phase est modelé séparément. Ces modèles sont basés sur les phénomènes physiques réels s'opérant pendant le transport dans chaque phase.

Pour l'étude actuelle, la matrice solide est supposée invariante, donc aucun rétrécissement ou déformation de la matrice ne sont tolérés. À l'échelle microscopique, l'humidité peut représenter le transport dans la phase vapeur par diffusion de vapeur d'eau dans l'air, ou par convection ou bien aussi sous forme d'eau liquide. La continuité, l'équation de conservation de mouvement et celle de conservation d'énergie peuvent être écrites pour chaque phase séparément.

La difficulté réside dans la mise en œuvre des conditions de frontière pour chaque phase. Trois interfaces peuvent être considérées : interface liquide-solide, interface solide-vapeur et interface vapeur-liquide. L'interface solide est fixée, tandis que l'interface liquide-vapeur peut

se déplacer en raison du mouvement du liquide, le mouvement de vapeur et le changement de phase de la vapeur d'eau en liquide (condensation), ou du liquide en vapeur d'eau (évaporation). Ceci complique significativement la modélisation des phénomènes de transport à l'échelle microscopique, et la rend peu pratique pour les outils numériques. Il en résulte que dans le présent travail, la célèbre *approche phénoménologique* est utilisée.

Dans cette approche on considère le matériau poreux à un niveau macroscopique. L'idée est de développer un ensemble d'équations valables dans chaque point dans l'espace et non juste dans les trois phases séparées.

Whitaker [33] a réussi à dériver un ensemble d'équations de transport pour une approche phénoménologique en appliquant, pour chaque phase, la technique du volume moyen sur les équations gouvernantes. Pour parvenir à cet ensemble d'équations, une liste de suppositions et de restrictions sont nécessaires. Ces suppositions et restrictions s'appliquent également au modèle mis en œuvre dans ce travail. La liste suivante est une version adoptée de [33] :

- La phase solide est une matrice rigide fixe.
- Les phases solide et liquide sont modélisées comme étant incompressible, et les variations d'enthalpie dans la phase solide et liquide sont supposées indépendantes de la pression. Le gaz peut être modélisé comme étant un gaz parfait, donc les enthalpies pour toutes les phases varient linéairement avec la température.
- La phase liquide ne contient qu'une seule composante (l'eau pour ce cas).
- Le travail de compression et de dissipation visqueuse sont négligeable dans les phases vapeur et liquide.
- Aucune réaction chimique ne s'opère.
- L'énergie interfaciale est négligée dans le contexte thermique. Cette restriction peut cependant facilement être surmontée, en mettant en œuvre par exemple la chaleur latente de mouillage [34].
- La densité du liquide est constante.
- le système multiphase est supposé être en équilibre local.
- le matériau poreux est homogène.

L'objectif de la technique du volume moyen et l'approche phénoménologique résultante est de revenir à un ensemble d'équations de transport, où les paramètres à disposition sont commodes pour mesurer les propriétés des matériaux.

Pour comprendre la signification de ces propriétés matérielles, une meilleure compréhension du comportement complexe des matériaux poreux est nécessaire. Selon Mujumdar [35] et Krischer [36], les matériaux poreux peuvent être classés selon leur propriétés de transport et de stockage d'humidité. Cela aboutit à deux principaux groupes de matériaux : matériaux hygroscopiques et matériaux capillaires actifs. Il est cependant possible qu'un matériau soit hygroscopique et capillaire actif à la fois. Parmi les matériaux capillaires actifs, on trouve le sable et certaines céramiques comme la brique céramique. Les exemples de matériaux hygroscopiques sont le gel de silice et d'alumine pour les matériaux strictement hygroscopiques, et le bois, l'argile ou le textile pour les matériaux hygroscopiques-capillaires actifs.

3.2.2.1. Matériaux hygroscopiques

Les matériaux hygroscopiques sont une classe de matériaux poreux pouvant stocker une quantité significative d'humidité à l'état liquide dans leur pores, voir même à des seuils humidités relatives inférieures à 100 % (quand normalement aucune condensation ne se produit).

La figure 2.2 montre l'évolution de la teneur en humidité en fonction de l'humidité relative pour un matériau hygroscopique type. Aux basses humidités relatives se produit l'adsorption moléculaire. D'abord, une couche mono-moléculaire se développe sur toutes le parois du pore suivie d'une adsorption multicouches (Figure 2. 3). L'adsorption monocouche peut être décrite par l'équation de Langmuir; l'adsorption multicouches peut être décrite quand à elle selon la théorie de Brunauer-Emmet-Teller [28]. Ces équations donnent le taux d'humidité en fonction de l'humidité relative et de la surface spécifique du pore.

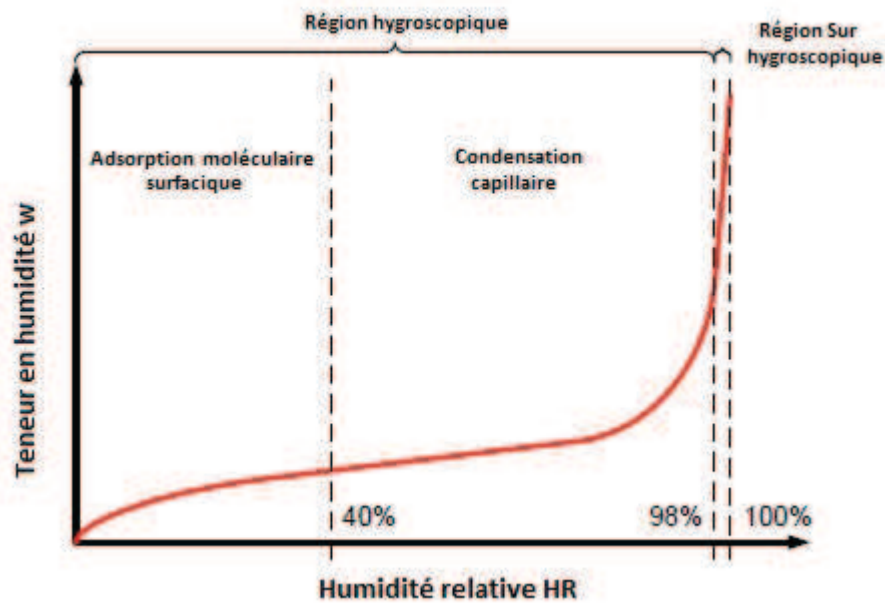


Figure 2.2 : Teneur en humidité d'un matériau poreux hygroscopique en fonction de l'humidité relative (isotherme de sorption)

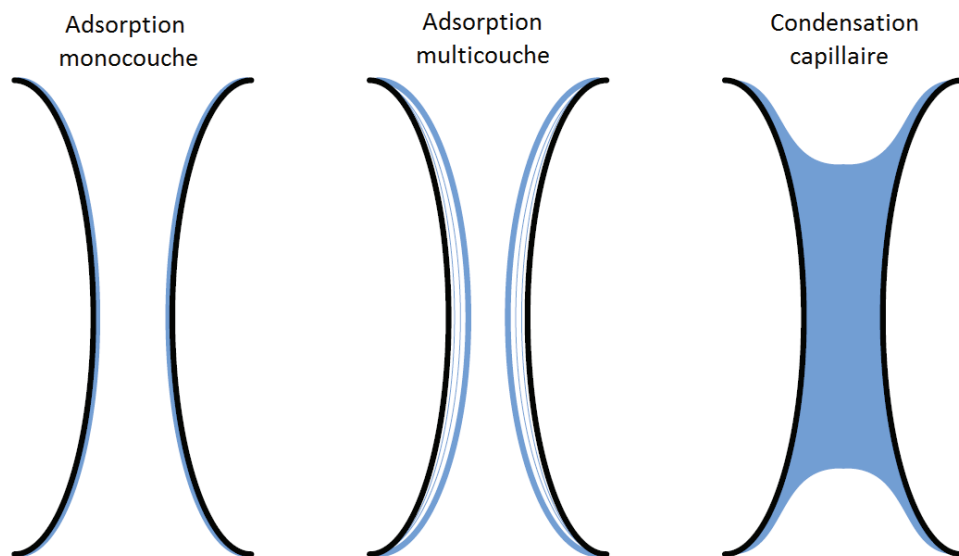


Figure 2.3 : Détail d'un pore avec trois mécanismes d'adsorption possibles: adsorption monocouche, adsorption multicouche et condensation capillaire.

A une humidité relative plus élevée (humidité relative approximativement supérieure à 40 %), les pores peuvent devenir complètement remplis d'eau. Les pores les plus petits seront remplis en premier. La tension superficielle force les molécules d'eau à changer pour un arrangement plus stable formant un ménisque entre la phase liquide et gazeuse, comme

indiqué dans la Figure 2. 3. Pour ces pores rempli d'eau, la pression capillaire peut être définie comme étant la différence de pression entre la phase gazeuse et la phase liquide.

$$P_c = P_l - P_g \quad (3.5)$$

Pour des tubes capillaires cylindriques, la pression capillaire peut être déterminée à l'aide de l'équation de Young-Laplace donnant la relation entre la pression capillaire et le rayon du pore.

$$P_c = -\frac{2\sigma}{r} \cos \theta \quad (3.6)$$

Dans cette équation σ est la tension superficielle, r est le rayon du pore capillaire et θ l'angle de contact de l'interface liquide-gaz. La figure 2. 4 fournit une vue schématique d'ensemble de l'équilibre dans un petit cylindre rempli d'eau. Quand l'angle de contact de l'interface liquide-gaz est entre 0 et 90 °, la pression capillaire sera négative et d'eau est sucée dans le pore.

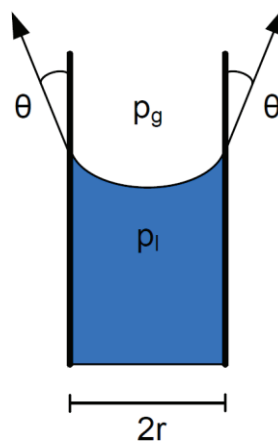


Figure 2.4 : Représentation schématique de l'équilibre dans un pore rempli d'eau

L'aspect concave de l'interface eau-air a une conséquence directe sur l'équilibre thermodynamique près de cette interface. Au-dessus d'une surface concave, l'humidité relative sera inférieure à 1. Cet équilibre peut être décrit selon la loi de Kelvin :

$$\ln(HR) = \frac{-2\sigma}{r} \frac{\cos \theta}{\rho_l R_v T} \quad (3.7)$$

Or, en combinant avec l'équation 2.6, on obtient:

$$P_c = \rho_l R_v T \ln(HR) \quad (3.8)$$

Dans ces équations R_v est la constante spécifique des gaz pour la vapeur et ρ_l la densité de l'eau liquide. L'équation 2.7 montre que l'humidité relative sera plus basse pour des tubes capillaires avec un rayon le plus petit. Autrement dit, la condensation capillaire se produira d'abord dans les pores les plus petits, et à une humidité relative basse. A mesure que l'humidité relative augmente, les plus grands pores seront remplis et la condensation capillaire y aura lieu. Dans cette approche, il est supposé que les pores distribués dans le matériau sont un ensemble de petits cylindres. En réalité, la structure du pore consistera plus probablement en un réseau tridimensionnel complexe de plus grandes 'chambres' connectées par des pores étroits. Cette structure complexe aboutit souvent à un taux d'humidité du matériau dépendant de l'historique du mouillage/séchage. Ce phénomène est connu sous le nom d'hystérésis.

La courbe donnée en figure 3. 2 est souvent mentionnée sous l'appellation d'isotherme de sorption. Deux régions sont distinguées sur cette courbe : la région hygroscopique et sur-hygroscopique. Il n'y a aucune frontière stricte entre les deux régions, en littérature des valeurs situées entre 95 % [29] et 98 % RH [28] sont trouvées. Ces deux régions sont plutôt arbitrairement définies, et en réalité aucune différence physique réelle n'existe. La distinction vient de la charge d'humidité pertinente. Pour la région hygroscopique, le contact est avec l'air humide, tandis que pour la région sur-hygroscopique le contact est avec l'eau liquide.

3.2.2.2. Matériaux capillaire actifs

La région sur-hygroscopique est mal représentée sur une courbe d'isotherme de sorption comme montré en figure 3. 2. Il est cependant possible, en appliquant la loi de Kelvin (équation. 3.8), de transformer l'humidité relative en pression capillaire. Puisque la relation entre ϕ et P_c est logarithmique, une petite variation de ϕ aboutit à un grand changement de la valeur de P_c .

La figure 3. 5 montre la transformation de l'isotherme sorption. Ce type de courbes est décrit comme étant des courbes de rétention. Des exemples de courbes de rétention pour des matériaux réels sont donnés en annexe A.

La région sur-hygroscopique peut à présent être divisée en deux nouvelles régions : la région capillaire et la région supersaturante. Quand un matériau capillaire actif est mis en contact avec une surface d'eau libre, il absorbe de l'eau jusqu'à ce que la saturation libre ou la teneur en humidité capillaire w_{cap} soient atteintes. Dans certains pores, l'air peut cependant toujours être piégé. Ces pores restants pourraient être remplis d'eau en mettant, par exemple, le matériau sous vide. Quand tous les pores sont remplis d'eau, la teneur en humidité saturante w_{sat} est atteinte.

La capacité d'un matériau poreux de stocker l'humidité est souvent désignée par la capacité d'humidité. Celle-ci est déterminée en considérant la pente de l'isotherme de sorption ou de la courbe de rétention d'humidité, $\frac{\partial w}{\partial \phi}$ ou $\frac{\partial w}{\partial P_c}$, respectivement. La capacité d'humidité est plutôt basse dans la région hygroscopique, mais augmente vite en allant de la région hygroscopique vers la région sur-hygroscopique.

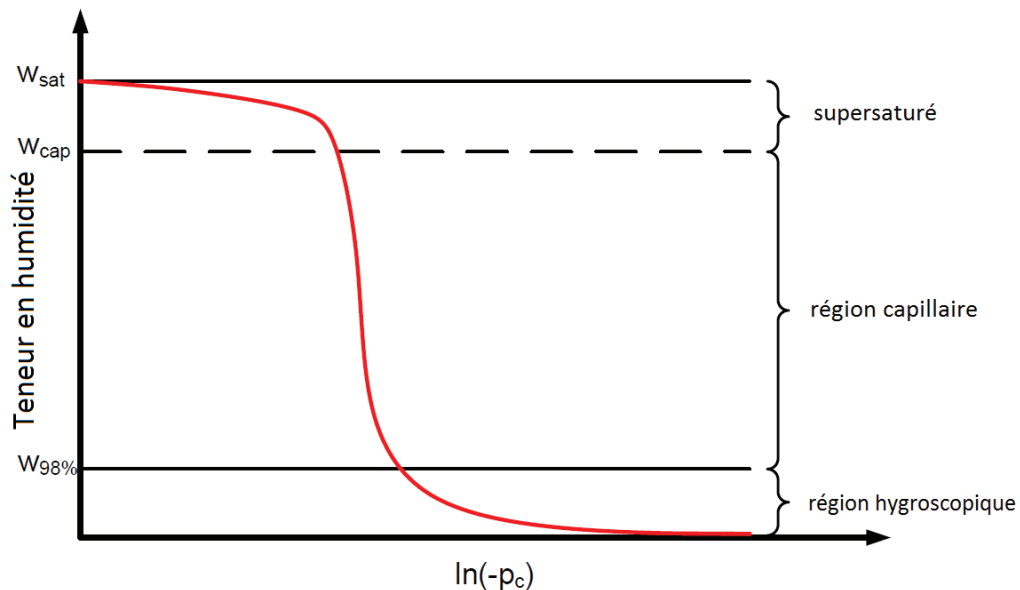


Figure 3.5 : Courbe de rétention d'un matériau capillaire poreux

3.2.3. Mécanismes de transport d'humidité

Comme mentionné auparavant, les mécanismes de transport d'humidité étudiés ici sont limités à la diffusion de la vapeur et le transport d'eau liquide dû aux forces capillaires. Les effets de gravité, du champ électrique ou des gradients de concentration d'ions restent sans importance dans le contexte de la physique du bâtiment et sont donc négligés.

Divers mécanismes de transport dans les pores capillaires peuvent être identifiés, comme détaillé par Künzle [29]. A faible teneur en humidité, celle-ci est adsorbée par les parois du pore. A cause des forces adhésives, cette eau reste immobiles.

Si un gradient de pression de vapeur est présent dans le pore, la vapeur d'eau est alors transportée, par diffusion, de la haute vers la basse pression de vapeur. Dans l'analyse actuelle, on suppose que la pression totale est constante; ainsi, il n'y a aucun écoulement d'air et donc aucune convection de vapeur d'eau dans les pores.

A humidité relative plus haute, les pores les plus petits deviennent complètement remplis d'eau. A partir de là, une condensation capillaire se produit. Si la teneur en humidité est si élevée que les pores remplis deviennent connectés, l'eau liquide peut être transportée dans le matériau poreux par le biais des forces capillaires.

Il en découle de l'analyse précédente que le transport d'humidité dans un matériau poreux est complexe. Dans l'approche phénoménologique utilisée dans ce travail, tous les mécanismes possibles de transport sont attribués à la diffusion de vapeur à basse teneur en humidité, aboutissant à une sorte de diffusivité généralisée de vapeur, et à un transport liquide à haute teneur en humidité, aboutissant à une sorte de perméabilité liquide généralisée.

Cependant, une distinction entre la diffusion de vapeur à basse teneur en humidité et le transport liquide à haute teneur en humidité est plutôt arbitraire, puisqu'en réalité, les deux mécanismes se produisent simultanément. Dans le modèle présenté ci-dessous, il est cependant assumé que les deux mécanismes de transport peuvent être modélisés séparément.

Dans la section 3.3, les équations gouvernantes de transport pour la diffusion de vapeur et le transport liquide sont discutées plus en détail.

3.3. Transport de chaleur et d'humidité dans l'air

3.3.1. Considérations générales

3.3.1.1. Flux incompressible

L'écoulement de l'air dans les constructions peut être modélisé comme étant incompressible [37]. Bien que l'air soit un fluide compressible; aux basses vitesses, il se comporte comme un milieu incompressible. Les différences de pression sont suffisamment petites qu'aucun impact sur sa densité n'ai lieu. La densité de l'air est cependant affectée par des variations de concentration et de température. Ceci reste important lorsque la convection

naturelle est considérée. Il est donc nécessaire de résoudre simultanément, les équations de transport de chaleur et d'humidité dans l'air, afin de justifier la variation de la densité de l'air pendant la modélisation de son écoulement dans les bâtiments.

Plusieurs approches peuvent être trouvées dans les modules CFD pour représenter l'effet de la température sur la densité de l'air. Pour un flux incompressible, la dépendance entre la température et la densité peut être mise en œuvre en formulant, par exemple, une fonction de polynôme représentant la relation entre les deux. Une autre approche souvent utilisée est l'approche de Boussinesq [38]. Pour les situations de convection naturels, la convergence est atteinte plus rapidement que lorsque le problème est mis en route avec une densité dépendante de la température. Le présent modèle traite la densité comme une constante dans toutes les équations, excepté pour le terme de flottabilité dans l'équation du mouvement.

$$(\rho - \rho_0)g \approx -\rho_0\beta(T - T_0)g \quad (3.9)$$

Où ρ_0 est la densité constante $[kg/m^3]$, g est l'accélération gravitationnelle $[m/s^2]$, T_0 est la température opérante et β est le coefficient d'expansion thermique $[1/K]$. Cette approximation est seulement valable si les changements de densité sont petits, ou autrement dit, si les changements de température sont petits $\beta(T - T_0) \ll 1$. Cependant, cette approche n'est pas compatible avec le transport d'humidité (ou le transport d'espèce en général). Donc une approche différente est nécessaire : le modèle du gaz parfait incompressible. Dans cette approche l'influence de la température et des variations de concentration est incorporée dans toutes les équations de transport. l'effet de variation de pression sur la densité est tout de même négligé.

La loi des gaz parfaits permet de calculer la densité comme suit :

$$\rho = \frac{P_{op}}{RT \sum_i \frac{Y_i}{M_i}} \quad (3.10)$$

avec P_{op} la pression moyenne de fonctionnement [Pa], R la constante universelle des gaz [J/molK], Y_i la fraction massique de l'espèce i [-] et M_i la masse molaire de l'espèce i [kg/mol].

3.3.1.2. Modélisation de la turbulence

L'écoulement d'air dans le contexte de la construction est souvent de nature turbulente. Le flux turbulent est caractérisé par un comportement tridimensionnel chaotique instable. Dans les Simulations Numériques Directes (DNS), le mouvement turbulent est directement résolu. Cependant, capturer toute cette turbulence exigerait un très petite pas de temps et une très fine résolution du maillage, ce qui nécessiterait des ressources informatiques extrêmement importantes. Pour cette raison, les simulations turbulentes sont menées en pratique en modélisant les effets de la turbulence.

Les modèles dits de Reynolds Navier-Stokes Moyennés (RANS), comptent parmi les plus célèbres classe de modèles de turbulence. En littérature, beaucoup de travaux de référence peuvent être trouvés, où une vue d'ensemble de l'état de l'art des modèles de turbulence RANS est donnée (par exemple dans [39]). Dans cette section, seule une courte introduction à cette modélisation de turbulence est donnée, pour de plus amples détails, le lecteur est renvoyé au travail de référence cité.

Considérons un vecteur de vitesse dans les coordonnées cartésiennes $\vec{u} = (u, v, w)$, où u , v et w sont les composantes de la vitesse suivant x , y et z , respectivement. Les équations de continuité et de Navier-Stokes pour un flux incompressible de viscosité constante sont alors données par :

$$\nabla \cdot \vec{u} = 0 \quad (3.11a)$$

$$\frac{\partial u}{\partial t} + \nabla \cdot (u\vec{u}) = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial x} + \nu \nabla \cdot (\nabla u) \quad (3.11b)$$

$$\frac{\partial v}{\partial t} + \nabla \cdot (v\vec{u}) = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial y} + \nu \nabla \cdot (\nabla v) \quad (3.11c)$$

$$\frac{\partial w}{\partial t} + \nabla \cdot (w\vec{u}) = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial z} + \nu \nabla \cdot (\nabla w) \quad (3.11d)$$

Où ν est la viscosité cinématique. Le vecteur vitesse peut être considéré comme la somme d'une vitesse moyenne et d'une partie fluctuante : $\vec{u} = \overline{\vec{u}} + \vec{u}' = (\overline{u}, \overline{v}, \overline{w}) + (u', v', w')$. Les équation de Navier-Stokes peuvent alors être transformées en équations de Reynolds Navier-Stokes Moyennés [39] :

$$\nabla \cdot \overline{\vec{u}} = 0 \quad (3.12a)$$

$$\frac{\partial \overline{u}}{\partial t} + \nabla \cdot (\overline{u\vec{u}}) = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial \overline{p}}{\partial x} + \nu \nabla \cdot (\nabla \overline{u}) - \nabla \cdot (\overline{u'u'}) \quad (3.12b)$$

$$\frac{\partial \overline{v}}{\partial t} + \nabla \cdot (\overline{v\vec{u}}) = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial \overline{p}}{\partial y} + \nu \nabla \cdot (\nabla \overline{v}) - \nabla \cdot (\overline{v'u'}) \quad (3.12c)$$

$$\frac{\partial \overline{w}}{\partial t} + \nabla \cdot (\overline{w\vec{u}}) = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial \overline{p}}{\partial z} + \nu \nabla \cdot (\nabla \overline{w}) - \nabla \cdot (\overline{w'u'}) \quad (3.12d)$$

A noter que le processus du temps moyenné a permis d'introduire un nouveau terme dans les équations 3.12b-3.12d n'étant pas présent dans les équations 3.11b-3.11d. Ces nouveaux termes (dernier terme du côté droit des équations 3.12b-3.12d), résultent en six contraintes supplémentaires appelées contraintes de Reynold.

$$\overline{\tau} = \begin{bmatrix} \sigma_x & \tau_{xy} & \tau_{xz} \\ \tau_{yx} & \sigma_y & \tau_{yz} \\ \tau_{zx} & \tau_{zy} & \sigma_z \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} -\rho \overline{u'^2} & -\rho \overline{u'v'} & -\rho \overline{u'w'} \\ -\rho \overline{u'v'} & -\rho \overline{v'^2} & -\rho \overline{v'w'} \\ -\rho \overline{u'w'} & -\rho \overline{v'w'} & -\rho \overline{w'^2} \end{bmatrix} \quad (3.13)$$

La continuité instantanée et les équations de Navier-Stokes (équations 3.11) forment un ensemble fermé de quatre équations à quatre inconnus (u, v, w, p) . Cependant, en prenant le temps moyen de ces équations, six nouveaux inconnus sont introduits, les termes de contraintes de Reynold. L'objectif de la modélisation de turbulence RANS est justement de développer des procédures pour évaluer ces termes. Autrement dit, dans la modélisation RANS, le flux moyen est calculé et l'effet de la turbulence sur le flux est modélisée.

Divers modèles RANS ont été développés durant les dernières décennies. Trois catégories principales peuvent être distinguées : les modèles remous-viscosité linéaires, les

modèles Eddy-viscosité non-linéaires et les modèles Reynolds-contrainte de transport. Dans le présent travail, seul des modèles remous-viscosité linéaires seront appliqués. Ces modèles sont brièvement discutés dans la prochaine section. Pour de plus amples détails sur les modèles de remous-viscosité non-linéaires (par exemple le modèle $v^2 - f$ de Durbin [40]) et les modèles transport-contrainte de Reynolds [41], le lecteur doit se reporter à la littérature.

Dans les modèles remous-viscosité, l'hypothèse de Boussinesq est utilisée [39]. Cette hypothèse stipule que les contraintes de Reynolds sont liées aux gradients de la vitesse moyenne par la viscosité turbulente μ_t , suivant l'équation 3.14.

$$-\rho \overline{u'_i u'_j} = \mu_t \left(\frac{\partial \overline{u}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \overline{u}_j}{\partial x_i} \right) - \frac{2}{3} \rho k \delta_{ij} \quad (3.14)$$

La notation en suffixe est utilisée ici pour simplifier l'écriture. La convention de la notation consiste à ce que i ou $j = 1$ correspondent à la direction x , i ou $j = 2$ avec la direction y et i ou $j = 3$ avec la direction z . Par exemple, $u_2 = v$, $x_2 = y$. δ_{ij} est le Kronecker delta ($= 1$ si $i = j$, $= 0$ si $i \neq j$) et k est l'énergie cinétique turbulente.

$$k = \frac{1}{2} \left(\overline{u'^2} + \overline{v'^2} + \overline{w'^2} \right) \quad (3.15)$$

Le dernier terme dans 3.14 est nécessaire pour s'assurer que la somme des trois contraintes normales de Reynolds sont égale à deux fois l'énergie cinétique turbulente multipliée par la densité. De cette façon, un troisième terme égal est alloué à chaque composante de la contrainte normal. Cependant, ceci implique aussi que les tensions normales sont isotropes, ce qui n'est pas en réalité le cas. Les modèles de transport de contrainte de Reynolds surmontent cette difficulté en résolvant directement le problème pour les contraintes de Reynolds, mais leur stabilité numérique est pauvre et la convergence est plus dure à atteindre pour ces modèles.

La viscosité turbulente μ_t peut être déterminée en utilisant le modèle de turbulence approprié. Un certain nombre de modèles remous-viscosité sont développés, quelques modèles plus complexe que d'autres. Chaque modèle de turbulence a cependant sa propre gamme de problèmes de flux pour lequel il est conçu, et jusqu'à présent aucun modèle n'est applicable à toutes les classes de problèmes de flux. Le niveau de complexité dépend du

nombre d'équations supplémentaires qui seront résolues pour déterminer la viscosité turbulente.

Les **modèles à zéro-équation** (modèles de longueur de mélange) essaient de décrire les contraintes de Reynold par des équations algébriques simples pour μ_t comme fonction de position. Les **modèles à deux-équations** de turbulence tel que le modèle $k-\varepsilon$ et $k-\omega$ utilisent deux équations de transport pour modéliser le transport des propriétés de turbulence, l'énergie cinétique turbulente k et le taux de dissipation turbulente ε dans le cas du modèle $k-\varepsilon$, et l'énergie cinétique turbulente et le taux de dissipation spécifique ω dans le cas du modèle $k-\omega$. Les **modèles à une-équation** tel que le modèle de Spalart-Allmaras résolvent uniquement une équation supplémentaire de transport [42].

Une seconde classe de modèles de turbulence est celle dite des Grandes Simulations de Remous (LES). Ces modèles utilisent une approche de filtrage. Les remous à grande échelle sont résolus tandis que ceux à petite échelle sont filtrés puis modélisés. Cette technique est plus précise que celle de RANS, mais exige des ressources informatiques significativement plus élevées. Par définition, le modèle LES est instable et tridimensionnelle conduisant à un besoin en résolution fine du maillage, et de petits pas de temps.

Afin de parer aux quelques inconvénients relatifs à l'usage des modèles LES, particulièrement la difficulté rencontrée dans les régions proche-parois, de nouvelles approches de modélisation ont été développées. Ces approches, connus sous la dénomination 'RANS-LES hybride', essaient de combiner le meilleurs des modèles RANS et LES à la fois. RANS est utilisé pour une résolutions dans les régions situées près des murs, tandis que LES est utilisé pour le flux global. Cela aboutit à des exigences en maillage moins sévères et donc à un besoin informatique réduit. Cependant, ces techniques sont toujours en développement et sont actuellement limitées à l'usage universitaire. Plus de détails sur les modélisations LES et RANS-LES hybride peuvent être trouvés en littérature [39].

Dans le travail présent, seul des modèles à deux équations sont utilisés, plus précisément le modèle $k-\varepsilon$ et $k-\omega$. Pour chacun de ces modèles, les variations peuvent être identifiées ($k-\varepsilon$ standard, $k-\varepsilon$ réalisable, RNG $k-\varepsilon$, $k-\omega$ modifié, SST $k-\omega$). La performance de ces différents modèles de turbulence est soigneusement examinée dans [43] pour les flux sur des corps non-profilés et dans [44] et [45, 46] pour les écoulements d'air intérieurs. Goethals [44] conclu, en se basant sur une étude en littérature, que le modèle RNG $k-\varepsilon$

donne souvent les meilleurs résultats pour des simulations dans l'environnement intérieur. Le modèle SST $k - \omega$ apparaît tout autant promettant, mais moins largement utilisé.

3.3.1.3. Modélisation de la couche limite

Différents traitements de la région proche-parois sont possible avec l'approche RANS. Cette section s'intéressera au traitements des régions limitrophes au mur utilisés dans ce travail. Pour le flux turbulent complètement développé, une forme caractéristique du profil de la vitesse au voisinage de la paroi est trouvée. Ce profil est souvent représenté par des unités adimensionnelles pour le mur :

$$y^+ = \frac{u_\tau y}{\nu} \quad (3.16)$$

$$u^+ = \frac{u}{u_\tau} \quad (3.17)$$

où y^+ est la distance adimensionnelle au mur, y la distance actuelle, u^+ la vitesse adimensionnelle dans la couche limite, ν la viscosité cinématique, u la vitesse actuelle et u_τ la vitesse de friction donnée par :

$$u_\tau = \sqrt{\frac{\tau_w}{\rho}} \quad (3.18)$$

τ_w est la contrainte de cisaillement du mur $[Pa]$. La figure 3. 6 montre le profil de la vitesse adimensionnelle dans la couche limite. Trois couches peuvent être distinguées. Dans la première couche, près du mur, la vitesse adimensionnelle est égale la distance adimensionnelle au mur: C'est la sous-couche laminaire ou visqueuse. Dans cette couche très mince ($y^+ < 5$), le transport dynamique se fait par diffusion. Le profil de vitesse est représenté par une loi linéaire :

$$u^+ = y^+ \quad (y^+ < 5) \quad (3.19)$$

Ensuite une couche de transition est repérée, appelée aussi couche d'amortissement ($5 < y^+ < 30$). Ici, la loi linéaire se transforme progressivement en une loi logarithmique à mesure que l'on s'éloigne du mur. Au-delà de la couche d'amortissement, la couche appelé loi-log est distinguée ($\pm 30 < y^+ < 10^2 - 10^3$).

$$u^+ = \frac{1}{k} \ln y^+ + B \quad (\pm 30 < y^+ < 10^2 - 10^3) \quad (3.20)$$

Dans cette couche loi-log, le transport est essentiellement déterminé par la turbulence. Les valeurs typiques des constantes de l'équation 3.20 sont $k = 0.42$ et $B = 5.5$ [38]. Plus loin du mur, à l'extérieur de la couche limite, le flux n'est plus affecté par les effets visqueux induits par le mur. Dans l'équation 3.20, les valeurs limites extérieures pour y^+ sont approximativement de l'ordre de $10^2 - 10^3$. Ces valeurs sont cependant dépendantes du nombre de Reynolds.

Puisque la loi du mur, adimensionnelle, est adoptée pour un flux complètement développé, il serait possible de modéliser l'effet de voisinage du mur en mettant en œuvre des fonctions du mur au lieu de résoudre directement la couche limite. Ceci permettrait l'utilisation d'un maillage plus éparse près du mur et réduit ainsi l'effort de calcul. Cependant, "la loi du mur" n'est valable que pour des flux entièrement développés, ce qui réduit donc fortement son applicabilité.

L'écoulement d'air dans le contexte du bâtiment est complexe, où des phénomènes comme le décollement de tourbillon, le rattachement, l'incidence du jet etc., peuvent se produire. Pour ces phénomènes, il ne serait plus possible de formuler une loi du mur universellement applicable.

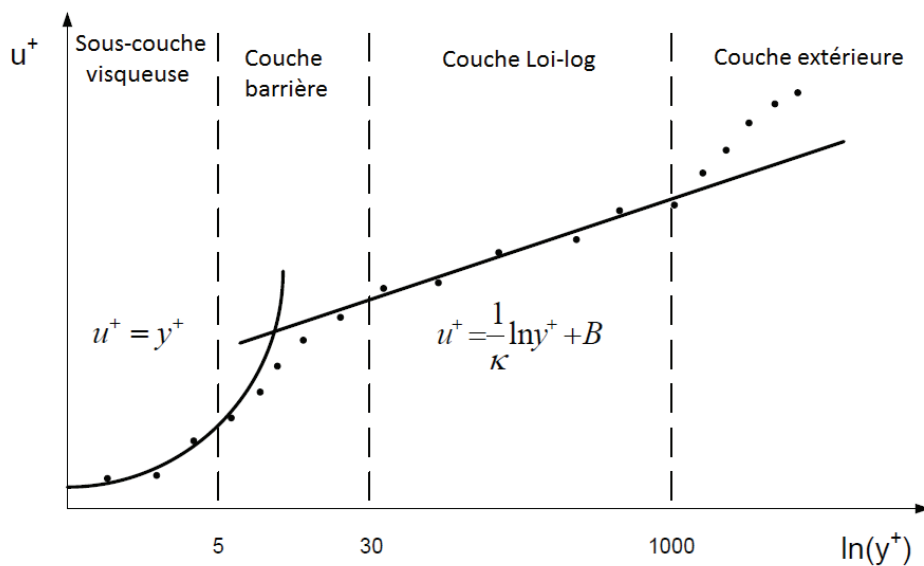


Figure 3.6 : Représentation schématique du profil de vitesse adimensionnelle u^+ comme fonction de y^+ . La loi du mur est comparée à l'expérimentation (●) à l'exemple de [47]

La majorité des modèles de turbulence à deux équations comme le modèle $k - \varepsilon$ ont été développés pour résoudre le problème de la turbulence dans la région centrale du flux. Ces modèles ont besoin d'une correction supplémentaire du nombre de Reynolds bas afin d'englober la région proche paroi.

Cette correction peut être faite en utilisant les fonctions de mur, mais comme cela fut exposé avant, cette fonction n'est pas bien convenue pour des flux de non-équilibre. Des modèles à deux couches ont été donc développés. Dans ces modèles à deux couches, le cœur turbulent est résolu avec un modèle de turbulence à deux-équations et la région proche paroi affectée par la viscosité est résolue par le biais d'un modèle à une-équation. Une autre possibilité consiste à utiliser des modèles développés pour des bas Reynolds (LRNM). Dans les modèles LRNM, la totalité de la couche limite est résolue et un amortissement supplémentaire de la turbulence est appliqué pour les bas Reynolds turbulents. Le modèle $k - \omega$ est un exemple de modèle à bas Reynolds. Le modèle SST- $k - \omega$ est le mélange d'un modèle LRNM ($k - \omega$) pour la viscosité affectée près de la région proche paroi et d'un modèle HRNM (modèle à haut Reynolds), le modèle $k - \varepsilon$ pour la région entièrement turbulente.

3.3.2. Transport d'humidité dans l'air

Si le transport d'humidité dans l'air venait à être modélisé, un autre type d'équation de transport doit être résolue en plus des équations de Navier-Stokes et de continuité (équation 3.11). L'humidité est transportée dans l'air sous forme de vapeur d'eau. Cette vapeur d'eau peut être transportée dans l'air par convection et diffusion. Cela aboutit à un bilan de masse pour la vapeur d'eau dans l'air, stipulant que le changement de la quantité de vapeur d'eau dans un volume de contrôle d'air est dû à la vapeur d'eau transportée avec le mouvement d'air à travers les frontières du volume de contrôle, et en raison de la diffusion de vapeur par les frontières du volume de contrôle.

La diffusion dans l'air de vapeur d'eau peut être décrite selon la loi de diffusion Fick [48]. Fick atteste que la diffusion du flux de masse du composant A (vapeur d'eau dans ce cas) dans le composant B (air), est proportionnelle au gradient de fraction massique du composant A.

$$\vec{g}_v = -\rho D_{va} \nabla Y \quad (3.21)$$

Y est la fraction massique de la vapeur d'eau dans l'air $[-]$, D_{va} est le coefficient de diffusion de la vapeur d'eau dans l'air $[m^2/s]$, ρ est la densité du mélange air-vapeur et \vec{g}_v est le flux diffusif de vapeur d'eau $[kg/m^2s]$. La diffusion moléculaire de vapeur d'eau dans l'air D_{va} est donnée par l'équation 3.22 [49]:

$$D_{va} = 2.31 \cdot 10^{-5} \frac{101325}{P_{op}} \left(\frac{T}{273.16} \right)^{1.81} \quad (3.22)$$

L'effet de turbulence sur la diffusion peut être incorporé en présentant un coefficient de diffusion turbulente D_t . Pareillement à l'introduction d'une viscosité turbulente lorsque le temps était moyenné dans les équations de Navier-Stokes, une diffusion turbulente peut être introduite quand le temps est moyenné dans l'équation de transport de vapeur. Le ratio entre la viscosité turbulente et la diffusivité turbulente est donné par le nombre de Schmidt turbulent. Un certain nombre d'expériences a montré que le nombre de Schmidt peut souvent être supposé constant. Pour ce travail, une valeur de $Sc_t = 0.7$ est adoptée.

$$Sc_t = 0.7 = \frac{V_t}{D_t} \quad (3.23)$$

La combinaison du coefficient de diffusion turbulent et de la diffusion moléculaire aboutit à un coefficient de diffusion effectif D_{eff} . On donne alors la forme différentielle de l'équation de transport d'humidité dans l'air par :

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho Y) + \nabla \cdot (\rho \bar{v} Y) = -\nabla \cdot \bar{g} = \nabla \cdot (\rho D_{eff} \nabla Y) \quad (3.24)$$

3.3.3. Transport de chaleur dans l'air

Pour modéliser le transport de chaleur dans air, une équation de transport d'énergie est indispensable. Cette équation d'énergie est trouvée en écrivant le bilan énergétique pour un volume de contrôle. Ce bilan énergétique stipule que la variation temporelle de l'énergie interne totale est due à la chaleur transportée avec le flux à travers les frontières du volume de contrôle, et dû aussi à la chaleur transportée à travers les frontières par diffusion. Cette diffusion comprend la conduction de chaleur et le transport de chaleur sensible et latente dû à la diffusion de vapeur d'eau.

Ceci indique qu'il y a un couplage des équations de transport de chaleur et le transport de vapeur d'eau. Dans le développement des équations de transport de chaleur, quelques suppositions et simplifications ont été formulés :

- l'air est modélisé comme étant un gaz parfait.
- Les variations de Pression sont si petite qu'elles n'affectent pas les propriétés thermodynamiques.
- Les variations d'énergie potentielle sont supposée négligeable.
- Les variations d'énergie cinétique sont supposée négligeable.
- Le chauffage visqueux est négligé.
- Aucune source volumétrique n'est présente (réactions chimiques, évaporation de gouttelette, condensation...).

En général, l'équation de conservation d'énergie peut être formulée comme suit :

$$\frac{\partial \rho E'}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho H' \bar{v}) = -\nabla \cdot \bar{q}' \quad (3.25a)$$

avec

$$E' = u + \frac{1}{2}v^2 + PE \quad (3.25b)$$

$$H' = u + \frac{p}{\rho} + \frac{1}{2}v^2 + PE \quad (3.25c)$$

où PE est l'énergie potentielle, $\frac{1}{2}v^2$ représente l'énergie cinétique, q' Est la chaleur totale transportée par diffusion (sensible et latente) et u est l'énergie interne. L'équation 3.25a peut être étendu à :

$$\frac{\partial \rho E'}{\partial t} + \nabla \cdot \left(\rho \left(E' + \frac{p}{\rho} \right) \vec{v} \right) = -\nabla \cdot \vec{q}' \quad (3.26a)$$

$$\frac{\partial \rho E'}{\partial t} + \nabla \cdot \rho E' \vec{v} + p \nabla \cdot \vec{v} + \vec{v} \cdot \nabla p = -\nabla \cdot \vec{q}' \quad (3.26b)$$

En combinant ceci avec l'équation de conservation de masse donné par en équation 3.27:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \vec{v}) = 0 \quad (3.27)$$

l'équation suivante peut être obtenue :

$$\cancel{E' \frac{\partial \rho}{\partial t}} + \cancel{E' \nabla \cdot \rho \vec{v}} + \rho \vec{v} \cdot \nabla E' + \rho \frac{\partial E'}{\partial t} + p \nabla \cdot \vec{v} + \vec{v} \cdot \nabla p = -\nabla \cdot \vec{q}' \quad (3.28)$$

où les deux premiers termes se compensent. Ceci peut ensuite être combiné avec l'équation de Bernouilli. En négligeant la dissipation visqueuse, l'équation de Bernouilli peut être écrite comme suit :

$$\rho \frac{\partial \frac{1}{2}v^2}{\partial t} + \rho \vec{v} \cdot \nabla \left(\frac{1}{2}v^2 + PE \right) + \vec{v} \cdot \nabla p = 0 \quad (3.29)$$

La soustraction de l'équation 3.29 de l'équation 3.28 donne :

$$\rho \frac{\partial u}{\partial t} + \rho \vec{v} \cdot \nabla u + p \nabla \cdot \vec{v} = -\nabla \cdot \vec{q}' \quad (3.30)$$

Une nouvelle combinaison avec l'équation de continuité (équation 3.27) aboutit à l'équation de conservation d'énergie exprimée pour l'énergie intérieure :

$$\frac{\partial \rho u}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho u \vec{v}) + p \nabla \cdot \vec{v} = -\nabla \cdot \vec{q}' \quad (3.31)$$

Cette équation peut être réécrite en terme de l'enthalpie h puisque $h = u + p/\rho$.

$$\frac{\partial \rho h}{\partial t} - \frac{\partial p}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho h \vec{v}) - \vec{v} \cdot \nabla p = -\nabla \cdot \vec{q}' \quad (3.32)$$

En supposant que les variations de pression dans l'espace et le temps sont petites et qu'elle peuvent être négligées, l'équation 3.32 peut être simplifié à :

$$\frac{\partial \rho h}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho h \vec{v}) = -\nabla \cdot \vec{q}' \quad (3.33)$$

Ensuite, la chaleur totale transportée par diffusion peut être étendue à $\vec{q}' = \vec{q} + h_a \vec{g}_a + h_v \vec{g}_v$. La loi de Fourier donne le flux de chaleur par conduction \vec{q} , avec λ la conductivité thermique [W/mK]:

$$\vec{q} = -\lambda \nabla T \quad (3.34)$$

Aussi, $h_a \vec{g}_a + h_v \vec{g}_v$ peut être transformé. Ces termes stipulent que la chaleur est transportée avec la diffusion de vapeur d'eau et d'air. La diffusion d'un élément A dans une élément B est toujours accompagnée par la diffusion de B dans la direction opposée, expliquant ainsi les deux termes. La quantité totale nette de flux molaire due à la diffusion doit être nulle. Cependant dans un mélange de gaz dilué, c'est une bonne approximation que de supposer aussi que les flux massiques totaux soient nuls ou autrement dit $\vec{g}_v = -\vec{g}_a$. Pour un gaz parfait l'enthalpie h dépend seulement de la température. Ainsi, la chaleur spécifique C_p est aussi fonction de la température seule : $C_p(T) = \frac{dh}{dT}$. Pour les gammes de températures rencontrées dans les constructions, la chaleur spécifique peut souvent être

supposée constante. En substituant tout ceci dans l'équation 3.33 et en tenant compte que $h_a - h_{a,ref} = C_a (T - T_{ref})$ et $h_v - h_{v,ref} = C_v (T - T_{ref}) + L_{ref}$ ($h_{v,ref} = 0$ pour l'eau liquide à 0°C, L_{ref} est la chaleur latente d'évaporation à la température de référence, C_a est la chaleur spécifique de l'air à pression constante et C_v est la chaleur spécifique de la vapeur d'eau à pression constante), nous obtenons :

$$\begin{aligned} \frac{\partial}{\partial t} [\rho Y (C_v T + L) + \rho (1 - Y) C_a T] \\ + \nabla \cdot [\bar{v} (\rho Y (C_v T + L) + \rho (1 - Y) C_a T)] \\ = \nabla \cdot [\lambda \nabla T - ((C_v T + L) - C_a T) \bar{g}] \end{aligned} \quad (3.35)$$

Similairement à l'équation de transport turbulent de vapeur (Equation. 3.24), où un coefficient de diffusion turbulent a été défini pour représenter l'effet de la turbulence sur le transport diffusif, une conductivité turbulente λ_t peut être définie. Celle-ci est donnée en équation 3.36a.

$$Pr_t = \rho C \frac{V_t}{\lambda_t} \quad (3.36a)$$

$$\lambda_{eff} = \lambda + \lambda_t \quad (3.36b)$$

où Pr_t est le nombre de Prandtl turbulent qui peut être considéré constant et égal à 0.85.

L représente la chaleur latente d'évaporation d'eau à une température de référence de 0°C. Ceci permet de sortir L à l'extérieur des opérateurs dérivés dans l'équation 3.35. En appliquant l'équation 3.24 à l'équation 3.35, la chaleur latente quitte l'équation. Ceci était prévisible puisqu'aucun changement de phase (condensation/évaporation) n'est présent dans le flux d'air. L'équation régissant le transport de chaleur peut ainsi être réécrite sous la forme :

$$\frac{\partial}{\partial t} [\rho C T] + \nabla \cdot [\bar{v} (\rho C T)] = \nabla \cdot [\lambda_{eff} \nabla T - (C_v - C_a) \bar{g} T] \quad (3.37)$$

avec une capacité thermique massique pondérée donnée par:

$$C = YC_v + (1 - Y)C_a \quad (3.38)$$

3.4. Transport couplé de chaleur et d'humidité dans les matériaux poreux

3.4.1. Transport d'humidité dans un matériau poreux

L'humidité dans le contexte de la construction peut exister en trois phases : vapeur, liquide et solide (glace). Dans le présent modèle, la formation de glace est négligée. Les deux phases restantes peuvent être stockées ensemble et transportées dans un matériau poreux. Cela aboutit à un équilibre d'humidité sous la forme suivante :

$$w = w_v + w_l \quad (3.39a)$$

$$\vec{g} = \vec{g}_v + \vec{g}_l \quad (3.39b)$$

$$\frac{dw}{dt} = -\nabla \cdot \vec{g} \quad (3.39c)$$

La teneur en humidité dans le matériau poreux w [kg/m^3] est la somme de la teneur en vapeur w_v et la teneur en liquide w_l . La teneur en vapeur est beaucoup plus petite que la teneur en liquide et est souvent négligée. Le flux d'humidité dans le matériau \vec{g} [kg/m^2s] est le résultat d'un flux de vapeur \vec{g}_v et d'un flux liquide \vec{g}_l . Ceci n'est bien sûr qu'une approximation, puisque les deux mécanismes de transport ne peuvent, à proprement parler, pas être divisés. Finalement, l'équation 3.39c stipule que la variation dans le temps de la teneur en humidité est dû au flux net entrant/sortant d'humidité. A noter que le transport de vapeur dû à la convection d'air est négligé ici.

Le flux de diffusion de vapeur dans un matériau poreux peut être décrit selon la loi de diffusion de Fick ajustée.

$$\vec{g}_v = -\rho \frac{D_{va}}{\mu} \nabla Y \quad (3.40)$$

Le coefficient de diffusion D_{va} dans l'équation 3.21 est remplacé par le ratio D_{va}/μ où μ est le ratio de la diffusion de vapeur de vapeur d'eau dans le matériau poreux à la diffusion de vapeur de la vapeur d'eau en air. Ce ratio est aussi décrit comme étant le facteur de

résistance à la diffusion de vapeur d'eau. Le facteur de résistance sera supérieur à un, puisque la diffusion dans le matériau poreux est entravée par des facteurs divers. Premièrement, la structure tortueuse du matériau augmente la longueur du chemin des molécules d'eau. Deuxièmement, la porosité ouverte réduit la surface par laquelle la vapeur peut se répandre. La diffusion est aussi fonction du degré de saturation.

Pour de minuscules pores, la diffusion de vapeur ne peut plus être décrit par la loi de Fick. A petite échelle, les collisions entre les molécules de vapeur est les parois du pore deviennent plus fréquentes que les collisions entre molécules. Le transport de vapeur est alors mentionné comme étant la diffusion ou l'effusion de Knudsen. Cette diffusion est aussi conduite par des gradients de pression de vapeur. Pour simplifier le modèle actuel, la diffusion de Knudsen n'est pas modélisée séparément, mais son effet est intégré dans le facteur de résistance de vapeur.

$$\vec{g}_v = -\frac{D_{va}}{\mu R_v T} \nabla p_v \quad (3.41)$$

Dans ces équations de diffusion, la diffusion thermique ou l'effet de Soret est négligé. Il a été mentionné dans [50] et montré par Whitaker [51] et Janssen [52] que cet effet est petit comparé à la diffusion de concentration.

Le flux liquide est décrit selon la loi de Darcy :

$$\vec{g}_l = -K_l \nabla P_c \quad (3.42)$$

L'élément moteur dans le transport liquide est le gradient de pression capillaire $P_c [Pa]$. K_l est la perméabilité liquide [s]. La combinaison des équations 3.39c, 3.41 et 3.42 aboutit à la forme suivante de l'équation du bilan d'humidité:

$$\frac{dw}{dt} = -\nabla \cdot (\vec{g}_v + \vec{g}_l) = -\nabla \cdot \left(\frac{D_{va}}{\mu R_v T} \nabla p_v + K_l \nabla P_c \right) \quad (3.43)$$

Il est maintenant possible de transformer cette équation pour que seule deux variables d'état indépendantes restent. Dans ce travail, la température (T) et la pression capillaire (P_c) sont choisies, par analogie au travail de Grunewald [53]. La pression de vapeur partielle est liée à l'humidité relative (Equation. 3.2) et cette humidité relative est à son tour liée à la

pression capillaire (loi de Kelvin, Equation. 3.8). Cela aboutit à l'équation suivante pour le bilan d'humidité dans un matériau poreux :

$$\frac{\partial w}{\partial P_c} \frac{\partial P_c}{\partial t} = \nabla \cdot (K_l \nabla P_c) + \nabla \cdot \frac{D_{va}}{\mu R_v T} \left(\frac{\rho_v}{\rho_l} \nabla P_c + HR \frac{\partial p_{sat}}{\partial T} \nabla T - \frac{p_v \ln HR}{T} \nabla T \right) \quad (3.44)$$

Pour résoudre cette équation, trois propriétés de matériaux sont nécessaires : le facteur de résistance de diffusion de vapeur μ , la perméabilité liquide K_l et la capacité d'humidité $\frac{\partial w}{\partial P_c}$

Pour quelques matériaux, ces propriétés sont données en appendice A. Pour les autres, ces propriétés peuvent être trouvées dans une vaste gamme de catalogues (par exemple [54]). Une discussion plus minutieuse sur l'impact de l'exactitude de ces paramètres est donnée en chapitre 4.

3.4.2. Transport de chaleur dans un matériau poreux

Comme cité auparavant, seul le transport par la diffusion est pris en compte dans les matériaux poreux étudiés ici. La chaleur est ainsi transportée uniquement dans les matériaux poreux par le biais de la conduction d'une part, et la diffusion d'eau d'autre part. La vapeur d'eau se répandant dans les matériaux poreux transporte la chaleur sensible aussi bien que latente.

Le transport de chaleur dans un matériau (poreux) du à la diffusion peut être décrit selon la loi de Fourier de conduction de chaleur :

$$\vec{q} = -\lambda_{mat} \nabla T \quad (3.45)$$

Le flux de chaleur \vec{q} [W/m^2] est proportionnel au gradient de la température, avec λ_{mat} la conductivité du matériau poreux [W/mK]. Cette conductivité dépend fortement de la teneur en humidité du matériau puisque la conductivité de l'eau diffère de celle de la matrice du matériau. Cette conductivité est donc exprimée comme fonction de la teneur en humidité $\lambda_{mat}(w)$.

L'eau est transportée dans un matériau poreux sous forme de liquide et de vapeur, générant un flux de liquide et de vapeur \vec{g}_l et \vec{g}_v (Equations 3.41 et 3.42). La chaleur sensible

est transportée avec l'eau liquide (\vec{q}_l), tandis que la chaleur sensible et latente est transportée avec la diffusion de vapeur (\vec{q}_v).

$$\vec{q}_l = \vec{g}_l h_l \quad (3.46a)$$

$$\vec{q}_v = \vec{g}_v h_v \quad (3.46b)$$

Dans la section 3.2.3, il a déjà été montré que l'enthalpie de l'eau liquide h_l et de la vapeur h_v peut être supposée proportionnelle à la température lorsque la chaleur spécifique est presque constante. Ceci permet de réécrire l'équation 3.46 sous la forme:

$$\vec{q}_l \approx \vec{g}_l C_l T \quad (3.47a)$$

$$\vec{q}_v \approx \vec{g}_v (C_v T + L) \quad (3.47b)$$

Similairement à la section 3.2.3, les variations en énergie potentielle et énergie cinétiques au sein du matériau poreux peuvent être négligés et aucune réaction chimique ne s'opère dans ce dernier. L'enthalpie totale du matériau poreux $E [J/m^3]$ est ainsi la somme de l'énergie stockée dans la matrice du matériau et l'énergie stockée dans l'eau liquide et la vapeur d'eau présents dans le matériau.

$$\begin{aligned} \frac{\partial E}{\partial t} = \frac{\partial}{\partial t} (\rho_{mat} h_{mat} + w_l h_l + w_v h_v) = \\ (\rho_{mat} C_{mat} + w_l C_l + w_v C_v) \frac{\partial T}{\partial t} + C_l T \frac{\partial w_l}{\partial t} + (C_v T + L) \frac{\partial w_v}{\partial t} \end{aligned} \quad (3.48)$$

où w_v est la teneur en vapeur d'humidité et w_l est la teneur en humidité liquide. ρ_{mat} est la densité sèche du matériau poreux $[kg/m^3]$ et C_{mat} la chaleur spécifique du matériau sec $[J/kgK]$. L'équation du bilan énergétique qui stipule que la fluctuation d'énergie stockée est due seulement à la diffusion de chaleur, devient alors :

$$\frac{\partial E}{\partial t} = (\rho_{mat} C_{mat} + w_l C_l + w_v C_v) \frac{\partial T}{\partial t} + C_l T \frac{\partial w_l}{\partial t} + (C_v T + L) \frac{\partial w_v}{\partial t} = \nabla \cdot (\lambda_{mat} \nabla T - C_l T \vec{g}_l - (C_v T + L) \vec{g}_v) \quad (3.49)$$

La teneur en humidité liquide et la teneur en vapeur d'humidité peuvent être liés avec l'humidité totale par la porosité ouverte ψ_0 , en tenant en compte que $w = w_l + w_v$ et

$$\psi_0 = \frac{w_l}{\rho_l} + \frac{w_v}{\rho_v}.$$

$$w_l = \frac{\psi_0 - \frac{w}{\rho_v}}{\frac{1}{\rho_l} - \frac{1}{\rho_v}} \quad (3.50a)$$

$$w_l = \frac{\frac{w}{\rho_l} - \psi_0}{\frac{1}{\rho_l} - \frac{1}{\rho_v}} \quad (3.50b)$$

3.5. Conclusion :

La compréhension des mécanismes de transport de chaleur, d'air et d'humidité dans les milieux poreux non saturés est indispensable à toute fin de modélisation numérique.

le présent chapitre a traité exhaustivement les différents aspects qui régissent le transport hygrothermique dans les matériaux poreux d'une manière générale. Pour développer un modèle adéquat de le transport de chaleur et de masse dans un matériau poreux, il est important de savoir comment l'eau est stockée et transportée dans le matériau poreux.

Les équations gouvernantes de transport pour la diffusion de vapeur et le transport liquide ont été développés et discutées en détail. La chaleur est transportée dans les matériaux poreux par la conduction d'une part, et la diffusion d'eau d'autre part. La vapeur d'eau se répandant dans les matériaux poreux, transporte aussi bien la chaleur sensible que latente.

CHAPITRE 4

Développement du modèle numérique

4.1. Introduction

Dans ce chapitre, Un outil numérique permettant de prédire le transport combiné de chaleur, d'air et d'humidité dans les enveloppes de bâtiments a été développé en faisant appel au logiciel commercial par éléments finis, COMSOL, dans le but de résoudre les équations différentielles partielles (PDEs) régissant le transport hygrothermique. L'outil de recherche développé simule le comportement transitoire des systèmes d'enveloppe multicouches et multi dimensionnelles de bâtiments.

L'état de l'art sur le transfert de chaleur et de masse dans les matériaux de construction est mis à contribution. Les mécanismes de transfert de chaleur sont la conduction et la convection de chaleur sensible et latente. Les mécanismes de transfert d'humidité sont la diffusion de vapeur engendrée par un gradient de pression de vapeur d'eau, le flux de vapeur par convection naturelle dans l'air, et l'écoulement du liquide induit par un gradient de pression capillaire. La flottabilité du flux dans des cavités remplis par un isolant fibreux est traitée par l'approximation de Darcy-Boussinesq. Les propriétés des matériaux utilisés sont extraites à partir de mesures en laboratoire de la conductivité thermique, la capacité thermique, l'isotherme de sorption, la rétention d'eau, la perméabilité à la vapeur d'eau, la diffusivité hydrique et la perméabilité dans l'air. Les propriétés des matériaux sont données sous forme de fonctions analytiques ou d'interpolation en termes de l'humidité, considérée ici comme variable d'état. Les conditions aux limites du modèle peuvent être sous forme de données horaires des paramètres météorologiques comprenant la température, la pression de la vapeur d'eau, la radiation solaire, la vitesse du vent, et la précipitation; ou pouvant être un contexte plus particulier.

Ce chapitre couvre exhaustivement le modèle mathématique ayant servi pour le développement de l'outil numérique: l'introduction des équations transitoires et non-isothermes de conservation de chaleur et d'humidité, les allures des courbes de rétention d'humidité et des conductivités thermique/d'humidité, les conditions aux limites intégrant la vapeur transmise en surface, l'infiltration de la pluie, la radiation solaire et la vitesse du vent;

ainsi que l'adaptation du modèle mathématique dans l'environnement de modélisation du logiciel COMSOL.

4.2. Courbe de rétention d'humidité d'un matériau de construction

4.2.1. Stockage d'humidité dans un matériau de construction

La plupart des matériaux sont poreux et ont le pouvoir d'absorber l'humidité présente dans l'environnement. La taille, forme et distribution des micropores détermine la performance de stockage d'humidité d'un matériau.

L'absorption d'humidité dans les matériaux poreux peut être définie par des régions hygroscopique et sur-hygroscopique, distinguée par le mécanisme dominant de transfert d'humidité. La région sur-hygroscopique peut être davantage subdivisée en régions capillaire et sur-capillaire. Dans la région hygroscopique, le mécanisme dominant du transfert d'humidité est le transfert de vapeur. Les surfaces des micropores du matériau absorbent les molécules d'eau et un état d'équilibre peut être atteint entre la quantité d'humidité absorbée et l'humidité de l'air environnant (humidité relative ou pression capillaire). Avec l'accumulation des molécules de vapeur sur les surfaces des pores, la tension superficielle ne peut plus lier fermement ces molécules de vapeur, et l'humidité se déplace sous forme de 'diffusion superficielle'. Les petits pores se remplissent d'eau jusqu'à ce que la teneur en eau critique soit atteinte.

Une supposition grossière a été appliquée dans l'ancienne littérature, suggérant que la teneur en humidité critique est égale à la teneur en humidité d'équilibre correspondant à 98% d'humidité relative (Rode 1990). Des recherches récentes ont révélé que la teneur en humidité critique dépend du matériau, et que l'affectation d'une valeur fixe de la teneur en humidité pour tous les matériaux n'est ni précise, ni appropriée (Carmeliet & Roels 2002).

La saturation capillaire est la teneur en humidité maximale peut être atteinte dans des conditions normales, du moment où l'air piégé dans les pores partiels ne peut être évacué qu'en laboratoire par succion pressurisée. La région sur-capillaire (ou région super-saturée) s'étend de la saturation capillaire jusqu'à ce que tous les pores soient remplis d'eau. Dans cette région, l'humidité relative est toujours égale à 100%, et la pression capillaire est nulle.

Les mécanismes dominants du transfert d'humidité sont la diffusion liquide et l'écoulement par gravité. Dans le contexte pratique des enveloppes de bâtiments, la teneur en humidité atteint rarement cette région; aussi, dans le domaine du développement de l'outil de

simulation hygrothermique pour le bâtiment, la région sur-capillaire n'est normalement pas considérée. La théorie et l'application du transport de chaleur et de masse dans la région super-saturée, sont souvent rencontrées dans le domaine de la mécanique des sols (Carmeliet & Roels 2002).

Le processus de capture d'humidité par les matériaux est défini par le terme 'absorption' (mouillage); celui par lequel le matériau restitue l'humidité est dit 'désorption' (séchage). La différence entre l'absorption et la désorption est définie par la notion d'hystérésis hygroscopique. Dans la région hygroscopique, la relation entre la teneur en humidité du matériau et l'humidité d'équilibre est désignée par l'isotherme de sorption. Mais à haut niveau d'humidité relative, l'isotherme de sorption ne peut être mesuré avec précision, puisque le mécanisme dominant du transfert d'humidité passe à la succion capillaire; ainsi, l'équilibre résultant entre la teneur en humidité et la pression capillaire est désigné comme étant la courbe de rétention d'eau ou de succion (Bomberg et al 2002).

Dans le présent travail, le terme 'rétention d'humidité' est employé pour couvrir le critère de stockage d'humidité du matériau, dans les deux régions hygroscopique et sur-hygroscopique.

La courbe de rétention d'humidité lie les teneurs d'humidité d'un matériau aux valeurs de pression capillaire correspondantes. Un exemple d'une courbe de rétention d'humidité est montré en figure 4.1. Les étapes de stockage d'humidité sont définies par les régions hygroscopique, sur-hygroscopique, saturation capillaire et saturation maximale (Carmeliet 2002).

Etant donné que la valeur de la pression capillaire varie suivant plusieurs ordres de grandeur allant de la gamme hygroscopique jusqu'à celle sur-hygroscopique, la valeur logarithmique de la pression capillaire est alors utilisée. La valeur absolue de différentiation de la courbe de rétention d'humidité est définie par la capacité humide (Roels et al. 1999).

Ce ne sont pas tous les matériaux qui couvrent l'ensemble des trois régions au sein de leur courbe de stockage d'humidité. Quelques uns sont hygroscopiques mais non-capillaires et vice versa; ou bien aussi, quelques matériaux sont non-hygroscopiques et non-actifs du point de vue capillaire. A titre d'exemple, quelques matériaux isolants fibreux, tel que la laine minérale, n'absorbent pas l'humidité de l'air ambiant; lorsque la température est en dessous du point de rosée, la vapeur d'eau se condense directement dans les vides situés entre les fibres du matériau.

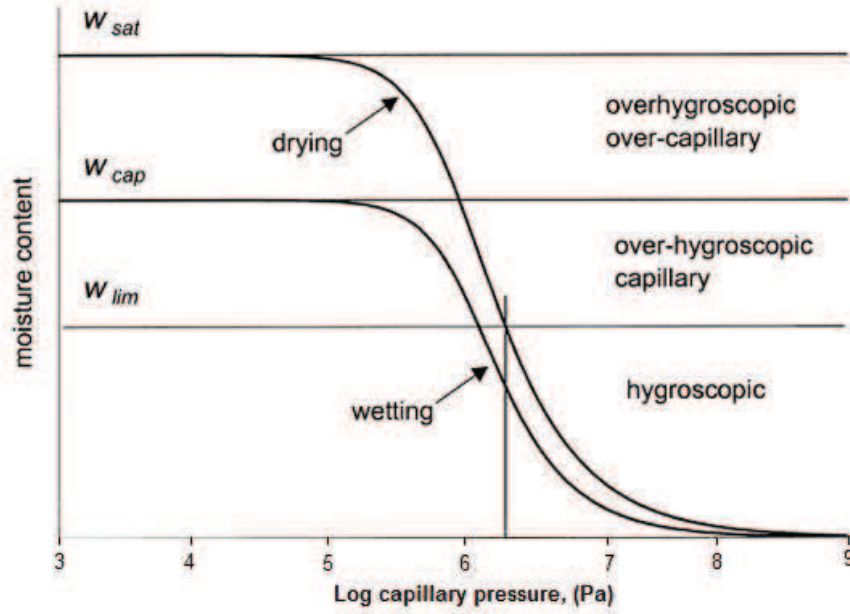


Figure 4.1: Courbe de rétention d'humidité d'un matériau poreux

4.2.2. Equations analytique de la courbe de rétention d'humidité

Pour la modélisation hygrothermique, la courbe de rétention d'humidité peut être exprimée par des équations analytiques de variables d'état d'humidité, tel que l'humidité relative ou la pression capillaire. L'humidité relative (HR) est définie par le rapport à la pression de vapeur opérante et la pression de vapeur saturante de l'air, ou le rapport de la densité de vapeur à la densité de vapeur saturante de l'air.

$$\phi = \frac{P_v}{P_{sat}} = \frac{\rho_v}{\rho_{v,sat}} \quad (4.1)$$

où les symboles ci-dessus, unités entre parenthèses et connotations sont:

ϕ (-) humidité relative (HR)

P_v (Pa) pression partielle de vapeur

P_{sat} (Pa) pression de vapeur saturante

ρ_v (kg/m³) densité de vapeur

$\rho_{v,sat}$ (kg/m³) densité de vapeur saturante

La pression saturante de vapeur est fonction de la température en supposant une pression atmosphérique constante. Une multitude d'équations existent; celle utilisée par Künzel (1995) est:

$$P_{sat} = 611 \cdot \exp\left(\frac{a \cdot T_0}{T_0 + T}\right) \quad (4.2)$$

où

$$a = 22.44 \quad T_0 = 272.44 \text{ °C} \quad T < 0 \text{ °C}$$

$$a = 17.08 \quad T_0 = 234.18 \text{ °C} \quad T \geq 0 \text{ °C}$$

Dans un état d'équilibre, la pression de la phase gazeuse P_v et la pression de la phase liquide P_l sont reliées par la relation de Kelvin.

$$P_l = P_{sat}(T) + R_v T \rho_l \ln \phi \quad (4.3)$$

où

$$\rho_l \text{ (kg/m}^3\text{)} \quad \text{densité de l'eau}$$

$$T \text{ (K)} \quad \text{température absolue}$$

$$R_v = R / M_w \quad \text{constante spécifique des gaz pour la vapeur d'eau}$$

$$R = 8314.34 \text{ (J / (kmol K))} \quad \text{constante universelle des gaz parfaits}$$

$$M_w = 18.0152 \text{ (kg/ kmol)} \quad \text{masse molaire de la vapeur d'eau}$$

Puisque la pression de vapeur saturée P_{sat} est nettement plus petite que le deuxième terme, elle peut donc être omise, et l'équation 4.3 peut être réécrite sous la forme

$$P_l = R_v T \rho_l \ln \phi \quad (4.4)$$

L'écart de pression entre l'eau liquide et l'air environnant est défini comme étant la pression capillaire.

$$P_c = P_g - P_l \quad (4.5)$$

où P_g (Pa) fait référence à la pression de l'air environnant, sa valeur est normalement négligeable dans le contexte de la physique des bâtiments. La pression d'eau liquide n'est donc que la valeur négative de la pression capillaire, comme montré en équation (4.6)

$$P_l = -P_c \quad (4.6)$$

Alors,

$$\ln \phi = -\frac{P_c}{\rho_l R_v T} \quad (4.7)$$

L'humidité relative ϕ et la pression capillaire correspondante, sont listées au tableau 4.1 pour différentes valeurs.

Tableau 4.1 : Valeurs de P_c en fonction de ϕ calculées à partir de l'équation (4.7)

| Humidité Relative (-) | Pression capillaire (Pa) | Humidité Relative (-) | Pression capillaire (Pa) |
|--------------------------|-----------------------------|--------------------------|-----------------------------|
| 0.1 | 4.117E+08 | 0.9 | 1.426E+07 |
| 0.2 | 2.179E+08 | 0.95 | 6.943E+06 |
| 0.3 | 1.630E+08 | 0.98 | 2.735E+06 |
| 0.4 | 1.240E+08 | 0.99 | 1.360E+06 |
| 0.5 | 9.383E+07 | 0.999 | 1.354E+05 |
| 0.6 | 6.915E+07 | 0.9999 | 1.354E+04 |
| 0.7 | 4.828E+07 | 0.99999 | 1.354E+03 |
| 0.8 | 4.021E+07 | 1 | 0 |

Différentes formulations sont appliquées aux courbes de rétention d'humidité. Künzl (1995) recommande une forme simplifiée de l'équation BET, avec un facteur d'ajustement universel pour les l'ensemble des régions hygroscopique et capillaire :

$$u(\phi; b) = w_{sat} \frac{(b-1)\phi}{b-\phi} \quad (4.8)$$

où

u (kg/kg) teneur massique en humidité

w_{sat} (kg/m³) teneur en humidité saturante, qui représente l'absorption maximale d'eau du matériau dans des conditions normales

b (-) facteur d'ajustement déterminé à partir de la teneur en humidité, pour une HR égale à 80%.

Une autre forme simplifiée de la fonction BET à trois facteurs d'ajustement, a été utilisée par Burch (1997) dans l'élaboration du modèle MOIST, et par Kumaran (1996) pour son rapport de l'annexe 24.

$$w(\phi; a, b, c) = \frac{\phi}{a\phi^2 + b\phi + c} \quad (4.9)$$

où

w (kg/m³) teneur en humidité en masse par volume

a, b, c (-) facteurs d'ajustement

Carmeliet et Roels (2002) ont échantillonné deux matériaux poreux: une brique en céramique dotée d'une forte capillarité et d'une hygroscopie négligeable, et une brique en silicate de calcium dotée d'une haute hygroscopie mais de faible activité capillaire, afin d'estimer la performance de différentes équations de stockage d'humidité à travers des mesures en laboratoire. Ils conclurent que les équations simplifiées ci-dessus, basées sur le modèle BET sont applicable dans la région hygroscopique uniquement, et non dans la région sur-hygroscopique (capillaire). De plus, leurs recherches présentèrent le nombre de sous-

fonctions comme étant une variable importante pour une description précise des données obtenues par les mesures.

Les courbes bimodales sont préférées aux courbes uni-modales; les modèles bimodaux incluant une flexibilité suffisante pour modéliser les régions tant hygroscopiques que sur-hygroscopiques. Une équation plus précise de la courbe de rétention d'humidité, plus connu sous le nom d'équation de van Genuchten donnée par Durner (1994) et considérant la pression capillaire P_c comme variable d'état pour l'humidité.

$$w(P_c; \alpha, n, m) = w_{sat} \left[1 + (\alpha P_c)^n \right]^{-m} \quad (4.10)$$

où

α, n, m (–) facteurs d'ajustement

L'écriture bimodale de l'équation type de van Genuchten est:

$$w(P_c; l_1, \alpha_1, n_1, m_1, l_2, \alpha_2, n_2, m_2) = w_{sat} l_1 \left[1 + (\alpha_1 P_c)^{n_1} \right]^{-m_1} + w_{sat} l_2 \left[1 + (\alpha_2 P_c)^{n_2} \right]^{-m_2} \quad (4.11)$$

où

$l_1, \alpha_1, n_1, m_1, l_2, \alpha_2, n_2, m_2$ (–) facteurs d'ajustement

Cependant, la détermination des facteurs d'ajustement d'une équation bimodale ou voir multimodale, requiert davantage de donnée mesurées par rapport au cas uni-modale; ce sera une lourde tâche d'obtenir ces données pour divers matériaux de construction.

Etant donné de la disponibilité limitée de données sur les matériaux, dans l'outil numérique développé dans ce travail, l'équation analytique de la courbe de rétention d'humidité est uni-modale de type van Genuchten est adoptée. A partir des investigations menées par des auteurs, cette équation uni-modale possède des résultats d'une précision acceptable dans le contexte des matériaux utilisés dans cette étude.

L'exemple d'une courbe de rétention d'humidité d'un polywood est donnée en figure 4.2.

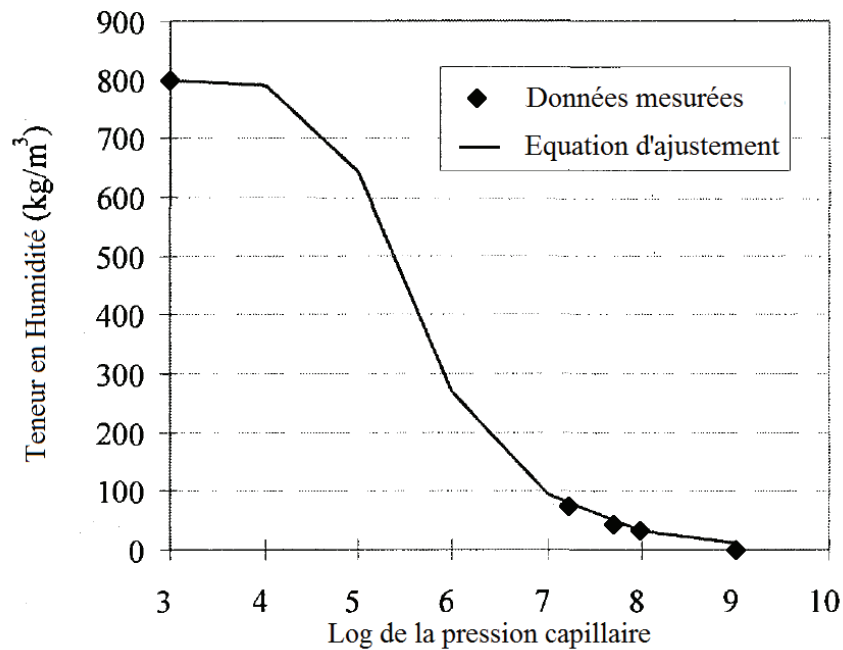


Figure 4.2: Courbe de rétention d'humidité d'un tableau en contreplaqué.
Source (Wu et al 2008)

4.3. Mécanismes de transport d'humidité dans l'enveloppe de bâtiment

Une question récurrente et critique dans le développement d'outils hygrothermiques se pose: comment calculer avec précision le transport d'humidité dans des matériaux de construction ? en incluant le choix du potentiel moteur du transport d'humidité, la détermination des coefficients de transport correspondants et la méthode efficace de mesure des propriétés des matériaux. Une méthode efficace de calcul du flux d'humidité dans des matériaux poreux consiste à traiter séparément le flux de vapeur et le flux liquide (Funk & Wakili 2007).

Le flux d'humidité dans des matériaux poreux peut exister en phase vapeur ou liquide, et le mélange des flux liquide et vapeur peut être défini par la somme d'une série de produits de coefficients de transfert d'humidité et de gradients de potentiels moteur, comme montré en Equation 4.12.

$$q_{v+1} = \sum_{i=1}^n K_i \nabla \phi_i \quad (4.12)$$

où

q_{v+i} flux total d'humidité de vapeur d'eau et de liquide

$\nabla \phi_i$ potentiel moteur du flux d'humidité, $i=1,2..n$

∇ vecteur gradient, pour un espace tridimensionnel: $\nabla f = \left(\frac{\partial f}{\partial x}, \frac{\partial f}{\partial y}, \frac{\partial f}{\partial z} \right)$

K_i coefficient de transfert d'humidité correspondant au potentiel moteur

Dans la plupart des outils de simulation hygrothermiques, le flux de vapeur est conduit par le gradient de pression de vapeur d'eau, et la conductivité de transfert d'humidité correspondante est la perméabilité à la vapeur. Pour le flux liquide, quelques outils de modélisation hygrothermique optent pour le gradient de la teneur en humidité comme potentiel moteur, mais ce choix a été démontré comme imprécis pour des fins de recherches (Bomberg et al. 2002).

La vérification du modèle numérique le mieux approprié de transport d'humidité, spécialement le flux liquide dans les matériaux de construction, et la détermination des propriétés des matériaux tel la rétention d'humidité et les coefficients de transfert, a été effectué dans le cadre du projet HAMSTAD (Heat, Air and Moisture Standards Development) (Adan et al. 2003; Hagentoft et al. 2004). L'application du gradient de pression d'eau (ou gradient de pression capillaire) comme potentiel moteur d'humidité, et la détermination de la courbe de rétention d'eau et des conductivités humides, ont été développés par Carmeliet & Roels (2001, 2002) and Carmeliet et al. (2004).

4.3.1. Equations numériques de transfert d'humidité

Dans le cadre du développement du présent outil numérique, les mécanismes mineurs de transfert d'humidité (effusion, osmose...) ont été négligés dans les formulations, vu que lors de la détermination des propriétés des matériaux à partir de mesures en laboratoire, il n'est pas nécessaire, voire très difficile, d'identifier séparément ces mécanismes insignifiants de transfert. Les conductivités mesurées de transfert d'humidité, incluent l'effet des mécanismes de transfert d'humidité majeurs et mineurs. Le flux d'humidité bi-phases dans les matériaux poreux ne peut être strictement divisé en flux de vapeur et flux liquide. Cependant, une approximation pour scinder le flux d'humidité total en une partie vapeur et une partie liquide reste toujours utile (bien connue sous l'expression "transport à phase divisée") (Funk & Wakili 2007). Les mécanismes de transfère d'humidité considérés dans le présent outil

numérique, sont le flux de vapeur sous formes de convection et diffusion, et le flux liquide conduit par pression capillaire.

4.3.1.1. Flux de vapeur

Le transfert de vapeur (g_v) dans un matériau poreux peut être scindé en une partie convection ($g_{v,c}$) et une partie diffusion ($g_{v,d}$).

$$g_v = g_{v,c} + g_{v,d} \quad (4.13)$$

➤ Flux de vapeur convectif

Le flux de vapeur convectif est la migration de vapeur par le biais de l'air mouvant à travers les matériaux poreux. Les forces de convection d'air peuvent être la force de flottabilité (l'effet de pile), la pression induite par le vent et la force mécanique. L'expression numérique du flux de vapeur convectif dans les matériaux de construction est :

$$g_{v,c} = v \cdot \rho_v(\phi, T) \quad (4.14)$$

où

$g_{v,c}$ ($kg/m^2 \cdot s$) flux convectif de vapeur

v (m/s) vitesse de l'air

ρ_v (kg/m^3) densité de la vapeur d'eau, fonction de la température (T) et de l'humidité relative (ϕ).

➤ Flux de vapeur diffusif

Le flux de vapeur diffusif est conduit par la fraction de mass ou par gradient de concentration, dans le contexte de la physique du bâtiment, le flux de vapeur diffusif peut être exprimé par la loi de Fick: la conductivité du transfert représentative (perméabilité à la vapeur d'eau) multipliée par le gradient d'une variable d'état (pression de la vapeur d'eau). L'équation pour le flux de vapeur diffusif exprimée par l'équation 4.15.

$$g_{v,d} = -\delta_p(w, T) \nabla P_v \quad (4.15)$$

où

$g_{v,d}$ ($kg/m^2 \cdot s$) flux diffusif de vapeur

δ_p ($kg/m \cdot s \cdot Pa$) perméabilité à la vapeur d'eau

En additionnant les Equations 4.14 et 4.15, le flux de vapeur g_v peut être exprimé par l'équation 4.16.

$$g_v = v\rho_v - \delta_p \nabla P_v \quad (4.16)$$

La perméabilité à la vapeur d'eau est étroitement liée à la structure des pores des matériaux. Deux modèles de structures de pores ont été établis pour décrire le transport d'humidité dans les matériaux poreux : domaines de pores structurés en série et domaines de pores structurés en parallèle (Grunewald et 2003 Bomberg). Les matériaux de construction actuels se décomposent en sous-volumes de pores, structurés en série et en parallèles. Quand la vapeur d'eau passe à travers le matériau poreux, les particules de vapeur sont collées sur la surface des pores par la force de tension. Avec l'accumulation de particules de vapeur, la tension superficielle ne peut pas tenir fermement les particules, et les celles-ci commencent à se mouvoir sur la surface des pores.

Ce phénomène est appelé "la diffusion superficielle", qui est en fait sous forme de flux liquide. Ce processus augmente progressivement le flux d'humidité. La perméabilité à la vapeur augmente aussi avec l'augmentation de la température, mais dans la majorité des modèles hygrothermiques, cette influence n'est pas considérée en raison de son insignifiance relative et aussi du manque de données suffisantes.

La perméabilité à la vapeur peut être mesurée par "la méthode de la coupelle" (McLean et al. 1992, Kumaran 1998). Le principe consiste à imposer un gradient de pression de vapeur d'eau de part et d'autre d'une éprouvette scellée dans une coupelle (figure 7), et de suivre l'évolution de la masse de l'ensemble jusqu'à l'obtention d'une perte (ou gain) de masse constante. Le niveau d'humidité relative en sous-face de l'éprouvette est imposé à l'aide d'une solution saline. La perméance est calculée à partir de la relation suivante :

$$W_p = \frac{P}{S \cdot \Delta P} \quad (4.16)$$

avec :

W_p ($kg/s m^2 Pa$) Perméance à la vapeur d'eau du matériau

P (kg/s) flux de vapeur calculé à partir de la pente de la courbe de variation de masse en fonction du temps

S (m^2) surface de l'éprouvette

ΔP (Pa) différence de pression de vapeur d'eau (Pa) de part et d'autre du matériau.

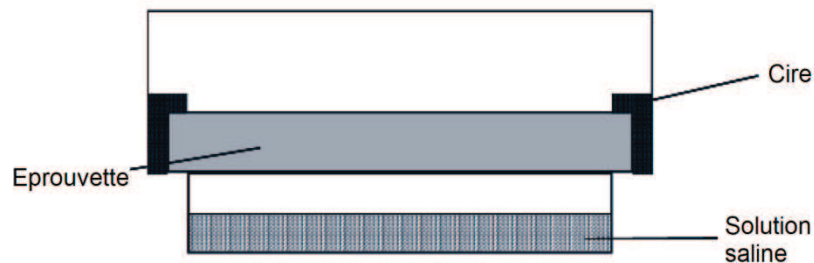


Figure 4.3 Schéma d'une coupelle

Comme décrit auparavant, la 'diffusion superficielle' n'est pas le flux de vapeur, mais plutôt le flux liquide. Donc, la perméabilité de vapeur mesurée sous de hauts niveaux d'humidité relative, n'est pas le flux de vapeur pur, mais un mélange de flux vapeur et de flux liquide (diffusion superficielle).

Puisqu'aucune méthode de mesure pratique ne peut séparer le flux de vapeur du flux liquide, et que la conductivité liquide mesurée inclut également une contribution de la diffusion superficielle; une supposition doit être adoptée afin de séparer, artificiellement, le flux de vapeur et celui liquide, et éviter ainsi tout chevauchement dans la détermination du flux liquide.

Rode (1990) a utilisé une approche basée sur la teneur en humidité critique. Au-dessous de ce taux, le flux d'humidité est conduit par le gradient de pression de vapeur et la perméabilité de vapeur est fonction de l'humidité relative; au-dessus du taux d'humidité critique, le flux liquide remplace le flux de vapeur et la perméabilité à la vapeur tombe au

zéro. La teneur en humidité critique équivaut à la teneur d'équilibre en humidité de 98% d'humidité relative.

Cependant, l'ajustement de la teneur en humidité critique à la valeur d'équilibre correspondant à 98 % d'humidité relative, n'est qu'une approximation grossière. La teneur en humidité critique est fortement dépendante du matériau, certains peuvent avoir un flux liquide beaucoup plus bas que l'humidité relative de 98 % (Carmeliet et Roels 2001).

Ainsi, une autre supposition a été adaptée pour diviser le flux d'humidité en flux de vapeur pur et flux liquide, en incluant la diffusion superficielle (Grunewald et 2003 Bomberg). La perméabilité à la vapeur mesurée par la méthode de "la coupelle sèche" (niveau d'humidité relatif de 20-30 %), est supposée être le flux de vapeur pur; et la perméabilité à la vapeur obtenue par la méthode de "la coupelle humide" est prise en compte dans la détermination de la perméabilité liquide. Cette approche fournit une description plus précise du flux d'humidité total (Adan et al 2004), et est appliquée dans l'outil développé dans cette thèse.

La perméabilité à la vapeur des matériaux de construction peut être exprimée par l'équation 4.17. La courbe de cette équation possède une partie plate à travers la majeure gamme de teneur en humidité, et une partie raide en bas près du point de saturation.

$$\delta_p = \frac{M_w}{RT} \frac{26.1 \cdot 10^{-6}}{\mu_{dry}} \cdot \frac{1 - \frac{w}{w_{sat}}}{(1-p) \cdot \left(1 - \frac{w}{w_{sat}}\right)^2 + p} \quad (s) \quad (4.17)$$

où

μ_{dry} (-) facteur de résistance à la vapeur d'eau du matériau, $\mu_{dry} = \frac{\delta_{p,air}}{\delta_p}$

w_{sat} (kg/m^3) teneur en humidité à la saturation libre

p (-) Facteur lié à la proportion de sous-volume de pore du matériau

3.3.1.2. Flux de liquide

la pression capillaire représente le potentiel conducteur du flux de liquide dans un matériaux poreux, et le flux est dit "suction capillaire". Le mécanisme essentiel de suction capillaire est la convection.

Dans le contexte de la physique du bâtiment, il serait amplement précis de considérer le transport liquide dans les espaces des pores comme un phénomène de diffusion, et le flux liquide peut aussi être exprimé par la loi de Fick : une conductivité de transfert représentative conduite par le gradient d'une variable d'état (Hagentoft 2001).

Dans certains outils de simulation hygrothermiques (Kunzel 1995, Burch 1997), "la méthode de diffusivité" a été appliquée. Le gradient de taux d'humidité a été utilisé comme potentiel conducteur du flux de liquide, et la diffusivité hydrique comme conductivité du transfert, montrée dans l'Équation 4.18.

$$g_l = -D_w(w, T) \nabla w \quad (4.18)$$

où

g_l ($kg/m^2 \cdot s$) flux d'eau liquide

D_w (m^2/s) diffusivité hydrique

w (kg/m^3) Facteur lié à la proportion de sous-volume de pore du matériau

La diffusivité hydrique est déterminée par la mesure d'absorption d'eau. La surface majeure du spécimen est mise en contact avec l'eau liquide. L'augmentation de la masse résultante de l'absorption d'humidité est enregistrée en fonction du temps. Les données sont analysées en utilisant la transformation de Boltzmann (Janz 1997) afin d'exprimer la diffusivité hydrique en fonction de la teneur en humidité.

Cependant, l'application de la teneur en humidité comme potentiel conducteur du flux de liquide, n'est pas une approche suffisamment précise pour les fins de recherche (Bomberg et d'autres. 2002); puisque la teneur en humidité est un potentiel empirique au lieu d'un potentiel thermodynamique, il ne peut donc pas décrire des phénomènes compliqués dans le transport d'humidité, tel l'emprisonnement d'air, la migration des sels, etc....; Au lieu de cela, "la

méthode de la perméabilité" est jugée appropriée pour le flux de liquide (Carmeliet et al. 2004).

Dans cette méthode, le flux de liquide est exprimé par la loi de Fick (Equation 4.19.), avec le gradient de pression capillaire comme potentiel conducteur, et la perméabilité au liquide comme conductivité du transfert d'humidité.

$$\begin{cases} g_l = -D_w \nabla w = -D_w \frac{\partial w}{\partial P_c} = K_l \nabla P \\ K_l = -D_w \frac{\partial w}{\partial P_c} \end{cases} \quad (4.19)$$

où

K_l ($kg/m \cdot s \cdot Pa$) perméabilité au liquide, qui est un coefficient de transfert d'humidité, et fortement dépendante de la teneur en humidité.

En se basant de l'Équation 4.19, un exemple de la perméabilité au liquide est donné en figure 4.5. Aussi, la perméabilité au liquide est liée à la température, mais négligée dans l'outil hygrothermique présenté dans ce travail.

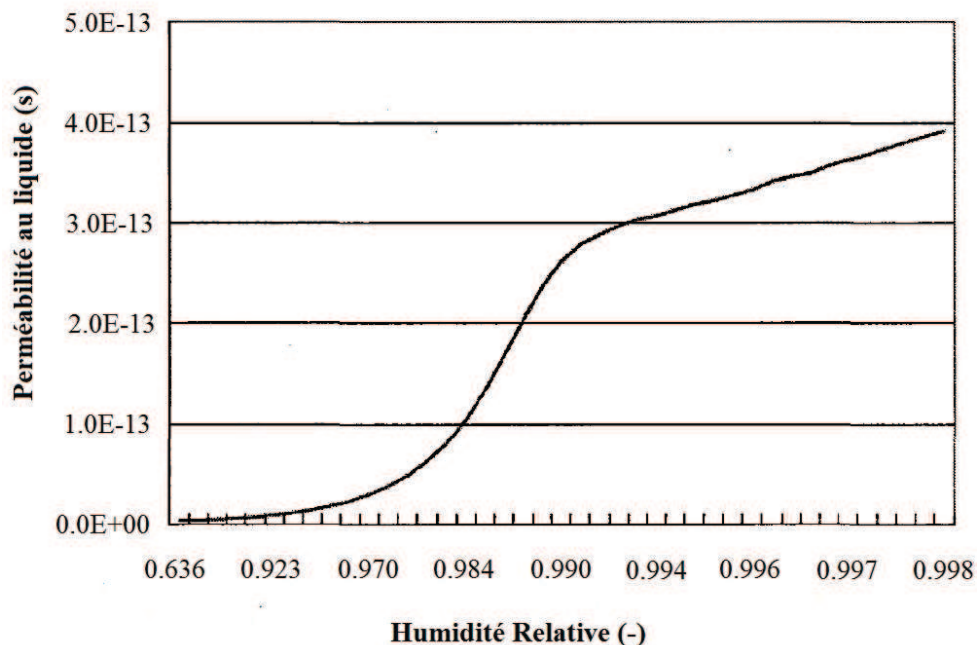


Figure 4.5: Perméabilité au liquide d'une planche en contreplaqué, source (Wu 2008)

4.3.2. Transfert isotherme d'humidité

Le flux total d'humidité, incluant les phases vapeur et liquide, peut être exprimé par l'équation 4.20, basée sur les équations 4.16 et 4.19.

$$g = g_v + g_l = -\delta_p \nabla p_v + v \rho_v + K_l \nabla P_c \quad (4.20)$$

Sous condition isotherme, la température est constante, et l'équation de conservation d'humidité peut être donnée par:

$$\frac{\partial w}{\partial t} = -\nabla(g_l + g_v) = \nabla(\delta_p \nabla p_v - v \rho_v - K_l \nabla P_c) \quad (4.21)$$

4.3.3. Transfert non-isotherme d'humidité

Exposée aux aléas climatiques et aux conditions intérieures, un gradient de température peut se développer à travers une enveloppe de bâtiment. Par exemple, la radiation solaire peut augmenter la température superficielle du mur ou du toit, ou en hiver, une grande différence de température existe entre les ambiances extérieure et l'intérieure. Le gradient de température peut conduire le transport d'humidité. Si le gradient de température doit être pris en compte, il y aura deux variables d'état indépendantes pour le transport combiné de chaleur et d'humidité dans une enveloppe de bâtiment; l'une est la variable d'état thermique, en l'occurrence la température T , et l'autre est une variable d'état d'humidité. Donc, l'équation de conservation d'humidité dans le contexte isotherme doit être ajustée.

Afin d'inclure l'influence du gradient de température, l'équation de conservation d'humidité doit être reconsidérée, puisque $P_v = \phi P_{sat}$, et la pression de vapeur saturante P_{sat} dépend uniquement de la température T , et en supposant une pression atmosphérique constante. Désignons par P'_{sat} la dérivée de la pression de vapeur saturante, $P'_{sat} = \frac{d P_{sat}}{d T}$,

l'équation de conservation non-isotherme peut être écrite sous la forme :

$$\frac{\partial w}{\partial t} = \nabla(\delta_p P'_{sat} \nabla T + \delta_p P_{sat} \nabla \phi - v \rho_v - K_l \nabla P_c) \quad (4.22)$$

4.4. Transfert de chaleur dans l'enveloppe de bâtiment

Le transfert de chaleur dans des matériaux de construction peut être divisé en conduction et convection. Le transfert thermique par conduction est décrit selon la loi de Fourier :

$$q_{cond} = -\lambda(w, T) \nabla T \quad (4.23)$$

où

q_{cond} (W/m^2) flux de chaleur par conductivité

D_w (m^2/s) conductivité thermique

La conductivité thermique est définie comme étant le flux de chaleur par unité de gradient de température, dans le sens perpendiculaire à une surface isotherme et dans un régime stationnaires (équation 4.24).

$$\lambda = \frac{QL}{A\Delta T} \quad (4.24)$$

où

Q (W/m^2) flux de chaleur traversant une surface A

L (m) épaisseur du spécimen d'essai

ΔT (K) écart de température entre la surface chaude et la surface froide

La capacité de chaleur spécifique est la quantité d'énergie nécessaire pour augmenter d'un degré Celsius la température d'une quantité unitaire d'une substance. Les méthodes communes utilisées pour caractériser la conductivité thermique et la capacité de chaleur spécifique des matériaux de construction, sont l'appareil à Plaque Chaude Gardée (PCG) (ASTM 1997), et le Débitmètre de Chaleur (ASTM 1998).

Aussi bien la température que le taux d'humidité peuvent affecter la conductivité thermique. La conductivité thermique augmente avec une température croissante, mais diminue avec l'augmentation de la teneur en humidité du matériau. Puisque, habituellement, la température d'une enveloppe de construction n'affecte pas significativement les

conductivités thermiques des matériaux, l'influence de la température peut être négligée. Comparée à la température, la présence d'humidité dans des matériaux poreux a beaucoup plus d'influence sur la conductivité thermique du matériau. Selon Kunzel (1995), la conductivité thermique de matériaux de construction peut être exprimée comme fonction de la teneur en humidité (équation 4.25).

$$\lambda(w) = \lambda_w + (\lambda_d - \lambda_w) \frac{w_{sat} - w}{w_{sat}} \quad (4.25)$$

où

λ_w (W/mK) conductivité thermique du matériau humide

λ_d (W/mK) conductivité thermique du matériau sec

w_{sat} (kg/m³) teneur en humidité saturante du matériau

w (kg/m³) teneur en humidité du matériau

Le flux de chaleur convectif q_{conv} inclut aussi bien la chaleur sensible que latente conduite par l'air, et peut être écrit sous la forme :

$$q_{conv} = v \rho_a c_{p,a} T + g_v \cdot (L_v + c_{p,v} T) + g_l c_{p,l} T$$

En se référant à l'équation (4.16), l'équation ci-dessus peut être exprimée par:

$$q_{conv} = v \rho_a c_{p,a} T + (v \rho_v - \delta_p \nabla P_v) \cdot (L_v + c_{p,v} T) + g_l c_{p,l} T \quad (4.26)$$

où

L_v (kJ/kg) enthalpie d'évaporation/condensation

$c_{p,a}$ (J/kg K) capacité de chaleur spécifique de l'air sec

$c_{p,v}$ (KJ/kg K) capacité de chaleur spécifique de la vapeur d'eau

$c_{p,a}$ (KJ/kg K) capacité de chaleur spécifique de l'eau liquide

$v(m/s)$ vitesse de l'air calculée par l'équation de Darcy-Boussinesq ou l'équation de Navier-Stokes, dépendamment de la pertinence du cas.

En négligeant la chaleur sensible conduite par l'eau liquide et la vapeur d'eau, le flux de chaleur convectif peut être approché par l'équation:

$$q_{conv} = v \rho_a c_{p,a} T + L_v v \rho_v - L_v \delta_p \nabla P_v \quad (4.27)$$

En se basant sur les équations 4.23 et 4.27, le flux de chaleur total traversant les matériaux de construction peut être exprimé par :

$$q = q_{cond} + q_{conv} = -\lambda \nabla T + v \rho_a c_{p,a} T + L_v v \rho_v - L_v \delta_p \nabla P_v \quad (4.28)$$

L'équation de conservation d'énergie s'écrit:

$$(c_p \rho + c_{p,i} w) \frac{\partial T}{\partial t} = -\nabla q = \nabla (\lambda \nabla T + L_v \delta_p \nabla P_v - v L_v \rho_v - v \rho_a c_{p,a} T) \quad (4.29)$$

où

$c_p (J/kg \cdot ^\circ C)$ chaleur spécifique sèche du matériau

4.5. Convection d'air dans l'enveloppe d'une construction

Le transfert d'air dans l'enveloppe peut s'opérer dans les deux sens (exfiltration ou infiltration), à travers les murs ou à travers les toits. Aussi, la circulation d'air peut se produire dans les matériaux isolants fibreux, tel que le bourrage en fibre de verre à basse densité ou en laine minérale, et les vides et cavités non remplies sous combles.

L'écoulement d'air non contrôlé, particulièrement la fuite d'air, peut avoir des effets nuisibles sur la performance d'une construction (Hutcheon 1953), y compris la perte de chaleur, la condensation lors du rafraîchissement des surfaces ou le gele de conduites par infiltration, la condensation de vapeur et l'accumulation de glace par exfiltration d'air chaud. Le mouvement d'air dans l'enveloppe de constructions a été étudié par (Quirouette et al. 1991, Okland 1998, Desmarais et al. 2000, Wang 2001, Janssens et Poules 2003, Sherman et Chan 2004).

La majeure partie du mouvement fluide de l'air se fait par convection. Le mouvement aléatoire de molécules pour la conduction est aussi présent dans le flux en circulation. La combinaison du mouvement de molécule aléatoire et le flux en circulation a été définie comme étant la convection. La convection est induite par la différence de pression totale. La différence de pression peut être produite par des éléments moteurs comme des ventilateurs mécaniques, le vent, et la différence de température (l'effet de cheminée). L'écoulement dû aux ventilateurs et au vent est appelé convection forcée.

L'écoulement d'air ayant des lignes de courant parallèles est défini comme flux laminaire. Des différences de température pourraient générer le flux laminaire dans des matériaux de construction poreux et la vitesse d'air résultante est si basse qu'elle n'est que de l'ordre de quelques millimètres par seconde. Vu que la vitesse d'écoulement d'air est basse, l'écoulement d'air dans les matériaux isolants peut être considéré comme laminaire (Okland 1998). Le flux turbulent est fortement irrégulier et le mouvement de liquide ayant des vitesses locales et des pressions qui fluctuent aléatoirement. Un flux dans un canal est turbulent, lorsque le nombre de Reynolds est supérieur à 4000. La transition entre flux laminaire et turbulent n'est pas exacte, et le régime de flux pour des nombres de Reynolds compris entre 2300 et 4000 est appelé zone de transition (Kronvall 1980).

Dans la plupart des modèles de convection incluant le transfert thermique, l'approche de Boussinesq est appliquée. Les propriétés de l'air sont considérées comme constantes, sauf que sa densité en terme de gravité dépend toujours de la température afin de favoriser les effets de convection naturelles. L'approche de Boussinesq est jugée la mieux appropriée dans la plupart des cas. La différence de densité d'air due au gradient de température peut être calculée par la formule :

$$\rho_a - \rho_{a,o} = -\rho_a \beta (T - T_0) \quad (4.30)$$

où

ρ_a (kg/m^3) densité de l'air

$\rho_{a,o}$ (kg/m^3) densité de l'air à la température de référence T_0

β (K^{-1}) coefficient d'expansion thermique de l'air

Pour l'écoulement d'air causé à la fois par le gradient de pression atmosphérique et la force de flottabilité, l'équation de Darcy-Boussinesq est utilisée et est exprimée en équation 4.31.

$$\begin{cases} v = -\frac{k_a}{\mu_a}(\nabla p_a + \beta \rho_a g(T - T_0)) \\ \nabla v = 0 \end{cases} \quad (4.31)$$

où

p_a (P_a) pression d'air

g (m/s^2) accélération de la pesanteur

k_a ($kg/msPa$) perméabilité à l'air

μ_a (kg/ms) viscosité dynamique de l'air

Dans le présent travail, le transfert d'air dans les milieux poreux est implicitement inclus dans les équations de conservation d'énergie et de masse. On considère l'écoulement d'air g_a comme constant et indépendant de la teneur en humidité. Dans le modèle actuel, on considère individuellement le transport d'air dans l'équation du bilan de la masse d'air sec; l'équation de conservation peut être exprimée par :

$$\frac{\partial \rho_a}{\partial t} + \nabla \cdot g_a = 0 \quad (4.32)$$

Le flux d'air est calculé par la relation suivante :

$$g_a = \rho_a v \quad (4.33)$$

L'équation de transport d'air sec peut donc être écrite en substituant l'expression de g_a donnée en équation (4.33) dans l'équation (4.32). On obtient alors :

$$\frac{\partial \rho_a}{\partial t} = v \cdot \nabla \rho_a \quad (4.34)$$

Les mécanismes de transport et les équations correspondantes, adoptées par le présent outil de calcul pour le transport couplé de chaleur, d'air et d'humidité dans les matériaux de construction sont présentés dans le Tableau 4.2.

Tableau 4.2: Mécanismes de transfert d'air, de chaleur et d'humidité

| Phénomène | Mécanisme | Potentiel conducteur | Equations |
|-----------|--------------------------------|---|--|
| Chaleur | Conduction | Gradient de température | $q_{cond} = -\lambda(w, T) \nabla T$ |
| | Convection | Différence de pression d'air | $q_{conv} = v \rho_a c_{p,a} T$ |
| | Flux enthalpique | Mouvement d'humidité ou changement de phase | $q_{en} = g_v \cdot (L_v + c_{p,v} T) + g_l c_{p,l} T$ |
| Humidité | Diffusion du vapeur | Gradient de pression de vapeur | $g_{v,d} = -\delta_p(w, T) \nabla P_v$ |
| | Succion capillaire | Gradient de pression capillaire | $g_l = K_l \nabla P_c$ |
| Air | Convection naturelle ou forcée | Différence de pression d'air due au gradient thermique ou au vent | $v = -\frac{k_a}{\mu_a} (\nabla p_a + \beta \rho_a g (T - T_0))$ |

4.6. Propriétés des matériaux pour la modélisation hygrothermique

Comme décrit dans les précédentes sections, les propriétés des matériaux utilisées dans le développement de notre outil, incluent la densité sèche, la capacité thermique spécifique, la conductivité thermique, la capacité de stockage d'humidité, la perméabilité à la vapeur, la perméabilité au liquide et la perméabilité à l'air. Leurs formats sont récapitulés ci-après.

- **Constantes :**

Densité du matériau sec ρ (kg/m^3)

Capacité de chaleur spécifique du matériau c_p (J/kgK)

Perméabilité à l'air k_a ($kg/msPa$)

- **Fonctions de variable d'état d'humidité:**

$$\lambda(w) = \lambda_w + (\lambda_d - \lambda_w) \frac{w_{sat} - w}{w_{sat}} \quad (W/mK)$$

Courbe de stockage d'humidité (équation 4.10) en équation uni-modale

$$w(P_c; \alpha, n, m) = w_{sat} \left[1 + (\alpha P_c)^n \right]^{-m}$$

Capacité de stockage d'humidité

$$\xi = \left| \frac{\partial w}{\partial P_c} \right|$$

Perméabilité à la vapeur (Equation 4.17)

$$\delta_p = \frac{M_w}{RT} \frac{26.1 \cdot 10^{-6}}{\mu_{dry}} \cdot \frac{1 - \frac{w}{w_{sat}}}{(1-p) \cdot \left(1 - \frac{w}{w_{sat}}\right)^2 + p} \quad (s)$$

Perméabilité au liquide

$K_l = f(P_c)$ Fonction d'interpolation ou d'ajustement des séries de données

Les propriétés des matériaux employées dans l'élaboration de notre outil hygrothermique, sont récapitulées dans la Tableau 4.3 ci-dessous. La définition du terme, l'instrument de mesure et la méthodologie du test, sont fournis brièvement dans les colonnes 2 et 3, respectivement.

Tableau 4.4: Quelques propriétés thermo-physiques des matériaux utilisés dans le développement du modèle

| Propriété du matériau | Définition | Méthode et procédure de mesure |
|------------------------------|---|--|
| Conductivité thermique | La conductivité thermique est définie comme étant le flux de chaleur par unité de gradient de température, dans la direction perpendiculaire à une surface isotherme et dans des conditions stationnaires. | Plaque chaude Gardée (ASTM C177-04) ou l'analyseur à flux thermique (ASTM C518) |
| Isotherme de sorption | L'isotherme de sorption établit la relation entre le taux ou la teneur en humidité d'un matériau poreux, et l'humidité relative (HR) et la température. Les chemins de HR= 0 à 100 %, tracés du sec à l'humide ou de l'humide au sec, sont appelés absorption et désorption, respectivement. La différence entre l'absorption et la désorption est connue sous l'expression d'hystérésis hygroscopique. | Chambre avec HR et T constants (urnes en verre avec solution saline et petite chambre d'essai climatique). Sous une température donnée, le spécimen de matériau sec est exposé à un ensemble d'HR, jusqu'à ce que l'équilibre soit atteint, le poids est enregistré, l'HR est alors augmentée, et ainsi de suite jusqu'à le graphe de sorption puisse être tracé (ASTM C1498-01). |
| Courbe de succion capillaire | A haut niveau d'HR, la sorption est remplacée par l'équilibre entre le taux d'humidité et la pression capillaire, et le résultat est appelé courbe de succion ou de rétention d'eau. (Bomberg et al. 2002) | Appareils avec plaques de pression. Sous certaines pressions d'air et sous vide, des spécimens saturés d'eau gardent un parfait contact hygrique avec des plaques, l'eau est extraite de la structure des pores jusqu'à ce qu'un état d'équilibre est établi. Les valeurs d'équilibre pour les teneurs en humidité dans les spécimens, et les pressions correspondantes sont enregistrées. |

| | | |
|--|---|--|
| Teneur en humidité | La teneur en humidité est définie par la masse d'humidité par unité de volume du matériau sec (ou par unité de masse du matériau sec) | L'échantillon est pesé, séché ensuite pesé. (ASTM D4442-92) |
| Perméabilité/perméance à la vapeur d'eau | <p>Définition:</p> $\delta_p = \frac{g_v L}{A \Delta p_v} \quad (kg/msPa)$ <p>g_v (kg/s) Flux de vapeur d'eau à travers une surface</p> <p>L (m) Epaisseur du spécimen</p> <p>A (m^2) Aire du spécimen</p> <p>Δp_v (Pa) Différence de pression de vapeur à travers la surface du spécimen</p> | <p>Mesuré par la coupelle sèche (0/50 % HR) ou la coupelle humide (50/100 % HR). Correspond à n'importe quelle paire d'HR.</p> <p>Dans des conditions isothermes, un spécimen test sépare deux environnements d'humidité relative différente. Alors, le taux de flux de vapeur à travers le spécimen est gravimétriquement déterminé. A partir de ces données, la perméabilité de la vapeur d'eau du matériau est calculée. (ASTM E96)</p> |
| Coefficient d'absorption d'eau | Le coefficient d'absorption d'eau représente la pente de la ligne d'accroissement de la masse en fonction de la racine carrée du temps que divise l'aire de la surface en contact avec l'eau. | Une surface du spécimen est placée en contact avec l'eau liquide. L'augmentation de la masse due à l'absorption d'humidité est enregistrée en fonction du temps. (Norme CEN 89 N 370 E) |
| Diffusivité de l'humidité | <p>Définition</p> $g_l = -D_w \frac{\partial w}{\partial x}$ <p>g_l (kg/sm^2) débit d'écoulement d'eau</p> <p>D_w (m^2/s) Diffusivité d'humidité</p> <p>w (kg/m^3) Teneur en humidité</p> | Une surface du spécimen en contact avec l'eau répand la vapeur dans le spécimen. La distribution d'humidité dans le spécimen est déterminée en fonction du temps et à divers intervalles, jusqu'à ce que le front d'humidité atteigne la moitié du spécimen. Les données |

| | | |
|---------------------------------------|---|---|
| | | sont ensuite analysées pour extraire la diffusivité de l'humidité en fonction de la teneur en humidité. (Alvarez 1998, Drchalova et al 2002) |
| Perméabilité/ perméance à l'air | <p>Définition:</p> $k_a = \frac{g_a L}{A \Delta p}$ <p>k_a ($kg/msPa$) Perméabilité à l'air g_a (kg/s) débit du flux d'air L (m) Epaisseur du spécimen A (m^2) Aire du spécimen Δp (Pa) Différence de pression d'air à travers les surfaces du spécimen</p> | Une différence de pression d'air appliquée sur des spécimens test, maintenir la pression et le débit du flux d'air dans un état stationnaire, la différence de pression à travers le spécimen est enregistrée. (ASTM C522-03) |

4.7. Conditions aux limites de la modélisation hygrothermique

Le chargement extérieur/intérieur sur la frontière de l'enveloppe du bâtiment, inclut l'échange transitoire de chaleur et vapeur entre l'air et la surface des matériaux de construction, les grandes longueurs d'onde, la radiation solaire et l'absorption de pluie. Comme récapitulé par Künzle (1995), l'échange de chaleur et d'humidité entre la surface de l'enveloppe et les ambiances intérieur et extérieure, peuvent être classés dans trois types de conditions aux frontières :

1. Les conditions aux surfaces sont les mêmes que les conditions ambiantes quand l'élément du bâtiment est en contact avec l'eau ou le sol de fondation. Dans le contexte de la physique du bâtiment, cette condition de frontière s'applique quand la surface est complètement mouillée par la pluie ou l'eau souterraine.
2. Un flux constant de chaleur ou d'humidité s'opère sur la surface du bâtiment. Cette condition aux limites caractérise l'influence de la radiation solaire sur le transport de chaleur et l'absorption d'eau de pluie quand la surface n'est pas totalement mouillée. Les

conditions de symétrie, adiabatiques et d'étanchéité à l'eau et à la vapeur, sont distinguables par des flux nuls aux frontières des composantes.

3. Le transfert de chaleur et l'humidité par une résistance transitionnelle entre la surface du bâtiment et son environnement. Il constitue le type le plus commun d'échange d'humidité et de chaleur.

Lors du développement de modèles hygrothermiques pour l'étude de l'enveloppe d'une construction, le premier genre de condition aux frontières est rarement applicable. Le second et troisième type des conditions ont été intégrés dans l'élaboration des formats numériques des conditions aux frontières de l'outil développé dans ce travail.

4.7.1. Flux d'humidité traversant la surface extérieure

Le flux d'humidité traversant la surface extérieure de l'enveloppe de bâtiment, inclut l'absorption/désorption de la vapeur entre la surface de la construction et l'air extérieur, et l'absorption d'eau de pluie :

$$g_{n,e} = \beta_{p,e} (p_{v,e} - p_{surf,e}) + g_{rain} \quad (4.32)$$

où

$g_{n,e}$ ($kg/m^2 \cdot s$) flux d'humidité par la surface extérieure du bâtiment

$\beta_{p,e}$ ($kg/m^2 s Pa$) coefficient de transfert de vapeur de la surface extérieure

$p_{v,e}$ (Pa) pression de vapeur d'eau de l'air extérieur

$p_{surf,e}$ ($kg/m^2 s$) source d'humidité issue de l'absorption de pluie

La teneur en humidité à la surface extérieure est limitée au point de saturation. Aussi, l'eau de ruissellement n'est pas considérée dans le calcul.

4.7.2. Flux de chaleur traversant la surface extérieure

Le flux de chaleur traversant la surface extérieure de la construction inclut la chaleur latente d'absorption/désorption de vapeur, la chaleur sensible d'absorption de pluie, la

radiation solaire, et la radiation à grandes longueurs d'onde entre la surface du bâtiment et le milieu environnant.

4.7.2.1. Chaleur latente d'absorption/désorption de vapeur

La supposition la mieux tolérée dans la modélisation hygrothermique, stipule que lorsque la vapeur est absorbée par la surface de la construction, une chaleur latente en ressort (réchauffant légèrement la surface du matériau et le voisinage immédiat); quand la vapeur quitte la surface de la construction, elle emporte avec elle la chaleur latente du matériau.

Ainsi, la chaleur latente de vapeur peut être exprimée par:

$$q_v = L_v \beta_{p,e} (p_{v,e} - p_{surf,e}) \quad (4.33)$$

4.7.2.2. Flux de chaleur par absorption de pluie

Quand l'eau de pluie est absorbée par la surface de la construction, la chaleur sensible portée à la surface est donnée par l'expression:

$$q_{rain} = g_{rain} c_{p,l} T_a \quad (4.34)$$

où

q_{rain} (W/m^2) chaleur sensible d'eau de pluie

T_a (K) température de l'air extérieur, en prenant la température de la pluie égale à celle de l'air extérieur.

4.7.2.3. Rayonnement solaire

Le rayonnement solaire atteignant la surface d'une construction est partiellement absorbé par le matériau. Selon Hagentoft (Hagentoft 2001), le flux de chaleur net issu du rayonnement solaire (q_{sol}), absorbé par une surface de l'enveloppe du bâtiment est :

$$q_{sol} = \alpha_{sol} I_{sol}^0 \cos(\theta) = \alpha_{sol} I_{sol} \quad (4.35)$$

où

α_{sol} (-) absorption du rayonnement solaire

| | |
|---------------------|--|
| $I_{sol}^0 (W/m^2)$ | flux d'énergie du rayonnement solaire transmis à travers une surface imaginaire avec une surface normale aux rayons solaires |
| $\theta (-)$ | angle entre la normale à la surface de l'enveloppe du bâtiment et les rayons solaires |
| $I_{sol} (W/m^2)$ | Composante normale (à la surface de la construction) du rayonnement solaire incident |

4.7.2.4. Rayonnement à grande longueur d'onde

La surface de la construction peut transmettre la chaleur à l'environnement sous forme de rayons à grande longueur d'onde. En assimilant l'environnement à un corps noir ayant une température égale à la température extérieure, la radiation à grande longueur d'onde entre la surface de la construction et l'environnement extérieur peut être calculée par la formule :

$$q_{lw} = \alpha_r (T^r - T_{surf}) \quad (4.36)$$

où

| | |
|---------------------|---|
| $q_{lw} (W/m^2)$ | Rayonnement à grande longueur d'onde entre la surface du bâtiment et l'environnement |
| $T_{surf} (K)$ | Température de la surface du bâtiment |
| $T^r (K)$ | Température de l'air, en supposant la température de l'environnement du bâtiment égale à la température du ciel |
| $\alpha_r (W/m^2K)$ | Coefficient de transfert surfacique de chaleur par rayonnement, déterminé par la température de la surface du bâtiment, la température de l'environnement (supposée égale à la température du ciel), et l'émissivité de la surface du bâtiment. |

La température du ciel est déterminée par la nébulosité, la température de l'air et l'inclinaison de la surface de la construction; elle est exprimée par l'équation empirique (Hagentoft 2001) :

$$T^r = 1.2 T_a - 14 \quad \text{Surface horizontale, ciel dégagé, (K)} \quad (4.37)$$

$$T^r = 1.1 T_a - 5 \quad \text{Surface verticale, ciel dégagé, (K)}$$

$$T^r = T_a \quad \text{Ciel nuageux}$$

et le coefficient de transfert surfacique de chaleur par rayonnement calculé par :

$$\alpha_r = 4 \varepsilon \sigma \bar{T}^3 \quad (4.38)$$

Ici, ε est l'émissivité de la surface de la construction, \bar{T} est la température moyenne de la surface du bâtiment et celle de l'environnement, exprimée par : $\bar{T} = (T^r + T_{surf})/2$

Pour définir la température extérieure équivalente T^{eq} , la radiation solaire, la radiation à grandes longueur d'onde et la convection à la surface extérieure de la construction peuvent être groupées ensemble:

$$\begin{cases} T^{eq} = T_a + \frac{1}{\alpha_e} (q_{sol} + \alpha_r (T^r - T_a)) \\ q_{sol} = \alpha_{sol} I_{sol} \end{cases} \quad (4.39)$$

Ici, α_e (W/m^2K) est le coefficient effectif de transfert de chaleur à la surface extérieure :

$$\alpha_e = \alpha_c + \alpha_r \quad (4.40)$$

Le coefficient de transfert thermique par radiation à grandes longueur d'onde a été décrit dans l'équation 4.38, et le coefficient de transfert thermique convectif est déterminé à partir de la vitesse de la température et la vitesse de l'air sur la surface de la construction. L'expression empirique suivante est considérée (Hagentoft 2001) :

$$\text{Côté exposé au vent : } \alpha_c = 5 + 4.5v - 0.14v^2 \quad (v \leq 10m/s) \quad (4.41)$$

$$\text{Côté sous le vent : } \alpha_c = 5 + 1.5v \quad (v \leq 8m/s)$$

Le flux de chaleur à travers la surface extérieure, $q_{n,e}$ (W/m^2) inclue donc les effets de la conduction, la convection, le rayonnement solaire et celui à grande longueur d'onde, le flux de chaleur latente issu du transfert de la vapeur et le flux de chaleur sensible dû à l'absorption de la pluie, est exprimé par :

$$q_{n,e} = \alpha_e (T^{eq} - T_{surf,e}) + L_v \beta_{p,e} (p_{v,e} - p_{surf,e}) + g_{rain} c_{p,i} T_a \quad (4.42)$$

4.7.3. Flux d'humidité traversant la surface intérieure

Aucun rayonnement solaire ni aucune précipitation ne sont à prendre en compte pour les surfaces intérieures; donc, les données nécessaires pour définir la frontière intérieure disposent de deux paramètres seulement: la température et l'humidité relative. Le flux d'humidité à travers le mur intérieur, $g_{n,i}$ ($kg/m^2.s$) est exprimé par :

$$g_{n,i} = \beta_{p,i} (p_{v,i} - p_{surf,i}) \quad (4.43)$$

où

$\beta_{p,i}$ ($kg/m^2.s.Pa$) coefficient de transfert de vapeur de la surface intérieure

$p_{v,i}$ (Pa) pression de la vapeur d'eau de l'air intérieur

$p_{surf,i}$ (Pa) pression de la vapeur d'eau à la surface intérieure

4.7.4. Flux de chaleur traversant la surface intérieure

Le transfert thermique à travers la surface intérieure de l'enveloppe de bâtiment, $q_{n,i}$ (W/m^2) est donné par :

$$q_{n,i} = \alpha_i (T_i - T_{surf,i}) + L_v \beta_{p,i} (p_{v,i} - p_{surf,i}) \quad (4.44)$$

où

α_i ($W/m^2.K$) coefficient de transfert de chaleur à la surface intérieure

T_i (K) température de l'air intérieur

$T_{surf,i}$ (K) température de la surface intérieure

Le coefficient de transfert thermique surfacique est fortement influencé par des facteurs localisés, tel que la forme du bâtiment et les emplacements des constructions avoisinantes, le champ du flux de vent et les données climatiques. Dans le cas où ces informations ne sont pas suffisantes pour déterminer le coefficient de transfert thermique surfacique, des valeurs approximatives ont été utilisées dans la modélisation hygrothermique (Künzel 1995, Burch 1997). Le coefficient de transfert thermique extérieur se situe dans la gamme comprise entre 20 - 30 W/m²·K et celui intérieur entre 5-10 W/m²·K.

Comparé au coefficient de transfert thermique surfacique, le coefficient de transfert d'humidité surfacique est plus difficile à déterminer, du moment où il n'existe aucun modèle fiable et précis pour le calculer. Communément, le coefficient de transfert d'humidité peut être déterminé par analogie au coefficient de transfert thermique "analogie de Lewis" (Hagentoft 2004, Janssen et d'autres. 2006), comme montré en équation 4.45.

$$\beta_p = 7.7 \cdot 10^{-9} \alpha \quad (4.45)$$

A partir des équations aux frontières susmentionnées, les paramètres météorologiques nécessaires pour la modélisation hygrothermique sont: la température extérieure/intérieure, l'humidité relative, l'humidité relative extérieure/intérieure ou pression de la vapeur, la pluviométrie, le rayonnement solaire, le facteur de nébulosité, la vitesse du vent et sa direction. Les données récoltées à partir des lieux d'intérêt peuvent être saisies sous forme de fichiers d'interpolation dans l'outil hygrothermique. Les facteurs nécessaires pour représenter la charge météorologique sont la base de données météorologique pour le climat européen et Nord-américain et sont disponibles à des fins d'études de l'humidité (Tenwolde et Colliver 2001). Il serait intéressant de noter que l'application d'une valeur horaire moyenne de données climatiques peut sous-estimer une charge météorologique difficile, comme la pluie battante. On s'attend à ce que des données météorologiques mieux optimisées soient développées pour l'analyse hygrothermique dans un futur proche.

4.8. Equations de conservation du transport combiné de chaleur et d'humidité

En se référant aux sections 4.3 à 4.6, les équations de conservation du transport combiné de chaleur et d'humidité sont récapitulées ci-dessous :

Équation de conservation d'humidité (équation 4.22)

$$\frac{\partial w}{\partial t} = \nabla \left(\delta_p P'_{sat} \nabla T + \delta_p P_{sat} \nabla \phi - v \rho_v - K_l \nabla P_c \right)$$

Équation de conservation d'énergie (équation 4.29)

$$\left(c_p \rho + c_{p,l} w \right) \frac{\partial T}{\partial t} = -\nabla q = \nabla \left(\lambda \nabla T + L_v \delta_p \nabla P_v - v L_v \rho_v - v \rho_a c_{p,a} T \right)$$

L'état d'humidité dans un matériau poreux peut être identifié par trois variables d'état indépendante : la pression d'air totale, une variable d'état pour le transfert thermique et une autre pour l'humidité (Claesson 1993). Si dans le matériau poreux, la pression d'air est supposée être constante; seules deux variables d'état indépendantes sont nécessaires. L'unique variable d'état pour le calcul du transfert de chaleur est la température, par contre, diverses variables d'état d'humidité apparaissent dans les équations de conservation (équations 4.22 et 4.29), incluant l'humidité relative ϕ , la densité de la vapeur ρ_v , la pression de la vapeur P_v , la pression capillaire P_c , et la teneur en humidité w .

Pour résoudre les équations de conservation, il est nécessaire de choisir une seule variable d'humidité et convertir par la suite toutes les autres variables en termes de celle-ci.

L'outil développé dans ce travail applique "la méthode de la phase divisée", pour séparer le flux d'humidité comme flux de vapeur conduit par le gradient de pression de vapeur et le flux liquide conduit par la pression capillaire; la courbe de stockage d'humidité et la perméabilité liquide ont été définies comme fonctions de la pression capillaire. Bien que la pression capillaire ne puisse pas être mesurée directement, mais obtenue seulement de l'équation de Kelvin, il est plus commode d'utiliser la pression capillaire comme variable d'état d'humidité dans les équations de conservation. Les autres variables d'état d'humidité sont converties en termes de pression capillaire par des équations analytiques.

On peut expliquer l'avantage d'utiliser la pression capillaire comme suit : la pression capillaire est le potentiel thermodynamique du flux liquide dans les matériaux poreux; la courbe de rétention d'humidité comme fonction de la pression capillaire, a une expression précise dans des régions tant hygroscopiques que sur-hygroscopiques; la pression capillaire est continue à l'interface de matériaux différents; la pression capillaire est le potentiel physique pour le transfert d'eau liquide et le flux liquide qui est beaucoup plus important que la vapeur transférée, et possède une influence plus importante dans l'analyse du comportement

hygrothermique des enveloppes de bâtiments; aussi, l'humidité relative et la pression de vapeur d'eau ont des relations exclusives avec la pression capillaire.

A l'équilibre local, les variables d'état d'humidité, en l'occurrence : la densité de la vapeur ρ_v (kg/m^3), la pression de la vapeur d'eau P_v (Pa), l'humidité relative ϕ , la pression capillaire P_C (Pa) et la teneur en humidité exprimée en masse par volume w (kg/m^3), peuvent être mutuellement converties par le biais d'équations analytiques. Les variables d'état ϕ , ρ_v et P_v sont toutes reliées par l'équation 4.1.

$$\phi = \frac{P_v}{P_{sat}} = \frac{\rho_v}{\rho_{v,sat}}$$

La loi des gaz parfaits relie la densité de la vapeur à la pression partielle de vapeur :

$$P_v = R_v T \rho_v \quad (4.46)$$

A l'équilibre, la pression de vapeur d'eau P_v et la pression capillaire P_C satisfont la relation de Kelvin comme indiqué dans l'équation 4.7, $\ln \phi = -\frac{P_C}{\rho_l R_v T}$. Donc,

$$\frac{\partial \phi}{\partial P_C} = -\frac{\phi}{\rho_l R_v T} \quad (4.47)$$

La teneur en humidité w est liée à la pression capillaire P_C par la courbe de rétention d'humidité (teneur en humidité par rapport à la pression capillaire).

La pente de la courbe de rétention d'humidité est définie par la capacité de stockage d'humidité :

$$\xi = \left| \frac{\partial w}{\partial P_C} \right| \quad (4.48)$$

$$\text{Puisque } \frac{\partial w}{\partial P_C} = -\left| \frac{\partial w}{\partial P_C} \right|; \text{ alors, } \frac{\partial w}{\partial t} = -\left| \frac{\partial w}{\partial P_C} \right| \frac{\partial P_C}{\partial t}.$$

Pour ajouter le terme source d'humidité (Q_m) représentant toute source/puits possible d'humidité présente dans les matériaux, l'équation de conservation d'humidité (équation 4.22) peut être écrite sous la forme:

$$\frac{\partial w}{\partial t} = \nabla \cdot (\delta_p P'_{sat} \nabla T) + \nabla \cdot (\delta_p P_{sat} \nabla \phi) - \nabla \cdot (K_l \nabla P_C) - v \cdot \nabla \rho_v + Q_m$$

Alors,

$$\begin{aligned} \xi \frac{\partial P_C}{\partial t} &= \nabla \cdot \left((-\delta_p \phi P'_{sat}) \nabla T \right) + \nabla \cdot \left(\left(K_l - \delta_p P_{sat} \frac{\partial \phi}{\partial P_C} \right) \nabla P_C \right) \\ &+ v \frac{\partial \rho_v}{\partial T} \cdot \nabla T + v \frac{\partial \rho_v}{\partial P_C} \cdot \nabla P_C + Q_m \end{aligned} \quad (4.49)$$

Afin d'utiliser la pression capillaire comme variable indépendante d'état de l'humidité dans l'équation de conservation, l'équation de conservation de chaleur (équation 4.29) peut être réécrite sous la forme :

$$(c_p \rho + c_{p,l} w) \frac{\partial T}{\partial t} = \nabla \cdot (\lambda \nabla T) + \nabla \cdot (L_v \delta_p \nabla P_v) - v \rho_a c_{p,a} \cdot \nabla T - v L_v \cdot \nabla \rho_v$$

Posons $C = c_p \rho + c_{p,l} w$, l'équation ci-dessus peut être réécrite comme suit:

$$C \frac{\partial T}{\partial t} = \nabla \cdot (\lambda \nabla T) + \nabla \cdot (L_v \delta_p \nabla P_v) - v \rho_a c_{p,a} \cdot \nabla T - v L_v \cdot \nabla \rho_v$$

Puisque $P_v = P_{sat} \phi$, l'équation ci-dessus peut être réécrite à son tour comme suit:

$$C \frac{\partial T}{\partial t} = \nabla \cdot (\lambda \nabla T) + \nabla \cdot (L_v \delta_p P_{sat} \nabla \phi) + \nabla \cdot (L_v \delta_p \phi P'_{sat} \nabla T) - v \rho_a c_{p,a} \cdot \nabla T - v L_v \cdot \nabla \rho_v$$

Par conséquent:

$$C \frac{\partial T}{\partial t} = \nabla \cdot \left((\lambda + L_v \delta_p \phi P'_{sat}) \nabla T \right) + \nabla \cdot (L_v \delta_p P_{sat} \nabla \phi) - v \rho_a c_{p,a} \cdot \nabla T - v L_v \cdot \nabla \rho_v$$

Pour considérer P_C comme variable d'état indépendante d'humidité, l'équation ci-dessus peut être réécrite comme suit:

$$C \frac{\partial T}{\partial t} = \nabla \left((\lambda + L_v \delta_p \phi P'_{sat}) \nabla T \right) + \nabla \left(L_v \delta_p P_{sat} \frac{\partial \phi}{\partial P_C} \nabla P_C \right) - v \rho_a c_{p,a} \cdot \nabla T - v L_v \cdot \left(\frac{\partial \rho_v}{\partial T} \nabla T + \frac{\partial \rho_v}{\partial P_C} \nabla P_C \right)$$

A partir de la loi de Kelvin : $\frac{\partial \phi}{\partial P_C} = -\frac{\phi}{\rho_l R_v T}$ (équation 4.47), l'équation ci-dessus peut être réécrite sous la forme:

$$C \frac{\partial T}{\partial t} = \nabla \left((\lambda + L_v \delta_p \phi P'_{sat}) \nabla T \right) - L_v \nabla \left(\frac{\delta_p P_{sat} \phi}{\rho_l R_v T} \nabla P_C \right) - v \rho_a c_{p,a} \cdot \nabla T - v L_v \cdot \left(\frac{\partial \rho_v}{\partial T} \nabla T + \frac{\partial \rho_v}{\partial P_C} \nabla P_C \right)$$

Pour rajouter un terme représentant une source/puit probable de chaleur (Q_h) au sein du matériau, l'équation de conservation d'énergie peut être écrite comme suit:

$$C \frac{\partial T}{\partial t} = \nabla \left((\lambda + L_v \delta_p \phi P'_{sat}) \nabla T \right) - L_v \nabla \left(\frac{\delta_p P_{sat} \phi}{\rho_l R_v T} \nabla P_C \right) - v \left(\rho_a c_{p,a} + L_v \frac{\partial \rho_v}{\partial T} \right) \cdot \nabla T - v L_v \left(\frac{\partial \rho_v}{\partial P_C} \right) \cdot \nabla P_C + Q_h \quad (4.50)$$

Par conséquent, l'équation de conservation du transfert combiné de chaleur et d'humidité dans les matériaux de construction peut être donnée par :

$$\left\{ \begin{array}{l} \text{Equation de conservation d'énergie} \\ C \frac{\partial T}{\partial t} = \nabla \left((\lambda + L_v \delta_p \phi P'_{sat}) \nabla T \right) - L_v \nabla \left(\frac{\delta_p P_{sat} \phi}{\rho_l R_v T} \nabla P_C \right) - v \left(\rho_a c_{p,a} + L_v \frac{\partial \rho_v}{\partial T} \right) \cdot \nabla T - v L_v \left(\frac{\partial \rho_v}{\partial P_C} \right) \cdot \nabla P_C + Q_h \\ \text{Equation de conservation d'humidité} \\ \xi \frac{\partial P_C}{\partial t} = \nabla \left((-\delta_p \phi P'_{sat}) \nabla T \right) + \nabla \left(\left(K_l - \delta_p P_{sat} \frac{\partial \phi}{\partial P_C} \right) \nabla P_C \right) + v \frac{\partial \rho_v}{\partial T} \cdot \nabla T + v \frac{\partial \rho_v}{\partial P_C} \cdot \nabla P_C + Q_m \end{array} \right. \quad (3.51)$$

4.8.1. Conditions aux limites

Les conditions aux limites extérieures sont les suivantes:

$$\begin{cases} g_{n,e} = \beta_{p,e} (p_{v,e} - p_{surf,e}) + g_{rain} \\ q_{n,e} = \alpha_e (T^{eq} - T_{surf,e}) + L_v \beta_{p,e} (p_{v,e} - p_{surf,e}) + g_i c_i T_e \end{cases} \quad (4.52)$$

Les conditions aux limites intérieures sont:

$$\begin{cases} g_{n,i} = \beta_{p,i} (p_{v,i} - p_{surf,i}) \\ q_{n,i} = \alpha_i (T_i - T_{surf,i}) + L_v \beta_{p,i} (p_{v,i} - p_{surf,i}) \end{cases} \quad (4.53)$$

La vitesse de l'air est déterminée à partir de l'équation de Darcy-Boussinesq (équation 4.31).

$$\begin{cases} v = -\frac{k_a}{\mu_a} (\nabla p_a + \beta \rho_a g (T - T_0)) \\ \nabla v = 0 \end{cases}$$

Lors du développement de modèles numériques avancés, certaines hypothèses sont nécessaires et peuvent être considérées comme étant des limitations à ces modèles (Karagiozis 2001). Les hypothèses adoptées pour l'outil de simulation présenté dans ce travail sont récapitulées ci-dessous:

4. Le matériau est macroscopiquement homogène;
5. La phase solide est une matrice rigide, et les propriétés thermophysiques sont constantes dans l'espace;
6. L'enthalpie de chaque phase est fonction de la température et de l'humidité;
7. La compression et la dissipation visqueuse sont négligeables pour chaque phase;
8. Un équilibre local existe entre les phases vapeur et liquide;
9. Divers mécanismes de transport peuvent être regroupés;

10. L'hystérésis de la courbe de rétention d'humidité a été traitée en appliquant la valeur moyenne de la courbe d'absorption/désorption;
11. L'influence de la température sur la courbe de rétention d'humidité et les conductivités de transport ont été négligées;
12. La gravité n'a pas été incluse comme force pour le transport liquide;
13. L'adsorption de vapeur aux surfaces des frontières dissipe la chaleur latente de vaporisation et vice versa;
14. Le ruissellement d'eau de pluie à la surface de la construction n'a été pris en compte.

4.9. Implémentation de l'outil numérique développé dans l'environnement COMSOL

4.9.1. Ecriture mathématique des équations gouvernantes du modèle développé

L'outil que nous avons développé est hébergé dans l'environnement COMSOL, un solveur commercial à base d'éléments finis pour les équations différentielles partielles de type linéaire/non-linéaire, en régime permanent/transitoire, en valeurs propres/paramétrique. En résolvant les EDPs, COMSOL utilise la méthode des éléments finies (FEM). Le logiciel exécute l'analyse par éléments finies avec un maillage adaptatif et un contrôleur d'erreur, en utilisant une variété de solveurs numériques directs ou itératifs pour la l'application appropriée. Il existe deux types de solveurs dans COMSOL : Direct comme UMFPAK et SPOLES, et itératifs tels GMRES et le Gradient Conjugué (COMSOL 2007).

Les caractéristiques de COMSOL sont les suivantes: Fournir des modèles à base d'équation pour des phénomènes communs d'ingénierie/scientifiques pouvant être décrits par des EDPs; Des processus multi-physiques entièrement couplée traités en 2D et 3D; des variables/fonctions prédéfinies pour la description et post-traitement du modèle; l'importation de fichiers AutoCAD et autres outils de dessin pour définir les domaines/frontières objectifs; des algorithmes de résolution vérifiés pour une efficacité optimisée; une connexion avec MATLAB/SIMULINK pour les modélisations étendues; une interfaces graphiques interactive et conviviale. L'utilisateur évite le travail laborieux de mise en œuvre et de vérification de l'algorithme de résolution et celui des interfaces d'entrée-sortie, et peut donc se concentrer entièrement sur le modèle physique objet de la recherche.

En plus d'être hébergé dans COMSOL, l'outil développé offre une flexibilité pour l'utilisateur, de construire/modifier/prolonger des modèles avec des fins changeantes de recherche; aussi, le travail de modélisation peut être transféré entre différents projets ou groupes de recherche, beaucoup plus facilement que pour les modèles directement mis en œuvre avec des langages de programmation.

Cependant, la maîtrise de la physique de la construction et de la méthode des éléments finies est nécessaire pour travailler efficacement. COMSOL a été utilisé dans la modélisation des phénomènes de la science de la construction, tel l'écoulement d'air dans l'espace ambiant intérieur, et le transfert combinée de chaleur et d'humidité dans un seul matériau (Schijndel 2002).

L'écriture sous forme de coefficients à base d'équations différentielle partielles (EDPs) dans COMSOL est présentée dans l'Équation 4.54.

$$\begin{cases} e_a \frac{\partial^2 u}{\partial T^2} + d_a \frac{\partial u}{\partial T} + \nabla \cdot (-c \nabla u - \alpha u + \gamma) + \beta \cdot \nabla u + a u = f & \text{dans } \Omega \\ n \cdot (-c \nabla u - \alpha u + \gamma) + q u = g & \text{dans } \partial \Omega \end{cases} \quad (4.54)$$

Ω est le domaine de calcul, l'union de l'ensemble des sous-domaines. $\partial \Omega$ est la frontière du domaine et n est le vecteur unitaire normal sortant de $\partial \Omega$. La première équation est l'EDP, qui doit être satisfaite dans Ω . La seconde équation représente la condition aux limites de type Neumann généralisée, devant être vérifiée dans $\partial \Omega$. U est la variable indépendante. Tous les coefficients dans l'équation sont des scalaires sauf α , β et γ , qui sont des vecteurs à n composante. Le coefficient c peut alternativement être une matrice $n \times n$ pour modéliser les matériaux anisotropes, où n est la dimension de Ω et est égal à 2 pour les modèles en 2D et à 3 pour les modèles en 3D.

Les variables indépendantes T et P_C dans les équations de conservation (équation 4.53) peuvent être écrites sous la forme matricielle $u = (T, P_C)$, les équations de conservation susmentionnées peuvent être réécrites afin de correspondre à l'écriture à base de coefficients EDP :

$$\begin{bmatrix} C \\ \xi \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \frac{\partial T}{\partial t} \\ \frac{\partial P_c}{\partial t} \end{bmatrix} = \nabla \cdot \left(\begin{bmatrix} \lambda + L_v \delta_p \phi P'_{sat} & -\frac{L_v \delta_p \phi P_{sat}}{\rho_l R_v T} \\ -\delta_p \phi P'_{sat} & K_l + \frac{\delta_p \phi P_{sat}}{\rho_l R_v T} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \nabla T \\ \nabla P_c \end{bmatrix} \right) \\ + \begin{bmatrix} -v \left(\rho_a c_{p,a} + L_v \frac{\partial \rho_v}{\partial T} \right) & -v L_v \left(\frac{\partial \rho_v}{\partial P_c} \right) \\ v \frac{\partial \rho_v}{\partial T} & v \frac{\partial \rho_v}{\partial P_c} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \nabla T \\ \nabla P_c \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} Q_h \\ Q_m \end{bmatrix}$$

Ou sous une autre forme :

$$\begin{bmatrix} C \\ \xi \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \frac{\partial T}{\partial t} \\ \frac{\partial P_c}{\partial t} \end{bmatrix} = \nabla \cdot \left(\begin{bmatrix} \lambda + L_v \delta_p \phi P'_{sat} & -\frac{L_v \delta_p \phi P_{sat}}{\rho_l R_v T} \\ -\delta_p \phi P'_{sat} & K_l + \frac{\delta_p \phi P_{sat}}{\rho_l R_v T} \end{bmatrix} \cdot \nabla \begin{bmatrix} T \\ P_c \end{bmatrix} \right) \\ + \begin{bmatrix} -v \left(\rho_a c_{p,a} + L_v \frac{\partial \rho_v}{\partial T} \right) & -v L_v \left(\frac{\partial \rho_v}{\partial P_c} \right) \\ v \frac{\partial \rho_v}{\partial T} & v \frac{\partial \rho_v}{\partial P_c} \end{bmatrix} \cdot \nabla \begin{bmatrix} T \\ P_c \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} Q_h \\ Q_m \end{bmatrix}$$

Si l'on désigne d_a , c et β pour remplacer les matrices coefficients dans l'équations ci-dessus, la forme matricielle de l'équation de conservation peut être écrite par :

$$d_a \begin{bmatrix} \frac{\partial T}{\partial t} \\ \frac{\partial P_c}{\partial t} \end{bmatrix} = \nabla \cdot \left(C \nabla \begin{bmatrix} T \\ P_c \end{bmatrix} \right) + \beta \cdot \nabla \begin{bmatrix} T \\ P_c \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} Q_h \\ Q_m \end{bmatrix} \quad \text{dans } \Omega \quad (4.55)$$

d_a est le coefficient d'amortissement et s'écrit :

$$d_a = \begin{bmatrix} c_p \rho + c_l w & 0 \\ 0 & \xi \end{bmatrix};$$

C est le coefficient de diffusion et s'écrit :

$$C = \begin{bmatrix} \lambda + L_v \delta_p \phi P'_{sat} & -\frac{L_v \delta_p \phi P_{sat}}{\rho_l R_v T} \\ -\delta_p \phi P'_{sat} & K_l + \frac{\delta_p \phi P_{sat}}{\rho_l R_v T} \end{bmatrix};$$

β est le coefficient de convection et s'écrit :

$$\beta = v \cdot \begin{bmatrix} -\left(\rho_a c_{p,a} + L_v \frac{\partial \rho_v}{\partial T}\right) & -\frac{L_v \phi}{\rho_l R_v T} \frac{\partial \rho_v}{\partial \phi} \\ \frac{\partial \rho_v}{\partial T} & -\left(\frac{\phi}{\rho_l R_v T} \frac{\partial \rho_v}{\partial \phi}\right) \end{bmatrix};$$

où $v(m/s)$ est la vitesse de l'air

L'équation de Neumann pour les conditions aux limites extérieures est représentée par :

$$\begin{cases} n \cdot (-c \nabla u - \alpha u + \gamma) + qu = g \\ a = 0 \\ g = \begin{bmatrix} \alpha_e (T^{eq} - T_{surf,e}) + L_v \beta_{p,e} (p_{v,e} - p_{surf,e}) + g_{rain} c_{p,l} T_e \\ \beta_{p,e} (p_{v,e} - p_{surf,e}) + g_{rain} \end{bmatrix} \end{cases} \quad (4.56)$$

4.9.2. Processus de modélisation sous COMSOL

La procédure de mise en oeuvre de notre modèle numérique dans COMSOL est détaillée dans cette partie. Les mots en Italique représentent les noms de commandes dans le menu COMSOL :

1. Déterminer la dimension de la simulation (*Navigateur de modèles* → *Dimensions d'espace* → *1D, 2D ou 3D*); pour définir les équations couplées de conservation pour le transport de chaleur et d'humidité, en terme de coefficients d'équations à dérivées partielles EDPs (*Multiphysics* → *Navigateur de modèles* → *Modes d'application* → *COMSOL Multiphysics* → *Modes EDP* → *EDP, forme coefficients*); ensuite, pour désigner la *variable dépendante* par T (température) et P_c (pression capillaire); Dans le cas où la convection d'air est considérée, pour sélectionner le mode dynamique des liquides (*Multiphysics* →

Navigateur de modèles → *Modes d'application* → *COMSOL Multiphysics* → *Dynamique des fluides* → *Navier Stokes laminaire*);

2. Définir la géométrie des sous-domaines de deux façons : a) importation d'un fichier CAO existant (*Fichier* → *Importer* → *Données CAO à partir d'un fichier*); b) dessiner des sous-domaines en utilisant l'outil CAO fourni dans le menu *Géométrie*;
3. Déclarer les propriétés des matériaux et les conditions aux limites comme constantes (*Options* → *Constantes*), des expressions (*Options* → *Expressions* → *Global / Scalaire / Sous-domaine / Frontière*), et des fonctions (*Options* → *Fonctions* → *Fonctions Analytiques/d'Interpolation*); les productions pour post-traiter l'analyse peuvent être aussi définies comme des expressions et des variables d'intégration sur des sous-domaines et des frontières pour des quantités comme le flux de chaleur/humidité et des valeurs moyennes (*Options* → *Variables de Couplage d'Intégration* → *Variables sur Sous-domaine / Frontière / Point*);
4. Pour chaque sous-domaine, le choix des équations gouvernantes appropriées se fait en basculant dans les équations du menu (*Multiphysique* → *Navigateur de Modèles*), puis saisir les coefficients des équations gouvernantes (*Physique* → *Sous-domaines*), des conditions initiales (*Physique* → *Sous-domaines*) et conditions aux limites (*Physique* → *Limites*);
5. Le type de maille peut être défini dans le menu *Maillage* par diverses méthodes : la commande *Initialiser le Maillage* génère une distribution brute des mailles; la commande *Raffiner le Maillage* peut créer des mailles plus petites; et dans *Paramètres de Maillage Libre* le nombre de mailles et la taille peuvent être spécifiés à un sous-domaine, une frontière ou un point. Les éléments de maillage prédéfinis dans COMSOL sont de type triangulaire; aussi, dans *Paramètres de Maillage Quadrangle*, des mailles quadrilatères peuvent être choisies;
6. Adopter un algorithme de résolution en sélectionnant d'abord le type (*Résoudre* → *Paramètres des solveurs* → *Stationnaire / Temporel / Valeur propre / Paramétrique*); ensuite fixer le *Pas de temps* ainsi que le type de *Solveur de système linéaire* : *direct* ou *indirect*.

7. Exécuter la simulation (*Résoudre* → *Résoudre le Problème*), ensuite atteindre les résultats de la simulation à travers le menu *Post-Traitement* ou exporter les variables prédéfinies sous forme de fichier de données (*Fichier* → *Exporter*).

La procédure décrite ci-dessus dicte les étapes de base à suivre pour faire fonctionner l'outil numérique développé dans COMSOL. Pour des fins spécifiques de modélisation dans divers spectres de recherche, plusieurs références peuvent être aisément trouvées dans le Guide de Modélisation COMSOL (COMSOL 2007), et certaines publications pertinentes établies par des chercheurs engagés exclusivement dans la mise en oeuvre du logiciel COMSOL.

Le logiciel de simulation moderne tel que COMSOL fournit des interfaces d'opération faciles; les utilisateurs peuvent faire leur travail de modélisation après une courte durée de formation. Cependant, la connaissance essentielle de la physique de la construction et la technique de simulation numérique est toujours critique pour l'utilisateur pour une configuration correcte du modèle ainsi que la capacité d'interpréter les résultats. Un défi majeur dans la modélisation numérique réside dans l'obtention de résultats précis dans un temps acceptable.

Pour atteindre une efficacité optimale dans le développement d'un modèle, on devrait tenir compte de plusieurs aspects :

1. Construire un modèle physique simplifié. Le modèle physique des systèmes étudiés est une expression numérique simplifiée et résumée du processus réel. Pour construire le modèle physique à partir d'une situation réelle, une connaissance approfondie est nécessaire pour appliquer les suppositions appropriées : conserver le processus dominant et négliger les non-importants; utiliser la simulation 1D au lieu de la 2D si la simulation 2D ne fournit pas des informations importantes ne pouvant pas être obtenues de la simulation en 1D; et d'appliquer les équations analytiques au lieu de l'interpolation dans la description des propriétés des matériaux.
2. Utiliser moins de degré de liberté (DDL). Dans le modèle discrétisé par élément fini, le degré de liberté est une mesure critique du volume de calcul et est défini comme étant le produit du nombre de variables dépendantes et du nombre de noeuds du maillage. Dans le cas où l'équation gouvernante est choisie (les variables dépendantes sont fixées), le système ayant le moins de noeuds aura un DDL plus faible.

3. Choisir une taille appropriée de la maille et du pas de temps. L'analyse de sensibilité démontre que la taille de la maille et du pas de temps peuvent, selon les phénomènes étudiés, avoir une inférence significative sur la convergence. En général, les cas de transport rapide de masse (humidité) à travers l'objet simulé ou la frontière, comme l'absorption de pluie, exigent un maillage fin et des pas de temps plus petits pour générer une convergence correcte.
4. Créer une géométrie optimale. Plusieurs astuces devraient être considérées pour la création de la géométrie des domaines avec un maillage de bonne qualité, pour aboutir à des temps de résolution raisonnables dans l'analyse par élément fini. Inclure également l'utilisation de symétrie pour réduire la taille d'un modèle en élément fini; la suppression des frontières intérieures superflues de plusieurs objets géométriques possédant les mêmes propriétés physiques, puisque les points superflus, les lignes et les surfaces ajoutées peuvent inciter le générateur de maillage à créer des éléments supplémentaires, allant parfois jusqu'à rupture pûr et simple du processus de maillage; Eviter les détails excessivement petits, les trous et fentes, car les petits détails et trous peuvent générer un grand nombre de mailles et de modèles d'élément finis ou provoquer même l'échec de la génération du maillage; Eviter les singularités (coin aigu ou angle pouvant créer des problèmes pendant le maillage et l'analyse) et procéder à l'arrondissement des coins aigus par un filet afin de créer un rayon dans le coin.

4.10. Conclusion :

Ce chapitre passe en revue les différents processus de capture d'humidité par les matériaux poreux, ainsi que les mécanismes de transfert d'air et de chaleur, leur mécanisme, potentiel conducteur et les équations régissant leur transport.

Nous avons ensuite mis en équation les différents mécanismes de transport d'énergie et de masse tel que la conduction, convection et rayonnement ainsi que les conditions aux limites pour la température et l'humidité.

Le modèle mathématique que nous avons développé a été compilé dans l'environnement COMSOL, qui est un solveur commercial à base d'éléments finis pour les équations différentielles partielles de type non-linéaire, en régime transitoire. Pour la résolution des équations couplées à dérivés partielles, COMSOL utilise la méthode des éléments finis (FEM) et des volumes finis (FVM).

CHAPITRE 5 : Validation du modèle numérique développé

5.1. Introduction

Etant donné que le processus de transport transitoire de chaleur et d'humidité est doté de fortes caractéristiques non-linéaires, il n'y a d'habitude aucune solution analytique sauf pour certaines situations stationnaires limitées. Le travail de validation est critique et consiste à vérifier le modèle développé en le comparant avec des modèles existants ou avec des résultats expérimentaux. Dans notre cas, la validation de l'outil développé passe par une comparaison avec deux exercices de référence (benchmark) issus du projet européen HAMSTAD. Le but de la validation est de vérifier le modèle numérique, y compris les équations gouvernantes, les données inhérentes aux matériaux, le choix des frontières et leur intégration; mais aussi de tester l'exactitude et l'efficacité de notre outil dans la conception et l'étude des enveloppes de constructions.

5.2. Comparaison avec les exercices de références HAMSTAD

En 2001, la Commission européenne a amorcé le projet HAMSTAD (Heat Air and Moisture Standards Development) afin de proposer une procédure normalisée de modélisation du transport de chaleur, d'air et d'humidité en remplacement de la méthode Glaser jugée moins précise. Le développement a inclus la méthodologie pour déterminer et décrire la fonction de stockage d'humidité, les conductivités d'humidité et le modèle numérique du flux d'humidité non-isotherme (phases vapeur et liquide) dans les matériaux de construction.

Considérés comme une contribution importante au projet HAMSTAD, cinq exercices ont été développés pour valider les outils hygrothermiques existants et futurs. Tous les exercices sont unidimensionnels, et chacun d'eux couvre au moins deux mécanismes de transfert d'humidité. De plus, les exercices ont été choisis pour couvrir diverses combinaisons de charges climatiques et de matériaux. Hagentoft (2002a, b) a donné une description détaillée des exercices de référence et des résultats de simulation. Une "méthodologie ouverte" a été offerte pour stimuler la compétition et la commercialisation des codes numériques développés.

Les partenaires européens du projet sont affiliés à l'organisation TNO pour le bâtiment et la Recherche en Construction; les Pays-Bas; Université de Leuven, Laboratoire de la physique de la Construction, Belgique; Université de Technologie de Chalmers, Département de la

physique de la construction, Suède; Université de Technologie de Dresde, Institut de la Climatologie de la Construction, Allemagne; Université d'Édimbourg, Centre de la Science des matériaux et d'Ingénierie, Royaume-Uni; Technion - Institut de Technologie; Université technique tchèque, Département de Structure, Tchéquie; et l'Université de Technologie d'Eindhoven, Département de Physique Appliquée, les Pays-Bas. L'institut pour la Recherche dans la Construction du Canada (IRC/NRC) a participé volontairement au projet.

Pour entreprendre la comparaison inter-modèle dans notre outil, nous disposons de données des exercices de référence HAMSTAD tel que les propriétés des matériaux, les conditions initiales et conditions aux limites, sont saisis dans l'interface correspondante de COMSOL comme constantes, expressions analytiques ou fonctions d'interpolation; les informations géométriques de l'enveloppe de la construction étudiée sont tracées par le biais de l'interface CAO de COMSOL; les coefficients de l'équation de conservation et les équations de frontière (Equations 4.55 à 4.57), sont choisis pour servir à chaque exercice de référence; le mode de maillage est généré en tenant compte des phénomènes physiques et de la consommation optimale du temps de calcul;

Le type de solveur et les paramètres de résolution sont choisis et la simulation démarre. Après exécution de la simulation, les résultats demandés, tel que la température, la teneur en humidité et l'humidité relative à certains emplacements et temps, sont exportés sous formes de graphiques et de fichiers de données ASCII.

Pour valider notre outil, deux des cinq exercices de référence sont traités. Le profil de chaque exercice est interprété ici et les détails des données des matériaux, des paramètres de frontière, de la géométrie des objets, résultats exigées ont été bien détaillés dans Hagentoft (2002a, b).

Les résultats de la simulation obtenus via notre outil numérique sont comparés aux résultats publiés dans le projet HAMSTAD et une concordance satisfaisante est observée.

5.2.1. Cas d'une toiture isolée

Cet exercice de référence traite de la condensation interstitielle s'opérant au niveau de la surface de contact entre deux matériaux. La construction, du côté extérieur au côté intérieur, est conçue comme suit; une couche pare-vapeur, un matériau porteur de 100mm d'épaisseur et une isolation thermique de 50mm, comme montrée dans la figure 5.1. Les matériaux possèdent des propriétés thermique et d'humidité différentes - le matériau porteur est capillaire actif, tandis que l'isolation est hygroscopique mais capillaire non-active (résistance infinie au flux liquide). La structure est parfaitement hermétique. La simulation couvre une

période d'une année. Les résultats requis sont la teneur en humidité de chaque matériau durant la simulation et le flux de chaleur traversant la structure à partir de l'intérieur.

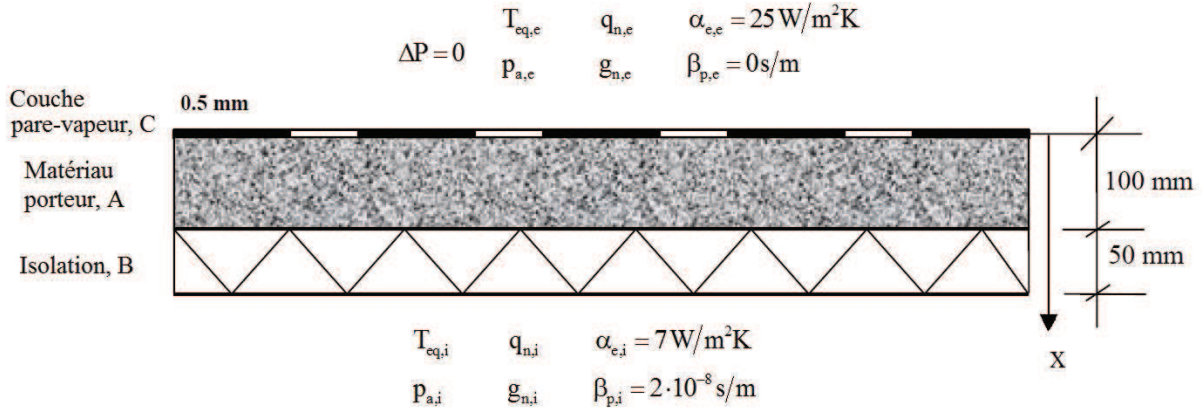


Figure 5.1: Représentation schématique de la toiture isolée

5.2.1.1. Propriétés des matériaux utilisés

Les propriétés des matériaux exprimés en terme de la teneur en humidité w sont données ci-après pour l'élément porteur et l'isolation, respectivement. Quelques spécifications thermo-physiques des matériaux sont présentés dans le tableau 5.1.

➤ Élément porteur

- Courbe de rétention d'eau : $w = \frac{146}{\left(1 + (8 \cdot 10^{-8} \cdot p_C)^{1.6}\right)^{0.375}} \quad (\text{kg/m}^3) ;$

$$p_C = 0.125 \cdot 10^8 \left(\left(\frac{146}{w} \right)^{\frac{1}{0.375}} - 1 \right)^{0.625} \quad (\text{Pa})$$

- Isotherme de sorption : $w = \frac{146}{\left(1 + \left(-8 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{RT \rho_w}{M_w} \ln(\phi)\right)^{1.6}\right)^{0.375}} \quad (\text{kg/m}^3) ;$

$$\phi = \exp \left(- \frac{M_w}{RT \rho_w} \cdot 0.125 \cdot 10^8 \left(\left(\frac{146}{w} \right)^{\frac{1}{0.375}} - 1 \right)^{0.625} \right) \quad (-)$$

- Diffusion de vapeur : $\delta_p = \frac{M_w}{RT} \cdot \frac{26.1 \cdot 10^{-6}}{200} \cdot \frac{1 - \frac{w}{146}}{0.503 \cdot \left(1 - \frac{w}{146}\right)^2 + 0.497} \quad (s)$

- Perméabilité à l'eau liquide :

$$K = \exp\left(-39.2619 + 0.0704 \cdot (w-73) - 1.7420 \cdot 10^{-4} \cdot (w-73)^2 - 2.7953 \cdot 10^{-6} \cdot (w-73)^3 - 1.1566 \cdot 10^{-7} \cdot (w-73)^4 + 2.5969 \cdot 10^{-9} \cdot (w-73)^5\right) \quad (s)$$

- Conductivité thermique: $\lambda = 1.5 + \frac{15.8}{1000} w$ (W/m.K)

- Capacité thermique du matériau sec: $\rho_0 c_0 = 1.824 \cdot 10^6$ (J/m³.K)

➤ Matériau isolant

- Courbe de rétention d'eau: $w = \frac{900}{\left(1 + (2 \cdot 10^{-4} \cdot p_c)^2\right)^{0.5}}$ (kg/m³) ;

$$p_c = 0.5 \cdot 10^4 \left(\left(\frac{900}{w} \right)^2 - 1 \right)^{0.5} \quad (\text{Pa})$$

- Isotherme de sorption: $w = \frac{900}{\left(1 + \left(-2 \cdot 10^{-4} \cdot \frac{RT \rho_w}{M_w} \ln(\phi)\right)^2\right)^{0.5}}$ (kg/m³) ;

$$\phi = \exp\left(-\frac{M_w}{RT \rho_w} 0.5 \cdot 10^4 \left(\left(\frac{900}{w} \right)^2 - 1 \right)^{0.5}\right) \quad (-)$$

- Diffusion de vapeur: $\delta_p = \frac{M_w}{RT} \cdot \frac{26.1 \cdot 10^{-6}}{9.6} \cdot \frac{1 - \frac{w}{900}}{0.503 \cdot \left(1 - \frac{w}{900}\right)^2 + 0.497}$ (s)

- Perméabilité à l'eau liquide: $K = 0$ (s)

- Conductivité thermique: $\lambda = 0.033 + \frac{0.59}{1000} w$ (W/m.K)

- Capacité thermique du matériau sec: $\rho_0 c_0 = 0.0739 \cdot 10^6$ (J/m³.K)

Tableau 5.1: Certaines données générales des matériaux utilisées

| Paramètre Thermo-physique | Symbole | Unité | Valeur |
|----------------------------------|----------|-------------------|--------|
| Masse volumique de l'eau liquide | ρ_w | kg/m ³ | 1000 |

| | | | |
|--|-------|---------|------------------|
| Constante des gaz pour la vapeur d'eau | R | J/mol.K | 8.314 |
| Masse molaire de la vapeur d'eau | M_w | kg/mol | 0.018 |
| Enthalpie d'évaporation | L_v | J/kg | $2.5 \cdot 10^6$ |

5.2.1.2. Conditions initiales

les conditions initiales pour chaque couche de la toiture sont les suivantes:

➤ **Elément porteur:**

- Teneur en eau volumique : $w = 145 \text{ kg/m}^3$;
- Température : $T = 10 \text{ °C}$

➤ **Isolation:**

- Teneur en eau volumique : $w = 0.065 \text{ kg/m}^3$;
- Température : $T = 10 \text{ °C}$

5.2.1.3. Conditions aux limites

Une température et humidité fixes sont appliqués pour les conditions aux limites de ce problème (conditions aux limites de Dirichlet) :

- Pour la chaleur et l'humidité, un fichier de données fournit les valeurs horaires pour une période d'une durée d'une année. Pour des valeurs intermédiaires de temps, elles sont obtenues par interpolation.
- Aucune différence de pression n'est considérée $\Delta P = 0$.

La figure 5.2 montre les conditions climatiques pour une période d'une année représentant la durée de la simulation; Elles sont regroupées les :

- Températures équivalentes extérieures $T_{eq,e}$ et intérieures $T_{eq,i}$ fixées à 20 °C afin d'assurer un confort thermique optimal à l'intérieur.
- Variations de la pression d'air intérieure $P_{a,i}$ et extérieure $P_{a,e}$.

(a)

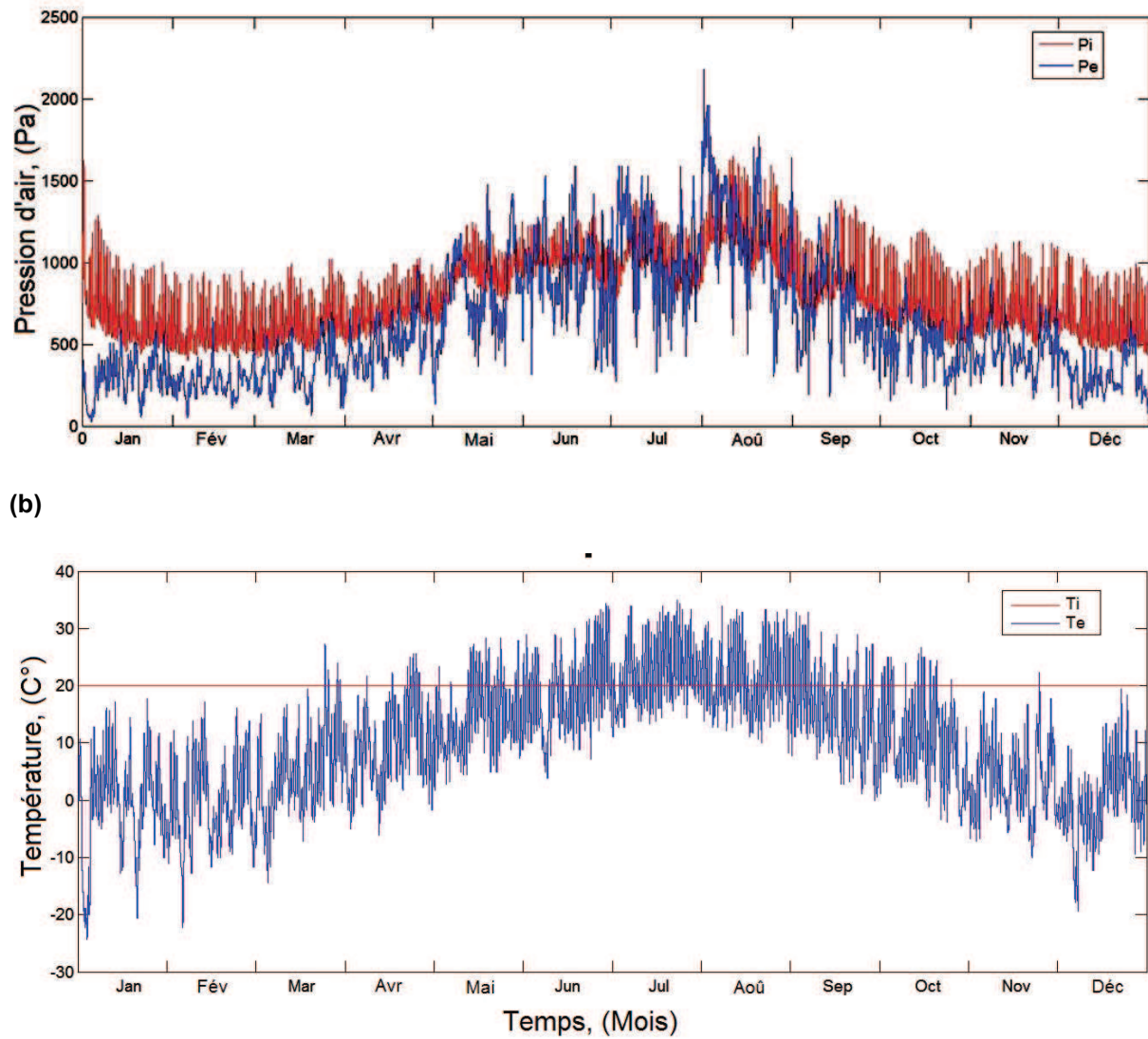


Figure 5.2: Conditions aux limites pour la période de simulation (une année).
(a) Pression d'air extérieure et intérieure P_e & P_i ,
(b) Température ambiante extérieure et intérieure T_e & T_i

Les coefficients de transfert surfaciques sont donnés par:

- Pour la surface externe : $\alpha_{e,e} = 25 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$, $\beta_{p,e} = 0 \text{ s/m}$
- Pour la surface interne : $\alpha_{e,i} = 7 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$, $\beta_{p,i} = 2 \cdot 10^{-8} \text{ s/m}$

Notez que ces conditions représentent un très bon cas de figure pour le contrôle du modèle développé de transport de chaleur et de masse.

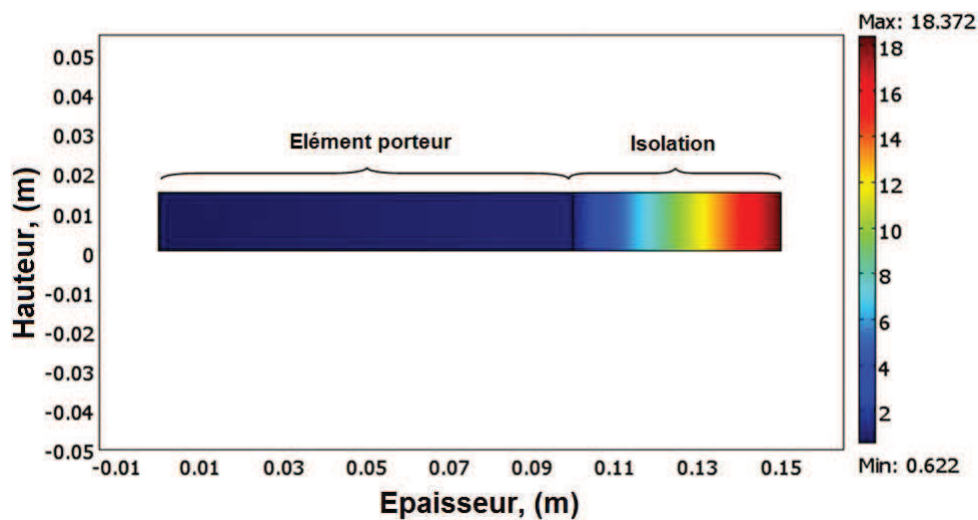
La simulation numérique a été menée en utilisant le logiciel commercial COMSOL Multiphysics (CMS) [31]; les résultats escomptés sont les suivants:

- La pression capillaire dans l'espace et le temps pour l'élément porteur A et l'isolation B.

- La distribution de la température.
- Le poids total de l'humidité dans chaque couche.
- Le flux de chaleur q traversant la paroi à partir de l'intérieur.

Le modèle simule, pendant une période d'un an, les distributions de la pression capillaire et la température. Les figures 5.3 a) et b) montrent la répartition de la température et la pression capillaire dans l'élément porteur et l'isolant à la fin de la durée de simulation (T=8760 heures, soit un an).

a)



b)

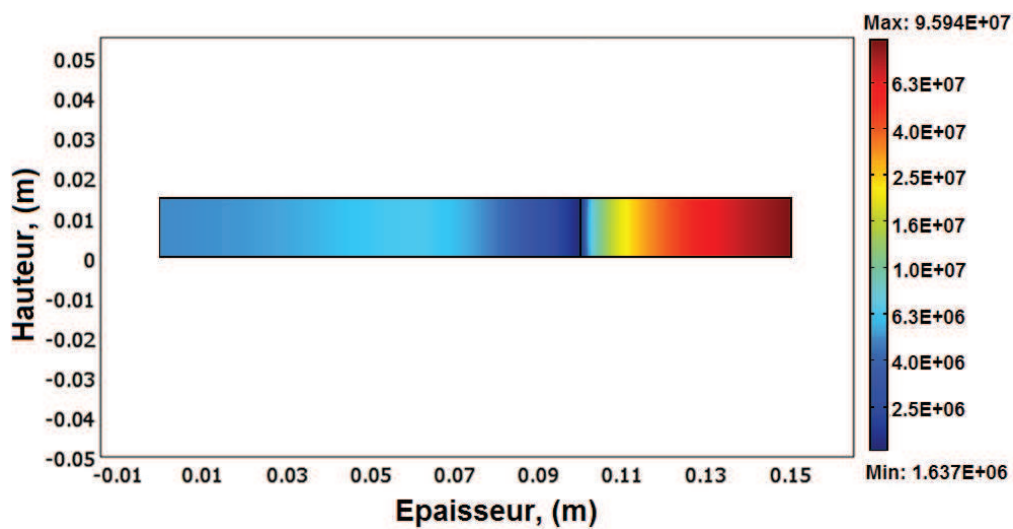


Figure 5.3: Distribution des variables dans la toiture après 8760 heure

(a) Température T ($^{\circ}\text{C}$), (b) Pression capillaire P_c (Pa)

5.2.1.4. Resultats et discussion

En utilisant les propriétés des matériaux, la teneur totale en humidité peut être facilement calculée à partir de la distribution de la pression capillaire. Les figures 5.4 (a) et (b) représentent la variation de la teneur en humidité totale dans l'élément porteur et l'isolation durant une année. En raison de la faible valeur de la température moyenne externe (-3 °C) en période d'hiver, et la convection impliquant le déplacement frontal de masse vers la pression d'air inférieure (Figures 5.2), une importante augmentation de la teneur en humidité est observée. Ensuite, les conditions sèches (hausse de la température) se produisant entre 2500 et 6500 heures et le faible effet de la convection induisent un séchage brutal de la matière. Les écarts importants entre la pression interne et externe associés à une chute de température sont observées durant le dernier trimestre de la période de simulation, cela conduit inéluctablement à une nouvelle augmentation des niveaux de la teneur en humidité.

➤ **Transport d'humidité**

Sur la base d'une comparaison entre les résultats du modèle courant et ceux issus de l'exercice de référence N°1 de HAMSTAD, une concordance dans les allures des graphes est largement constatée sur la période considérée, ce qui permet d'affirmer que le modèle actuel est capable de reproduire avec une bonne certitude les résultats disponibles dans la littérature.

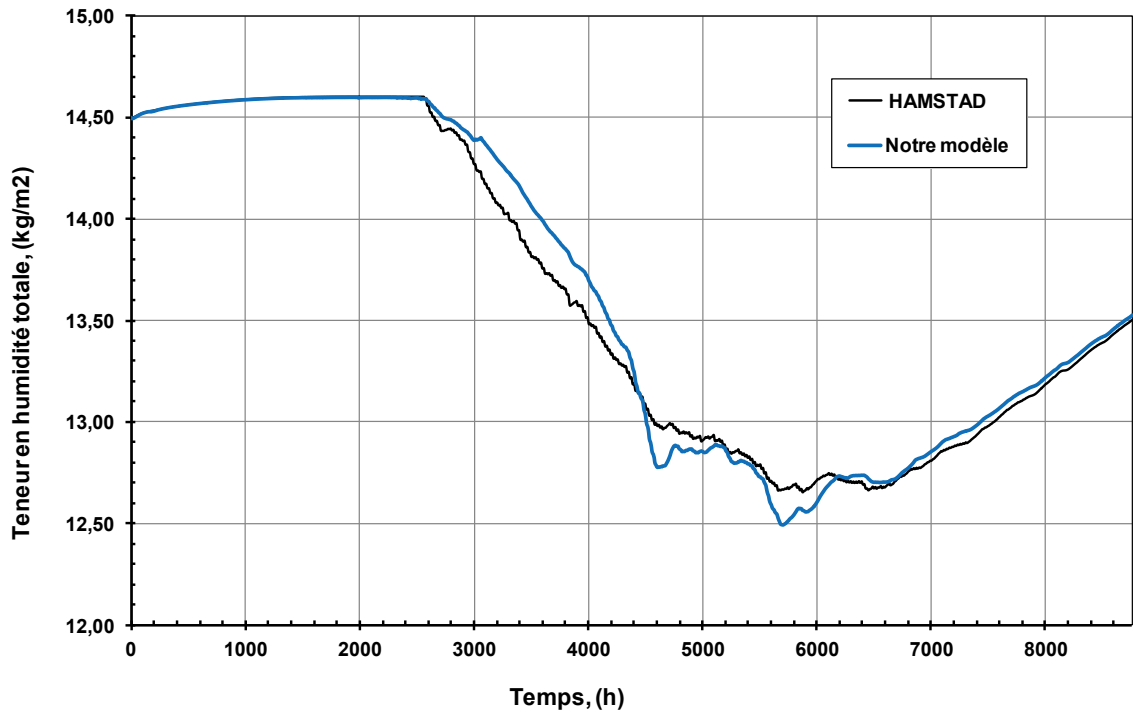


Figure 5.4: Teneur en humidité totale dans l'élément porteur

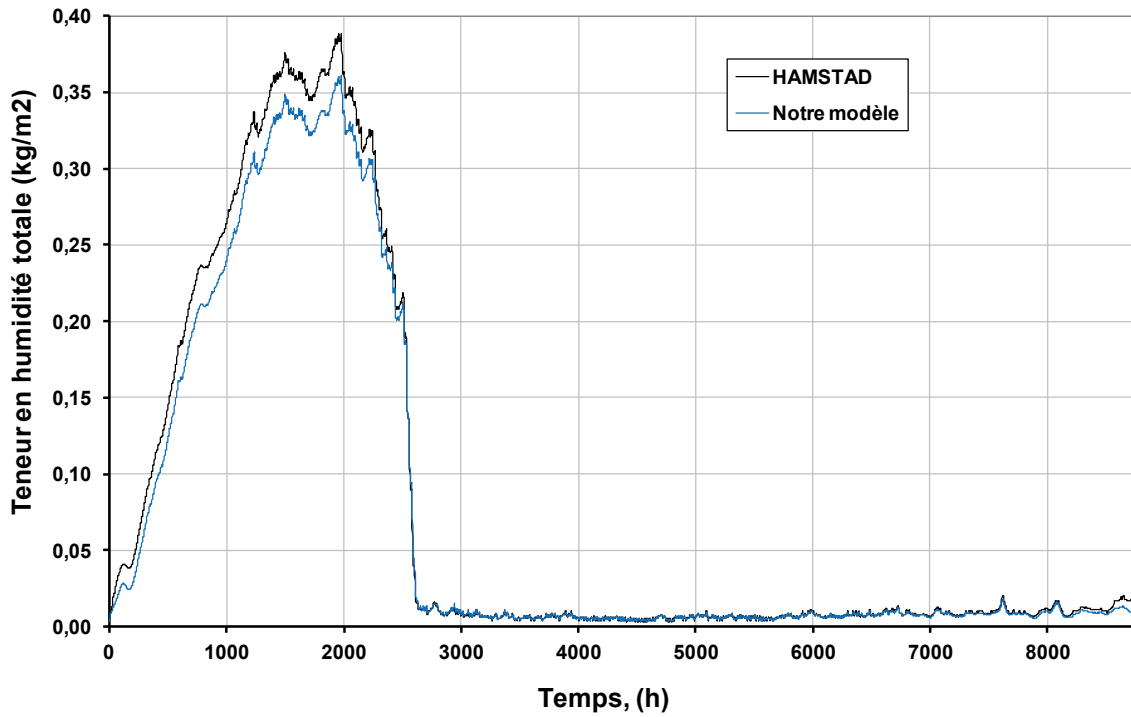
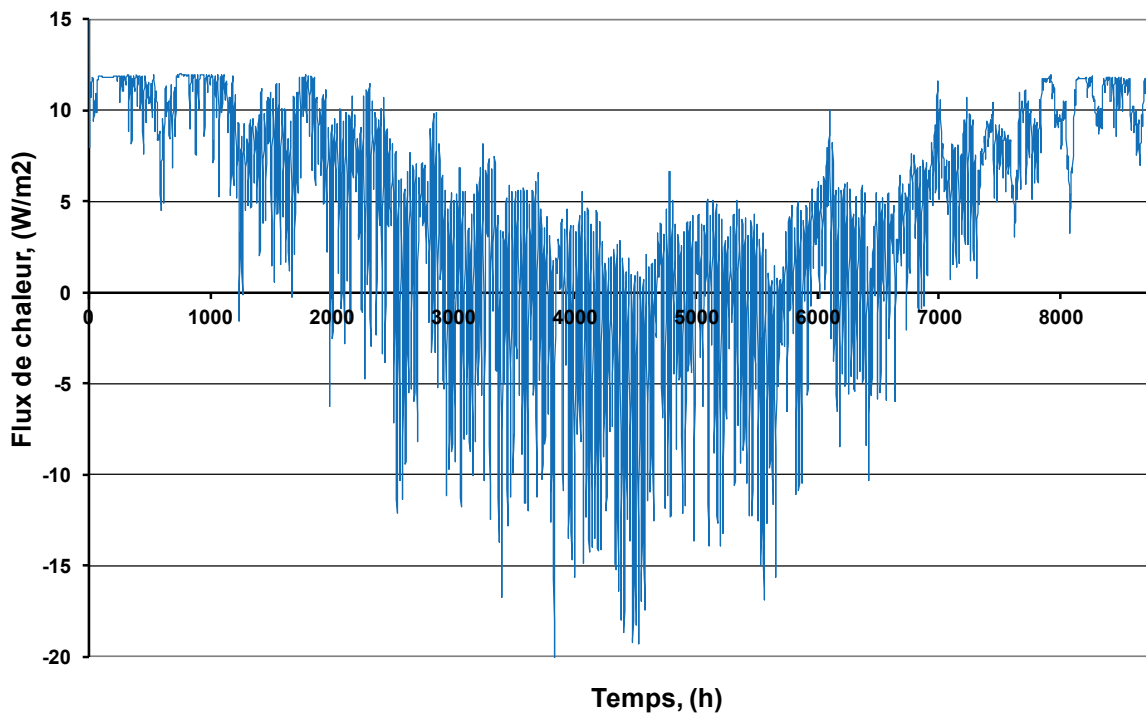


Figure 5.5: Teneur en humidité totale dans l'isolant

➤ Transport de chaleur

La figure 5.6 (a) montre le flux de chaleur moyen calculé traversant la structure depuis l'intérieur durant une année (8760 heures); la figure 5.6 (b) montre le flux pendant les 500 premières heures de la simulation. Ces flux sont obtenues sur la base du modèle numérique développé puis comparées avec ceux de HAMSTAD. La tendance du graphe du flux de chaleur dépend de la période de la journée; la quantité d'énergie traversant la paroi est inversement proportionnelle à la température extérieure. En effet, une tendance ascendante correspond à la période de la journée comprise entre 15h et 8h du matin lorsque la température moyenne est globalement négative avec un flux sortant maximum atteint vers 8h. La partie descendante du graphique représente le comportement du flux pendant le reste de la journée où la température moyenne est globalement positive, la plus faible valeur du flux de chaleur étant enregistré vers 15h. A partir de cette figure, on constate que le modèle de prédiction est très proche de celui du benchmark.

a)



b)

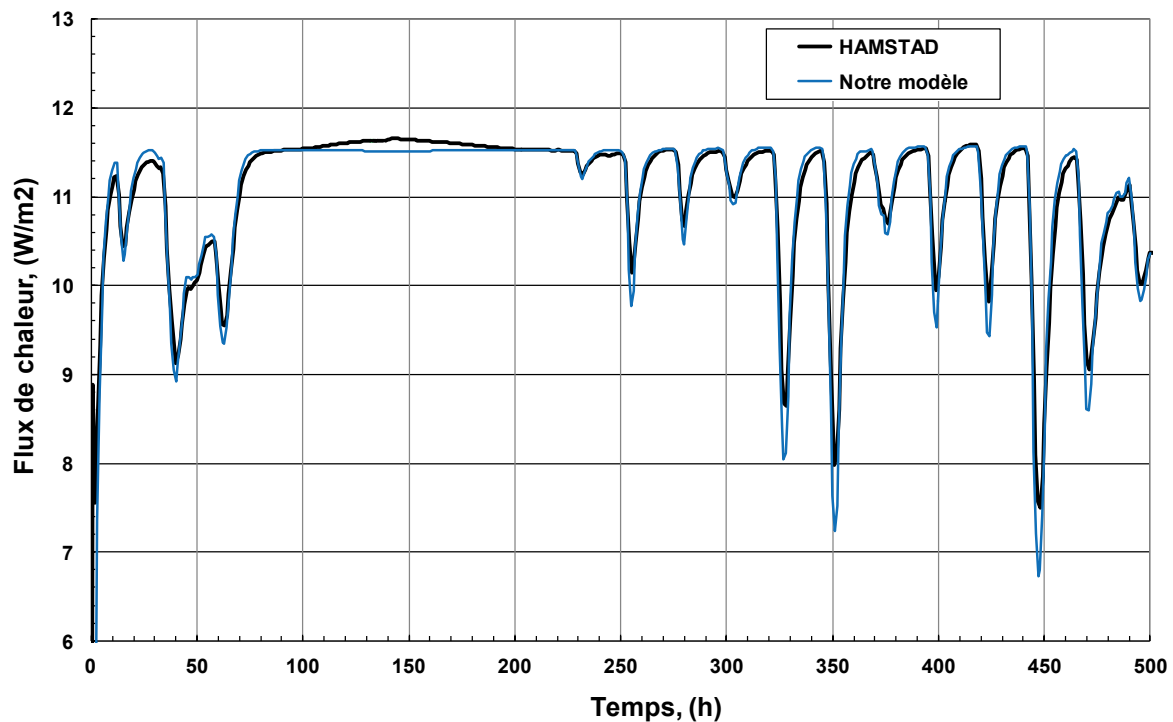


Figure 5.6: Flux de chaleur moyen traversant la paroi à partir de l'intérieur

a) 8760 heures (une année); **b)** 500 heures

Afin d'investiguer la distribution de l'énergie à l'intérieur de la structure, la fluctuation de température à travers la structure étudiée à la fin du premier, deuxième et troisième jour de la période de simulation, respectivement, est représentée sur la figure 5.7. Les mesures montrent que le gradient de température est maximum dans le matériau isolant, et dont l'effet de régulateur de chaleur est fortement avéré. Les températures de la surface extérieure enregistrées correspondant aux trois cas sont 0,52 °C, de 0,63 °C et 2,87 °C, respectivement.

La température à l'intérieur de l'élément porteur reste quasi constante, cela est dû à la conductivité thermique très élevée du matériau et la prédominance du mécanisme de convection dans un matériau poreux, qui a été implicitement considéré dans le présent modèle. Il est également relevé que le gradient de température calculé dans le matériau isolant est environ cent fois supérieur à celui dans le l'élément porteur.

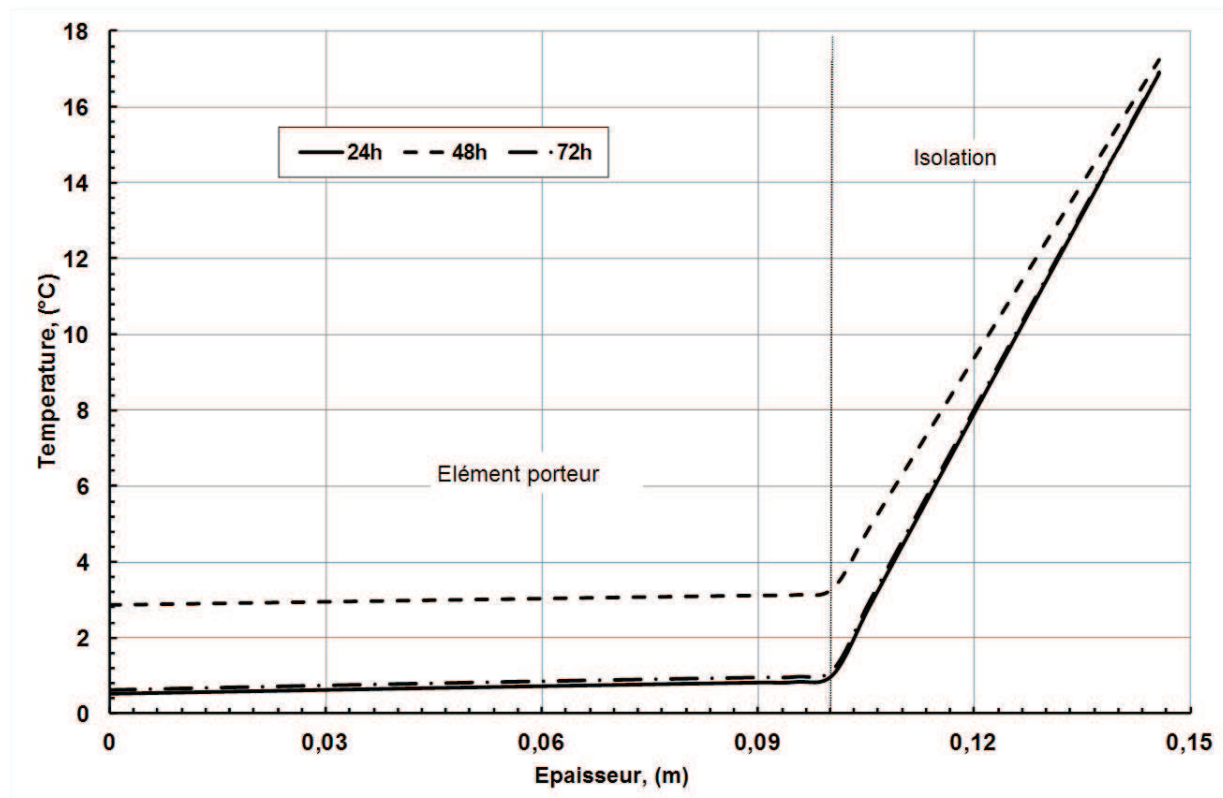


Figure 5.7: Evolution de la température dans les deux couches après 24h, 48h et 72h

Sur la figure 5.8, le profil d'évolution de la température au cours des 72 premières heures et dans différentes positions de la structure multicouche est représenté. Les trois courbes au bas du graphe et exprimant les variations de température à trois points différents de l'élément porteur se confondent, il en découle que la température est quasi constante dans cette couche. Les hautes conduction et convection du béton constituant cette couche limitent considérablement ses propriétés d'isolation. Ceci explique également la chute vertigineuse de température au cours des dix premières heures, passant de 10 °C (température initiale de la structure initiale) à environ 0°C (température ambiante extérieure). Le comportement thermique de l'élément porteur suit instantanément les variations de la température ambiante extérieure, il ne remplit donc quasiment aucun rôle de régulation de chaleur au sein de la structure.

Paradoxalement, la température au milieu de l'isolation représente la valeur moyenne de la température entre les surfaces intérieure et extérieure. Le matériau isolant utilisé assure, après une demi-heure de simulation, une température relativement constante avoisinant la température ambiante intérieure considérée, soit 20 °C.

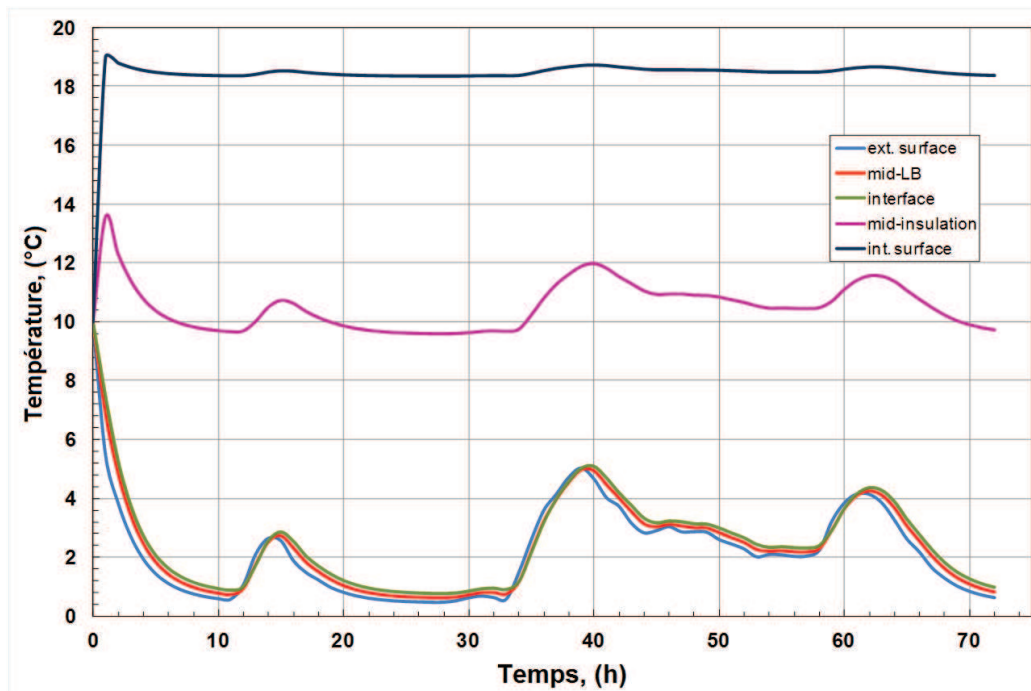


Figure 5.8: Evolution temporelle de la température dans différentes positions de la paroi

5.2.2. Cas d'un mur isolée de l'intérieur

L'exercice de référence n° 5 du programme HAMSTAD est considéré ici pour traiter de la condensation interstitielle se produisant à la surface de contact de deux matériaux différents. Ce cas de test est jugé difficile [11], car il implique une charge climatique sévère qui provoque la condensation d'eau sur la surface extérieure de la paroi en raison du refroidissement nocturne (basse température équivalente), et de fréquents épisodes d'humidification-séchage de la paroi en raison de l'alternance de pluie et du rayonnement solaire. La construction, du côté extérieur au côté intérieur, est conçue comme suit; une couche de brique poreuse de 365mm d'épaisseur, un mortier de 15mm et une isolation thermique de 40mm, comme montrée dans la Figure 5.9. Les matériaux possèdent des propriétés thermique et d'humidité différentes. L'isolation est hygroscopique et capillaire active.

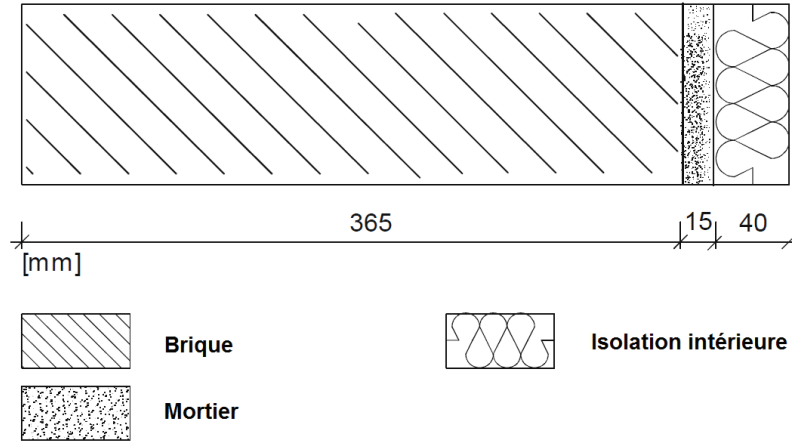


Figure 5.9: Représentation schématique du mur isolé de l'intérieur

5.2.2.1. Propriétés des matériaux utilisés

Comme pour l'exemple précédent, les propriétés des matériaux exprimés en terme de la teneur en humidité w sont données ci-après pour l'élément pour la brique, le mortier de ciment et l'isolation, respectivement. le tableau 5.2 donne quelque propriétés thermo-physiques des matériaux employés.

- Courbe de rétention d'eau: $w = w_{sat} \cdot \sum_{i=1}^N \frac{k_i}{\left(1 + (a_i \cdot h \cdot p_c)^{n_i}\right)^{m_i}}$ (kg/m^3) ;

$$m_i = 1 - \frac{1}{n_i}$$

La conversion entre la rétention et la sorption via $w(p_c(\phi))$ ou $w(\phi(p_c))$ en utilisant la relation de Kelvin.

- Diffusion de vapeur: $\delta_p(w, T) = \frac{M_w}{RT} \cdot D_{vapeur}(w)$ (s);

$$D_{vapeur}(w) = \frac{26.1 \cdot 10^{-6}}{\mu_{sec}} \cdot \frac{1 - \frac{w}{w_{sat}}}{(1-p) \cdot \left(1 - \frac{w}{w_{sat}}\right)^2 + p} \quad (\text{m}^2/\text{s})$$

- Perméabilité à l'eau liquide: $K(w) = \exp\left[\sum_{i=0}^5 a_i \cdot (w/p_w)^i\right]$ (s)

- Conductivité thermique: $\lambda = \left(\lambda_{sec} + \lambda_{hum} \frac{w}{\rho_w}\right)$ (W/m.K)

- Capacité thermique du matériau sec: $\rho_0 c_0$ (J/m³.K)

Tableau 5.2: Paramètres pour l'ensemble des matériaux utilisés

| | <i>Brique</i> | <i>Mortier</i> | <i>Isolation intérieure</i> |
|---------------------------------------|---------------|----------------|-----------------------------|
| Rétention d'eau | | | |
| w_{sat} [kg/m ³] | 373.5 | 700 | 871 |
| k_1 [-] | 0.46 | 0.2 | 0.41 |
| k_2 [-] | 0.54 | 0.8 | 0.59 |
| a_1 [1/m] | 0.47 | 0.5 | 0.006 |
| a_2 [1/m] | 0.2 | 0.004 | 0.012 |
| n_1 [-] | 1.5 | 1.5 | 2.5 |
| n_2 [-] | 3.8 | 3.8 | 2.4 |
| Diffusion de vapeur | | | |
| μ_{sec} [-] | 7.5 | 50 | 5.6 |
| p [-] | 0.20 | 0.20 | 0.20 |
| Conductivité de l'eau liquide | | | |
| a_0 [-] | -36.484 | -40.425 | -46.245 |
| a_1 [-] | 461.325 | 83.319 | 294.506 |
| a_2 [-] | -5240 | -175.961 | -1439 |
| a_3 [-] | 2.907e+4 | 123.863 | 3249 |
| a_4 [-] | -7.41e+4 | 0 | -3370 |
| a_5 [-] | 6.997e+4 | 0 | 1305 |
| Conduction thermique | | | |
| λ_{sec} [-] | 0.682 | 0.6 | 0.06 |
| λ_{hum} [-] | 0 | 0.56 | 0.56 |
| Capacité thermique | | | |
| ρ_0 [kg/m ³] | 1600 | 230 | 212 |
| c_0 [J/kgK] | 1000 | 920 | 1000 |

5.2.2.2. Conditions initiales

Pour l'ensemble de la structure, les conditions initiales sont:

- Humidité relative : $\phi = 60\%$
- Température : $T = 25^\circ\text{C}$
- Pression de la vapeur d'eau : $P_v = 1000 \text{ Pa}$

5.2.2.3 Conditions aux limites

Les conditions aux limites adoptés pour ce problème en terme de température, pression et humidité relative, sont les mêmes que ceux de l'exemple précédent.

Les coefficients de transmission surfaciques sont donnés par:

- Pour la chaleur: $\alpha_{e,e} = 25 W / m^2.K$; $\alpha_{e,i} = 8 W / m^2.K$
- Pour le l'humidité: $\beta_{p,e} = 1.8382e-07 s / m$, $\beta_{p,i} = 5.8823.10^{-8} s / m$

A noter que ces conditions offrent un très bon cas d'étude pour la vérification du modèle de transfert hygrothermique présenté dans ce travail.

5.2.2.4. Resultats et discussion

➤ Transport d'humidité

Le profile de l'humidité dans le mur à la fin de la période de simulation est représenté dans la figure 5.10, les résultats obtenus par le biais de notre modèle et ceux de HAMSTAD présentent une très bonne similitude, il est nous est permis d'attester de la fiabilité de l'outil développé.

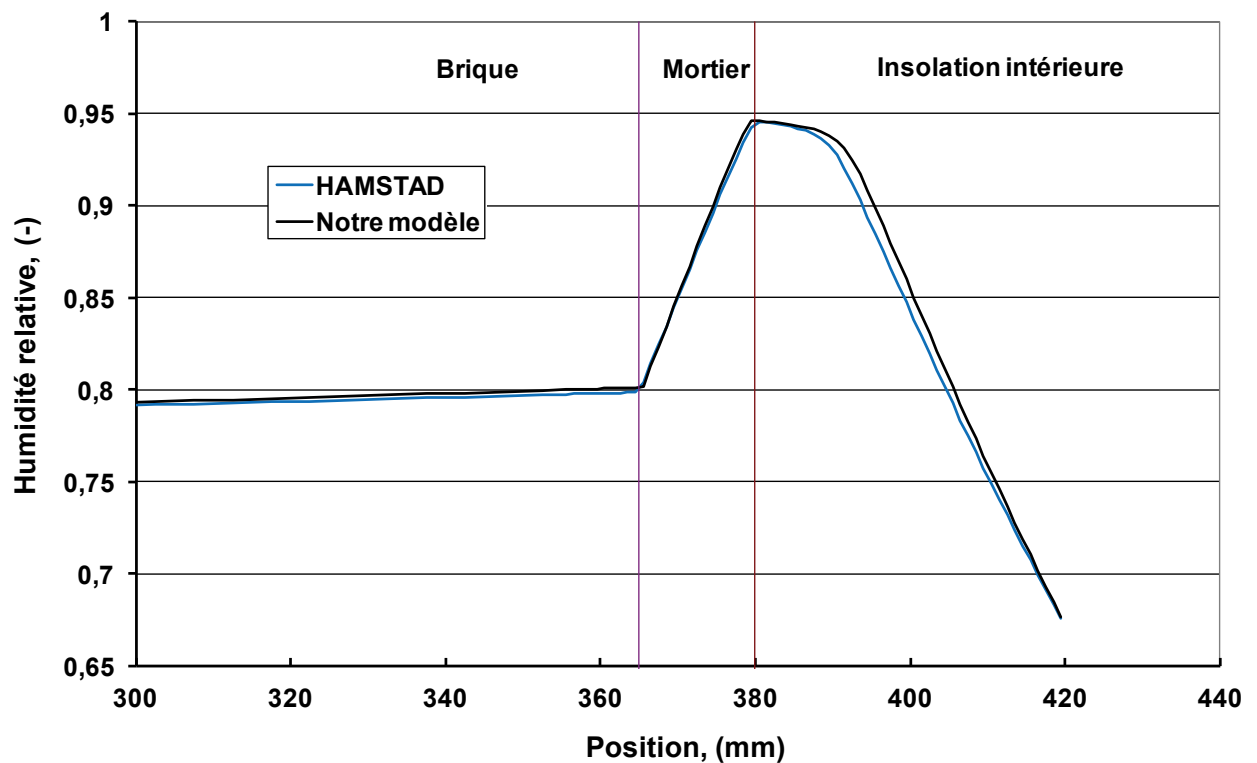


Figure 5.10: Profile de l'humidité relative à la fin de la simulation

➤ **Transport de chaleur**

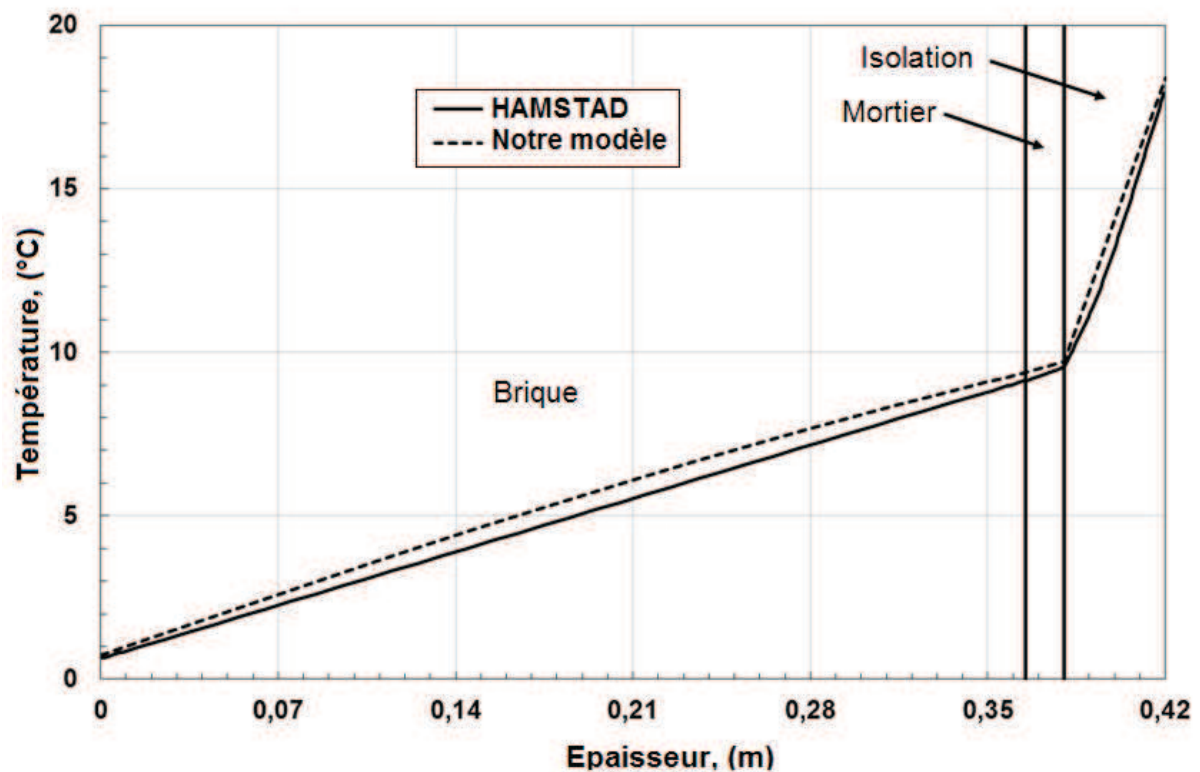


Figure 5.11: Profil de la température à la fin de la période de simulation

Le profil d'évolution de la température au sein du mur étudié en fin de simulation est représenté. Les deux graphes exprimant les variations de température dans les trois couches du mur se confondent. Le fort pouvoir isolant de la couche interne limite considérablement les déperditions d'énergie vers l'extérieur. Ceci explique la chute brutale de la température dans la couche isolante, passant de 18,64 °C (température de la surface interne) à environ 9,33°C (température à l'interface isolation-mortier), ce qui représente environ 50% de gain d'énergie rien que dans cette couche, l'écart maximum de température enregistré entre les deux courbes ne dépassant pas 0,5 °C. Le mortier et la brique exhibent un pouvoir isolant nettement plus faible; en effet, le comportement thermique de ces éléments suit instantanément les variations de la température ambiante extérieure, il ne remplissent donc pas un rôle prépondérant dans la régulation de la chaleur au sein de la structure.

5.3. Conclusion

Pour valider notre outil, deux exercices de référence issus du programme européen HAMSTAD ont été utilisés. Le profil de chacun des exercices est interprété ici et les détails des données des matériaux, des paramètres de frontière, de la géométrie des objets. Les profils d'évolution de la température et de la teneur en humidité des couches constitutives en différentes positions et différents moments sont représentés et discutés.

Les résultats de la simulation obtenus via notre outil numérique sont comparés aux résultats publiés dans le projet HAMSTAD et une concordance satisfaisante est observée.

CHAPITRE 6 : Simulation en contexte bidimensionnel et tridimensionnel

6.1. Introduction

Dans le but d'étendre le champs d'application de l'outil de simulation du transport de chaleur, d'air et d'humidité dans les milieux poreux non saturés en général, et les parois poreuses multicouches de bâtiment en particulier, nous présentons dans ce chapitre deux cas d'études en deux et trois dimensions. Les différents résultats seront analysés puis interprétés.

6.2. Cas bidimensionnel :

Le but de cette étude est d'étendre l'évaluation de l'outil développé aux cas bidimensionnels. La structure étudiée est un coin représentant la jonction entre un mur et un plancher. Le mur en question est repris de l'exemple de validation présenté en section 5.2.2. Le plancher est composée d'une dalle en béton de 185 mm d'épaisseur et d'une couche de finition en mortier de ciment de 15 mm. Un aperçu de la structure du plancher et du mur multicouche est représenté sur la figure 6.1.

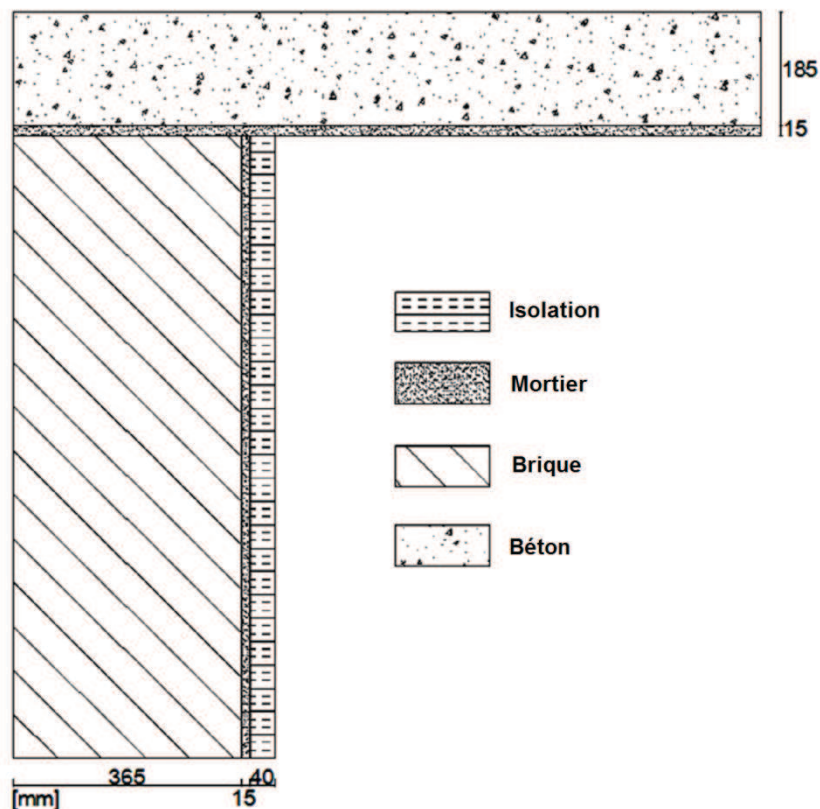


Figure 6.1: Représentation schématique de la structure plancher-mur étudiée.

Pour compléter cette vue d'ensemble, le tableau 6.1 rassemble les propriétés thermo-physiques des matériaux constitutifs. La simulation impliquant la condensation se produisant au niveau de l'interface de contact entre deux matériaux possédants des propriétés hygroscopiques différentes, nous a permis d'évaluer la capacité du modèle à prédire correctement le cas bidimensionnel considéré. Les résultats exigés sont la distribution de la température, le flux de chaleur traversant la structure à partir de l'intérieur et la distribution de la pression de la vapeur d'eau dans l'ensemble de la structure.

Tableau 6.1: Quelques paramètres des matériaux utilisés

| <i>Propriété thermo-physique</i> | Brique | Mortier | Isolation | Béton |
|----------------------------------|---------------|----------------|------------------|--------------|
| $\mu_{dry} [--]$ | 7.5 | 50 | 5.6 | 120 |
| $\xi [kg/m^3]$ | 9 | 5 | 1.4 | 85 |
| $K [kg/msPa]$ | 7e-12 | 4.6e-11 | 5.5e-5 | 6e-11 |
| $\lambda_{dry} [W/mK]$ | 0.682 | 0.6 | 0.06 | 1.6 |
| $\rho_{dry} [kg/m^3]$ | 1600 | 230 | 212 | 2300 |
| $C_p [J/kgK]$ | 1000 | 920 | 1000 | 850 |

6.2.1. Discrétisation et résolution des équations de bilan par COMSOL

Pour la discrétisation spatiale, le système d'équations aux dérivées partielles (EDP) est transformé par COMSOL en un ensemble d'équations différentielles ordinaires (ODE) par discrétisation spatiale. La méthode des volumes finis (MVF) est utilisée, et le domaine de calcul est divisé en un certain nombre d'éléments finis obtenus des équations de bilan de l'ensemble des éléments. Les termes de flux sont discrétisés en utilisant des approximations par différences finies pour les termes diffusifs et convectifs.

Avec tous les gradients spatiaux remplacés avec des approximations par différences finies dans l'équation du bilan de chaleur et d'humidité, un système d'équations différentielles ordinaires (EDO) est obtenu. Dans la version actuelle de COMSOL, ce système de transport combiné de chaleur et d'humidité est résolu en utilisant la méthode d'itération de Newton-Raphson mis en œuvre dans le EDO-solveur générique. La mise en œuvre de ce solveur multi-étape générique dans l'environnement COMSOL est largement expliqué dans [27].

Cependant, étant donné que l'équation du bilan de masse d'air est simplifiée en une formulation à l'état stationnaire, sa forme discrétisée ne peut donc pas être incluse dans la forme générale de l'équation différentielle ordinaire obtenue. Par conséquent, cet ensemble d'équations linéaires est résolu indépendamment du transport couplée transitoire de chaleur et de masse. A cet égard, les implémentations en régime quasi permanent signifient que lors de l'intégration des équations couplées du bilan d'énergie et d'humidité, le champ d'écoulement de l'air est maintenu constant. A des intervalles de temps définis, une nouvelle solution en régime permanent du champ d'écoulement d'air est calculée puis utilisée durant l'intégration continue des bilans de chaleur et d'humidité.

6.2.2 Maillage

Vu le besoin d'utiliser des mailles qui changent progressivement de taille notamment aux abords de l'interface interne de deux couches de matériaux différents, où la solution numérique est sensée changer brusquement, un maillage régulier composé de 1496 nœuds générant 811 éléments triangulaires a été adopté (Figure 6.2).

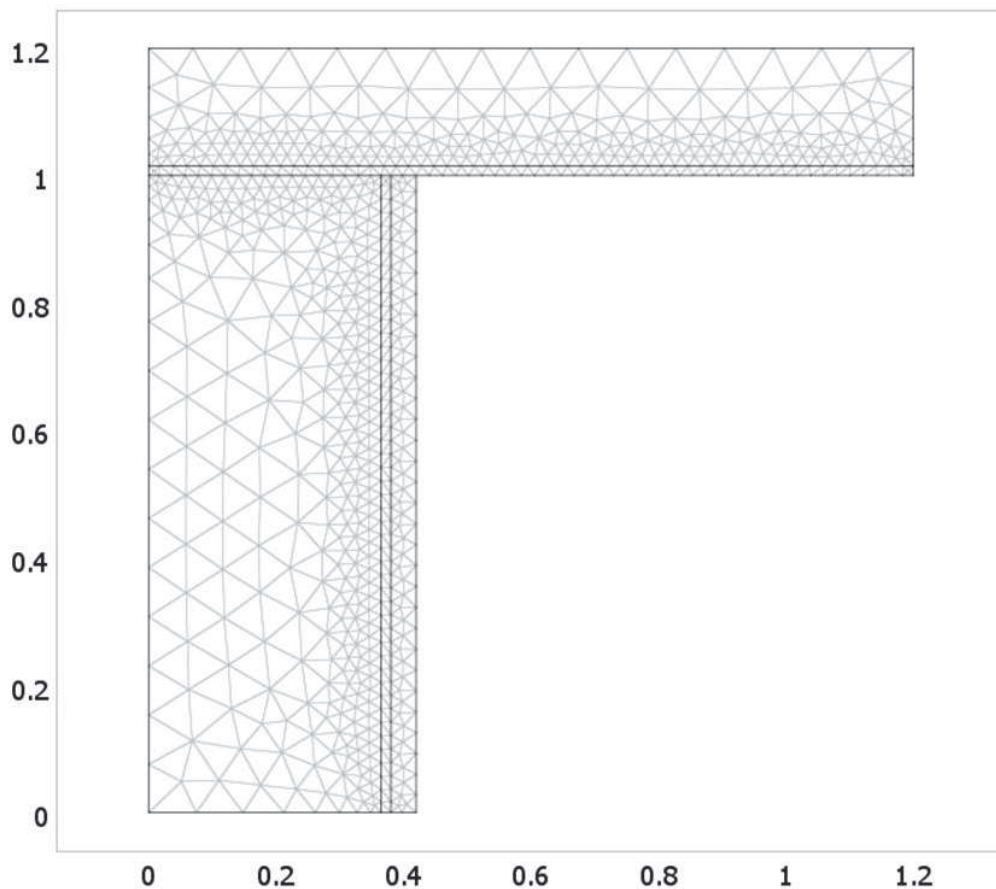


Figure 6.2: Génération du maillage pour la structure mur/dalle

6.2.3 Conditions initiales

Pour l'ensemble de la structure, les conditions initiales sont:

- Humidité relative : $\phi = 60\%$
- Température : $T = 25^\circ\text{C}$
- Pression de la vapeur d'eau : $P_v = 1000 \text{ Pa}$

6.2.4. Conditions aux limites

La période de simulation adoptée pour ce cas d'étude est de 20 jours (480 heures). Les conditions aux limites adoptés pour ce problème en terme de température, pression et humidité relative, sont montrées en figure 6.3.

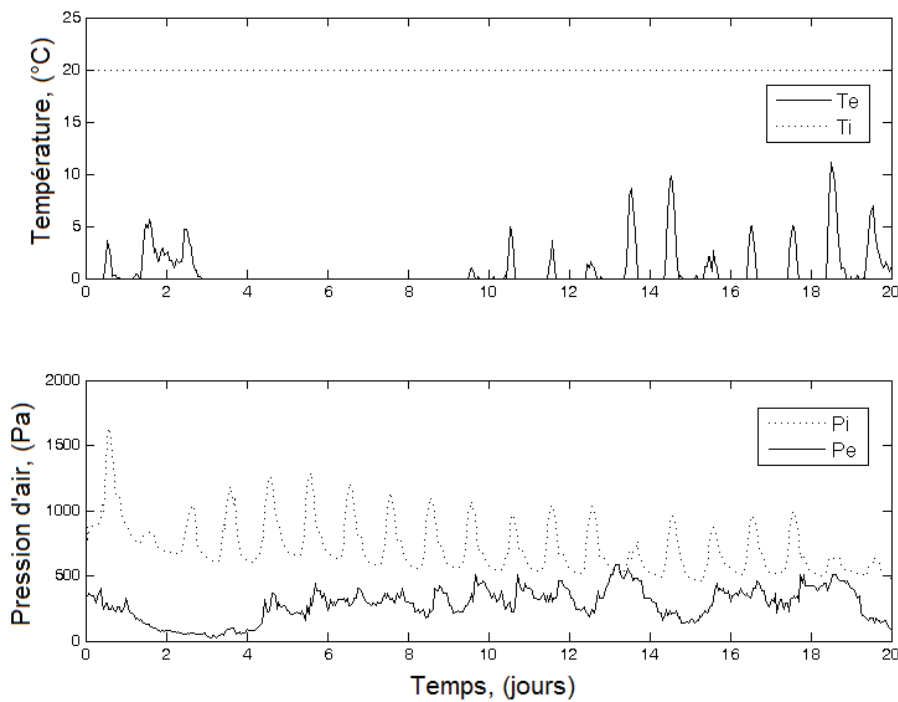


Figure 6.3: Boundary conditions for the simulation period

Les coefficients de transmission surfaciques sont donnés par:

- Pour la chaleur:

$$\alpha_{e,e(\text{mur \& plancher})} = 25 \text{ W} / \text{m}^2.\text{K} ; \alpha_{e,i(\text{mur})} = 8 \text{ W} / \text{m}^2.\text{K} ; \alpha_{e,i(\text{plancher})} = 25 \text{ W} / \text{m}^2.\text{K} ;$$

- Pour l'humidité:

$$\beta_{p,e} = 1.8382e-07 \text{ s / m}, \beta_{p,i} = 5.8823.10^{-8} \text{ s / m}$$

La figure 6.4, donne les valeurs des conductivités thermiques relative à chaque matériau utilisé.

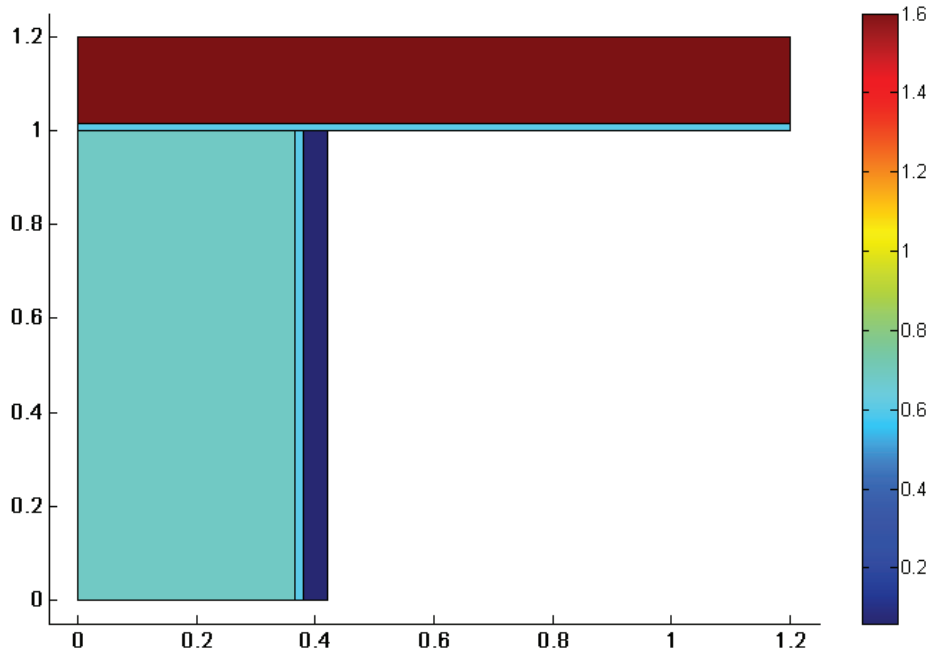


Figure 6.4: Les différents matériaux représentés par leur coefficients de conduction thermique

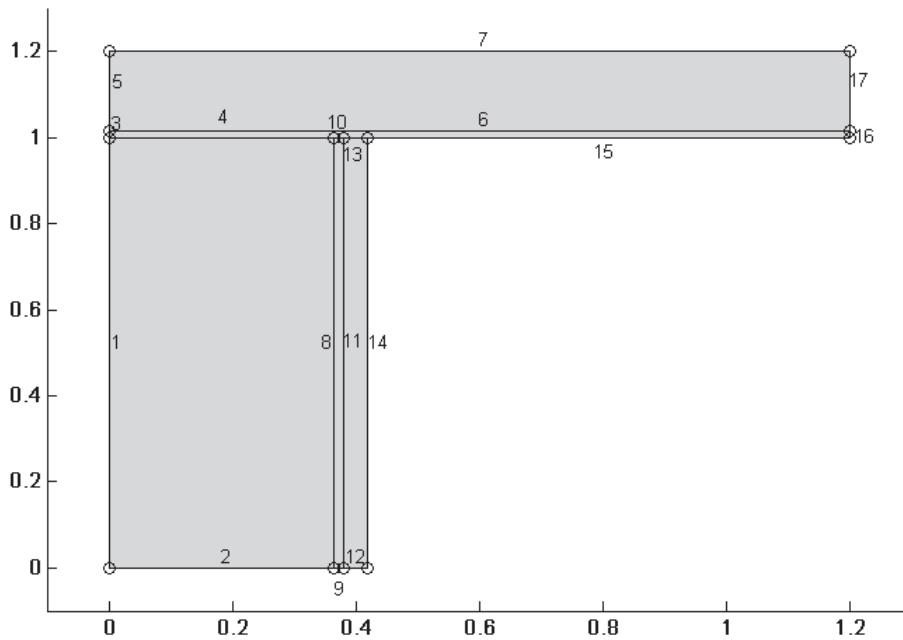


Figure 6.5: Numérotation des frontières

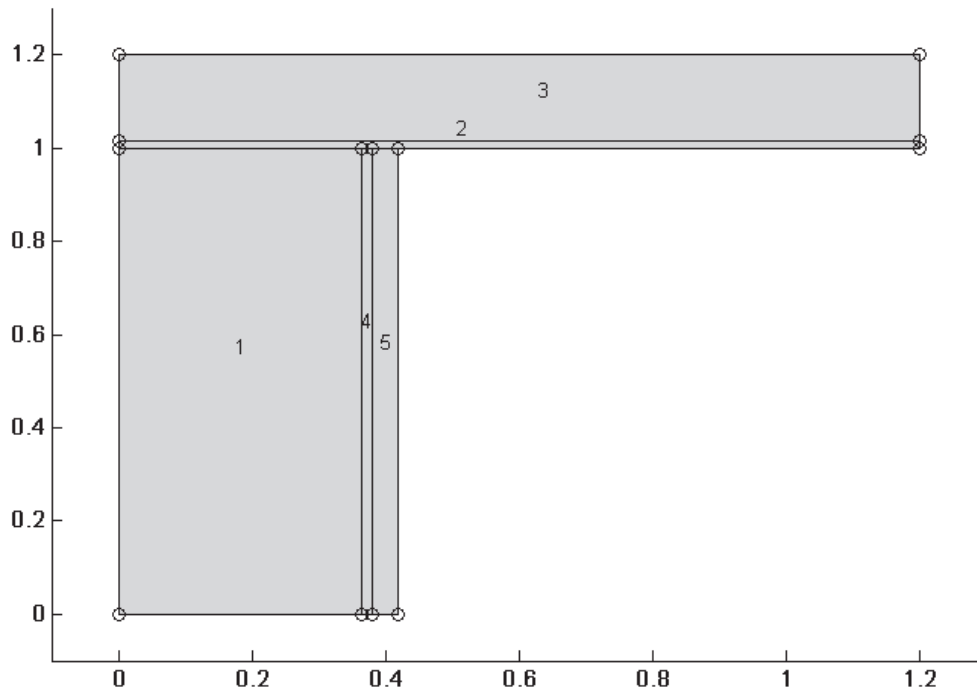


Figure 6.6: Numérotation des sous domaines

Tableau 1 : Enumération des frontières et sous domaines

| <i>Numéro de sous domaine</i> | |
|-------------------------------|--------------------------------------|
| 1 | Brique |
| 2; 4 | Mortier |
| 3 | Béton |
| 5 | Isolant |
| <i>Numéro de frontière</i> | |
| 1;3;5;7 | Face exposée à l'ambiance extérieure |
| 2;9;12;16;17 | Extrémité isolée |
| 4;6;8;10;11;13 | Continuité intérieure |
| 14;15 | Face exposée à l'ambiance intérieure |

6.2.5. Resultats et discussion

6.2.5.1. Transport de chaleur

La figure 6.7 montre le flux de chaleur traversant la structure depuis l'intérieur pendant les 20 premiers jours pour le mur et le plancher. Après 48 heures, la courbe du flux de chaleur adopte une allure linéaire dans le mur contrairement au flux traversant la dalle qui présente quelques pics, ce qui s'explique par le pouvoir de la régulation de la température du matériau isolant utilisé, et sa contribution au maintien du flux de chaleur à un niveau constante.

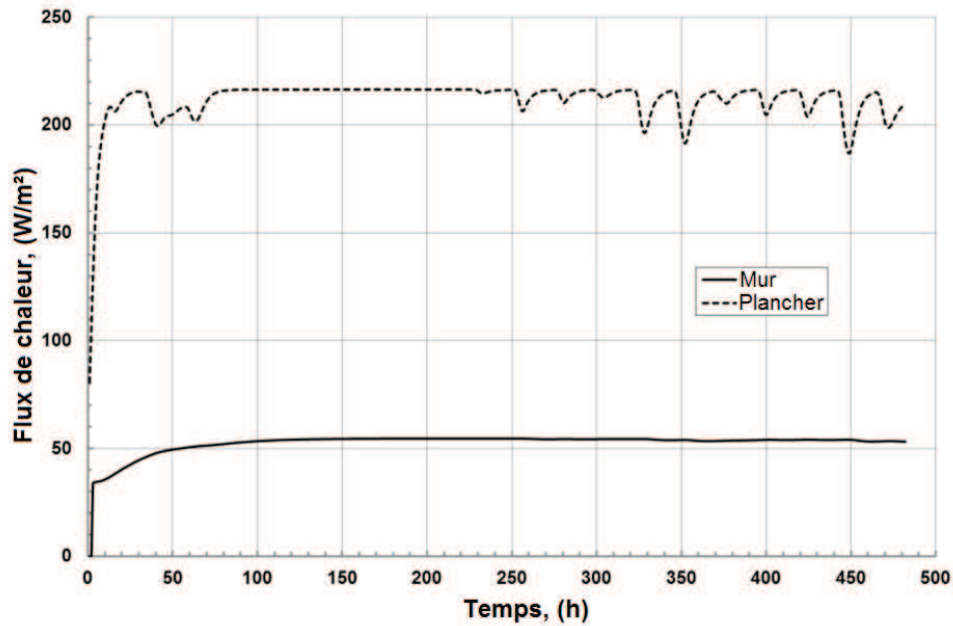


Figure 6.7: Flux de chaleur traversant le mur et le plancher

Le flux total de chaleur traversant la paroi par conduction et convection représente le quart du flux traversant le plancher. L'économie d'énergie ainsi réalisée grâce à cette configuration de paroi est d'environ 75%.

Le matériau isolant apposé sur la surface intérieure du mur régule la température et augmente remarquablement l'efficacité et l'inertie thermique, limite considérablement la dissipation de chaleur vers l'extérieur et donc les pertes d'énergie comme représenté sur la Figure 6.8.

Le plancher adopte un comportement thermique contraire à celui de la paroi. En effet, la répartition de la chaleur est parfaitement régulière, conduisant à une perte quasi instantanée et très importante du flux de la chaleur durant la période de simulation (voir figure 6.8).

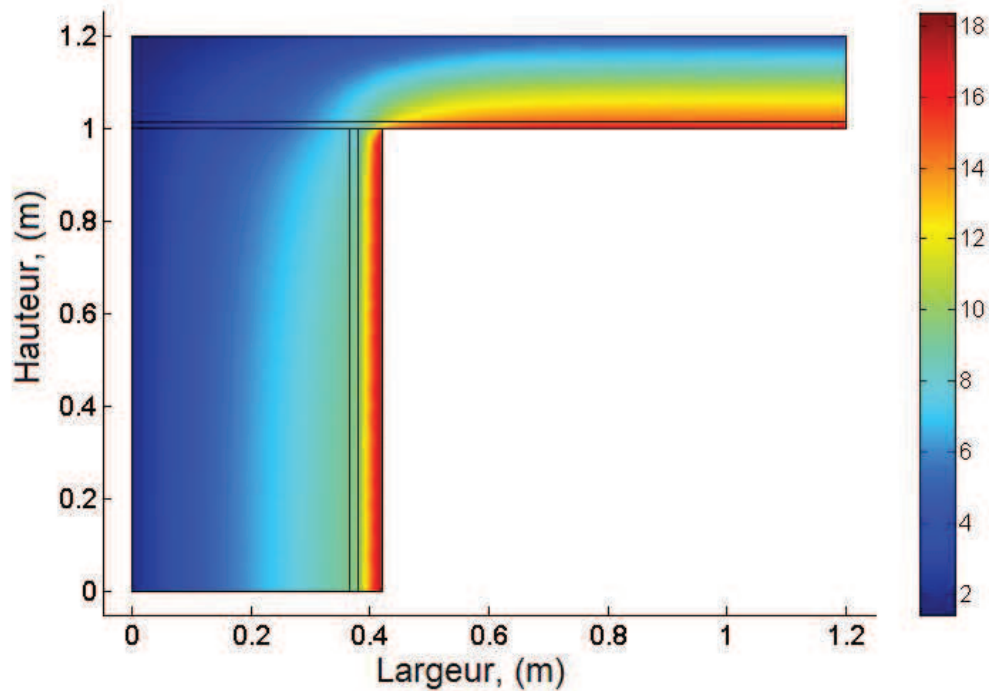


Figure 6.8 : Distribution de la température après 480 heures (°C)

6.2.5.2. Transport d'humidité

La distribution de l'humidité dans la structure a également été étudiée, on peut observer d'après la figure 6.9 qu'en raison de la haute perméabilité à l'air de la couche isolante, la pression de vapeur calculée atteint très rapidement la pression de vapeur de l'environnement ambiant intérieur soit 480 Pa. Pour la brique poreuse, la perte de pression demeure mais d'une façon très lente. Paradoxalement, le béton ayant la plus faible perméabilité à la vapeur d'eau parmi tous les matériaux utilisés, permet de maintenir des niveaux de pression de vapeur à hauteur de la valeur initiale (1 kPa). Une situation de condensation d'eau est constatée dans le béton de la dalle, ce qui peut être interprété par le très lent mouvement de la vapeur d'eau dû au très faible coefficient de diffusion de liquide dans le béton ($6 \times 10^{-11} \text{ kg/msPa}$). On en conclut que le plancher régule de manière plus efficace l'écoulement de l'humidité en comparaison avec le mur isolé.

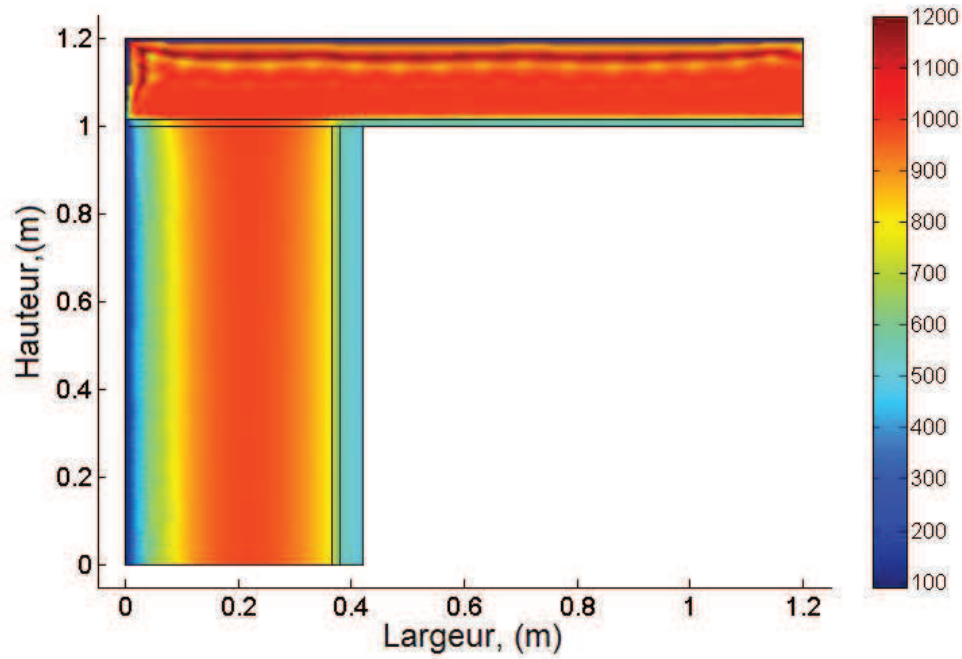


Figure 6.9: Distribution de la pression de vapeur d'eau après 480 heures (Pa)

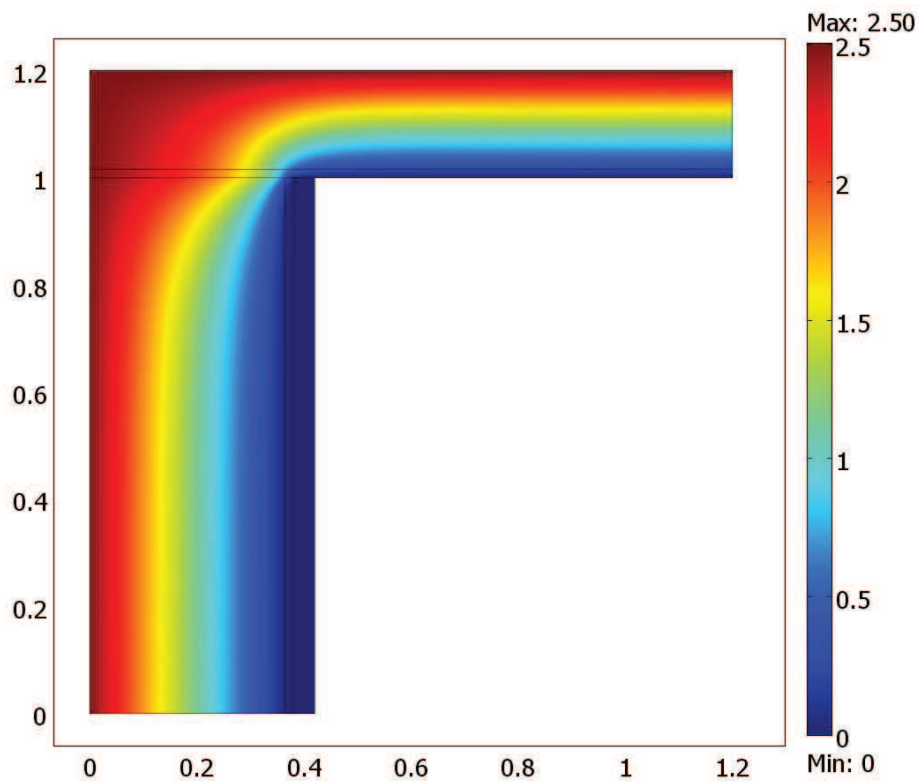


Figure 6.10: Distribution de la pression atmosphérique après 48 heures

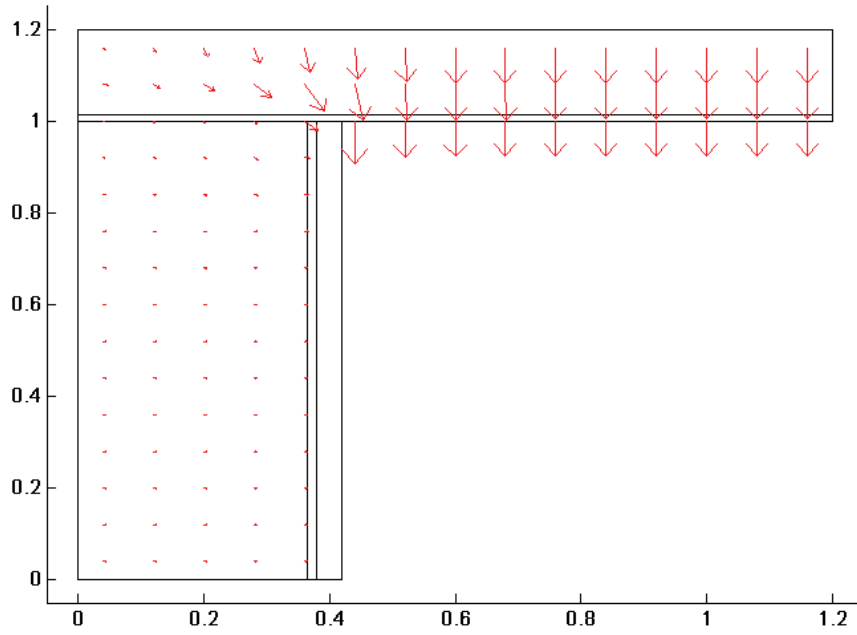


Figure 6.11: Orientation et vitesse de l'air dans la structure

6.3. Cas tridimensionnel :

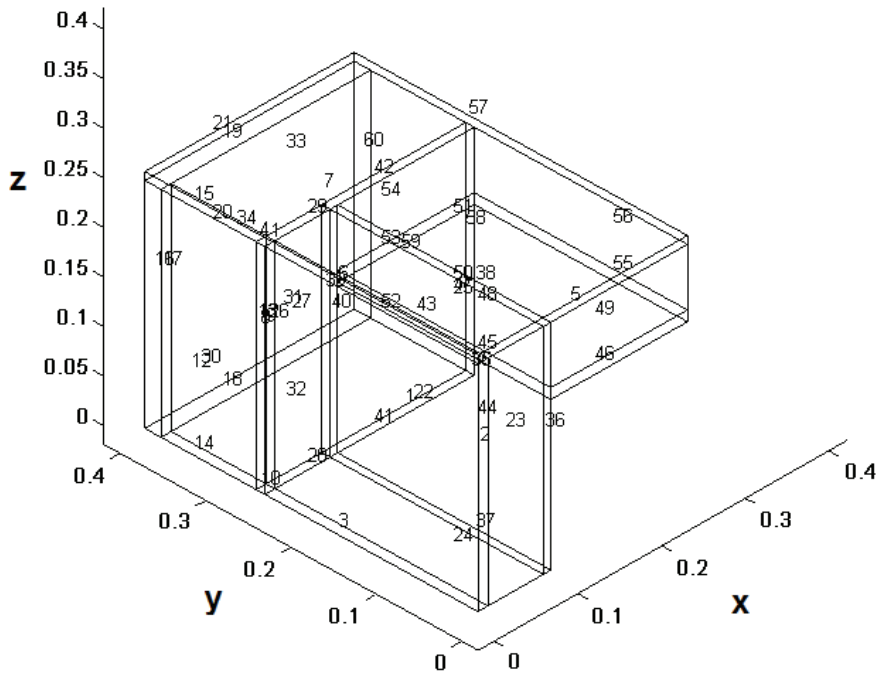


Figure 6.12: Numérotation des domaines de la structure tridimensionnelle étudiée

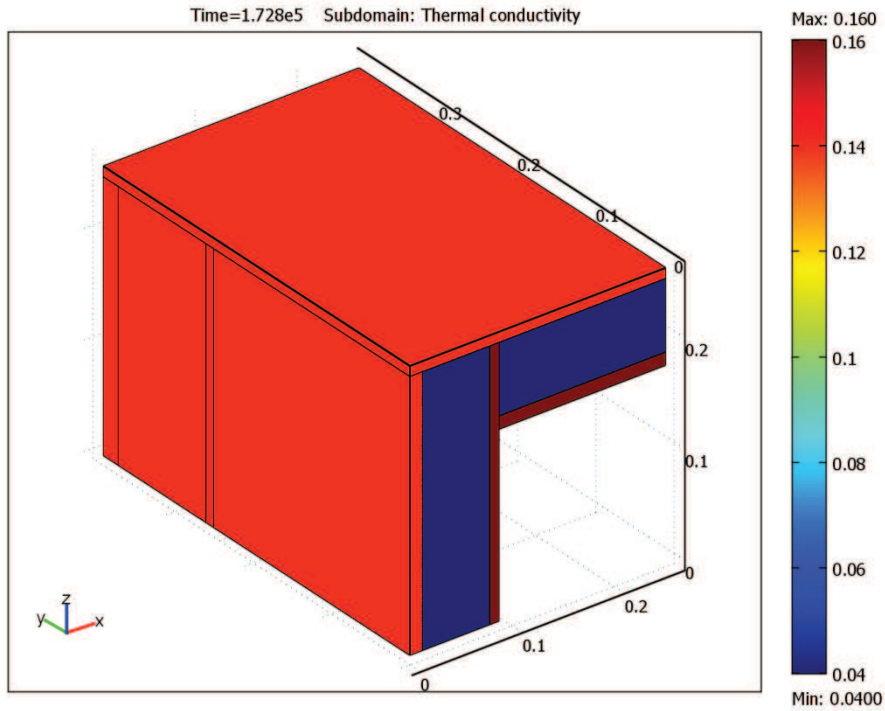


Figure 6.13: Les différents matériaux représentés par leur coefficients de conduction thermique

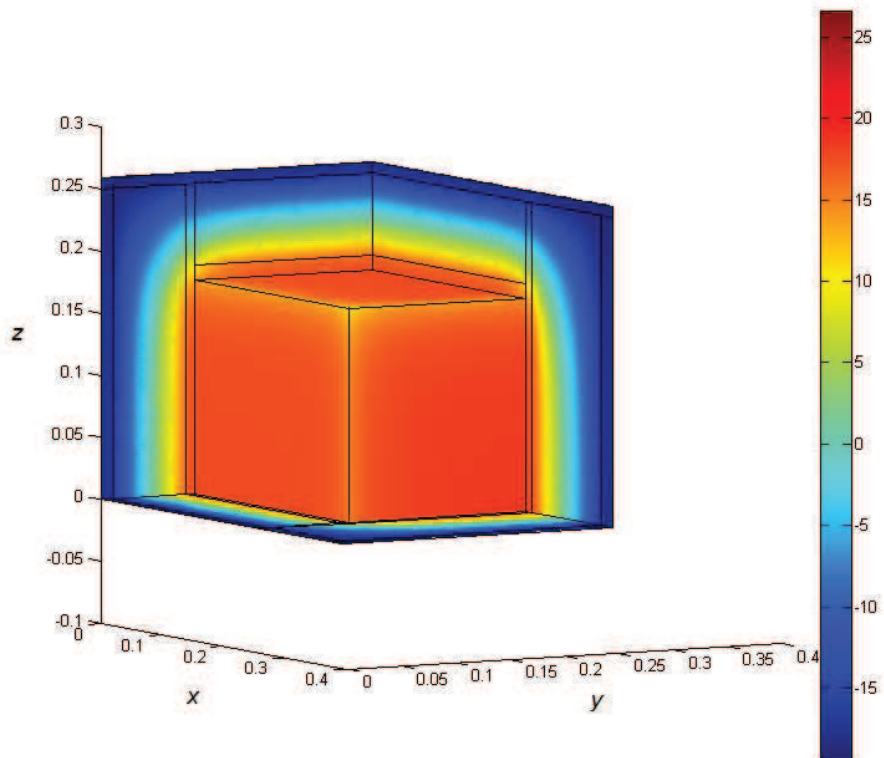


Figure 6.14 : Distribution de la température après 48 heures (°C)

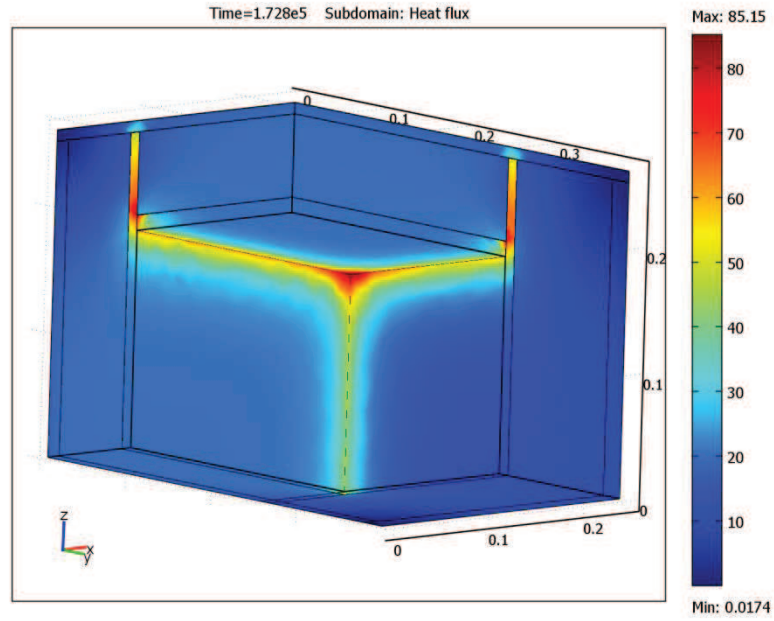


Figure 6.15: Flux de chaleur traversant la structure à partir de l'intérieur (W/m²)
(effet du pont thermique)

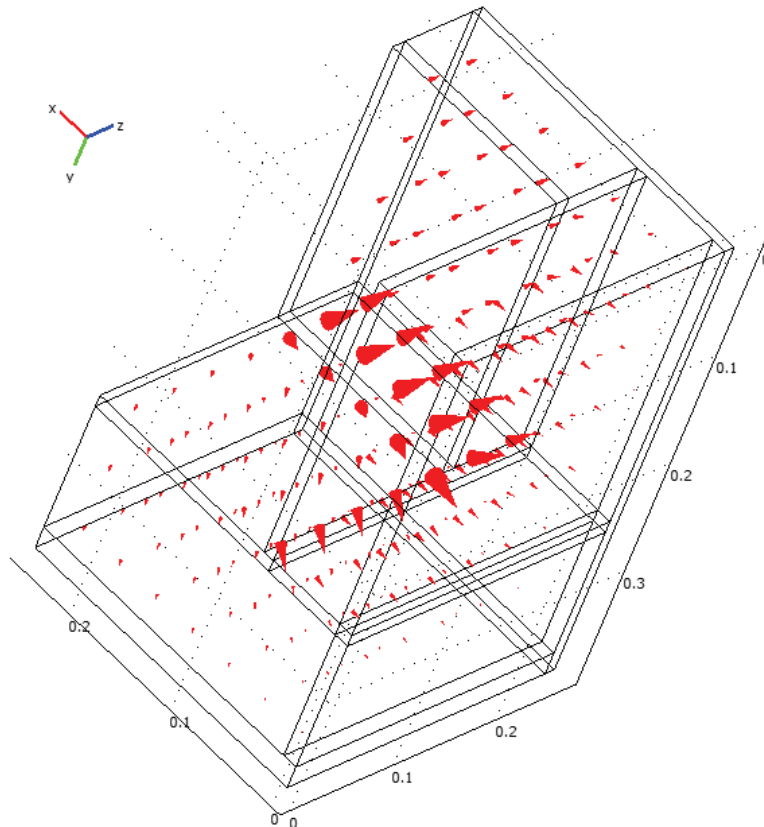


Figure 6.16: Déperdition de l'énergie à travers la structure

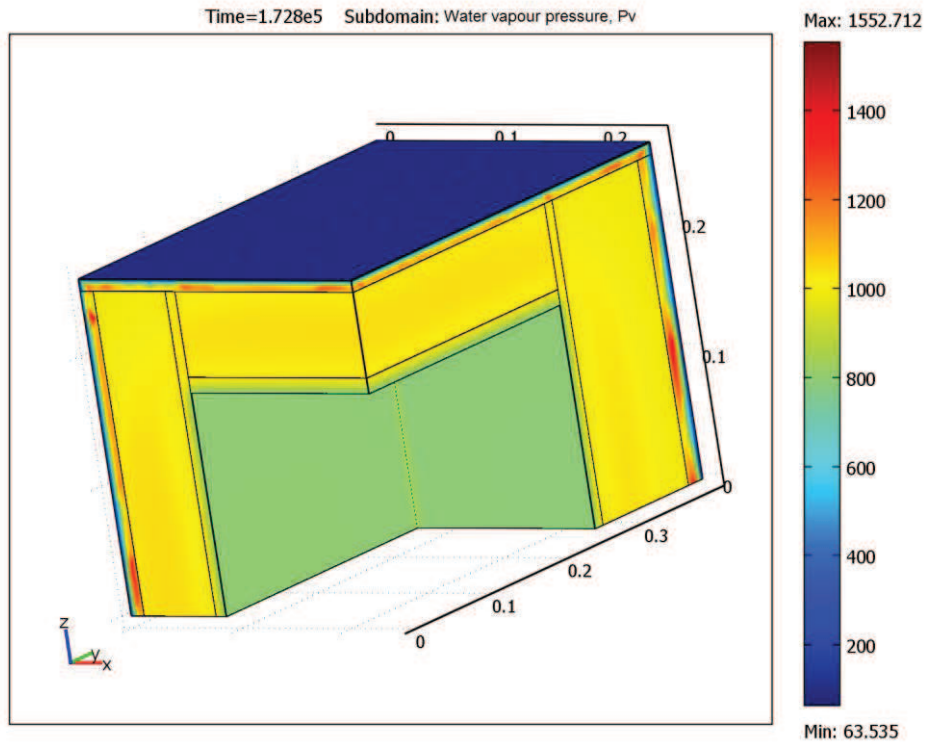


Figure 6.17: Distribution de la pression de vapeur d'eau après 48 heures (Pa)

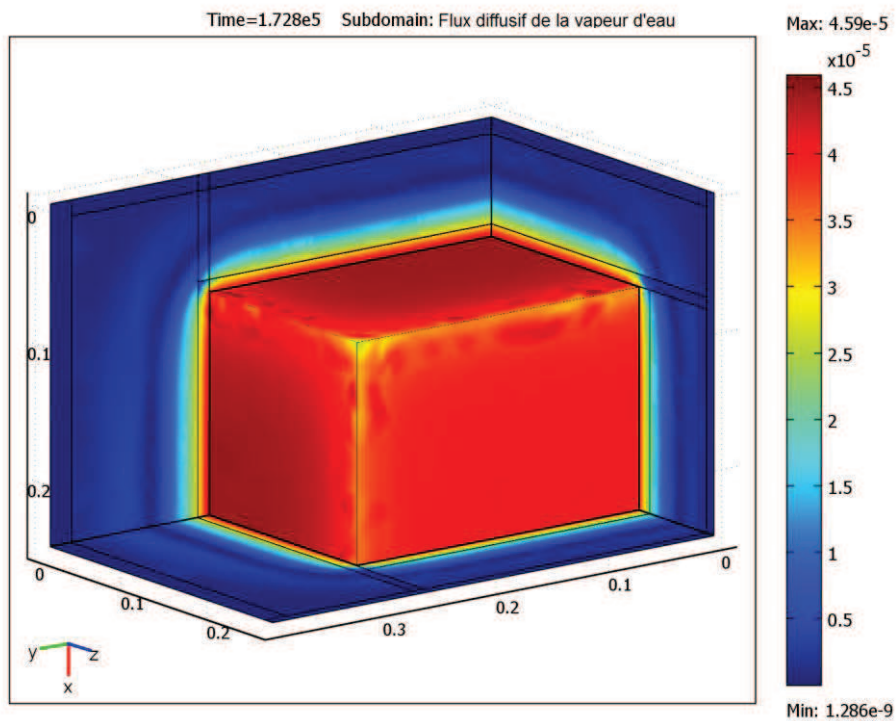


Figure 6.18: Distribution du flux diffusif de vapeur d'eau après 48 heures (Pa)

6.4. Cas d'une paroi de conception algérienne

Dans un souci de vulgarisation de l'outil hygrothermique développé et son applicabilité sur des matériaux de construction algériens, nous avons procédé à l'étude hygrothermique en contexte bidimensionnel d'un mur fabriqué à base de matériaux de construction largement utilisés en Algérie. L'air est remplacé par un isolant fibreux puis par du polystyrène expansé, une étude comparative permettra d'attester de la performance de chaque matériau isolant et de quantifier le gain en énergie réalisé.

6.4.1. Composition de la structure étudiée :

Le mur schématisé dans la figure 6.19 est composé de l'extérieur vers l'intérieur des couches suivantes :

- Enduit en mortier de ciment de 1,5cm d'épaisseur;
- Rangée de brique silico-calcaire de 11,5cm;
- Couche isolante (air, laine de roche ou polystyrène) de 3cm;
- Rangée de brique creuse de type 12 trous soit une épaisseur de 15,2cm;
- Enduit en plâtre de 2 cm d'épaisseur.

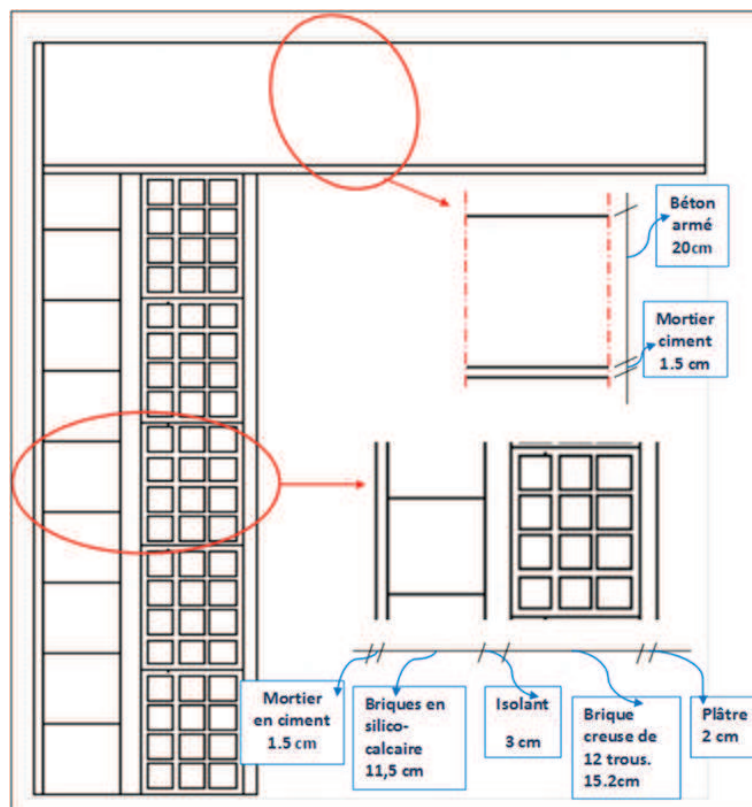


Figure 6.19: Schéma représentatif de la structure étudiée

6.4.2. Propriétés des matériaux

Le tableau 6.2 rassemble les propriétés thermo-physiques des matériaux de construction utilisés dans cette simulation et fabriqués à partir de matériaux locaux. Les résultats exigés sont la distribution de la température, le gradient de température, le flux de chaleur traversant la structure à partir de l'intérieur et la distribution de la pression de la vapeur d'eau dans l'ensemble de la structure.

Tableau 6.2: Propriétés thermo-physiques des matériaux utilisés

| | λ sec $w/m.k$ | Épaisseur (m) | μ ($w/m^2.k$) | R ($m^2.k/w$) | Cp ($J/kg.k$) | Densité sèche (kg/m^3) | Perm ($kg/m.s.pa$) |
|------------------------|--------------------------|------------------|------------------------|--------------------|--------------------|----------------------------------|-------------------------|
| Mortier de ciment | 0,6 | 0,015 | 28 | | 920 | 230 | 8,4e-11 |
| Brique silico-calcaire | 0,52 | 0,115 | 0.23 | | 1000 | 1600 | 7.2e-10 |
| Lame d'air | 0,28 | 0,03 | 5,6 | 0,178 | 1000 | 1 | 2,1e-9 |
| Polystyrène | 0.04 | 0,03 | 0,8 | 1,25 | 1450 | 18 | 3,5e-11 |
| Laine de roche | 0,036 | 0,03 | 0,7 | | 1030 | 85 | 2,1e-9 |
| Brique | 0,7 | 0,145 | 7,14 | 0,14 | 1000 | 1850 | 2,1e-10 |
| Plâtre | 0,52 | 0,020 | 8 | | 1000 | 1300 | 1,8e-9 |
| Béton armée | 1,60 | 0,20 | 135 | | 850 | 2300 | 1.2e-11 |

6.4.3. Maillage

Le maillage adopté pour les trois types de paroi est représenté par la figure 6.20, les éléments sont triangulaires à trois nœuds, on constate que les zones de contact entre des éléments de phases différentes est très corsé, par contre il est relativement éparse au niveau des autres surfaces. Le changement de type de maille n'influe pas grandement sur les résultats.

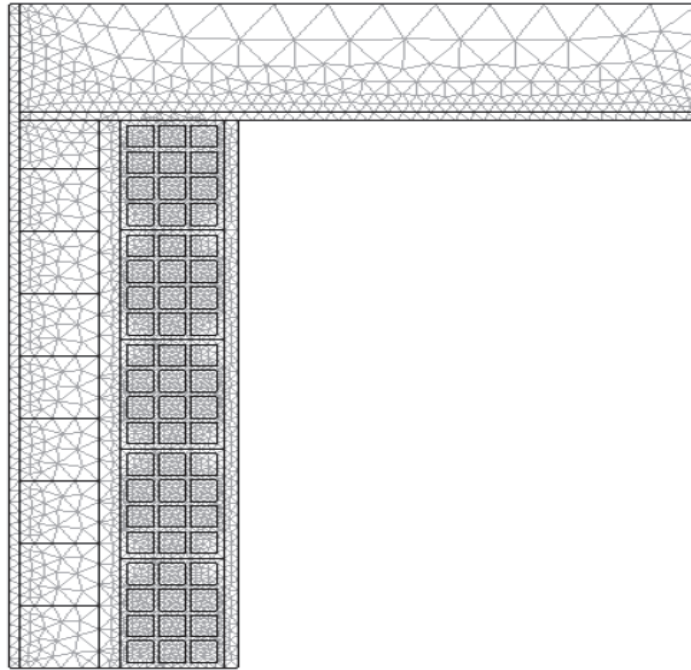


Figure 6.20: Maillage utilisé pour le système mur/dalle étudié

6.4.4. Conditions initiales et conditions aux limites

Pour l'ensemble de la structure, les conditions initiales sont:

- Humidité relative : $\phi = 70\%$
- Température : $T = 10^{\circ}\text{C}$
- Pression de la vapeur d'eau : $P_v = 1000 \text{ Pa}$

La période de simulation adoptée pour ce cas d'étude est de 10 jours (240 heures). Les conditions aux limites adoptés pour ce problème en terme de température, pression et humidité relative, sont les memes que ceux présentés dans le précédent chapitre. La seule différence concerne la température ambiante intérieure qui a été relevé à 24°C .

Les coefficient de transmissions surfaciques pour la chaleur et l'humidité sont donnés par les valeurs suivantes :

- Pour la chaleur:

$$\alpha_{e,e(\text{mur \& plancher})} = 25 \text{ W} / \text{m}^2.\text{K} ; \alpha_{e,i(\text{mur})} = 8 \text{ W} / \text{m}^2.\text{K} ; \alpha_{e,i(\text{plancher})} = 25 \text{ W} / \text{m}^2.\text{K} ;$$

- Pour l'humidité:

$$\beta_{p,e} = 1.8382e-07 \text{ s} / \text{m}, \beta_{p,i} = 5.8823.10^{-8} \text{ s} / \text{m}$$

6.4.5. Résultats et discussions

6.4.5.1. Distribution de la chaleur :

La répartition de la chaleur à travers la structure (figures 6.21) montre que la fluctuation la plus sévère s'opère au niveau de la lame d'air et s'effectue de manière dispersée tandis qu'à l'utilisation d'un isolant à base de polystyrène expansé ou de laine de roche fait en sorte que la chaleur soit retenue d'une manière accentuée, cette tendance est confirmée par les courbes de gradient de température représentée dans les figures 6.23, ce qui favorise la bonne isolation et le maintien de la température à des niveaux très proche de la température ambiante en milieux intérieur.

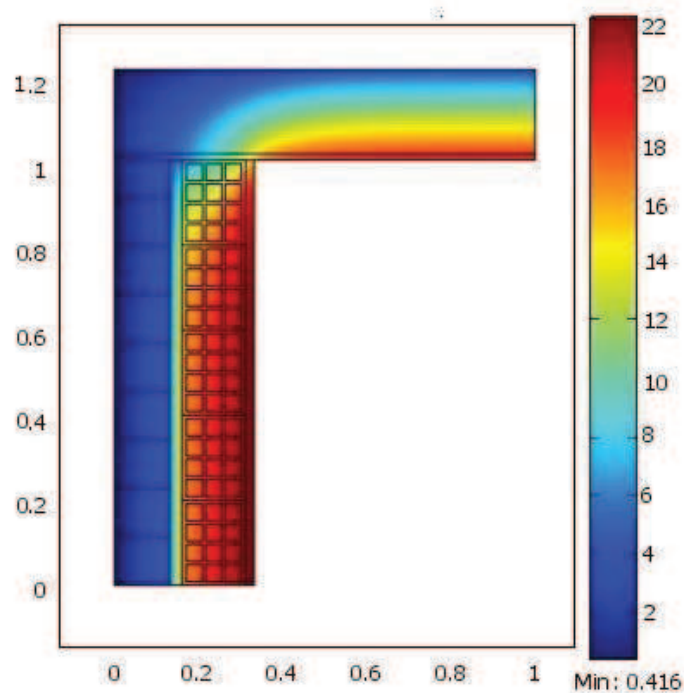


Figure 6.21. Répartition de la température après 240 heures.

6.4.5.2. Orientation du flux de chaleur par conduction :

Le flux de chaleur par conduction passant de la partie chaude vers la partie froide, traverse plusieurs phases, et se comporte différemment en passant d'une couche de la paroi à une autre. Sa vitesse est conditionnée par la conductivité du matériau traversé et de la convection propre à chaque couche. On remarque une plus très faible célérité du flux passant par les trous des briques creuses et la lame d'air (figure 6.22). une nette augmentation du flux est par contre observée à travers la dalle en béton, ceci s'explique essentiellement par la forte conductivité du béton.

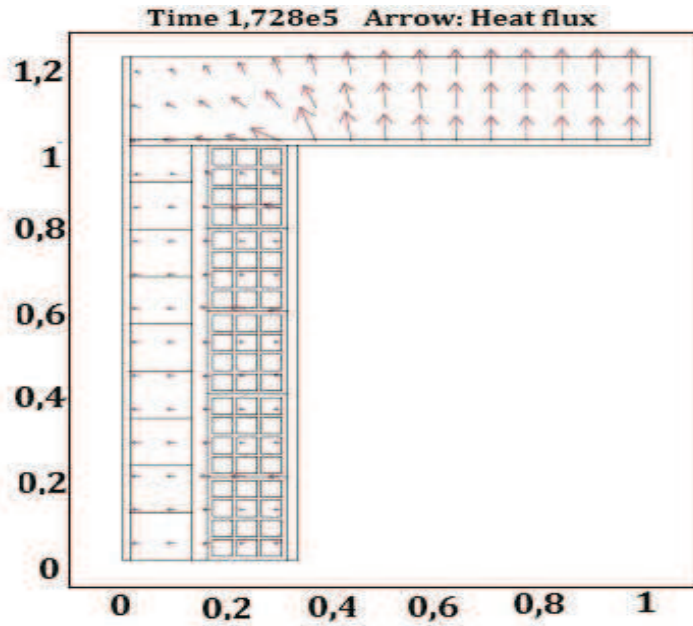


Figure 6.22: Orientation du flux de chaleur par conduction

6.4.5.3. Gradients de température :

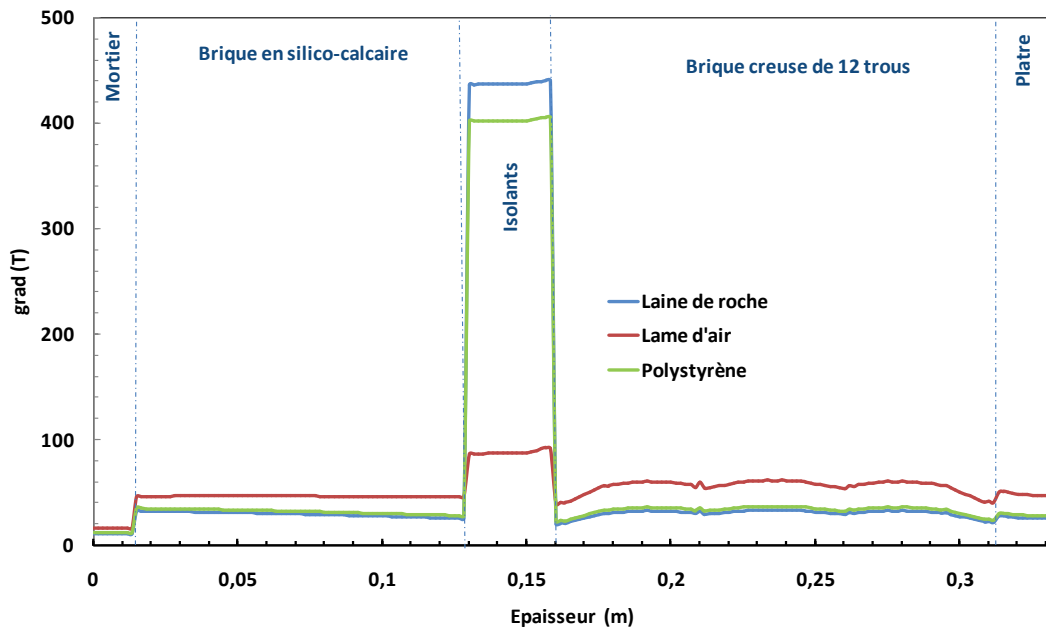


Figure 6.23: Profil du gradient de température dans le mur à la fin de la simulation (10 j)

L'allure qu'adoptent les courbes du gradient de température de la figure 6.23 atteste du rôle des isolants dans le maintien et la régulation de la température au sein d'une paroi donnée, les gradients élevés montrent la chute brutale de température au sein de l'isolant

considéré. Ceci dit, les propriétés thermomécaniques font que certains isolants soient plus efficaces que d'autres ; en effet on peut observer que le gradient de température au niveau de l'interface entre les deux couches de brique, est maximum lorsqu'on a recourt au polystyrène ou à la laine de roche. Le gradient dans ce cas est trois fois supérieur à celui de l'air.

6.4.5.4. Variation temporelle du flux de température dans le mur :

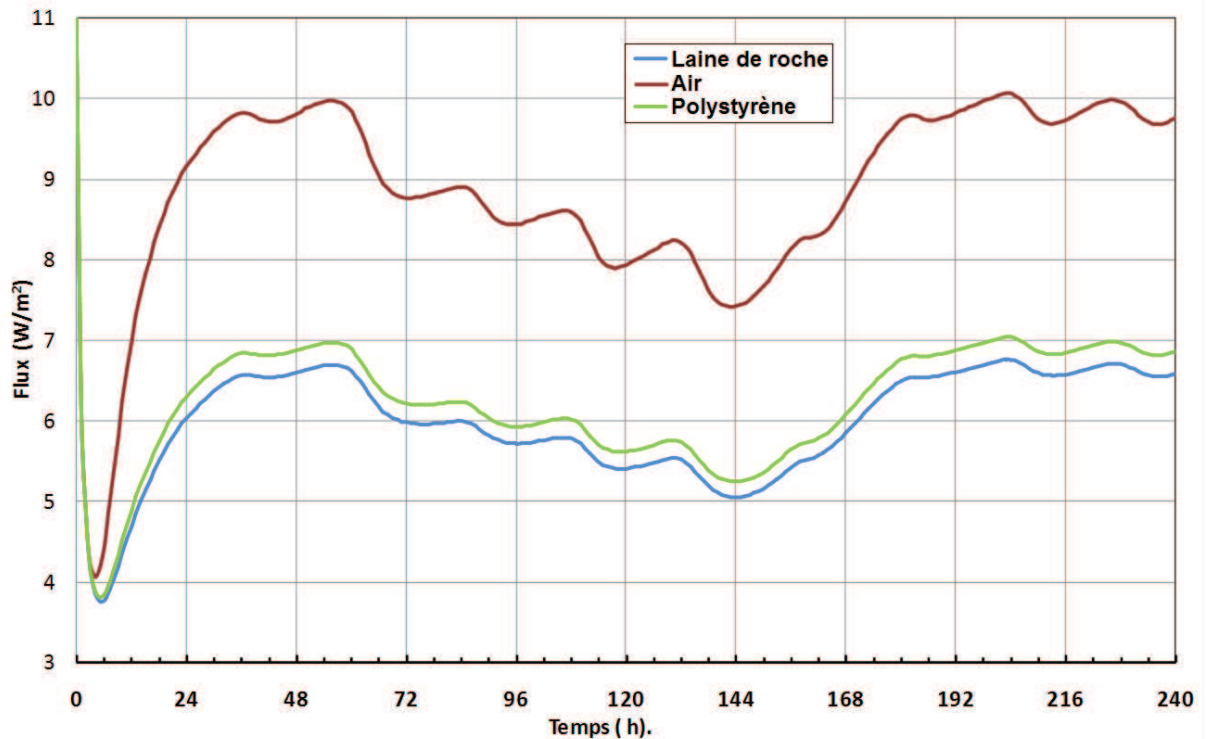


Figure 6.24: Flux traversant le mur à partir de l'intérieur pour les trois types d'isolants.

La figure 6.24 représente le flux total traversant le mur multicouche à partir de l'intérieur pour une durée de 10 jours. Cette dernière souligne l'importance du rôle joué par l'isolant en matière de gain d'énergie. En effet, Le flux sortant est considérablement plus élevé dans le cas où on utilise la lame d'air comme isolant par rapport à la laine de roche ou le polystyrène.

L'écart moyen constaté entre une configuration à base de polystyrène comme isolant puis de l'air est de l'ordre de 32%. D'autre part une comparaison des flux sortants pour le cas où on utilise la laine de roche révèle un léger avantage en termes d'économie de flux pour cette dernière, soit 2% d'énergie économisée en plus. On constatera enfin que le choix le plus judicieux en matière d'économie d'énergie, parmi les trois isolants est bien évidemment celui de la laine de roche.

6.4.5.5. Comparaison des flux sortants:

La figure ci-dessus montre sur la durée de 10 jours, le cheminement du flux à travers le plancher et celui traversant le mur isolé par la laine de roche, considéré maintenant comme l'isolant le plus performant.

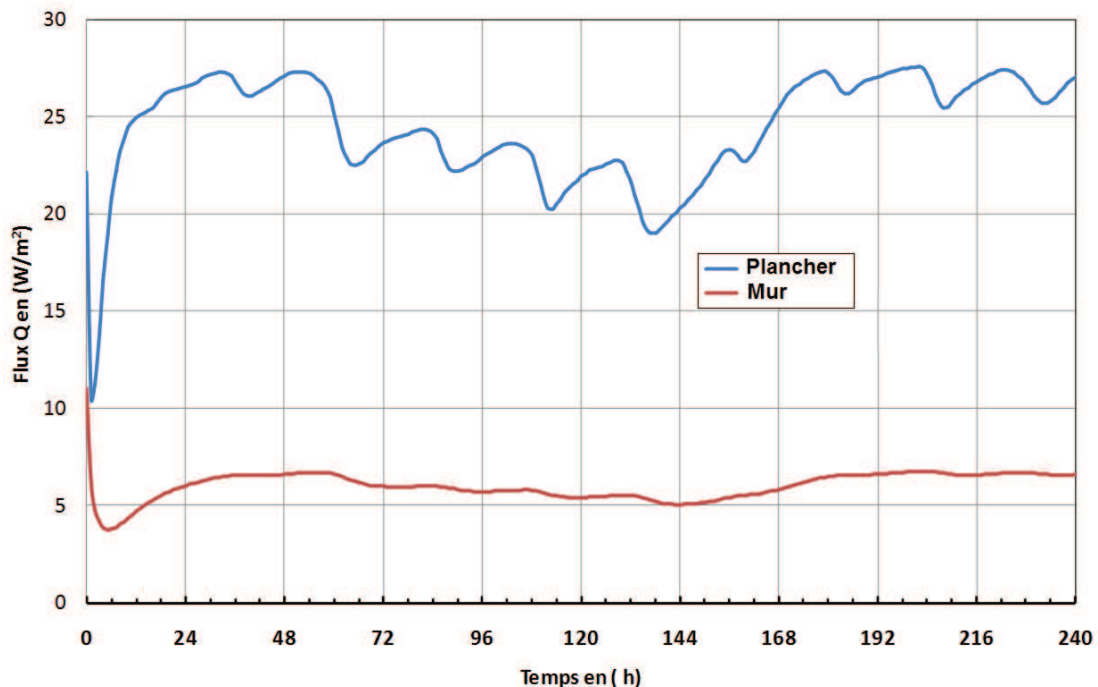


Figure 6.25: Comparaison des flux des flux sortants du mur et de la toiture.

Le constat reste sans appel étant donné que les déperditions par la toiture sont nettement plus considérables que celles par le mur, et représentent environ 75% des déperditions, contre 25% seulement des pertes de chaleurs qui se font par le mur.

6.5. Conclusion

En vue d'élargir le champ d'application de l'outil numérique développé, nous avons réalisé des simulations sur deux structures différentes; l'une bidimensionnelle, représentant la jonction entre un mur et un plancher; et la seconde est tridimensionnelle composée de deux murs perpendiculaires surmontés d'un plancher léger mais massivement isolé de l'intérieur, le but étant de mettre en exergue les déperditions se produisant par les ponts thermiques qui représentent un taux important des pertes d'énergie globales dans un bâtiment.

Les résultats obtenus en terme de distribution de flux de chaleur et de pression de vapeur d'eau ont été amplement commentés.

La pertinence de l'outil développé pour le cas d'une structure bidimensionnelle fabriquée à base de matériaux de constructions locaux a été investigué. Le principal objectif étant de tester différentes configuration du mur en remplaçant la lame d'air couramment utilisée dans nos construction, par des matériaux à fort pouvoir isolant. il en découle qu'un gain conséquent en énergie est enregistré lorsqu'on utilise la laine de roche ou même le polystyrène expansé.

CONCLUSION GÉNÉRALE

L'objectif de la présente thèse est de développer un outil numérique pour la simulation du transport de chaleur, d'air et d'humidité dans les milieux poreux non-saturés. En se basant sur les équations de conservation d'énergie et de masse, certaines équations à dérivées partielles non linéaires ont été développés. Les propriétés physiques utilisées dans le présent modèle dépendent de la température et de la pression capillaire, considérés ici comme les principaux potentiels conducteurs.

Les investigations menées sur les déperditions énergétiques dans les enveloppes de constructions laisse suggérer que la part la plus importante ne se produit pas à travers le sol d'assise, mais par l'enveloppe multicouche de la construction. C'est dans ce contexte que notre travail a été réorienté vers l'étude de la performance hygrothermique des enveloppes de bâtiments (chapitres 5 et 6). De plus, la méconnaissance du comportement hydrique pendant la conception du bâtiment peut aboutir à de sérieux dégâts dans l'enveloppe de la construction. A cet effet, les efforts de recherche dans l'étude de la performance hygrothermique des enveloppes de bâtiment par des méthodes de simulation numériques et expérimentales, ont été mis à contribution. Les caractéristiques des outils hygrothermiques existants dans la littérature et leur application sont analysés. L'état de l'art du transport de chaleur et d'humidité dans les matériaux poreux de construction est utilisé pour établir les équations de conservation du modèle numérique. La convection d'air est également intégrée dans les équations de conservation par l'approche de Darcy-Boussinesq.

La première partie de cette thèse inclue une introduction en chapitre 1 sur le contexte de ce travail de recherche, et son rapport directe avec l'économie d'énergie dans le secteur du bâtiment, et le besoin incessant pour l'Algérie de se doter d'un règlement thermique adéquat. Nous avons ensuite effectué en chapitre 2 une recherche bibliographique détaillée pour :

- Comprendre les mécanismes de déperdition d'énergie à travers l'enveloppe d'un bâtiment et la nécessité d'incorporer des isolants performants susceptibles de réduire les pertes de chaleur et de réguler au mieux le flux d'humidité.
- Présenter les différents modèles hygrothermiques utilisés pour évaluer les performances hygrothermiques des enveloppes de bâtiments.

- Présenter les derniers outils de simulation ayant servi dans l'élaboration du fameux annexe 41 (Whole Building Hygrothermal Modeling), et capables de simuler le comportement hygrothermique d'un bâtiment entier.

le chapitre 3 traite de certains concepts thermo-physiques de base concernant les matériaux poreux. Les mécanismes de transport de chaleur et de masse à l'intérieur de ces matériaux y sont explicités. Ceci dit, La complexité du comportement des milieux poreux non saturés a été mise en exergue.

La deuxième partie de ce manuscrit qui représente l'essentiel de notre travail, est consacrée au développement d'un outil de simulation numérique, nous avons présenté une formulation théorique régissant les phénomènes de transport couplé de chaleur, d'air et d'humidité dans les milieux poreux non saturés en général, puis dans les matériaux poreux des enveloppes multicouches des constructions en particulier. Deux équations différentielles totalement couplées décrivant les phénomènes de transfert sont écrites et résolus ensuite en faisant appel au logiciel commercial COMSOL Multiphysiques; ce dernier utilise la méthode des éléments finis et des volumes finis pour la discrétisation spatiale, associée à celle des différences finies pour la discrétisation temporelle.

Le modèle présenté est caractérisé par :

1. La manipulation du transport transitoire et combiné de chaleur, d'air et d'humidité dans l'enveloppe multidimensionnelle et multicouche du bâtiment.
2. L'application des équations en "phase divisé" pour le transport d'humidité, afin que le calcul soit le plus précis possible;
3. L'intégration de la convection d'air en tant que mécanisme de transport de chaleur et d'humidité;
4. Les propriétés des matériaux sont exprimés par des équations dépendant de l'humidité;
5. Les données météorologiques horaires définissent les conditions aux limite pour la température, l'humidité relative et la pression atmosphérique;
6. Des sources d'humidité et de chaleur peuvent être incorporées dans les éléments constitutifs de la construction ainsi que sur leurs surfaces;
7. Une flexibilité pour les chercheurs de modifier, maintenir ou transférer leurs travaux de modélisation.

La troisième partie et dernière partie est consacrée à la présentation de quelques résultats de simulation, dont quelques-unes ont été comparés à des résultats de deux exercices unidimensionnels issus du projet européen HAMSTAD. L'outil numérique s'avère précis et fiable. La capacité du modèle développé à reproduire des simulations numériques en contexte bidimensionnel et tridimensionnel a été mise à évidence; les résultats semblent tout autant concluants. Nous avons enfin conclu notre travail de simulation par une étude de cas d'une paroi fabriquée à base de matériaux locaux afin de montrer la capacité de l'outil développé à être utilisé pour résoudre les problèmes liés à la mauvaise isolation des parois utilisés actuellement et d'essayer d'apporter des solutions conceptuelles concrètes en incorporant par exemple des isolants au sein des parois.

En conclusion, on peut dire que le travail présenté a montré la capacité du modèle présenté à décrire le comportement hygrothermique des milieux poreux non saturés en général est des matériaux de construction en particulier, cependant, il est nécessaire de perfectionner le modèle développé en collectant des données expérimentales afin de reproduire des résultats numériques plus précis.

Travaux futures

D'autres perspectives peuvent être envisagées afin de développer et élargir ce modèle. On peut citer à titre d'exemple:

1. l'investigation de la performance hygrothermique d'autres systèmes d'enveloppes, tel que les parois en bois ou les panneaux en sandwich utilisés comme toitures.
2. l'extension du modèle pour prendre en charge l'interaction de certains phénomènes hygrothermiques tel que la migration des sels, les dégâts dus aux variations des conditions hygrothermiques et le gonflement/retrait des matériaux de construction.
3. l'introduction de mécanismes plus complexes pour la convection d'air dans les enveloppes des constructions, tel que les fuites par les ponts thermiques, et la convection forcée dans les murs à écran pare-pluie.
4. le développement d'outils interactifs à usage public permettant aux utilisateurs d'effectuer la modélisation directement à partir de menus déroulants bien structurés. L'outil numérique peut être facilement utilisé par les architectes et ingénieurs, sans pour autant devoir effectuer une formation approfondie sur les techniques de modélisation.

RÉFÉRENCES BIBLIOGRAPHIQUES

- Adan O, Brocken H et al. "Determination of Liquid Water Transfer Properties of Porous Building Materials and Development of Numerical Assessment Methods: Introduction to the EC HAMSTAD Project", *Journal of Thermal Envelope and Building Science* 2004; 27: 253 - 260
- Alturkistani A, Fazio P, Rao J, Mao Q. "A New Test Method to Determine the Relative Drying Capacity of Building Envelope Panels of Various Configurations", BAE2051, *Journal of Building and Environment* 43, pp. 2203-2215, 2008
- Alvarez JC. "Evaluation of Moisture Diffusion Theories in Porous Materials", Master Thesis, Department of Mechanical Engineering, Virginia Polytechnic Institute and State University, USA, 1998.
- ASTM C1498-01, "Test Method for Hygroscopic Sorption Isotherms of Building Materials", American Society for Testing and Materials, USA, 2001.
- ASTM C177-04, "Standard Test Method for Steady-State Heat flux Measurements and Thermal Transmission Properties by Means of the Guarded-Hot-Plate Apparatus", American Society for Testing and Materials, USA, 2004.
- ASTM C518, "Standard Test Method for Steady-state Thermal Transmission Properties by means of the Heat Flow Meter Apparatus", American Society for Testing and Materials, USA, Sept 2002.
- ASTM C522-03, "Standard Test Method for Airflow Resistance of Acoustical Materials", American Society for Testing and Materials, USA, 2003.
- ASTM D4442-92, "Standard Test Methods for Direct Moisture Content Measurement of Wood and Wood-base Materials", American Society for Testing and Materials, USA, 1997.
- ASTM Standard E96, "Test Methods for Water Vapor Transmission of Materials", American Society for Testing and Materials, USA, 1996.
- ASTM UOP578-02, "Automated Pore Volume and Pore Size Distribution of Porous Substances by Mercury Porosimetry", American Society for Testing and Materials, USA, 2002.

- Blocken B. "Wind-driven Rain on Buildings: Measurements, Numerical Modelling and Applications", Doctoral Thesis, Catholic University of Leuven, Belgium; 2004.
- Bomberg MT, Brown WC. "Building Envelope and Environmental Control: Part 1- Heat, Air and Moisture Interactions", NRC publication, originally published in "Construction Canada" 1993; 35(1): 15-18.
- Bomberg M, Carmeliet J, Grunewald J, Holm A, Karagiozis A, Kuenzel H, Roels S. "Position Paper on Material Characterization and HAM Model Benchmarking", Proceeding of the 6th Symposium on Building Physics in the Nordic Countries, Trondheim, Norway; 2002.
- Brunauer S, Emmett PH, Teller E. "Adsorption of Gases in Multimolecular Layers", Journal of the American Chemical Society 1938; 60:309-19.
- BSC. "Building Materials Property Table", Building Science Corporation, <http://buildingscience.com/bsc/designsthatwork/buildingmaterials.htm>, 2006.
- BSC. "Air Barriers vs. Vapor Barriers", Building Science Corporation, <http://www.buildingscienceconsulting.com/resources/>, 2007.
- Burch DM, Rode C. "Empirical Validation of a Transient Computer Model for Combined Heat and Moisture Transfer", Proceeding of Thermal Performance of the Exterior Envelopes of Building VI, Clearwater Beach, Florida, USA; December 4-8, 1995.
- Burch DM, Chi J. "MOIST: a PC Program for Predicting Heat and Moisture Transfer in Building Envelopes", National Institute of Standard and Technology, USA; 1997.
- Candanedo L, Ge H, Derome D, Fazio P. "Analysis of Montreal 30-year Weather Data to Select Loading Conditions for Large-scale Tests on Wall Panel Systems", Proceeding of the 3th International Building Physics Conference, Montreal, Canada; Aug 27-31, 2006.
- Carmeliet J, Roels S. "Determination of the Isothermal Moisture Transport Properties of Porous Building Materials", Journal of Thermal Envelope & Building Science, 2001; 24(3): 183-210.
- Carmeliet J, Roels S. "Determination of the Moisture Capacity of Porous Building Materials", Journal of Thermal Envelope & Building Science, 2002; 25(3): 209-237.
- Carmeliet J, Hens H, Roels S, Adan O, Brocken H, Cerny R, Pavlik Z, Hall C, Kumaran K, Pel L. "Determination of the Liquid Water Diffusivity from Transient Moisture Transfer Experiments", Journal of Thermal Envelope and Building Science 2004; 27(4): 277-305.

- COMSOL. "Modeling Guide", COMSOL Inc., 2007.
- Cornick S, Dalgliesh A, Said N, Djebbar R, Tariku F, Kumaran MK. "Report from Task 4 of MEWS Project: Environmental Conditions Final Report", Institute for Research in Construction, National Research Council Canada, October 2002.
- Cornick SM, Dalgliesh WA. "A Moisture Index Approach to Characterizing Climates for Moisture Management of Building Envelopes", Proceedings of the 9th Canadian Conference on Building Science and Technology, pp. 383-398; Vancouver, BC, Canada; Feb. 27-28, 2003.
- Dacquisto DJ, Crandell JH, Lyons J. "Building Moisture and Durability— Past, Present and Future Work", prepared by Newport Partners for Office of Policy Development and Research, Department of Housing and Urban development, USA; 2004.
- Davidovica D, Srebrica J, Burnett E. "Modeling Convective Drying of Ventilated Wall Chambers in Building Enclosures", International Journal of Thermal Sciences, February 2006; Volume 45, Issue 2,, Pages 180-189.
- Defraeye T, Blocken B, Carmeliet J. "Analysis of convective heat and mass transfer coefficients for convective drying of a porous flat plate by conjugate modelling", International Journal of Heat and Mass Transfer, 2012, Vol. 55, (1-3), 112–124.
- Desmarais G, Derome D, Fazio P. "Mapping of Air Leakage in Exterior Wall Assemblies", Journal of Thermal Envelope and Building Science, 2000; 24(2): 132-154.
- Djebbar R, van Reenen D, Kumaran MK. "Indoor and Outdoor Weather Analysis Tool for Hygrothermal Modeling", Proceeding of the 8th Conference on Building Science and Technology, pp. 139-157; Toronto, Canada; Feb, 2001.
- Drchalova J, Pavlik Z, Cerny, R. "A Comparison of Various Techniques for Determination of Moisture Diffusivity from Moisture Profiles", Proceeding of the 6th Symposium on Building Physics in the Nordic Countries, Trondheim, Norway; June 17-19,2002.
- Durner W. "Hydraulic Conductivity Estimation for Soils with Heterogeneous Pore Structure", Journal of Water Resources Research, 1994; 30: 211-223.
- Fazio P, Alturkistani A, Marsh C, Rao J. "Environmental Chamber for Investigation of Building Envelope Performance", Journal of Architectural Engineering 1997; 3(2): 97-103.

- Fazio P, Bartlett K, Rao J, Yang DQ, Miao G. "Experimental Evaluation of Potential Movement of Mold Spores from Wall Cavities to Indoor Environment", Proceedings of the 10th Conference on Building Science and Technology, Ottawa, Canada; May 11-13,2005.
- Fazio P, Rao J, Alturkistani A, Ge H. "Large Scale Experimental Investigation of the Relative Drying Capacity of Building Envelope Panels of Various Configurations", Proceedings of the 3rd International Conference in building Physics (IBPC3), pp 361-368; Montreal, Canada; August 27-31, 2006a.
- Fazio R, Ge H, Mao Q, Alturkistani A, Rao J. "A Test Method to Measure the Relative Capacity of Wall Panels to Evacuate Moisture from their Stud Cavity", Journal of Architectural Engineering 2007; 13(4): 194-204.
- Funk M. Wakili KG. "Driving Potentials of Heat and Mass Transport in Porous Building Materials: a Comparison between General Linear, Thermodynamic and Micromechanical Derivation Schemes", Journal of Transport in Porous Media 2007; 72(3): 273-294.
- Gaur R.C. Bansal N.K. "Effect of Moisture Transfer across Building Components on Room Temperature", Journal of Building and Environment 2002; 37:11-17.
- Gowri K. "Knowledge-Based System Approach to Building Envelope Design", Ph.D. Dissertation, Centre for Building studies, Concordia University, Montreal, Canada; 1990.
- Grunewald J, Bomberg M. "Towards an Engineering Model of Material Characteristics for Input to HAM Transport Simulation", Journal of Thermal Envelope and Building Science 2003; 26(4): 343-366.
- Hagentoft CE "Introduction to Building Physics", Studnetlitteratur, Lund, Sweden, 2001.
- Hagentoft CE. "HAMSTAD - WP2 Modeling, Version 4", Report R-02:9, Department of Building Physics, Chalmers University of Technology, Gothenburg, Denmark; 2002a.
- Hagentoft CE. "HAMSTAD - Final report: Methodology of HAM-modeling", Report R-02:8. Department of Building Physics, Chalmers University of Technology, Gothenburg, Denmark; 2002b.
- Hagentoft CE, Sasic Kalagasidis A, Adl-Zarrabi B, Roels S, Carmeliet J, Hens H, Grunewald J, Funk M, Becker R, Shamir D, Adan O, Brocken H, Kumaran K, Djebbar R. "Assessment Method of Numerical Prediction Models for Combined Heat, Air and

- Moisture Transfer in Building Components: Benchmarks for One-dimensional Cases", *Journal of Thermal Envelope and Building Science* 2004; 27:327-352.
- Hens H. "Annex 41 Whole Building Heat, Air and Moisture Response (MOIST-EN)", ongoing project of International Energy Agency, 2005.
- Hens H, Janssens A, Depraetere W, Carmeliet J, Lecompte J. "Brick Cavity Walls: A Performance Analysis Based on Measurements and Simulations", *Journal of Building Physics* 2007; 31: 95-124.
- Husman T. "Clusters of Autoimmune Diseases in Microbial Exposure in Moisture Damaged Buildings", *Journal of Allergy & Clinical Immunology* 2004; Volume 113, Issue 2 , Page S59.
- Hutcheon NB. "Fundamental Considerations in the Design of Exterior Walls for Buildings", *Engineering Journal* 1953; 36(1) 687-698.
- Janssen H, Blocken B, Carmeliet J. "Conservative Modelling of the Moisture and Heat Transfer in Building Components under Atmospheric Excitation", *International Journal of Heat and Mass Transfer* 2007; 50(5-6): 1128-1140.
- JLC. "Window Leaks Rampant, Canadian Study Reports", edited by Ted Cushman, http://www.highbeam.com/doc/IGI-1_10807846.html, *Journal of Light Construction*, November 2003.
- Kalagasidis AS. "HAM-Tools, International Building Physics Toolbox, Block documentation, R-02:6", Department of Building Physics, Chalmers University of Technology, Gothenburg, Sweden; 2002.
- Kalagasidis AS. "HAM-Tools: an Integrated Simulation Tool for Heat, Air and Moisture Transfer Analyses in Building Physics", Doctoral thesis, Department of Building Technology, Chalmers University of Technology, Gothenburg, Sweden; 2004.
- Karagiozis AN, Kuenzel H, Holm A, Desjarlais A. "An Educational Hygrothermal Model: WUF1-ORNL/IBP", Report of the Oak Ridge National Laboratory, USA; 1999.
- Karagiozis AN. "A North American Research Approach to Moisture Design by Modeling", Proceeding of the 6th Symposium on Building Physics in the Nordic Countries, Trondheim, Norway; June 17-19, 2002.

- Karagiozis AN. "Importance of Moisture Control in Building Performance", Canadian Conference on Building Energy Simulation, September, Montreal, Canada; September, 2003.
- Karagiozis AN, Desjarlais A. "What Influences the Hygrothermal Performance of Stucco Walls in Seattle", Proceedings of the 9th Conference on Building Science and Technology, p. 32-44, Vancouver, British Columbia, Canada; February 27-28, 2003.
- Korjenic A, Bednar T. "An analytical solution of a moisture transfer problem for coupled room and building component", Energy and Building, 2012, Vol. 47, 254 - 259.
- Kumaran MK. "Annex 24, Heat, Air and Moisture Transfer in Insulated Envelope Parts, Task 3: Material Properties", Acco, Leuven, Belgium, 1996.
- Kumaran MK. "Interlaboratory Comparison of the ASTM Standard Test Methods for Water Vapor Transmission of Materials (E 96 95)", ASTM Journal of Testing and Evaluation (USA) 1998: 26(2): 83-88.
- Kumaran K, Lackey J, Normandin N, van Reenen D, Tariku F. "Thermal and Moisture Transport Property Database for Common Building and Insulating Materials", ASHRAE Research project 1018-RP, 2002.
- Kunzel HM. "Simultaneous Heat and Moisture Transport in Building Components: One and two-dimensional Calculation Using Simple Parameters", Fraunhofer-Institut für Bauphysic, Germany, 1995.
- Kunzel HM. "The Smart Vapor Retarder: an Innovation Inspired by Computer Simulations", ASHRAE Transactions 1998; p. 903-907.
- Kunzel HM. "Flexible Vapor Control Solves Moisture Problems of Building Assemblies - Smart Retarder to Replace the Conventional PE-film", Journal of Thermal Envelope & Building Science, 1999: Vol. 23, pp. 95 - 102.
- Langmans J, Nicolai A, Klein R, Roels S. "A quasi-steady state implementation of air convection in a transient heat and moisture building component model", Building Environment, 2012: Vol. 58, 208 - 218.
- Lawton MD, Brown WC, Lang AM. "Stucco-Clad Wall Drying Experiment", CHMC Research Report, Vancouver, BC, Canada; 1999.

- Li QR, Fazio P, Rao J. "Hygrothermal Simulation of Drying Performance of Typical North American Building Envelope", Proceedings of the 10th Conference of International Building Performance Simulation Association; Montreal, Canada; August 15-18, 2005.
- Li QR, Fazio P, Rao J. "Applying Numerical Simulation to Extend Experiment Design on Drying Capacity of Light-frame Wall Systems", Proceedings of the 2006 Architectural Engineering National Conference: Building Integration Solutions; Omaha, Nebraska, USA; March 29 -April 1, 2006.
- Li QR, Fazio P, Rao J. "Development of HAM Tool for Building Envelope Analysis", Journal of Building and Environment, 2008.
- Litavcova E, Korjenic A, Korjenic S, Pavlus M, Sarhadov I, Seman J, Bednar T. "Diffusion of moisture into building materials: A model for moisture transport", Energy and Building, 2014, Vol. 68, 558-561.
- Lstiburek J. "Builders Guide to Cold Climates", Energy & Environmental Building Association, 2006.
- Maref W, Lacasse M, Booth D. "Management of Exterior Wall System (MEWS) - Modeling, Experiments and Benchmarking", Institute for Research in Construction, National Research Council of Canada, 2002.
- Maref W, Lacasse MA, Booth DG. "Benchmarking of IRC's Advanced Hygrothermal Model - hygIRC Using Mid- and Large-Scale Experiments", Research Report, Institute for Research in Construction, National Research Council Canada, 2002.
- Mclean RC, Galbraith GH, Sanders CH. "Moisture Transmission Testing of Building Materials and the Presentation of Vapor Permeability Values", Building Research and Practice 1992; 18(2): 82-91.
- McNeel SV, Kreutzer RV. "Fungi & Indoor Air Quality", Health & Environment Digest 1996; 10(2)9-12.
- Mendes N, Winkelmann FC, Lamberts R, Philippi PC. "Moisture Effects on Conduction Loads", Energy and Buildings 2003; 35: 631-644.
- OAA. "OAA Rain Penetration Control Practice Guide", Ontario Association of Architecture, 2005.

- Ojanen T. "Improving the Drying Efficiency of Timber Frame Walls in Cold Climates, by Using Exterior Insulation", Thermal Performance of the Exterior Envelopes of Buildings VII, Clear water Beach, Florida, USA; 1998.
- Okland O. "Convection in Highly-insulated Building Structures", Doctoral thesis, Norwegian University of Science and Technology in Trondheim, Norway; 1998.
- ORNL. "ORNL helping Seattle Solves Crumbling Building Mystery", Oak Ridge National Laboratory, USA; 2001.
- Philip JR, De Vries DA. "Moisture Movement in Porous Material under Temperature Gradients", Transactions, American Geophysical Union 1957; Vol. 38 (2): 222-232.
- Qin M, Aït-Mokhtar A, Belarbi R. "Two-dimensional hygrothermal transfer in porous building materials", Applied Thermal Engineering, 2010, Vol. 30, 2555-2562.
- Qinru L, Jiwu R, Paul F. "Development of HAM tool for building envelope analysis", Building and Environment, 2009, Vol. 44, 1065-1073.
- Rao J, Miao G, Yang DQ, Bartlett K, Fazio P. "Experimental Evaluation of Potential Movement of Airborne Mold Spores out of Building Envelope Cavities Using Full Size Wall Assemblies", Third International Conference in building Physics (IBPC3), Montreal, Canada; August 27-31, 2006.
- Rivard H. "CONDENSE Version 2.0: User's Manual", Quebec Building Envelope Council, Montreal, Canada; 1993.
- Rode C. "Combined Heat and Moisture Transfer in Building Constructions", Doctoral Thesis, Report No. 214. Department of Civil Engineering, Technical University of Denmark, Denmark; 1990.
- Rode C. "Prediction of Moisture Transfer in Building Constructions", Building and Environment 1992, Vol. 27(3): 387-397.
- Rode C. "Chapter 10: A Look to the Future, Moisture Analysis and Condensation Control in Building Envelopes", pp152-158, edited by Trechsel HR, American Society for Testing and Materials (ASTM), USA; 2001.
- Rode C, Stang BD, Hansen MH. "Model for Multidimensional Heat, Air and Moisture Conditions in Building Envelope Components", Project description, Department of Civil Engineering, Technical University of Denmark, Denmark; 2006.

- Roels S, Depraetere W, Carmeliet J, Hens H. "Simulating Non-Isothermal Water Vapor Transfer: An Experimental Validation on Multi-Layered Building Components", *Journal of Building Physics* 1999; Vol. 23, No. 1, 17-40.
- Rousseau M. "An Overview of the Survey of Building Envelope Failures in the Coastal Climate of British Columbia", performed by Morrison-Hershfield Limited for CMHC (1996). *Journal of Building Physics* 1999; 22(4): 364-367.
- dos Santos GH, Mendes N. "Combined Heat, Air and Moisture (HAM) Transfer Model for Porous Building Materials", *Journal of Building Physics* 2009; Vol. 32, 203-220.
- dos Santos GH, Mendes N. "Heat, air and moisture transfer through hollow porous blocks", *International Journal of Heat Mass Transfer* 2009; Vol. 52, 2390-2398.
- Salonvaara MH. "Development of Heat, Air, Moisture and Pollutant Transport Model, BEESL/EQS Quality Assurance and Project Plan for CHAMPS Development", Building Energy and Environmental Systems Laboratory at Syracuse University, New York, USA; 2004.
- Schellen HL, van Schijndel AWM. "Application of an Integrated Indoor Climate & HVAC Model for the Indoor Climate Performance of a Museum", the 7th Symposium on Building Physics in the Nordic Countries, Reykjavik, Iceland; June 13-15, 2005.
- Sherman MH, Chan R. "Building Airtightness: Research and Practice", Energy Efficiency and Renewable Energy, Building Technology Program of the Department of Energy, USA; 2004.
- Steeman HJ, Janssens A, Carmeliet J, De Paepe M. "Modelling indoor air and hygrothermal wall interaction in building simulation: Comparison between CFD and a well-mixed zonal model", *Building and Environment*, 2009, Vol. 44, (3), 572-583.
- Stovall TK, Karagiozis A. "Airflow in the Ventilation Space Behind a Rain Screen Wall," *Performance of Exterior Envelopes of Whole Buildings IX International Conference*, Clearwater, Florida, USA; December, 2004.
- Straube, J. "The Influence of Low-permeance Vapor Barriers on Roof and Wall Performance", *Proceedings of Performance of Exterior Envelopes of Whole Buildings VIII*, December 2001a.

- Straube, J. "Wrapping it Up: Building Paper and Housewraps", *Canadian Architect*, May 2001b.
- Tariku F, Kumaran MK, Fazio P. "Transient model for coupled heat, air and moisture transfer through multilayered porous media", *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 2010, Vol. 53, 3035-3044.
- Teasdale-St-Hilaire A, Derome D, Fazio P. "Approach for the Simulation of Wetting due to Rain Infiltration for Building Envelope Testing", the 9th Conference on Building Science and Technology, Vancouver, Canada; February 27-28, 2003.
- TenWolde A. "Design tools, Chapter 11 in Moisture Control in Buildings", *ASTM Manual MNL 18*. American Society for Testing and Materials, West Conshohocken, PA, USA; 1994.
- TenWolde A, CoUiver DG. "Chapter 2: Weather Data, Moisture Analysis and Condensation Control in Building Envelopes", pp 16-28, Edited by Trechsel HR. American Society for Testing and Materials (ASTM), USA; 2001.
- Tom RW. "Wall Moisture Problems in Alberta Dwellings", Canada Mortgage and Housing Corporation (CMHC), Canada; 2001.
- Van Belleghem M, Steeman M, Janssen H, Janssens A, De Paepe M. "Validation of a coupled heat, vapour and liquid moisture transport model for porous materials implemented in CFD", *Building and Environment*, 2014, In Press, doi: 10.1016/j.buildenv.2014.06.024.
- Van Schijndel AWM. "Solving Building Physics Problems Based on PDEs with FEWMLAB", the 6th Symposium on Building Physics in the Nordic Countries, in Trondheim, Norway; June 17-19,2002.
- van Schijndel AWM, Hensen JLM. "Integrated Heat, Air and Moisture Modeling Toolkit in MATLAB", *Proceeding of the 9th International IBPSA Conference*, Montreal, Canada; August 15-18, 2005.
- Van Straaten RV. "Measurement of Ventilation and Drying of Vinyl Siding and Brick Clad Wall Assemblies", Master thesis, University of Waterloo, Canada; 2003.
- Wang JK, Hagentoft CE. "A Numerically Stable Algorithm for Simplified Calculations of Combined Heat, Air and Moisture transport", 24th National Heat Transfer Conference, Pittsburgh, USA; Aug 2000.

- Wang JK, Hagentoft CE. "A Numerical Method for Calculating Combined Heat, Air and Moisture Transport in Building Envelope Components", *Nordic Journal of Building Physics* 2001; Vol 2.
- Watt D. "Building Pathology: Principles and Practice", Blackwell Science Inc, USA; 1999.
- Weitzmann P, Kalagasidis AS, Nielsen TR, Peuhkuri R, Hagentoft CE. "Presentation of the International Building Physics Toolbox for Simulink", *Proceeding of the Eighth International IBPSA Conference, Eindhoven, Netherlands; August 11-14, 2003.*
- Woloszyn, M. Carsten, R. "IEA Annex 41, MOIST-ENG Subtask 1 -Modelling Principles and Common Exercises. Energy Conservation in Buildings and Community Systems", International Energy Agency, July, 2007.
- Woloszyn M, Rode C. "Tools for Performance Simulation of Heat, Air and Moisture Conditions of Whole Buildings", *Building Simulation*, 2008, Vol. 1, 5-24.
- Woloszyn M, Rode C, Kalagasidis AS, Janssens A, De Paepe M. "From EMPD to CFD - Overview of different approaches for heat air and moisture modeling in IEA annex 41", *ASHRAE Transactions*, 2009, Vol. 115, part 2, 96-110.
- Wu Y. "Experimental Study of Hygrothermal Properties for Building Materials", Master thesis, Department of Building, Civil and Environmental Engineering, Concordia University, Montreal, Quebec, Canada: July 2007.
- Wu Y, Kumaran M, Fazio P. "Moisture Buffering Capacities of Five North American Building Materials", *Journal of Testing and Evaluation* 2008; Vol. 36, No. 1: 7 pages.
- Yang CS, Heinsohn PA. "Sampling and Analysis of Indoor Microorganisms", Published by Wiley-Interscience, 2007.
- Yanfeng L, Yingying W, Dengjia W, Jiaping L. "Effect of moisture transfer on internal surface temperature", *Energy and Building*, 2013, Vol. 60, 83–91.
- Zhang J. "Combined Heat, Air, Moisture, and Pollutants Transport in Building Environmental Systems", *JSME International Journal Series B* 2005; Vol. 48, No. 2: 182-190.