Etude d'un système innovant de rafraîchissement basse consommation pour le bâtiment

Guilian Leroux

▶ **To cite this version:**

Guilian Leroux. Etude d'un système innovant de rafraîchissement basse consommation pour le bâtiment. Construction durable. Université Grenoble Alpes, 2016. Français. NNT : 2016GREAA015 . tel-01705310

HAL Id: tel-01705310
https://theses.hal.science/tel-01705310

Submitted on 9 Feb 2018

HAL is a multi-disciplinary open access archive for the deposit and dissemination of scientific research documents, whether they are published or not. The documents may come from teaching and research institutions in France or abroad, or from public or private research centers.

L'archive ouverte pluridisciplinaire **HAL**, est destinée au dépôt et à la diffusion de documents scientifiques de niveau recherche, publiés ou non, émanant des établissements d'enseignement et de recherche français ou étrangers, des laboratoires publics ou privés.

Communauté
UNIVERSITÉ Grenoble Alpes

THÈSE

Pour obtenir le grade de

DOCTEUR DE LA COMMUNAUTÉ UNIVERSITÉ GRENOBLE ALPES

Spécialité : **Génie Civil et Science de l'Habitat**

Arrêté ministériel : 25 mai 2016

Présentée par

Guilian LEROUX

Thèse dirigée par **Etienne WURTZ** et
codirigée par **Nolwenn LE PIERRES**

préparée au sein du **Laboratoire LOCIE**
et du **Service CEA\LITEN-SBST**
dans **l'École Doctorale SISEO**

Etude d'un système innovant de rafraîchissement à basse consommation pour le bâtiment

Thèse soutenue publiquement le **21/10/2016**
devant le jury composé de :

Mr, Nathan MENDES
Professeur, PUCPR Curitiba Brésil, Président
Mr Patrick SALAGNAC
Professeur, Université de La Rochelle, Rapporteur
Mr Laurent ZALEWSKI
Professeur, Université d'Artois, Rapporteur
Mr Michael WETTER
Ingénieur de recherche, LBNL Berkeley USA, Membre
Mr Etienne WURTZ
Directeur de recherche, CEA, Directeur de thèse
Mme Nolwenn LE PIERRES
Maître de conférences, Université Savoie Mont-Blanc, Directrice de thèse

« Celui qui croit qu'une croissance exponentielle peut continuer indéfiniment dans un monde fini est soit un fou, soit un économiste. »

Kenneth Boulding

Avant-Propos

Les travaux présentés dans ce rapport ont été réalisés en partenariat entre le service du bâtiment et des systèmes thermiques (SBST) du CEA dirigé par Monsieur Olivier Fléchon et le Laboratoire d'Optimisation de la Conception et Ingénierie de l'Environnement (LOCIE) de l'université Savoie Mont Blanc dirigé par Monsieur Benoit Stutz puis par Madame Monika Wolozyn. Ces deux laboratoires sont situés au Bourget du Lac (73) au sein de l'Institut National de l'Energie Solaire INES.
Une collaboration avec l'université Pontifical du Paraná située à Curitiba (Brésil) a permis d'effectuer une partie de ce doctorat au sein du Laboratoire des Systèmes thermiques (LST) sous la supervision du professeur Nathan Mendes.

Ces travaux ont bénéficié d'une aide des départements de Savoie et Haute Savoie (APS), de la région Rhône Alpes à travers le programme de bourses Explora Doc et d'une aide de l'état au titre du programme d'investissements d'avenir portant la référence (ANR-10-ITE-0003).

Remerciements

Lorsqu'au cours de ces trois ans de travail, la perspective d'écrire les remerciements est évoquée, elle est accompagnée d'une pensée rêveuse, synonyme d'achèvement de ce gros travail qu'est une thèse. C'est donc avec un peu d'émotion et surtout un grand plaisir que je me plie à cette tradition et profite de cet espace pour remercier quelques personnes qui m'ont accompagné au cours de ce travail.

Tout d'abord, je souhaite remercier l'ensemble du jury pour le temps qu'ils ont consacré à mes travaux, leur lecture attentive de mon manuscrit et leurs retours pertinents. Merci pour les échanges que nous avons pu avoir au cours de la soutenance, ce fut un grand honneur de vous compter dans mon jury.

Merci à Étienne, Nolwenn et Louis, mes directeur-trice et encadrant de thèse, qui m'ont guidé au cours de cette aventure. Vos conseils ont été précieux et m'ont beaucoup fait évoluer. J'ai apprécié la disponibilité et la confiance que vous m'avez accordée et globalement le travail effectué avec vous. J'ai une pensée particulière pour Louis, qui, à l'origine du projet n'a pas pu être présent pour l'achèvement de ce travail.

Cette thèse a été également l'occasion pour moi d'une ouverture sur le monde et de la découverte d'un pays. Muito obrigado Nathan para sua acolhida calorosa e para sua ajuda durante esse periodo. Merci également d'avoir accepté d'être président du jury de ma thèse.

La campagne expérimentale n'aurait pas pu se faire sans le soutien logistique des entreprises Terreal (réservoir en terre cuite) et IGC (maison expérimentale). Mais surtout grâce aux nombreuses heures passées à Beychac et Caillau avec Jocelyn. Merci à toi pour ton implication, le gros travail fourni et ta bonne humeur malgré les aléas du montage. Sans oublier Pierre, la hotline Labview toujours très efficace.

Je remercie également tous les membres du SBST et du LOCIE pour les échanges que nous avons pu avoir aussi bien autour d'un café que derrière un ordinateur. Et en particulier pour mes co-bureau pendant 3 ans, Ophélie, Fabrice, ça a été un plaisir de vous côtoyer, de deviser sur le monde et d ?échafauder moult théories plus ou moins scientifiques (à $\pm 10\%$).

Enfin, je remercie ma famille pour son soutient et son efficacité dans la gestion du pot de thèse. Et surtout, merci Mathilde pour tes relectures orthographiques, pour tout ce temps passé à mes coté et les moments heureux que tu m'apportes au quotidien.

Résumé

Pour faire face à la forte augmentation de la consommation en climatisation et la consommation électrique associée, il est nécessaire de développer des systèmes de rafraîchissement basse consommation de bâtiment. Ce travail propose un nouveau système de rafraîchissement qui se veut économe en énergie, peu coûteux et simple à installer. Il associe les techniques de dissipation de chaleur par évaporation, rayonnement vers le ciel et géothermie.

Ce système est constitué d'un réservoir poreux installé en extérieur et d'un réservoir de stockage placé dans le vide sanitaire. Lorsque le bâtiment a besoin de rafraîchissement, une pompe puise de l'eau fraîche dans le stockage, la fait passer dans le plancher rafraîchissant pour absorber la chaleur excédentaire du bâtiment puis stocke l'eau dans le réservoir poreux placé à l'extérieur. Le réservoir poreux refroidit l'eau qu'il contient par évaporation, rayonnement vers le ciel puis se vide dans le stockage. Le réservoir de stockage installé dans le vide sanitaire se refroidit aussi en continu grâce au contact direct avec le sol.

Les propriétés poreuses et la géométrie du réservoir poreux influent fortement sur ses performances de refroidissement. Une étude paramétrique menée avec un modèle numérique simulant les transferts hydriques et thermique permet de choisir un réservoir adéquat pour cette application. Un réservoir poreux donnant de bonnes performances (70 W/m^2 de puissance évaporative) a été identifié.

Le système de rafraîchissement a été installé et testé expérimentalement sur une maison à échelle réelle à Bordeaux. Mis en service durant l'été 2015, le système a fonctionné de façon autonome durant 44 jours. L'utilisation de ce système a permis de maintenir durant la période de test un très bon confort thermique à l'intérieur d'un bâtiment expérimental bien isolé, non ventilé, avec des apports solaires, tout en ayant une consommation électrique faible (le COP moyen du système est de 20.8).

Un modèle numérique du système complet a été développé sous Modelica, calibré sur les mesures expérimentales puis couplé à un modèle de bâtiment. Les résultats de simulation montrent que l'installation de ce système améliore nettement le confort intérieur du bâtiment sur l'ensemble de l'été pour toutes les configurations testées (climat, gestion des volets...). Un système aux dimensions optimisées (avec un stockage de 2.2 m^3 et un réservoir poreux de 0.215 m^3), installé sur une maison individuelle type RT2012 de 100 m^2 à Bordeaux, fonctionne avec un COP moyen de 24 et permet de maintenir un bon niveau de confort à l'intérieur du bâtiment tout l'été.

Mots clés : *Système de rafraîchissement basse consommation, transferts couplés en milieu poreux, évaporation, inertie du sol, simulation thermique dynamique*

Abstract

To face the dramatic increase of energy consumption due to air conditioning use in buildings, new low energy consumption systems need to be developed. This work proposes a new cooling system which aims to be energy efficient, cheap and easy to install. This system takes advantage of evaporation cooling, ground earth cooling and sky radiative cooling techniques.

The two main components of this new system are a porous tank set outside and a storage tank set in the basement of the building. When the inside house temperature exceeds the comfort temperature, cool water passes from the storage tank through the cooling floor, removes heat from the building and is then sent to the porous tank. The water contained in the porous tank is cooled down due to evaporation and radiative effects and then flows back to the storage. The storage tank installed in the basement enables further cooling of the water thanks to direct contact with the ground.

Porous properties and geometry of the tank have a great influence on the cooling performances of the tank. A heat and mass transfer model has been developed to simulate the thermal and hydric behavior of the tank. This model has been used to choose an appropriate tank. A tank giving good performances (70 W/m^2 of evaporative power) is identified.

The complete cooling system has been installed on a house in Bordeaux and tested at real scale during an experimental campaign. The system has been working for 44 days during the summer 2015 and allowed to maintain a very good thermal comfort level in the experimental building (insulated, with solar load and without ventilation). Its very low electricity needs brings the average coefficient of performance of the system to 20.8.

A numerical model of the system has been developed, calibrated with experimental data and coupled with a building model. Simulation results show that for all tested configurations (climate, shading...), the system clearly improves the thermal comfort in the building. Optimized sizing, keeping reasonable tank sizes (storage and evaporator volumes of 2.2 m^3 and 0.215 m^3 respectively), shows that this system works with an average COP of 24 and maintains a good comfort level in an individual house of 100 m^2 located in Bordeaux.

Keywords : *Low consumption cooling system, Heat and mass transfer, Evaporation, Ground earth cooling, Dynamic thermal simulation*

Table des matières

Avant-Propos **v**

Remerciements **vii**

Résumé **ix**

Introduction **1**

1 État de l'art **5**
1.1 Définitions 6
1.1.1 Confort thermique 6
1.1.2 Rafraîchissement 6
1.1.3 Confort adaptatif 7
1.2 Stratégies et systèmes basse consommation pour éviter la surchauffe d'un bâtiment 7
1.2.1 Classification des stratégies et systèmes de rafraîchissement basse consommation 7
1.2.2 Solutions passives pour diminuer les besoins de rafraîchissement . . . 9
1.2.3 Dissipation de la chaleur excédentaire par des systèmes de rafraîchissement basse consommation 10
1.3 État de l'art des systèmes de rafraîchissement basse consommation utilisant des sources de froid locales (rayonnement vers le ciel, évaporation, géothermie) 10
1.3.1 Refroidissement par échanges radiatifs avec le ciel 10
1.3.2 L'évaporation pour le rafraîchissement de bâtiment 12
1.3.3 L'inertie du sol 19
1.3.4 Synthèse des différents systèmes et sources de froid 23
1.3.5 Systèmes hybrides et cas d'études 24
1.4 Un système de rafraîchissement innovant couplant évaporation, inertie du sol et refroidissement radiatif 25
1.5 Conclusion 28

2 Étude des transferts de chaleur et de masse dans un milieu poreux et détermination d'un matériau adapté pour des applications de rafraîchissement par évaporation **29**
2.1 Description des transferts au sein d'une épaisseur de terre cuite d'un réservoir évaporateur 30

2.1.1 Description de l'espace poreux . . . 30
2.1.2 Transferts de masse dans un évaporateur . . . 31
2.2 Modélisation des transferts couplés masse chaleur au sein de l'épaisseur de terre cuite . . . 32
2.2.1 Modèle mathématique des transferts couplés dans un milieu poreux . 33
2.2.2 Modélisation globale des transferts couplés dans l'évaporateur . . . 36
2.3 Étude et détermination des propriétés du milieu poreux nécessaires à la modélisation . . . 38
2.3.1 Description des réservoirs poreux étudiés . . . 38
2.3.2 Étude et détermination de la perméabilité intrinsèque et conductivité hydraulique . . . 38
2.3.3 Détermination des coefficients de transport liquide et vapeur . . . 40
2.3.4 Étude des coefficients de transferts de masse et de chaleur par convection 41
2.4 Étude expérimentale du comportement évaporatif de réservoirs poreux et comparaison avec le modèle . . . 44
2.4.1 Dispositif expérimental . . . 44
2.4.2 Principaux résultats . . . 45
2.4.3 Analyse . . . 46
2.5 Détermination d'un réservoir adéquat pour une application de rafraîchissement par évaporation . . . 47
2.5.1 Impact de la perméabilité intrinsèque . . . 47
2.5.2 Impact de la hauteur de la colonne d'eau dans le réservoir . . . 49
2.5.3 Impact du vent . . . 50
2.6 Récapitulatif . . . 52
2.7 Choix du réservoir et simplification de la modélisation . . . 53
2.8 Conclusion . . . 54

3 Étude expérimentale de l'implantation du système de rafraîchissement innovant sur une habitation à échelle réelle 55
3.1 Description du dispositif expérimental et du système de rafraîchissement installé 56
3.1.1 Description de l'étude expérimentale à échelle réelle . . . 56
3.1.2 Prédimensionnement des différents composants du système (stockage et évaporateur) . . . 56
3.1.3 Description des composants du système . . . 58
3.1.4 Instrumentation . . . 61
3.1.5 Logique de fonctionnement . . . 63
3.1.6 Algorithme de contrôle . . . 64
3.1.7 Séquences de tests et suivi expérimental . . . 64
3.2 Résultats . . . 65
3.2.1 Résultats expérimentaux de la séquence 1 (du 10 au 25 août 2015) . . 65
3.2.2 Résultats expérimentaux de la séquence 2 et 3 (septembre 2015) . . . 70
3.2.3 Analyse de points particuliers du fonctionnement du système . . . 73
3.2.4 Consommation d'eau . . . 75
3.3 Résultats globaux et synthèse des performances . . . 76
3.3.1 Synthèse des performances mesurées du système et analyse . . . 76
3.3.2 Bilan énergétique . . . 76
3.3.3 Coefficient de performance . . . 77
3.3.4 Degrés.heure . . . 78
3.4 Conclusion . . . 78

4 Modélisation réduite du système de rafraîchissement 79
4.1 Modélisation du système de rafraîchissement . . . 80
4.1.1 Modèle global . . . 80
4.1.2 Modélisation du réservoir de stockage . . . 81
4.1.3 Modélisation de la température du sol . . . 81
4.1.4 Modélisation simplifiée de l'évaporateur . . . 82
4.1.5 Modélisation du circuit hydrique . . . 84
4.2 Calibration du modèle par méthodes inverses . . . 85
4.2.1 Les méthodes inverses . . . 85
4.2.2 Détermination et calibration du modèle par méthode inverse . . . 86
4.2.3 Validation sur les séquences 2 et 3 de septembre . . . 90
4.3 Analyse numérique du comportement de l'évaporateur . . . 91
4.3.1 Puissances en jeu au niveau de l'évaporateur . . . 91
4.3.2 Compétition entre évaporation et convection dans un processus de refroidissement évaporatif à l'air libre . . . 93
4.3.3 Comportement hydrique . . . 95
4.3.4 Taux d'utilisation de l'eau et de la puissance évaporative . . . 96
4.4 Analyse numérique du comportement du stockage . . . 97
4.5 Conclusion . . . 98

5 Évaluation et analyses des performances annuelles du système et méthode de dimensionnement pour un bâtiment 99
5.1 Intégration du système de rafraîchissement à un bâtiment . . . 100
5.1.1 Co-simulation via Building Control Virtual Test Bed (BCVTB) . . . 100
5.1.2 Modèle de bâtiment TRNSYS . . . 101
5.1.3 Comparaison mesures/simulations du système de rafraîchissement couplé à une maison . . . 102
5.2 Étude numérique des performances du système et de son impact sur un bâtiment 104
5.2.1 Impact du système sur la maison expérimentale . . . 104
5.2.2 Un système adapté à la gestion de l'habitation et au climat . . . 106
5.2.3 Détail du comportement du système dans le cas de volets gérés . . . 109
5.2.4 Cas théoriques et influence des différents éléments du système . . . 111
5.3 Analyse paramétrique et méthode de dimensionnement du système . . . 114
5.3.1 Analyse paramétrique de la géométrie des éléments du système . . . 114
5.3.2 Recherche multicritère de la géométrie optimale . . . 117
5.4 Comparaison avec un climatiseur du commerce . . . 120
5.5 Conclusion . . . 121

Conclusion 123

A Annexes 127
A.1 Caractéristiques de la maison expérimentale . . . 127
A.2 Sollicitations météorologiques pendant la campagne expérimentale . . . 129
A.3 Comparaisons mesure/simulation . . . 132
A.4 Optimisation . . . 136
A.5 Performances d'un climatiseur . . . 137

Nomenclature

Lettres grecques

α	Absorptivité - taux d'utilisation
Δ	Ecart
γ	Tension de surface ($N.m^{-1}$)
ϵ	Emissivité ($-$)
η	Porosité (m^3/m^3)
θ	Fraction volumique de liquide (m^3/m^3), Angle de contact ($^\circ$)
μ	Viscosité dynamique ($kg.m^{-1}.s^{-1}$)
ν	Viscosité cinématique ($m^2.s^{-1}$)
λ	Conductivité thermique ($W.m^{-1}.K^{-1}$)
ρ	Masse volumique ($kg.m^{-3}$)
σ	Constante de Stefan-Boltzmann ($W.m^{-2}.K^{-4}$)
φ	Humidité relative (%)
ω	Pulsation (s^{-1})
Φ	Flux de chaleur (W)
Φ_S	Flux de chaleur surfacique ($W.m^{-2}$)
Ψ	Pression capillaire (Pa)
τ	Tortuosité ($-$)

Lettres latines

a	Diffusivité (m^2s^{-1})
A	Surface (m^2)
Cp	Chaleur spécifique (J/kg/K)

D	Coefficient de transport ($m^2.s^{-1}$)
d	Diamètre de pore (m)
E	Énergie thermique (kWh)
e	Épaisseur de paroi (m)
f_v	Facteur de vue ($-$)
G	Conductance (WK^{-1})
g	Accélération gravitationnelle ($m.s^{-2}$)
h	Enthalpie massique ($J.kg^{-1}$)
h_c	Coefficient convectif de transfert de chaleur ($W.m^{-2}.K^{-1}$)
h_m	Coefficient convectif de transfert de masse ($s.m^{-1}$)
I	Rayonnement surfacique ($W.m^{-2}$)
K	Conductivité hydraulique ($m.s^{-1}$)
k	Perméabilité (m^2)
L	Chaleur latente d'évaporation ($J.kg^{-1}$)
$\dot{M}$	Débit massique ($kg.s^{-1}$)
$\dot{M}_S$	Débit massique surfacique ($kg.m^{-2}.s^{-1}$)
M	Emittance ($W.m^{-2}$)
$\dot{m}$	Débit massique surfacique ($kg.m^{-2}.s^{-1}$)
m	Masse (kg)
N	Nombre de pas de temps ($-$)
Nu	Nombre de Nusselt ($-$)
P	Pression (Pa)
P_v	Pression partielle de vapeur (Pa)
r	Rayon (m)
Re	Nombre de Reynolds ($-$)
R	Résistance thermique (KW^{-1}) ou Constante des gaz parfaits ($J.mol^{-1}.K^{-1}$)
Sc	Nombre de Schmidt ($-$)
Sh	Nombre de Sherwood ($-$)
T	Température (°C ou K)
t	Temps (s)
U	Énergie interne (J)
V	Volume (m^3)
v	Vitesse de l'air ($m.s^{-1}$)

x Direction horizontal (−)

z Direction vertical (−), Profondeur (m)

Indices et exposants

air Air

air/eau Interface air/eau

amp Amplitude

atm Atmosphérique

$avecpeau$ Avec peau d'argile

c Convection (transfert de chaleur)

cap Capillaire

$centre$ Centre

$ciel$ Ciel

$conv$ Convection (thermique)

dep Départ (plancher rafraîchissant)

dif Diffusion

eau Eau

e Entrée

eq Équivalent - Équilibre

ev Évaporation

$evap$ Évaporateur

ext Extérieur

fin Fin

fr Froide

gh Global horizontal

i $i^{ème}$ élément (discrétisation verticale)

$idéal$ Idéal

int Intérieur

$intr$ Intrinsèque

j $j^{ème}$ élément (discrétisation épaisseur)

$jour$ Journalier

l Liquide

lim Limite

m Convection (transfert de masse)

m Masse

$masse$ Relatif à la perte de masse

mat Matériau

max Maximum

$mesurée$ Mesurée

moy Moyen

n Nombre d'éléments discrets

$nord$ Nord

out Surface extérieure

$peau$ Peau d'argile

pl Plancher

$plein$ Plein

pr Pression

ray Rayonnement

rel Relative

$refr$ Refroidissement

ret Retour (plancher rafraîchissant)

$rosée$ Rosée

rui Ruissèlement

$sanspeau$ Sans peau d'argile

sat Saturé

$sens$ Sensible

$simulée$ Simulée

sol Sol

s Sortie

$stock$ Stockage

in Surface intérieure

$surf$ Surface

S Surfacique

T Relatif à la température

tc Terre cuite

th Thermique

tot Total

v vapeur

vap, air Vapeur dans l'air (Diffusion)

var Variable

$vert$ Vertical

$vidange$ Vidange

$vide$ Vide

VS Vide sanitaire

θ Relatif à la fraction volumique de liquide

Autres notations et abréviations

BHE Brique à hauteur d'étage

CLO Courte Longueur d'Onde

COP Coefficient de performance

DPE Dew Point Efficiency

EMax Écart Maximal (°C)

EMax Évaporation Maximale

EMA Écart Moyen Absolu (°C)

EM Écart Moyen (°C)

F Fermés (volets)

G − S Volets gérés et sur-ventilation

GLO Grande Longueur d'Onde

G Gérés (volets)

HJPS Hooke and Jeeves Pattern Search

IsoEMax Réservoir de stockage isolé et évaporation maximale

Iso Réservoir de stockage isolé

N_i Niveau d'eau numéro i

N Normal

O Ouverts (volets)

PSO Optimisation par Essaims Particulaires

R1 Réservoir 1

R2 Réservoir 1

RMSE Racine carré des écarts quadratiques (°C)

SEion Sans évaporation

SEur Sans évaporateur

STD	Simulation Thermique Dynamique
TC1	Terre Cuite 1
TC1	Terre Cuite 2
TC	Thermocouple
TMY	Typical Meteorological Year
V_i	Vanne numéro i
VS	Vide Sanitaire
WBE	Wet Bulb Efficiency

Introduction

D'après l'agence américaine d'observation océanique et atmosphérique (NOAA), parmi les seize années les plus chaudes jamais enregistrées à la surface de la terre depuis 1880 (reportées dans le tableau 1), quinze font partie du 21ème siècle qui pourtant ne fait que commencer [NA15].

TABLE 1 – *Évolution des températures et anomalies (par rapport à la moyenne des températures mesurées entre 1910 et 2000) relevée au cours des quinze dernières années [NA15]*

Année	2015	2014	2010	2013	2005	1998	2009	2012
Place	1	2	3	4	5	6 ex	6 ex	8
Anomalie/moyenne (°C)	0.90	0.74	0.70	0.66	0.65	0.63	0.63	0.62
Année	2003	2006	2007	2002	2004	2011	2001	2008
Place	9 ex	9 ex	9 ex	12	13 ex	13 ex	15 ex	15 ex
Anomalie/moyenne (°C)	0.61	0.61	0.61	0.6	0.57	0.57	0.54	0.54

La température moyenne du globe sur ces 15 dernières années a augmenté en moyenne d'environ 0.6°C par rapport à la moyenne des températures mesurées entre 1910 et 2000. Des anomalies supérieures à 0.7°C ont été enregistrées sur 2014 et 2015 (qui ont d'ailleurs été les deux années les plus chaudes jamais enregistrées). La France n'échappe pas à cette tendance globale. Météo France dans son bilan climatique de l'année 2015 [Fra15] décrit en effet : "En moyenne sur la France et sur l'année, la température a dépassé de 1°C la normale, plaçant 2015 au troisième rang des années les plus chaudes depuis 1900, derrière 2014 (+1.2°C) et 2011 (+1.1°C)" A.1. Météo France reporte de plus durant cette année 2015 des vagues de chaleur inhabituelles et des déficits de précipitations.

Dans son 5ème rapport, publié en 2013, le GIEC [GIE14] affirme que le réchauffement climatique dont nous sommes actuellement les témoins est dû de manière "extrêmement probable" aux activités humaines. L'utilisation intensive des ressources fossiles (charbon, gaz, pétrole) depuis la fin du 19eme siècle a libéré une quantité importante de CO_2 dans l'atmosphère qui en augmentant le forçage radiatif sur la terre est la cause principale du réchauffement climatique.

Avec environ 16% de la consommation mondiale en énergie finale (IEA [IEA13]) et une croissance annuelle de 1.6% par an, le secteur du bâtiment est une des principales sources de consommation d'énergie et d'émission de gaz à effet de serre dans le monde. Cette croissance est soutenue par une utilisation de plus en plus importante des systèmes de climatisation.

Des travaux menés par l'agence d'évaluation environnementale Néerlandaise, Isaac and Van Vuuren [IV09] montrent que cette tendance va en s'amplifiant et prévoient une explosion de la consommation mondiale d'énergie liée à la climatisation au cours des prochaines décennies. Celle-ci devrait même dépasser la consommation mondiale liée au chauffage avant la fin du 21$^{\text{ème}}$ siècle. L'explication principale de cette croissance est la forte demande dans les pays émergents ayant des climats chauds et des populations importantes (Inde, Chine, Brésil, Malaisie). Par exemple Chaturvedi et al [CECS14] prévoient une multiplication par 29 de la consommation de climatisation en Inde entre 2005 et 2095.

En France, le bâtiment (résidentiel et tertiaire) est le plus gros consommateur d'énergie finale parmi tous les secteurs économiques [ADE13]. Depuis plusieurs années cependant, d'importants efforts ont été consentis pour réduire les consommations de chauffage, notamment sous l'impulsion des différentes réglementations thermiques. On observe ainsi une diminution régulière de la consommation d'énergie dédiée au chauffage dans les bâtiments mais aussi une augmentation spectaculaire de l'utilisation de l'électricité spécifique. Cette augmentation est due à la présence toujours plus importante d'appareils électroménagers, HiFi dans les logements mais aussi à l'utilisation accrue de la climatisation durant les périodes chaudes. En France, le taux d'équipement de climatisation est en constante augmentation, il atteignait en 2007 4% des habitations individuelles et 20% des surfaces du secteur tertiaire [dl09]. Ce taux est relativement faible par rapport aux États Unis ou au Japon mais ne cesse de croître [Mar03].

On observe ainsi une très forte croissance de la demande en climatisation à travers le monde. Actuellement, la quasi-totalité des besoins de froid sont couverts grâce aux climatiseurs à compression mécaniques, qui sont des machines thermiques fonctionnant par compression et détente d'un fluide frigorigène. Le problème de cette technologie est d'une part la forte consommation d'électricité liée à son utilisation et d'autre part l'utilisation de fluide frigorigène (R410A) qui sont de puissant gaz à effet de serre et peuvent se libérer en cas de fuite.

Ainsi, l'utilisation intensive du climatiseur se répand actuellement à travers le monde pour permettre d'assurer un confort satisfaisant à l'intérieur des bâtiments situés sous des climats chauds. Les étés étant chaque années plus chauds à cause du réchauffement climatique, les besoins de froids sont chaque années plus importants et provoquent des émissions de gaz à effet de serres toujours plus élevées...

Pour sortir de ce cercle vicieux et honorer enfin les engagements pris par les états sur le climat, il devient urgent de trouver des solutions pérennes et durables permettant de garantir un confort acceptable dans les bâtiments en limitant les consommations d'énergies. Pour cela, il faut d'une part concevoir des bâtiments qui seront peu sujets à la surchauffe en adoptant les principes de l'architecture bioclimatique et en développant les bons usages (gestion des ouvrants et volets...). Et d'autre part, il faut développer de nouveaux systèmes de rafraîchissement de bâtiment peu consommateurs en énergie, peu couteux et pratiques à installer pour venir concurrencer l'hégémonie du climatiseur.

Ce travail a donc comme objectif d'étudier un nouveau système de rafraîchissement de bâtiment basse consommation qui pourrait être une alternative pertinente au climatiseur. Ce travail de thèse va s'articuler en 5 chapitres.

Le premier chapitre dresse l'état de l'art des différentes stratégies et systèmes de rafraîchissement basse consommation appliqués au bâtiment. Les systèmes de dissipation de la chaleur par évaporation, par rayonnement vers la voûte céleste et par valorisation de l'inertie du sol seront particulièrement détaillés. Dans cet état de l'art les avantages, inconvénients et potentiels de rafraîchissement liés aux différentes techniques sont identifiés ce qui permet de proposer un nouveau système. Ce système de rafraichissement tire profit en parallèle de l'évaporation, de l'inertie du sol et du rayonnement vers le ciel. L'étude de ce système fait l'objet de ce doctorat.

Ce nouveau système est constitué d'un réservoir poreux placé à l'extérieur et d'un réservoir de stockage placé dans le vide sanitaire. La dissipation de chaleur effectuée par ces réservoirs permet de maintenir frais un volume d'eau pouvant être utilisé pour extraire si besoin la chaleur du logement à travers un échangeur de chaleur (planchers rafraîchissant par exemple).

Le phénomène d'évaporation est exploité au niveau du réservoir poreux (en terre cuite) que l'on remplit d'eau. La terre cuite étant un milieu poreux, une partie de l'eau traverse la paroi du réservoir et s'évapore à la surface extérieure refroidissant ainsi le restant de l'eau contenue dans le réservoir. L'objectif de ce deuxième chapitre est d'une part d'évaluer les performances évaporatives d'un réservoir poreux (évaporateur) rempli d'eau et d'autre part de déterminer une géométrie et un matériau approprié pour réaliser cet évaporateur. Pour cela, un modèle numérique permettant de simuler les transferts de chaleur et de masse intervenant au sein de la paroi poreuse a été développé puis comparé à des mesures expérimentales. Ce modèle est ensuite utilisé pour évaluer l'impact de certaines caractéristiques du réservoir poreux sur les performances évaporatives ce qui permet de choisir le réservoir idoine.

Le troisième chapitre décrit la mise en place et les résultats expérimentaux d'une campagne de mesure visant à tester les performances du système sur une habitation à échelle réelle. L'objectif de cette campagne est d'observer le comportement et mesurer le potentiel de refroidissement des différents composants et du système global.

Le quatrième chapitre décrit la modélisation globale du système de rafraîchissement. Le modèle développé avec Modelica Dymola simule le comportement thermique et hydrique du système. Le modèle est calibré par méthodes inverses sur les mesures de la campagne expérimentale.

Le cinquième et dernier chapitre de cette thèse propose l'évaluation saisonnière des performances du système de rafraîchissement installé sur une habitation. Le modèle du système est ici couplé à un modèle de bâtiment. Des simulations numériques sur l'ensemble de la saison sont effectuées permettant d'évaluer le potentiel saisonnier du système et son impact en termes de confort intérieur dans le bâtiment. La mise en place de ce modèle global permet de plus d'effectuer des études paramétriques sur des variantes du système et d'optimiser son dimensionnement en fonction des conditions d'utilisation ou du climat. Ce modèle permet donc à moindre coût de tester la pertinence du système, de chacun de ses éléments et de proposer un dimensionnement idéal.

Chapitre 1

État de l'art des systèmes et stratégies de rafraîchissement de bâtiment basse consommation

Ce chapitre dresse l'état de l'art des différentes stratégies et systèmes de rafraîchissement basse consommation appliqués aux bâtiments, existant dans le commerce ou au stade de recherche. L'accent est mis sur les techniques de dissipation de chaleur dans des sources froides exploitables à proximité du bâtiment. Les systèmes évaporatifs, radiatifs et géothermiques sont en particulier détaillés. Cet état de l'art permet de comprendre les enjeux et contraintes de ce domaine puis de proposer un nouveau système utilisant en parallèle plusieurs sources et techniques de dissipation de chaleur. Ce système issu de l'analyse de l'état de l'art devrait permettre de résoudre certains inconvénients des systèmes existants et pourrait être une alternative intéressante.

Dans une première partie, en guise de préambule, quelques définitions utiles à la compréhension de ce travail sont données. On s'attache dans une deuxième partie à classifier les différentes techniques de rafraîchissement selon leurs modalité d'action (diminution des besoins, amortissement, extraction de chaleur). Les techniques de dissipation de chaleur sont détaillées dans une troisième partie, en particulier celles relatives à l'exploitation du phénomène d'évaporation, de l'inertie du sol et du rayonnement vers le ciel. L'étude des différents systèmes existants permet de proposer enfin dans une dernière partie un système innovant qui se veut simple, peu coûteux, performant et utilisant en parallèle différents modes de dissipation de la chaleur.

Le développement et l'utilisation du climatiseur à compression mécanique ont permis de compenser les problèmes de surchauffes dont souffrent les constructions récentes. En effet, ces dernières années ont vu se construire de nombreuses tours vitrées ou bâtiments très isolés dans lesquels les problématiques de confort d'été sont récurrentes. Avec l'objectif de réduction des consommations d'énergie, ce modus operandi n'est plus valable et doit être repensé. Ce travail de thèse a pour but de proposer un système de rafraîchissement de bâtiment innovant, peu consommateur, qui pourrait être une alternative au climatiseur. Ce premier chapitre est un état de l'art des techniques existantes et présente le système étudié dans cette thèse. Mais avant de rentrer dans le vif du sujet, attardons nous sur quelques définitions essentielles.

1.1 Définitions

1.1.1 Confort thermique

La notion de *confort thermique* est très complexe en raison de son caractère subjectif et des nombreuses interactions de l'homme avec son environnement. Les principaux facteurs influant sur le confort thermique sont :

- la température ambiante
- la température des parois environnantes
- l'hygrométrie de l'air
- la vitesse de l'air
- l'activité de la personne
- sa vêture

En général seule la température ambiante est considérée, c'est en effet un paramètre commode à mesurer et très influant sur le confort. La prise en compte des parois environnantes peut se faire en considérant une température dite "opérative". C'est une moyenne pondérée entre la température ambiante et la température des parois, sensée rendre compte des effets radiatifs entre le corps et les parois. L'humidité est en général l'autre critère pris en compte qui, avec la température, permet de définir des zones de confort (diagrammes de Givoni, Fanger). La température de confort estivale majoritairement partagée est de l'ordre de 25°C [AIT12]. La norme européenne NBN EN 13779 (2007) préconise une température de fonctionnement l'été entre 23 et 26°C. La valeur de 26°C sera utilisée dans ce travail pour quantifier l'inconfort et comme seuil pour déclencher les systèmes actifs de rafraîchissement.

1.1.2 Rafraîchissement

Le maintien d'un bon confort thermique pendant la période d'été peut nécessiter un besoin de "rafraîchissement". Différentes terminologies sont utilisées dans ce cas en fonction du niveau de service atteint. Selon l'Ademe [AIT12] on en distingue trois types :

- *Rafraîchissement* : Consiste à abaisser la température sans rechercher le maintien strict d'une température, mais plutôt en réalisant un abaissement de quelques degrés.
- *Climatisation* : Maintien d'une température contrôlée dans les locaux
- *Air conditionné* : Maintien d'une ambiance précise dans les locaux (température, hygrométrie, poussières).

1.1.3 Confort adaptatif

Le confort dans un bâtiment à air conditionné est simplement défini par un intervalle de température et d'humidité à respecter. Pour les bâtiments non climatisés, il est possible de faire appel à la notion de confort adaptatif. On considère dans ce cas que l'être humain joue un rôle actif dans la création des conditions de son confort et va s'adapter aux conditions extérieures. Il peut par exemple, en cas de surchauffe, modifier son habillement, augmenter la vitesse de l'air (ventilation naturelle), modérer son activité. Il peut ainsi grâce à ces adaptations accepter des températures supérieures aux limites habituellement admises pour les bâtiments climatisés.
Selon la norme EN15261, les températures opératives définissant la zone de confort peuvent varier en fonction de la température moyenne extérieure sur les derniers 24h et de l'usage fait des bâtiments.

Outre les valeurs associées à ces limites de confort, les terminologies abordées ici définissent clairement deux types de comportements pour le traitement de l'inconfort thermique. Le premier est un contrôle complet de l'ambiance intérieure avec de l'air conditionné, ce qui permet de n'avoir aucune variation thermique quelque que soit le coût énergétique. La seconde approche consiste à considérer que l'homme peut être acteur de son confort et peut s'adapter ponctuellement à des températures plus élevées que celle qui définissent son confort. Les solutions passives et systèmes de rafraîchissement basse consommation s'intègrent dans cette deuxième approche puisqu'ils vont permettre à moindre coût énergétique de diminuer la température ambiante de quelques degrés sans pour autant garantir une température de consigne fixe. Avec l'obligation de réduction de la consommation d'énergie et d'émission de gaz à effet de serre, la seconde approche est évidemment la plus souhaitable. C'est cette approche qui est suivie au cours de ce travail.

1.2 Stratégies et systèmes basse consommation pour éviter la surchauffe d'un bâtiment

1.2.1 Classification des stratégies et systèmes de rafraîchissement basse consommation

Un nombre importants de publications et d'états de l'art existent sur les solutions passives et basse consommation de rafraîchissement [SNM13], [RCG11], [AIT12]. Geetha et Velraj [GV12] proposent une classification en trois grands axes (présentée sur la figure 1.1) :

- Protection solaire et réduction des apports dans le bâtiment
- Amortissement du pic de température grâce à une inertie importante du bâtiment
- Dissipation du surplus de chaleur dans différentes sources froides disponibles à proximité du bâtiment

La dénomination "*passive*" est ambigüe dans la littérature. Certains auteurs considérant comme passifs des systèmes comprenant quand même une pompe ou un ventilateur (comme la classification proposée par Geetha et Velraj [GV12]). D'autre utilisent ce terme exclusivement pour les techniques n'ayant besoin d'aucune énergie extérieure. Dans ce document, les techniques n'ayant recours à aucune source d'énergie extérieure sont considérées comme *passives*, et les systèmes n'utilisant qu'un nombre limité de pompes ou ventilateurs sont considérés comme *basse consommation*.

On écarte de cet état de l'art les technologies de froids solaires (dont une grande partie sont répertoriées dans l'état de l'art de Sarbu *et al* [SS13]). En effet ce sont en général des

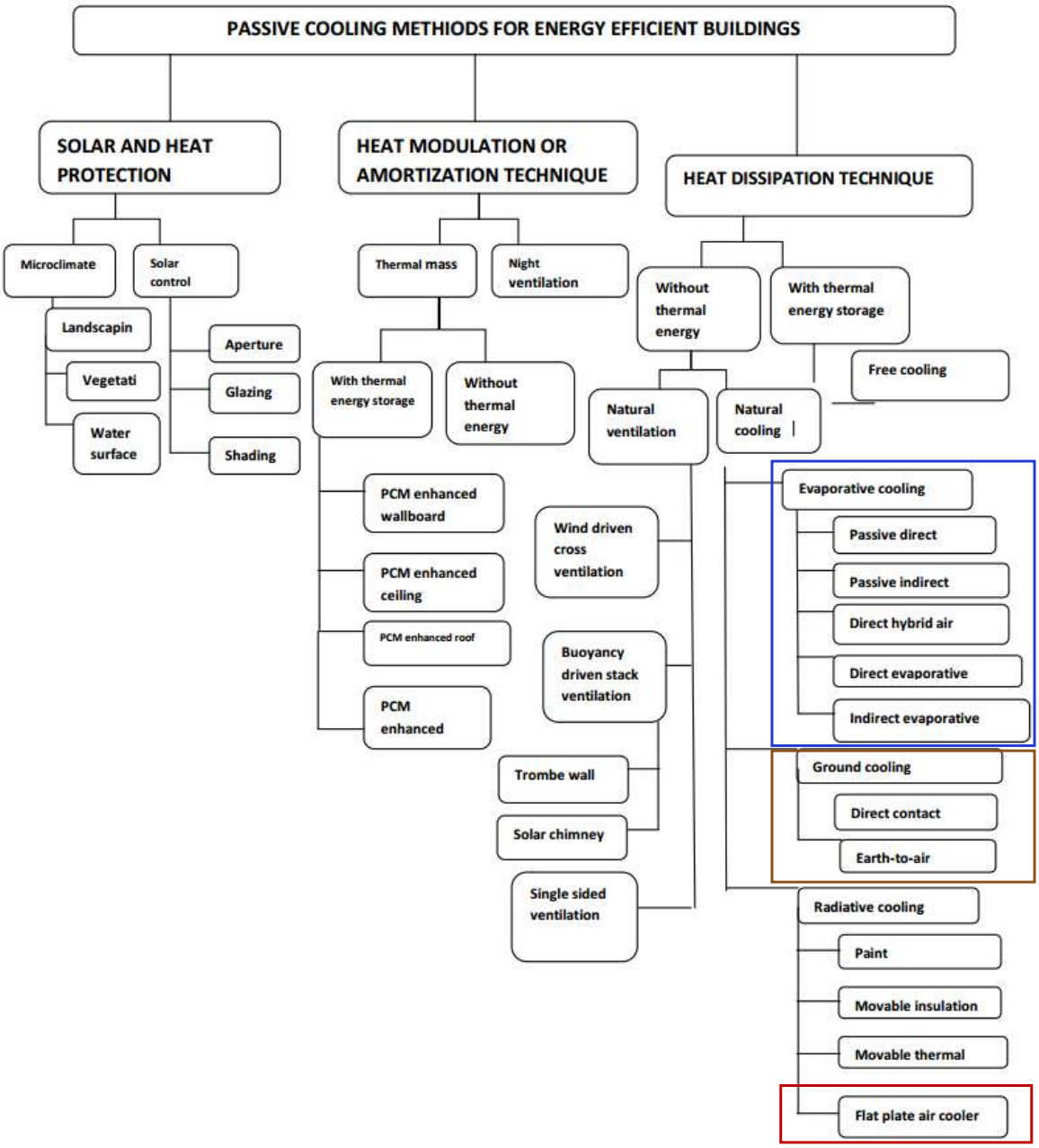


FIGURE 1.1 – *Classification des méthodes de rafraîchissement passives et basse consommation d'après Geetha et Velraj [GV12].*

systèmes de production de froid auxquels on couple un capteur solaire. Ainsi un climatiseur classique alimenté par un panneau photovoltaïque peut devenir un système solaire basse consommation. . .Il en va de même pour les installations thermoélectriques ou encore les machines à absorption.

Cet état de l'art se focalise particulièrement sur les techniques de dissipation de chaleur par évaporation, par le sol et par rayonnement vers le ciel (encadrées dans la figure 1.1) qui sont en lien directs avec le système proposé dans cette thèse. Mais en préambule de ce

travail, un passage en revue concis des solutions passives permettant de limiter l'utilisation de systèmes de rafraîchissement est proposé. En effet, ces solutions doivent être prioritaires dans la conception du bâtiment. L'utilisation d'un système de rafraîchissement apparait dans un second temps lorsque les solutions passives ne sont plus suffisantes et qu'il est nécessaire d'extraire de la chaleur du bâtiment pour éviter la surchauffe.

1.2.2 Solutions passives pour diminuer les besoins de rafraîchissement

Les principaux leviers d'actions donnés par Geetha et Velraj et complétés par les différents états de l'art [RCG11], [AIT12] sont les suivants :

- *Limiter l'îlot de chaleur urbain* :
  Favoriser la présence d'espaces naturels, parcs, forêts ou plans d'eau qui limitent l'îlot de chaleur urbain

- *Protéger le bâtiment des apports solaires* :
  Des casquettes et brises soleil peuvent être utilisés à cet effet. Fixes, ils sont dimensionnés pour laisser passer le rayonnement direct l'hiver quand le soleil est bas et le stopper l'été. Les volets sont aussi des protections solaires efficaces dont la gestion par l'usager aura un impact important sur la réduction des besoins de climatisation.

- *Limiter la transmission d'énergie à travers les fenêtres* :
  L'utilisation de vitrages à faible facteur solaire permet d'empêcher une partie du flux solaire incident sur la fenêtre de pénétrer à l'intérieur du bâtiment.

- *Enduits et toiture basse absorptivité* :
  Une faible absorptivité des parois permet d'éviter la surchauffe des parois extérieures. Si le bâtiment est bien isolé, ce dispositif n'a que peu d'impact.

- *Utiliser de matériaux inertiels dans la construction* :
  La présence d'éléments lourds dans le bâtiment (murs massifs en pierres ou terre ou des dalles en béton...) fait office de stockage thermique permettant d'amortir et déphaser le pic de chaleur. Cependant, même si le pic de chaleur est amorti, l'énergie chargée en journée se décharge dans le bâtiment la nuit.

- *Limiter des gains internes* :
  L'utilisation d'appareils électriques dans le bâtiment dégage de la chaleur. En période chaude il convient de les réduire au maximum.

- *Isoler thermiquement le bâtiment* :
  Une bonne isolation limite le flux de chaleur entre les parois extérieures réceptrices de rayonnement solaire (toit par exemple) et l'intérieur. Cette isolation peut devenir un inconvénient si une mauvaise gestion du bâtiment le met en surchauffe, il aura alors plus de difficultés à se refroidir.

Parmi ces solutions réduisant l'inconfort l'été, certaines peuvent devenir des inconvénients en fonctionnement hivernal puisqu'elles diminuent les apports solaires (vitrage à faible facteur solaire, enduit basse absorptivité...). D'autres, parmi ces solutions demandent une très bonne gestion de la maison et peuvent se révéler néfastes si elles ne sont pas intelligemment utilisées (masse thermique, isolation ...). Ainsi, on voit donc que l'utilisation de méthodes passives de rafraîchissement n'est pas aussi triviale qu'elle n'y parait et ne suffit généralement pas pour des climats chauds à maintenir le bâtiment à des températures confortables [SE13]. C'est pourquoi le recours à des systèmes actifs pour extraire l'énergie excédentaire est fortement apprécié en complémentarité de ces stratégies passives.

1.2.3 Dissipation de la chaleur excédentaire par des systèmes de rafraîchissement basse consommation

Chesnée [Che12] a montré que les sources de chaleur (rayonnement solaire, sol...) et de froids (ciel, air, sol) interagissants avec un bâtiment avaient de forts potentiels pour le chauffage et la climatisation dudit bâtiment. L'enjeu n'étant pas la quantité de chaleur ou de froid disponible mais comment l'exploiter efficacement. L'approche consistant à concevoir des bâtiments en lien avec leurs environnements et à valoriser l'exploitation de ressources locales se développe actuellement et porte le nom d'architecture bioclimatique ([CO06]).

Dans un état de l'art sur les systèmes de rafraîchissement Santamouris *et al* [SK13] explique que pour être exploitable, une source de froid (ou puits de chaleur) doit permettre de créer un écart de température suffisant avec le bâtiment à refroidir. Parmi les sources de froid exploitables autour du bâtiment, il propose l'inertie du sol, l'évaporation et l'air extérieur (la nuit). Chesnée [Che12] a aussi montré un potentiel intéressant du rayonnement vers le ciel, ce qui rejoint la classification de Geetha et Velraj [GV12]. On a donc 4 sources de froid exploitables à proximité des bâtiments pour dissiper la chaleur qui sont :

- Air extérieur (nuit)
- Rayonnement vers le ciel
- Évaporation
- Inertie du sol

Les prochains paragraphes aborderont en détails les principes physiques et les systèmes utilisant l'évaporation, l'inertie du sol et le refroidissement radiatif car ils sont utilisés par le système étudié dans cette thèse.
Bien qu'elles soient très intéressantes et efficaces, les méthodes de rafraîchissement par ventilation (de confort ou nocturne) ne sont pas abordées. Pour plus de détails et d'exemples de bâtiments utilisant la ventilation naturelle, se référer à l'état de l'art de Santamouris [SK13] et aux travaux de thèses de Fagianelli [Fag08].

1.3 État de l'art des systèmes de rafraîchissement basse consommation utilisant des sources de froid locales (rayonnement vers le ciel, évaporation, géothermie)

1.3.1 Refroidissement par échanges radiatifs avec le ciel

Principe physique

L'espace a une température extrêmement basse (proche du zero absolu) qui constitue un puits de chaleur important. L'atmosphère protège la Terre du vide de l'espace en limitant le refroidissement de celle-ci par rayonnement et permet ainsi de conserver sur Terre une température vivable. Le rayonnement émis par la terre (en grande longueur d'onde) est en effet absorbé à environ 90% par l'atmosphère, qui lui-même rayonne vers la terre et vers l'espace. Le flux net du rayonnement infrarouge à la surface de la terre est donc la différence entre le rayonnement émis par la terre et le rayonnement reçu de l'atmosphère. Étant donné que l'atmosphère est plus froid que la terre, ce flux net provoque un refroidissement que l'on appelle communément *refroidissement radiatif*. Le refroidissement radiatif est d'ailleurs à l'origine de la rosée matinale et des gelées blanches.

Pour prendre en compte ce rayonnement, il est courant d'associer à l'atmosphère une température apparente appelée température du ciel permettant d'écrire le l'émittance totale de l'atmosphère sous la forme (1.1). Ainsi le flux net surfacique échangé en grande longueur d'onde par une surface horizontale terrestre considérée comme un corps gris à l'émissivité ϵ peut s'écrire selon la formulation (1.2).

$$M_{ciel} = \sigma T_{ciel}^4 \tag{1.1}$$

$$\Phi_{S,net} = \epsilon\sigma(T_{ext}^4 - T_{ciel}^4) \tag{1.2}$$

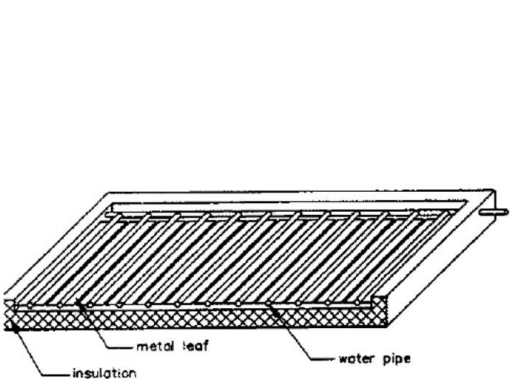
Pour connaitre l'intensité de ce rayonnement, il est possible de le mesurer avec un pyrgéomètre ou d'utiliser un des nombreux modèles empiriques ou semi-empiriques permettant de calculer la température ou l'émissivité apparente du ciel. Il existe cependant une grande disparité entre les différents modèles disponibles [MC11]. Pour ce travail le modèle de Martin et Berdhal [MB84] est utilisé.

$$T_{ciel} = T_{ext}(0.711+5.6.10^{-3}(T_{rosée}-273.15)+7.3.10^{-5}(T_{rosée}-273.15)^2)^{1/4} \quad \text{T en K} \tag{1.3}$$

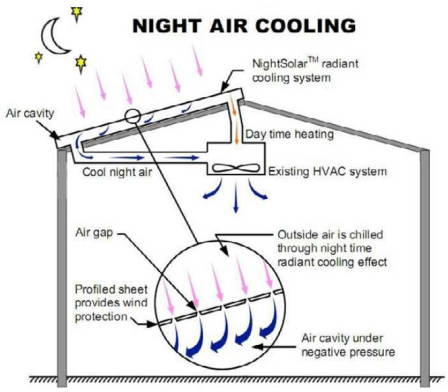
Le rayonnement vers le ciel est aussi dépendant de l'humidité relative de l'air [MC11]. Cette dépendance est prise en compte dans la corrélation de Martin et Berdhal à travers le terme de température de rosée. De plus, la présence de nuage diminue nettement le rayonnement vers le ciel. Il est alors conseillé d'introduire un indice de clarté dans les modèles pour prendre en compte la couverture nuageuse. La couverture nuageuse reste cependant difficile à évaluer et les incertitudes autour de cet indice sont très importantes.

Systèmes de rafraîchissement exploitant le refroidissement radiatif

Dans un état de l'art très complet, Lu *et al* [LXW+16] recensent l'ensemble des publications et systèmes expérimentaux sur ce sujet. Ces systèmes utilisent en général un fluide caloporteur (soit l'air, soit l'eau) et le font passer au contact d'une surface émissive orientée vers le ciel. Pour les systèmes à eau, le composant rayonnant appelé radiateur est semblable à un capteur solaire thermique non vitré avec des tubes métalliques posés sur une surface conductrice isolée. Des rebords permettent de limiter la convection (figure 1.2 a)).



(a) Radiateur hydraulique pour refroidissement radiatif [EE00]



(b) Capteur aéraulique en toiture pour exploitation du refroidissement radiatif [HBM12]

FIGURE 1.2 – *Exemples de systèmes de rafraîchissement utilisant le ciel comme source froide*

Pour les systèmes à air, un flux d'air est refroidi au contact de la surface radiative froide avant d'être insufflé dans le bâtiment. Cette surface peut simplement être la toiture (figure 1.2 b)).

Sur la quarantaine de publications reportées par Lu *et al*, il apparait que la puissance de refroidissement de ces systèmes est comprise entre 40 et 60 W/m^2. La surface émissive peut atteindre des températures de 10 à 15°C inférieures à l'air ce qui permet de refroidir l'eau ou l'air de 2 à 8°C en dessous de la température ambiante.

Bilan

Le rafraîchissement radiatif montre un potentiel avec des puissances de refroidissement possibles de l'ordre de 50 W/m^2. Ce refroidissement peut être limité par une couverture nuageuse ou un taux d'humidité important. Ces techniques sont donc particulièrement efficaces dans les climats secs.

1.3.2 L'évaporation pour le rafraîchissement de bâtiment

Description physique du phénomène d'évaporation

Équilibre des phases : Le processus d'évaporation d'un corps pur intervient pour maintenir l'équilibre entre une phase liquide et une phase gazeuse. D'après la relation de Gibbs l'équilibre thermodynamique d'un corps en présence de deux phases peut se décrire simplement à partir d'une grandeur intensive (P,T). Autrement dit, pour de l'eau liquide en présence de vapeur, si on fixe la pression de vapeur, l'équilibre ne peut être obtenu qu'à une température donnée. Inversement, la pression de vapeur à l'équilibre est donc une fonction de la température. Cette pression s'appelle la pression de vapeur saturante $P_{v,sat}$, elle dépend uniquement de la température. Le processus d'évaporation ou de condensation permet de maintenir l'équilibre entre les phases en augmentant ou diminuant la pression de vapeur de la phase gazeuse. Dans ce travail, la formulation simplifiée de Rankine est utilisée pour calculer la pression de vapeur saturante (avec T en Kelvin).

$$ln(P_{v,sat}(T)) = 13.7 - \frac{5120}{T} \tag{1.4}$$

Diffusion : D'après les lois de diffusion de Fick, un transfert de matière se met en place de la plus forte concentration vers la plus faible dès lors qu'il existe un gradient de concentration dans un milieu.

Ainsi, si on place de l'eau liquide dans un volume d'air sec, l'évaporation va se produire pour maintenir l'équilibre des phases (liquide vapeur). Un gradient de concentration de vapeur se créé dans l'air et provoque un transfert de vapeur depuis la zone à forte concentration (interface liquide/vapeur) vers les zones à plus basse concentration (environnement). Pour maintenir l'équilibre à l'interface et une pression de vapeur égale à la vapeur saturante, l'évaporation se poursuit. Le processus continue jusqu'à ce que le milieu gazeux soit à isoconcentration (et égale à la pression de vapeur saturante), ou que l'eau liquide soit toute évaporée.

Par exemple, dans une enceinte parfaitement isolée, imperméable et remplie d'air humide à 50% d'humidité et à 25°C, on ajoute 2 g d'eau liquide à 25°C (cet exemple est illustré sur la figure 1.3). Pour garder l'équilibre des phases, l'eau liquide s'évapore. L'énergie absorbée pour ce changement d'état (aussi appelée chaleur latente) est considérable ($2.46.10^6$ J/kg à 25°C). Ainsi la vaporisation de 2 g d'eau va diminuer la température de l'air humide (chaleur sensible) de plus de 4°C. La transformation décrite dans cet exemple est également représentée sur le diagramme de l'air humide. On peut voir l'évolution de l'air humide entre son

état initial (10 g/kg, 25°C) et son état final (12 g/kg, 20.8°C) en suivant une isenthalpe.

Le diagramme de l'air humide permet de voir aussi qu'un gramme de plus d'eau liquide aurait pu être évaporé dans cette enceinte. L'équilibre aurait été atteint pour une température de 18°C et une humidité relative de 100%. La température atteinte à l'issu d'un processus adiabatique de saturation de l'air se nomme "température de saturation adiabatique". Pour des mélanges d'air et de vapeur, il est relativement courant de considérer que cette température est égale à la température mesurée par un thermomètre couvert par un textile humide dite "température humide".

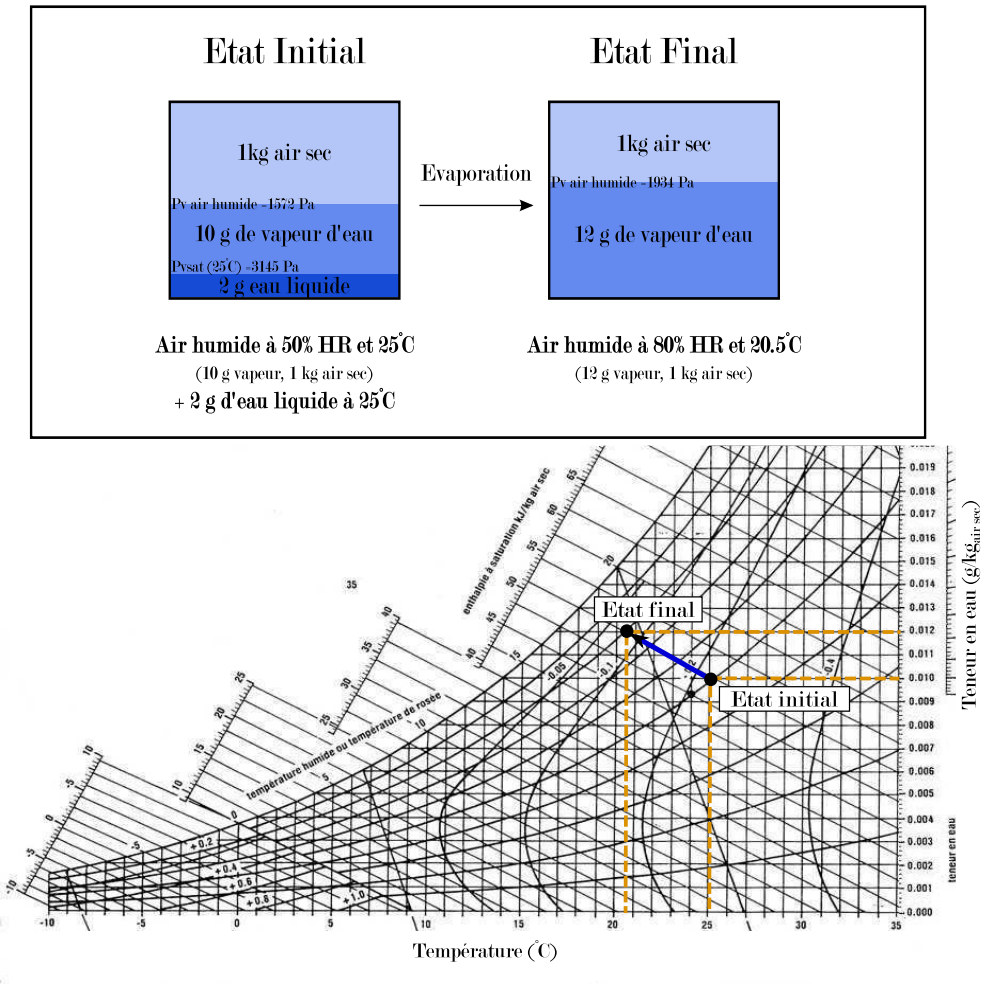


FIGURE 1.3 – *Exemple du principe de rafraîchissement par évaporation et illustration sur le diagramme de l'air humide*

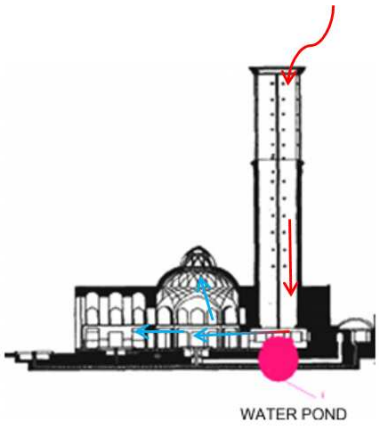
L'évaporation d'une quantité d'eau très faible permet donc de refroidir de façon significative son environnement. C'est ce phénomène qui est à l'œuvre avec la transpiration et qui permet de maintenir le corps humain à une température adéquate en cas de forte chaleur. L'utilisation de l'évaporation comme source de froid pour réguler la température d'un bâtiment est donc une voie intéressante.

Utilisation historique du rafraîchissement de bâtiment par évaporation

Cette technique est présente dans l'architecture traditionnelle de régions aux climats chauds et secs du pourtour Méditerranéen et du Moyen Orient sous différentes formes. On trouve par exemple des utilisations très simples qui consistent simplement à placer des fontaines au milieu de jardins (exemple de l'Alhambra à Grenade figure 1.4 a). D'autres constructions plus sophistiquées comme les tours à vent sont présentes dans l'architecture iranienne. Il s'agit de bâtiments sur lesquels est installée une haute tour ouverte qui va canaliser une partie du vent et diriger ce flux d'air vers des bassins d'eau intérieurs favorisant l'évaporation et le rafraîchissement de l'intérieur du bâtiment [SHSS12] figure 1.4 b et c.

(a) Bassins et fontaines dans une cour intérieure de l'Alhambra (Grenade, Espagne)

(b) Tour à vent traditionnelle (Iran)



(c) Schéma de fonctionnement d'une tour à vent iranienne avec évaporation[SHSS12]

Figure 1.4 – *Exemple d'utilisation de l'évaporation pour le rafraîchissement de bâtiment dans l'architecture traditionnelle*

Répandu dans l'architecture vernaculaire, l'utilisation de l'évaporation pour le rafraîchissement des bâtiments renaît actuellement. Un grand nombre de systèmes sont aujourd'hui utilisés ou en cours de développement. Les plus importants sont abordés dans ce travail.

Rafraîchissement de l'enveloppe d'un bâtiment par évaporation

Ces techniques consistent à limiter l'échauffement des surfaces extérieures du bâtiment en les maintenant humides. Le phénomène d'évaporation maintient la température de l'enveloppe en dessous de la température extérieure et limite la surchauffe à l'intérieur du bâtiment.
En toiture, l'exemple le plus connu est la toiture végétalisées. L'humidité du substrat, l'évapo-transpiration et la photosynthèse contribuent à réduire en journée la température d'un bâtiment ayant ce type d'installation. Dans une expérience à échelle réelle menée sur

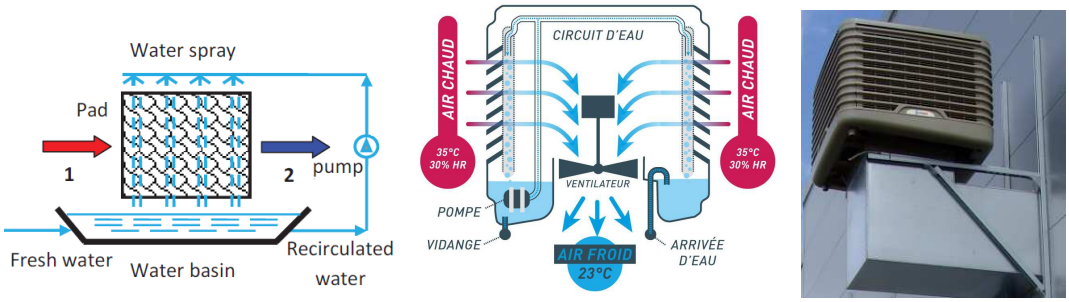
un bâtiment à Shanghai, He *et al* [HYDY16] montrent qu'une épaisseur végétale de 15 cm permet de réduire de 5°C la température à l'intérieur du bâtiment. Sur le même principe mais demandant moins d'entretien, Shokri Kuehni *et al* [KBZWS16] proposent de placer en toiture un milieu poreux saturé en eau (sable) et montrent aussi des réductions de température de l'ordre de 5°C. Il existe enfin une grande variété d'exemples de simples bassins d'eau en toiture [STK11].
Sur les murs et surfaces verticales, les installations sont généralement plus légères, on trouve des systèmes de micro-canaux intégrés dans l'enduit extérieur qui injectent de l'eau directement dans l'enveloppe [Che11], des doubles peaux avec ventilation naturelle et brumisation d'eau dans la lame d'air [NDCP10], ou encore des systèmes qui font ruisseler de l'eau sur des surfaces extérieures (toiture ou mur).

Ces études montrent une nette réduction de la température intérieure avec l'utilisation de l'évaporation pour éviter la surchauffe de l'enveloppe d'un bâtiment. Cependant pour profiter de la fraîcheur de la paroi, une faible isolation est préférable, qui devient un inconvénient pendant la saison de chauffage. Aussi l'entretien de ces installations peut être contraignant (végétaux) et le sur-poids occasionné par exemple par un bassin en toiture impose une structure très robuste du bâtiment.

Pour ces différentes raisons, une approche consistant à bien isoler le bâtiment et extraire la chaleur excédentaire par des systèmes actifs est à privilégier.

Évaporation directe

Aujourd'hui, les systèmes les plus simples utilisant l'évaporation pour rafraîchir les bâtiment sont les systèmes à évaporation directe (aussi connue sous le nom de rafraîchissement adiabatique). L'idée ici est d'humidifier le flux d'air de ventilation entrant dans le bâtiment. L'humidification se fait généralement par brumisation ou en faisant passer le flux d'air à travers une matrice poreuse saturée en eau (appelée *pad*).



(a) [PUT+15] (b) [Coo15] (c) [Air16]

FIGURE 1.5 – *Illustration et principe de fonctionnement de systèmes de rafraîchissement par évaporation directe*

L'air en traversant le pad suit la transformation adiabatique illustrée sur la figure 1.3. La température minimale atteinte est la température de saturation adiabatique. En pratique l'air atteint rarement la complète saturation. L'efficacité de ces systèmes est évaluée comme un pourcentage de la diminution de température atteinte (entre l'entrée et la sortie) par rapport à la diminution de température maximale. Cet indicateur est le "Wet bulb efficiency (WBE)" et se situe généralement entre 70 et 90%. Guan *et al* [GBB15] ont montré dans leurs travaux que l'utilisation d'un système à évaporation directe pouvait permettre pour des climats comme celui de Brisbane (Australie) de maintenir le bâtiment à une température

confortable 95% du temps. Par contre si l'humidité est ajoutée comme critère de confort, les performances du système sont clairement dégradées (diminution de 42% pour Brisbane).

L'évaporation directe est une technique simple et mâture (de nombreux produits sont déjà commercialisés). Elle pâtit cependant d'un défaut considérable du fait qu'elle introduit une quantité importante de vapeur d'eau dans le bâtiment. Pour pallier à ce problème, les systèmes à évaporation indirecte ont été développés.

Évaporation indirecte

Pour ces systèmes, on a deux flux d'air distincts. Dans le premier flux, qu'on appelle flux de travail, l'air est humidifié et donc refroidi. Ce flux d'air va absorber la chaleur d'un autre flux d'air (flux utile) grâce à un échangeur avant d'être rejeté à l'extérieur. L'air du flux de travail est en générale extrait du bâtiment. Le flux d'air utile provenant de l'extérieur se rafraîchit dans l'échangeur grâce au flux de travail puis est injecté dans le bâtiment. Les transformations de l'air humide pour les deux flux sont représentées sur un diagramme psychométrique (figure 1.6). Pour le flux de travail, on a l'étape d'humidification (1-2) et d'échange de chaleur (2-4) tandis que pour le flux utile, sa température diminue dans l'échangeur de chaleur (4-5).

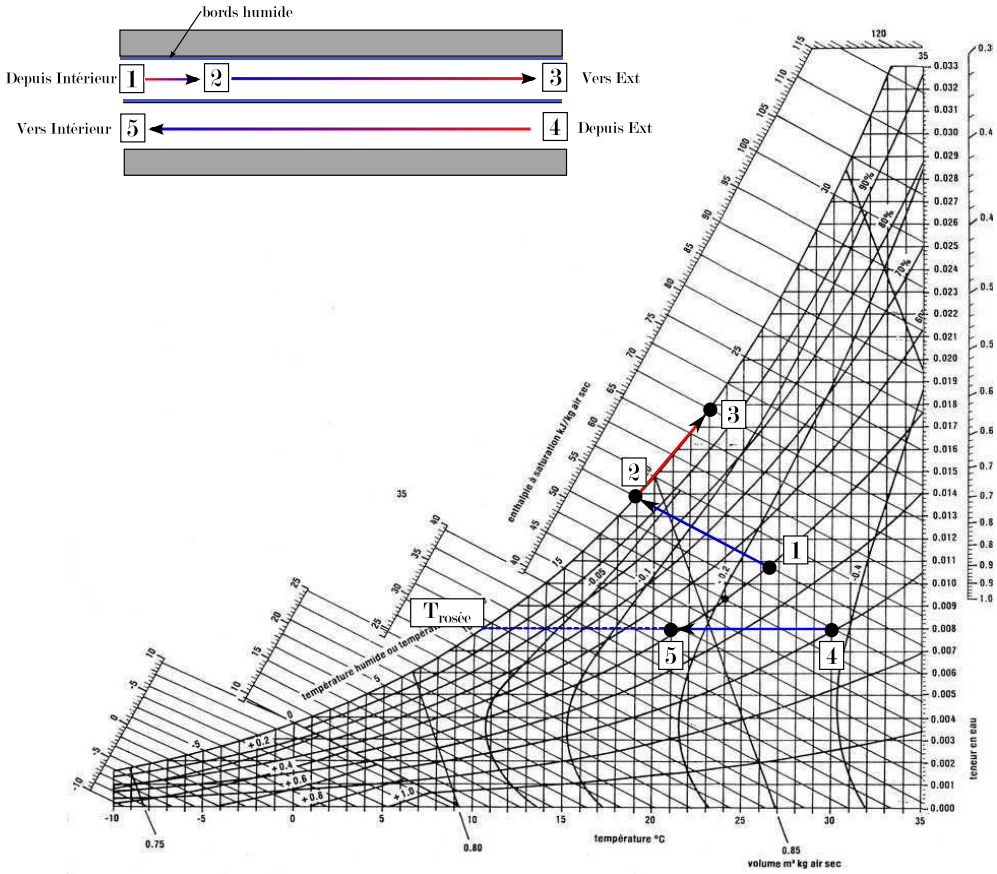


FIGURE 1.6 – *principe de l'évaporation indirecte et illustration sur le diagramme de l'air humide*

Le nombre de publications et d'états de l'art sur ce sujet révèle un dynamisme et un engouement de la communauté scientifique pour cette application. Les principaux travaux sont répertoriés dans deux états de l'art très complets [DZZ+12] et [PUTS16]. Les nombreuses études expérimentales reportées montrent que ces systèmes offrent des "Wet Bulb Efficiency" généralement compris entre 70 et 90%. On voit d'ailleurs sur la figure 1.6, que comme pour l'évaporation directe, la température de saturation adiabatique constitue un minimum pour la température de sortie. Le COP mesuré pour ces systèmes se situent entre 6 et 10 [DEJP10], [MARS01].
Avec des géométries astucieuses d'échangeurs (recirculation d'air, mise en série...) de nouveaux systèmes apparaissent, dont la température d'air en sortie se rapproche désormais de la température de rosée. Les plus connus sont :

- Dew point indirect evaporative cooling
- Evaporation indirecte à régénération
- Cycle Maisotsenko

Le détail des géométries de ces nouveaux systèmes est disponible dans l'état de l'art de Porumb *et al* [PUT+15]. Ces géométries permettent d'afficher des WBE supérieures à 100%. Le critère pertinent devient dorénavant le "Dew Point Efficiency (DPE)" qui a l'instar du WBE, fait le ratio entre l'écart de température atteint par le système et l'écart de température entre la température sèche et le point de rosée. Par exemple, les performances de deux études expérimentales sur des dew point evaporative coolers, Bruno [Bru11] et Duan [Dua11] atteignent des WBE entre 60 et 130 %, des DPE entre 50 et 85% et des COP variants entre 3 et 20.
Les nouvelles géométries permettent d'abaisser la température de sortie de l'air mais ajoutent aussi des pertes de charges au circuit (ajout de coudes, conduites, échangeurs) qui peuvent nuire aux performances du système. Il y a donc un compromis à trouver entre la diminution de température à la sortie et les pertes de charges du circuit.

L'évaporation indirecte offre de très bonnes performances et bénéficie actuellement d'un dynamisme important. Elle permet d'offrir des puissances de rafraîchissement importantes avec des COP très élevés. Les inconvénients de cette technique sont la complexité de l'échangeur, les pertes de charges et sa dépendance à l'humidité extérieure qui rend ce type de système peu efficace dans les climats chauds et humides.

Pour améliorer les performances, il est courant de voir l'association en série d'un système à évaporation indirecte avec un système à évaporation directe [Jai07],[HBDE09].

Systèmes à dessication

Pour pouvoir tenir une température de consigne et garantir une puissance de rafraîchissement avec une technique évaporatives quelles que soit les conditions extérieures (en particulier en cas d'air extérieur très humide), il est possible d'utiliser des sels ou solutions liquides qui vont déshumidifier le flux d'air en amont du système. Le flux d'air suit ensuite un cycle de transformation de type évaporation indirecte avant d'être admis dans le bâtiment. Pour garder son pouvoir ad/bsorbant d'humidité, le milieu dessicant doit être régénéré en permanence et pour cela il a besoin d'être chauffé. Il est courant d'utiliser une source solaire thermique faisant passer ce système dans la catégorie des systèmes de froid solaire. Un grand nombre de configurations est possible comme l'atteste l'état de l'art de Mohammada *et al* [MMS+13]. Les plus courantes sont les roues dessicantes [Bou08],[Maa06]. Elles montrent de bonnes performances, mais la grande complexité et le prix très élevé de ces systèmes sont des freins majeurs à leur développement.

Utilisation de milieux poreux comme surface évaporative

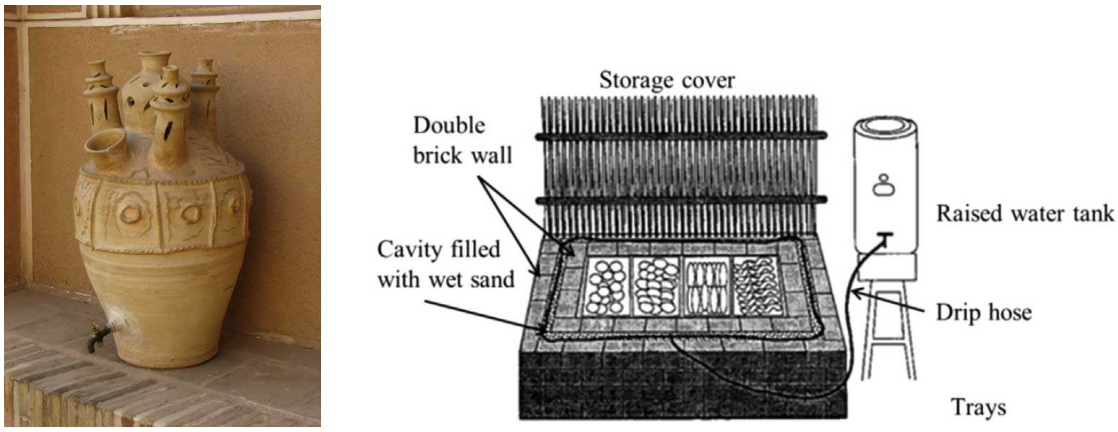
Les milieux poreux (textiles, sables, papiers, terres cuites) sont très pratiques et beaucoup utilisés dans les applications de froid évaporatif pour différentes raisons :

- Ils permettent d'offrir des surfaces d'échanges importantes entre le liquide et l'air.
- Les surfaces d'échanges peuvent être verticales. En effet, la paroi poreuse va retenir l'eau dans ses pores.
- Auto remplissage. Par capillarité, le milieu poreux peut puiser de l'eau dans un réservoir et maintenir la surface d'échange avec l'extérieur constamment humide sans faire appel à une pompe mécanique.

Dans les systèmes à évaporation directe ou indirecte, l'étape d'humidification se fait généralement en traversant un échangeur constitué d'une matrice de feuilles de cellulose imbibées d'eau. Cet échangeur poreux propose une grande surface d'échange eau/air en limitant les pertes de charges.

Parmi les milieux poreux traditionnellement utilisés pour l'évaporation, on trouve aussi la terre cuite. Ce matériau est peu couteux, très répandu et fabriqué à partir de matières premières inépuisables (l'argile). La terre cuite n'est pas appropriée pour faire un échangeur compact mais ses propriétés structurelles lui permettent d'être à la fois un réservoir et une surface évaporative.

La terre cuite est traditionnellement utilisée dans les régions méditerranéennes pour maintenir un stock d'eau fraîche. Appelé gargoulette ou alcaraza, il s'agit d'un récipient en terre cuite (jarre) dont la paroi poreuse permet l'évaporation et donc le refroidissement de l'eau restant à l'intérieur. Un exemple est illustré sur la figure 1.7.



(a) Exemple d'alcaraza (b) Schéma de principe d'un réfrigérateur en terre cuite [IM03]

FIGURE 1.7 – *Exemples de systèmes de rafraîchissement traditionnels en terre cuite pour le refroidissement d'eau (a) et la conservation des aliments (b)*

Les récipients en terre cuite sont également utilisés dans les pays du Sahel ou du Moyen Orient pour conserver de la nourriture en faisant office de réfrigérateur. Le réfrigérateur est constitué par deux récipients en terre cuite emboités l'un dans l'autre. L'interstice est rempli de sable saturé en eau et alimenté en continu. Comme pour les gargoulettes, l'eau traverse les parois poreuses, s'évapore au contact de l'air et maintient la nourriture fraîche. L'état de l'art de Islam et Moritumo [IM03] montre que ces réfrigérateurs sont encore utilisés et font

actuellement l'objet d'optimisations.

De nouveaux systèmes de rafraîchissement utilisant ce matériau apparaissent aujourd'hui. Par exemple, la terre cuite peut être utilisée comme mur froid rayonnant pour rafraîchir des ambiances extérieures. Dans ce cas on a un mur en terre cuite dont la base repose dans un bac d'eau. L'eau est aspirée par capillarité dans la terre cuite et s'évapore à sa surface offrant une surface froide dont la proximité est agréable en cas de fortes chaleurs [CLL15],[HH10]. Ibrahim *et al* proposent un système ressemblant à l'évaporation directe en plaçant des briques pleines d'eau dans le flux d'air de ventilation [ISR03]. Ils mesurent des puissances de rafraîchissement allant de 60 à 220 W/m^2 et remarquent un impact de la porosité du milieu poreux sur les performances évaporatives.

Bilan

A la lecture de cet état de l'art, on peut voir que les techniques de rafraîchissement par évaporation sont aujourd'hui en plein développement et offrent des potentiels prometteurs. Les puissances fournies peuvent être importantes avec des systèmes relativement compacts. Ces techniques sont par contre conditionnées par l'usage d'un système de ventilation par insufflation et peuvent difficilement être couplées avec un stockage. Enfin, et sauf pour les systèmes à dessication, l'évaporation dépend fortement du taux d'humidité extérieur et ces systèmes sont donc plus performants dans les climats chauds et secs.

Les milieux poreux sont couramment utilisés comme interface entre le liquide et l'air. Des puissances de refroidissement conséquentes ont été mesurées pour des réservoirs en terre cuite soumis à un flux d'air montrant que son utilisation peut être pertinente pour refroidir l'air mais aussi l'eau contenue à l'intérieur. Un impact des propriétés de la terre cuite sur les performances a été souligné dans les travaux de Ibrahim *et al* [ISR03]. Cet aspect qui paraît important est pourtant quasi inexistant dans tous les travaux traitant de terre cuite pour des applications de froid évaporatif. Il serait donc intéressant d'étudier l'impact des propriétés micro-structurelles d'une terre cuite sur l'évaporation pour permettre de guider le choix d'un matériau adéquat.

1.3.3 L'inertie du sol

Principe physique

Depuis le centre de la terre, la température du sol diminue en se rapprochant de la surface. Pour les profondeurs importantes, la température du sous-sol est constante au cours du temps. A l'inverse, le température de la couche de terre à proximité de la surface (0 à 10 m) est variable et dépendante de l'évolution saisonnière de la température du sol à la surface extérieure. Le milieu extérieur par l'effet du vent, du rayonnement, de l'air extérieur va extraire ou apporter de la chaleur au sol (voir figure 1.8). Par conduction, l'impact du milieu extérieur se répercute sur les couches plus profondes du sol. Plus la profondeur est importante plus les variations sont amorties et déphasées. On considère qu'à partir d'une dizaine de mètres, la variation de température extérieure n'est plus visible et la température du sol est considérée constante et égale à la moyenne annuelle de la température du sol à la surface. Ces températures sont évidemment dépendantes de la nature du sol et de sa saturation en eau, ce qui complique généralement les études sur les sous-sol.

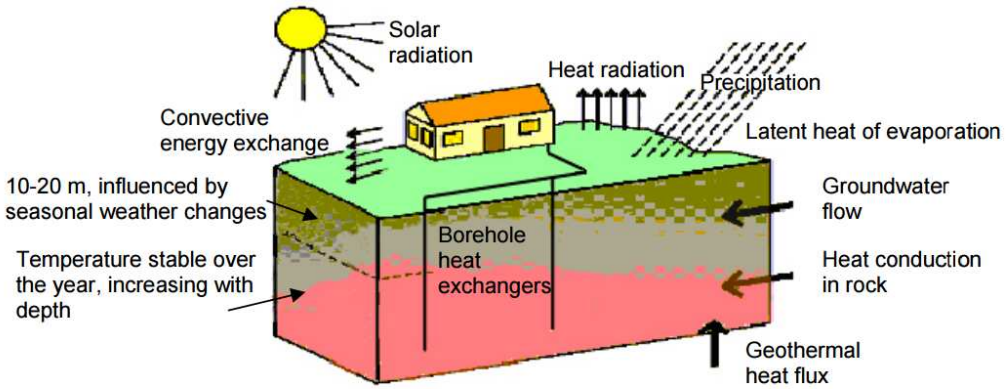


FIGURE 1.8 – *Schéma descriptif des interactions du sous-sol avec le milieu extérieur et le sous-sol profond*

Ainsi, au cours de l'année, la température du sol à quelques mètres de profondeur reste relativement stable et bien inférieure à la température de l'air relevée pendant l'été. La figure 1.9 issue de la thèse de Moch [Moc14] présente l'évolution théorique de la température du sol à Chambéry en fonction de la profondeur pour 4 mois de l'année.

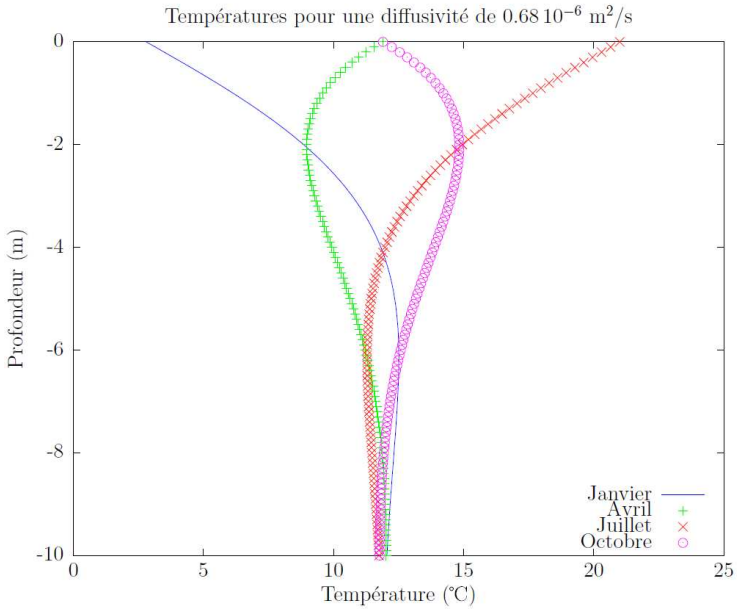


FIGURE 1.9 – *Évolution théorique de la température dans le sous-sol en fonction de la profondeur pour différents mois de l'année (localité Chambéry)*

On peut observer qu'à partir de 6 m de profondeur la température du sol est presque constante au cours de l'année. La température du sol à 2 m de profondeur varie entre 9 et 15°C. On voit bien le déphasage et l'amortissement en fonction de la profondeur et de la saison. L'inertie du sol permet donc un stockage inter-saisonniers de chaleur ou de

froid exploitable l'hiver pour des applications de chauffage et l'été pour des applications de rafraîchissement.

Utilisation directe de la fraîcheur du sol

L'utilisation directe de la fraîcheur du sol consiste à mettre en contact directement le bâtiment à refroidir avec le sol. Les exemples les plus connus sont les bâtiments semi-enterrées ou troglodytes. Leur température est régulée par l'inertie du sol environnant ce qui permet de ne pas souffrir de la chaleur l'été. Cette configuration est en revanche compliquée à gérer l'hiver puisque la température du sol est en général inférieure à la température souhaitée dans le bâtiment. Le contact direct avec un sol humide peut de plus entrainer des problèmes d'humidité dans le bâtiment.
Pour ces raisons, les maisons actuelles sont généralement équipées de vide sanitaire qui constitue un espace tampon entre le sol et le plancher isolé de la maison. Il est en général plus pertinent d'avoir des systèmes basses consommation qui exploitent l'inertie du sol au moment souhaité sans faire de compromis sur l'isolation.

Puits canadien/provençal

Ce système consiste simplement à enterrer des conduites aérauliques dans le sol et d'y imposer un flux d'air que l'on injecte ensuite dans le bâtiment. Le flux d'air au contact du sol se refroidit, ce qui permet d'insuffler de l'air frais à l'intérieur du bâtiment (cf figure 1.10).

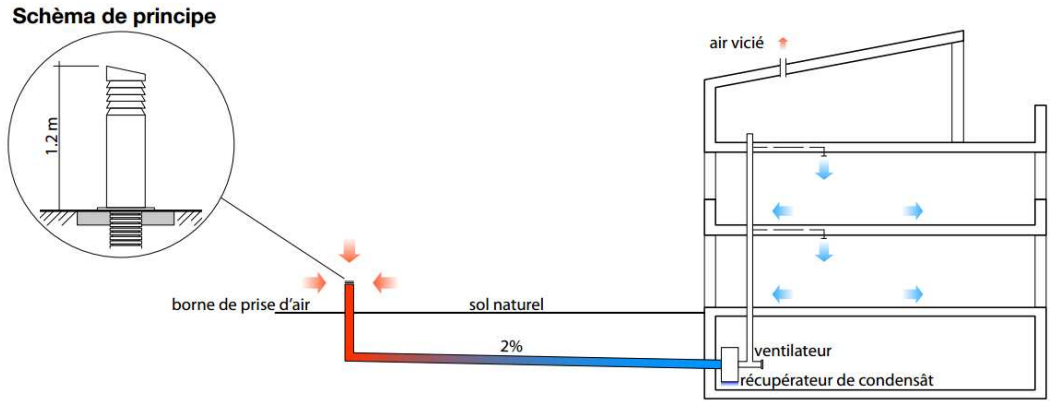


FIGURE 1.10 – *Schéma de principe d'un puits canadien [NE12]*

Les performances des puits canadiens dépendent évidement de la géométrie de l'installation (surface d'échange air/sol...), du débit d'air, de la profondeur d'enfouissement, de la nature du sol...[MSA94]. De très nombreuses études et installations expérimentales reportées dans l'état de l'art de Santamouris *et al* [SK13] ont permis d'étudier ce système. Par exemple, le tableau extrait des résultats l'annexe 28 de L'IEA [AiBP97], donne les performances d'un système dont la conduite de 0.2 m de diamètre est enterrée à 2.5 m de profondeur, avec une longueur de 30 m, un débit de 250 m^3/h et différents climats.

La puissance froide varie de 6 à 30 W/m de conduite ou 9 à 50 W/m^2 de surface d'échange sol/air en fonction de la température extérieure et de la localisation. Le potentiel est nettement plus important pour les climats continentaux ayant des hivers rigoureux permettant de bien recharger le sol.

TABLE 1.1 – *Résultats des performances de puits canadiens pour différents climats [AiBP97]*

$\Delta T = T_{ext} - T_{sortie}$(°C)		T_{ext}							
P : Puissance froide (W)		15°C		20°C		25°C		30°C	
Localisation	$T_{moy,annuelle}$	ΔT	P	ΔT	P	ΔT	P	ΔT	P
Rome	14.5	2.2	181	2.4	198	5.1	420	8.2	676
Marseille	14.3	1.9	157	2.4	198	5.0	412	7.8	643
Madrid	13.9	2.2	181	2.3	248	5.3	437	8.3	685
Zurich	9.0	2.4	198	5.3	437	8.3	684.8	11.2	924
Prague	8.0	2.7	223	5.9	487	9.1	750	11.8	973

La principale difficulté à traiter avec le puits canadien est l'apparition de condensation dans le conduit qui peut nuire au système et à la qualité de l'air insufflé dans le bâtiment. Ces technologies sont très simples et sont à présent mâtures. Ce système utilise l'air comme fluide caloporteur, ceci à l'avantage de la simplicité mais aussi l'inconvénient des problèmes de condensation. Il existe d'autres systèmes basses consommation à eau exploitants l'inertie du sol.

Échangeur géothermique couplé à un climatiseur

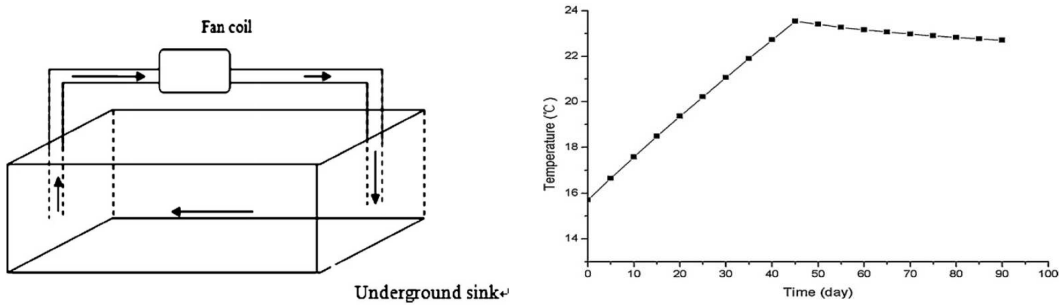
L'utilisation la plus commune de l'inertie du sol avec des systèmes hydrauliques est le couplage entre un climatiseur (une pompe à chaleur réversible est plus généralement utilisée) et un réseau hydraulique enterré. Même si l'utilisation d'un échangeur géothermique permet d'améliorer sensiblement les performances du climatiseur, le propos de cette thèse est de trouver une alternative aux systèmes de rafraîchissement par compression.

Utilisation directe (Free cooling)

L'exploitation du potentiel froid du sol peut se faire directement avec la circulation d'un fluide caloporteur entre un échangeur installé dans le sol dissipant de la chaleur et un échangeur placé dans le bâtiment absorbant la chaleur excédentaire du bâtiment. Certaines installations de pompes à chaleur permettent pour le rafraîchissement ce mode de fonctionnement qui bypass le compresseur. Cette technique s'appelle le freecooling ou geocooling. Pahud *et al* [PBC12] ont simulé une installation de ce type en Suisse pour refroidir des bureaux avec un forage profond pour l'échangeur dans le sol. Ils indiquent que le système peut donner de bons résultats si le sol est bien chargé en froid et si le bâtiment est correctement géré. Une étude expérimentale menée à Harbin en Chine avec un ventilo-convecteur dans le bâtiment et un forage à 50 m de profondeur donne un COP de 9.85, avec un taux moyen de dissipation d'énergie dans le forage de 19.5 W/m [LZBZ09]. Cet article insiste aussi sur l'épuisement du sol au cours de la saison et à long terme.

Le principal inconvénient de ces systèmes géothermiques est le coût de l'installation en particulier pour les forages profonds. Une solution étudiée par Deng *et al* [DYZ+12] et illustrée sur la figure 1.11 consiste simplement à installer un réservoir d'eau dans le sol en guise d'échangeur de chaleur et de stockage.
Dans l'étude proposée, il s'agit d'un réservoir de 80 m^3 avec 120 m^2 de surface d'échange situé à 7 m de profondeur et soumis à une utilisation intensive (14 kW, 8 heures par jours pendant 45 jours).

La figure 1.11 b) reporte l'évolution de température au cours de la période d'utilisation. Cette étude montre que le stockage ne réussit pas à dissiper totalement les 112 kWh d'énergie qui lui parviennent chaque jour puisque sa température augmente. Cependant le système a quand même permis d'évacuer environ 4000 kWh d'énergie dans le sol avec un taux moyen de 32 W/m^2 de surface d'échange. Cette étude est très théorique et comporte de fortes



(a) (b)

FIGURE 1.11 – *Schéma de principe du réservoir enterré (a) et évolution de la température de l'eau au cours de 45 jours de sollicitation puis repos (b) [RK85]*

hypothèses mais l'idée d'un réservoir faisant office de stockage et d'échangeur géothermique est pertinente.

Bilan

Cette revue des systèmes utilisant le sol comme source froide permet d'évaluer son potentiel. Suivant les systèmes, les profondeurs et le climat, on peut espérer 20 W/m et jusqu'à 40 W/m^2 de puissance froide. Les enjeux concernant ces systèmes se situent principalement autour de l'épuisement du sol (surtout pour le forage profond) et de la mise en place du système qui est souvent très lourde et couteuse.

1.3.4 Synthèse des différents systèmes et sources de froid

Le tableau ci-dessous synthétise les résultats de plusieurs études permettant de comparer des sources de froid et les systèmes. Il n'est pas simple de comparer les systèmes entre eux car les conditions de tests sont variables et les indicateurs performances ne sont pas toujours les même suivant les systèmes. Les coefficients de performance de système (COP) et densité de puissance observés dans différentes publications ont été utilisés pour la comparaison.

TABLE 1.2 – *Résultats récapitulatifs des performances de différents systèmes de dissipation de chaleur reportés dans la littérature*

Source	Système	$Perf_{moy}$/COP	Remarques	Références
Ciel	Hydraulique	55 W/m^2	Exp ; T_{eau}jusqu'à 6°C < T_{ext}	[DA06] [LXW+16]
Ciel	Aéraulique	33 W/m^2	Exp ; $T_{air,insufflé}$jusqu'à 4.7°C < T_{ext}	[HBM12]
Évaporation	Indirecte	COP : 6-9	Exp WBE :40-60%	[MARS01],[DEJP10]
Évaporation	Dew point	COP : 6.4-20	Exp, WBE :90-130%, DPE 60-80%	[Bru11]
Évaporation	surface poreuse	60-220 W/m^2	Exp ; $T_{air,insufflé}$jusqu'à 8°C < T_{ext}	[ISR03]
Sol	puit canadien	6-30 W/m	Théo ; 9-50 W/m^2 enterré à 2.5 m	[AiBP97]
Sol	free cooling	19.5 W/m	COP : 9.85 forage de 50 m	[LZBZ09]
Sol	stock enterré	32 W/m^2	Théo ; enterré à 7 m	[DYZ+12]

Cette synthèse montre des densités de puissance moyennes pour le ciel et le sol, mais pouvant être exploitées avec des systèmes simples fonctionnant avec des COP élevés. Les puissances en jeu pour le refroidissement par évaporation sont plus importantes, mais aussi très variables en

fonction des conditions extérieures. Pour les systèmes à évaporation indirecte plus compacts, l'enjeu se situe surtout au niveau de l'abaissement de la température de l'air à la sortie et des pertes de charges, les COP de ces systèmes sont aussi élevés.

1.3.5 Systèmes hybrides et cas d'études

Des systèmes utilisant plusieurs sources

Ces différentes sources de froid sont complémentaires et pourraient permettre d'atteindre des puissances plus importantes si elles étaient combinées.
Dans la littérature, des systèmes de rafraîchissement hybrides basse consommation [FHD10], [KFFH00] sont disponibles.
Ezzeldin *et al* [SE13] ont testé et comparé numériquement différentes combinaisons de solutions hybrides passives ou basses consommations pour différents climats. Ils en concluent que les combinaisons de solutions passives peuvent en moyenne diminuer de moitié la consommation énergétique en rafraîchissement d'un bâtiment. Ce taux passe à 90% si des combinaisons de systèmes basses consommation sont aussi utilisés.

L'utilisation en parallèle des différentes techniques de dissipation de chaleur peut donc être bénéfique. Parmi les exemples de bâtiment qui ont testé des systèmes hybrides les cas du *Energy Efficiency Center* situé à Würzburg (Allemagne) et du *Global Ecology Center* situé à l'université de Stanford (Californie) sont particulièrement inspirants et montrent l'intérêt de la communauté scientifique pour ces systèmes.

Energy Efficiency Center à Würzburg

Ce bâtiment situé à Würzburg en Bavière a été équipé d'un système de rafraîchissement par rayonnement et évaporation [LRE14]. La figure 1.12 montre les principaux éléments du système.

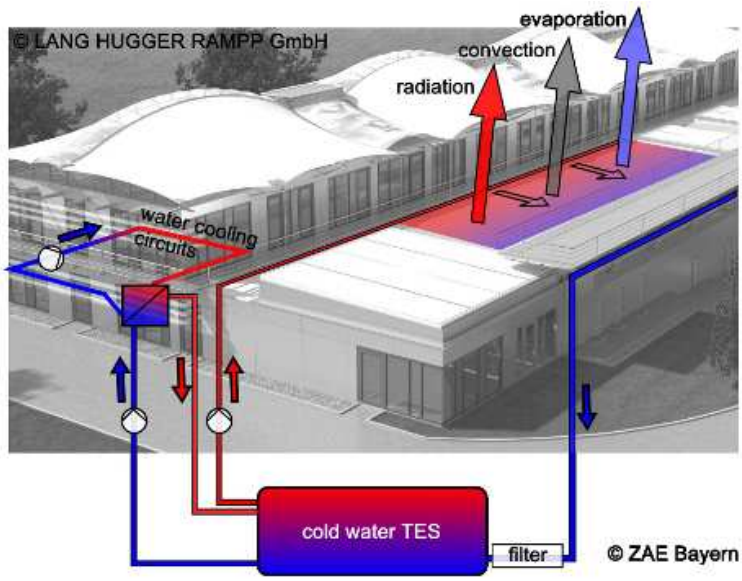


Figure 1.12 – *Schéma de l'installation du système de rafraîchissement sur le bâtiment de Würtzburg [LRE14]*

Son fonctionnement est le suivant : durant la nuit l'eau est pompée vers le toit, elle se refroidit par rayonnement, convection et évaporation en ruisselant sur le pan nord du bâtiment (circuit ouvert). Cette eau est filtrée puis stockée dans un réservoir de 100 m^3 (aussi utilisé

pour la sécurité anti-incendie du bâtiment). Durant la journée lorsque le bâtiment a des besoins de froid, l'eau du réservoir rafraîchit le bâtiment en passant à travers un plancher rafraîchissant. Un petit groupe froid d'appoint est installé pour pallier d'éventuelles insuffisances du système. Dans les conditions climatiques de Würzburg, le système a fonctionné avec une densité de puissance de rafraîchissement comprise entre 60 et 120 W/m^2 de toiture. La seule consommation d'énergie étant une pompe, le COP du système est supérieur à 20. L'inconvénient de ce système est d'une part l'encrassement de l'eau au cours de son refroidissement sur la toiture qui va nécessiter un filtrage et une maintenance et d'autre part un double pompage ; un pour extraire la chaleur du bâtiment et un autre pour dissiper la chaleur.

Global Ecology Center à Stanford

Construit sur le campus de l'université de Stanford, le Global Ecology Center a pour ambition de diviser les consommations d'énergie par 4 par rapport aux bâtiments habituels de ce type [MB11]. Pour cela des systèmes innovant ont été installés dont un système de rafraîchissement par évaporation et rayonnement vers le ciel illustré sur la figure 1.13. Le principe de fonctionnement est le même que pour le bâtiment de Würzburg. De l'eau se refroidit en ruisselant pendant la nuit sur une toiture du bâtiment, elle est stockée puis est utilisée pour extraire la chaleur du bâtiment à travers un plancher rafraîchissant. Le dimensionnement du système prévoit une puissance de refroidissement en toiture d'environ 130 W/m^2 et un COP d'environ 15. Aucun résultat expérimental n'a encore été publié sur ce système.

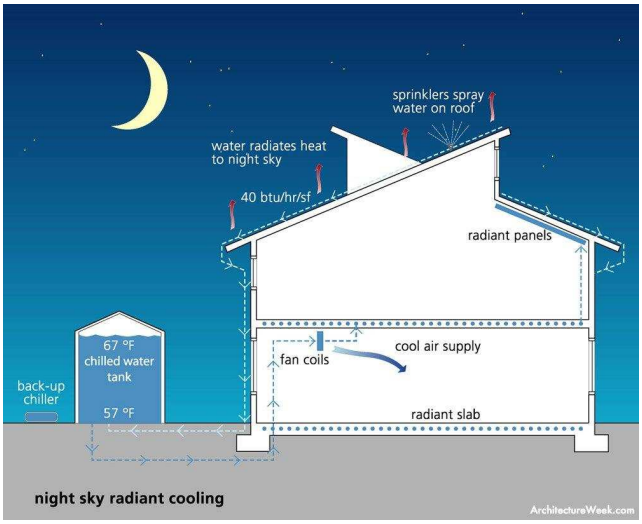


FIGURE 1.13 – *Schéma de l'installation du système de rafraîchissement sur le bâtiment de l'université de Stanford [MB11]*

1.4 Un système de rafraîchissement innovant couplant évaporation, inertie du sol et refroidissement radiatif

Cet état de l'art permet de constater qu'un nombre important de systèmes basse consommation dissipant la chaleur excédentaire d'un bâtiment ont été étudiés et sont aujourd'hui disponibles. Ils présentent des performances très élevées (COP supérieur à 10) mais peinent pourtant à se généraliser laissant toujours la part belle aux climatiseurs. Plusieurs raisons inhérentes aux différents systèmes expliquent cela :

- Un potentiel réel mais diffus demandant de grands échangeurs (sol, ciel)

- Des performances variables en fonction des conditions météorologiques (évaporation, ciel)
- Des installations lourdes (géothermie)
- Des systèmes conditionnés à l'installation de ventilation par insufflation

A la lumière de cet état de l'art et des inconvénients liés aux différents systèmes existants, un nouveau système de rafraîchissement de bâtiment a été imaginé et breveté par le CEA-INES [Ste12]. La philosophie principale qui a abouti à ce système est de proposer un système dit "*low tech*". C'est à dire un système extrêmement simple, bon marché, facile à installer, à maintenir dans le temps sans pour autant faire de compromis sur les performances. Ce système a pour objectif d'exploiter en parallèle différentes sources de froid pour dissiper la chaleur (évaporation, inertie du sol, ciel).

Les principaux composants représentés sur la figure 1.14 sont : un réservoir (1) qui sert de stockage et d'échangeur de chaleur avec le sol, un autre réservoir poreux en terre cuite qui sert d'évaporateur (3), un échangeur de chaleur dans le bâtiment (2), une pompe (5) et une vanne automatique (7).

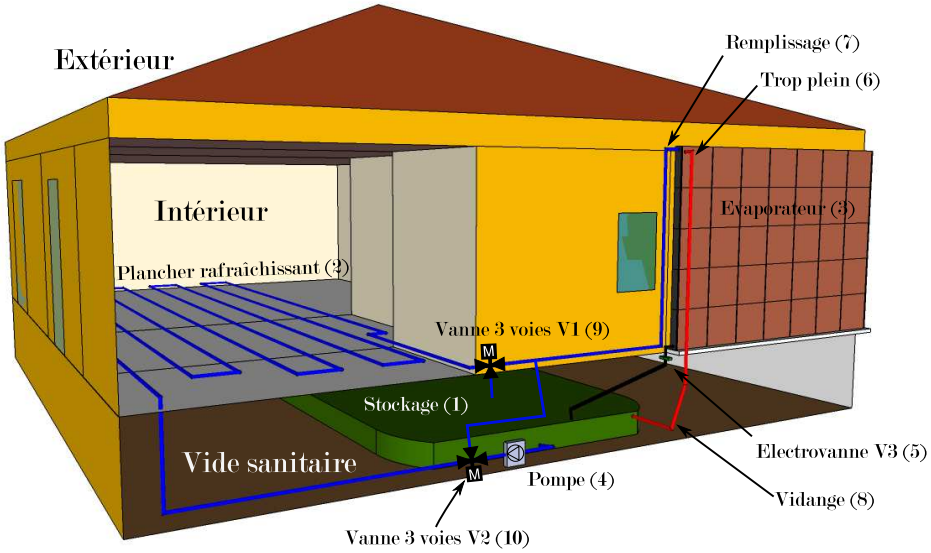


FIGURE 1.14 – *Schéma descriptif du système de rafraîchissement intégré à une habitation individuelle*

Le système suit le cycle journalier suivant : au matin dès que la température de l'eau contenue dans l'évaporateur (3) commence à augmenter, la vanne automatique s'ouvre et l'eau rafraîchie pendant la nuit est vidée dans le réservoir de stockage. Lorsque que l'on a des besoins de rafraîchissement dans le bâtiment, la pompe (5) envoie l'eau fraîche dans l'échangeur de chaleur. L'eau utilisée pour rafraîchir le bâtiment au cours de la journée est stockée au fur et à mesure dans le réservoir évaporateur (3). Pendant la nuit, l'évaporation à la surface du réservoir poreux, la convection et le rayonnement refroidissent l'eau dans l'évaporateur et le cycle recommence de nouveau.

Ce système tire profit du refroidissement par le sol puisque le stockage est directement positionné sur le sol du vide sanitaire qui est à environ 1 m sous le niveau de la surface. Le stockage est un citerne souple, son implantation dans le vide sanitaire est donc extrêmement

simple. Ce composant fait office à la fois de stockage et d'échangeur de chaleur.

L'évaporateur quant à lui permet de refroidir l'eau qu'il contient grâce à l'évaporation et au rayonnement vers le ciel. Le matériau poreux utilisé est la terre cuite qui permet d'offrir une importante surface évaporative verticale. La solidité de la terre cuite permet en outre de stocker l'eau pendant la phase de refroidissement. Enfin la terre cuite est un matériau peu couteux, utilisant une matière première (l'argile) inépuisable.

Le système utilise donc plusieurs sources de froid en parallèle ce qui permet une complémentarité entre les différents modes de dissipation de la chaleur. On a d'un côté les échanges avec le sol qui sont continus et peu dépendants des conditions extérieures et de l'autre côté un évaporateur qui a un potentiel de refroidissement plus important mais aussi plus variable en fonction des conditions météorologiques. La multiplicité des modes de refroidissement et la présence d'un stockage permet de passer des épisodes climatiques particuliers et de limiter la variabilité des performances du système.

L'utilisation du vecteur eau comme fluide caloporteur permet de mettre en place un stockage et de s'adapter facilement aux installations pré-existantes du bâtiment (plancher chauffant, ventilo-convecteur, radiateur à eau ...). Ceci permet d'utiliser le même émetteur pour le rafraîchissement l'été et le chauffage l'hiver et ainsi faire des économies d'installations.

En résumé les avantages de ce système sont donc les suivants :

- Utilisation en parallèle de plusieurs sources de dissipation de chaleur complémentaires (sol, évaporation, ciel)
- Utilisation d'un stockage (qui fait aussi office d'échangeur de chaleur)
- Un système très peu couteux (uniquement une citerne souple en plastique, de la terre cuite et de la plomberie)
- Un système très peu consommateur en énergie (il fonctionne uniquement avec une pompe)
- Un système de rafraîchissement qui n'utilise pas de gaz frigorifiques
- Une installation peu contraignante et rapide
- Un système qui peut s'adapter sur les installations prévues pour le chauffage (ou pré-existantes)

Pour ce système les enjeux se situent d'une part pour le réservoir poreux dans le choix du matériau adéquat et sa capacité à refroidir efficacement l'eau qu'il contient jusqu'à un niveau de température exploitable. Et d'autre part pour le stockage, sur sa capacité à maintenir basse la température de l'eau et à dissiper de la chaleur dans le sol à une profondeur relativement faible (hauteur d'un vide sanitaire).

Sur le papier, ce système innovant paraît prometteur mais les enjeux et limites potentiels de ce systèmes nécessitent d'être étudiés. L'objectif de ce travail est donc de mettre en place une expérience et une modélisation afin de tester, caractériser et évaluer les performances réelles de ce système.

1.5 Conclusion

Les modes de rafraîchissement passifs sont nombreux et variés. Leur pertinence n'est plus à prouver mais ils sont parfois insuffisants pour maintenir un niveau de confort acceptable dans un bâtiment. Pour couvrir ces périodes, des systèmes basse consommation tirant profit de sources de froid à proximité du bâtiment (ciel, sol, évaporation, air) ont été développés. Les nombreux travaux sur ces systèmes montrent un potentiel réel mais variable et proposent des puissances modérées. L'état de l'art permet de comprendre les problématiques liées à ces systèmes et d'en proposer un nouveau. Ce nouveau système associe les techniques de dissipation de chaleur par évaporation, rayonnement et géothermie pour d'une part augmenter la puissance totale de refroidissement disponible et d'autre part limiter la variabilité de la ressource. Ce nouveau système constitué d'un réservoir poreux extérieur et d'un stockage placé dans le vide sanitaire est l'objet de cette thèse.

Chapitre 2

Étude des transferts de chaleur et de masse dans un milieu poreux et détermination d'un matériau adapté pour des applications de rafraîchissement par évaporation

L'objectif de ce chapitre est d'une part d'évaluer les performances évaporatives d'un réservoir poreux (évaporateur) rempli d'eau et d'autre part de déterminer une géométrie et un matériau poreux approprié pour réaliser cet évaporateur qui sera intégré ensuite au système de rafraîchissement innovant décrit au chapitre 1 (1.4). Un modèle numérique permettant de simuler les transferts de chaleur et de masse intervenant au sein de la paroi poreuse du réservoir est développé. Ce modèle validé par une campagne expérimentale permet de quantifier le potentiel de refroidissement de l'évaporateur. Ce modèle est de plus utilisé pour évaluer l'impact de certaines caractéristiques du réservoir poreux sur ses performances évaporatives. Cette étude paramétrique permet d'identifier un matériau et une géométrie adaptée pour une application de rafraîchissement par évaporation.

Dans une première partie, les phénomènes physiques de transferts sont décrits, puis le modèle numérique est détaillé dans une deuxième partie. Les propriétés microscopiques du matériau ainsi que les coefficients de transferts nécessaires pour le fonctionnement du modèle sont étudiés en détail dans la troisième partie. La quatrième partie décrit une expérience mise en place pour tester le modèle et évaluer expérimentalement les performances évaporatives de différents réservoirs poreux. Enfin, dans la cinquième partie, une étude paramétrique sur la perméabilité intrinsèque du matériau et la géométrie du réservoir est menée, permettant de définir des caractéristiques adaptées pour un système de rafraîchissement par évaporation.

2.1 Description des transferts au sein d'une épaisseur de terre cuite d'un réservoir évaporateur

Les matériaux poreux sont très présents dans la construction (terre cuite, terre crue, béton, laine de verre...). Les transferts d'humidité à travers ces matériaux sont aujourd'hui étudiés activement pour mieux appréhender les pathologies des bâtiments liées à l'humidité [JET14], améliorer l'évaluation de la performance énergétique du bâtiment en prenant en compte les échanges latents [PW15] ou encore pour améliorer le confort intérieur grâce aux propriétés de régulateur d'humidité des milieux poreux [SPJ10]. Pour le système proposé dans ce travail, le transfert d'humidité (sous forme liquide et vapeur) au sein d'un milieu poreux est un enjeu majeur puisqu'il conditionne la quantité d'eau pouvant s'évaporer et ainsi le potentiel de refroidissement du système. Une connaissance approfondie des mécanismes de transfert de chaleur et de masse au sein d'une épaisseur de terre cuite est donc nécessaire pour l'étude de ce système de rafraîchissement.

2.1.1 Description de l'espace poreux

L'espace poreux est constitué d'une matrice solide créant des interstices comblés par un ou plusieurs fluides. En présence de deux fluides non miscibles, leur répartition dans l'espace libre se fait en fonction de l'affinité qu'ont ces fluides avec le support solide. Cela se traduit par l'apparition d'une force de pression à l'interface entre les deux fluides appelée tension de surface et d'un angle de contact θ au niveau de l'interface avec le solide. L'angle est aigu du côté du fluide ayant la plus grande affinité avec le solide (appelé fluide mouillant) et obtus du côté du fluide non mouillant (figure 2.1). Ce phénomène appelé capillarité décrit l'apparition d'une force de pression s'exerçant sur le fluide non mouillant ou du point de vue du fluide mouillant d'une force de succion qui va aspirer celui-ci dans la matrice solide. Pour un pore considéré comme un tube de rayon r, une formulation de cette force appelée pression capillaire Ψ, a été proposée par Young et Laplace [Lap05] :

$$\Psi = \frac{2\gamma cos(\theta)}{r} \tag{2.1}$$

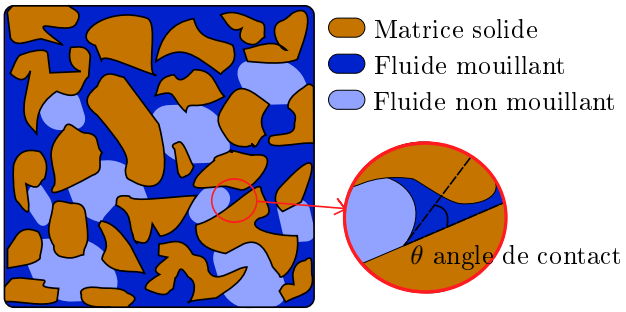


Figure 2.1 – *Représentation schématique d'un milieu poreux contenant deux fluides non miscibles*

Dans ce travail, la matrice solide est la terre cuite, les deux fluides sont : d'une part l'eau liquide et d'autre part un mélange gazeux d'air et de vapeur d'eau. L'eau liquide est le fluide

mouillant, le mélange gazeux est le fluide non mouillant.

2.1.2 Transferts de masse dans un évaporateur

L'étude se concentre à présent sur le réservoir poreux (évaporateur) présenté au chapitre 1 (1.4) et servant à refroidir l'eau qu'il contient par évaporation. Ce réservoir est placé à l'air libre, à l'extérieur du bâtiment. Suivant les cycles de fonctionnement, l'évaporateur est rempli soit d'eau soit d'air. On s'intéresse ici à une phase de refroidissement donc avec de l'eau à l'intérieur, et plus particulièrement au cas simplifié d'une paroi poreuse qui a d'un côté de l'air (extérieur) et de l'autre côté de l'eau (intérieur). Un volume d'air au dessus de l'eau à l'intérieur du réservoir est toujours présent (en pratique, le réservoir est à pression atmosphérique et possède un trop plein). Ce volume d'air est petit en comparaison avec le volume d'eau (figure 2.2).
Lorsque le réservoir contient de l'eau, un transfert de masse se met en place à travers la paroi sous l'effet des forces capillaires $\dot{m}_{cap}$ (kg/s/m^2) et de la pression hydraulique $\dot{m}_{pr}$ (kg/s/m^2) due à la hauteur d'eau à l'intérieur du réservoir ou encore par diffusion en phase vapeur sous l'effet d'un gradient de concentration de vapeur $\dot{m}_{dif}$ (kg/s/m^2). Lorsque l'eau a traversé la paroi, une partie s'évapore dans l'air $\dot{m}_{ev}$ (kg/s/m^2) et une partie ruissèle le long de la paroi $\dot{m}_{rui}$ (kg/s/m^2). L'eau est majoritairement sous forme liquide au sein du milieu poreux en raison des conditions limites intérieures. Cependant, lorsque l'air extérieur est propice à l'évaporation et le matériau peu perméable, un changement de phase liquide/vapeur peut se produire au sein du milieu poreux, la vapeur migre alors vers l'extérieur par diffusion de Fick. L'équilibre du transfert de masse schématisé sur la figure 2.2 donne l'équation suivante :

$$\dot{m}_{pr} + \dot{m}_{cap} + \dot{m}_{dif} = \dot{m}_{ev} + \dot{m}_{rui} \tag{2.2}$$

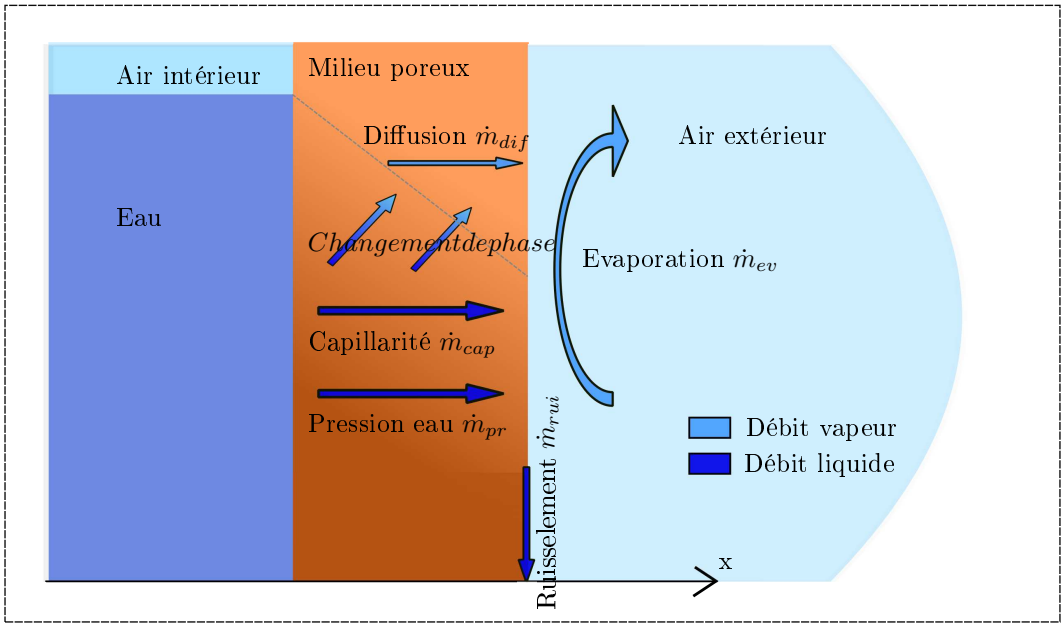


FIGURE 2.2 – *Représentation schématique des débits hydriques au sein de la paroi poreuse*

Au vu des flux en présence et en choisissant une hauteur constante du réservoir, deux configurations principales se distinguent.

- $\dot{m}_{pr} > \dot{m}_{ev}$

  Dans ce cas, le débit d'évaporation $\dot{m}_{ev}$ est inférieur au débit dû à la pression hydrostatique de la colonne d'eau $\dot{m}_{pr}$. Autrement dit, le potentiel évaporatif de l'air extérieur n'est pas suffisant pour évaporer le débit d'eau liquide dans la paroi due à la pression de la colonne d'eau. Le milieu poreux est alors saturé en eau liquide, il ne présente pas de phase gazeuse. Les forces capillaires sont nulles puisque qu'il n'y a plus d'interfaces air/liquide au sein du matériau. L'eau liquide atteignant la surface extérieure et qui n'est pas évaporée ruissèle sur la paroi, $\dot{m}_{rui} = \dot{m}_{pr} - \dot{m}_{ev}$. Ce cas est relativement simple à traiter puisque le débit d'eau traversant la paroi est uniquement déterminé par la pression hydrostatique et la perméabilité intrinsèque du matériau. Dans cette configuration, le potentiel d'évaporation de l'air extérieur est le facteur limitant.

- $\dot{m}_{ev} > \dot{m}_{pr}$
  Dans ce cas, le débit d'évaporation $\dot{m}_{ev}$ est supérieur au débit dû à la pression hydrostatique de la colonne d'eau $\dot{m}_{pr}$. Le matériau n'est pas saturé en eau liquide et admet de l'air humide dans ses pores. La présence d'interfaces liquide/gaz/solide activent les forces capillaires au sein de la paroi poreuse. L'évaporation se produit à la surface extérieure et dans le milieu poreux pour maintenir l'équilibre des phases entre l'eau liquide et la vapeur. Dans ce cas, le débit de ruissellement est nul. Le débit d'eau traversant la couche poreuse est alors dû à la pression hydrostatique, à la capillarité et à la diffusion vapeur. Ce débit limite la quantité d'eau pouvant s'évaporer et donc le refroidissement. Dans ce cas, le potentiel évaporatif de l'air extérieur n'est pas totalement exploité.

Le réservoir idéal pour cette application de rafraîchissement par évaporation est donc un réservoir qui permet d'avoir un taux d'évaporation maximal et des pertes d'eau par ruissellement minimales. Étant donné l'impact de la pression à l'intérieur du réservoir et des propriétés de transferts propres au matériau sur les transferts couplés, il s'agit de définir conjointement un matériau et une géométrie adéquat. Pour rechercher un réservoir approprié permettant de répondre à ces conditions et calculer les performances de cet évaporateur, un modèle numérique est mis en place.

2.2 Modélisation des transferts couplés masse chaleur au sein de l'épaisseur de terre cuite

En raison du couplage entre le transfert de masse et de chaleur à travers le phénomène d'évaporation, l'étude du comportement thermique de l'évaporateur nécessite l'évaluation du taux d'évaporation à la surface extérieure de la paroi poreuse. Comme expliqué précédemment, ce taux d'évaporation est lié aux conditions de l'ambiance extérieure mais aussi aux propriétés du matériau poreux et à la géométrie du réservoir. Dans la littérature, la majorité des travaux qui traitent de rafraîchissement par évaporation à la surface de matériaux poreux sont des études expérimentales [HH10], [GMG10] pour lesquels les propriétés des matériaux sont éludées ou simplement abordées via la porosité. Pour les articles ayant une partie numérique, l'espace poreux est soit considéré saturé en permanence, soit décrit avec des corrélations simplifiées [Che11],[LPM97], [XRY+14]. La littérature sur les systèmes de rafraîchissement par évaporation reporte un nombre important d'études mais très peu considèrent et modélisent les transferts couplés au sein de la paroi poreuse et aucun ne défini de matériau, propriété ou géométrie souhaités pour le bon fonctionnement d'un système de ce type.

Les phénomènes de transferts couplés à travers des murs de bâtiment ont par contre été étudiés depuis longtemps ([PV57], [Lui66]) et différents logiciels sont aujourd'hui disponibles pour modéliser le comportement hygrothermique d'une paroi de bâtiment (WUFI [Kun94], Domus [MOS03], Comsol...). Ces modèles traitent de phénomènes physiques proches de notre cas d'étude mais avec des conditions limites très différentes. En effet, dans ce travail le côté intérieur de la paroi poreuse est en présence d'eau liquide exerçant une pression.
Le modèle numérique du réservoir poreux proposé ici est basé sur des modèles développés pour des murs de bâtiments et adaptés pour prendre en compte la pression exercée par la colonne d'eau sur la surface intérieure de l'évaporateur.

Changement d'échelle et éléments représentatifs de volume

La complexité géométrique du milieu poreux rend difficile la modélisation de transfert de chaleur et de masse dans un milieu poreux de grande taille. Pour établir des lois de transfert, une étape de changement d'échelle est nécessaire [Dai12]. On considère alors un élément du volume poreux représentatif dont les propriétés sont moyennées sur un grand nombre de pores. Ceci permet de considérer le volume de façon homogène et de définir des champs de variables d'états (θ, P_v...). La structure microscopique de la matrice poreuse apparait alors dans les coefficients de transferts, comme la conductivité thermique ou la perméabilité intrinsèque. Ainsi, les forces de capillarité ne sont plus traitées à l'échelle d'un capillaire mais d'un ensemble de capillaires.

2.2.1 Modèle mathématique des transferts couplés dans un milieu poreux

Le changement d'échelle appliqué à notre paroi poreuse permet d'établir des lois de transfert et des bilans pour chacune des phases en présence dans le milieu poreux, ainsi le bilan de chaleur et le bilan de masse sur un élément discret de volume V est donné par les équations suivantes (2.3) et (2.4). Dans ce modèle, et étant donné la géométrie du problème, on fait l'hypothèse d'un transfert unidimensionnel dans la direction horizontale (axe x figure 2.2). La méthode des différences finies, avec une discrétisation (j) dans le sens de l'épaisseur est appliquée.

$$\rho_{mat} Cp_{mat} \frac{\partial T}{\partial t} = \frac{\partial}{\partial x}\Big(\lambda \frac{\partial T}{\partial x}\Big) - L\frac{\partial \dot{m}_v}{\partial x} \tag{2.3}$$

$$\frac{1}{V}\frac{\partial (m_v + m_l)}{\partial t} = div(\dot{m}_l + \dot{m}_v) = div(\dot{m}) \tag{2.4}$$

La variation de la masse d'eau (liquide m_l et vapeur m_v) dans l'élément de volume V est égale au débit d'eau entrant et sortant des frontières du volume. Il n'y a pas de terme source de masse dans cette équation due au changement d'état puisque le bilan est fait sur les deux phases, ainsi l'évaporation d'eau liquide est compensée par l'apparition de vapeur et inversement.
Étant donné la densité importante de l'eau liquide par rapport à la vapeur, dans la plupart des cas et particulièrement dans les configurations avec une forte présence d'eau liquide, la masse de vapeur est très faible en comparaison avec la masse de liquide $m_l >> m_v$. On peut alors la négliger dans l'équation 2.4. En introduisant la variable θ qui représente la fraction volumique de liquide et qui est plus pratique à manipuler pour l'écriture des transferts de masse, l'équation 2.4 devient :

$$\frac{\partial \theta}{\partial t} = \frac{1}{\rho_l} div(\dot{m}_l + \dot{m}_v) \tag{2.5}$$

Dans le milieu poreux, le liquide est transporté par capillarité et par la pression de forces extérieures, ainsi le transfert de liquide en milieu poreux non saturé suit une loi de Darcy

avec K la conductivité hydraulique du milieu (m/s) [Dar56]. Pour les diamètres de pores caractéristiques de la terre cuite (entre 1 et 0.1μm), l'influence de l'attraction gravitationnelle sur le transfert de masse est très faible et est donc négligée dans ce calcul. Les forces extérieures sont alors essentiellement dues à la pression (P en Pa) de la colonne d'eau dans le réservoir.

$$\dot{m}_l = \dot{m}_{cap} + \dot{m}_{pr} = \frac{K(\theta)}{g}(\nabla\Psi(\theta) + \nabla P) \tag{2.6}$$

L'équation de la diffusion de la vapeur adaptée aux milieux poreux [Pen40] peut être écrite :

$$\dot{m}_v = -D_{vap,air}\tau(\eta - \theta)\nabla\rho_v \tag{2.7}$$

Avec $D_{air,vap}$ la diffusivité moléculaire de la vapeur d'eau dans l'air (m^2/s), τ le facteur de tortuosité du milieu, $\eta - \theta$ représente la fraction volumique d'air, η est la porosité du milieu poreux, c'est à dire la fraction de volume non solide du poreux qui représente un maximum pour θ. Enfin ρ_v est la densité de vapeur en kg/m^3.

Les flux de vapeur et de liquide aux frontières de l'élément de volume dépendent fortement de la quantité de liquide présente dans le milieu et dans une moindre mesure de la température. Ainsi dans un article fondateur, Philip et De Vries [PV57] introduisent des coefficients de transport D_θ (m^2/s), D_T (m^2/s/K) et proposent d'exprimer les flux de vapeur $\dot{m}_v$ et de liquide $\dot{m}_l$ simplement en fonction des gradients de température et de θ avec les expressions suivantes :

$$\frac{\dot{m}_l}{\rho_l} = -D_{T,l}\nabla T - D_{\theta,l}\nabla\theta - \frac{K(\theta)}{g\rho_l}\nabla P \tag{2.8}$$

$$\frac{\dot{m}_v}{\rho_l} = -D_{T,v}\nabla T - D_{\theta,v}\nabla\theta \tag{2.9}$$

$D_{T,v}$ et $D_{T,l}$ sont les coefficients de transport sous un gradient de température, $D_{\theta,v}$ et $D_{\theta,l}$ sont les coefficients de transport associés à un gradient de fraction volumique liquide. Dans notre application, les coefficients de transport dus à la température sont très faibles par rapport aux coefficients liés au gradient d'humidité, de plus la variation de température au sein de l'épaisseur de terre est faible. Ainsi dans ce travail, le transport de masse lié à un gradient de température est négligé par rapport au transport de masse lié à la pression de la colonne d'eau et au gradient de fraction volumique de liquide. Dans leurs travaux Philip et De Vries expriment $D_{\theta,l}$ par l'équation (2.10) et $D_{\theta,v}$ par l'équation (2.11) :

$$D_{\theta,l} = \frac{K(\theta)}{\rho_l g}\frac{\partial\Psi}{\partial\theta} \tag{2.10}$$

$$D_{\theta,v} = \frac{D_{air,vap}\tau(\eta - \theta)\rho_v g}{\rho_l RT}\frac{\partial\Psi}{\partial\theta} \tag{2.11}$$

Ce formalisme permet de modéliser les transferts couplés de masse et de chaleur au sein de l'épaisseur de matériau poreux. Par rapport à la configuration étudiée par Philip et De Vries notre cas diffère puisque l'on considère une pression hydrostatique côté intérieur qui est prise en compte dans l'équation 2.8 par le gradient de pression. La pression hydrostatique s'exerçant sur la paroi intérieure varie en fonction de la hauteur d'eau située au-dessus de l'élément considéré.

Pour modéliser l'ensemble de la paroi en prenant en compte la variation de pression hydrostatique à l'intérieur et les variations de température et humidité au sein de l'épaisseur de la paroi, une discrétisation bi-dimentionnelle est nécessaire sur l'épaisseur et la hauteur de la paroi comme illustré sur la figure 2.3. Le transfert de chaleur et de masse est considéré

comme unidimensionnel dans la direction x, la discrétisation verticale permet de modifier la condition limite intérieure en pression P_i (Pa) en fonction de la hauteur de l'élément considéré. La pression P_i utilisée correspond à la pression moyenne appliquée sur la surface intérieure de l'élément i, in. Ainsi, appliquées à un élément discret i, j du milieu poreux, les équations (2.4) et (2.3) combinées aux équations (2.8) et (2.9) deviennent :

$$\frac{\partial \theta_{i,j}}{\partial t} = \nabla((D_{\theta_{i,j},v} + D_{\theta_{i,j},l})\nabla\theta_{i,j} + \frac{K_{i,j}}{g\rho_l}\frac{\partial P_i}{\partial x}) \tag{2.12}$$

$$\rho_{mat} Cp_{mat}\frac{\partial T_{i,j}}{\partial t} = \frac{\partial}{\partial x}\Big(\lambda\frac{\partial T_{i,j}}{\partial x}\Big) + \rho_l L\frac{\partial}{\partial x}(D_{\theta_{i,j},v}\nabla\theta_{i,j}) \tag{2.13}$$

La résolution de ces équations sur l'ensemble de l'espace permet d'évaluer les transferts de chaleur et de masse globaux de l'évaporateur vers le milieu extérieur. La méthode pour passer à l'échelle globale est précisée dans le paragraphe suivant.

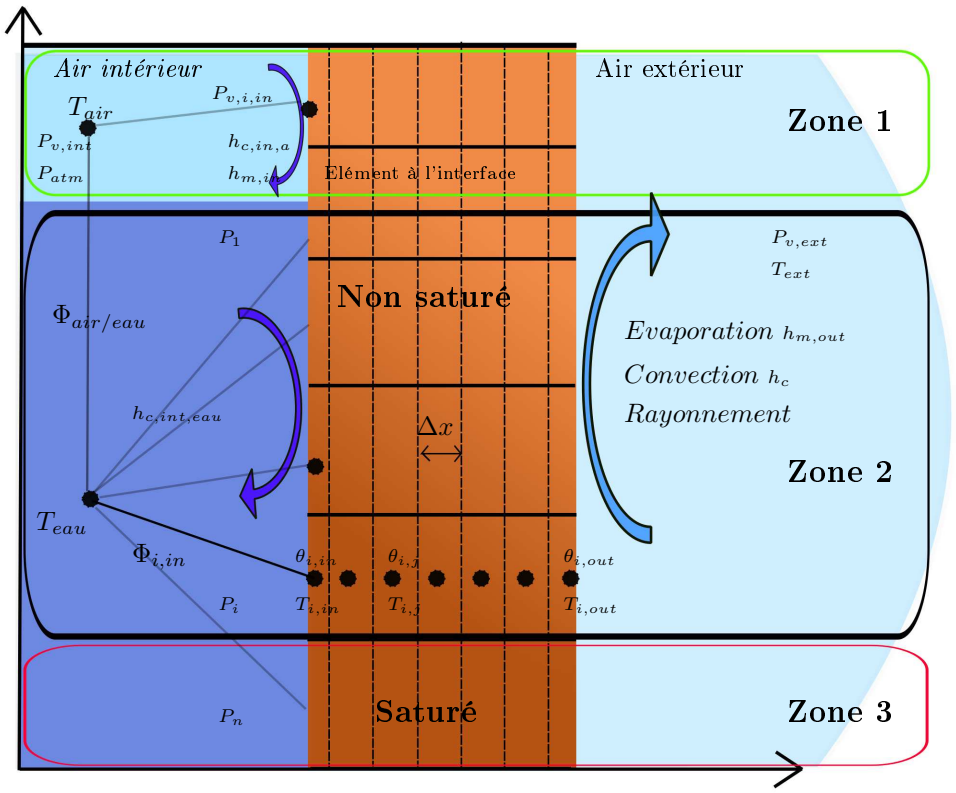


FIGURE 2.3 – *Discrétisation de l'espace poreux en éléments de volume*

A la surface extérieure, le taux d'évaporation $\dot{m}_{ev}$ s'exprime en fonction de la différence de pression de vapeur entre la surface poreuse et le milieu ambiant. h_m est le coefficient de transfert de masse convectif (s/m).

$$\dot{m}_{ev} = h_m(P_{v,surf} - P_{v,ext}) \quad \text{avec} \quad P_v = \varphi P_{v,sat}(T) \tag{2.14}$$

2.2.2 Modélisation globale des transferts couplés dans l'évaporateur

On considère la paroi poreuse présentée sur la figure 2.3, avec d'un côté l'air extérieur et de l'autre de l'eau surmontée par une couche d'air. A chaque pas de temps, le modèle sépare la paroi poreuse en différentes zones, adapte les conditions limites en fonction des zones, applique le traitement mathématique développé précédemment aux éléments poreux et enfin calcule la quantité d'eau et l'énergie globale échangée par le volume d'eau pendant ce pas de temps. Le modèle permet de modéliser dynamiquement le refroidissement de la masse d'eau et le comportement thermique et hydrique au sein de la paroi poreuse.
Les différentes zones utilisées pour la modélisation sont les suivantes :

- Zone 1
  Cette zone correspond à la partie poreuse dont la surface intérieure n'est pas en contact avec l'eau. Dans cette zone la fraction volumique en liquide est faible, le transfert se fait majoritairement sous forme de vapeur. Les conditions aux limites de Neumann sont appliquées à l'intérieur et à l'extérieur pour la chaleur et la masse :

  Intérieur

$$\rho_l D_{\theta_{i,in}} \frac{\partial \theta_{i,in}}{\partial x} = h_{m,in}(P_{v,i,in} - P_{v,int}) \tag{2.15}$$

$$\lambda \frac{\partial T_{i,in}}{\partial x} = h_{c,int,air}(T_{i,in} - T_{air}) + L h_{m,in}(P_{v,i,in} - P_{v,int}) \tag{2.16}$$

  Extérieur

$$\rho_l D_{\theta_{i,out}} \frac{\partial \theta_{i,out}}{\partial x} = h_{m,out}(P_{v,ext} - P_{v,i,out}) \tag{2.17}$$

$$\lambda \frac{\partial T_{i,out}}{\partial x} = h_c(T_{ext} - T_{i,out}) + L h_{m,out}(P_{v,ext} - P_{v,i,out}) + \epsilon_{surf}\sigma(T_{rad}^4 - T_{i,out}^4) \tag{2.18}$$

- Zone 2
  Cette zone correspond à la partie poreuse immergée dans laquelle l'espace poreux n'est pas complètement saturé en eau liquide. Le côté intérieur au contact de l'eau est considéré saturé $\theta_{i,in} = \eta$:

  Intérieur

$$\theta_{i,in} = \eta \tag{2.19}$$

$$\lambda \frac{\partial T_{i,in}}{\partial x} = h_{c,int,eau}(T_{i,in} - T_{eau}) \tag{2.20}$$

  Extérieur

$$\rho_l D_{\theta_{i,out}} \frac{\partial \theta_{i,out}}{\partial x} + \frac{K(\theta_{i,out})}{g} \frac{\partial P_i}{\partial x} = h_{m,out}(P_{v,ext} - P_{v,i,out}) \tag{2.21}$$

$$\lambda \frac{\partial T_{i,out}}{\partial x} = h_c(T_{ext} - T_{i,out}) + L h_{m,out}(P_{v,ext} - P_{v,i,out}) + \epsilon_{surf}\sigma(T_{rad}^4 - T_{i,out}^4) \tag{2.22}$$

- Zone 3
  Cette zone correspond à la partie poreuse dont les éléments sont complètement saturés en eau. Le flux d'eau traversant le milieu poreux est supérieur au potentiel d'évaporation, l'espace poreux est entièrement occupé par le liquide et on a formation de gouttes à la surface extérieure. θ est dans ce cas constant, maximal et égal à la porosité η. Les conditions aux limites sont les suivantes :

  Intérieur

$$\theta_{i,in} = \eta \tag{2.23}$$

$$\lambda \frac{\partial T_{i,in}}{\partial x} = h_{c,int,eau}(T_{i,in} - T_{eau}) \tag{2.24}$$

  Extérieur

$$\theta_{i,out} = \eta \tag{2.25}$$

$$\dot{m}_{rui} = \frac{K(\theta_{i,out})}{g} \frac{\partial P_i}{\partial x} - h_{m,out}(P_{v,i,out} - P_{v,ext}) \tag{2.26}$$

$$\lambda \frac{\partial T_{i,out}}{\partial x} = h_c(T_{ext} - T_{i,out}) + L h_{m,out}(P_{v,ext} - P_{v,i,out}) + \epsilon_{surf}\sigma(T_{rad}^4 - T_{i,out}^4) \tag{2.27}$$

La résolution des équations 2.12 et 2.13 avec les conditions limites permet de calculer les flux échangés par la paroi poreuse avec l'air extérieur, l'eau et l'air intérieurs.

L'eau et l'air à l'intérieur du réservoir sont traités comme des nœuds thermiques. L'inertie thermique de l'air est négligée. Dans ces conditions, la température de l'air et de l'eau à l'intérieur se déduisent à partir des bilans thermiques suivants :

$$0 = \Phi_{air/eau} + \sum \Phi_{i,in} \qquad \text{Air intérieur} \tag{2.28}$$

$$m_{eau} Cp_{eau} \frac{\partial T_w}{\partial t} = \sum \Phi_{i,in} - \Phi_{air/eau} \qquad \text{Eau intérieure} \tag{2.29}$$

$\Phi_{air/eau}$ correspond à la puissance thermique échangée entre l'air et l'eau à l'interface. On ne considère ici que les échanges sensibles. A chaque pas de temps la masse d'eau contenue dans le réservoir est mise à jour en fonction de la quantité d'eau ayant traversé la surface intérieure de la paroi poreuse.

Le tridiagonal matrix algorithme (MTDMA) est utilisé pour résoudre ce système d'équation grâce au logiciel Scilab. Une description détaillée de cette méthode de résolution adaptée aux transferts couplés masse chaleur ayant servi de base à ce travail est disponible dans les travaux de Mendes [Men97] et [MPL02].

Le modèle numérique développé doit être testé et comparé avec une étude expérimentale. Cependant, pour effectuer cette comparaison il est nécessaire d'alimenter le modèle avec les propriétés de la structure poreuse des terres cuites qui sont testées expérimentalement.
La valeur de ces propriétés peut varier énormément selon les matériaux. Par exemple, d'après Daïan [Dai12], la perméabilité intrinsèque de différentes terres cuites peut varier de 10^{-19} à 10^{-12} m^2. De même, la porosité peut varier de 18 à 39%. Des modèles simples ou des corrélations permettent parfois de calculer ces grandeurs mais souffrent en général de lourdes incertitudes. En raison de l'importance de ces valeurs dans les phénomènes de transfert, une attention particulière a été accordée dans ce travail à leur détermination et fait l'objet du prochain paragraphe

2.3 Étude et détermination des propriétés du milieu poreux nécessaires à la modélisation

2.3.1 Description des réservoirs poreux étudiés

Les propriétés du milieu poreux nécessaires au modèle sont déterminées pour deux terres cuites différentes qui sont utilisées pour l'étude expérimentale et que l'on nomme TC_1 et TC_2. Deux réservoirs poreux R_1 et R_2 produits respectivement avec les terres cuites TC_1 et TC_2 sont utilisés pour tester le modèle et mesurer leur potentiel de refroidissement.
Les deux réservoirs poreux illustrés sur la figure 2.4 sont des produits du commerce fournis par la société Terreal, les principales caractéristiques ainsi que les dimensions géométriques des réservoirs utilisés sont données dans le tableau suivant :

Table 2.1 – *Propriétés des réservoirs étudiés*

	Porosité	Densité	Cp	λ	Hauteur	Largeur	Profondeur	Épaisseur de paroi	Volume d'eau
	m^3/m^3	kg/m^3	J/kg/K	W/m/K	mm	mm	mm	mm	L
TC_1/R_1	0.22	1970	840	2	600	300	12	200	22
TC_2/R_2	0.24	2070	840	2	12	60	60	10	0.2

Figure 2.4 – *Illustrations des quatre réservoirs testés*

Les réservoirs R_1 et R_2 se différencient donc par le matériau poreux qui les constitue et par la géométrie.
Le processus d'extrusion utilisé couramment pour la fabrication de briques crée une fine couche d'argile à la surface externe de la brique. Cette peau donne un aspect lisse à la surface. Constituée essentiellement d'argile très fine, cette couche a un impact non négligeable sur les transferts d'humidité dans la paroi. La peau d'argile peut être enlevée assez facilement par sablage. Pour étudier son impact, chaque réservoir est testé avec et sans peau.

2.3.2 Étude et détermination de la perméabilité intrinsèque et conductivité hydraulique

La conductivité hydraulique K (m/s) d'un milieu poreux détermine la quantité de liquide pouvant traverser une paroi poreuse sous un gradient de pression. Cette grandeur est couramment utilisée pour les transferts liquides (Loi de Darcy). Elle dépend de la viscosité du

fluide, de la structure poreuse, et de la fraction volumique de liquide. Une bonne connaissance de cette valeur est nécessaire en particulier pour des problèmes à haute teneur en humidité pour lesquels le transport de masse est majoritairement liquide. Elle peut être exprimée par :

$$K(\theta) = \rho_l g \frac{k_{intr} k_{rel}(\theta)}{\mu_l} \tag{2.30}$$

k_{rel} est la perméabilité relative ; un coefficient permettant de rendre compte la dépendance de K par rapport à θ. Le modèle de Willie et Spangler [WS52] donne la perméabilité relative en fonction de la fraction volumique de la phase mouillante :

$$k_{rel} = (\frac{\theta}{\eta})^4 \tag{2.31}$$

k_{intr} est la perméabilité intrinsèque du milieu poreux. Elle représente la capacité d'un espace poreux à être traversé par un fluide. Cette valeur est purement géométrique et indépendante du fluide.
Si on fait l'hypothèse d'un espace poreux constitué de tubes cylindriques, parallèles au sens de l'écoulement, de diamètre d et que l'on fait l'analogie entre un écoulement visqueux de Poiseuille et un écoulement de Darcy, la perméabilité intrinsèque du milieu s'écrit alors :

$$k_{intr} = \eta \frac{d^2}{32} \tag{2.32}$$

Les hypothèses très fortes sous-jacentes à cette corrélation (tubes cylindriques, parallèles, de même diamètre) ne prennent pas en compte la complexité de l'espace poreux. Différents modèles plus complets ont été proposés comme celui de Purcell [Pur49] qui intègre l'équation (2.32) sur une mesure de la distribution du diamètre des pores ou encore le modèle de Reznik [Rez71] qui prend en compte les effets de constriction des pores toujours sur un faisceau de tubes parallèles, mais restent encore approximatifs. Un facteur de tortuosité du milieu est en général ajouté pour rendre compte du fait que les pores ne sont pas rectilignes, parallèles et alignés dans la direction de l'écoulement. L'impact de la tortuosité peut être très important en particulier pour les milieux consolidés à faible porosité comme la terre cuite [SC07]. Cette valeur est souvent délicate à estimer avec des modèles. Pour les deux réservoirs étudiés, une mesure de la perméabilité intrinsèque est donc réalisée.

Pour mesurer la perméabilité intrinsèque, un protocole inspiré des perméamètres à liquide [Dai12] et des protocoles d'essai d'imperméabilité des tuiles en terre cuite [PLWP04] a été mis en place. Il faut au préalable immerger les réservoirs poreux dans l'eau plusieurs jours afin de saturer les pores. Au début de l'expérience les réservoirs sont remplis d'eau, pesés sur une balance (Sartorius avec une précision de 0.2 g) et couverts par un film plastique. Un espace de 1 cm est laissé entre le film plastique et la terre cuite afin de laisser les gouttes couler à la surface du réservoir. Le film plastique a pour but de couper l'évaporation. A la fin de l'expérience, le réservoir est pesé de nouveau, permettant de déduire $\dot{m}_{rui}$. La mesure de $\dot{m}_{rui}$ en considérant $h_m = 0$ et le milieu saturé permet de déduire k_{intr} d'après les équations (2.2), (2.6) et (2.30).

Pour la terre cuite TC_1 les incertitudes de mesures résident principalement dans la mesure de l'épaisseur de la paroi qui est $e = 10 \text{ mm} \pm 0.5 \text{ mm}$. Ceci est dû au fait que le réservoir utilisé pour l'expérience est un matériau brut de construction dont la tolérance est de l'ordre du millimètre. Pour la terre cuite TC_2, la mesure de l'épaisseur de paroi est meilleure $e = 9.8 \text{ mm} \pm 0.2 \text{ mm}$, cependant la quantité d'eau traversant la paroi pendant l'expérience est très faible ($3.5 \text{ g} \pm 0.2 \text{ g}$) et amène les incertitudes les plus importantes.

Les résultats de ces mesures montrent d'une part un écart important entre les deux terres cuites (facteur 10) et d'autre part un impact conséquent de la présence de la peau. En effet la

TABLE 2.2 – *Mesure de la perméabilité intrinsèque*

	TC_1 avec peau	TC_1 sans peau	TC_2 avec peau	TC_2 sans peau
k_{intr} (m^2)	$3.73\ 10^{-17} \pm 10\%$	$7.53\ 10^{-17} \pm 10\%$	$2.96\ 10^{-18} \pm 12\%$	$6.97\ 10^{-18} \pm 10\%$

présence de la peau diminue de 50% et de 60% la perméabilité des terre cuites TC_1 et TC_2. La fine couche d'argile à la surface est peu perméable au liquide et freine considérablement son écoulement.

2.3.3 Détermination des coefficients de transport liquide et vapeur

Dans les milieux poreux non saturés, la prise en compte des forces de capillarité dans le transfert de masse est nécessaire. Comme précisé au paragraphe 2.1.1 les forces capillaires apparaissent en présence d'une interface de deux fluides et d'un solide. D'après la loi de Laplace (equation 2.1), la pression capillaire créée à l'interface dépend de la géométrie de la matrice solide. Ainsi, pour évaluer la pression capillaire il est nécessaire d'avoir une bonne connaissance de l'espace poreux. Une mesure de la distribution du diamètre des pores a été effectuée par intrusion de mercure sur les deux terres cuites et est présentée sur la figure 2.5. Cette méthode utilise le mercure qui est un fluide non mouillant. Ainsi les pores d'un fragment de matériau immergé dans du mercure ne sont pas naturellement envahis par le mercure liquide. Une pression extérieure (hydraulique) est alors nécessaire pour introduire le mercure dans le milieu poreux. Cette pression extérieure est imposée par palier. Les pores envahis sont ceux dont la pression capillaire devient inférieure à la pression extérieure (les plus gros pores d'abord, cf equation de Laplace 2.1). En mesurant le volume de mercure introduit à chaque pas de pression, il est possible de reconstruire la distribution du diamètre des pores. Dans cette méthode, pour simplifier et utiliser l'équation de Laplace, les pores sont considérés cylindriques. De plus un hystérésis peut exister entre le remplissage et le vidage en raison de l'effet de bouteille d'encre que peuvent provoquer les pores. Dans ce travail, on utilise les valeurs données par cette mesure lors de l'intrusion sans considérer d'hystéreris.

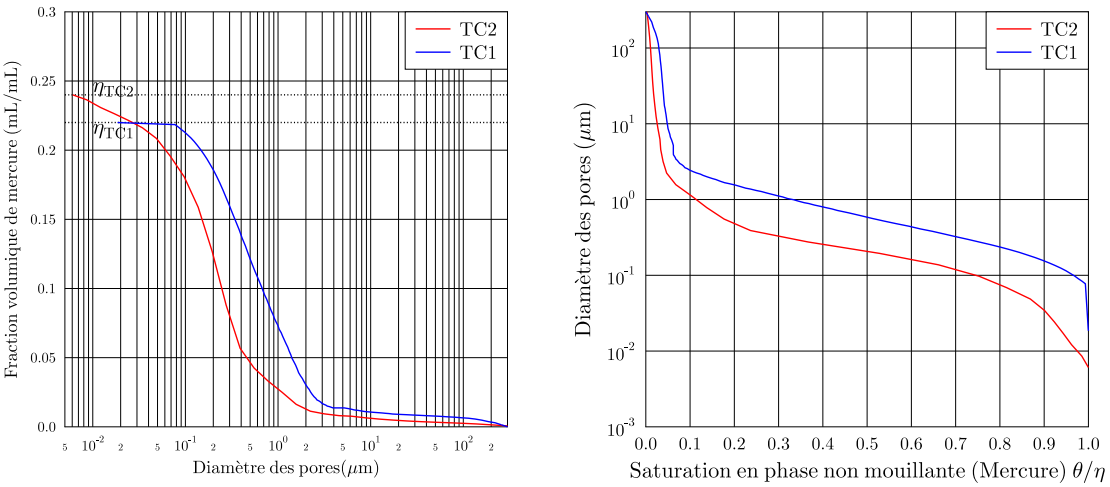


FIGURE 2.5 – *Résultats de mesures par intrusion au mercure (gauche), distribution du diamètre des pores (droite)*

On observe sur la figure 2.5 que la majorité des pores ont des diamètres compris entre 0.1 et 10 μm. Les diamètres des pores de la terre cuite TC_1 sont plus importants que ceux de la TC_2. La fraction volumique de mercure dans l'espace poreux atteint un maximum qui est la porosité de la terre cuite égale à 0.22 m^3/m^3 pour TC_1 et 0.24 m^3/m^3 pour TC_2. Avec la loi de Laplace, en considérant un angle de contact égale à 0, il est possible de calculer la pression capillaire en fonction de la fraction volumique en eau liquide (figure 2.6 gauche), puis le coefficient de transport en utilisant les équations 2.10 et 2.11 qui sont illustrés sur la figure 2.6 (à droite).

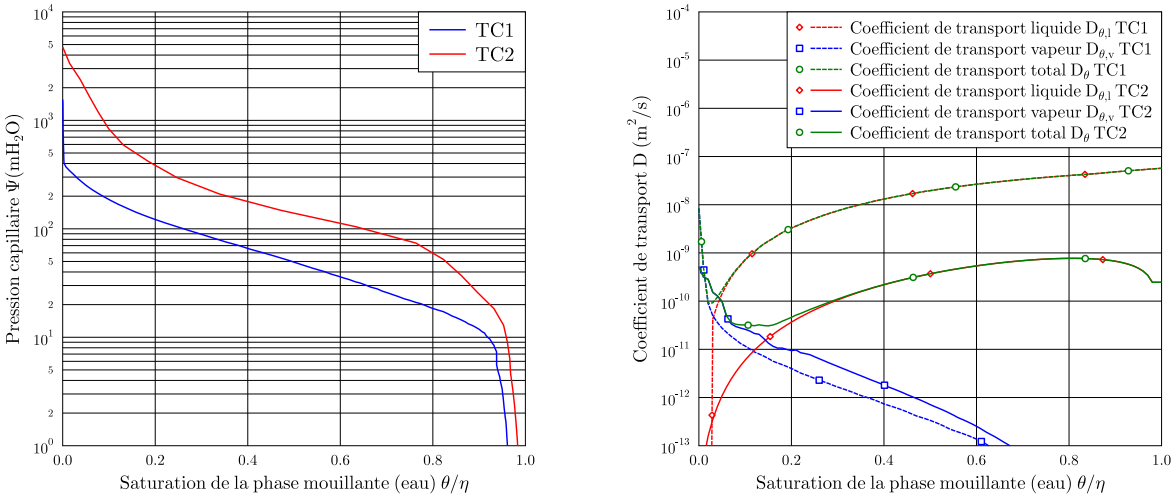


FIGURE 2.6 – *Pression capillaire en fonction de la fraction volumique en eau liquide (gauche) ; coefficient de transport (liquide, vapeur et total) en fonction de la fraction volumique en eau liquide*

Sur cette dernière figure, on observe que pour de très faibles contenus en liquide, le transport de masse se fait principalement sous forme de vapeur, puis à partir de 10% de saturation, le transport sous forme liquide devient prépondérant.

2.3.4 Étude des coefficients de transferts de masse et de chaleur par convection

On s'intéresse à présent aux échanges convectifs massiques et thermiques entre l'air extérieur et la surface extérieure de la paroi poreuse. Les coefficients de transferts par convection représentent les échanges entre une surface et un fluide en mouvement. En raison de la complexité et la difficulté de rendre compte précisément des mouvements du fluide (ici de l'air) ces transferts sont généralement difficiles à appréhender. L'étude du coefficient de transfert de chaleur par convection a fait l'objet de nombreuses études. Plusieurs dizaines de corrélations existent [Pal08] issues d'études expérimentales en laboratoire ou in situ. Dans ce travail, et étant donnée la géométrie différente des réservoirs étudiés (R_1 possède de grandes surfaces planes, R_2 est un tube carré), deux corrélations de h_c couramment utilisées sont choisies. La corrélation de Mac Adams [Ada54] applicable pour des surfaces planes parallèles au flux d'air est choisie pour R_1, et la corrélation de Reiher [Rei26] utilisable pour les tubes carrés perpendiculaires au flux d'air est choisie pour R_2.

Mac Adams (plaque plane parallèle au flux d'air)	$h_c = 6.2 + 4.3v$	(2.33)
Reiher (tube carré perpendiculaire au flux d'air)	$Nu = 0.149Re^{0.691}$	(2.34)

Comme pour le transfert de chaleur, le coefficient de transfert de masse par convection h_m est une fonction complexe liée à la vitesse du fluide, à ses propriétés et à la géométrie de la surface solide. Il est courant d'utiliser l'analogie entre le transfert de masse et le transfert de chaleur en considérant le ratio entre le nombre de Nusselt et celui de Sherwood comme constant (équation 2.35). Cette analogie appelée *analogie de Chilton Colburn* [CC34] permet de déterminer h_m à partir de h_c généralement mieux connu.

$$\frac{Nu}{Sh} = \left(\frac{Pr}{Sc}\right)^{\frac{1}{3}} \tag{2.35}$$

Dans cette formulation, les coefficients de transferts convectifs sont directement déduits du nombre de Nusselt (pour h_c) et du nombre de Sherwood (pour h_m). Bien que cette analogie soit pratique, les conditions pour un développement des couches limites thermiques et massiques parfaitement identiques sont assez restrictives (surfaces planes, isothermes, sans perturbations extérieures...) [DBD+12]. Si elles ne sont pas réunies, des écarts conséquents peuvent être observés [SJP09] [CLC02]. Dans ces conditions, il est conseillé pour plus de précision, d'évaluer ce coefficient soit numériquement à partir de modélisation fine en éléments finis (CFD), soit expérimentalement (ce qui est fait dans ce travail).

En considérant l'ensemble du réservoir, on peut déduire h_m à partir de la mesure du taux d'évaporation $\dot{m}$ en utilisant la formule 2.36. Le taux d'évaporation $\dot{m}$ est mesurée grâce à une balance électronique sur laquelle le réservoir est posé et qui enregistre en continu la variation de masse.

$$h_m = \frac{\dot{m}}{P_{v,sat}(T_{eau}) - \varphi P_{v,sat}(T_{ext})} \tag{2.36}$$

L'application de cette formule n'est possible que lorsque l'équilibre est atteint (température de l'eau dans le réservoir et taux d'évaporation stable) et si la pression de vapeur à la surface de la paroi poreuse est proche de la pression de vapeur saturante. Cette deuxième condition signifie que le matériau est presque saturé et que le taux d'évaporation mesuré ne dépend que du transfert de masse convectif et pas du transfert de masse au sein de la couche poreuse. Cette hypothèse est vérifiée à postériori pour R_1 mais ne l'est pas pour R_2 dont il est alors pas possible de mesurer h_m avec cette méthode. On considère de plus que h_m moyen mesuré est applicable sur l'ensemble de la surface du réservoir (faible variation spatiale de h_m).

Le dispositif expérimental est constitué d'une balance électronique, sur laquelle est placée le réservoir poreux rempli d'eau, de sondes de température permettant de mesurer la température de l'eau dans le réservoir et la température de l'air (incertitude de 0.2°C), d'un hygromètre pour l'humidité relative de l'air ambiant (incertitude de 2% sur la plage 0-90%), d'un ventilateur soufflant de l'air en direction du réservoir et enfin d'un anémomètre à fil chaud placé en amont du réservoir mesurant la vitesse de l'air (précision de capteur 0.05 m/s). L'homogénéité du champ de vitesse incident sur le réservoir de l'air est difficile à assurer en aval du ventilateur, ainsi l'incertitude de mesure de la vitesse de l'air a été évaluée à 15%. L'expérience a été menée pour différentes vitesses d'air avec un réservoir R_1 avec peau et un sans peau. Les résultats sont illustrés sur la figure 2.7.

Premièrement, on observe un impact très fort de la peau sur le coefficient de transfert de masse ainsi qu'un décalage non négligeable entre la mesure et l'analogie masse chaleur qui

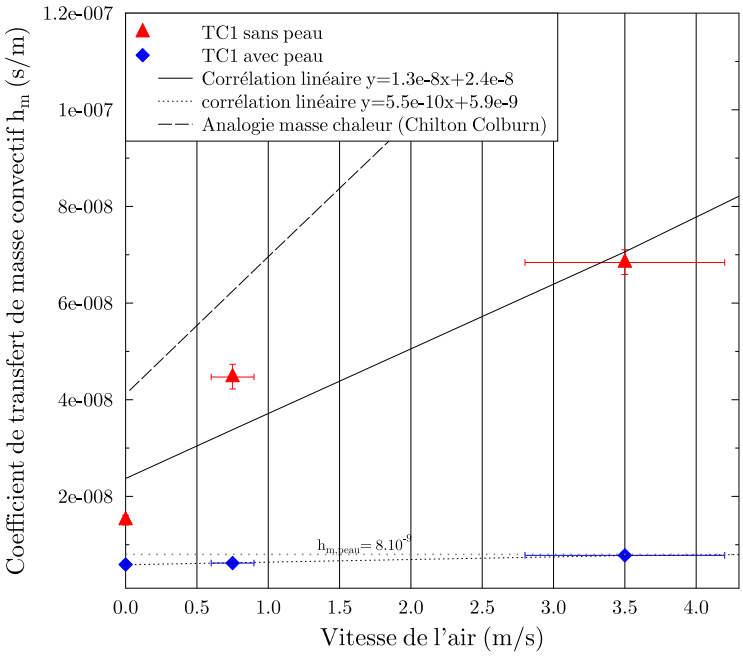


FIGURE 2.7 – *Coefficient de transfert de masse convectif en fonction de la vitesse du vent*

surestime ici les transferts de masse. On observe de plus que le coefficient de transfert de masse avec peau varie peu lorsque la vitesse de l'air augmente. Burch [BTF92] propose de prendre en compte la résistance à la vapeur provoqué par la peau dans la modélisation en ajoutant une résistance de surface en série $h_{m,peau}$ tel que :

$$\frac{1}{h_{m,avecpeau}} = \frac{1}{h_{m,sanspeau}} + \frac{1}{h_{m,peau}} \tag{2.37}$$

Ces mesures permettent d'évaluer $h_{m,peau} = 8\ 10^{-9}$ s.m^{-1}. $h_{m,peau} << h_{m,sanspeau}$ et donc l'évaporation contrôlée par la peau d'argile est quasiment indépendante de la vitesse du vent et égale à $h_{m,peau}$. Chuck et Sparrow ont observé une dépendance linéaire entre Re et Sh dans le cas d'un flux d'air passant au dessus d'une surface d'eau dans un canal [CS86]. Ainsi pour évaluer h_m avec et sans peau pour le réservoir R_1, deux corrélations linéaires de la forme $h_m = av + b$ sont proposées et sont utilisées dans le modèle. Pour R_2, à défaut de mesure possible, l'analogie chaleur/masse est utilisée.

TABLE 2.3 – *Corrélation expérimentale du coefficient de transfert de masse par convection*

$h_m = aV + b$	a (-)	b (s.m^{-1})
Sans peau	1.3 10^{-8}	2.4 10^{-8}
Avec peau	5.5 10^{-10}	5.9 10^{-9}

2.4 Étude expérimentale du comportement évaporatif de réservoirs poreux et comparaison avec le modèle

L'objectif de ce chapitre est de mesurer expérimentalement le potentiel de rafraîchissement d'eau de réservoirs poreux. Ces mesures sont ensuite confrontées au modèle expérimental pour tester sa validité.

2.4.1 Dispositif expérimental

Quatre réservoirs poreux (R_1 et R_2 avec et sans peau) ont été placés dans une chambre climatique dans laquelle la température de l'air, l'hygrométrie et la vitesse de l'air sont contrôlées. Les parties supérieures et inférieures du réservoir (bouchons) sont isolées thermiquement afin de n'avoir des transferts de chaleur et de masse que sur les parois poreuses. Les réservoirs sont pesés au début et à la fin de l'expérience, permettant de déduire le taux d'évaporation moyen. Les réservoirs ont été saturés en eau avant le début de l'expérience puis laissés à l'air libre pendant 4 heures avant le début du test à 22 °C, 50% d'humidité. Ils sont alors soumis pendant 20h à un flux d'air contrôlé. La température de l'eau (au centre du réservoir) est aussi mesurée et relevée toutes les minutes.

La température de l'air et l'humidité relative imposées durant le test sont illustrées sur la figure 2.8. Elles reproduisent les conditions météorologiques de la nuit du 1er au 2 aout 2003 à Bordeaux. La vitesse de l'air est fixée à 1.3 m/s. De plus un palier de 2 heures a été imposé au début pour tester le comportement des réservoirs lors d'un échelon dynamique de température.

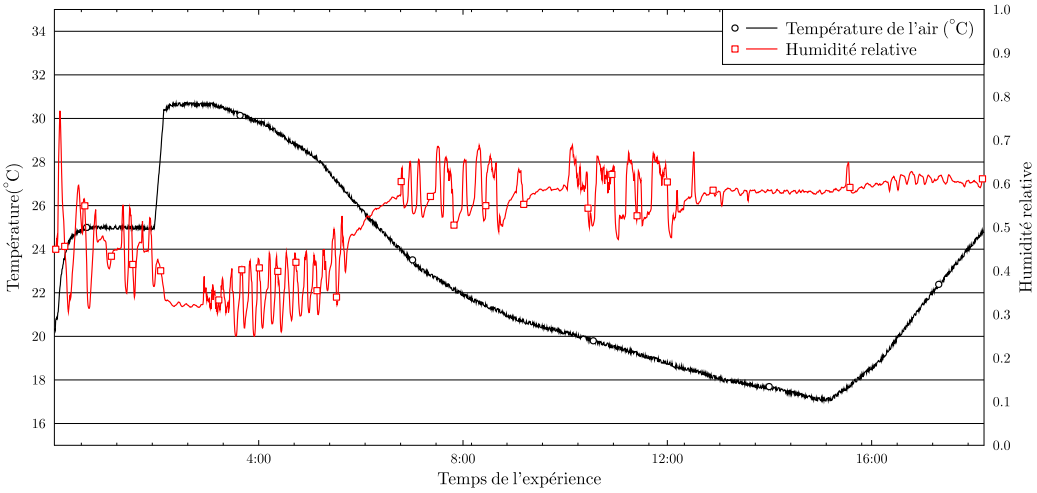


Figure 2.8 – *Sollicitations imposées pendant l'expérience ; humidité relative et température*

2.4.2 Principaux résultats

Pour chaque réservoir, la simulation est comparée avec l'expérience. De plus, deux simulations correspondant à des cas extrêmes sont ajoutées. Dans le premier cas, on considère la surface extérieure du réservoir imperméable, donc sans évaporation ($h_m = 0$). Dans le second cas, on considère que le matériau poreux est totalement saturé et que la pression de vapeur à la surface extérieure est égale à la pression de vapeur saturante. La comparaison des résultats est présentée sur la figure 2.9.

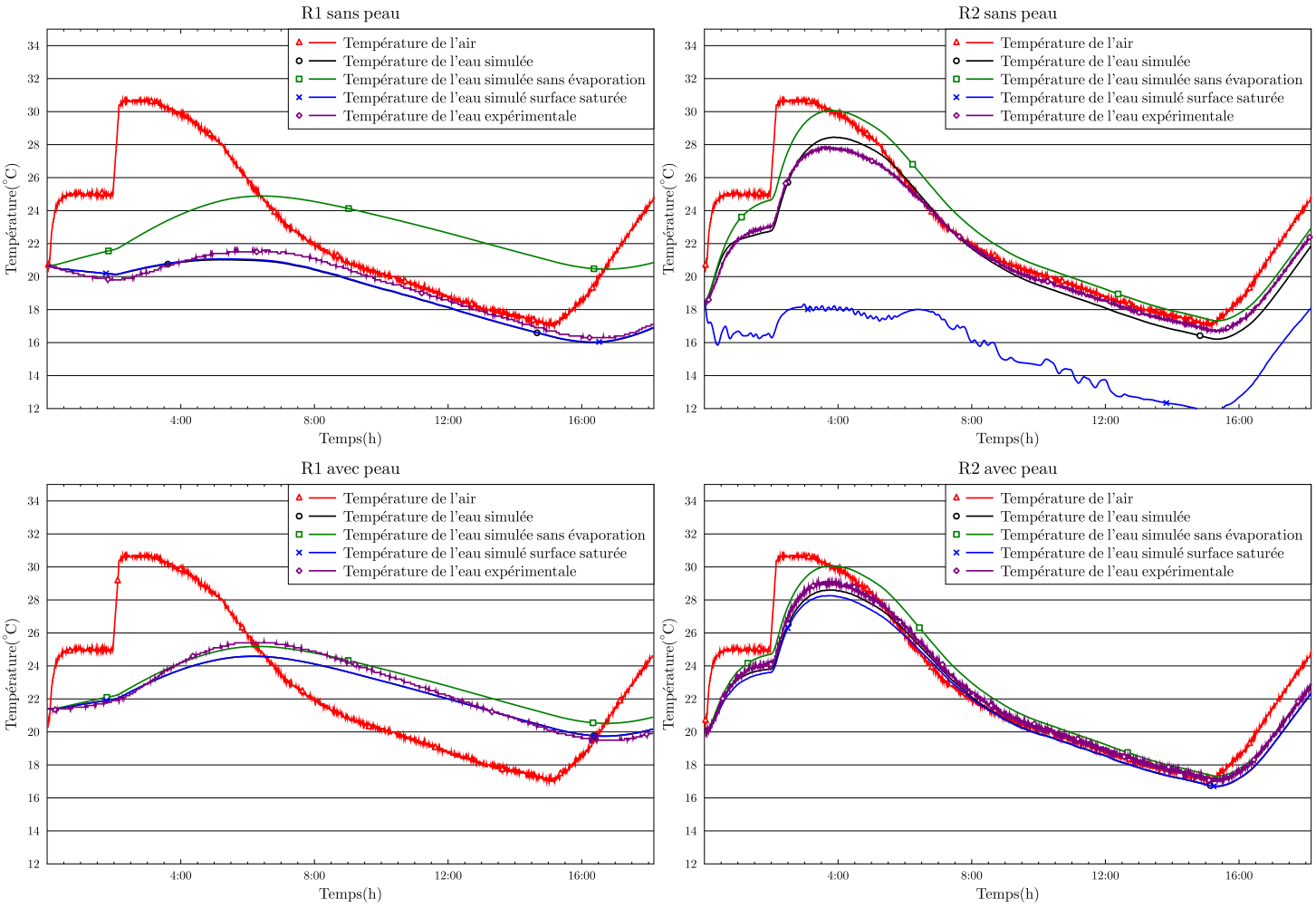


FIGURE 2.9 – *Mesures et simulation du comportement de quatre réservoirs poreux au cours de l'expérience*

Pour comparer la simulation avec l'expérience, l'écart moyen absolu est utilisé (EMA) :

$$EMA = \frac{1}{N}\sum_{i=0}^{N} |T_{exp,i} - T_{simu,i}| \tag{2.38}$$

Les résultats des comparaisons pour les quatre cas étudiés sont proposés dans le tableau 2.4.

TABLE 2.4 – *Récapitulatif et comparaisons des résultats expérimentaux et numériques*

	EMA (°C)	Taux d'évaporation moyen expérimental (g/min/m^2)	Taux d'évaporation moyen simulé (g/min/m^2)	Erreur taux d'évaporation %	Puissance évaporative moyenne expérimentale (W/m^2)
R_1 avec peau	0.35	0.29	0.35	21	12
R_1 sans peau	0.31	1.76	1.82	3	72
R_2 avec peau	0.12	0.43	0.36	16	18
R_2 sans peau	0.45	1	0.82	18	41

2.4.3 Analyse

Premièrement, on peut observer un impact très important de la peau. Dans les cas avec peau, les écarts entre les températures : simulée, simulée sans évaporation et simulée saturée sont faibles (inférieurs à 1 °C). Ce qui signifie que quelque soit la teneur en eau du matériau, la peau d'argile freine très fortement l'évaporation au point que son comportement est proche d'un réservoir imperméable. La peau diminue le taux d'évaporation de plus de 80% pour le réservoir R_1, de plus de 50% pour le réservoir R_2 et donne des puissances évaporatives faibles (inférieures à 20 W/m^2).
Dans cette expérience, la température moyenne de l'eau dans le réservoir R_1 avec peau est 3.2°C plus élevée que pour le même réservoir sans peau et 0.6 °C pour R_2.
La figure 2.9 et le tableau 2.4 montrent une bonne estimation de la température de l'eau et du taux d'évaporation par le modèle numérique. La moyenne des écarts absolus est de 0.35 °C pour R_1 et 0.12 °C pour R_2. Au niveau du taux d'évaporation, même si le comportement thermique de l'évaporateur est bien modélisé, le faible taux d'évaporation donne des erreurs relatives d'environ 20%.
La présence de la peau est donc très pénalisante pour le refroidissement de l'eau puisque le phénomène d'évaporation est alors quasi inexistant et est à éviter pour maximiser le taux d'évaporation.

Le cas R_1 sans peau montre que l'évaporation est efficace pour le refroidissement puisque malgré la masse importante d'eau et de terre cuite, la température de l'eau dans le réservoir reste inférieure à la température de l'air pendant toute l'expérience. Il est intéressant d'observer que la température minimum atteinte par l'eau pendant l'expérience est 1°C inférieure à celle de l'air et est en moyenne 3.6°C inférieure au cas simulé sans évaporation. Le taux d'évaporation moyen est de 1.76 g.min^{-1}.m^{-2} soit une puissance évaporative moyenne de 72 W/m^2. L'écart absolu moyen entre le modèle et l'expérience est de 0.31°C et l'erreur sur le taux d'évaporation est inférieure à 5%.
On ne voit pas de différence entre le cas simulé et le cas saturé ce qui signifie que pendant le test la surface extérieure est restée suffisamment humide pour être considérée comme saturée. Les forces de pression hydrostatique et de capillarité sont suffisantes pour maintenir la surface extérieure humide. Cela veut aussi dire que pour ce type de terre cuite un modèle simplifié basé sur une hypothèse de saturation permanente du milieu poreux est valide. Dans ce cas les incertitudes viennent principalement de la prise en compte du coefficient de transfert de masse h_m. Cette terre cuite donne de très bonnes performances et semble appropriée pour une application de rafraîchissement par évaporation.

Enfin pour le cas TC_2 sans peau, on peut observer des différences plus nettes entre la simulation simple, la simulation sans évaporation et la simulation considérant le milieu saturé. Cela signifie que l'évaporation a un impact non négligeable dans le comportement thermique du réservoir mais que le transfert d'eau dans le matériau poreux n'est pas suf-

fisant pour maintenir la surface extérieure saturée. Ce faible transfert d'eau est dû à une basse perméabilité et une faible hauteur d'eau dans le réservoir. L'écart absolu moyen entre le modèle et l'expérience est le plus élevé des 4 réservoirs testés (0.45°C). L'erreur sur le taux d'évaporation est d'environ 20%. Dans ce cas, et étant donné que le débit limitant est le débit traversant la paroi poreuse, les incertitudes concernant h_m sont peu influentes à l'inverses de celles liées aux propriétés poreuses du matériau.
Avec ce réservoir, le potentiel d'évaporation de l'air n'est pas complètement exploité, le transfert d'eau au sein de la paroi poreuse est le phénomène limitant. Cette terre cuite n'est pas souhaitable pour une application de rafraîchissement par évaporation.

Les résultats très différents obtenus pour les réservoirs montrent que le choix de celui-ci est crucial dans l'objectif d'avoir un taux d'évaporation maximal et une température d'eau minimale. La peau d'argile stoppe l'évaporation et est donc à éviter absolument. De plus un matériau suffisamment perméable pour maintenir sa surface extérieure constamment humide est souhaitable pour exploiter au maximum le potentiel évaporatif de l'air ambiant et favoriser le refroidissement du réservoir.

Ces comparaisons entre l'étude expérimentale et le modèle numérique montrent que celui-ci donne satisfaction avec des écarts absolus moyens de température inférieurs à 0.5°C et des erreurs relatives sur le taux d'évaporation inférieures à 21%. Ce modèle numérique est donc utilisé dans le prochain paragraphe pour aider à déterminer un matériau et une géométrie adéquat à une application de rafraîchissement par évaporation.

2.5 Détermination d'un réservoir adéquat pour une application de rafraîchissement par évaporation

L'objectif de ce paragraphe est de déterminer les propriétés poreuses et la géométrie adéquates pour maximiser le potentiel d'un évaporateur en ayant peu de pertes par ruissellement.

Pour cela des études paramétriques sur les paramètres influents sont menées.
Les transferts de masse étant majoritairement sous forme liquide, la propriété importante du milieu poreux est la perméabilité du milieu. Concernant la géométrie, les paramètres influents sont l'épaisseur de la paroi du réservoir et la hauteur d'eau qui détermine le gradient de pression hydrostatique dans la paroi poreuse. L'étude paramétrique porte simplement sur la hauteur du réservoir, l'influence de la variation de l'épaisseur du réservoir peut s'en déduire directement. Enfin l'impact des échanges convectifs de masse et de chaleur à la surface extérieure est aussi observé en testant différentes vitesse d'air.

2.5.1 Impact de la perméabilité intrinsèque

Pour cette première étude, on utilise comme référence le réservoir R_1 (celui qui a donné les meilleurs résultats). Ainsi sa géométrie et l'ensemble de ses propriétés sont appliquées par défaut. Une étude paramétrique visant à évaluer l'impact de la perméabilité intrinsèque sur le taux d'évaporation est menée. Les résultats sont donnés avec des sollicitations extérieures constantes ($T_{air} = 22$ °C, $\varphi = 50\%$, $v = 3$ m/s) et le régime permanent atteint.

Sur la figure 2.10, les débits (moyennés sur la hauteur du réservoir ($\dot{m}_{pr}$, $\dot{m}_{cap}$, $\dot{m}_{ev}$, $\dot{m}_{rui}$) illustrés sur la figure 2.2) sont calculés et représentés en fonction de la perméabilité intrinsèque du milieu considéré. $\dot{m}_{dif}$ est très faible par rapport aux autres débits et n'est pas représenté.

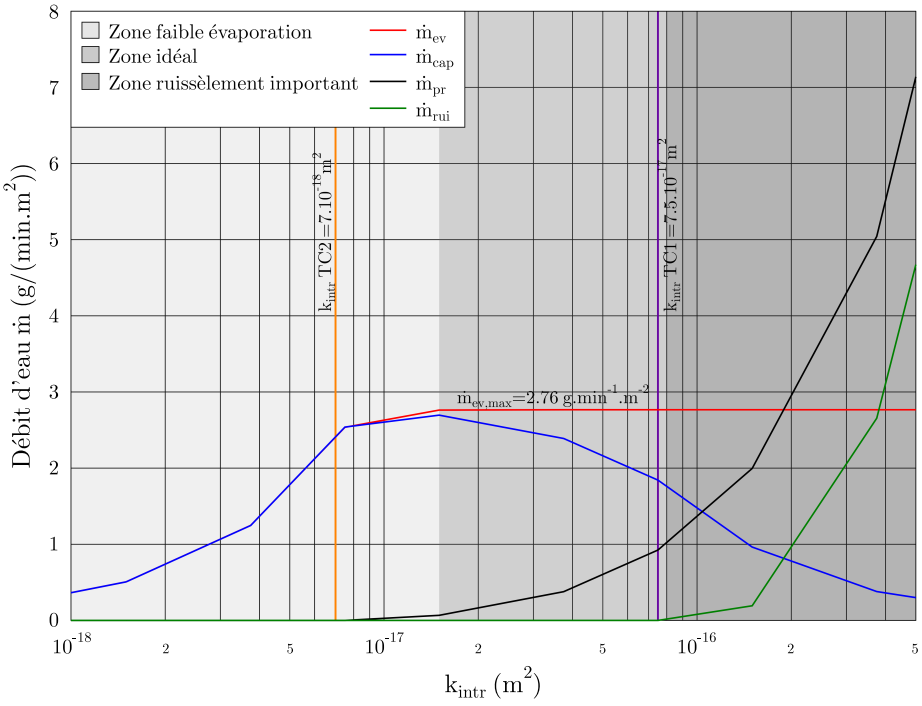


FIGURE 2.10 – *Transferts hydriques dans la paroi poreuse en fonction de la perméabilité intrinsèque du milieu à v=3* m/s *pour la géométrie du réservoir* R_1

On peut observer sur cette figure que pour des perméabilités basses ($k_{intr} < 1.5\ 10^{-17}$ m^2), le débit évaporatif $\dot{m}_{ev}$ faible est seulement dû aux forces capillaires $\dot{m}_{cap}$. Le débit à travers le milieu n'est pas suffisant pour maintenir la surface extérieure humide et ainsi le taux d'évaporation est faible. Dans l'idée d'un rafraîchissement par évaporation, cette zone est à éviter.
Pour des perméabilités importantes $k_{intr} > 1.5\ 10^{-16}$ m^2, on peut observer que le débit dû à la pression de la colonne d'eau $\dot{m}_{pr}$ devient prépondérant par rapport au débit capillaire qui diminue fortement. Dans cette zone, on voit l'apparition d'un débit de ruissellement qui devient très important à partir de $k_{intr} > 2\ 10^{-16}$ m^2. Le débit d'évaporation dans cette zone est constant et maximal $\dot{m}_{ev,max} = 2.76$ g.min^{-1}.m^{-2}. Il correspond au potentiel d'évaporation de l'air extérieur. Au delà de $k_{intr} = 2\ 10^{-16}$ m^2, le débit d'eau traversant la paroi est donc supérieur à ce que peut évaporer l'air extérieur. L'apparition d'un ruissellement conséquent peut être rédhibitoire dans l'idée d'un système économe en énergie et en eau.
Enfin, si la perméabilité intrinsèque est comprise entre $1.5\ 10^{-17}$ et $8\ 10^{-17}$ m^2, on voit que l'évaporation est maximale avec un ruissellement nul. L'addition du débit capillaire et hydrostatique permet de maintenir le milieu saturé en humidité. Avec la géométrie du réservoir R_1, cette zone est idéale pour l'utilisation d'un matériau poreux dans un système évaporatif.

Il faut cependant garder en tête que cette plage idéale est liée à une géométrie de réservoir et des conditions extérieures fixées. Un changement de l'épaisseur de la paroi ou de la hauteur du réservoir changerait les valeurs de cette plage idéale. Intéressons nous à présent à l'influence de la hauteur de la colonne d'eau exerçant une pression sur la paroi intérieure du

réservoir.

2.5.2 Impact de la hauteur de la colonne d'eau dans le réservoir

On se place dans les mêmes conditions que précédemment, c'est à dire avec une ambiance extérieure à $T_{air} = 22$ °C, $\varphi = 50\%$, $v = 3$ m/s, les propriétés du réservoir R_1 et sa géométrie de base (épaisseur de paroi, largeur). La variable ici est la hauteur et donc la colonne d'eau dans le réservoir. On teste deux nouvelles géométries. Un premier cas avec un réservoir ayant une hauteur importante (2 m) et un autre avec une faible hauteur (0.1 m). Les résultats sont reportés sur le graphique 2.11.

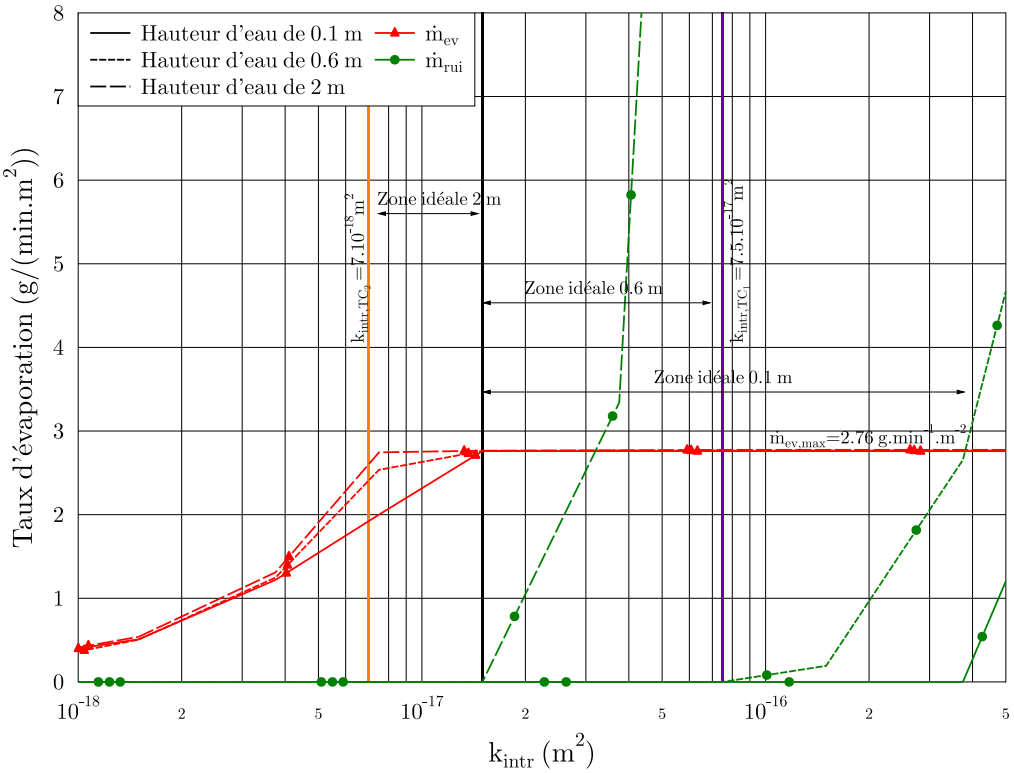


FIGURE 2.11 – *Impact de la hauteur de la colonne d'eau dans le réservoir poreux sur les transferts hydriques à travers la paroi*

Tout d'abord, on peut voir que les pertes par ruissellement pour le réservoir de 2 m de haut sont très importantes dès que la perméabilité du matériau est supérieure à 1.5 10^{-17} m^2. La forte pression dans le réservoir permet d'avoir de meilleures performances pour les perméabilités plus faibles 7.5 10^{-18} à 1.5 10^{-17} m^2. Mais au final la plage de perméabilité offrant de bonnes performances pour un réservoir de 2 m de haut est très étroite et limite fortement son utilisation. A l'inverse, la diminution de la hauteur d'eau à 0.1 m diminue très peu les performances évaporatives aux basses perméabilités et élimine les pertes par ruissellement jusqu'aux fortes perméabilités intrinsèques (supérieures à 4 10^{-16} m^2). Ainsi la zone idéale pour un réservoir de 0.1 m est très grande (de 1.5 10^{-17} à 4 10^{-16} m^2). Plus le réservoir est

haut, plus la zone idéale se rétrécie et se décale vers les basses perméabilités.

Au vu de ces résultats, il est conseillé d'utiliser des réservoirs de petites tailles puisque l'augmentation de la pression due à la colonne d'eau améliore peu les performances aux basses perméabilité et augmente fortement les risques de ruissellement aux fortes perméabilités.

Par rapport aux terres cuites testées, on peut voir que si on utilisait un réservoir de 2 m avec la terre cuite TC_2, malgré la forte pression, les performances ne seraient toujours pas maximales. A l'inverse pour TC_1, un réservoir de 2 m donnerait des fuites très importantes. En cas d'utilisation de ce matériau, il est conseillé d'utiliser un réservoir de hauteur inférieure à 60 cm.

2.5.3 Impact du vent

Nous nous intéressons ici à la variation de la vitesse de l'air au contact du réservoir pour évaluer son impact sur les performances évaporatives. La géométrie et les propriétés du réservoir R_1 sont conservées. Par rapport au cas de base à 3 m/s, deux vitesses de vent supplémentaires sont testées à 0.5 m/s et 10 m/s en plus de la vitesse de 3 m/s utilisée par défaut. Une vitesse d'air de 0.5 m/s représente un cas de vent faible et une vitesse de 10 m/s un cas de vent fort. Les résultats sont reportés dans la figure 2.12.

On peut voir sur cette figure que plus la vitesse de l'air est importante plus le taux d'évaporation maximal $\dot{m}_{ev,max}$ est important, il est de 1.41 $g.min^{-1}.m^{-2}$, 2.76 $g.min^{-1}.m^{-2}$ et 6.51 $g.min^{-1}.m^{-2}$ pour des vitesses d'air respectivement de 0.5 ms^{-1}, 3 ms^{-1}, 10 ms^{-1}.
On observe également lorsque la vitesse du vent augmente un glissement de la zone idéale vers les perméabilités les plus grandes. Le débit de ruissellement va légèrement diminuer mais devient quand même conséquent à partir de $k_{intr} = 8\ 10^{-17}$ m^2 pour v=10 m/s. Pour les faibles perméabilités, le taux d'évaporation est indépendant de la vitesse du vent, ce qui est logique puisque le débit d'eau est limité par le transport à travers la terre cuite. Le recoupement des trois zones idéales se situe pour $k_{intr} = 4\ 10^{-17}$ m^2 qui constitue la perméabilité idéale à rechercher. Les terres cuites testées expérimentalement (TC_1 et TC_2) sont représentées sur le graphique. k_{int,TC_1} est supérieure à $k_{int,idéal}$, ainsi le taux d'évaporation est maximal quelque soit le vent, par contre en cas de potentiel d'évaporation faible, un débit de ruissellement peut apparaitre mais reste limité. k_{int,TC_2} est inférieure à $k_{int,idéal}$, même dans le cas d'un vent faible, la perméabilité de TC_2 ne permet pas un transfert suffisant pour atteindre l'évaporation maximale et cela empire avec l'augmentation de la vitesse du vent.

Pour les basses perméabilités, la diminution du taux d'évaporation s'explique par le fait que le débit d'eau traversant la paroi poreuse n'est pas suffisant pour maintenir la surface extérieure humide. La faible fraction volumique d'eau liquide à la surface extérieure entraine une faible pression de vapeur et donc un gradient de pression de vapeur très faible entre la surface poreuse et l'air extérieur et ainsi un faible taux d'évaporation.
La fraction volumique en eau liquide à la surface extérieure moyennée sur la surface en fonction de la perméabilité intrinsèque est représentée sur la figure 2.13 pour différentes vitesses de vent. L'écart entre la température de l'eau dans le réservoir poreux et la température de l'air extérieur est aussi illustré sur cette figure.

Sur cette figure, on peut observer que $\theta_{out,moy}$ varie entre 0 et 0.22 qui correspond à la porosité η. Pour les fortes perméabilités, $\theta_{out,moy} = \eta$ puis pour k_{intr} compris entre $4\ 10^{-18}$ m^2 et $k_{intr} = 4\ 10^{-17}$ m^2 on peut observer une nette transition qui amène $\theta_{out,moy}$ à 0 pour les faibles perméabilités.

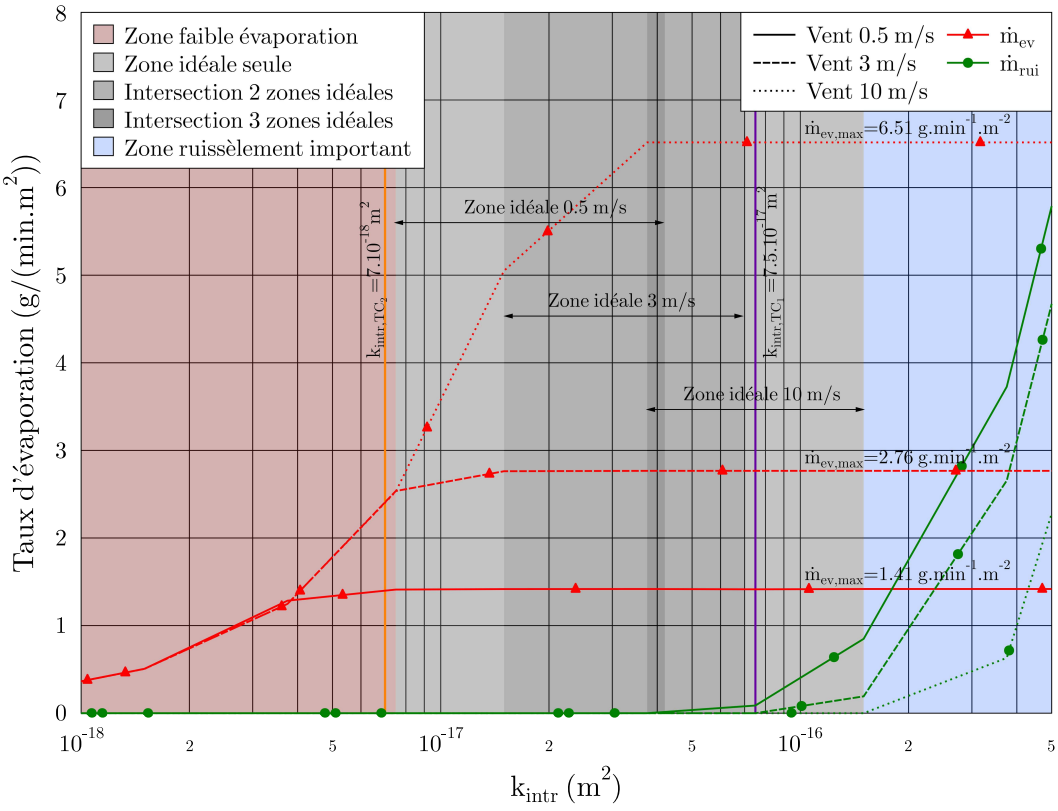


FIGURE 2.12 – *Impact de la vitesse d'air sur les transferts hydriques à travers la paroi poreuse*

Au niveau des températures, on voit que l'écart de température est faible pour les k_{intr} faibles. Comme le taux d'évaporation est limité la température de l'eau est proche de celle de l'air. Lorsque la perméabilité est supérieure à 2 10^{-18} m^2 l'écart de température augmente rapidement jusqu'à atteindre un maximum pour $k_{intr} > 2\ 10^{-17}$ m^2. L'écart de température maximal est peu sensible à la vitesse de vent (entre 4 et 5°C). En effet lorsque le vent augmente, le taux d'évaporation augmente, mais l'apport de chaleur par convection augmente aussi. Ainsi les écarts pour différentes vitesses de vent est révélatrice de l'évolution des coefficients de transferts convectifs (h_m et h_c) en fonction du vent.

On peut observer que lorsque la vitesse du vent augmente le profil de fraction volumique en fonction de la perméabilité est translaté vers les perméabilité plus grandes. Ceci signifie que plus la vitesse de vent augmente, plus il faut une perméabilité importante pour maintenir humide la surface extérieure de la paroi poreuse.
Pour un vent de 3 m/s, la perméabilité de la terre cuite TC_1, permet d'obtenir un écart de température maximal avec une fraction volumique moyenne de 0.21 m^3/m^3. Pour la terre cuite TC_2, la perméabilité n'est pas suffisante pour donner l'écart de température maximal, surtout pour les vitesses de vent importantes.

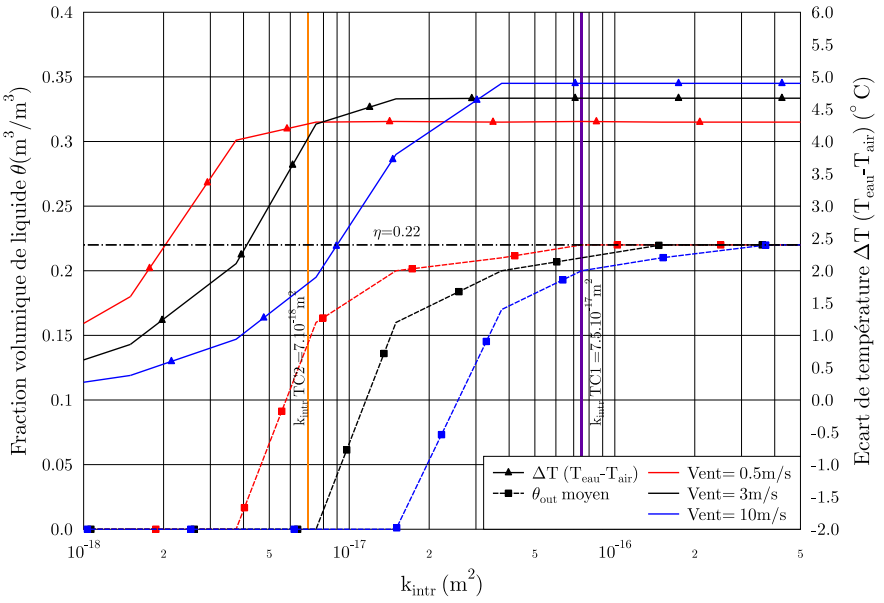


FIGURE 2.13 – *Évolution de la température de l'eau et de la fraction volumique en liquide à la surface extérieure du milieu poreux en fonction de la perméabilité intrinsèque du milieu et de la vitesse du vent*

2.6 Récapitulatif

Dans le tableau ci-dessous les différentes variantes testées au cours de ce chapitre sont récapitulées.

TABLE 2.5 – *Récapitulatif des différentes variantes*

Réservoir	Hauteur	k_{intr}	Vent (m/s)	$\dot{m}_{ev}$	Ecart/R_1	$\dot{m}_{rui}$	Ecart/R_1
	m	m^2	m/s	$g/m^2/s$	%	$g/m^2/s$	$g/m^2/s$
R_1(référence)	0.6	$7.5\ 10^{-17}$	3	2.76	0%	0	0
R_1 **avec peau**	0.6	$7.5\ 10^{-17}$	3	0.51	-81%	0	0
R_1	**2**	$7.5\ 10^{-17}$	3	2.76	0%	42	42
R_1	**0.1**	$7.5\ 10^{-17}$	3	2.76	0%	0	0
R_1	0.6	$7.5\ 10^{-17}$	**0.5**	1.41	-49%	0.1	0.1
R_1	0.6	$7.5\ 10^{-17}$	**10**	6.51	136%	0	0
R_1	0.6	$\mathbf{7.5\ 10^{-16}}$	3	2.76	0%	7.5	7.5
R_1	0.6	$\mathbf{7.5\ 10^{-18}}$	3	2.53	-8%	0	0
R_1	**0.1**	$7.5\ 10^{-17}$	0.5	1.41	-49%	0	-0.1

Les enseignements principaux à dégager de ce tableau sont :

- Il faut éviter la peau à la surface extérieure du réservoir.
- Selon les propriétés poreuses et la géométrie du réservoir, il est possible de trouver une plage idéale de perméabilité permettant de maximiser le taux d'évaporation et d'éviter

le ruissellement.

- Une faible hauteur de réservoir est souhaitable (augmentation de la plage idéale, peu de risque de ruissellement).
- Une augmentation de la vitesse de l'air augmente le taux d'évaporation mais pas forcément l'écart de température entre l'air extérieur et l'eau dans le réservoir.

2.7 Choix du réservoir et simplification de la modélisation

Au vu de ce dernier paragraphe, on a pu constater que le réservoir R_1 donne de bons résultats en terme d'évaporation et admet quelques pertes d'eau lorsque les conditions d'évaporation sont mauvaises. Les performances de ce réservoir peuvent donc encore être meilleures avec un réservoir de plus petite taille ou avec une perméabilité autour de 4 $10^{-}17$ m^2. Pour des raisons pratiques, de disponibilité et de practicité, des réservoirs de ce type sont utilisés pour tester le système à échelle réelle sur une habitation.

Le modèle numérique a été comparé à une étude expérimentale et a donné de bons résultats. Cependant la résolution de ce modèle avec un maillage fin de l'espace poreux est complexe et couteuse en temps de calcul.
Pour le réservoir R_1, on peut voir que la fraction volumique de liquide sur la surface extérieure est toujours très proche de son maximum (0.22 m^3/m^3), et ceci même lorsque la vitesse du vent est importante (cf figure 2.13). De plus, la comparaison effectuée entre l'expérience et la simulation en considérant le milieu poreux saturé (illustrée sur le graphique 2.9) montre de même qu'au cours de cette expérience, le réservoir R_1 était à saturation.

Ces constats nous amènent à faire l'hypothèse que la paroi poreuse de ce réservoir est constamment saturée en eau dès que celui-ci est rempli. Cette hypothèse permet de simplifier grandement la modélisation. Dans ce cas, la pression de vapeur à la surface est considérée égale à la pression de vapeur saturante $P_{v,surf}(T) = P_{v,sat}(T)$. Le taux d'évaporation à la surface de la paroi poreuse est alors simplement fonction de la température de la paroi et des conditions de l'air extérieur et s'écrit alors simplement :

$$\dot{m}_{ev} = h_m(P_{v,sat}(T_{moy,out}) - P_{v,ext}) \tag{2.39}$$

Cette hypothèse permet de simplifier le modèle, et ainsi de diminuer le temps de calcul pour permettre des simulations annuelles.

2.8 Conclusion

Un modèle numérique permettant de modéliser le comportement hydrique et thermique d'un réservoir poreux rempli a été implémenté. Les propriétés propres au milieu poreux et les coefficients de transferts nécessaires au modèle ont été mesurés expérimentalement. Une expérience en cellule climatique a permis de valider le modèle et d'évaluer le potentiel évaporatif de quatre types de réservoirs différents. La puissance évaporative moyenne mesurée pour le meilleur cas est de 70 W/m^2. Cette expérience a permis de souligner l'impact de la peau d'argile qui diminue très fortement l'évaporation.
Une étude paramétrique sur la perméabilité intrinsèque, la hauteur d'eau et l'impact de la vitesse de l'air a été effectuée à l'aide du modèle numérique. Il en ressort que le choix de la perméabilité du matériau influe fortement sur les performances évaporatives et les pertes d'eau par ruissellement. Pour le réservoir R_1, une plage de perméabilité idéale située entre $1.5\ 10^{-}17$ et $8\ 10^{-}17\ m^2$ permet de concilier ces deux critères (ruissellement et évaporation). Un réservoir de grande taille est généralement à éviter. Enfin une augmentation de la vitesse de l'air au contact du réservoir augmente le taux d'évaporation mais pas forcément l'écart de température entre l'eau contenue à l'intérieur et l'air extérieur.

Étant donné les bonnes performances affichées et pour des raisons de disponibilités, le réservoir R_1 sans peau est utilisé pour une étude expérimentale à échelle réelle présentée dans le prochain chapitre.

Chapitre 3

Étude expérimentale de l'implantation du système de rafraîchissement innovant sur une habitation à échelle réelle

Ce chapitre décrit la mise en place et les résultats expérimentaux d'une campagne de mesure visant à tester les performances du système innovant de rafraîchissement sur une habitation à échelle réelle. L'objectif de cette campagne est d'observer le comportement et mesurer le potentiel de refroidissement des différents composants du système (en particulier le stockage et l'évaporateur) et du système global. Installé, instrumenté et mis en service durant l'été 2015, le système a fonctionné de façon autonome durant 44 jours. Cette campagne expérimentale a permis aussi de tester et comparer différents algorithmes de contrôle. Les mesures obtenues grâce à cette campagne expérimentale permettront en outre de calibrer et valider un modèle numérique utilisable par la suite pour tous types de maisons ou de climats.

Dans la première partie, l'installation expérimentale est détaillée, en particulier la maison utilisée pour l'étude, les réservoirs poreux et le stockage. Cette première partie est aussi l'occasion de décrire l'algorithme de contrôle et l'instrumentation mise en place. Dans la seconde partie, les résultats expérimentaux seront présentés par séquence de mesure puis en détails permettant de bien saisir la dynamique du système. Enfin dans une troisième et dernière partie, des indicateurs globaux seront présentés afin de synthétiser les performances du système.

3.1 Description du dispositif expérimental et du système de rafraîchissement installé

3.1.1 Description de l'étude expérimentale à échelle réelle

La maison utilisée pour l'expérience est une maison située à Beychac et Caillau (33) près de Bordeaux. Cette maison a été construite par l'entreprise IGC à proximité de son siège social afin d'y tester des systèmes innovants. Il s'agit d'une habitation de plain-pied d'environ 100 m^2 avec un vide sanitaire et des combles non aménagés. La maison est divisée en trois chambres d'environ 10 m^2, un séjour-cuisine de 50 m^2, une salle de bain et un cellier. La hauteur sous plafond est de 2.5 m donnant un volume global de l'espace intérieur d'environ 250 m^3. La maison a une toiture 4 pans, d'inclinaison 20 °. La surface vitrée occupe respectivement 27%, 21%, 12%, 2% des façades Sud, Est, Ouest et Nord. La figure 3.1 représente la maison utilisée dans cette étude.

La maison est fortement isolée avec des murs extérieurs composés de 20 cm de briques alvéolées et de 10 cm de laine de verre (R_{th}=4.25 m^2KW^{-1}). Le plafond est isolé avec 30 cm de laine soufflée (R_{th}=6.85 m^2KW^{-1}) et le plancher chauffant (pas de 15 cm) est isolé par 5 cm d'effisol et des hourdis polystyrène (R_{th}=6.29 m^2KW^{-1}). Le détail des plans et de la constitution des parois est disponible en annexe A.1.

(a) Façades sud et ouest (b) Façades nord et est

Figure 3.1 – *Vues de la maison utilisée pour l'étude expérimentale du système*

Le vitrage utilisé est un double vitrage argon, basse émissivité, de conductance U_g = 1.1 $Wm^{-2}K^{-1}$ et de facteur solaire 0.58. Un test d'étanchéité à l'air sur le bâti a donné un débit d'infiltration de la maison sous 4 Pa de 0.4 $m^3m^{-2}hr^{-1}$. Le système de ventilation est une VMC hygroréglable.

Durant la période de test, le bâtiment a été inoccupé. Les charges internes totales, évaluées à 250 W sont dues à une armoire électrique, un ordinateur fixe et un ballon thermodynamique de 200 L en veille.

3.1.2 Prédimensionnement des différents composants du système (stockage et évaporateur)

Le prédimensionnement du système a été réalisé en amont de l'installation du prototype à partir d'un profil d'appel de puissance froide généré par le logiciel de simulation thermique dynamique (STD) TRNSYS. L'idée de ce calcul était de trouver les dimensions des principaux composants à installer afin que l'expérience donne des résultats exploitables. Ce

dimensionnement se voulait pragmatique et rapide. Des modèles beaucoup plus fiables et précis sont mis en place par la suite grâce aux résultats obtenus à l'issu de cette étude.

Le profil de rafraîchissement a été généré pour la maison présentée précédemment (paragraphe 3.1.1), avec une bonne gestion des volets (fermeture lorsque le rayonnement incident dépasse 200 Wm^{-2}), une ventilation à 0.5 volume/heure et des charges internes correspondant à une famille de 4 personnes. La consigne de climatisation est fixée à 26°C, le fichier météo utilisé est celui de Météonorm pour la ville de Bordeaux.
Durant la période chaude (1^{er} juin au 30 septembre), 720 kWh de chaleur doivent être extraits du logement, l'appel de puissance maximal est de 2.62 kW, l'énergie moyenne quotidienne $E_{moy,jour}$ évacuée est d'environ 6 kWh, avec un maximum à $E_{max,jour} = 22$ kWh.

Stockage : Le stockage doit pouvoir absorber au moins une journée de rafraîchissement. Ainsi, si on considère dans le stockage, un volume d'eau à 19°C, pouvant absorber $E_{max,jour}$ sans que sa température ne dépasse 22°C pour continuer à être efficace, le volume d'eau nécessaire peut se calculer simplement avec l'équation suivante :

$$V_{eau,stock} = \frac{E_{max,jour}}{\rho_{eau} C p_{eau} \Delta T} = 6.3\ m^3 \tag{3.1}$$

Étant donné la perte d'eau régulière au cours de l'été estimé à 40 L/jour (cf chapitre 2.5.2), un stockage d'environ 9 m^3 est nécessaire afin de limiter le nombre de recharges en cours de saison. Pour favoriser les échanges avec le sol et l'air dans le vide sanitaire, le stockage devra avoir un facteur de forme offrant un contact au sol maximal.

Réservoir poreux (Évaporateur) : L'expérience en cellule climatique menée au chapitre 2.4.2 a permis d'évaluer la puissance de refroidissement de l'eau dans le réservoir poreux au cours d'une nuit à $\Phi_{S,refr} \approx 50$ $W.m^{-2}$. En considérant que l'eau se refroidit dans l'évaporateur de 15 h à 7 h du matin, si l'on souhaite régénérer $E_{moy,jour} = 6$ kWh, il faut alors une surface de :

$$S_{evap} = \frac{E_{moy,jour}}{P_{fr} \Delta t} = 7.5\ m^2 \tag{3.2}$$

Ayant peu d'informations sur le potentiel évaporatif de la surface du réservoir poreux en vis à vis avec le mur de la maison (lame d'air de 40 cm peu aérée), cette surface de 7.5 m^2 représente uniquement la surface exposée vers l'extérieur.

Enfin si l'on considère que la masse d'eau dans l'évaporateur après le remplissage de celui-ci est à 22°C, qu'elle perd $E_{moy,jour}$ de chaleur et que la température de l'eau atteinte au matin est de 16°C, il faut alors un volume d'eau de 860 L pour cet évaporateur.

On souhaite donc installer un système dont le stockage a un volume d'environ 9 m^3 avec une grande emprise au sol, un évaporateur ayant un volume de 860 L et une surface de 7.5 m^2 exposée vers l'extérieur. Évidemment les hypothèses utilisées pour ces calculs sont fortes et discutables, mais l'objectif lors de cette étape est d'avoir des ordres de grandeurs afin de construire le dispositif. De plus, les contraintes techniques de l'installation, d'espaces, de disponibilité des produits, peuvent nous amener à adapter les dimensions du système, en gardant pour objectifs celles calculées dans ce prédimensionnement.

3.1.3 Description des composants du système

Le réservoir évaporateur

La terre cuite TC_1, testée au chapitre 2 et ayant montré de bonnes performances évaporatives est utilisée ici. La forme des réservoirs est la même que celle du réservoir R_1 (cf chapitre 2.3.1) avec une longueur plus importante. L'avantage d'avoir des briques de grandes dimensions est de limiter le nombre de raccords hydrauliques et donc les risques de fuites. Ainsi les briques installées ont une hauteur de 61 cm, une longueur de 220 cm et une épaisseur totale de 20 cm. Chaque brique pèse environ 220 kg et a une contenance de 170 L. Pour atteindre l'objectif de 7.5 m^2 de surface extérieure, 6 briques ont été installées, soit une contenance de 1020 L (cf figure 3.2). Il s'agit de briques à hauteur d'étage (BHE) produites et vendues par le fabriquant Terreal.

Les briques ont été installées sur la tranche en deux rangées, une de 4 briques et une autre de 2 briques comme illustré sur la figure 3.2a. Elles sont positionnées sur une fondation en béton et placées à 40 cm en parallèle du mur nord de la maison. Une armature en acier scellée sur une fondation et sur laquelle on positionne des agrafes empêche le basculement des briques en cas de vent. La surface totale exposée vers l'extérieur est de 8.05 m^2, la surface exposée vers le mur de la maison est aussi de 8.05 m^2. Les côtés ouverts des briques sont bouchés hermétiquement par des plaques en polycarbonate transparentes de 1 cm d'épaisseur. Les plaques sont collées par du mastic à la brique et soutenues par des tiges filetées traversant la brique (figure 3.2b). Les briques ont été sablées au préalable pour améliorer leurs performances évaporatives (cf chapitre 2.3.4). Enfin, les parois internes ont été percées afin de relier toutes les alvéoles d'une même brique.

(a) Installation des réservoirs poreux

(b) Fermeture étanche des réservoirs poreux

FIGURE 3.2 – *Vues des réservoirs poreux (briques BHE) positionnés côté nord de la maison*

Connectiques de l'évaporateur : L'étude du chapitre 2 a révélé que le réservoir R_1 sans peau offre de bonnes performances évaporatives mais peut aussi être sujet à du ruissellement en cas de pression hydraulique importante à l'intérieur de la brique. Ainsi, si on impose une forte pression à l'intérieur du réservoir en positionnant les briques verticalement (colonne d'eau de 2.2 m) ou en empilant plusieurs briques reliées hydrauliquement (4 briques reliées

donnent une colonne d'eau de 2.4 m), les pertes par ruissellement seront très importantes et engendreraient des surconsommations d'eau inacceptables.

La solution (illustrée sur la figure 3.3 et 3.4) est alors un empilement des briques sur la tranche avec un système de remplissage en cascade qui permet d'isoler hydrauliquement les différents réservoirs poreux situés à des hauteurs distinctes. Ainsi lorsqu'ils sont remplis, la pression hydraulique dans les réservoirs est la même pour tous les réservoirs et correspond à une hauteur d'eau maximale de 60 cm. Cette hauteur permet de limiter fortement les pertes par ruissellement sans compromettre l'évaporation. Les briques situées à même hauteur sont simplement reliées hydrauliquement (évaporateurs 1-5 et 2-6), elles se remplissent et se vident donc simultanément.

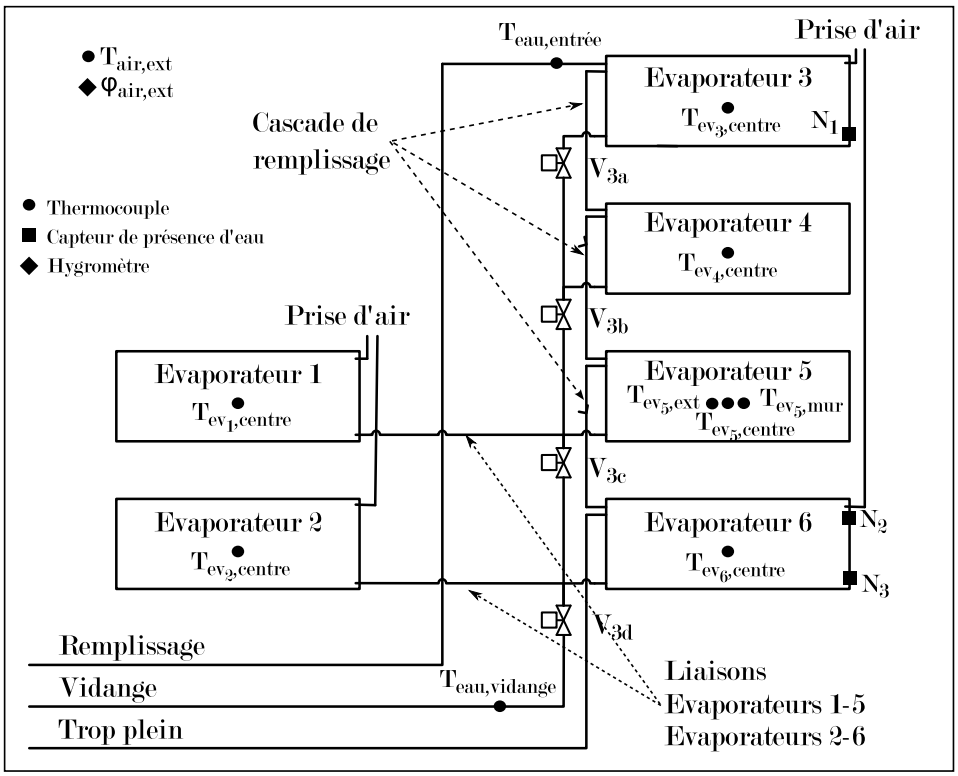
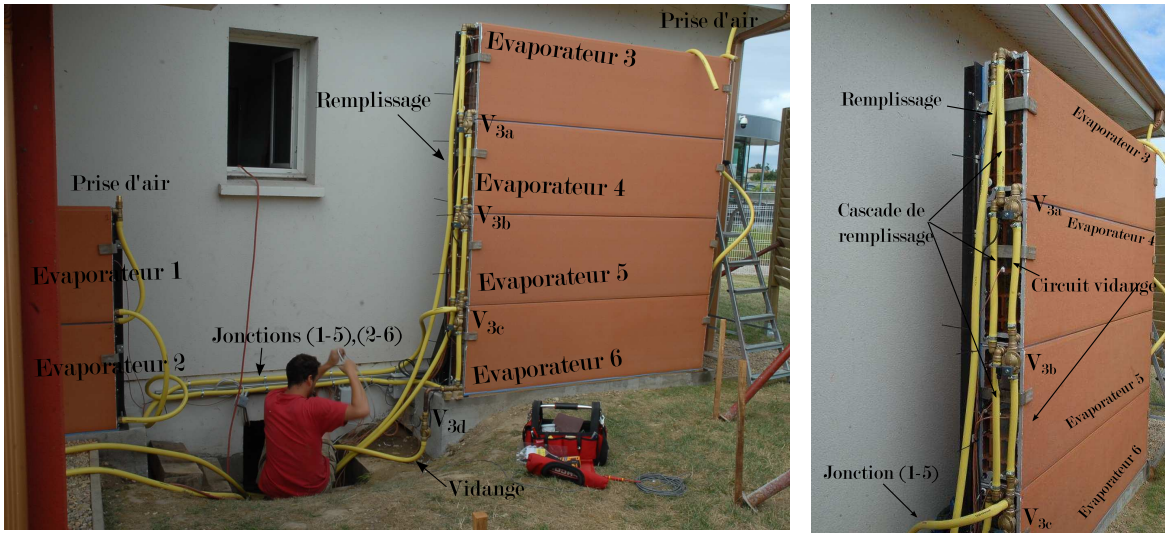


FIGURE 3.3 – *Détail de l'implantation des capteurs et des raccords hydrauliques entre les briques*

Instrumentation de l'évaporateur : Un thermocouple (type T) a été placé au centre (de la largeur, longueur et épaisseur) de chacune des briques. Dans l'évaporateur 5, trois capteurs de température ont été placés dans l'épaisseur de la brique pour observer l'impact de la proximité de la maison sur l'évaporation. Enfin des capteurs de niveau d'eau (mécaniques) sont placés dans les évaporateurs 3 et 6 pour identifier l'état de remplissage des briques. L'implantation des capteurs est illustrée sur la figure 3.3. La température T_{evap} utilisée dans la suite de ce travail est la moyenne de la température mesurée au centre des 6 réservoirs poreux.



(a) Schéma des jonctions hydrauliques

(b) Illustration des jonctions hydrauliques

FIGURE 3.4 – *Photos des évaporateurs installés et des raccords hydrauliques entre chacun*

Le stockage

Pour atteindre le volume souhaité de 9 m^3 avec une grande emprise au sol, le stockage a été divisé en deux réservoirs souples commerciaux de contenance maximum 6 m^3, de 296 cm de large et de 440 cm de longueur (figure 3.5 et 3.6).

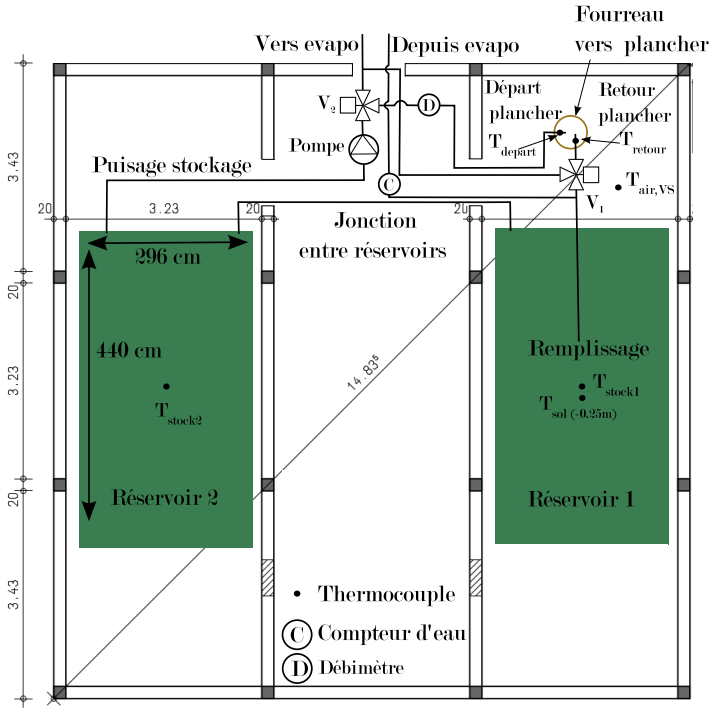
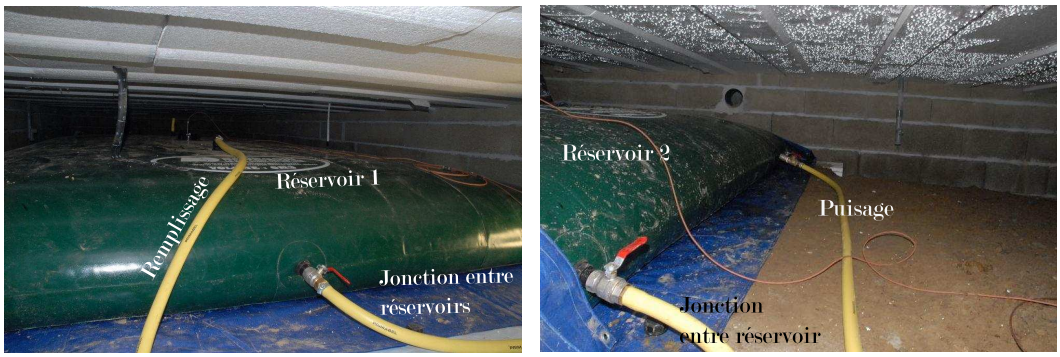


FIGURE 3.5 – *Schéma de l'installation des réservoirs du stockage dans le vide sanitaire avec le réseau hydraulique et le positionnement des capteurs.*

Ces deux réservoirs souples sont reliés hydrauliquement dans leurs parties basses, ce qui implique qu'ils ont en permanence le même volume. L'eau circule en série dans les deux réservoirs souples (entrée dans le réservoir 1 et sortie du réservoir 2). Ces réservoirs sont placés dans les travées Est et Ouest du vide sanitaire (figure 3.5) et sont illustrés sur la figure 3.6. Ils présentent une surface d'échange avec le sol de 26.4 m^2. Au début de l'expérience, chaque réservoir du stockage est rempli avec 4.5 m^3 d'eau. Le sol a été égalisé avant le positionnement des réservoirs souple. Une sonde de température (TC type T) est placée au centre de chaque réservoir du stockage, un autre capteur permet de mesurer la température de l'air dans le vide sanitaire et un dernier a été enterré 25 cm sous le réservoir 1 pour mesurer la température du sol. L'implantation des capteurs dans le vide sanitaire est illustrée sur la figure 3.5. La température du stockage T_{stock} utilisée dans la suite de ce document est la moyenne des températures mesurées au centre de chaque réservoir souple.



(a) Illustration du réservoir de stockage 1 (b) Illustration du réservoir de stockage 2

FIGURE 3.6 – *Illustration des réservoirs souples utilisés comme stockage dans le système*

Réseau hydraulique

Le réseau hydraulique est constitué par des tuyaux en plastique souple de diamètre 1 pouce permettant de relier l'échangeur de chaleur (plancher rafraîchissant), le stockage et l'évaporateur. Une pompe permet d'imposer un débit constant dans le réseau de 1080 $L.hr^{-1}$ lors du remplissage de l'évaporateur et de 1300 $L.hr^{-1}$ lorsque l'évaporateur est court-circuité. Deux vannes trois voies motorisées (V_1 et V_2 figure 3.5) permettent de mettre en place deux modes de fonctionnement différents que l'on nomme série et double boucle et qui sont détaillés au paragraphe 3.1.5. Les vannes V_3 servent à la vidange des évaporateurs.

3.1.4 Instrumentation

Les capteurs installés dans le vide sanitaire et l'évaporateur ont déjà été décrits précédemment. A ceux-ci il faut ajouter (figure 3.7) des mesures de température et d'humidité d'air à l'extérieur (capteurs placés sur la façade nord) et à l'intérieur de la maison (dans le salon à 1.1 m de hauteur). Dans le circuit hydraulique, des thermocouples ont été placés au départ, en retour de plancher, à l'entrée et à la sortie de l'évaporateur. Un débitmètre permet de mesurer le débit traversant le plancher rafraîchissant et un compteur volumétrique mesure la quantité d'eau vidangée chaque jour. Enfin, sur un mât en toiture, une mesure du rayonnement global horizontal et de la vitesse du vent est effectuée. Les mesures sont enregistrées toutes les minutes.

Les sondes de température ont été étalonnées sur site, avec l'ensemble de la chaîne d'acquisition, avant installation. L'incertitude de mesure des températures est de $\pm$ 0.21°C (k=2).

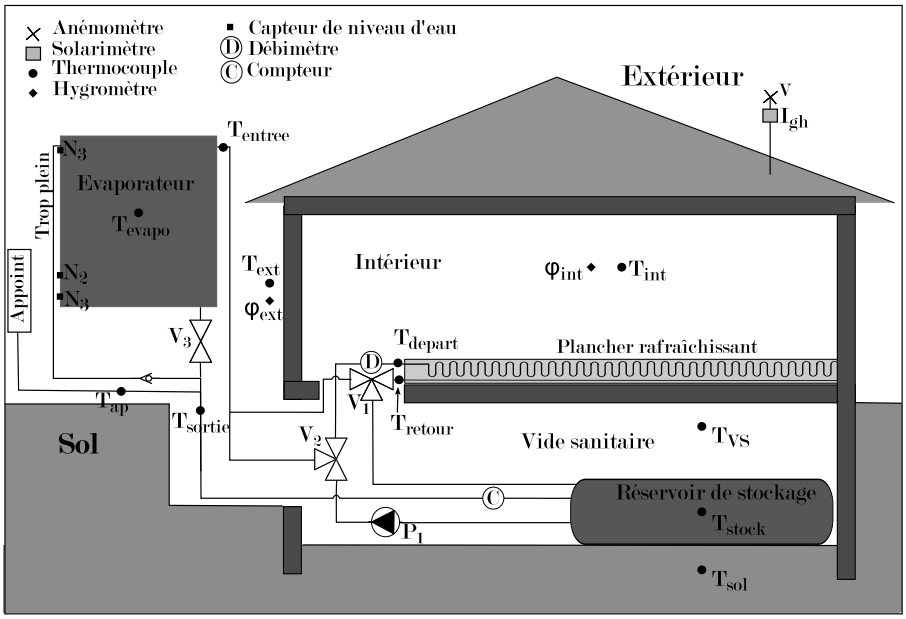


FIGURE 3.7 – *Schéma du système et implantation des différents capteurs*

Pour l'ensemble des capteurs utilisés, la nomenclature associée, les incertitudes, les gammes d'utilisation et caractéristiques sont renseignées dans le tableau 3.1.

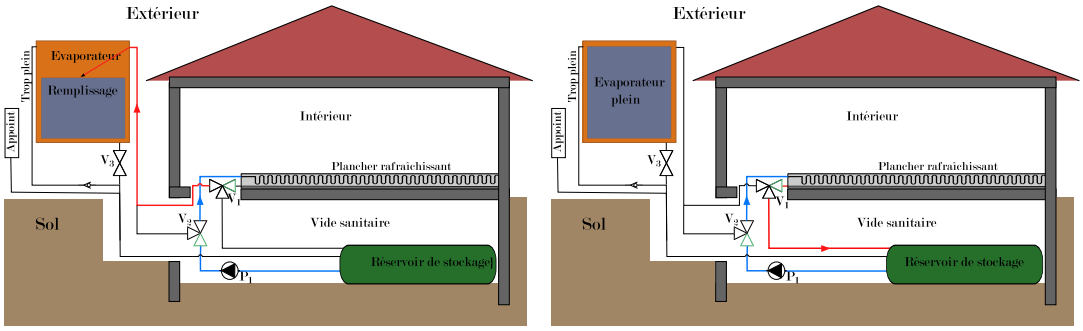
TABLE 3.1 – *Récapitulatif de l'instrumentation mise en place*

Nomenclature	Type	Gamme	Précision	Résolution	Formulation
T_{entree}	TC type T	-185°C-300°C	±0.21°C	0.01°C	T entrée de l'eau dans évaporateur
T_{sortie}	TC type T	-185°C-300°C	±0.21°C	0.01°C	T eau vidange
$T_{départ}$	TC type T	-185°C-300°C	±0.21°C	0.01°C	T départ plancher
T_{ret}	TC type T	-185°C-300°C	±0.21°C	0.01°C	T retour plancher
T_{stock1}	TC type T	-185°C-300°C	±0.21°C	0.01°C	T centre du réservoir 1
T_{stock2}	TC type T	-185°C-300°C	±0.21°C	0.01°C	T centre du réservoir 2
T_{stock}	TC type T	-185°C-300°C	±0.21°C	0.01°C	$\sum(T_{stocki})/2$
T_{stock}	TC type T	-185°C-300°C	±0.21°C	0.01°C	T centre du réservoir 2
T_{VS}	TC type T	-185°C-300°C	±0.21°C	0.01°C	T air vide sanitaire
T_{int}	HD4817T (Deltaohm)	-20°C-80°C	±0.3°C	0.01°C	T air au centre du salon à 1.1 m
T_{ext}	HD4817T (Deltaohm)	-20°C-80°C	±0.3°C	0.01°C	T air extérieure façade nord
$T_{ev,i,centre}$	TC type T	-185°C-300°C	±0.21°C	0.01°C	T centre de l'évaporateur i
$T_{ev,5,ext}$	TC type T	-185°C-300°C	±0.21°C	0.01°C	T évaporateur 5 coté extérieur
$T_{ev,5,mur}$	TC type T	-185°C-300°C	±0.21°C	0.01°C	T évaporateur 5 coté maison
T_{evap}	TC type T	-185°C-300°C	±0.21°C	0.01°C	$\sum(T_{ev,i,centre})/6$
φ_{ext}	HD4817T (Deltaohm)	0-100%	±2.5%	0.01%	Humidité relative air extérieur nord
φ_{int}	HD4817T (Deltaohm)	0-100%	±2.5%	0.01%	Humidité relative air salon
$\dot{M}_{plancher}$	MAG1100 Danfoss	0-30ms^{-1}	±0.5%	1 Lh^{-1}	Débit plancher
$\dot{M}_{vidange}$	Compteur	10-3200Lh^{-1}	±2%	1 L	Volume eau vidange
I_{gh}	Solarimetre CR100	1-1300Wm^{-2}	±5%	1 Wm^{-2}	Rayonnement global horizontal
v	Anémomètre coupelle	0-35ms^{-1}	±3%	0.1 ms^{-1}	Vitesse de l'air

3.1.5 Logique de fonctionnement

Deux modes de fonctionnement différents ont été mis en place et testés :

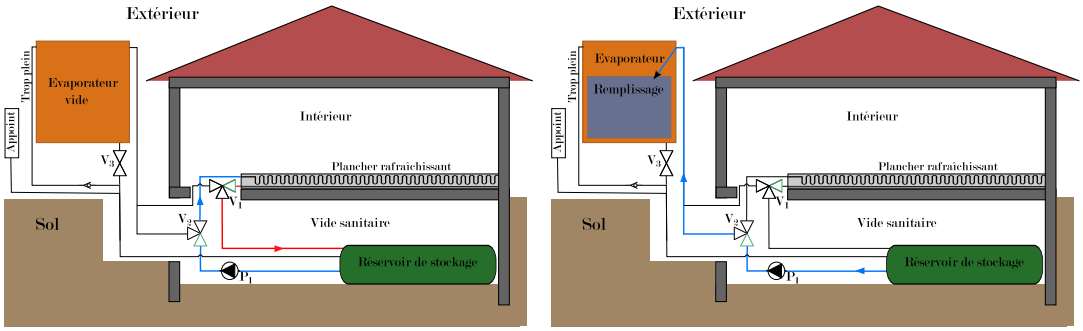
- Mode série
  Dans le mode série, lorsque la température intérieure dépasse la consigne de 26°C, la pompe puise de l'eau fraîche dans le stockage, la fait circuler à travers le plancher rafraîchissant permettant d'évacuer la chaleur excédentaire de la maison. L'eau en sortie du plancher est directement envoyée dans l'évaporateur, le plancher et l'évaporateur sont alors en série (figure 3.8a). Lorsque l'évaporateur est plein, la vanne V_1 court-circuite celui-ci et envoie l'eau en sortie de plancher directement dans le stockage (figure 3.8b).



(a) Remplissage de l'évaporateur en série du plancher (b) Court-circuitage de l'évaporateur plein

FIGURE 3.8 – *Schéma du réseau hydraulique du système en fonctionnement série*

- Mode double boucle
  L'idée du mode double boucle est de dissocier le circuit de rafraîchissement de la maison et celui de remplissage/vidange des évaporateurs. Dans ce mode, lors du rafraîchissement du bâtiment, l'eau passe dans le plancher puis est envoyée directement dans le stock, l'évaporateur est alors vide (figure 3.9a). Lorsque les conditions extérieures sont favorables ($T_{ext} < T_{stock}$), on remplit les évaporateurs en utilisant la vanne V_2 (figure 3.9b) sans passer par le plancher. L'idée principale de ce mode est d'éviter que les évaporateurs soient pleins durant les heures chaudes de la journée.



(a) Evaporateur vide court-circuité (b) Remplissage réservoir poreux, plancher court-circuité

FIGURE 3.9 – *Schéma du réseau hydraulique du système en fonctionnement double boucle*

Pour ces deux modes, la vidange des évaporateurs dans le stockage est effectuée au matin lorsque le minimum de température de l'eau dans les évaporateurs a été atteint (voir 3.2.3).

3.1.6 Algorithme de contrôle

Le système fonctionne de façon autonome, un algorithme définit les actions à mener pour les actionneurs du système (vannes, pompe) à partir de différentes mesures (température, niveau d'eau ...). L'algorithme a été codé en langage C et compilé en une dll. Le logiciel LabVIEW fait le pilotage en exécutant la dll et actionnant les différents organes en conséquences. L'algorithme de contrôle utilisé au cours de cette expérience est détaillé dans la figure 3.10. Les principales actions consistent à actionner la pompe lorsque la température de consigne est dépassée dans la maison, à court-circuiter l'évaporateur lorsque celui-ci est plein et à vider l'évaporateur lorsque le minimum de température a été atteint.

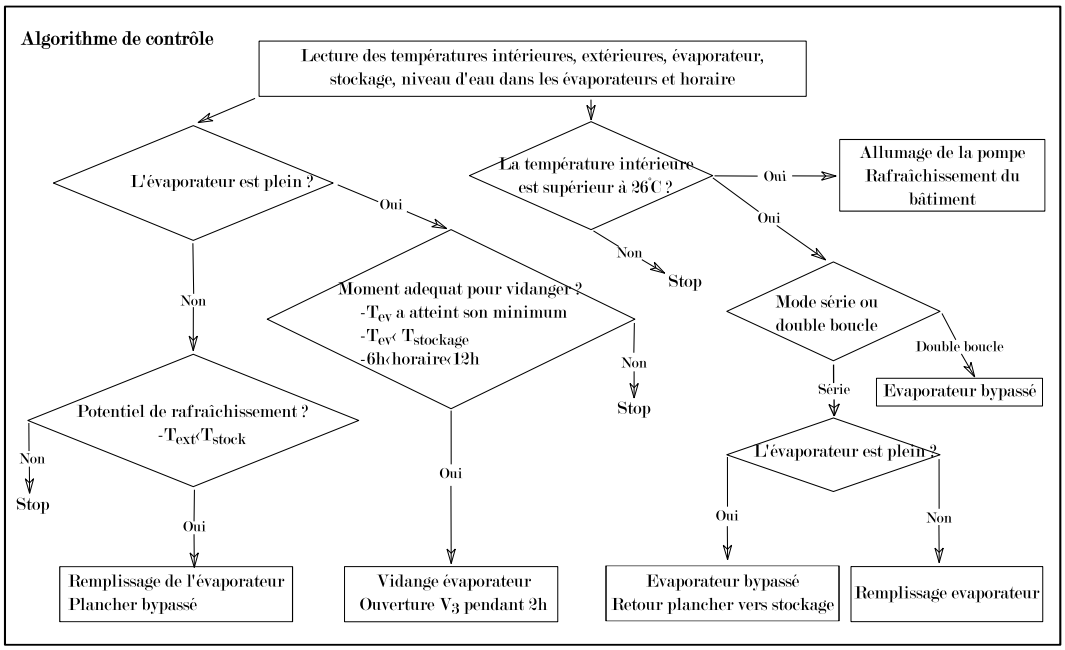


FIGURE 3.10 – *Algorithme de régulation du système*

3.1.7 Séquences de tests et suivi expérimental

Le système a été mis en service le 9/08/2015, avec 9 m^3 d'eau à 21 °C dans le stockage, les volets Est et Ouest fermés, les volets Sud ouverts, la ventilation coupée et le mode série activé. Le 1er septembre le système a été relancé, l'ensemble des volets de la maison ont été ouverts à mi-hauteur, le mode double boucle activé.
Un arrêt électrique pour problème technique a été constaté dans la maison le 12 septembre. La reprise du fonctionnement du système a eu lieu le 14 septembre avec une ouverture totale des volets et le mode série activé. Un résumé des séquences de tests mises en place est proposé dans le tableau 3.2.

TABLE 3.2 – *Résumé des scénarii sur les différentes séquences de mesures*

	Début	Fin	Mode	Volet Sud	Autres Volets	Ventilation
Séquence 1	10/08	25/08	Série	Ouverts	Fermés	Sans
Séquence 2	1/09	12/09	Double boucle	Demi ouverts	Demi ouverts	Sans
Séquence 3	14/09	30/09	Série	Ouverts	Ouverts	Sans

Les séquences de tests proposées dans cette étude ne sont pas réalistes puisqu'il n'y a pas d'occupants, de gestion des stores, des ouvrants ou de la ventilation. L'idée de ces séquences

est de solliciter le système sur des cas assez simples en favorisant l'augmentation des besoins de rafraîchissement de la maison et donc la sollicitation du système (pas de ventilation, volets ouverts) afin de le caractériser et de valider un modèle numérique.

3.2 Résultats

Dans cette partie, les résultats les plus importants des mesures effectuées sont présentés. D'abord, le comportement thermique des éléments principaux est étudié sur l'ensemble des séquences de mesures puis détaillé sur des périodes plus courtes. Enfin, une analyse du mode de fonctionnement du comportement thermique de l'évaporateur est proposée.

3.2.1 Résultats expérimentaux de la séquence 1 (du 10 au 25 août 2015)

Évolution des températures des éléments principaux

La figure 3.11 présente l'évolution en température des principaux éléments du système du 10 au 25 août 2015. On peut voir la température de l'eau dans le stockage (vert), de l'air dans le salon (noir), de l'air extérieur (rouge) et la température dans l'évaporateur mesurant une température d'air ou d'eau selon le remplissage de celui-ci (bleu). Les conditions météorologiques complémentaires (humidité, rayonnement, vitesse de vent) sont disponibles en annexes A.2.

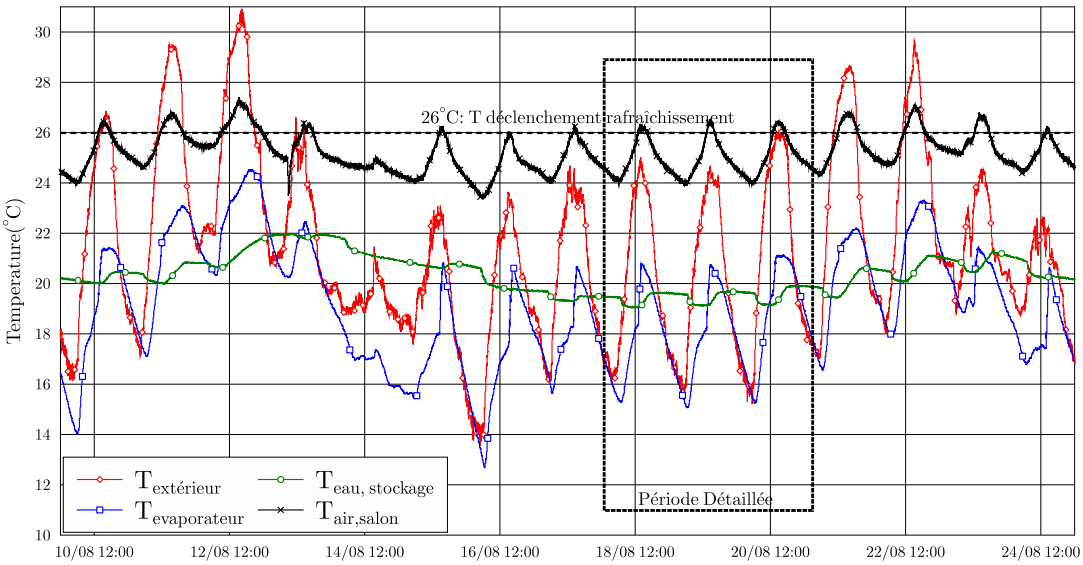


FIGURE 3.11 – *Évolution des températures de l'air dans le salon et à l'extérieur, de l'eau dans le stockage et dans l'évaporateur au cours de la séquence 1 de mesure*

Premièrement, on peut observer que durant cette période de 15 jours, il y a eu 7 jours avec des températures extérieures maximales supérieures à 26 °C correspondant à deux périodes chaudes (10 au 13 août et du 20 au 22 août). On mesure 7 nuits pour lesquelles la température minimale a été inférieure à 16 °C et deux nuits pour lesquelles la température minimale a été supérieure à 20 °C (11 et 12 août).

Chaque nuit, la température du volume d'eau contenu dans l'évaporateur descend de 0 à 2 °C en dessous de la température minimale de l'air extérieur atteinte au cours de la nuit. Concernant la température intérieure, on peut voir qu'elle est restée inférieure à 27 °C durant toute la séquence. La température du bâtiment descend peu chaque nuit (pas de ventilation et infiltrations faibles) et remonte rapidement en journée avec les apports solaire sur la façade sud.
Enfin, la température de l'eau dans le stockage varie entre 19 °C et 22 °C, les échelons ascendants sont caractéristiques d'un rafraîchissement de la maison (apport de chaleur au stockage), les échelons descendants sont caractéristiques d'une vidange de l'évaporateur. La pente négative de la courbe lorsqu'il n'y a pas d'utilisation du système est quant à elle représentative des échanges avec le sol (dont la température se situe entre 18 et 20 °C). Il est intéressant d'observer qu'après une première période chaude (11 au 13 août), durant laquelle le stock a été beaucoup sollicité, sa température a augmenté de 20 à 22 °C. Il a suffi ensuite de 4 jours plus frais pour ramener sa température autour de 19 °C.

Dynamique du système sur une période détaillée

La figure 3.12 permet d'observer plus précisément la dynamique du système sur trois jours (18, 19 et 20 août 2015).

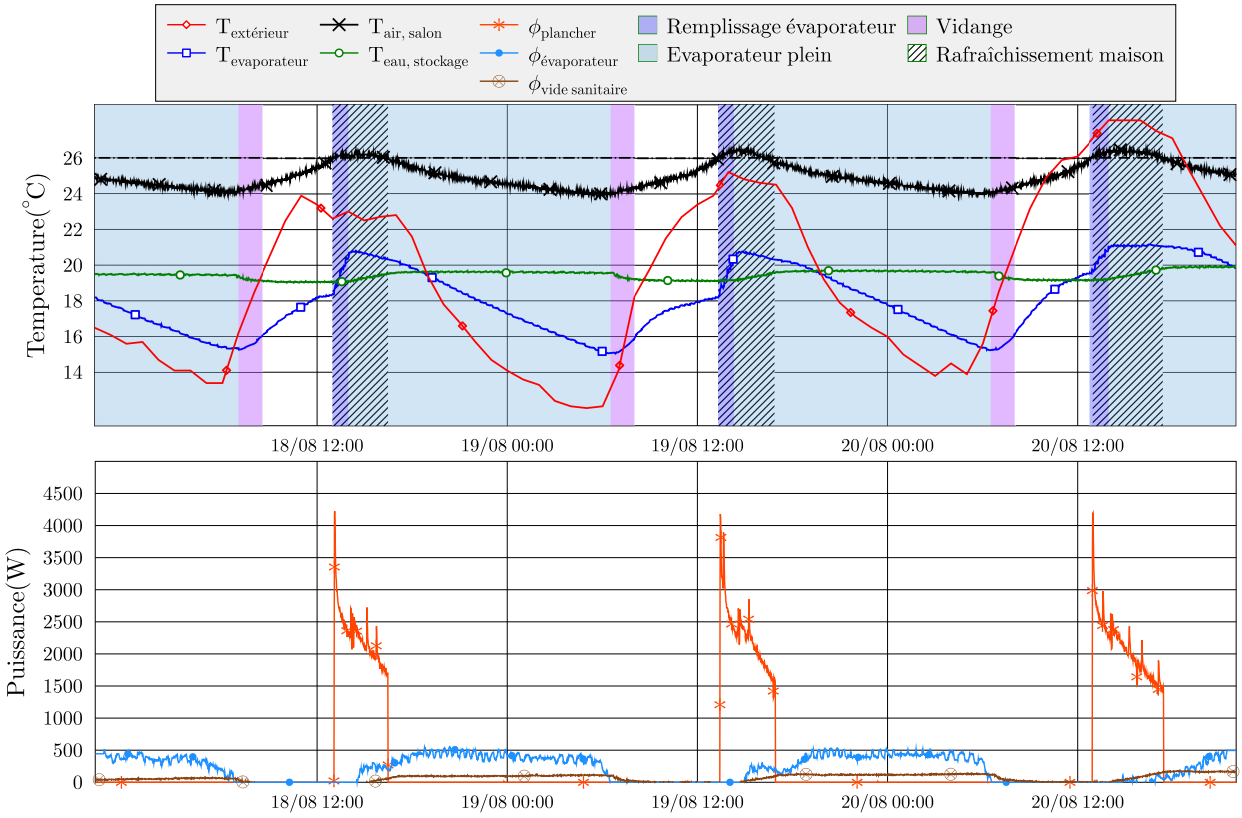


Figure 3.12 – *Illustration du comportement dynamique du système, avec évolution des températures des principaux composants (haut) et puissances thermiques échangées (bas) du 18 au 20 août 2015*

Les différentes phases de fonctionnement sont représentées par un code couleur. Lorsque la température intérieure dépasse la consigne (26 °C), le rafraîchissement de la maison se

met en marche (zone hachurée). Dans un premier temps, l'eau en sortie de plancher remplit l'évaporateur (zone bleu foncée). La température de l'eau en retour de plancher est autour de 22 °C, le remplissage de l'évaporateur avec cette eau à 22 °C provoque une nette montée de la température dans l'évaporateur. Lorsqu'il est plein, l'eau en retour plancher est orientée directement vers le stockage, on note alors une augmentation de T_{stock}. L'eau stockée dans l'évaporateur se refroidit (zone bleu clair) grâce à l'évaporation et au rayonnement vers le ciel et est vidangée (zone violette) lorsque la température minimum a été atteinte (au matin). On observe au moment de la vidange une diminution de température de l'eau dans le stockage. En effet la température de l'eau dans l'évaporateur au moment de la vidange est nettement inférieure à la température du stockage et l'ajout d'environ 1 m^3 d'eau fraîche venant de l'évaporateur permet d'abaisser la température du stockage.

Puissances en jeu lors du fonctionnement du système

La chaleur échangée au niveau du plancher rafraîchissant (Φ_{pl}), de l'évaporateur ($\Phi_{evap,th}$), et du vide sanitaire (Φ_{VS}) sont calculées et représentées sur ce graphique 3.12. Leurs expressions sont détaillées et les résultats analysés ci-après :

$$\Phi_{pl} = \dot{M}_{pl} Cp_{eau} (T_{ret} - T_{dep}) \tag{3.3}$$

La chaleur extraite du logement par le plancher (Φ_{pl}) correspond à la variation d'enthalpie de l'eau entre son entrée dans le plancher et sa sortie. On peut observer que la puissance extraite du logement lorsque le rafraîchissement est activé (orange) varie de 3000 à 1500 W. Cette diminution de la puissance vient, d'une part du fait que la masse du plancher autour des tuyaux du plancher se refroidit diminuant les échanges et d'autre part du fait que la température de l'eau dans le stockage et donc au départ du plancher augmente au cours de la journée.

Le calcul de la puissance échangée au niveau de l'évaporateur est plus délicat puisqu'on a alors échange de chaleur et de masse. On se place pendant une phase de refroidissement de l'eau (évaporateur rempli). Ainsi si on fait un bilan énergétique sur le volume d'eau contenu à l'intérieur des parois poreuses : la variation d'énergie interne de la masse d'eau m est égale à la somme des flux de chaleur échangés avec l'extérieur Φ et de la différence entre le flux d'enthalpie entrant et sortant.

$$\frac{dU_{eau,evap}}{dt} = \frac{d}{dt}(m_{eau} Cp_{eau} T_{eau}) = \sum_n \Phi_n + (h_e \dot{M}_e - h_{so} \dot{M}_{so}) \tag{3.4}$$

On considère comme frontière la surface intérieure de la paroi poreuse. Le flux de chaleur est celui traversant l'épaisseur de terre cuite. Le flux de masse ne se fait ici que du volume de contrôle vers l'extérieur. Comme la masse d'eau contenue dans l'évaporateur et sa température varient au cours du temps on a :

$$\frac{dU_{eau,evap}}{dt} = m_{eau}(t) Cp_{eau} \frac{dT_{eau}(t)}{dt} + T_{eau}(t) Cp_{eau} \frac{dm_{eau}(t)}{dt} = \Phi_{int} - h_{so} \dot{M}_{so} \tag{3.5}$$

si on décompose m_{eau} en un terme variable et décroissant et un terme constant correspondant à la quantité d'eau restant au moment de la vidange, on a $m_{eau}(t) = m_{eau,fin} + m_{eau,var}(t)$, la puissance ($\Phi_{evap}$) illustrée sur la figure 3.12 s'exprime ainsi :

$$\Phi_{evap} = m_{eau,fin} Cp_{eau} \frac{dT_{eau}(t)}{dt} \tag{3.6}$$

Cette puissance correspond à la chaleur échangée entre l'extérieur et la masse d'eau présente dans l'évaporateur du début à la fin du processus de refroidissement.

Sur le graphique, on peut observer que sur les trois jours présentés, juste après le remplissage, la puissance de refroidissement de l'eau est faible puis elle augmente ensuite et atteint un palier relativement constant autour de 500 W. Ceci est dû au fait qu'au moment du remplissage la température extérieure est relativement élevée et la convection entre l'évaporateur et l'air ambiant nuit au refroidissement de l'eau malgré le phénomène d'évaporation. Si on observe le 20/08, juste après le remplissage, on a $\Phi_{\text{evap}} < 0$. Ceci signifie que l'eau présente dans le réservoir poreux se réchauffe. Sur cette séquence de trois jours, la puissance surfacique moyenne de refroidissement (comprenant convection, évaporation et rayonnement) est de 31.3 Wm^{-2} en considérant toute la surface poreuse (dont la surface en vis à vis de la maison).
On voit donc que durant ces trois jours, la température de l'eau dans le réservoir poreux est presque toujours inférieure à celle de l'air extérieur. Ainsi la convection, même la nuit aura tendance à ralentir le refroidissement.

Pour la chaleur échangée dans le vide sanitaire, on différencie les échanges conductifs de la partie basse du réservoir avec le sol et les échanges radiatifs et convectifs de la partie supérieure du stockage avec l'intérieur du vide sanitaire. Ainsi la puissance échangée par le stockage avec l'air et le sol dans le vide sanitaire peut s'écrire :

$$\Phi_{VS} = G_1(T_{stock} - T_{sol}) + G_2(T_{stock} - T_{air,VS}) \tag{3.7}$$

Les coefficients expérimentaux G_1 et G_2 WK^{-1} ont été déduits à partir de méthodes inverses sur une séquence de mesure. La détermination de ces coefficients est détaillée dans le prochain chapitre (4.2.2), $G_1 = 217$ WK^{-1} et $G_2 = 104$ WK^{-1}. La puissance calorifique échangée au niveau du vide sanitaire Φ_{VS} est relativement faible sur la séquence détaillée (60 W), mais ces échanges sont permanents et peuvent devenir importants après plusieurs jours de fortes chaleur. En effet, dans ce cas la température de l'eau dans le stockage augmente fortement et crée des écarts conséquents avec la température relativement stable du sol.

La consommation électrique du système est essentiellement due au fonctionnement du circulateur. Dans cette expérience, il s'agit d'une pompe Sirius master du fabriquant Salmson. La puissance consommée en fonctionnement est de 80±3W.

Bilans journaliers

Les puissances Φ_{pl}, $\Phi_{\text{evap,th}}$ et Φ_{VS} sont intégrées quotidiennement et représentées sur la figure 3.13. Les incertitudes de mesures sont ici relativement importantes sur la puissance extraite du bâtiment et la chaleur échangée au niveau du vide sanitaire puisque les écarts de températures $\text{T}_{\text{dep}} - \text{T}_{\text{ret}}$ ou $\text{T}_{\text{sol}} - \text{T}_{\text{stock}}$ utilisés dans la formulation de la puissance sont faibles et non négligeables par rapport à l'incertitude de mesure intrinsèque des thermocouples. Ces incertitudes sont aussi représentées sur la figure 3.13.

Pendant cette séquence, le système évacue en moyenne 8.5 ±1.7kWh par jour de chaleur du bâtiment, avec un maximum le 12/08 de 19.3 ±2.6kWh. Cette énergie est dissipée dans le sol (4.5 ±2.1 kWh en moyenne) et par l'évaporateur (4.7 ±0.6 kWh en moyenne).
On peut observer que durant les trois premiers jours chauds du 11 au 13 août, la chaleur extraite de la maison a été importante (43 ±7.8 kWh). La température de l'air extérieur était élevée même la nuit, ne favorisant pas le refroidissement dans l'évaporateur (8.4 ±1.6 kWh seulement dissipé par l'évaporateur du 11 au 13 août). La température de l'eau dans le stockage a alors augmenté nettement de 20 à 22 °C. Les échanges avec le sol se sont intensifiés (23 ±6 kWh dissipés dans le sol durant ces trois jours), permettant de conserver un potentiel de rafraîchissement. La température du sol à 25 cm et de l'eau dans le stock sont illustrées aussi sur la figure 3.13. Cela permet de constater que la chaleur dissipée dans le

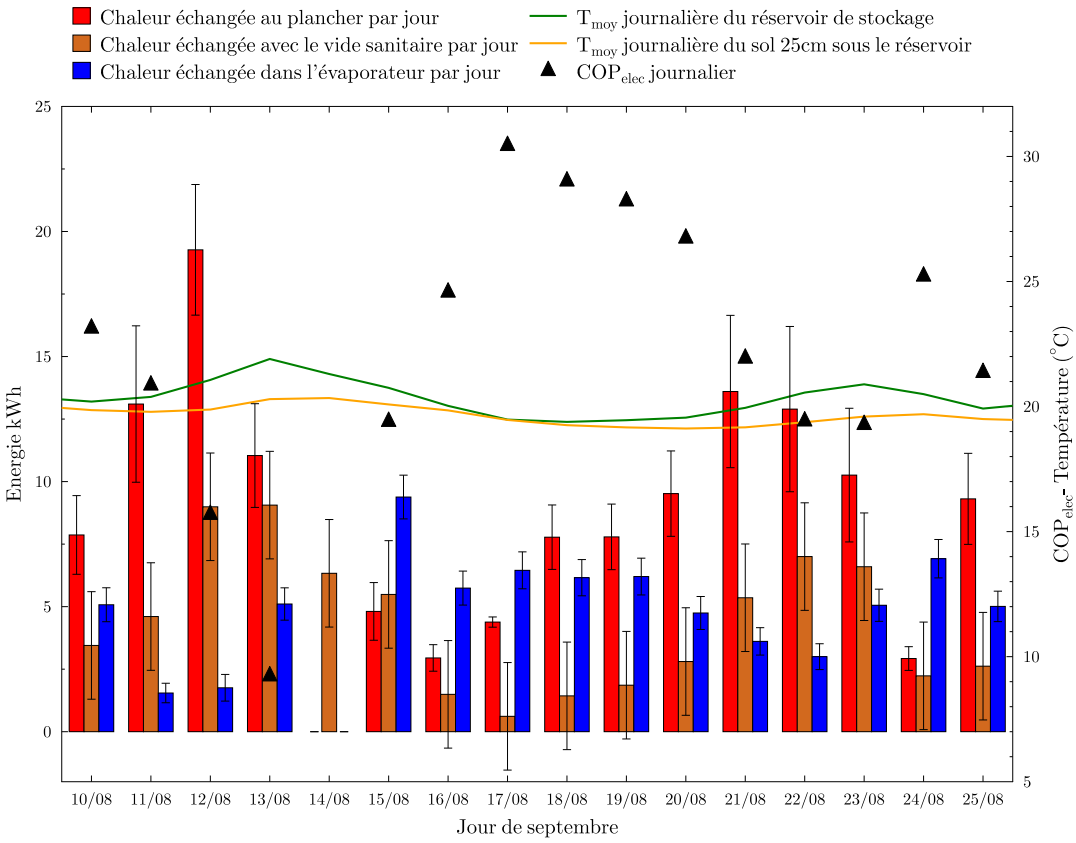


FIGURE 3.13 – *Bilan des quantités de chaleurs échangées quotidiennement au niveau du sol, du plancher et de l'évaporateur pendant la séquence 1 de mesure*

vide sanitaire (barres marrons) augmente lorsque les écarts de température entre le sol et le stock augmentent.
Du 14 au 17 août, la température extérieure a été plus modérée avec des nuits fraîches, la chaleur extraite du bâtiment est beaucoup moins importante (12.1 ±1.9 kWh sur les 4 jours) tandis que le refroidissement dans l'évaporateur est efficace (21.6 ±2.3 kWh), la température de l'eau dans le stockage diminue rapidement sur ces quelques jours. Un nouvel épisode chaud est visible du 20 au 23 août pour lequel le même mécanisme se répète.
On peut donc voir que lors des périodes chaudes, l'efficacité de l'évaporateur est moindre, mais les échanges dans le vide sanitaire s'intensifient permettant de maintenir une température de l'eau dans le stockage acceptable. Lorsqu'on a ensuite quelques jours plus frais, l'évaporateur est efficace et permet de faire redescendre rapidement la température de l'eau dans le stockage. Ces deux modes de refroidissement sont donc ici complémentaires.

Coefficient de performance

On considère le coefficient de performance électrique du système (COP_{elec}) comme étant le rapport entre la chaleur excédentaire extraite du logement par le système et l'énergie électrique fournie pour faire fonctionner le système.

$$COP_{elec} = \frac{E_{plancher}}{E_{elec}} \tag{3.8}$$

Le COP_{elec} journalier du système a été représenté sur la figure 3.13. On peut voir que les COP_{elec} sont très élevés (compris entre 9 et 30). Ceci est dû au fait que la consommation électrique du système est très faible et les conditions d'utilisations favorables (température extérieure modérée, émetteur basse température). On peut aussi observer une grande variation du COP_{elec} au cours des jours, il est de 9.2 ±1.84 le 13/08 et monte à 30.5 ±6.0 le 17/08. On observe que le COP_{elec} minimum a été atteint lorsque la température du stockage a été la plus élevée. Par contre, on observe sur la figure 3.11 que le 13/08 n'est pas la journée pour laquelle on a mesuré la température extérieure la plus élevée ou extrait le plus de chaleur (c'est le 12/08). Ainsi la chaleur absorbée le 11 et 12 a fait fortement augmenter la température du stockage, on voit que le COP_{elec} chute pendant ces deux jours, et le 13, même si la journée est plus fraîche, les réserves de froid sont épuisées et le COP_{elec} est le plus faible. Pendant les jours suivants, la température du stockage redescend, le COP_{elec} remonte fortement. On observe le même phénomène sur la deuxième période chaude du 21 au 23 août. Le COP moyen sur l'ensemble de cette période est de 19.1.
Ainsi, durant les périodes chaudes, l'inertie du sol et du stockage ont permis de limiter la diminution du COP_{elec}. Cependant on peut voir sur la figure 3.13 que lors des périodes chaudes, la température du sol a légèrement augmentée montrant que le potentiel de rafraîchissement du sol est aussi limité. Ainsi une utilisation du système pourrait être critique sur une longue période chaude.

3.2.2 Résultats expérimentaux de la séquence 2 et 3 (septembre 2015)

Évolution des températures des principaux composants

Le mois de septembre est divisé en 2 séquences : la séquence 2 du 1er au 12 septembre avec un mode double boucle, les volets demi-ouverts et la séquence 3 du 15 au 31 septembre avec un mode série et les volets intégralement ouverts (voir tableau 3.2). La figure 3.14 présente les mesures des températures intérieure, extérieure, stockage et évaporateur pour l'ensemble du mois de septembre.

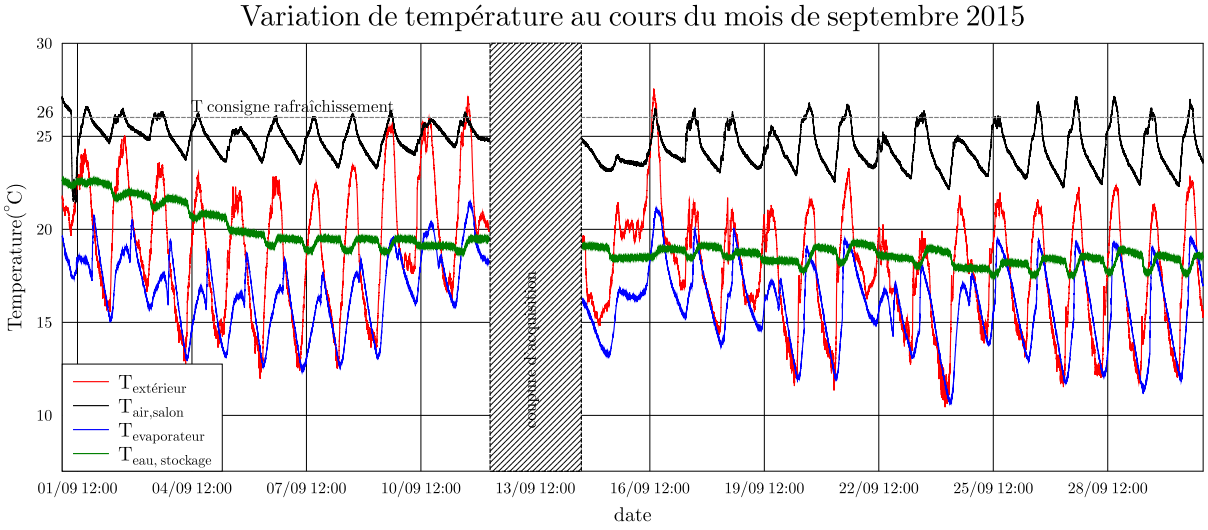


Figure 3.14 – *Évolution des températures de l'air dans le salon et à l'extérieur, de l'eau dans le stockage et dans l'évaporateur au cours de la séquence 2 et 3 de mesure*

On peut voir que la température extérieure est restée modérée durant ces deux séquences de test. Les températures maximales ne dépassent pas 27 °C et les températures minimales

sont basses (13 jours pour lesquels la température minimale a été inférieure à 14 °C). Malgré des températures extérieures relativement basses, la température intérieure mesurée dans le bâtiment reste élevée (comprise entre 24 et 26 °C sur les deux séquences). Ceci est dû aux apports solaires importants, une bonne isolation de la maison et de faibles taux de renouvellement de l'air. L'ouverture des volets sur les séquences de septembre avait pour objectif de faire surchauffer la maison afin de continuer à solliciter le système.
Il est intéressant de constater que même avec une gestion défavorable de la maison, le système a limité l'inconfort puisque pendant cette période la température de la maison n'a presque jamais dépassé 27 °C. On peut observer de même que la température de l'eau dans le stockage (courbe verte) qui était à 22 °C le 1er septembre a diminué rapidement de 3 °C en 6 jours (du 1er au 7 septembre) puis s'est stabilisée entre 18 et 19 °C. Cela signifie que le système a produit suffisamment de froid pour réussir à absorber la chaleur excédentaire du bâtiment et à refroidir le volume d'eau du stockage de 3 °C. Comme pour le mois d'août, le rafraîchissement de l'eau dans les évaporateurs permet d'atteindre une température égale ou inférieure à la température minimale de l'air pendant la nuit.

Détail du fonctionnement du système

La figure 3.15 est une représentation détaillée de la période du 7 au 9 septembre.

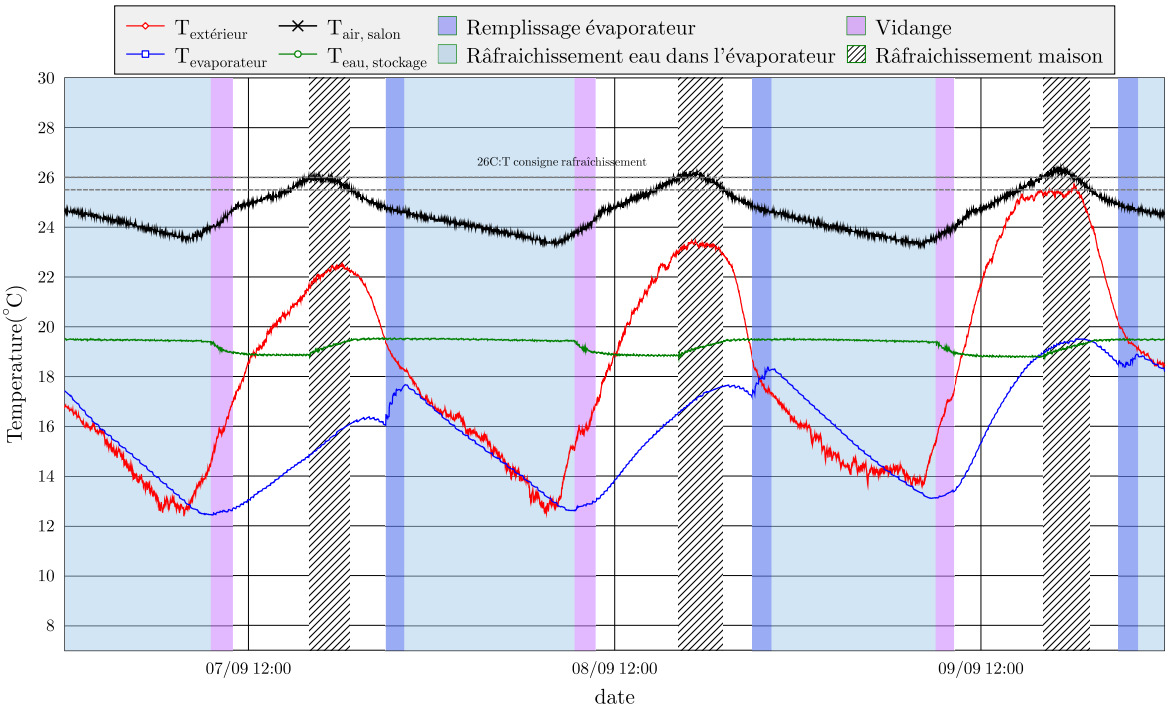


FIGURE 3.15 – *Illustration du comportement dynamique du système, avec l'évolution des températures des principaux éléments du 7 au 9 septembre 2015*

Les mêmes codes couleurs que ceux adoptés pour la figure 3.12 sont utilisés. En comparaison avec août, cette période détaillée est intéressante puisqu'elle permet d'illustrer le fonctionnement du mode double boucle mis en oeuvre pendant la séquence 2. On peut observer que le déclenchement du rafraîchissement de la maison n'impacte que le stockage dont on voit la température augmenter. Puis dès que les conditions extérieures sont propices au refroidissement de l'eau ($T_{ext} < T_{stock}$), l'évaporateur se remplit (on voit une montée nette de

la température de l'évaporateur) puis se refroidit au cours de la nuit avant d'être vidangé lorsque la température minimale a été atteinte.

Bilans journaliers

Comme pour la séquence 1, les bilans journaliers de la chaleur extraite du bâtiment (rouge), dissipée dans le vide sanitaire (marron) et dans l'évaporateur (bleu), ainsi que la température moyenne du stock (vert) et du sol (jaune) sont représentés sur la figure 3.16. Chaque jour le système extrait de 3 à 14 kWh de chaleur du bâtiment. La baisse de la température du stockage au cours des premiers jours de septembre est majoritairement due aux échanges dans le vide sanitaire. Lorsque la température du stock se stabilise autour de 19°C la chaleur extraite est majoritairement dissipée par évaporation. Il est aussi intéressant d'observer deux jours (15 et 16 septembre) pour lesquelles le stockage a refroidi le sol. On voit donc que le rafraîchissement par évaporation permet ici de peu solliciter le sol, voire même de le régénérer.

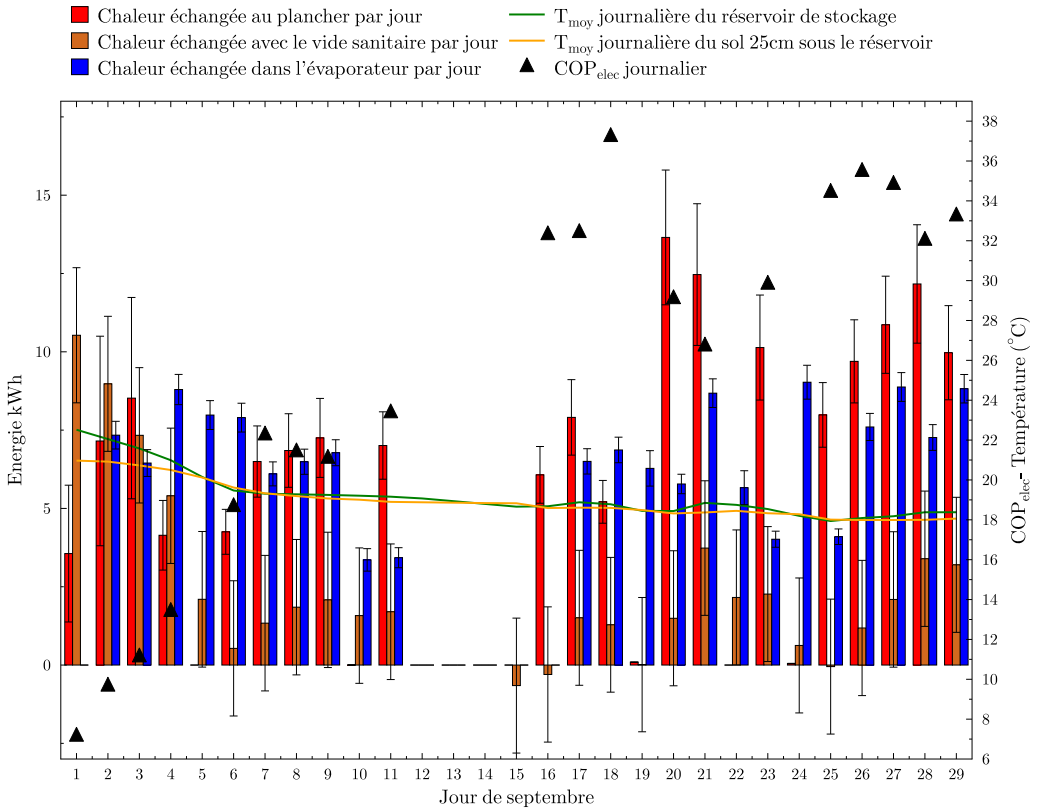


FIGURE 3.16 – *Bilan des quantités de chaleur échangées quotidiennement au niveau du sol, du plancher et de l'évaporateur pendant la séquence 1 de mesure*

Coefficient de performance

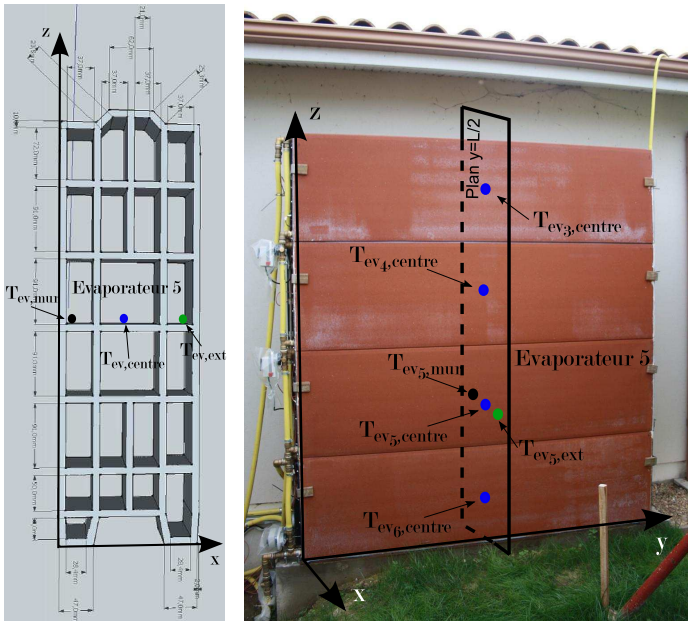
On peut observer sur le graphique 3.16 le COP_{elec} journalier sur le mois de septembre. Durant les 7 premiers jours, il y a une nette augmentation du COP_{elec} qui passe de 7.1±1.4 à 22.2±4.2. Cette augmentation est liée à la diminution de la température de l'eau dans le stockage qui passe de 22.5°C le 1er à 19.3°C le 7/09. La température du stockage est élevée

au début de la séquence 2 ce qui nuit aux performances du système. Les premiers jours de fonctionnement ont permis de ramener la température de l'eau dans le stockage autour de 19°C et de faire monter le COP qui se stabilise en fin de séquence autour de 22 ±4.2. Pour la deuxième période, la température du stockage est basse, le COP_{elec} est élevé, il varie entre 26 et 37. On peut voir lors de la séquence 2 que même lorsque la température du stockage est basse, le COP_{elec} est nettement inférieur à celui obtenu pour la séquence 3. Ceci est dû au fait que la séquence 2 correspond à une utilisation du système en mode double boucle avec le remplissage des évaporateurs le soir. Ce fonctionnement demande une consommation d'électricité un peu plus élevée liée au pompage supplémentaire et se répercute sur le COP_{elec}.

3.2.3 Analyse de points particuliers du fonctionnement du système

Détail du comportement thermique d'un évaporateur et recherche du moment opportun pour vidanger

Une étude détaillée du comportement thermique de l'évaporateur a été mise en place, pour d'une part d'évaluer l'impact sur les performances évaporatives de la proximité du mur de la maison et d'autre part mettre en place un critère de détection du meilleur moment pour vidanger l'évaporateur.



(a) Implantation des capteur de température dans l'évaporateur 5

(b) Implantation sur les évaporateurs 4 à 6

FIGURE 3.17 – *Implantation des thermocouples dans les évaporateurs 4 à 6*

Les évaporateurs sont installés parallèlement à la façade nord de la maison, à 40 cm de celle-ci. Ainsi une face est bien orientée, exposée à l'air extérieur, et une autre est en vis-à-vis du mur de la maison avec une exposition au vent limitée. Pour évaluer si la face arrière permet une évaporation efficace de l'eau malgré une exposition moins propice, l'évaporateur 5 a été instrumenté avec trois thermocouples (placés dans le même plan de coupe y=L/2 illustré sur la figure 3.17, situé au milieu de la brique). Le premier thermocouple $T_{ev,mur}$ est placé

à l'intérieur de la brique au plus près de la paroi extérieure coté maison, le second $T_{ev,centre}$ est placé au centre de la brique, le troisième $T_{ev,ext}$ est placé dans la brique au plus prés de la paroi coté extérieur. L'implantation des thermocouples est illustrée sur la figure 3.17.

Trois jours de mesures sont représentés sur la figure 3.18.

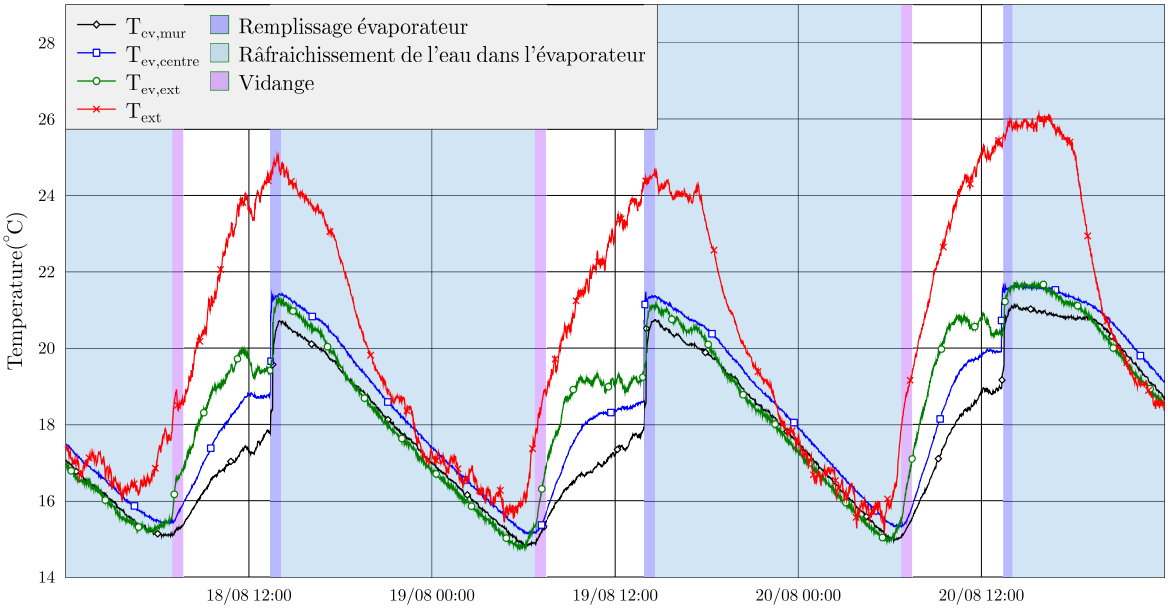


Figure 3.18 – *Évolution de la température à l'intérieur de l'évaporateur 5 du 18 au 20 août 2015 pour trois capteurs de température situés à différentes positions dans l'épaisseur de l'évaporateur.*

On peut voir qu'après une vidange, la température mesurée dans la face extérieure augmente plus vite que la température coté maison, ceci est dû au fait que la face extérieure de l'évaporateur va recevoir du rayonnement solaire diffus, et est plus soumise à la convection avec l'air extérieur. Le remplissage de l'évaporateur homogénéise les températures, puis on observe la phase de refroidissement. Tant qu'il y a du rayonnement et une température extérieure importante, la température coté maison reste inférieure à celle coté extérieur. Le refroidissement est alors majoritairement dû aux échanges avec la surface coté maison. Puis au cours de la nuit, la température mesurée côté extérieur décroit nettement et devient inférieure à celle coté maison.

Quand l'évaporateur est rempli, on peut observer que les températures des TC placés près des surfaces (extérieur ou cotés maison) sont inférieures à la température au centre de la brique, ce qui confirme que le processus de refroidissement a bien lieu au niveau des surfaces avec un flux de chaleur qui va du centre vers les surfaces extérieures. Au matin, $T_{ev,ext}$ se met à augmenter et dépasse $T_{ev,centre}$. Cela signifie que la surface extérieure devient plus chaude que le centre et que l'on commence à réchauffer l'eau dans l'évaporateur. A ce moment, on considère que le minimum de température de l'eau dans l'évaporateur a été atteint, il faut alors vidanger. C'est ce critère qui est utilisé par l'algorithme pour détecter que la température de l'eau a atteint son minimum.

Cette étude permet de voir que même si la surface en vis à vis avec la maison permet moins d'évaporation, sa protection contre le rayonnement solaire et les températures importantes de la journée rendent cette surface au moins aussi efficace que la surface extérieure.

Sur la figure 3.17 qui représente les évaporateurs 3 à 6 après 2 mois de fonctionnement, on peut observer des traces blanches qui sont des dépôts de calcaire. En effet le calcaire contenu dans l'eau ne s'évapore pas et reste à la surface de l'évaporateur. L'impact du dépôt de calcaire sur les performances du système à long terme n'a pas été quantifié et mériterait une étude plus approfondie. Pour éviter ce problème, il est conseillé d'utiliser de l'eau déminéralisée.

Analyse et comparaison des modes de fonctionnement (série ou double boucle)

Les deux modes de fonctionnement ont été testés durant l'été, on peut ainsi appréhender les avantages et inconvénients de ces deux modes.

Le mode série a pour avantage d'utiliser le pompage dédié au rafraîchissement de la maison pour remplir l'évaporateur. L'inconvénient de ce fonctionnement advient lorsque le remplissage a lieu une journée chaude avec une température extérieure élevée. Dans ce cas, la température de l'eau dans l'évaporateur va alors augmenter avant que la température extérieure soit suffisamment basse et permette un refroidissement de l'eau. Ce cas de figure (illustré sur la figure 3.12 pour le 20 août) s'est produit 6 fois (10, 11, 12, 20, 21 et 22 août) durant les quinze jours de la séquence 1.

Le mode double boucle permet justement d'éviter que l'évaporateur soit plein au moment le plus chaud de la journée, il n'est en effet rempli que lorsque la température extérieure est inférieure à la température de l'eau du stockage. L'inconvénient de ce mode est de faire un deuxième pompage pour remplir l'évaporateur. De plus, le critère d'attendre que T_{ext} soit inférieure à T_{stock} est trop restrictif. En effet, on voit sur la figure 3.12 que le 18 et 19 août, un refroidissement efficace a commencé dès le remplissage et donc bien avant que T_{ext} soit inférieure à T_{stock} du fait de l'évaporation.

La solution idéale est un mode hybride ; en série par défaut sauf lorsque les conditions extérieures sont défavorables au refroidissement de l'eau. Dans ce cas l'évaporateur est court-circuité puis rempli lorsque le refroidissement redevient possible.
Le critère de remplissage peut provenir d'un calcul de bilan de chaleur à la surface extérieure de l'évaporateur. Ce critère serait le plus précis mais nécessite un nombre de mesures importantes (vent, rayonnement diffus, φ, T_{ext}). Un critère basé simplement sur la température extérieure peut être suffisant. En effet, en observant le comportement thermique des réservoirs poreux au cours de la séquence 1 (figure 3.11), on peut voir que pour les 6 jours (10, 11, 12, 20, 21 et 22 aout) où le mode série n'était pas propice (i.e : T_{evap} augmente après le remplissage), la température extérieure au moment du remplissage était supérieure à 25.8°C. A l'inverse dans tous les cas où le mode série a été adéquat (autres jours) la température extérieure au moment du remplissage était inférieure à 25.5°C.

Ainsi en perspective d'amélioration, un mode de fonctionnement avec remplissage série conditionné par la température extérieure est à préconiser. Le remplissage n'est alors possible que si $T_{ext} < 25.5$°C.

3.2.4 Consommation d'eau

La consommation d'eau du système a été difficile à évaluer au cours de cette expérience. La quantité d'eau permettant de remplir les évaporateurs a été mal déterminée en raison

de la réactivité de l'ensemble du système. En effet la durée de rotation de la vanne trois voies permettant de court-circuiter l'évaporateur lorsqu'il est plein est de trois minutes. Période pendant laquelle la quantité d'eau continuant d'aller vers l'évaporateur est incertaine. Avec un débit nominal de 1080L/h, l'incertitude est alors de 54L. Les turbulences dans l'évaporateur lors de son remplissage ne permettent pas de garantir un remplissage strictement identique chaque jour ni un arrêt du remplissage au bout de la même durée. Enfin, des fuites peu visibles ont pu apparaitre au cours de l'expérience ajoutant encore de l'incertitude. Ainsi, pour les raisons précitées, rapportées au faible volume d'eau consommé, les mesures obtenues ne sont pas jugées suffisamment précises et ne sont pas exploitées.

Pour avoir un ordre de grandeur, on peut considérer la consommation d'eau constante au cours du temps et égal à celle mesuré dans la chambre climatique et présentée au chapitre 2.4.2. Pour rappel pendant le test reproduisant une journée d'été, le taux d'évaporation moyen a été de 1.8 $gmin^{-1}m^{-2}$ pour le réservoir R_1. Ainsi avec la surface de brique installée pour cette campagne expérimentale cela équivaut à 41.5 $L.jour^{-1}$.

La mesure de cette grandeur sur site devra être affinée pour les futures expériences. Il est à noter que même à vide, le système continue à évaporer de l'eau puisqu'une partie de l'eau, stockée dans les pores de la terre cuite n'est pas récupérée à la vidange. Ceci est visible sur les figures 3.12 et 3.15, où l'on voit que la température des évaporateurs à vide en journée reste très inférieure à la température de l'air (effet de l'inertie de la brique et de l'évaporation).

A titre de comparaison, la consommation moyenne d'eau par habitant et par an en 2012 en France est de $53m^3$ [One15]. On estime la consommation en eau du système pour tout l'été et pour une maison de 100 m^2 à 4 m^3. Pour 4 habitants la surconsommation en eau due au système est alors inférieure à 2%.

3.3 Résultats globaux et synthèse des performances

3.3.1 Synthèse des performances mesurées du système et analyse

Le tableau 3.3 permet d'agréger des indicateurs de performance permettant d'appréhender rapidement le comportement du système. Ces grandeurs sont reportées par période puis au total sur les 3 périodes de mesures. Ainsi on y retrouve les bilans, des indicateurs de confort (degrés.heure), le COP du système, sa consommation électrique et température de fonctionnement.

3.3.2 Bilan énergétique

Sur le total des trois séquences, le système aura permis d'évacuer 298.2 ±58kWh de chaleur de la maison, cette chaleur a été dissipée à 62 % par l'évaporateur et à 38 % dans le sol et vide sanitaire. On peut observer que la part évaporative augmente sur les séquences 2 puis 3 correspondant à des périodes de plus en plus fraîches (voir $T_{ext,moy}$). La variation de la température de l'eau dans le stockage entre le début et la fin des séquences a été ajoutée dans le tableau. Pour les séquences 1 et 3 elle est peu significative, mais elle l'est pour la période 2 au cours de laquelle la température de l'eau dans le stockage a diminué de 3.2 °C. Durant cette séquence, on voit que la chaleur évacuée de la maison est bien inférieure à la chaleur dissipée par l'évaporateur et dans le vide sanitaire, une partie a servi aussi à refroidir l'eau dans le stockage. Cependant, il est difficile d'avoir un bilan énergétique parfaitement équilibré étant donné les fortes incertitudes et la perte de masse chaque jour.

TABLE 3.3 – *Résumé des indicateurs de performance du système sur les séquences expérimentales*

	Unité	Séquence 1	Séquence 2	Séquence 3	Total
Mode		Série	Dble boucle	Série	
Chaleur extraite de la maison	kWh	136.7	55.2	106.3	298.2
Chaleur dissipée évaporateur	kWh	75.5	64.6	89.5	229.6
Chaleur dissipée VS	kWh	71.8	43.4	22.0	137.2
Variation T_{stock} (début-fin)	°C	-0.2	3.2	0.5	
Ratio Évaporateur/ Vide sanitaire	–	51%/49%	60%/40%	80%/20%	63%/37%
Nombre de jours d'utilisation	jour	15	9	12	36
Nombre d'heure de pompage	h	89.3	49.7	45.4	184.3
Consommation électrique	kWh	7.1	4.0	3.6	12.9
$T_{ext,moy}$ pendant rafraîchissement	°C	24.3	23.4	21.6	23.6
$T_{dep,moy}$ pendant rafraîchissement	°C	20.8	20.8	18.3	19.9
COP_{elec}	–	19.1	13.9	29.3	20.8
COP_{pri}	–	7.4	5.4	11.4	9
Degrés.heure>26°C	°C.h	64.0	27.7	28.0	119.8
Degrés.heure>27°C	°C.h	4.5	0.6	1.4	6.5
$T_{ext,moy}$	°C	21.4	19.3	17.6	19.6
$T_{int,moy}$	°C	25.2	25	24.3	24.9
$T_{int,max}$	°C	27.4	27.2	27.2	27.4
$T_{stock,moy}$	°C	20.3	20.3	18.5	19.7

3.3.3 Coefficient de performance

Le coefficient de performance déjà décrit précédemment permet de donner l'efficacité d'un système en faisant le rapport entre la chaleur extraite du bâtiment et l'énergie engagée pour le faire fonctionner. Si l'on s'intéresse à l'énergie primaire et que l'on considère qu'il faut 2.58 kWh d'énergie primaire pour produire 1 kWh d'électricité on peut introduire un nouveau coefficient de performance primaire :

$$COP_{pri} = \frac{E_{pl}}{E_{pri}} = \frac{E_{pl}}{2.58E_{elec}} \tag{3.9}$$

Le système a été sollicité 36 jours sur les 44 jours de test, la pompe a fonctionné pendant 184.3 heures consommant 14.7 ±0.5kWh électrique. Le COP_{elec} moyen du système est donc de 20.8 ±4.7 et le COP_{pri} 8.1±1.8. On retrouve les observations faites au paragraphe 3.2.1 et 3.2.2, c'est à dire que le COP varie beaucoup en fonction des conditions d'utilisation (environnement et mode de fonctionnement). La séquence 2 offre le COP le plus faible, et la séquence 3 le plus élevé. L'efficacité du système sur la période 2 a été réduite par une température du stockage élevée et un fonctionnement double boucle. A l'inverse le COP moyen pour la séquence 3 est de 28, il a bénéficié de conditions extérieures propices permettant de maintenir un stockage frais. Un COP moyen de 19.1 a été mesuré sur la période 1 avec la température extérieure moyenne la plus élevée des trois séquences.
Même si les COP mesurés sont très élevés, il convient de modérer ces chiffres puisque les conditions d'utilisation du système ont été très avantageuses (surchauffe de la maison et températures extérieures basses) au cours de cette séquence expérimentale. Des simulations numériques sont proposées dans le chapitre 5 pour observer le comportement thermique du

système dans des conditions plus chaudes et des sollicitations plus fortes.

3.3.4 Degrés.heure

Le tableau récapitulatif permet d'observer que le nombre de degrés.heure d'inconfort observés dans l'habitation est très modéré. En effet le nombre de degrés.heures supérieurs à 26°C sur l'ensemble des périodes de mesures est de 120, et ceux supérieurs à 27°C est de 7. La température maximale mesurée dans l'habitation a eu lieu le 12 août et est de 27.4°C. On voit donc que le système a permis de garantir un confort d'été satisfaisant durant la période de test.

3.4 Conclusion

Ce chapitre décrit la mise en place et les résultats expérimentaux d'une campagne expérimentale visant à tester les performances d'un système innovant de rafraîchissement sur une habitation à échelle réelle. Installé et mis en service durant l'été 2015, le système a fonctionné de façon autonome durant 44 jours d'août et septembre. Les résultats ont permis de révéler un potentiel intéressant de ce système puisque celui-ci a évacué environ 300 kWh de chaleur excédentaire de la maison permettant de maintenir un très bon niveau de confort thermique à l'intérieur du bâtiment. La consommation électrique très faible du système qui se résume à l'utilisation d'un circulateur, permet dans les conditions de l'expérience, d'afficher un coefficient de performance très élevé de 20.8. Ce système utilise la complémentarité entre la fraîcheur du sol et l'évaporation. Les échanges avec le sol permettent de supporter les journées très chaudes et l'évaporation de refroidir rapidement le stockage lors de journées plus fraîches. Ces résultats expérimentaux vont permettent de calibrer un modèle numérique qui permettra d'optimiser le système et de le tester pour différents climats.

Chapitre

4

Modélisation réduite du système de rafraîchissement

L'objet de ce chapitre concerne la modélisation globale du système de rafraîchissement. L'idée ici est de bâtir un modèle numérique fiable, robuste et rapide qui permet de décrire le comportement thermique et hydrique du système sur des périodes de plusieurs mois. Ce modèle, développé avec Modelica Dymola, pourra être ajouté à une bibliothèque de composants de Modelica puis couplé à un modèle de bâtiment.

Dans une première partie, la modélisation des différents éléments constitutifs du système est décrite. On détaille en particulier la modélisation de l'évaporateur, du sol et du stockage. Dans un second temps, le modèle numérique est calibré par méthodes inverses sur une séquence expérimentale. Le modèle calibré est ensuite testé sur d'autres séquences de mesures pour éprouver sa robustesse et asseoir sa validité. Enfin dans une dernière partie, on analyse le comportement thermique et hydrique de l'évaporateur et du stockage issu des résultats de modélisation sur des séquences dynamiques.

4.1 Modélisation du système de rafraîchissement

4.1.1 Modèle global

La modélisation du système a été effectuée en langage Modelica avec le solveur Dymola. Ce logiciel a été choisi pour plusieurs raisons. D'une part, il dispose d'une librairie importante de composants (fluides et thermiques) déjà développés (librairie gratuite "Buildings" [WZNP14]). D'autre part il offre une grande souplesse dans la création de nouveaux modèles. Enfin le dynamisme actuel autour de ce langage ouvre des perspectives et favorise son utilisation. La méthode de résolution numérique adoptée dans ce chapitre est la méthode DASSL [BCP09].
Une modélisation nodale a été choisie pour répondre à l'objectif d'un modèle léger et rapide. La représentation schématique de ce modèle utilisant l'analogie électrique comme formalisme est présentée sur la figure 4.1. Les points noirs sont des nœuds thermiques et les points bleus représentent les composants pouvant contenir de l'eau et intégrés au circuit hydraulique du système (réservoir de stockage en bas à gauche et évaporateur en haut à droite).

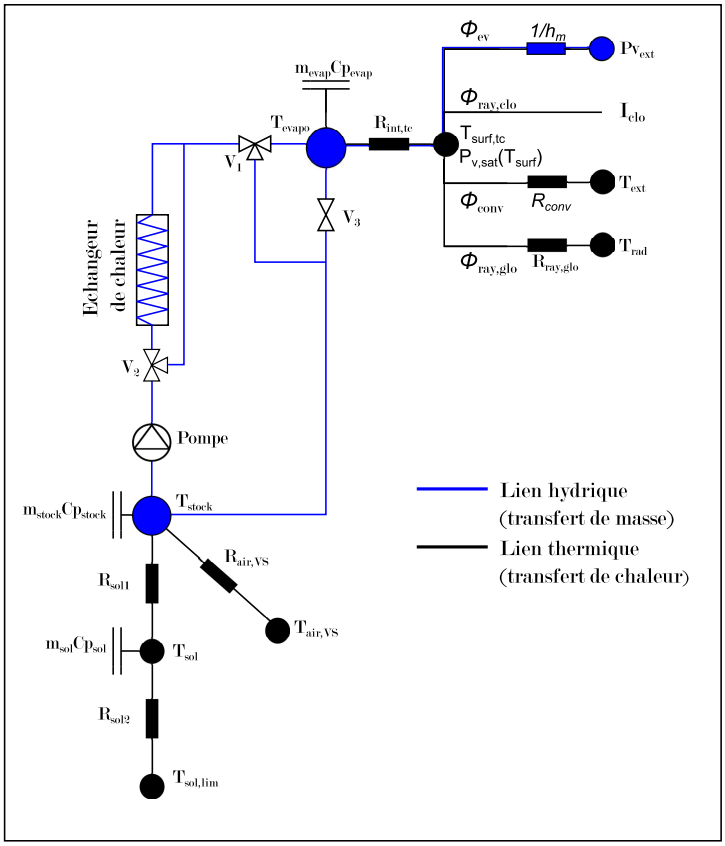


FIGURE 4.1 – *Analogie électrique de la modélisation globale du système de rafraîchissement*

Cette modélisation comprend, entre les différents nœuds et réservoirs, des échanges de chaleur (branches noires) et des échanges de masse (branches bleues). Pour l'évaporation, on a à la fois transfert de chaleur et de masse (blanche noire et bleu). Le nombre restreint de nœuds permet un temps de simulation compatible avec des simulations annuelles.

La modélisation des éléments constituant le système est détaillée dans les paragraphes suivants.

4.1.2 Modélisation du réservoir de stockage

Le stockage est un réservoir souple en plastique posé à même le sol dans le vide sanitaire du bâtiment. L'eau fraîche y est puisée pour rafraîchir le bâtiment, puis revient ensuite, soit directement en retour du plancher chauffant, soit après un séjour dans l'évaporateur. Le bilan énergétique au niveau du stockage s'exprime par l'équation suivante :

$$\frac{d(m_{stock}Cp_{eau,l}T_{stock})}{dt} = \frac{(T_{sol} - T_{stock})}{R_{sol,1}} + \frac{(T_{air,VS} - T_{stock})}{R_{air,VS}} + \dot{M}_e CpT_e - \dot{M}_s CpT_s \quad (4.1)$$

On retrouve dans le deuxième membre de l'équation, respectivement le flux de chaleur échangé avec le sol, avec l'intérieur du vide sanitaire et la variation d'enthalpie associée au débit d'eau entrant et sortant du stockage. La résistance $R_{air,VS}$ prend en compte simultanément les échanges convectifs entre le stockage et l'air et radiatifs entre le stockage et les surfaces intérieures du vide sanitaire. Ceci suppose de linéariser le flux radiatif et de considérer la température des surfaces intérieures du vide sanitaire en vis à vis du stockage (plancher de la maison bien isolé) égale à la température de l'air dans le vide sanitaire.

La difficulté ici réside d'une part dans l'évaluation des résistances thermiques $R_{air,VS}$ et R_{sol} et d'autre part dans la modélisation de la température du sol T_{sol} échangeant de la chaleur avec l'eau dans le stockage. La température de l'air dans le vide sanitaire est dans ce chapitre une condition limite, elle pourra être par la suite évaluée par un modèle de bâtiment en cas de couplage.

4.1.3 Modélisation de la température du sol

Modélisation de la température du sol actif

Comme on peut le voir dans l'analogie électrique présentée sur la figure 4.1, le sol est modélisé par un nœud thermique, associé à une masse thermique $m_{sol}Cp_{sol}$ et par un nœud dit "lointain" qui représente la température du sol lointain et qui constitue une condition limite. La température du nœud intermédiaire (T_{sol}) peut varier en fonction des échanges avec le stockage et avec le sol "lointain" $T_{sol,lim}$. A l'inverse, $T_{sol,lim}$ n'est pas influencée par les échanges avec le réservoir (c'est une source idéale). Le nœud thermique de la masse de sol est placé à 25 cm sous le réservoir (positionnement de la sonde de température). Le bilan d'énergie sur ce nœud donne l'équation suivante :

$$m_{sol}Cp_{sol}\frac{dT_{sol}}{dt} = \frac{(T_{stock} - T_{sol})}{R_{sol,1}} + \frac{(T_{sol,lim} - T_{sol})}{R_{sol,2}} \quad (4.2)$$

Modélisation de la température du sol "lointain"

Il est maintenant nécessaire de modéliser la variation de température d'un sous-sol en fonction de la période de l'année et de la profondeur pour établir la condition limite $T_{sol,lim}$.
On considère pour notre calcul que les profondeurs en jeu sont suffisamment faibles pour ne pas considérer l'influence de la chaleur du centre de la terre. Ainsi, l'évolution des températures à ces profondeurs est déterminée par la température extérieure dont les variations sont ressenties amorties et déphasées selon la profondeur et la nature du sol (cf 1.3.3). On considère la température du sol comme la superposition d'une variation saisonnière et d'une variation journalière de température. Il est intuitif et confirmé par Pahud [Pah05] que seuls les premiers centimètres du sol sont influencés par la variation de température quotidienne. Ainsi la température du sol si on se place à une distance supérieure à quelques dizaines de cm de la surface peut être décrite par les seules variations annuelles de température. Une

approximation de la température d'un sol de diffusivité a, à la profondeur z au temps t peut s'écrire selon la formule suivante :

$$T(z,t) = T_{moy} - T_{amp}cos(\omega(t - t_{fr}) + z\sqrt{\frac{\omega}{2a}})exp(z\sqrt{\frac{\omega}{2a}}) \tag{4.3}$$

Avec t_{fr} qui correspond à la date la plus froide de l'année, T_{moy} la température du sol suffisamment profonde pour ne pas être influencée par la variation saisonnière, T_{amp} l'amplitude de température à faible profondeur en gommant les amplitudes journalières et ω la pulsation correspondant à la variation annuelle de température. Cette formulation est utilisée pour déterminer la température du sol lointain dans ce modèle.

4.1.4 Modélisation simplifiée de l'évaporateur

L'évaporateur est l'élément du système le plus délicat à modéliser en raison du couplage entre le transfert de masse et le transfert de chaleur. La modélisation fine du comportement hydrique et thermique de l'évaporateur proposée au chapitre 2.2 a permis de définir une géométrie de réservoir et un matériau propice à une application de froid évaporatif. Il a été de plus vérifié pour le réservoir R_1 que lorsqu'il est rempli d'eau, les pores de sa paroi poreuse sont saturés en eau liquide. Le modèle fin présenté au chapitre 2.2 est très précis mais trop coûteux en temps de calcul pour être utilisé sur des simulations annuelles. On lui préfère un modèle plus léger. Le fait que le milieu poreux soit saturé en permanence simplifie grandement la modélisation des transferts hydrique et thermique.

Modélisation hydrique

On cherche dans ce paragraphe à déterminer le débit d'évaporation mais aussi le débit d'eau perdue par ruissellement à la surface de l'évaporateur en phase de fonctionnement.
Le débit d'eau évaporée est évalué en considérant la surface extérieure saturée en permanence. Ainsi la pression de vapeur à la surface du réservoir poreux est égale à la pression de vapeur saturante pour la température de cette surface.

$$\dot{m}_{ev} = h_m\Big(P_{v,sat}(T_{surf}) - \varphi_{ext}P_{v,sat}(T_{ext})\Big) \tag{4.4}$$

Le débit d'eau traversant la paroi poreuse sous la pression de la colonne d'eau intérieure est calculé aussi. Ce débit constitue un minimum indépendant des conditions extérieures qu'il est intéressant de calculer puisqu'il permettra d'évaluer l'eau perdue par ruissellement lorsque les conditions d'évaporation sont peu favorables. Pour calculer ce débit dépendant de la colonne d'eau, la paroi poreuse est discrétisée sur la hauteur en n éléments (figure 4.2, gauche). On applique sur chaque élément une loi de Darcy en milieu saturé (équation 2.6) en prenant la pression hydraulique moyenne sur l'élément discret (P_i) :

$$\dot{m}_{pr,i} = \frac{\rho_l k_{intr}}{\mu_l}\frac{P_i}{e} \tag{4.5}$$

Le débit de ruissellement est le reste d'eau traversant la paroi poreuse qui n'a pas pu s'évaporer. On le détermine par la comparaison entre $\dot{m}_{ev}$ et $\dot{m}_{pr,i}$ pour chaque élément discret de paroi :

$$\dot{m}_{rui} = \frac{1}{n}\sum_i Max((\dot{m}_{pr,i} - \dot{m}_{ev}), 0) \tag{4.6}$$

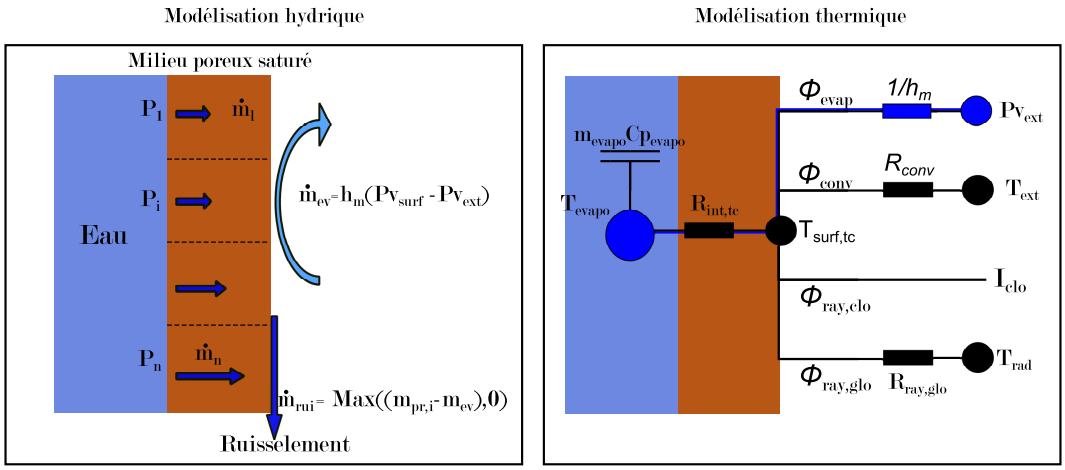


FIGURE 4.2 – *Schémas de la modélisation des transferts de masse (gauche) et de chaleur (droite) au niveau du réservoir poreux*

Modélisation thermique

La modélisation thermique de l'évaporateur est elle aussi simplifiée par rapport à celle proposée au chapitre 2. On a d'abord un nœud situé au centre de l'évaporateur auquel est associée la masse d'eau et de terre cuite du réservoir. Puis un deuxième nœud thermique qui est situé sur la surface extérieure et est considéré sans masse. Les différents flux échangés sont illustrés sur la figure 4.2 (droite). Un bilan d'enthalpie pour ces deux nœuds est établi et s'exprime par les formules suivantes :

$$\frac{d(m_{evap}Cp_{evap}T_{evap})}{dt} = \frac{(T_{surf,tc} - T_{evap})}{R_{int,tc}} + \dot{M}_e CpT_e - \dot{M}_s CpT_s \tag{4.7}$$

$$\Phi_{evap} + \Phi_{conv} + \Phi_{ray,clo} + \Phi_{ray,glo} + \frac{(T_{evap} - T_{surf,tc})}{R_{int,tc}} = 0 \tag{4.8}$$

Les différents flux présents dans l'équation 4.8 sont calculés selon les formules suivantes :

$$\Phi_{evap} = AL\dot{m}_{ev} = ALh_m\Big(\varphi_{ext}Pv_{sat}(T_{ext}) - Pv_{sat}(T_{surf,tc})\Big) \tag{4.9}$$

Le flux évaporatif est le produit entre la chaleur latente d'évaporation et le taux d'évaporation calculé grâce à la formule 4.4.

$$\Phi_{conv} = Ah_c(T_{ext} - T_{surf,tc}) \tag{4.10}$$

$$\Phi_{ray,clo} = A\alpha_{clo}f_v I_{vert,nord} \tag{4.11}$$

On distingue d'une part le rayonnement de courte longueur d'onde provenant du rayonnement solaire et d'autre part le rayonnement de grande longueur d'onde associé aux échanges radiatifs de corps ayant des températures entre 0 et 50 °C (rayonnant donc dans l'infrarouge). L'évaporateur est placé côté nord de la maison, il est ainsi bien protégé du rayonnement direct mais reçoit quand même une part de rayonnement diffus. La quantité d'énergie solaire absorbée par l'évaporateur est le produit entre le flux solaire incident sur la surface nord verticale de la maison, le coefficient d'absorption solaire du matériau et le facteur de vue. Le facteur de vue f_v sert à prendre en compte le vis à vis de la maison, ou encore la protection solaire de la casquette.

$$\Phi_{ray,glo} = A\big(f_v \epsilon_{glo} \sigma (T_{ciel}^4 - T_{surf,tc}^4) + (1 - f_v)\epsilon_{glo}\sigma(T_{ext}^4 - T_{surf,tc}^4)\big) \tag{4.12}$$

Pour les grandes longueurs d'onde, on considère les échanges radiatifs entre l'évaporateur et son environnement. On fait l'hypothèse que la température des surfaces environnantes est égale à celle de l'air extérieur. La fraction d'angle solide f_v qui n'a aucune surface en vis à vis rayonne vers le ciel. La température de ciel est calculée à partir de la corrélation de Martin et Berdahl [MB84].

Le niveau d'eau dans l'évaporateur varie en fonction de la dynamique de remplissage et de vidange de l'évaporateur. L'inertie $m_{evap}Cp_{evap}$ associée au nœud varie donc en conséquence. Enfin, on considère que l'évaporation a lieu même lorsque l'évaporateur est vide puisque l'eau contenue dans les pores de la terre cuite continue à s'évaporer même après la vidange de l'évaporateur.

4.1.5 Modélisation du circuit hydrique

Le circuit hydraulique permet de relier l'évaporateur, le stockage et l'échangeur de chaleur. Il est constitué principalement de conduites, de vannes (électrovannes ou vannes trois voies motorisées) et d'une pompe. Les éléments utilisés pour la modélisation proviennent de la bibliothèque "Buildings". Le calcul des pertes de charges n'est pas un enjeu principal de ce travail et n'est pas décrit. En pratique, il faut néanmoins s'assurer que la pompe installée est suffisamment puissante pour imposer le débit de fonctionnement souhaité.

Pompe

La pompe est modélisée ici comme une pompe idéale ayant un débit fixe indépendamment des pertes de charges du circuit aval.

Vannes

Les vannes trois voies utilisées sont elles aussi idéales. Leur position est commandé par un signal booléen et change instantanément lorsque le signal de commande s'inverse. Les électrovannes, sont aussi commandées par un signal booléen. Un coefficient de perte de charge permet d'ajuster le débit de vidange.

Échangeur de chaleur

Dans ce modèle, l'eau traversant l'échangeur de chaleur absorbe une quantité de chaleur qui correspond à l'énergie extraite du logement.

$$\Phi_{pl} = \dot{M} Cp (T_s - T_e) \tag{4.13}$$

Ce flux de chaleur constitue une condition limite du modèle et peut venir de mesures ou d'un profil de charge de climatisation obtenu par simulation. Par la suite, lorsque le couplage entre le système de rafraîchissement et le bâtiment sera mis en place, le flux extrait sera simulé directement grâce à un modèle de plancher rafraîchissant à l'intérieur du bâtiment.

Algorithme de contrôle

L'algorithme de contrôle utilisé pour la simulation est le même que celui présenté dans la figure 3.10 du chapitre 3. Il a pu être implémenté grâce aux nombreux composants logiques disponibles dans Modelica.

4.2 Calibration du modèle par méthodes inverses

4.2.1 Les méthodes inverses

Lors de la construction d'un modèle représentant un système physique, la difficulté ne consiste généralement pas à l'établissement du modèle mathématique mais plutôt à l'identification des paramètres permettant d'alimenter ce modèle.
Pour identifier ces paramètres, il est possible de les mesurer directement ou indirectement à partir de mesures du comportement global du système. Dans ce deuxième cas, l'objectif est de trouver le jeu de paramètres permettant à travers un modèle numérique de reproduire au plus près le comportement physique mesuré. Cette technique bénéficiant des progrès liés à l'optimisation s'est développée récemment avec la forte augmentation de la puissance de calcul. Ces techniques d'identification indirecte de paramètres trouvent des applications par exemple dans le domaine de la thermique du bâtiment, pour laquelle une détermination non intrusive des propriétés d'une paroi à partir de mesures est séduisante [DDCA14], [BB16]. Cette technique appelée méthodes inverses ou identification indirecte est utilisée dans ce chapitre pour identifier les propriétés du sol et des coefficients d'échanges.

Le processus d'identification d'un jeu de paramètres est illustré sur la figure 4.3.

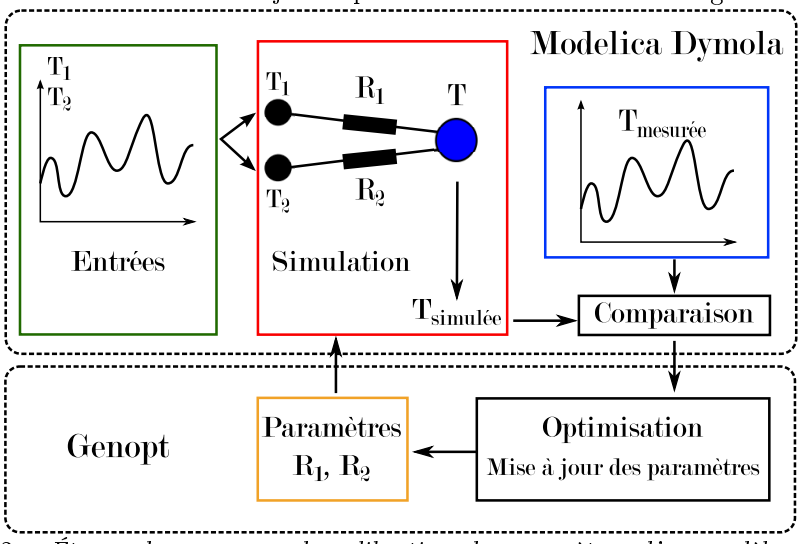


FIGURE 4.3 – *Étapes du processus de calibration de paramètres d'un modèle par méthode inverse*

Pour l'explication, prenons l'exemple d'un modèle thermique très simple avec trois nœuds thermiques et deux résistances R_1 et R_2 à identifier (figure 4.3). Suite à une campagne de mesure, les températures T_1, T_2 et T ont été enregistrées. T_1 et T_2 correspondent aux conditions aux limites du problème et sont considérées comme des entrées.
Premièrement, une simulation est effectuée en utilisant les entrées et un jeu de paramètres initial. Le résultat de la simulation $T_{simulée}$ est ensuite comparé à la mesure $T_{mesurée}$. Le critère de comparaison constitue un objectif à minimiser. A la lecture du résultat de ce critère sur la première simulation, un algorithme d'optimisation va alors proposer un nouveau jeu de paramètres à tester et recommencer la boucle. Le processus s'arrête lorsqu'aucun des nouveaux jeux de paramètres proposé ne permet de diminuer les écarts entre la mesure et la simulation. On estime alors que le minimum est atteint et que l'on a identifié le meilleur jeu de paramètres R_1 et R_2 permettant avec le modèle numérique de reproduire le comportement mesuré. Dans ce travail, la simulation, comparaison, lecture des fichiers de mesure est effectuée par Dymola, l'optimisation et la mise à jour des jeux de paramètres est faite par le logiciel Genopt (Generic Optimisation Program, [Wet01]).

Plus les séquences de mesures avec lesquelles sont comparées les résultats de simulations sont longues et riches, meilleure est la recherche. De plus, un nombre important de paramètres à rechercher simultanément rend l'optimisation difficile. Enfin lorsque certains paramètres sont corrélés, le processus d'optimisation peine à converger vers une solution optimale.

Algorithme d'optimisation

L'algorithme d'optimisation utilisé dans ce chapitre pour la recherche du meilleur jeu de paramètres est un algorithme hybride entre une optimisation par essaims particulaires (PSO) et une méthode d'exploration locale (Hooke and Jeeves Pattern Search HJPS) [Wet09]. Dans un premier temps le PSO est utilisé, permettant de sonder aléatoirement l'ensemble de l'espace des solutions. A l'issue d'un nombre donné de mouvements, le meilleur jeu de paramètres sert de point de départ pour l'algorithme HJPS. L'initialisation avec le PSO permet d'éviter de tomber dans un minimum local que le HJPS n'arrive pas à détecter, puis le HJPS permet de converger rapidement vers la meilleure solution.

4.2.2 Détermination et calibration du modèle par méthode inverse

La campagne expérimentale menée sur le système de rafraîchissement durant l'été 2015 a fourni un nombre important de mesures. Elle sont mises à profit d'une part pour calibrer le modèle et d'autre part pour vérifier la fiabilité des résultats du modèle sur une autre séquence n'ayant pas servi à l'optimisation. Pour limiter le nombre de paramètres à déterminer et profiter des nombreuses mesures disponibles, ce travail se fait en trois phases. A chaque fois, on essaye d'utiliser une sous partie du modèle en prenant comme conditions aux limites des points de mesures connus. La première optimisation consiste à déterminer les coefficients d'échanges au niveau du stockage, la deuxième à identifier les propriétés thermiques du sous-sol et enfin la dernière à trouver les paramètres liés à l'évaporateur.

Détermination des coefficients d'échanges inhérents au réservoir de stockage

On détermine dans ce paragraphe la résistance thermique entre l'intérieur du vide sanitaire et le réservoir de stockage $R_{air,VS}$ et la résistance thermique $R_{sol,1}$ entre ce même réservoir et le sol. On utilise simplement la partie du modèle illustrée sur la figure 4.4.

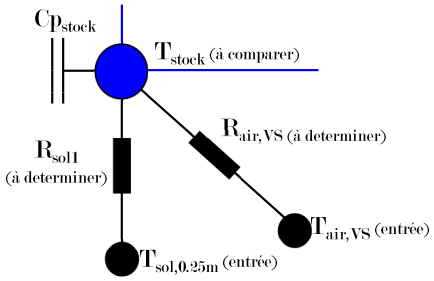


Figure 4.4 – *Détail du modèle de stockage utilisé pour la détermination de* $R_{sol,1}$ *et* $R_{air,VS}$

On dispose en donnée d'entrée, d'une mesure de l'air dans le vide sanitaire ($T_{air,VS}$) et du sol à 25 cm (T_{sol}) sous le stockage. La température du stockage simulée est comparée à la température de l'eau mesurée ($T_{stock,mes}$). On utilise une période de 52 h de mesures non perturbées (8-10 août) par un puisage ou une vidange (illustrée sur la figure 4.5). Les deux paramètres à identifier $R_{sol,1}$, et $R_{air,VS}$ sont des coefficients d'échanges globaux en KW^{-1} et sont considérés constants au cours du temps.

TABLE 4.1 – *Résultats de l'identification des coefficients d'échange du réservoir de stockage*

$R_{sol,1}$	$R_{air,VS}$
(KW^{-1})	(KW^{-1})
0.0046	0.0096

Les résultats de l'optimisation sont reportés dans le tableau 4.1.

Les méthodes inverses sont un procédé purement numérique, ainsi le jeu de paramètres proposé par l'optimisation comme étant le meilleur est parfois dénué de sens physique. Il est important d'avoir un regard critique sur les grandeurs fournies et de vérifier la vraisemblance des résultats.

Ainsi la valeur de $R_{air,VS} = 0.0096$ KW^{-1}, donne un coefficient d'échange global de 4 $W.m^{-2}K^{-1}$ en considérant les 26.4 m^2 de la surface supérieure du réservoir souple. Cette valeur correspond à de très faibles mouvements d'air et des surfaces peu émissives.
La valeur de $R_{sol,1} = 0.004593$ KW^{-1} donne une conductivité thermique de la terre de 2.06 $W.m^{-1}K^{-1}$ en considérant une surface d'échange entre le réservoir souple et le sol de 26.4 m^2 et une épaisseur de terre de 25 cm. Cette valeur se trouve dans la fourchette de nombreux types de sol selon Moch [Moc14].

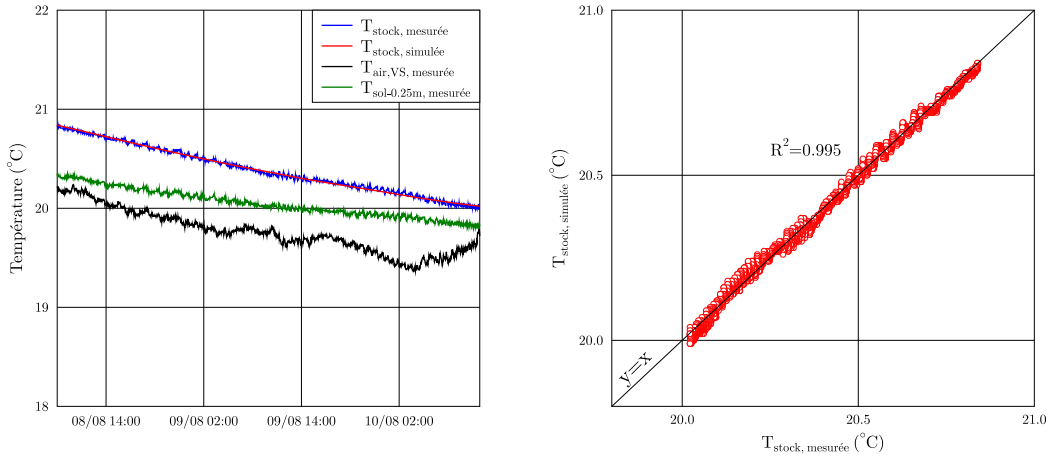


FIGURE 4.5 – *Résultats et comparaison du modèle de stockage calibré par rapport à la séquence de mesures utilisée pour l'optimisation*

La comparaison entre le résultat de la simulation avec le meilleur jeu de paramètres et la mesure est illustrée sur la figure 4.5. On peut observer que dans ces conditions le modèle permet une très bonne reproduction du comportement thermique du stockage.

Détermination des propriétés du sous-sol et de la masse de terre active

On souhaite déterminer désormais l'inertie de la masse de sol actif $m_{sol}Cp_{sol}$ et la profondeur z_{lim} à laquelle doit être fixée la condition limite déterminant la température du sol lointain avec l'équation 4.3. La période de mesure utilisée ici correspond à la séquence 1 (du 10 au 25 août). La même procédure que celle proposée au paragraphe précédent est exécutée avec comme données d'entrées la température de sol lointain et la température du stockage. L'optimisation se fait sur la température du sol à -25 cm. Les résultats de l'optimisation

sont reportés dans le tableau suivant :

TABLE 4.2 – *Résultats de l'identification des paramètres thermiques du sous-sol*

$m_{sol}Cp_{sol}$	z_{lim}
JK^{-1}	m
3.92 10^7	2.04

La valeur identifiée de $m_{sol}Cp_{sol}$ de 3.92 10^7 JK^{-1} donne un volume de terre de 15.68 m^{-3} et donc une épaisseur 60 cm (avec la surface d'échange entre le sol, le réservoir de 26.4 m^2 et une valeur moyenne de Cp_{sol} = 2.5 10^6 $J.m^{-3}.K^{-1}$). Pour z_{lim}, l'optimisation permet d'identifier que la profondeur à laquelle il faut se placer pour calculer $T_{sol,lim}$ (1.15 m).

La comparaison entre les résultats de simulation et la mesure illustrée sur la figure 4.6, donne un coefficient de détermination (R^2) de 0.926. La corrélation est un peu moins bonne en raison des plus nombreuses hypothèses (température lointaine de sol) et d'une séquence de mesures assez longue.

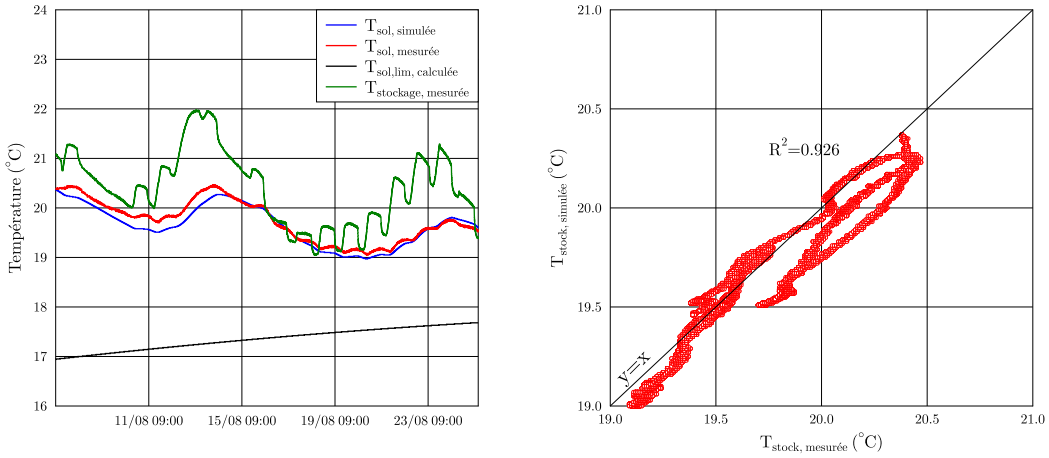


FIGURE 4.6 – *Résultats et comparaison du modèle de sous-sol calibré par rapport à la séquence de mesures utilisée pour l'optimisation*

Détermination des paramètres liés à la modélisation de l'évaporateur

On s'intéresse enfin à la modélisation de l'évaporateur. Les paramètres à identifier sont :

- $R_{int,tc}$: la résistance thermique équivalente entre le centre de l'évaporateur et la surface extérieure. Attention, la résistance thermique du réservoir plein est différente de la résistance du réservoir rempli d'air, on cherche donc $R_{eq,vide}$ et $R_{eq,plein}$.
- $fv\alpha_{clo}$: la fraction d'énergie solaire incidente absorbée par le réservoir poreux.
- $fv\epsilon_{glo}$: le produit de l'emissivité grandes longueur d'ondes du matériau poreux et du facteur de vue vers le ciel.
- h_c : le coefficient de transfert thermique par convection. On le cherche sous la forme classique $h_c = aV + b$ [Pal08], il faudra ainsi déterminer a et b.

- h_m : le coefficient de transfert de masse par convection. On le cherche sous la forme $h_m = mV + n$ [Sar00], avec m et n à identifier.

  On préfère ici calibrer les coefficients de transfert par convection plutôt que d'utiliser les corrélations utilisées et décrites au chapitre 2.3.4 pour bien prendre en compte les conditions d'exposition très différentes entre les deux faces de l'évaporateur. Ainsi, les coefficients trouvés reflètent le comportement moyen des deux faces de l'évaporateur.

La période de mesures utilisée correspond elle aussi à la séquence 1 (du 10 au 25 août 2015). Les résultats de l'optimisation sont reportés dans le tableau 4.3.

TABLE 4.3 – *Résultats de l'identification des paramètres thermiques liés à la modélisation de l'évaporateur*

$R_{eq,vide}$	$R_{eq,plein}$	$fv\alpha_{clo}$	$fv\epsilon_{glo}$	a	b	m	n
KW^{-1}	KW^{-1}	-	-	$Js^{-2}m^{-1}K^{-1}$	$Wm^{-2}K^{-1}$	–	sm^{-1}
0.002	0.0054	0.17	0.46	$1.33\ 10^{-8}$	$2.84\ 10^{-8}$	4.70	7.75

Au niveau des valeurs identifiées ; la résistance thermique $R_{eq,vide}$ donne pour une épaisseur du réservoir de 10 cm une conductivité thermique équivalente de 0.6 $Wm^{-1}K^{-1}$ à vide, et de 1.6 $Wm^{-1}K^{-1}$ lorsque l'évaporateur est plein. Pour la fraction d'énergie solaire incidente, on trouve 0.17, qui pour une absorptivité CLO de 0.6 donnerait un facteur de vue de 0.28 compatible avec une position verticale et une moitié en vis à vis avec la maison. Le résultat du produit entre l'émissivité et le facteur de vue, donnerait pour une émissivité de 0.9 un facteur de vue de 0.51. Ce produit est surévalué par rapport à la valeur attendue. L'explication peut provenir du fait que la moitié des échanges radiatifs se fait vers le mur nord de la maison dont la température est vraisemblablement plus froide que l'air extérieur (hypothèse de modélisation). L'optimisation cherche donc à augmenter le facteur de vue pour diminuer la température moyenne vers laquelle rayonne l'évaporateur. Enfin, les valeurs identifiées pour les corrélations de transferts sont proches de celles proposées au chapitre 2.3.4, on a ici $h_m = 1.33\ 10^{-8}v + 2.84\ 10^{-8}$ sm^{-1} et $h_c = 4.7v + 7.75$ $Wm^{-2}K^{-1}$.

La comparaison entre les résultats de simulation et la mesure illustrée sur la figure 4.7.

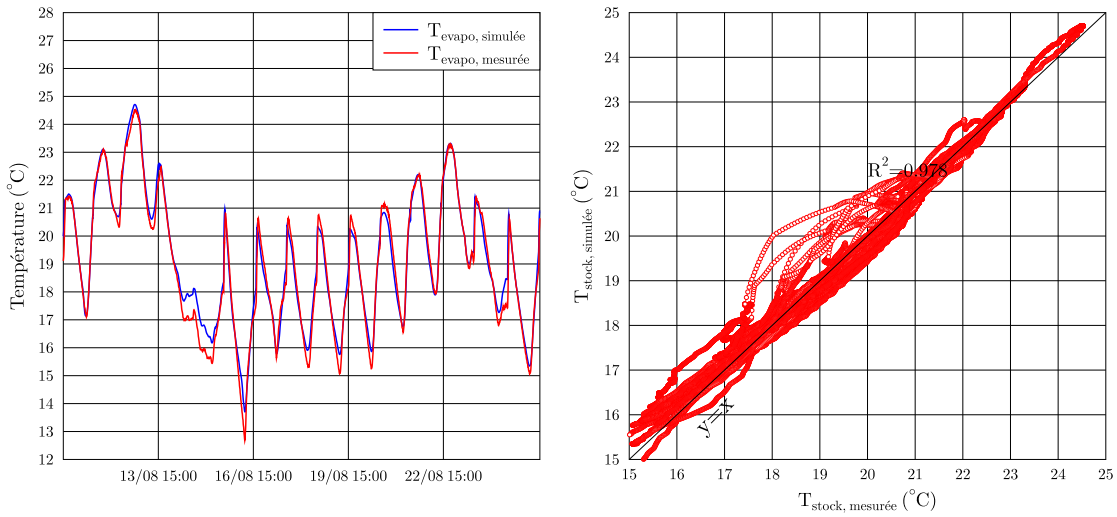
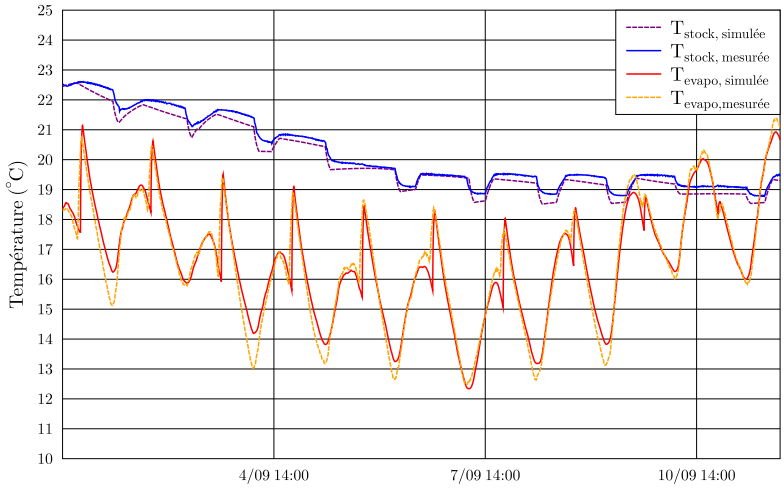


FIGURE 4.7 – *Résultats et comparaison du modèle d'évaporateur calibré par rapport à la séquence de mesures utilisée pour l'optimisation*

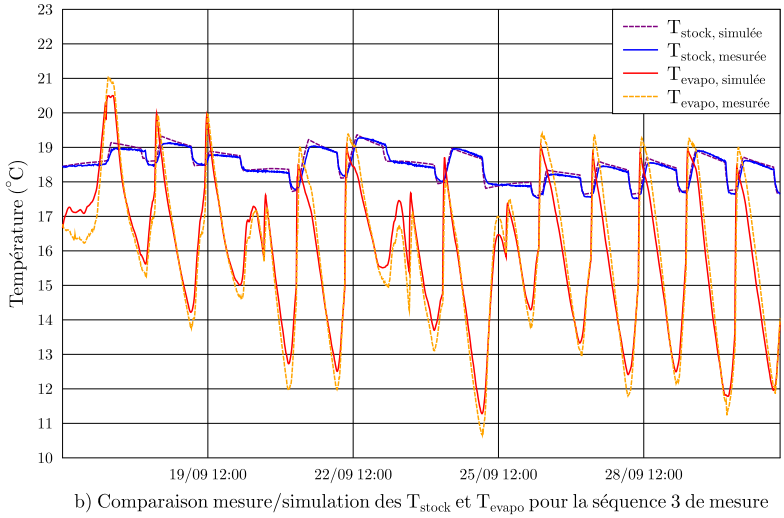
Cette figure montre une très bonne correspondance entre la simulation et la mesure avec un coefficient de détermination de 0.978. On note les écarts les plus importants lorsque l'évaporateur est vide et lors des phases de vidange et de remplissage qui sont des phases très dynamiques.

4.2.3 Validation sur les séquences 2 et 3 de septembre

Les paramètres du système ont été calibrés sur la séquence 1 de mesure. Pour vérifier que le modèle donne des résultats fidèles à la mesure dans des conditions différentes de celles avec lesquels il a été ajusté, le modèle est testé et comparé aux résultats de mesures des séquences 2 et 3. Les comparaisons des températures T_{evap} et T_{stock} sont représentées sur la figure 4.8. Pour rappel, la précision de la mesure de température est de 0.21°C.



a) Comparaison mesure/simulation des T_{stock} et T_{evapo} pour la séquence 2 de mesure



b) Comparaison mesure/simulation des T_{stock} et T_{evapo} pour la séquence 3 de mesure

FIGURE 4.8 – *Comparaison du modèle du système global calibré par rapport aux séquences 2 (haut) et 3 (bas) de mesures*

On peut observer sur ces deux séquences une bonne modélisation du comportement thermique de l'évaporateur et du stockage même pour la séquence 2 qui avait un mode de fonctionnement double boucle différent de celui de la séquence 1. Comme pour la séquence

d'août, les différences principales s'observent à vide, ou pendant les phases dynamiques (remplissage, vidange).
Les écarts entre la simulation et la mesure sont quantifiés dans le tableau 4.4 avec la moyenne des écarts absolus (EMA), la moyenne quadratique des écarts (RMSE) et l'écart maximal. Le coefficient de détermination entre la température simulée et mesurée est aussi reporté, le graphique associé est disponible en annexe A.3. Comme on peut l'observer, les moyennes absolues des écarts sont faibles et les coefficients de détermination proche de 1.

TABLE 4.4 – *Comparaison des écarts entre la simulation et la mesure pour la température du stockage et de l'évaporateur*

	T	R^2	EMA(°C)	RMSE(°C)	Ecart max(°C)
Séquence 2	T_{evap}	0.95	0.32	0.23	2.9
	T_{stock}	0.99	0.2	0.05	0.5
Séquence 3	T_{evap}	0.95	0.45	0.28	2.2
	T_{stock}	0.96	0.08	0.01	0.4

La comparaison du modèle numérique calibré avec les séquences expérimentales 2 et 3 donne satisfaction et permet d'envisager son utilisation avec confiance pour d'autres configurations. Cependant, il faut garder à l'esprit que le modèle a été calibré pour une installation, une géométrie et une séquence météo donnée. Ainsi il faut être prudent lors d'une utilisation de ce modèle dans des configurations très différentes de celles qui ont permis la calibration.
Pour la suite de ce travail, le modèle et les données trouvées lors de sa calibration sont utilisés.

La simulation numérique permet d'avoir accès à des grandeurs qui n'avaient pas été mesurées lors de la campagne expérimentale. Cela permet une analyse plus complète du comportement des différents composants du système. Dans les prochains paragraphes le comportement thermique de l'évaporateur et du stockage sur une séquence dynamique est analysé.

4.3 Analyse numérique du comportement de l'évaporateur

4.3.1 Puissances en jeu au niveau de l'évaporateur

Sur la figure 4.9, les flux de chaleur échangés par le nœud situé sur la surface extérieure du réservoir poreux (dont les expressions sont données par les équations 4.9, 4.10, 4.11, 4.12) sont représentés. Le code couleur décrit au chapitre 3.2.1 pour visualiser les phases de remplissage, vidange et le niveau de remplissage de l'évaporateur est utilisé. Trois jours de simulation sont représentés (du 18 au 20 août 2015 qui est la séquence détaillée au chapitre 3.2.1).

On s'intéresse dans un premier temps à la puissance convective Φ_{conv} (rouge). Elle présente un cycle journalier avec des maxima autour de 1500 W (entre 14h et 16h) et des minima proches de 0 W en fin de nuit (entre 3h et 6h). On peut voir que Φ_{conv} est toujours positif. Autrement dit l'air extérieur réchauffe en permanence l'évaporateur ; très fortement en pleine journée (1500 W) et de manière plus modérée au cours de la nuit. La convection est donc sur ces trois jours un frein au refroidissement de l'eau. Ce phénomène peut aussi s'observer sur la figure 4.10 (bas), la température extérieure est en permanence supérieure à la température de surface de l'évaporateur.

Le rayonnement solaire incident sur l'évaporateur ($\Phi_{ray,CLO}$ en orange), a aussi un cycle journalier. Le maximum atteint en pleine journée est de 600 W (soit environ 80 W/m^2).

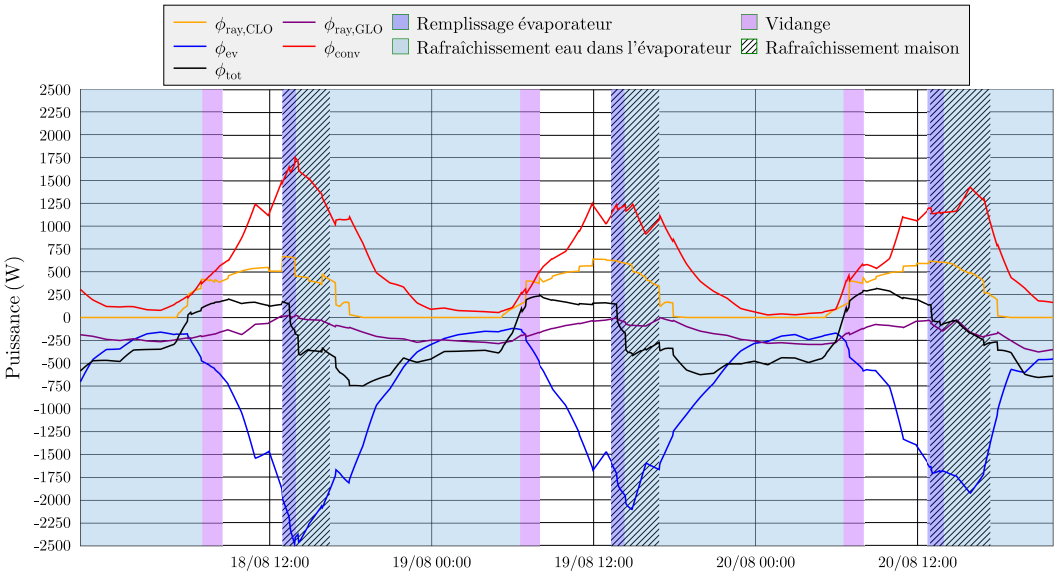


Figure 4.9 – *Flux de chaleur échangés au niveau de la surface extérieure de l'évaporateur du 18 au 20 août 2015*

Combiné au flux convectif, il limite fortement le refroidissement de l'eau la journée et disparait complètement la nuit.
La puissance rayonnée en grande longueur d'onde ($\Phi_{ray,GLO}$ en violet) a des valeurs plus modestes (entre 0 et 250 W), mais une bonne concomitance avec la phase de refroidissement. En journée, l'effet du rayonnement sur l'évaporateur est minime. Par contre, pendant la nuit, avec les températures qui diminuent, l'effet du rayonnement augmente et prend une part non négligeable au refroidissement total du système.
La courbe noire représente la somme de tous les flux et donc la puissance de refroidissement totale de l'eau contenue dans l'évaporateur. Il s'agit de la même grandeur que celle présentée au chapitre 3.2.1. On observe que l'évaporateur à vide se réchauffe en début de journée, puis commence doucement à se refroidir après le remplissage avant d'atteindre une puissance de refroidissement assez stable autour de 500 W au cours de la nuit.

On s'intéresse enfin à la puissance absorbée par le phénomène d'évaporation (Φ_{ev} en bleu). On voit une variation importante de cette puissance qui passe de 2500 W à 14h00 le 18/08 à 150 W le 18/09 à 9h00. Le maximum est généralement atteint juste après le remplissage et diminue ensuite jusqu'à atteindre un minimum au matin. La baisse de Φ_{ev} au cours de la nuit est provoquée par la diminution de la différence de pression de vapeur (ΔP_v) entre la surface saturée du réservoir poreux et l'air extérieur. Cette différence de pression est représentée sur la figure 4.10, elle varie entre 1000 Pa et 50 Pa. $P_{v,ext}$ reste relativement stable autour de 1550 Pa pendant la période étudiée et donc la variation de ΔP_v est liée à celle de $P_{v,sat}(T_{surf,tc})$. La pression de vapeur saturante étant une fonction de la température, lorsque la température de l'eau dans l'évaporateur diminue, la pression de vapeur saturante diminue et la puissance évaporative aussi. Si $P_{v,surf}$ diminuait en dessous de $P_{v,ext}$ (sous l'effet d'un fort refroidissement radiatif par exemple), on aurait condensation sur l'évaporateur et donc un dégagement de chaleur associé qui ramènerait $P_{v,surf}$ à $P_{v,ext}$. Ainsi $P_{v,ext}$ constitue un minimum pour $P_{v,surf}$. La température T pour laquelle on aurait $P_{v,surf}(T) = P_{v,ext}$, est la température de rosée $T_{rosée}$ du milieu extérieur. $T_{rosée}$ est donc le minimum que peut atteindre l'eau dans l'évaporateur au cours du refroidissement.

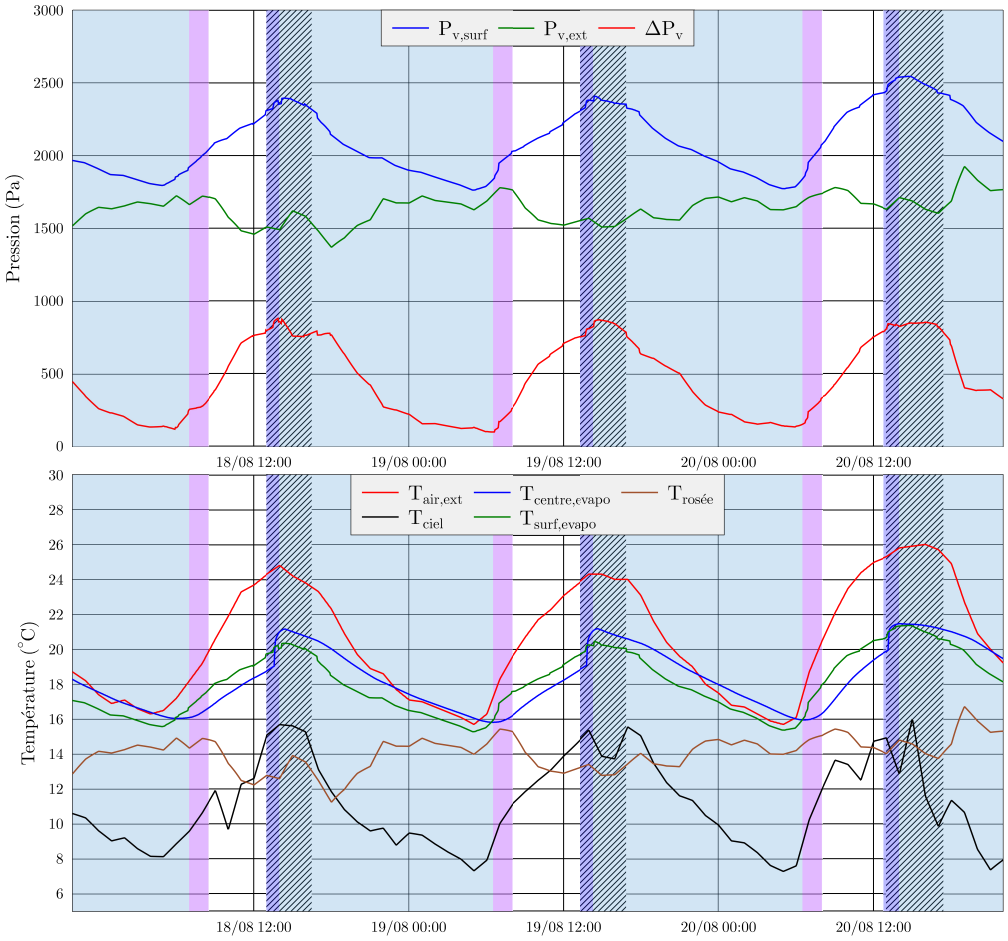


FIGURE 4.10 – *Représentation de la pression de vapeur au niveau de la surface extérieure de l'évaporateur et de l'air extérieur (haut). Évolution des températures de l'évaporateur et du milieu extérieur du 18 au 20 août 2015*

On observe sur la figure 4.9 une relative symétrie dans la dynamique journalières des flux convectifs et évaporatifs. Les puissances importantes en jeu en journée se neutralisent et diminuent au cours de la nuit lorsque les températures de l'eau dans l'évaporateur et de l'air extérieur diminuent. La compétition entre l'évaporation et la convection a déjà été évoquée aux chapitres 2 et 3. Elle constitue un élément essentiel du processus de refroidissement par évaporation à l'air libre et mérite un approfondissement proposé dans le prochain paragraphe.

4.3.2 Compétition entre évaporation et convection dans un processus de refroidissement évaporatif à l'air libre

Dans ce paragraphe, on se concentre essentiellement sur la compétition entre l'évaporation et la convection. Ainsi, pour simplifier, on y néglige les effets de rayonnement. Φ_{conv} dépend simplement de la température de l'air extérieur et de celle du réservoir (équation 4.10). Elle

est indépendante du taux d'humidité dans l'air. A l'inverse Φ_{ev} dépend de l'humidité de l'air à la surface du réservoir et dans l'air ambiant. Elle dépend donc indirectement de la température du réservoir et de la température de rosée du milieu extérieur. Φ_{ev} et Φ_{conv} varient en fonction de la vitesse de l'air v via les coefficients h_m et h_c. Le bilan entre Φ_{ev} et Φ_{conv} dépend donc de T_{ext}, φ_{ext} et v. La figure 4.11 propose, pour un réservoir poreux situé à l'extérieur, l'évolution des puissances convective et évaporative en fonction de la température de surface de l'évaporateur pour quatre ambiances différentes et deux vitesses de vent.

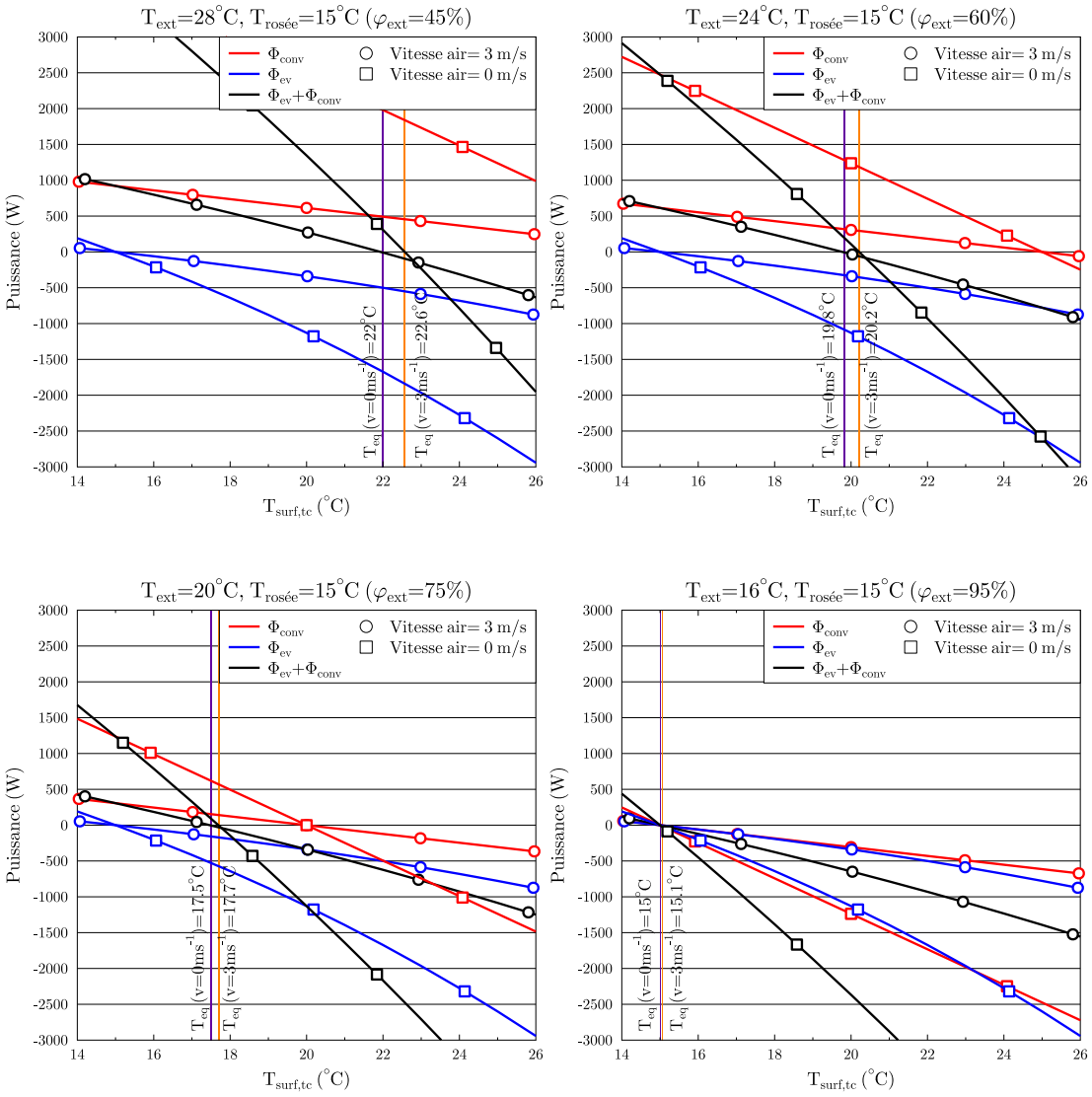


FIGURE 4.11 – *Comparaison des puissances convective et évaporative pour différentes conditions extérieures et observation de la température d'équilibre*

Premièrement on peut voir que Φ_{ev} a la même évolution sur ces quatre figures (la température de rosée est fixe). Ce n'est pas le cas pour Φ_{conv} qui diminue avec la température extérieure. On observe sur ces figures un point d'équilibre lorsque la somme des flux est égale à 0. Ce point d'équilibre correspond à la température que l'eau atteindrait si le régime permanent était atteint. Ainsi T_{eq} est la température qui satisfait l'équation 4.14.

$$h_c(T_{ext} - T_{eq}) = Lh_m(P_{v,sat}(T_{eq}) - P_{v,ext}) = Lh_m(P_{v,sat}(T_{eq}) - P_{v,sat}(T_{rose})) \quad (4.14)$$

Pour un vent nul, $T_{ext} = 28^{\circ}C$ et $\varphi_{ext} = 45\%$, la température de l'eau dans l'évaporateur atteindrait en régime permanent la température de 22°C avec $\Phi_{ev} = \Phi_{conv} = 500$ W. Si v passe de 0 à 3 ms^{-1}, la puissance évaporée augmente à 1600 W et la puissance convective à 2000 W, le réservoir se réchauffe et atteint un nouveau point d'équilibre à 22.6°C avec $\Phi_{ev} = \Phi_{conv} = 1800$W. Ainsi Φ_{conv} augmente plus vite que Φ_{ev} lorsque la vitesse de l'air augmente. De plus, si on a des vitesses d'air importantes, les puissances en jeu le sont aussi et l'évaporateur tend à converger rapidement vers son point d'équilibre. Ceci peut être un avantage dans les phases de refroidissement ($T_{surf,tc} > T_{eq}$) mais aussi un inconvénient quand l'évaporateur est plus froid que son point d'équilibre. On note que lorsque T_{ext} diminue, l'écart $T_{ext} - T_{eq}$ diminue ainsi que les différence des températures d'équilibres à des vitesses différentes. On voit bien ici que $T_{rosée}$ est un minimum pour la température de l'eau et que plus on approche de cette valeur, plus Φ_{ev} diminue.
Au final une augmentation du taux d'évaporation grâce une meilleure exposition n'est pas toujours synonyme de température d'eau plus froide dans l'évaporateur mais peut permettre de converger plus vite vers la température d'équilibre.

4.3.3 Comportement hydrique

La consommation d'eau du système est due à une partie évaporée et à une partie perdue sous forme de ruissellement. La figure 4.12 présente pour les trois jours du 18 au 20 août, les débits d'eau de l'évaporation $\dot{m}_{ev}$ (vert), du ruissellement $\dot{m}_{rui}$ (bleu), de la pression hydrostatique $\dot{m}_{pr}$ (pointillé) et total $\dot{m}$ (rouge).

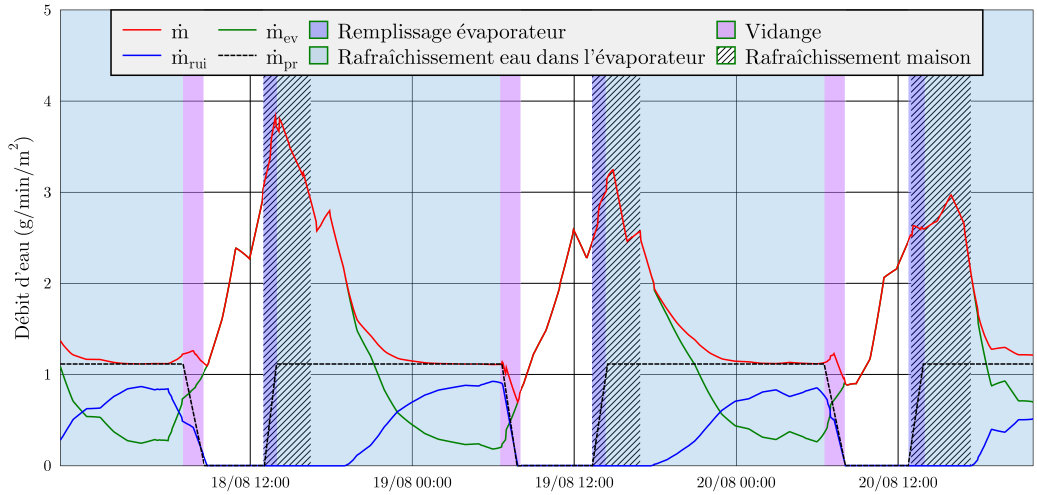


FIGURE 4.12 – *Différents débits d'eau en jeu au niveau de l'évaporateur du 18 au 20 aout 2015*

Premièrement, on remarque que lorsque le réservoir est plein, $\dot{m}_{pr}$ est constant et constitue un minimum pour le débit total. En effet le débit d'eau traversant le milieu poreux sous l'effet de la pression de la colonne d'eau ne dépend pas des conditions extérieures et reste fixe. Ainsi lorsque les conditions extérieures sont moins favorables à l'évaporation (la nuit), et que le taux d'évaporation passe en dessous du débit dû à la pression d'eau, on voit l'apparition de débit de ruissellement. Ceci se produit chaque nuit avec des débits de ruissellement

pouvant atteindre 0.8 g.min^{-1}m^{-2}. A l'inverse en journée le débit d'évaporation est très élevé (supérieur à 3 g.min^{-1}m^{-2}) et il n'y a alors aucun ruissellement.

4.3.4 Taux d'utilisation de l'eau et de la puissance évaporative

La figure 4.9 sur laquelle on a pu observer une symétrie entre la puissance évaporative et la puissance convective permet de constater que l'énergie absorbée par l'évaporation de l'eau est conséquente mais est au final peu utilisée pour le refroidissement effectif de l'eau. Un ratio α_1 est introduit pour rendre compte du taux d'utilisation de la puissance évaporative dans le refroidissement total exprimé par la formule 4.15.

$$\alpha_1 = \frac{\Phi_{tot} - \Phi_{rad,glo}}{|\Phi_{evap}|} = \frac{\Phi_{conv} + \Phi_{rad,clo} + \Phi_{evap}}{|\Phi_{evap}|} \tag{4.15}$$

Aussi la figure 4.12 montre que sur l'ensemble de l'eau consommée, seule une fraction est évaporée et sert au refroidissement, l'autre part est perdue par ruissellement. Si on s'intéresse au taux d'utilisation de l'eau pour le refroidissement en considérant la puissance potentielle du changement d'état de l'ensemble de l'eau consommée (évaporée et ruissellement), on défini α_2 :

$$\alpha_2 = \frac{\Phi_{tot} - \Phi_{rad,glo}}{\dot{m}_{tot} L} = \alpha_1 \frac{\dot{m}_{ev}}{\dot{m}_{tot}} \tag{4.16}$$

α_1 et α_2 sont représentés sur le graphique 4.13

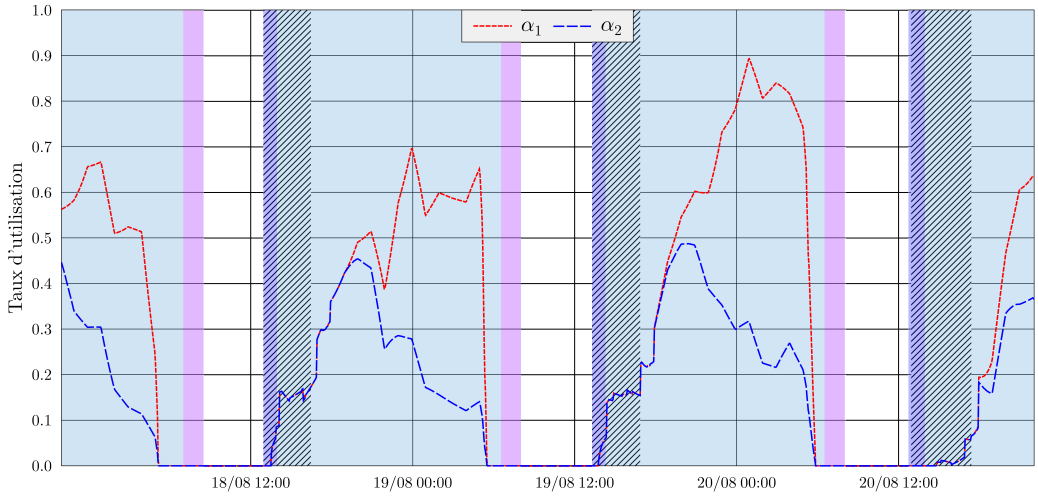


FIGURE 4.13 – *Représentation des taux d'utilisation de la puissance évaporative et de l'eau du 18 au 20 août 2015*

On s'intéresse d'abord au taux d'utilisation de la puissance évaporative. En journée, le réservoir est vide et se réchauffe. L'eau évaporée sert simplement à limiter la montée en température du réservoir poreux. Lorsque l'évaporateur se remplit, le taux d'utilisation augmente progressivement à partir de 0 jusqu'à atteindre un maximum entre 0.7 et 0.9 en fin de nuit. En journée, après le remplissage on a 10 à 20 % de la puissance absorbée par l'évaporation qui sert effectivement pour le refroidissement de l'eau contenue dans le réservoir

poreux, le reste sert à compenser le flux convectif et l'absorption solaire. Au cours de la nuit, la puissance évaporée diminue, mais les flux convectif et solaire sont alors quasiment nuls. Ainsi, le taux d'utilisation est bien meilleur. La différence avec le taux d'utilisation de l'eau est visible surtout pendant la nuit. A ce moment-là, le potentiel d'évaporation est bas et on a du ruissellement. Ainsi même si l'énergie absorbée pour l'évaporation est mieux valorisée pour le refroidissement, la perte d'eau reste pénalisante. On peut voir que dans notre cas le taux d'utilisation de l'eau ne dépasse jamais 50%.

Pour améliorer ces taux d'utilisation on peut envisager les pistes suivantes :

- Limiter les pertes d'eau : Il s'agit ici d'éliminer le ruissellement pendant les nuits sans compromettre l'évaporation. Pour cela, on peut jouer sur la hauteur de la colonne d'eau, l'épaisseur de la paroi de réservoir. On peut aussi modifier la perméabilité du matériau (cf chapitre 2.5).
- Limiter les apports solaires : Même positionné en façade nord, l'évaporateur reçoit du rayonnement solaire, il conviendrait de le protéger complètement.
- Avoir des températures d'entrée de l'eau dans l'évaporateur plus élevées : La figure 4.11 montre clairement que la puissance évaporative augmente avec la température de la surface du réservoir. Il serait donc intéressant de trouver des solutions pour augmenter la température de sortie plancher sans diminuer la puissance extraite du bâtiment. On peut par exemple diminuer le débit et augmenter le nombre de boucles de l'échangeur.
- Limiter la convection en cas de températures extérieures importantes : On voit sur la figure 4.11 que si la température de surface est inférieure à la température d'équilibre, il est intéressant de limiter l'exposition au vent et donc freiner le réchauffement. A l'inverse si la température de l'eau est supérieure à la température d'équilibre, il serait intéressant de favoriser les échanges par une meilleure exposition ou une augmentation de la vitesse du vent et donc accélérer le refroidissement. Cette dernière solution reste difficile à réaliser avec l'idée de garder un système simple.

4.4 Analyse numérique du comportement du stockage

On s'intéresse à présent au comportement du stockage. Les flux de chaleur échangés entre le stockage et l'air du vide sanitaire $\Phi_{\text{air,VS}}$, le stockage et le sol Φ_{sol}, le sol et le sol lointain $\Phi_{\text{sol,loin}}$ sont représentés sur la figure 4.14. Les températures des différents éléments cités sont aussi représentées pour une meilleure appréciation.
On voit que Φ_{sol} varie 25 et 400 W, avec une fréquence journalière. Les différences importantes jour/nuit sont liées à la variation de la température du stock suivant les cycles de fonctionnement du système (le stock est plus chaud après une utilisation du système pour rafraîchir la maison et plus frais après une vidange de l'évaporateur). Le flux $\Phi_{\text{air,VS}}$ varie aussi quotidiennement entre -100 et 50 W. Il traduit la dynamique du stockage mais aussi la variation de la température de l'air dans le vide sanitaire pendant la journée. Sur la fin de la séquence proposée, l'air réchauffe le stockage pendant la journée et le refroidit pendant la nuit. Enfin la puissance échangée entre la masse de terre active et le sol lointain est relativement constante (entre 120 et 200 W).

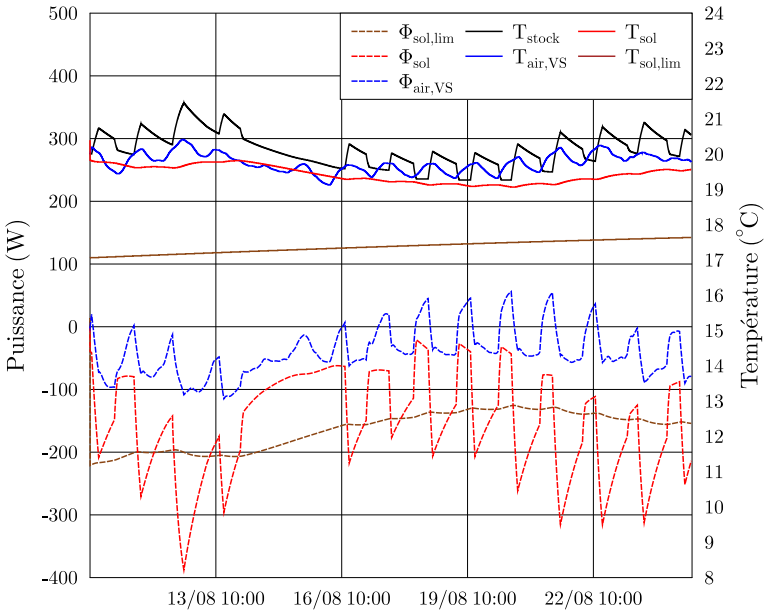


FIGURE 4.14 – *Évolution des puissances et températures dans le sol, le stockage et l'air du vide sanitaire du 10 au 25 août 2015*

4.5 Conclusion

Dans ce chapitre, le développement d'un modèle global du système de rafraîchissement a été décrit. Le modèle a été calibré par méthodes inverses sur une séquence de mesures puis validé sur d'autres séquences expérimentales. L'étude numérique permet une étude approfondie du comportement de l'évaporateur et du stockage. On peut voir que le refroidissement de l'eau dans l'évaporateur au cours de la nuit est dû à l'évaporation et au rayonnement vers le ciel. A l'inverse la convection et l'absorption de rayonnement solaire pénalise le refroidissement et sont à éviter. Il est cependant compliqué d'éviter la convection sans nuire à l'évaporation. Une analyse de la compétition entre ces phénomènes est proposée. La puissance évaporative calculée est importante au cours de la séquence simulée. Cependant, une faible fraction est effectivement utilisée pour refroidir l'eau du réservoir. L'énergie absorbée par l'évaporation est en général compensée par un flux convectif très important et par l'absorption de flux solaire diffus. Ainsi le taux d'utilisation de l'eau reste assez faible. Des pistes pour améliorer l'utilisation de la puissance évaporative sont proposées.

Chapitre 5

Évaluation et analyses des performances annuelles du système et méthode de dimensionnement pour un bâtiment

Ce dernier chapitre propose l'évaluation saisonnière des performances du système de rafraîchissement installé sur une habitation. Le modèle du système, développé, décrit et validé au chapitre 4 est ici couplé à un modèle de bâtiment. Des simulations numériques sur l'ensemble de la saison sont effectuées permettant d'évaluer le potentiel saisonnier du système et son impact en terme de confort intérieur dans le bâtiment. La mise en place de ce modèle global permet de plus d'effectuer des études paramétriques sur des variantes du système, ou encore d'optimiser son dimensionnement en fonction des conditions d'utilisation ou du climat. Ce modèle permet donc à moindre coût de tester la pertinence du système, de chacun de ses éléments et de proposer un dimensionnement idéal.

Dans la première partie de ce chapitre, le couplage entre le système de rafraîchissement et le bâtiment est décrit. Les résultats du modèle sont comparés aux résultats de la campagne expérimentale (chapitre 3). Dans une seconde partie, une simulation saisonnière est effectuée et analysée permettant d'appréhender la dynamique du système et d'évaluer son potentiel de rafraichissement sur une saison entière. Ce modèle est ensuite utilisé à travers des études paramétriques pour mettre en évidence l'influence des différents composants et des phénomènes physiques prenant part au fonctionnement du système. Dans une troisième partie, une méthode de dimensionnement est proposée et appliquée au système. Enfin dans une dernière partie, le système est comparé en termes de coefficient de performance à un climatiseur classique.

5.1 Intégration du système de rafraîchissement à un bâtiment

Les performances d'un système thermique sont liées au bâtiment sur lequel il est installé à travers les caractéristiques de l'échangeur thermique (un plancher rafraîchissant dans notre cas) ou encore la gestion du bâtiment.
Jusqu'à présent ce travail s'est focalisé sur le modèle numérique du système de rafraîchissement. Celui-ci a été développé, calibré et validé sur des mesures issues d'une campagne expérimentale. Les résultats de simulations du système ont permis d'analyser le comportement du système. Cependant l'interaction avec le bâtiment était alors réduite à une condition limite en flux qui correspond à la puissance à extraire du logement. Ce flux pré-calculé ou mesuré expérimentalement est une entrée du modèle et n'est pas influencé par le fonctionnement du système.
L'objectif ici est de mettre en place un couplage permettant de co-simuler un bâtiment et le système de rafraîchissement. Ainsi les informations nécessaires à la simulation du système et du bâtiment sont échangées et calculées dynamiquement à chaque pas de temps. Par exemple, la chaleur extraite du logement est calculée par le modèle numérique du plancher rafraichissant (intégré au bâtiment) puis envoyée vers le système de rafraîchissement. Ce dernier, traite l'eau chaude en retour du bâtiment et peut lui envoyer de l'eau fraîche. Les modèles (du système et du bâtiment) peuvent interagir et échanger des informations au cours de la simulation.

5.1.1 Co-simulation via Building Control Virtual Test Bed (BCVTB)

Le choix a été fait dans cette thèse d'utiliser le logiciel TRNSYS pour simuler le bâtiment et effectuer le couplage avec le système développé en Modelica Dymola (présenté au chapitre 4) grâce au logiciel plateforme BCVTB.
TRNSYS (TRaNsient SYstems Simulation) est un logiciel de simulation thermique dynamique spécialisé dans la simulation énergétique du bâtiment et des systèmes. Le modèle de bâtiment proposé par TRNSYS (type 56) fait partie des modèles de référence et permet de prendre en compte précisément un grand nombre de phénomènes physiques influant sur le comportement thermique d'un bâtiment (ombrages, apports solaires, ventilation...). Le développement et l'intégration de nouveaux systèmes est possible dans TRNSYS mais est mal-aisé du fait de la rigidité du processus.
A l'inverse, Modelica/Dymola dispose d'une grande souplesse qui permet facilement d'écrire et de modifier de nouveaux modèles numériques. Cette souplesse ainsi que le grand nombre de composants logiques disponibles confèrent à Dymola une grande praticité pour la mise en place de régulation et de contrôle de système. Modelica Dymola dispose donc d'atouts de taille pour la création et la régulation de nouveaux systèmes. Par contre, les modèles de bâtiments disponibles sont simplifiés (bibliothèque Buildings [WZNP14]) et peu ergonomiques. Même si de nouveaux modèles apparaissent actuellement (bibliothèque BuildSysPro [GAA14]), Modelica n'est pas encore un logiciel de thermique de bâtiment à proprement dit.

Ainsi le choix d'un couplage a été fait pour tirer parti du meilleur de chacun de ces deux logiciels ; TRNSYS pour son modèle de bâtiment performant et Dymola pour la facilité de développement de nouveaux modèles.

L'environnement BCVTB (Building Controls Virtual Test Bed [Wet11]) développé par le Lawrence Berkeley National Laboratory a été créé dans cette idée. L'objectif est de coupler entre eux différents logiciels du bâtiment et d'effectuer une co-simulation qui tire profit de chacun des logiciels développés et experts sur une compétence précise (éclairage, humidité, thermique...). BCVTB est donc une plateforme qui permet d'interfacer entre eux différents logiciels du domaine du bâtiment (TRNSYS, Energy+, Modelica, Matlab, Ra-

diance...). L'échange d'informations se fait par la lecture et écriture d'un fichier de données à un pas de temps défini par l'utilisateur.

Dans ce travail, BCVTB va permettre de coupler le système de rafraîchissement développé sous Modelica au bâtiment simulé avec TRNSYS. Le principe général de cette co-simulation est illustré sur la figure 5.1. Les informations échangées concernent d'une part le fonctionnement du plancher rafraîchissant avec des échanges de données sur la température de l'eau au départ du plancher (de Modelica vers TRNSYS) puis en retour après le passage dans l'échangeur (de TRNSYS vers Modelica). Elles concernent d'autre part les échanges entre le stockage et l'air au niveau du vide sanitaire (échanges d'informations sur la température de l'air dans le vide sanitaire et de l'eau dans le stockage). Les données météorologiques sont lues et traitées par TRNSYS puis échangées et partagées avec Modelica pour synchroniser les deux logiciels entre eux et imposer les mêmes sollicitations.

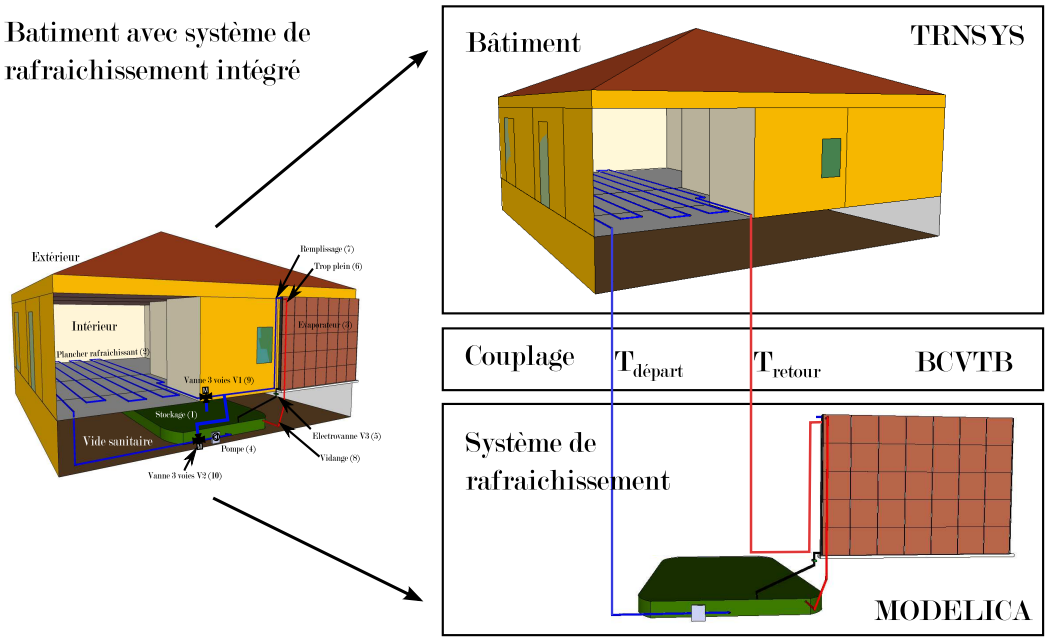


FIGURE 5.1 – *Illustration du couplage numérique entre TRNSYS et Modelica via BCVTB*

Le modèle numérique du système de rafraîchissement ayant déjà été longuement abordé au chapitre 4, intéressons nous à présent au modèle de bâtiment proposé par TRNSYS (type 56).

5.1.2 Modèle de bâtiment TRNSYS

De par sa complexité, la modélisation d'un bâtiment comprend un très grand nombre de paramètres et d'hypothèses. Dans le corps de ce travail et pour garder une lisibilité, seuls les éléments jugés les plus importants pour la compréhension sont évoqués. Les autres éléments permettant d'approfondir ou de reprendre ce travail sont disponibles en annexes A.1.

Le bâtiment simulé est la maison expérimentale de Bordeaux dont les caractéristiques principales (géométriques, thermiques, vitrages...) sont données au chapitre 3.1.1. On fixe une zone thermique par pièce. Les échanges thermiques à travers les parois sont modélisés par des fonctions de transferts [LTCT09]. Les échanges aérauliques entre les différentes pièces sont dus à la ventilation et aux effets thermiques. La ventilation mécanique est fixée à 0.5

volume/h de renouvellement d'air. Le rayonnement direct et diffus incident sur les surfaces vitrées du bâtiment en prenant en compte les masques et casquettes est calculé par TRNSHD [HBM00]. A l'intérieur, le rayonnement solaire traversant les vitrages est absorbé par les surfaces intérieures, le plancher est la surface recevant le plus de flux solaire. Les effets du vent sont pris en compte à travers le coefficient d'échange convectif à l'extérieur mais pas au niveau des coefficients de pression et des infiltrations dans le bâtiment.
Le comportement du plancher rafraichissant est simulé grâce à un modèle réduit basé sur une analogie électrique [LTCT09]. Il y a une boucle hydraulique par pièce.
Un scénario de charges internes a été appliqué pour les simulations saisonnières et correspond à un scénario d'occupation classique d'un famille de quatre personnes.

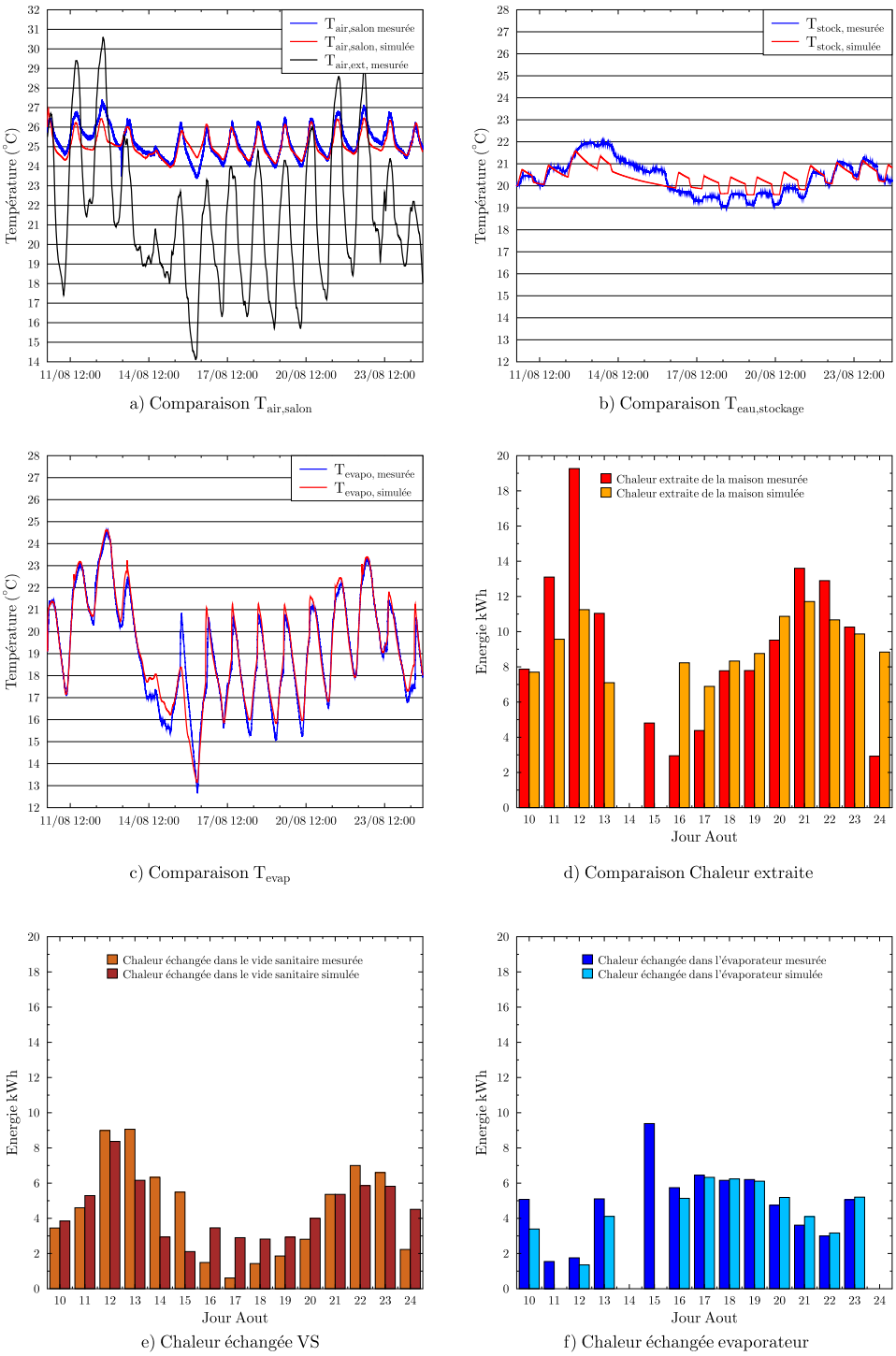
Pour plus d'informations et de détails concernant la modélisation, se référer aux annexes et à la documentation de TRNSYS.

5.1.3 Comparaison mesures/simulations du système de rafraîchissement couplé à une maison

L'objectif de ce paragraphe est de vérifier que les résultats donnés par la simulation permettent de reproduire le comportement global du système et de la maison. Cette comparaison permet d'évaluer la confiance à accorder aux résultats. Le système ayant déjà été calibré, l'enjeu porte ici principalement sur le bâtiment et le contrôle du système.
La comparaison se fait d'une part sur les températures : de l'air dans le salon, de l'eau dans le vide sanitaire et de l'évaporateur et d'autre part sur l'énergie extraite chaque jour du bâtiment, l'énergie échangée au niveau de l'évaporateur et du sol. La simulation du système et du bâtiment a été effectuée et comparée à trois séries de mesures. Une comparaison graphique des résultats sur 15 jours relativement chauds est proposée sur la figure 5.2. D'autres comparaisons sur des séquences de mesures différentes sont également reportées dans un tableau 5.1.

Sur les graphiques de la figure 5.2, on peut voir une bonne correspondance entre la mesure et la simulation. Cependant, certains jours (le 15 août par exemple), on a mesuré une mise en marche alors que dans la simulation, le système est resté inactif, ceci se visualise sur la figure 5.2 d) sur laquelle on peut voir que cette journée là, de la chaleur a été extraite dans le cas mesuré mais pas dans le cas simulé. Le système se déclenche sur un seuil de température (à 26°C) puis un hystérésis le maintient actif jusqu'à ce que $T_{air,salon}$ redescende en dessous de 25.5°C. Ainsi, une faible erreur dans la modélisation de la température de l'air peut déclencher ou pas le système et provoquer certains jours des écarts importants entre la simulation et les mesures (comme le 15 aout par exemple).
La comparaison est effectuée pour deux autres séquences de mesures. Le bilan des écarts est reporté dans le tableaux 5.1. Pour quantifier les écarts, on utilise l'Écart Absolu Moyen (EMA), l'Écart Moyen (EM), l'Écart Maximal (E_{max}) et le pourcentage d'erreur (Écart).

Les résultats proposés dans le tableau 5.1 montrent bien ce problème de déclenchement sur une température de consigne. On observe ainsi des écarts maximum conséquents (par exemple 9.38 kWh pour E_{evap} dans la séquence 1). Les écarts moyens au niveau des températures sont relativement faibles (inférieurs à 0.5°C), ceux concernant la modélisation des transferts de chaleur sont nettement plus importants. On observe aussi que les écarts moyens de chaleur échangés au niveau de l'évaporateur et du vide sanitaire sont plus faibles que ceux du plancher. Ceci s'explique par le fait que les énergies en jeu sont plus faibles (en particulier pour le vide sanitaire) et ont été calibrées au chapitre 4.2. Par contre pour les écarts relatif, on voit que malgré la calibration, on peut avoir des écarts de 36%. Les comparaisons globales pour les séquences 2 et 3 sont disponibles en annexes A.3.



a) Comparaison $T_{air,salon}$

b) Comparaison $T_{eau,stockage}$

c) Comparaison T_{evap}

d) Comparaison Chaleur extraite

e) Chaleur échangée VS

f) Chaleur échangée evaporateur

FIGURE 5.2 – *Comparaison des résultats de simulation du modèle couplé avec les résultats de mesures*

Cette comparaison illustre la difficulté de modéliser un système complexe dynamique. Des écarts importants ont été observés, cependant le comportement global du système a été

TABLE 5.1 – *Comparaison entre les résultats de simulation et les mesures effectuées*

		Unités	T_{evap}	T_{stock}	T_{int}	E_{pl}	E_{VS}	E_{evap}
Séquence 1	EMA	°C − kWh	0.35	0.32	0.42	2.70	1.80	1.15
	EM	°C − kWh	0.12	0.19	0.22	0.55	0.91	0.96
10 au 25/08	E_{max}	°C − kWh	3.52	1.52	1.35	8.09	4.49	9.38
	Ecart	%	-	-	-	6	20	21
Séquence 2	EMA	°C − kWh	0.36	0.40	0.30	1.61	1.90	0.63
	EM	°C − kWh	0.19	0.27	0.05	1.13	1.52	0.30
1 au 12/09	E_{max}	°C − kWh	2.5	1.05	3.41	3.05	4.38	2.33
	Erreur	%	-	-	-	23	36	5
Séquence 3	EMA	°C − kWh	0.47	0.49	0.30	2.48	0.91	0.96
	EM	°C − kWh	0.19	0.48	0.07	2.36	0.22	0.76
14 au 30/09	E_{max}	°C − kWh	3.75	1.12	1.37	5.71	1.74	4.40
	Ecart	%	-	-	-	31	14	12

bien décrit. Ainsi il est compliqué d'avoir un résultat très précis à partir de cette modélisation (par exemple sur l'économie d'énergie offerte par l'installation du système). Par contre, la modélisation globale donne une bonne approximation du comportement thermique de l'ensemble et permet la comparaison relative de différents cas. Ces comparaisons en relatif donnent des informations très précieuses dans la compréhension et le dimensionnement du système.

Pour la suite de ce travail, les paramètres utilisés par défaut sont ceux utilisés pour cette comparaison. Les paramètres amenés à varier lors d'études spécifiques sont précisés le cas échéant.

5.2 Étude numérique des performances du système et de son impact sur un bâtiment

L'objectif de cette partie est de simuler le comportement thermique de la maison et du système pour différentes configurations. L'idée est de comparer différents cas d'utilisation et d'établir la pertinence de ce système suivant les climats et les usages du bâtiment. On peut aussi à travers des cas plus théoriques définir l'impact relatif de certains composants ou phénomènes physiques sur le refroidissement.

5.2.1 Impact du système sur la maison expérimentale

La mise en place du modèle global permet à présent de simuler le comportement thermique de la maison expérimentale de Bordeaux pendant les jours chauds qui ont permis la mesure et la calibration du modèle. Ceci permet de comparer avec le comportement thermique simulé de la maison s'il n'y avait pas eu de système de rafraîchissement. Pour cela, deux simulations ont été effectuées, une avec le rafraichissement, l'autre sans. Les températures de l'air dans le salon calculées dans les deux cas sont illustrées sur la figure 5.3 et comparées avec la mesure.

Sur cette figure, l'impact du système est très visible. D'un côté, on voit la température de l'air dans le salon avec rafraîchissement (bleu) qui reste globalement inférieure à 26°C (seuil de déclenchement du rafraîchissement). De l'autre côté, on voit pour le cas sans rafraîchissement, des températures de l'air très importantes, qui peuvent dépasser les 30°C sans redescendre en dessous de 28°C la nuit. La température moyenne de l'air dans le cas avec rafraîchissement est de 25°C soit 3°C en dessous de la température moyenne de l'air dans

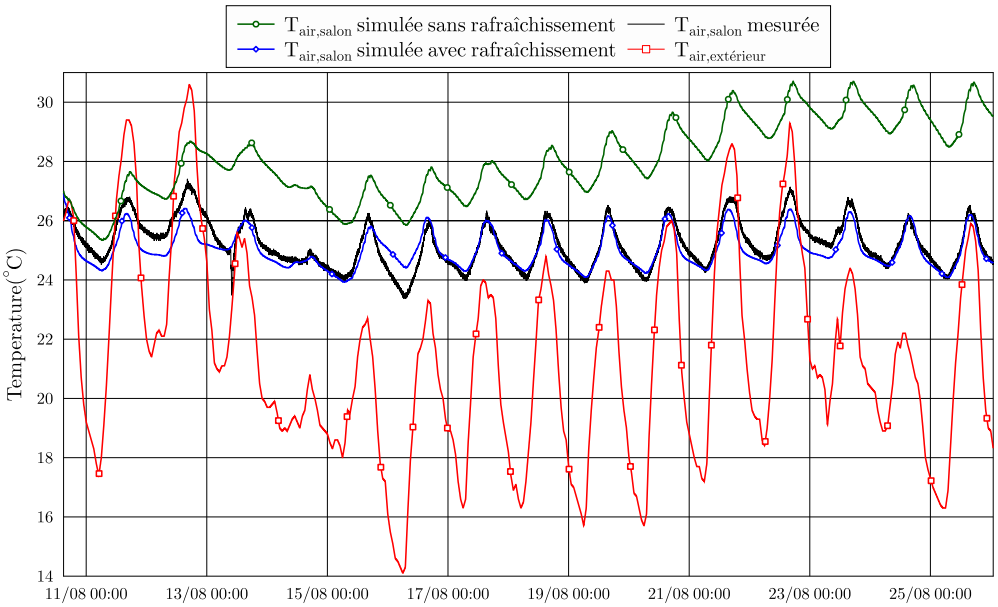


FIGURE 5.3 – *Impact du système de rafraîchissement ; comparaison de l'évolution de la température de l'air dans le salon dans un cas avec système et un cas sans système*

le cas sans rafraîchissement. Le système de rafraîchissement a donc largement contribué à maintenir un niveau de confort satisfaisant à l'intérieur de la maison.

On peut cependant constater pour ces deux cas que la température de l'air à l'intérieur de la maison est presque toujours supérieure à la température de l'air extérieur. Cela signifie que l'on a des apports solaires importants qui mettent la maison en surchauffe. De plus, la nuit la température dans la maison reste élevée et profite peu de la fraîcheur extérieure. Ceci est révélateur d'un très faible taux de renouvellement de l'air et d'une mauvaise gestion des ouvrants de la maison. On voit donc qu'une gestion intelligente des ouvrants (volets pour limiter les apports solaires et fenêtres pour ventiler la nuit) aurait pu limiter l'élévation de température. La gestion du bâtiment dans ce cas n'a pas été optimisée. Cette gestion avait été choisie dans la phase expérimentale pour solliciter au maximum le système et permettre de le caractériser.

Il est maintenant intéressant d'observer si le système garde sa pertinence avec une meilleure gestion de la maison. Dans le prochain paragraphe on va donc s'intéresser à l'impact de la gestion du bâtiment sur l'utilisation du système pour deux climats différents.

5.2.2 Un système adapté à la gestion de l'habitation et au climat

Différents scénarios de gestion du bâtiment

Pour étudier l'impact et la pertinence du système sur la maison, différents scénarios de gestions ont été testés :

- Ouvert (O) : Un scénario sans aucune gestion des ouvrants, les volets restent ouverts toute la journée sur toutes les façades de la maison. C'est le cas le plus contraignant, provoquant des apports solaires très importants. Ce cas illustre une mauvaise gestion du bâtiment.
- Fermé (F) : Un scénario extrême pour lequel tous les volets sont fermés en permanence. Il n'y a donc aucun apport solaire. Ce scénario n'est pas réaliste s'il y a un habitant dans le logement.
- Géré (G) : Un scénario moyen, pour lequel, les volets sont ouverts par défaut et fermés à 75% si le rayonnement incident sur la fenêtre dépasse 200 $W.m^{-2}$. On peut considérer ce scénario comme le plus proche du comportement d'un utilisateur "normal".
- Géré Sur-ventilé (G-S) : Un scénario qui donne la même gestion des volets que le cas géré mais avec un débit de ventilation multiplié par 3 lorsque la température extérieure est inférieure à la température intérieure.

Deux climats étudiés

Deux séquences météorologiques sont proposées. Le premier climat est une construction statistique qui donne un climat "typique" de Bordeaux. Il est fourni par Meteonorm d'après un traitement statistique sur plusieurs années de mesures [Lab95]. Ce climat se veut représentatif et n'est donc pas adapté à l'étude d'épisodes climatiques particuliers (canicules par exemple). De plus ce fichier météo a été construit à partir des mesures anciennes (1960 à 1990) qui prennent peu en compte le phénomène de réchauffement climatique.
Par opposition, la seconde séquence météo choisie, concerne aussi Bordeaux mais correspond à un été très chaud. Il s'agit en effet de la mesure de l'été 2015 qui a été le second été le plus chaud jamais mesuré en France (juste après 2003) [Fra15]. Cet été particulièrement chaud a connu en particulier une vague de chaleur importante pendant le mois de juillet.
Les température extérieure, de rosée et du sol à -1.15 m sont représentées sur la figure 5.4 pour les mois de juin, juillet, août et septembre pour ces deux climats.

Ces deux climats différents vont permettre d'observer le comportement du système face à un climat dit "standard" et face à un climat très exigeant mais qui tend à se généraliser.
En analysant rapidement ces deux fichiers météo, on trouve que pour l'été 2015, le nombre de jours pour lesquels la température de l'air a dépassé 30°C est de 32 occurrences (contre 5 pour le TMY) et on dénombre 24 nuits pour lesquelles la température de l'air est restée supérieure à 18°C (contre 9 pour le TMY). La température de rosée correspond globalement au minimum de la température de l'air atteint la nuit. Cette température constitue le potentiel maximum de refroidissement comme expliqué au chapitre 4.3. On voit que certaines nuits cette température de rosée reste supérieure à 20°C. On voit d'ailleurs que ceci se produit durant les vagues de chaleur ce qui confirme que le potentiel de l'évaporateur est plus faible lors de ces périodes très chaudes. On peut voir aussi la température du sol à -1.15 m qui oscille entre 14°C en début d'été et 17.5°C fin août. Si on cherche à garder un stock d'eau autour de 19°C, l'inertie du sol joue toujours un rôle favorable et est peu influencée par des vagues de chaleurs. Par contre le refroidissement par le sol perd de l'efficacité à mesure de l'avancée de l'été.

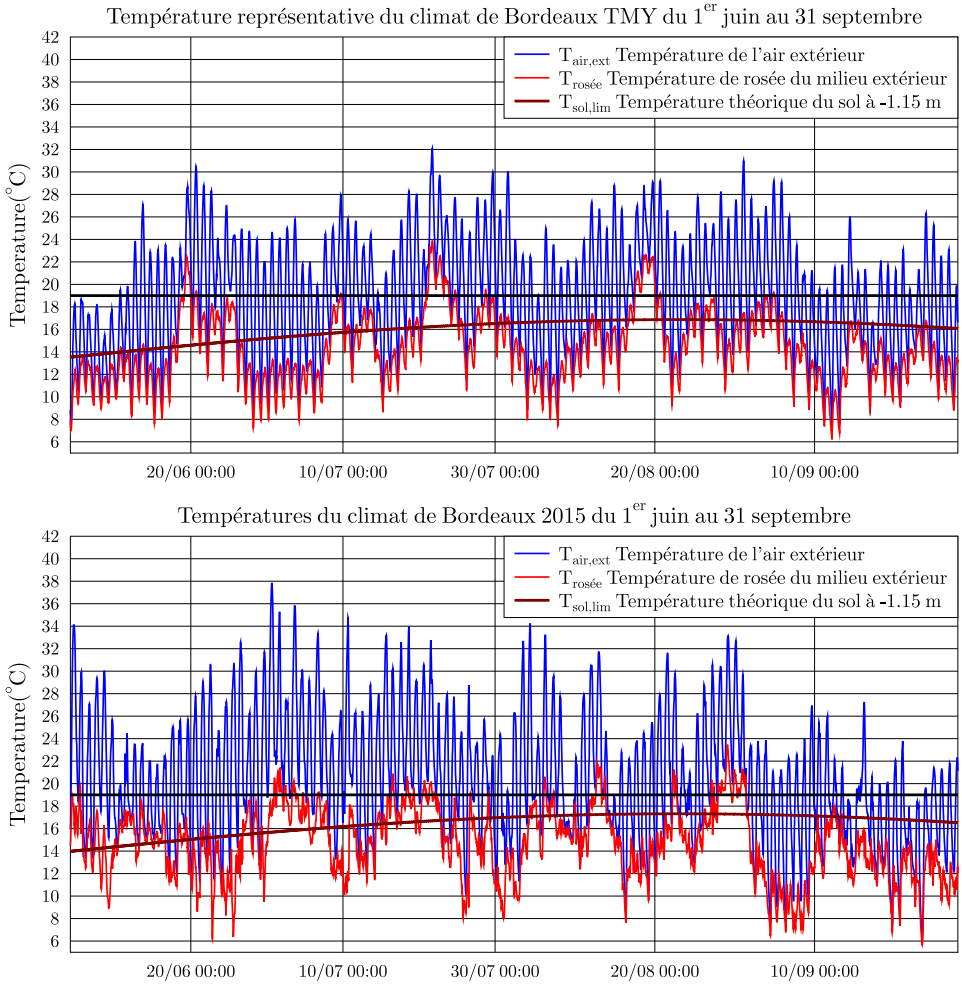


FIGURE 5.4 – *Température de l'air extérieur, de rosée et du sol pour les deux climat étudiés correspond à un climat de Bordeaux "représentatif" (météonorm) et un climat chaud (Bordeaux été 2015)*

Simulations saisonnières en fonction de la gestion et du climat

Des simulations saisonnières (du 1er juin au 31 septembre) ont été réalisées pour les scénarios de gestion et les climats décrits précédemment.
On utilise ici pour quantifier l'inconfort, les degrés.heures qui sont le produit entre la durée des périodes d'inconfort et l'écart de température avec la consigne donnée. La figure 5.5 présente les degrés.heures d'inconforts supérieurs à 26°C (orange) et supérieur à 27°C (rouge) relevés dans le salon de l'habitation durant les 4 mois de simulation.

Les résultats montrent l'impact extrêmement important de la gestion du bâtiment sur la température intérieure. L'utilisation du système (zone hachurée de la figure 5.5) permet dans tous les cas une réduction très significative des degrés.heures d'inconfort.
Si on regarde dans le détail, pour le climat TMY, on voit que l'utilisation du système permet de garder un très bon confort même avec une mauvaise gestion du bâtiment. On voit de plus qu'une très bonne gestion de la maison pourrait permettre de se passer de système actif. Le

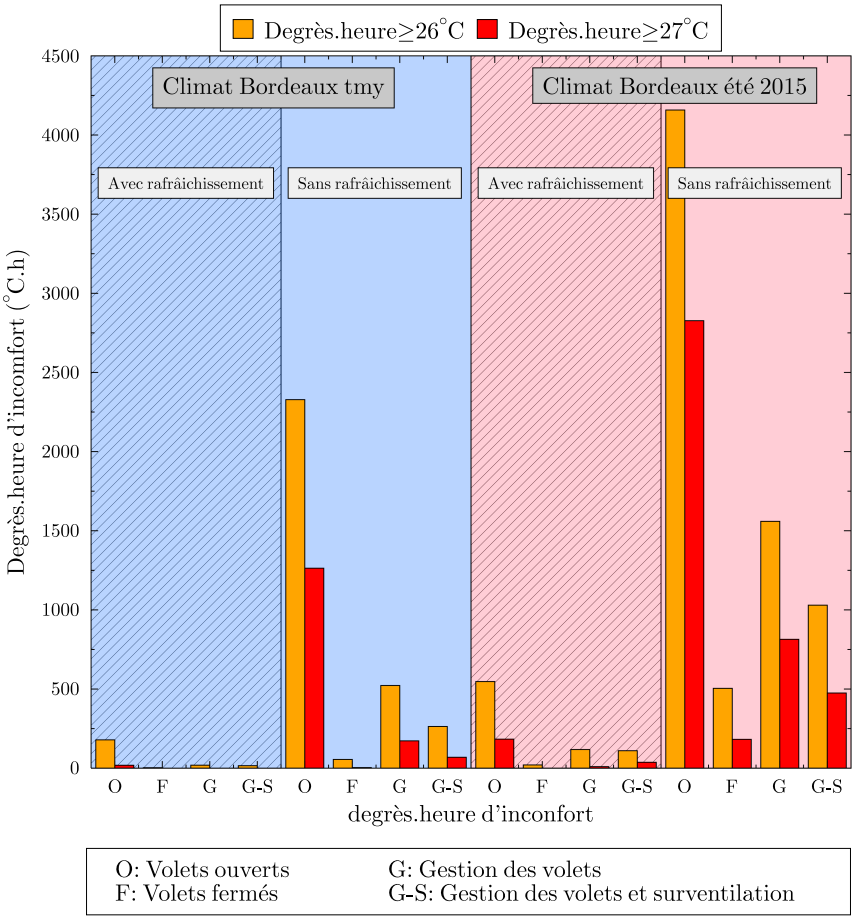


Figure 5.5 – *Comparaison de l'impact du système sur le confort intérieur du bâtiment en fonction de la gestion de celui-ci et du climat*

système est donc surdimensionné pour ce climat.
Dans le cas de l'été 2015, on voit que même s'il réduit d'un facteur 8 les degrés.heures d'inconfort (passant d'environ 4000 à 500), le système peine à absorber toute la chaleur excédentaire du bâtiment dans un cas de mauvaise gestion. Par contre dès qu'une gestion des ouvrants est appliquée au bâtiment, le système permet d'assurer un bon confort tout l'été.

Cette figure permet aussi de montrer que malgré une bonne gestion du bâtiment, lors d'étés particulièrement chauds, des systèmes actifs de rafraîchissement sont nécessaires pour assurer un bon confort intérieur. Ces systèmes vont permettre de réduire de façon très importante l'inconfort mais doivent être complémentaires d'une bonne gestion. Il n'est pas souhaitable de les surdimensionner pour pouvoir absorber toute l'énergie excédentaire d'un bâtiment peu ventilé dont les volets restent ouverts en permanence.

Pour la suite de ce travail, on utilise par défaut le scénario gestion (avec une ouverture et fermeture des volets en fonction de l'énergie incidente) et le climat de Bordeaux durant l'été 2015.

5.2.3 Détail du comportement du système dans le cas de volets gérés

L'objectif de ce paragraphe est d'analyser en détail les résultats d'une simulation saisonnière.

Analyse du comportement du système

La figure 5.6 présente (graphe du haut) l'évolution saisonnière de la température de l'eau dans le stockage. La température de l'air extérieur et du sol à 1.15 m de profondeur sont aussi représentées.

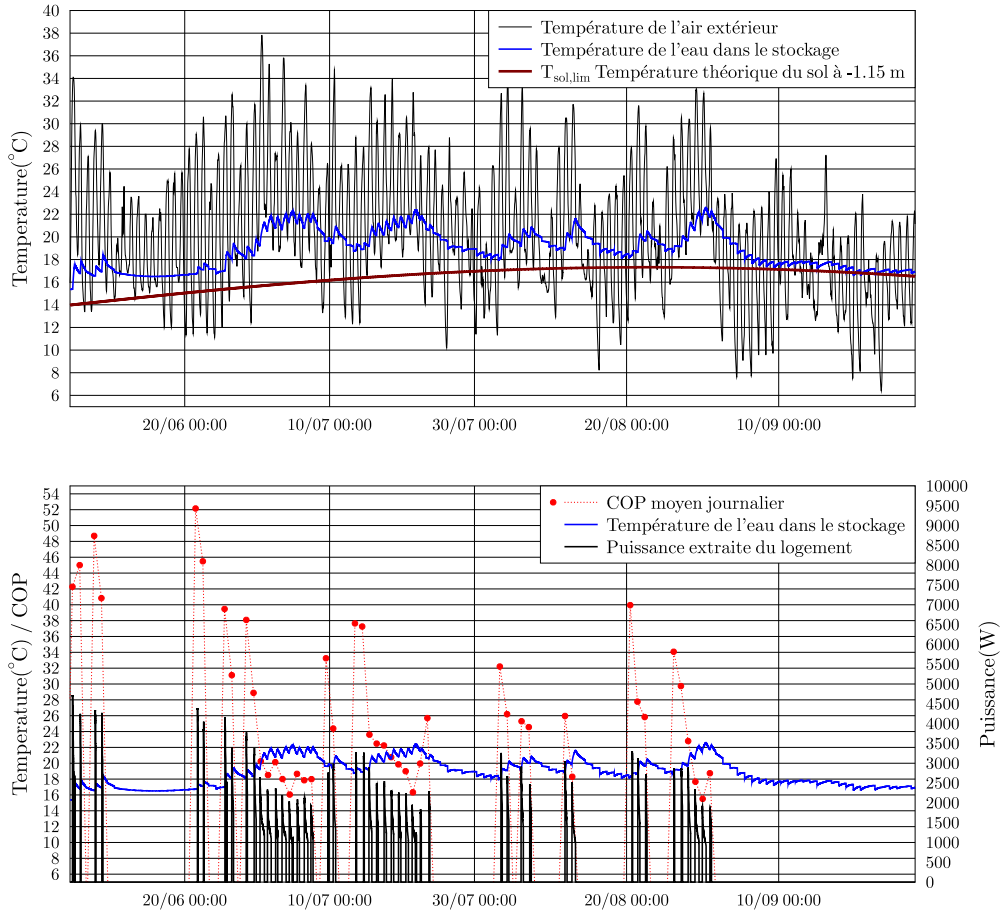


FIGURE 5.6 – *Évolution de la température de l'eau dans le stockage au cours de l'été (haut) et évolution des performances du système au cours de l'été (bas)*

On peut observer sur ce graphe que la température du stockage varie au cours de l'été entre 16 et 22 °C. L'augmentation de la température du stockage se produit après plusieurs jours consécutifs de fortes chaleurs. Une température extérieure plus modérée permet au stockage de retrouver en quelques jours une température plus propice au fonctionnement du système. La température du sol quant à elle augmente au cours de l'été, son potentiel de refroidissement étant minimal à la fin du mois d'août.

Le graphe du bas de la figure 5.6 donne l'évolution du coefficient de performance au cours de la saison (défini au chapitre 3.3.3). La puissance du système et la température de l'eau dans le stockage sont aussi représentées. On peut ainsi voir une nette corrélation entre la température de l'eau dans le stockage et le coefficient de performance. Lorsque la température du stockage est basse, le COP est très élevé (le COP est supérieur à 40 en début d'été). Les augmentations et diminutions de la température du stockage se répercutent directement sur le COP qui suit les mêmes oscillations à l'inverse. Par exemple, lors des périodes chaudes, avec T_{stock} supérieur à 20°C, le COP est alors inférieur à 20. A la fin de l'été en raison du sol plus chaud, les performances du système sont moins élevées qu'en début de saison mais reste dans tous les cas supérieures à 14.

La puissance de refroidissement du système est aussi dictée par la température de l'eau du stockage et varie entre 4500 et 1000 W selon les périodes d'utilisation.

Pour aider à l'analyse du comportement du système, les principaux indicateurs de performances sont intégrés sur la durée de la simulation et reportés dans le tableau 5.2.

TABLE 5.2 – *Résultats globaux de l'utilisation saisonnière du système sur une maison*

Chaleur extraite	Utilisation	COP_{moy}	$T_{stock,moy}$	Eau évaporée	Eau ruisselée	deg.h>26°C
kWh	h	-	°C	L	L	°C.h
576	310.5	23.2	18.6	2977	741	123

Pendant les 4 mois de simulation, le système a fonctionné pendant 310 h et a évacué 576 kWh de chaleur excédentaire du logement. Le COP moyen du système sur cette période est de 23.2. L'utilisation du système a permis de maintenir un bon niveau de confort dans le logement puisqu'on a enregistré seulement 123°C.h supérieurs à 26°C et 11°C.h supérieurs à 27°C. Ce résultat est bien inférieur à celui trouvé pour le cas sans utilisation du système qui donnait 1489°C.h supérieurs à 26°C et 771°C.h supérieurs à 27°C.
Le système a consommé 3718 L d'eau dont 741 L ont été perdus par ruissellement.

Répartition énergétique

On s'intéresse ici à la dissipation des 576 kWh de chaleur extraite du logement. La figure 5.7 présente la répartition de cette énergie dans les différentes sources ou puits de chaleur en interaction avec le système.

Dans ce cas, la chaleur extraite du logement est dissipée pour moitié dans le sol et pour moitié par l'évaporateur. On peut observer que la somme des échanges avec l'intérieur du vide sanitaire est quasiment nulle. Cela signifie qu'il n'y a ainsi aucun bénéfice ou inconvénient à ne pas isoler la surface supérieure du stockage dans le vide sanitaire. Par contre, si on travaille avec un régime de température plus bas ces échanges peuvent devenir pénalisants. Pour la chaleur dissipée au niveau de l'évaporateur, la figure de droite illustre la répartition. On retrouve les mêmes conclusions que celles données au chapitre 4.3. C'est à dire, la quantité de chaleur dissipée par l'évaporation est très importante (plus de 900 kWh) mais largement compensée par l'énergie absorbée par convection. Au final, seuls 280 kWh de rafraichissement sont exploitables donnant ainsi un faible taux d'utilisation ($\alpha_{1,moy}$=31%).

Cette illustration de la répartition de l'énergie dissipée par le système montre un bon équilibre entre le sol et l'évaporateur. On peut se poser la question du comportement du système en cas d'évaporation entravée ou de sol isolé par exemple. Dans ce but, on va maintenant

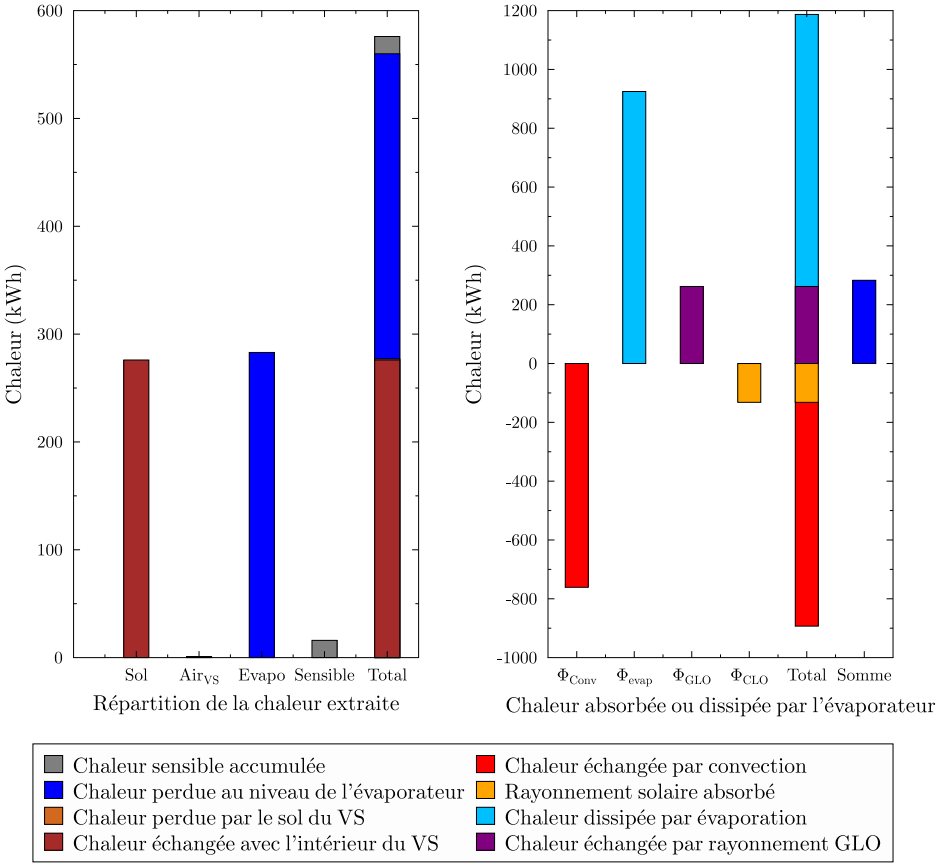


FIGURE 5.7 – *Répartition de la chaleur extraite du logement entre l'évaporateur et le vide sanitaire (gauche), répartition de la chaleur échangée au niveau de l'évaporateur par mode de transfert*

s'intéresser à des variantes théoriques dans lesquels on peut ajouter ou supprimer certains modes de transfert de chaleur.

5.2.4 Cas théoriques et influence des différents éléments du système

On cherche donc à présent à mettre en place des cas théoriques qui permettront d'isoler l'influence des différents éléments et modes de transfert qui ont lieu simultanément lors des phases de fonctionnement du système. En plus d'un cas normal (No) qui sert de référence, 5 autres cas sont proposés. L'ensemble des cas est décrit ci-dessous :

- Cas Normal (No) : Ce cas constitue le cas de référence. Il s'agit de la simulation du système avec les dimensions et le fonctionnement de l'installation expérimentale, le climat de l'été 2015 et un scénario ayant les volets gérés (G).

- Cas sans évaporation (SEion) : Dans ce cas, l'idée est de quantifier l'impact de l'évaporation. Ce cas serait celui d'un réservoir extérieur ayant les mêmes propriétés thermiques que l'évaporateur mais imperméable et donc sans la faculté d'évaporer. Le refroidissement de l'eau se ferait alors uniquement par rayonnement et convection.

- Cas évaporation maximale (EMax) : Dans ce cas, on cherche le potentiel maximal du refroidissement par évaporation. Ce cas serait celui d'un évaporateur dont le taux d'évaporation serait infini et dont la température serait en permanence celle de la température de rosée du milieu extérieur.

- Cas sans évaporateur (SEur) : Dans ce cas, on cherche à quantifier l'impact de l'évaporateur. On considère donc un système sans évaporateur. Le système est simplement une boucle fermée entre le plancher rafraîchissant et le stockage. L'énergie extraite est alors intégralement dissipée dans le sol ou l'air du vide sanitaire.

- Cas Stockage isolé (Iso) : Ce cas cherche quant à lui à évaluer l'impact du refroidissement dans le vide sanitaire. On considère ici que le stockage est parfaitement isolé et qu'il n'échange pas de chaleur ni avec le sol ni avec l'intérieur du vide sanitaire. L'énergie extraite du logement est intégralement dissipée par l'évaporateur.

- Cas Stockage isolé et évaporation maximum (IsoEMax) : Ce cas définit le potentiel maximal atteignable par l'évaporateur seul. C'est la combinaison du cas avec stockage isolé et avec évaporation maximale.

Les principaux résultats des simulations sont reportés dans le tableau 5.3 et illustrés sur la figure 5.8.

Table 5.3 – *Résultats principaux des variantes testées*

	No (ref)	SEion	EMax	SEur	Iso	IsoEMax
Chaleur extraite (kWh)	576	566	596	554	415	510
Degrès.heure>26°C (°C.h)	123	143	91	160	480	273
Degrès.heure>27°C (°C.h)	11	16	4	19	168	65
$T_{moy,stock}$ (°C.h)	18.6	18.9	18.3	19.4	20.2	19.2
$COP_{moy,stock}$ (°C.h)	23.2	21.7	26.1	20.2	17.7	20.6
Ecart par rapport à COP_{ref}(%)	0	-6	12	-13	-24	-11
Chaleur dispersée VS (kWh)	277	378	107	550	0	0
Ratio dissipée VS/evaporateur	48/52	65/35	18/82	100/0	0/100	0/100

Premièrement et par rapport à la quantité de chaleur extraite du logement, on peut distinguer deux groupes. Un premier groupe avec les cas SEion, EMax et SEur dont les variantes se situent uniquement au niveau de l'évaporateur et un second groupe avec Iso et IsoEMax qui a le réservoir de stockage isolé.

Dans ce premier groupe, on voit que malgré les variétés de cas proposés, la quantité de chaleur extraite du logement et les degrés.heures calculés sont proches. On observe par contre dans ce groupe une différence de plus d'un degré sur la température moyenne du stockage. Cette différence se répercute sur le COP. Enfin la répartition de la chaleur entre l'évaporateur et le vide sanitaire est très variable selon les cas, passant de 82%/18% dans le cas EMax à 0%/100% pour le cas sans évaporateur.
Ces chiffres montrent que le stockage seul peut dissiper la chaleur du bâtiment. Par contre si l'évaporateur n'est pas utilisé, la température du stockage est élevée et le COP plus bas. Un évaporateur performant dissipant de la chaleur à l'extérieur permet donc de ne pas trop solliciter le sol et de travailler à des niveaux de température plus bas garantissant de meilleurs COP.

Si on observe maintenant le second groupe (Iso et IsoEMax), dans lequel on s'est affranchi de l'influence du sol en considérant le stockage parfaitement isolé. On voit que la chaleur

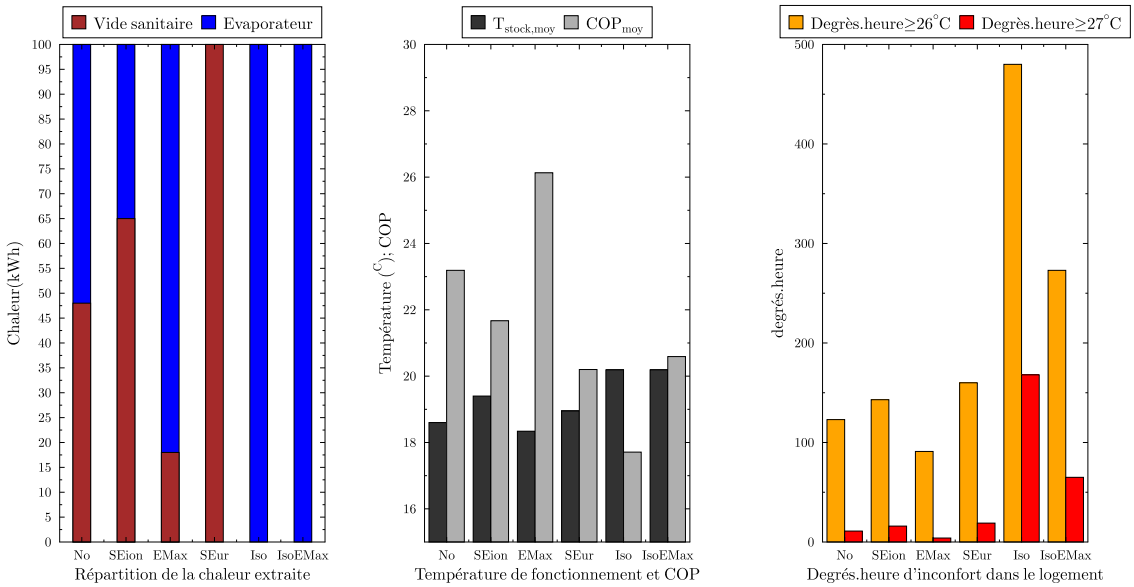


FIGURE 5.8 – *Impact des différentes variantes proposées sur la répartition de l'énergie dissipée, la température moyenne du stockage, le coefficient de performance moyen et les degrés.heures d'inconfort*

extraite du logement est plus faible et que l'inconfort a augmenté. L'impact du système reste quand même significatif et continue à fonctionner avec des COP élevés. L'absence de transfert par le sol diminue de 24% le COP du système par rapport au cas normal et pourrait être ramené à 11% dans le cas d'un évaporateur très performant. Le cas avec évaporation maximale montre cependant que même avec un évaporateur très performant il reste des heures d'inconforts impossibles à gommer qui sont liées aux limites du refroidissement dans l'évaporateur pendant des périodes chaudes. En effet certains jours très chauds, la température de rosée pendant la nuit reste élevée (supérieure à 19°C) et le refroidissement de l'évaporateur ne peut être exploité. Ce phénomène pénalise l'évaporateur puisque le refroidissement est alors limité pendant les périodes pour lesquels les besoins en froid sont les plus forts. Le fonctionnement seul de l'évaporateur n'est donc pas à conseiller mais plutôt à coupler à un stockage qui permet de mieux résister à des vagues de chaleur.

En résumé, on peut voir que quelque soit le cas, le système permet de réduire très fortement l'inconfort dans le bâtiment.Si on détaille en fonction des cas, on peut observer que l'utilisation du stockage même seul permet de maintenir un confort acceptable dans le logement. L'ajout d'un évaporateur au stockage permet alors de moins solliciter le sol en évacuant de la chaleur par évaporation directement à l'extérieur. Cela permet d'éviter de travailler à des températures trop élevées qui peuvent nuire au COP. Avec un stockage isolé on voit que l'utilisation de l'évaporateur permet aussi d'améliorer nettement le confort d'été dans le logement mais ne permet pas d'éviter toutes les périodes d'inconfort. Ainsi l'utilisation en parallèle de ces deux composants permet d'atteindre les meilleures performances.

Il faut quand même garder à l'esprit, d'une part que la modélisation du sol est ici relativement simplifiée et décrit difficilement le phénomène d'épuisement du sol. Et d'autre part,

que l'emprise au sol des réservoirs de stockage utilisée dans ce calcul est de 26.5 m^2, ce qui est important en comparaison avec la surface d'évaporateur (2 fois 7.8 m^2).

L'équilibre géométrique entre le stockage et l'évaporateur est ainsi une question qu'il est important d'aborder.

5.3 Analyse paramétrique et méthode de dimensionnement du système

Jusqu'à présent les dimensions du système qui ont été utilisées expérimentalement proviennent d'un pré-dimensionnement succincts. Avec tous les éléments exposés au cours de ce travail il convient de proposer un nouveau dimensionnement mieux adapté. Le dimensionnement d'un système dépend bien évidemment du climat, du bâtiment et de sa gestion. Pour chaque configuration un nouveau dimensionnement est nécessaire. Outre les résultats qui sont présentés par la suite, la méthode est aussi importante et pourra être appliquée à chaque installation.

5.3.1 Analyse paramétrique de la géométrie des éléments du système

Pour cette analyse, les paramètres suivants peuvent être modifiés :

- Stockage
  - Surface au contact du sol
  - Volume
- Évaporateur
  - Surface disponible pour l'évaporation
  - Volume

Dans un premier temps, une étude paramétrique sur l'influence de ces quatre paramètres est menée.

Géométrie du stockage

On cherche à évaluer l'influence du volume d'eau disponible et son emprise au sol sur les performances du système. Des simulations sont effectuées avec la maison IGC ayant les volets gérés, le climat de Bordeaux 2015 et les dimensions de l'évaporateur utilisée par défaut. On fait ici varier le volume de stockage entre 2 et 12 m^3 et l'emprise au sol entre 2 et 90 m^2. La figure 5.9 donne les résultats de ces simulations.

On constate que plus l'emprise au sol et le volume de stockage sont importants, plus les résultats sont bons. A un volume donné, il faut privilégier un réservoir de stockage ayant une surface maximale et donc une faible épaisseur. On voit que l'augmentation de l'emprise au sol améliore nettement le confort dans le logement sur les premiers m^2, mais à partir de 50 m^2, cette amélioration n'est plus significative. De même pour le volume, à partir de 4 m^3 on voit qu'une augmentation du volume améliore peu le confort.
Pour le coefficient de performance, l'augmentation du volume de stockage permet de l'améliorer significativement, même pour des volumes importants. Si le volume de stockage n'est pas suffisant (2 m^3), même avec une grande emprise au sol, le COP ne dépasse pas 20. Par exemple un cas avec un stockage de 2 m^3 et une emprise au sol de 88 m^2 reste moins

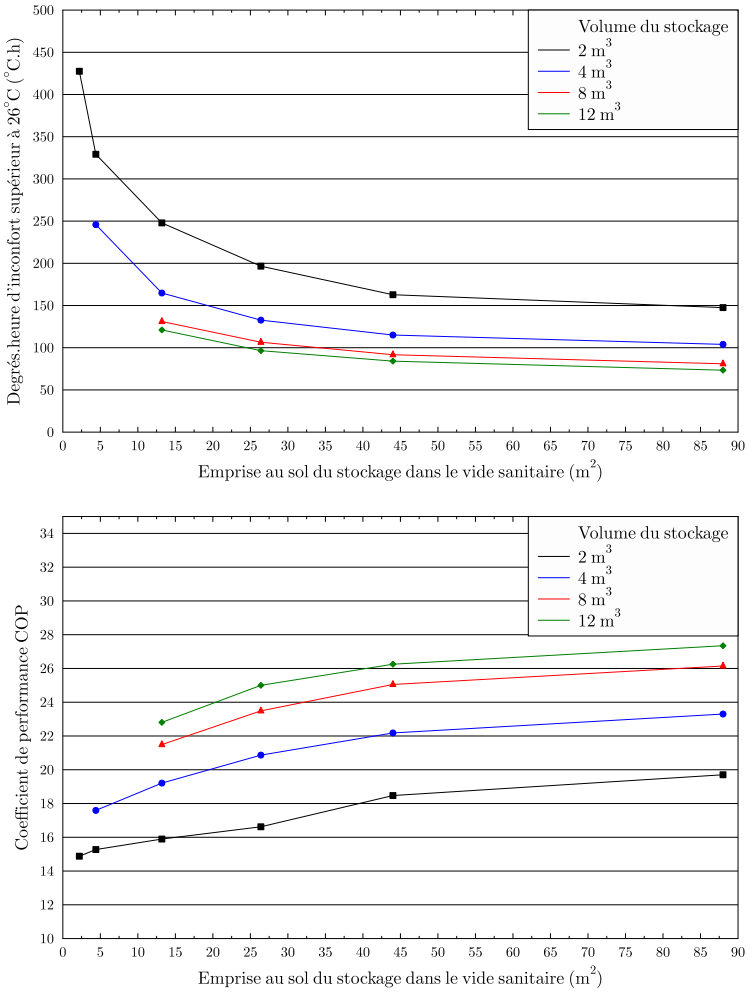


FIGURE 5.9 – *Évolution du confort intérieur et des performances du système en fonction du volume de stockage et de son emprise au sol*

performant d'au moins 30% par rapport à une solution avec un stockage de 12 m^3 et une emprise au sol de 12 m^2.

Une emprise au sol et un volume maximal sont donc à préconiser pour atteindre les meilleures performances.

Géométrie de l'évaporateur

Le même travail est proposé ici avec un stockage aux dimensions fixées et une géométrie de l'évaporateur variable (épaisseur et surface) et représenté sur la figure 5.10.

Sur cette figure est représentée l'évolution du COP et des degrés.heure d'inconfort en fonction de la surface de l'évaporateur pour différentes épaisseurs. Il n'est cependant pas évident dans cette représentation de comparer des réservoirs ayant le même volume. Pour aider la compréhension, des cercles grisés ont été ajoutés pour permettre de visualiser les solutions à isovolume (cercles grisés pour un volume de 1.25 m^3).

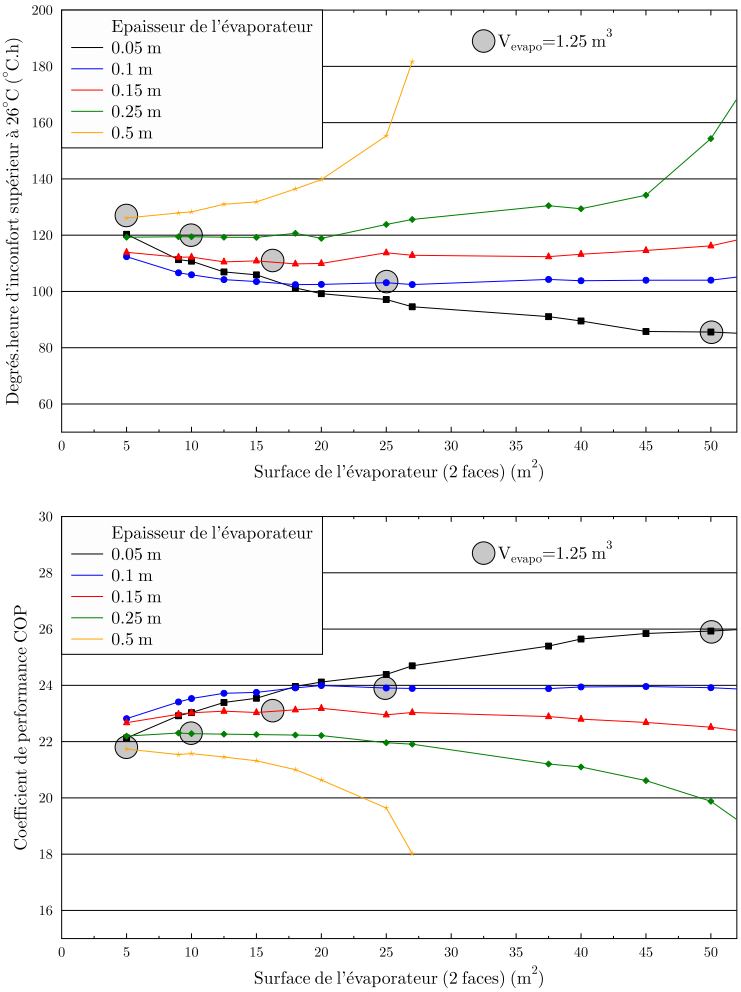


FIGURE 5.10 – *Évolution du confort intérieur et des performances du système en fonction de la surface et de l'épaisseur de l'évaporateur*

Premièrement, on constate qu'à volume constant il est conseillé d'avoir la plus grande surface possible d'évaporateur et donc la plus faible épaisseur possible.

A surface égale, il est conseillé d'avoir un évaporateur d'épaisseur 0.1 m pour les petites surfaces (inférieures à 17 m^2) et 0.05 pour les grandes surfaces. Cela signifie que les évaporateurs avec une grande épaisseur (supérieure à 10 cm) sont à éviter. En effet, la surface évaporative par rapport à la masse d'eau à refroidir est alors trop faible et ne permet pas d'atteindre les niveaux de températures adéquats au bon fonctionnement du système. Un grand rapport surface/volume est à privilégier.
Pourtant pour des surfaces inférieures à 17 m^2, une épaisseur de 0.05 m donne des résultats inférieurs au cas avec une épaisseur de 0.1 m. Cela s'explique par le fait que le volume de l'évaporateur avec une épaisseur de 0.05 m serait alors trop faible. Ainsi même si une faible compacité est à privilégier, un volume minimum de 500 L est nécessaire.

Pour les épaisseurs les plus grandes (supérieures à 15 cm), lorsque la surface de l'évaporateur augmente, les performances diminuent. Ce phénomène contre-intuitif s'explique par le fait

que le volume de l'évaporateur est alors proche de celui du stockage. Dans ce cas après remplissage, le volume d'eau restant dans le stock est faible. Si le système est encore en marche, il va alors tourner en boucle fermée avec un volume d'eau limité dont la température va très vite augmenter et nuire aux performances du système. Il est donc conseillé d'avoir un volume d'évaporateur cohérent par rapport au volume de stockage et en particulier nettement plus faible.

En résumé, il faut chercher à avoir la plus grande surface d'échange avec la plus faible compacité en ce qui concerne le réservoir de stockage et le l'évaporateur. Le volume de l'évaporateur doit être nettement inférieur à celui du stockage.

Cette étude paramétrique montre l'influence de la géométrie et montre aussi que ces paramètres sont intercorrélés (par exemple le volume de l'évaporateur et celui du stockage). Il est donc impossible de trouver le juste dimensionnement en faisant varier indépendamment chaque paramètre. De plus l'objectif ici n'est pas de trouver les dimensions qui permettent le meilleur fonctionnement, mais les dimensions minimales qui donnent des performances acceptables. On est donc ici face à une recherche d'un optimum répondant à plusieurs critères contradictoires.

5.3.2 Recherche multicritère de la géométrie optimale

On cherche les dimensions minimales du système qui peuvent garantir un bon confort d'été et un coefficient de performance important. On a donc 4 critères qui sont :

- COP maximum
- degrés.heures d'inconfort minimum
- volume de stockage minimum
- Surface d'évaporateur minimum

Face à cette situation qui donne plusieurs critères pour la sélection d'une solution deux principales approches sont possibles : soit construire une fonction unique à partir des différents critères, soit trier les solutions et conserver un ensemble de solutions dites "optimales", le décideur choisit ensuite parmi ces solutions celles qu'il considère la meilleure.
La première possibilité demande la création d'une unique fonction intégrant tous les critères de sélection. Cela impose dès la construction un choix de pondération entre les différents critères. Ce choix de pondération est subjectif et généralement difficile à établir. Il oriente fortement les résultats.
Dans le second cas, le caractère subjectif favorisant certains critères se fait plus tard et parmi un nombre réduit de solutions optimales que l'on peut plus facilement représenter graphiquement. Dans ce travail cette seconde solution est utilisée.

La sélection des différentes solutions optimales se base sur la notion de dominance au sens de Pareto. Soit $C_1, ...C_n$ les critères que l'on suppose à minimiser. Soit x et y des jeux de paramètres. On dit que la solution x domine la solution y au sens de Pareto si :

$$\forall i \in [1,n]\,,\, C_i(x) \leq C_i(y) \tag{5.1}$$
$$\exists j \in [1,n]\,,\, C_j(x) < C_j(y) \tag{5.2}$$

Autrement dit, une solution est dite dominée si elle ne permet d'améliorer aucun critère. Ce tri permet d'écarter toutes les solutions dominées puisque des solutions supérieures sur tous les critères existent et sont préférables. Il est courant de coupler cette méthode avec des

algorithmes évolutionnistes (génétique par exemple). Dans notre cas, étant donné le faible nombre de paramètres (surface évaporateur, épaisseur évaporateur, surface stock, volume stock), on se passe d'un algorithme d'optimisation. On définit une grille avec des valeurs discrètes pour chacun des paramètres et l'ensemble des combinaisons est effectuée. Le logiciel Genopt est utilisé pour lancer BCVTB et effectuer l'ensemble des simulations. Le dimensionnement est ici réalisé pour la maison expérimentale de Bordeaux ayant une gestion normale des volets, pour un climat chaud (Bordeaux 2015) et l'ensemble des solutions non dominées est représenté sur la figure 5.11.

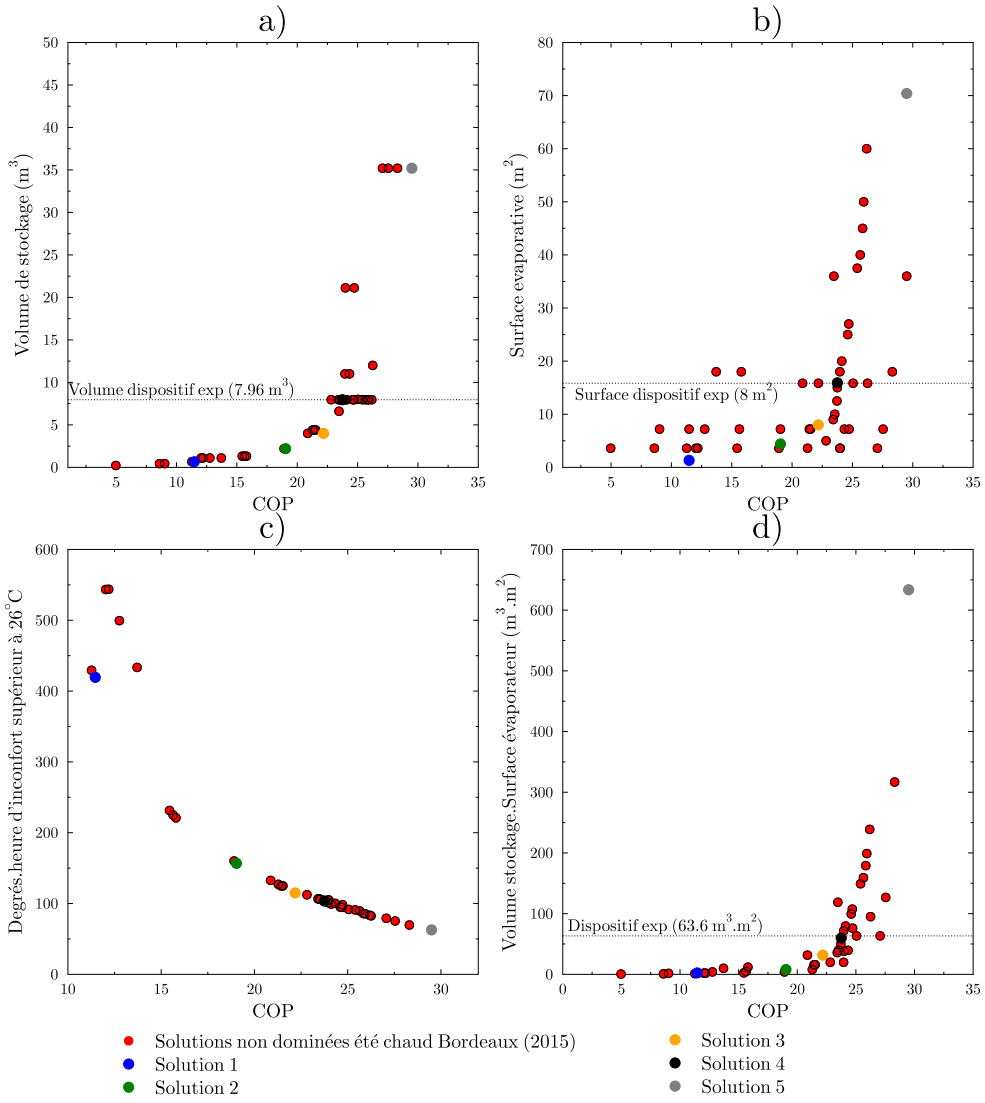


Figure 5.11 – *Résultats des solutions optimales au sens de Pareto. a)Volume en fonction du COP, b)Surface en fonction du COP, c)Évaluation du confort en fonction du COP, d) volume.surface en fonction du COP*

Cet ensemble de solution est aussi reporté dans un tableau disponible en annexe A.4. Pour une lecture plus aisée, les solutions sont présentées par rapport à deux critères ou éventuel-

lement le produit de deux critères (surface.volume).

Sur la figure a), on observe que le panel de solutions forme un arc. On appelle généralement cette frontière "un front de Pareto" en référence à la méthode de tri des solutions. On peut voir parmi les solutions proposées que plus le volume de stockage est important, plus le COP est élevé. On voit que des solutions proposant un COP inférieur à 10 font partie des solutions dites "optimales". En effet ces solutions ont été conservées au tri puisqu'elles minimisent la taille du stockage et pourraient être judicieuses en cas d'espace d'installation restreint. Sur cette figure, des points sortent du front et n'optimisent ni le COP ni le volume. Ces solutions ont été conservées puisqu'elles sont intéressantes vis à vis des autres critères. Le front représenté en 2 dimensions ne permet pas de visualiser les 4 dimensions correspondants aux quatre différents critères.
On voit que le COP augmente rapidement avec les premiers mètres cube de stockage (jusqu'à 5 m^3, puis cette augmentation est beaucoup plus faible lorsque le volume augmente encore. Malgré des volumes très importants proposés par certaines solution, le COP maximal atteint est d'environ 30.

La figure b) montre une tendance globale à l'amélioration du COP avec la surface d'évaporateur, cette tendance n'est pas aussi nette que pour les autres critères et le front est assez large.

Sur la figure c), on peut observer que lorsque les degrés.heure diminuent, le COP augmente.

Enfin, la figure d) agrège les deux critères géométriques de surface et volume en un seul pour faciliter la représentation. On retrouve le front caractéristique des solutions.
Sur ces figures, les dimensions utilisées pour l'expérience ont été reportées pour comparaison.

La présentation de toutes ces solutions non dominées et donc potentiellement intéressantes permet à présent de choisir celles qui nous intéressent en fonction de l'importance qu'on accorde à certains critères. Parmi l'ensemble des solutions proposées, 5 ont été sélectionnées subjectivement (illustrées sur la figure par un code couleur et reportées dans le tableau 5.4). Ces solutions sont des exemples de la variété des solutions possibles et devraient permettre de s'adapter aux différentes contraintes de l'implantation.

Une première solution aux dimensions maximales qui donne un COP proche de 30 a été sélectionnée. Cette solution est à privilégier si l'objectif est d'avoir un rendement maximum quel que soit l'encombrement et le prix. Une solution avec des dimensions faibles est proposée, elle donne quand même un COP de 11 et peut être installée dans un cas ou les espaces d'installation sont très petits. Enfin les trois autres solutions sont des compromis entre performances et dimensions. On voit que les dimensions du système effectivement installé pour l'expérience étaient proches de la solution 4.

TABLE 5.4 – *Détails des 5 solutions sélectionnées*

	$Surf_{stock}$	V_{stock}	$Surf_{evap}$	V_{evap}	deg.hr>26	COP	$E_{extraite}$	Couleur
	m^2	m^3	m^2	m^3	°C.h	-	kWh	
Solution 1	13.2	0.66	7.2	0.215	419	11.4	380	bleu
Solution 2	44	2.2	7.2	0.215	157	19	547	vert
Solution 3	44	4	15.84	0.95	115	22.2	569	jaune
Solution 4	26.4	7.96	15	0.75	103	23.7	582	noir
Solution 5	44	35.2	36	1.08	63	29.5	621	gris

Ce panel de solutions va permettre d'adapter les dimensions au plus juste en fonction des contraintes de l'installation. Par exemple, la solution 2 semble être un bon compromis et

peut être choisie comme étant la plus intéressante. Elle permet en effet d'avoir un COP élevé de 19 tout en ayant des éléments de taille raisonnable (volume de stockage de 2.2 m^3 et d'évaporateur de 0.215 m^3).
Il est maintenant intéressant de comparer les performances du système avec un système de climatisation classique fonctionnant dans les mêmes conditions.

5.4 Comparaison avec un climatiseur du commerce

Il n'est pas aisé de comparer des systèmes de climatisation entre eux. En effet, le coefficient de performance varie beaucoup selon les conditions d'utilisation. Ainsi, pour comparer les systèmes entre eux, les performances doivent être mesurées dans un environnement et un régime de fonctionnement spécifié par une norme (certification eurovent par exemple). Pour un système de rafraîchissement avec condenseur à air et évaporateur à eau (plancher rafraîchissant), le système doit être testé avec une température extérieure de 35°C et doit permettre de ramener la température de l'eau en retour du plancher de 23 à 18°C. Pour comparaison, les classes énergétiques donnent la note A pour les systèmes de rafraîchissement par plancher et évaporateur air ayant des COP supérieurs ou égaux à 4.05 et G pour des COP inférieurs à 3.3. L'utilisation de ces machines thermiques dans des conditions extérieures moins chaudes et demandant une température de départ moins basse donne un COP de fonctionnement plus élevé.
Aussi, les COP annoncés par les fabricants prennent généralement en compte uniquement les consommations électriques du compresseur sans comptabiliser les consommations des auxiliaires comme par exemple les pompes des circuits annexes (plancher) ou les ventilateurs.

Ainsi pour comparer avec notre système, il faut se placer dans les même conditions d'utilisation et comptabiliser les mêmes consommations électriques.

On compare ici le système de rafraichissement qui fait l'objet de cette thèse avec le climatiseur Aqualis 2 de Ciat. C'est un climatiseur avec un condenseur à air et un évaporateur à eau. La table de performance donnée par le constructeur est disponible en annexe A.5. Elle donne les performances du système en fonction de la température de départ de l'eau dans l'échangeur et de la température extérieure. En interpolant cette table sur les mêmes points de fonctionnement que celui de notre système de refroidissement (température départ, température extérieure), on peut donner les performances qu'aurait eu le climatiseur s'il avait rendu le même service que notre système. C'est à dire s'il avait produit la même puissance froide dans les mêmes conditions extérieures. La comparaison des performances est illustrée sur la figure 5.12.

On voit que le COP du climatiseur reste autour de 5 et varie peu. Le COP de notre système quant à lui est beaucoup plus élevé (entre 50 et 15) et admet de fortes variations au cours de la saison. Sur cette période le climatiseur du commerce admet des performances beaucoup plus faibles que le système étudié ici.
Le climatiseur est un système plus adapté à la climatisation, ses performances sont peu élevées mais aussi peu variables en fonction des conditions extérieures. Il peut produire du froid en continue ce qui garantit de maintenir une température de consigne. Le système étudié ici est un système de rafraîchissement. Il fonctionne avec un COP très élevé mais ses performances varient beaucoup en fonction de la saison, des conditions extérieures et il ne peut pas garantir strictement une température de consigne (en particulier si la maison est mal gérée). Au final, une utilisation de ce système dimensionné avec soin permet d'offrir un très bon niveau de confort avec des performances largement supérieures à celles d'un climatiseur classique.

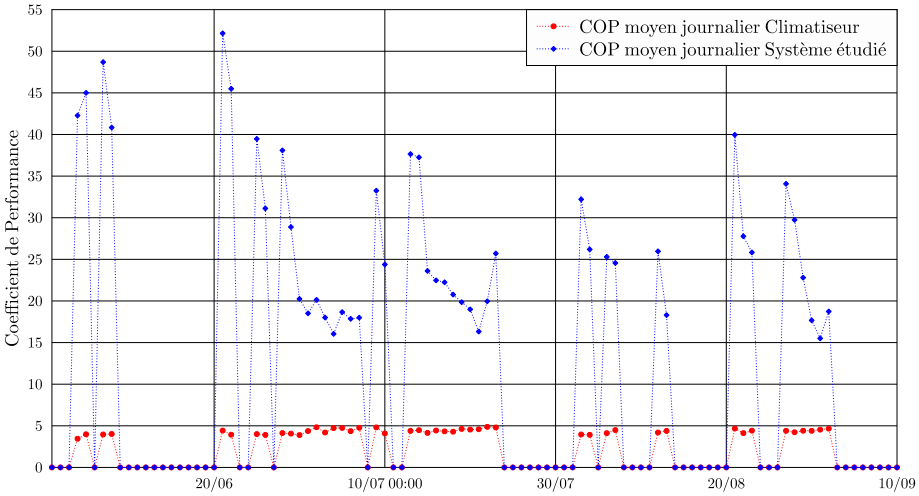


FIGURE 5.12 – *Comparaison des performances saisonnières d'un climatiseur classique avec le système de rafraîchissement par évaporation étudié*

5.5 Conclusion

Ce chapitre a permis d'observer l'impact du système de rafraichissement étudié ici sur le comportement thermique d'un bâtiment. On peut voir que l'installation de ce système permet quelle que soit la gestion du bâtiment d'améliorer nettement le confort intérieur. En cas de très forts apports solaires, il ne peut pas suivre une consigne mais diminue très nettement la température intérieure. Ce système est donc à préconiser en complément d'une gestion intelligente du bâti en vue d'une proposition de confort adaptatif.
Ce chapitre a permis de montrer que les échanges avec le sol avaient une part très importante dans le bon fonctionnement du système et permettent de résister efficacement à des vagues de chaleur. L'évaporateur quant à lui permet de soulager le stockage et de fonctionner à des niveaux de température plus bas ce qui garantit des COP élevés.
Ce chapitre a également permis de proposer un dimensionnement du système à travers les notions de dominance de Pareto. Ce système permet de fonctionner avec un coefficient de performance moyen de 24 ce qui est environ 5 fois supérieur à un climatiseur classique du commerce.

Conclusion

Synthèse

Face à la forte augmentation de la consommation en climatisation, il est nécessaire de proposer et développer des systèmes de rafraîchissement basse consommation pour le bâtiment. De nombreux systèmes peu énergivores exploitant la fraîcheur du sol, l'évaporation, le rayonnement vers le ciel ou l'air extérieur (ventilation) existent déjà. Ils offrent un potentiel réel mais variable et difficile à exploiter avec des moyens simples et peu coûteux. Un état de l'art sur ces systèmes et l'identification des problématiques associées permet de proposer un nouveau système de rafraîchissement. Ce système associe les techniques de dissipation de chaleur par évaporation, rayonnement et géothermie. La combinaison de ces trois modes de transfert de chaleur permet de maximiser le potentiel de refroidissement. Cela permet aussi d'utiliser la complémentarité de ces puits de chaleur pour limiter la variation des performances du système en fonction des conditions extérieures. Ce nouveau système constitué d'un réservoir poreux extérieur et d'un réservoir de stockage placé dans le vide sanitaire a pour ambition d'être simple, robuste et peu couteux. L'étude de ce système est l'objet central de cette thèse.

Dans un premier temps, une étude sur le réservoir poreux a été menée afin de déterminer le matériau et la géométrie adéquate permettant de maximiser l'évaporation.
Un modèle numérique a été développé pour modéliser les transferts couplés de chaleur et de masse au sein de la paroi de terre cuite. Des mesures ont permis de déterminer des coefficients de transfert et des propriétés du milieu poreux essentiels pour décrire les transferts de chaleur et de masse. Le modèle a ensuite été validé par une étude expérimentale menée sur différents réservoirs. La puissance évaporative moyenne mesurée lors de cette expérience pour le meilleur cas est de 70 W/m^2. Le choix du matériau et de l'aspect de surface extérieur influent énormément sur les performances évaporatives du réservoir. Par exemple, la présence d'une fine couche d'argile présente à la surface extérieure diminue très nettement l'évaporation.
Une étude paramétrique a été menée avec le modèle numérique sur la perméabilité intrinsèque et la hauteur d'eau. Il en ressort que le choix de la perméabilité du matériau influe fortement sur les performances évaporatives et les pertes d'eau par ruissellement. Un matériau poreux avec une perméabilité trop faible donne des taux d'évaporation bas. A l'inverse une forte perméabilité donne de bons taux d'évaporation mais des pertes d'eau par ruissellement importantes. Pour un des réservoirs étudié (R_1), une plage de perméabilité idéale située entre $1.5\ 10^{-17}$ et $7.5\ 10^{-17}$ m^2 permet de concilier ces deux critères (ruissellement et évaporation). Un réservoir de grande taille est généralement à éviter pour limiter la pression liée à la colonne d'eau à l'intérieur. Enfin une augmentation de la vitesse de l'air (vent)

au contact du réservoir augmente le taux d'évaporation mais pas forcément la puissance de refroidissement puisque l'apport de chaleur par convection augmente aussi. Cette étude a permis de comprendre les mécanismes des transferts couplés et de sélectionner un réservoir adéquat pouvant être utilisé lors d'une campagne expérimentale.

Le système de rafraîchissement a été installé sur une maison à Bordeaux et testé à échelle réelle au cours d'une campagne expérimentale. Installé et mis en service durant l'été 2015, le système a fonctionné de façon autonome durant 44 jours. Les résultats ont permis de révéler un potentiel intéressant de ce système puisque celui-ci a évacué environ 300 kWh de chaleur excédentaire de la maison, permettant de maintenir un très bon niveau de confort thermique à l'intérieur du bâtiment (température intérieure inférieure à 27°C). La consommation électrique très faible du système qui se résume à l'utilisation d'une pompe, permet pendant la durée de l'expérience, d'afficher un coefficient de performance moyen très élevé de 20.8. Ce système utilise la complémentarité entre la fraîcheur du sol et l'évaporation. Le premier permet de supporter les journées très chaudes et le second de refroidir rapidement le stockage lors des nuits fraîches.

En parallèle, un modèle numérique de ce système de rafraîchissement a été développé sous Modelica. Le modèle a été calibré par méthodes inverses grâce aux données de la campagne expérimentales. L'étude numérique permet d'identifier l'impact respectif des transferts thermiques par évaporation, convection et rayonnement prenant part au niveau de l'évaporateur. L'effet conjugué de l'évaporation et du rayonnement vers le ciel permet d'atteindre des puissances de refroidissement de l'eau d'environ 35 W/m^2 au niveau de l'évaporateur. A l'inverse, la convection et l'absorption de rayonnement solaire (en journée) pénalisent les performances du système.

Le modèle numérique du système de rafraîchissement est couplé à un modèle de bâtiment via la plateforme BCVTB. Ce couplage permet d'effectuer des simulations saisonnières et ainsi de calculer l'impact du système sur un bâtiment pour différents climats ou géométries. Il apparait que l'installation de ce système permet d'améliorer nettement le confort intérieur quelque que soit la configuration testée. Ce travail a également permis de proposer un dimensionnement du système à travers l'approche de dominance de Pareto. Avec des dimensions raisonnables (volume de stockage de 2.2 m^3 et d'évaporateur de 0.215 m^3), ce système permet de fonctionner avec un coefficient de performance moyen de 24 et de maintenir un très bon niveau de confort dans le logement de 100 m^2 type RT2012 à Bordeaux.

Bilan sur le système

L'objectif fixé au début de cette thèse était de proposer un système simple, bon marché, facile à installer, à entretenir et offrant de bonnes performances.

En ce qui concerne les performances, ce travail montre que l'utilisation permet une très nette diminution de l'inconfort dans le bâtiment tout en fonctionnant avec des COP très élevés. Un COP supérieur à 20 a été mesuré et des simulations ont montré que suivant les dimensions, des COP allant jusqu'à 30 pouvaient être espérés. Ces performances sont largement supérieures à celles d'un climatiseur classique mais aussi à la majorité des systèmes basses consommations étudiés dans l'état de l'art. Le Energy Efficicy Center à Würtzburg proposant un système très proche de celui-ci affiche des COP équivalents.

La mise en place du système à échelle réelle lors de la campagne expérimentale a permis d'éprouver l'implantation de ce système sur une maison. La facilité d'installation du stockage

dans le vide sanitaire a été confirmée. Par contre, pour l'évaporateur une architecture comprenant plusieurs réservoirs indépendants de petite taille a dû être mise en place pour éviter des pertes d'eau par ruissellement. Cette contrainte a nettement complexifié l'installation de l'évaporateur. L'installation de système reste néanmoins aisée puisqu'elle ne nécessite pas de moyens techniques particuliers.
Pour la maintenance, mise à part la remise à niveau de l'eau dans le stockage pour compenser l'eau évaporée, les interrogations concernent principalement la durée dans le temps des performances évaporatives des réservoirs poreux. Ce point n'a pas pu être abordé et pourra faire l'objet d'études futures.

Au final, le système donne globalement satisfaction par rapport aux objectifs fixés. Des expériences et études pourraient encore être menées pour améliorer le fonctionnement et les performances du système.

Perspectives

Pour améliorer les performances du système, sa durabilité et sa modélisation numérique, les pistes suivantes sont proposées :

- *Étude sur le vieillissement des évaporateurs :*
  Il serait intéressant de mesurer l'évolution des performances évaporatives du réservoir poreux au cours du temps et en particulier d'évaluer l'impact d'un éventuel dépôt de calcaire sur la surface extérieure.
- *Optimisation des échangeurs (stockage et évaporateur) :*
  Un travail important pourrait être mené pour améliorer la forme des échangeurs de chaleur que sont l'évaporateur et le stockage. Par exemple, des formes originales avec de grandes surfaces d'échanges (ondulations, ailettes ...) pourraient permettre d'augmenter et intensifier les transferts.
- *Pertinence du système avec d'autres types d'émetteur de chaleur dans le bâtiment :*
  Dans ce travail, le système a été utilisé avec un plancher rafraîchissant, installation encore assez rare actuellement. Il serait intéressant d'étudier le système couplé avec d'autres types d'échangeurs comme par exemple des ventilo-convecteurs.
- *Évolution de la température du sol :*
  Ce travail a montré l'importance des échanges avec le sol. C'est pourquoi des études complémentaires sur le comportement à long terme du sol seraient intéressantes. Aussi, il faudrait étudier si l'influence du sol à faible profondeur reste positive pour des climats beaucoup plus chaud que celui de Bordeaux étudié dans ce travail.
- *Amélioration du pilotage* :
  Comme pour tous les systèmes thermiques, un bon pilotage du système pourrait permettre d'optimiser ses performances. Des pistes d'amélioration ont déjà été proposée dans ce travail (par exemple sur le choix entre le mode de fonctionnement série ou double boucle).
- *Fiabilité du modèle* :
  Le modèle numérique a été calibré et comparé avec des données expérimentales issue d'une seule campagne, afin de fiabiliser le modèle, il serait souhaitable de comparer le modèle avec d'autres résultats issus de configurations différentes.
- *Simplification de l'évaporateur* :
  Ce travail a montré que l'architecture de l'évaporateur reste un point problématique de l'installation. Il serait souhaitable de rechercher des solutions permettant de le simplifier pour faciliter l'implantation du système.

Ces perspectives montrent que sur la base des résultats encourageants de la première étude, un grand nombre de pistes d'amélioration possibles. L'évolution progressive de ce système en prenant en compte ces améliorations pourrait permettre d'atteindre une solution suffisamment performante, économique et robuste pour remplacer le climatiseur.

Annexe

A

Annexes

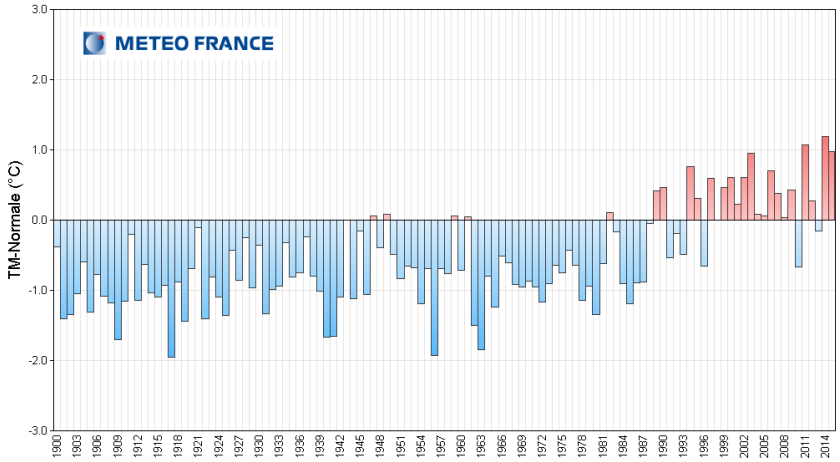


Figure A.1 – Anomalies et évolution de la température moyenne en France depuis 1900.

A.1 Caractéristiques de la maison expérimentale

Les caractéristiques géométriques et thermiques de la maison expérimentale utilisé dans ce travail sont décrits dans les tableaux suivants.

Table A.1 – *Caractéristiques thermiques des parois de la maison*

Sens	Matériau	ep	type	λ	C_p	densité	R
		cm	-	W/m/K	kJ/kg/K	kg/m^3	Km^2/W
Murs extérieurs							
int	plâtre	1	-	0.25	1	820	0.04
	LDV	10	GR 32	0.035	1	20	2.86
	brique	20	PV4G	0.15	0.84	684	1.33
ext	enduit	1	-	1.15	1	2000	0.01
Cloisons intérieures							
-	plâtre	1.3	BA13	0.25	1	820	0.05
Plancher							
int	carrelage	0.8	-	2.6	1	2000	0.003
	chape sèche	5.1	-	2.2	0.88	2050	0.02
	isolant	4.8	EffisolSI48	0.022	1.4	35	2.18
	dalle béton	5	-	0.92	0.88	2300	0.05
ext	Hourdis poly	12	-	0.03	1	35	4
Plancher							
int	plâtre	1	-	0.25	1	820	0.04
ext	laine soufflée	30	-	0.044	1	35	6.8
Toiture							
	tuiles	4	-	1	1	2000	0.04

TABLE A.2 – *Caractéristiques géométrique de la maison*

Pièce	Surface	Volume	Surface vitrée	Surface déperditives	Ventilation
	m^2	m^3	m^2	m^2	
Chambre 1	12.5	31.3	1.6	17.7	entrée
Chambre 2	12	30	1.6	8.3	entrée
Chambre 3	12.7	33	1.6	17.8	entrée
Salon	37.2	93	8.6	29.5	entrée
Cuisine	13.5	33.8	1.9	7.5	aspiration
Cellier	7.6	19	-	14.5	-
Salle de bains	6.2	15.6	0.5	7	aspiration
Toilettes	2.8	6.9	-	-	aspiration
Vide sanitaire	105	120	-	153	-
Combles	105	109.5	-	127	-

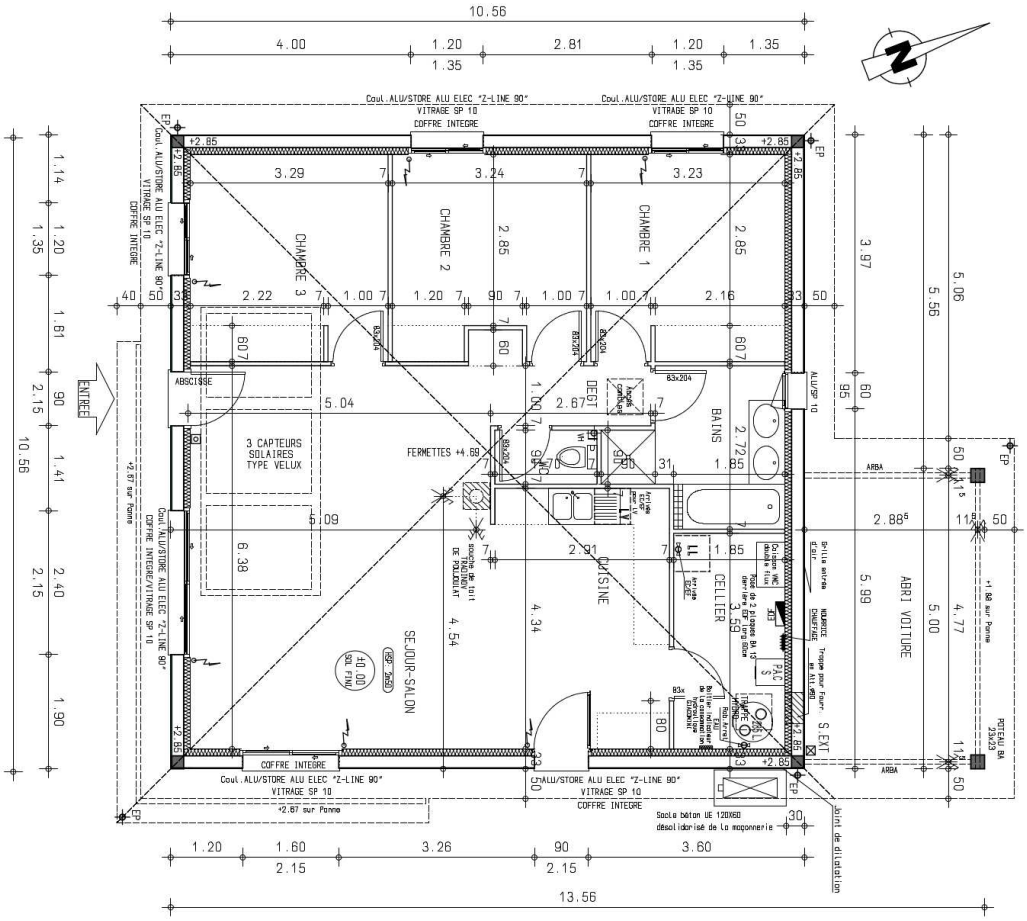


FIGURE A.2 – Plan de la maison expérimentale

A.2 Sollicitations météorologiques pendant la campagne expérimentale

Les graphiques suivants représentent les sollicitation météorologiques mesurées au cours de la campagne expérimentale menée pendant l'été 2015 à Bordeaux.

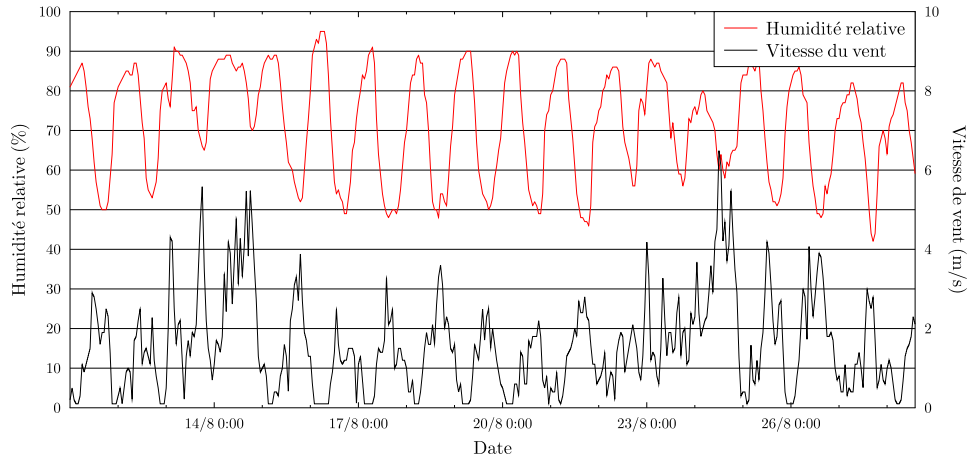


FIGURE A.3 – Humidité relative et vitesse de vent mesurée à Bordeaux lors de la séquence 1 de la campagne expérimentale (10 au 25 août 2015)

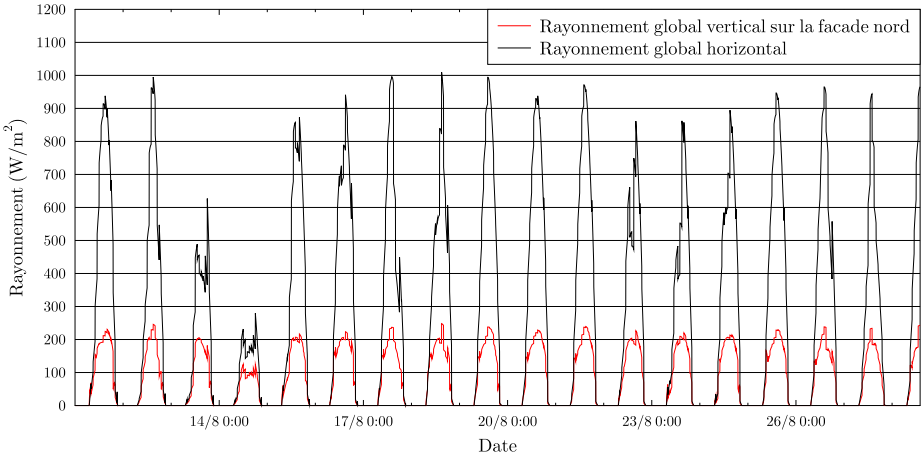


FIGURE A.4 – Rayonnement global horizontal et global sur la surface verticale nord mesurée à Bordeaux lors de la séquence 1 de la campagne expérimentale (10 au 25 août 2015)

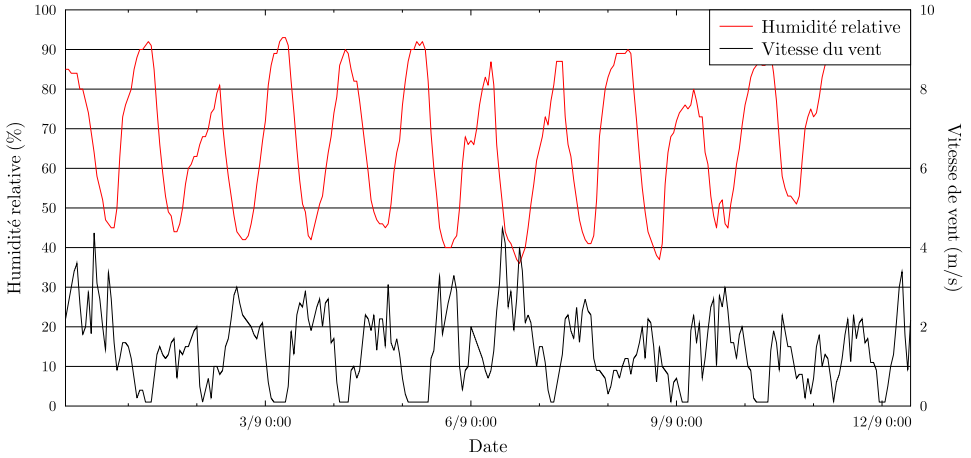


FIGURE A.5 – Humidité relative et vitesse de vent mesurée à Bordeaux lors de la séquence 2 de la campagne expérimentale (1er au 12 septembre 2015)

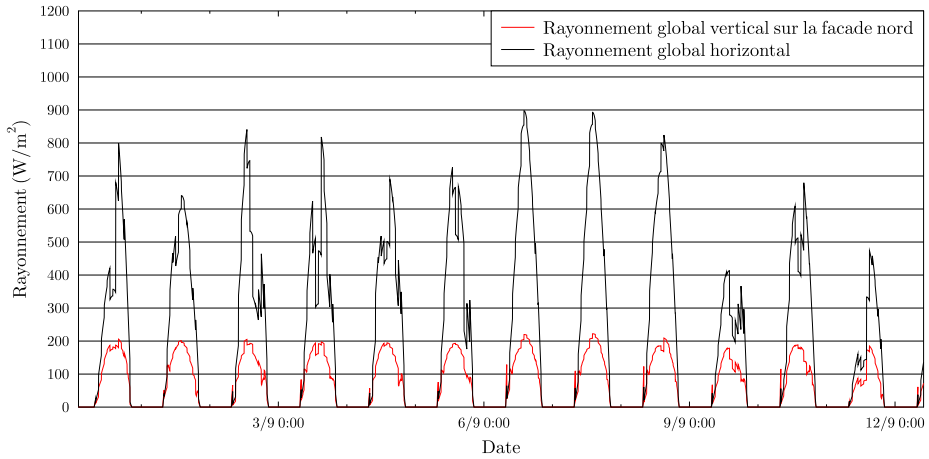


FIGURE A.6 – Rayonnement global horizontal et global sur la surface verticale nord mesurée à Bordeaux lors de la séquence 2 de la campagne expérimentale (1er au 12 septembre 2015

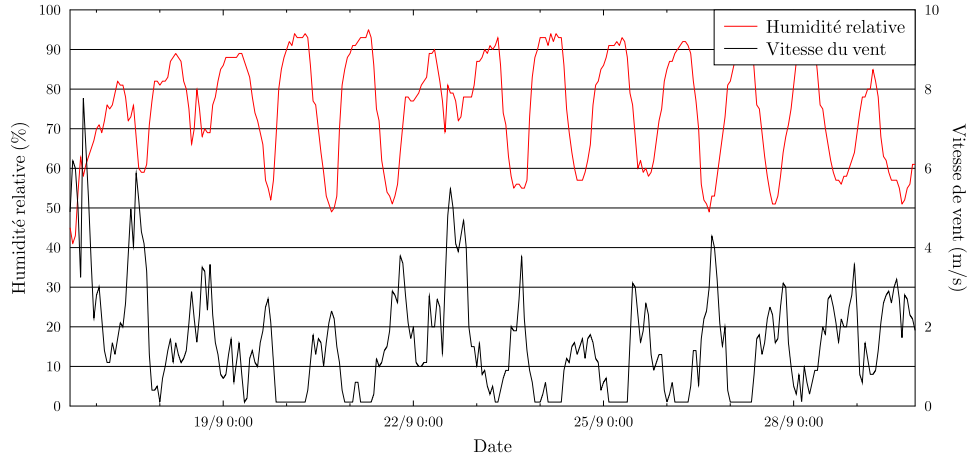


FIGURE A.7 – Humidité relative et vitesse de vent mesurée à Bordeaux lors de la séquence 3 de la campagne expérimentale (14 au 30 septembre 2015)

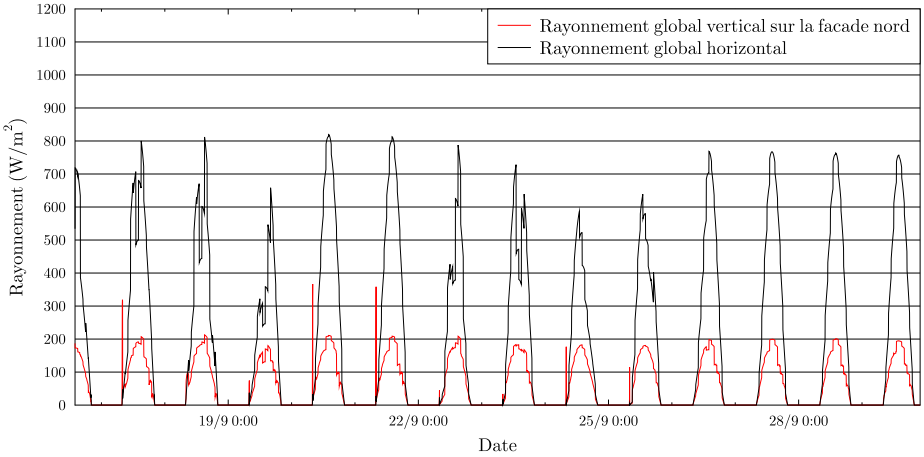


FIGURE A.8 – Rayonnement global horizontal et global sur la surface verticale nord mesurée à Bordeaux lors de la séquence 3 de la campagne expérimentale (14 au 30 septembre 2015

A.3 Comparaisons mesure/simulation

Les résultats des comparaisons entre la mesure et la simulation sur les séquences 2 et 3 sont présentés dans les graphiques suivants.

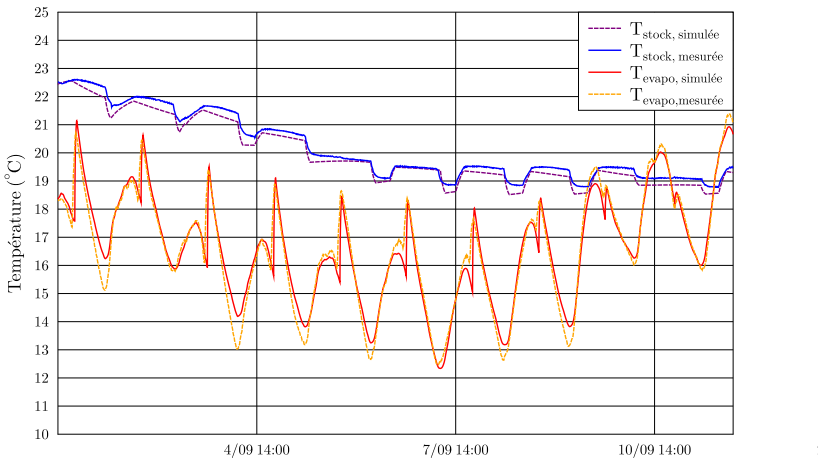


FIGURE A.9 – Comparaison mesure simulation du modèle numérique sur la séquence 2 (du 1 au 12 septembre 2015)

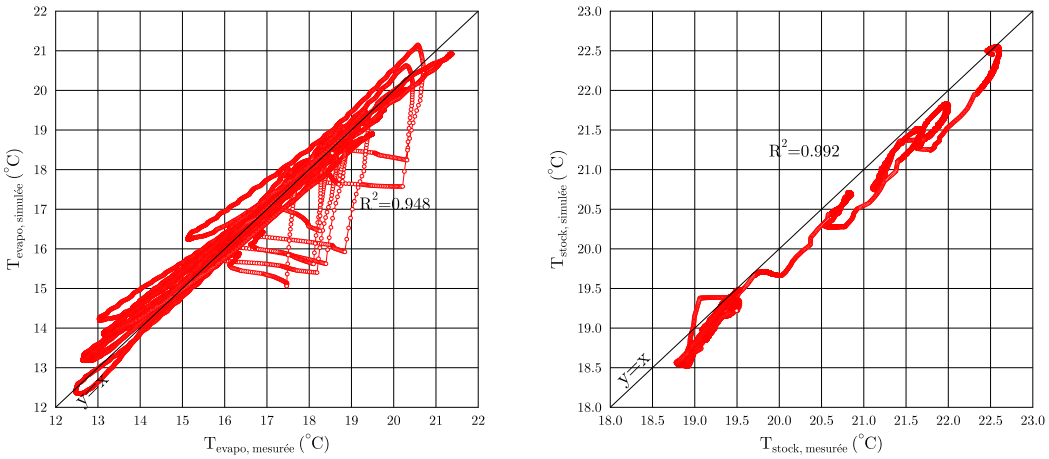


FIGURE A.10 – Coefficients de détermination de la comparaison entre simulation et mesures sur la température du stockage et de l'évaporateur durant la séquence 2 de mesure

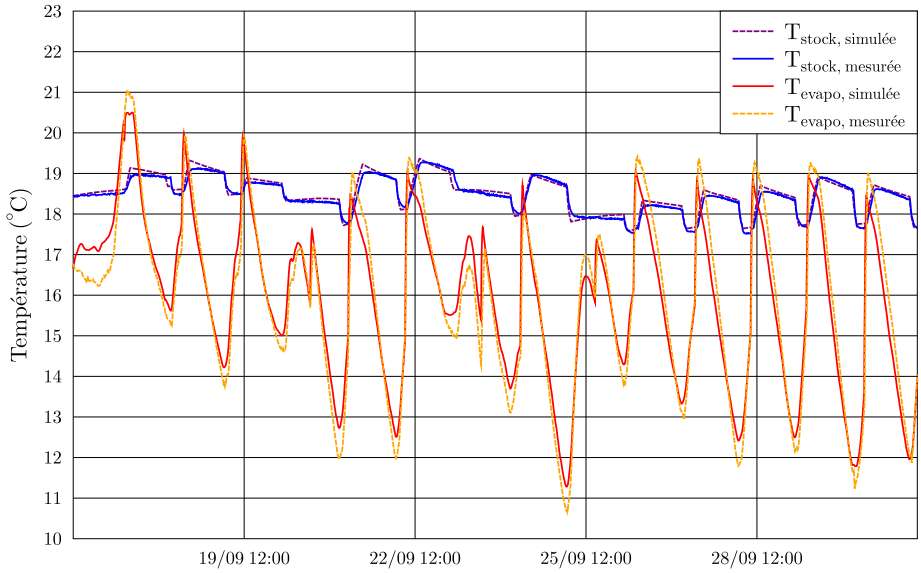


FIGURE A.11 – Comparaison mesure simulation du modèle numérique sur la séquence 3 (du 14 au 30 septembre 2015)

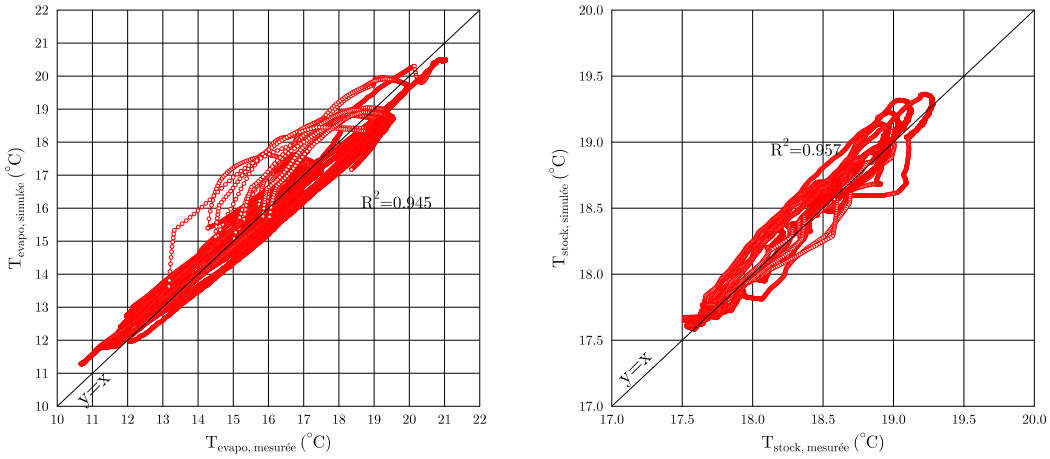


FIGURE A.12 – Coefficients de détermination de la comparaison entre simulation et mesures sur la température du stockage et de l'évaporateur durant la séquence 2 de mesure

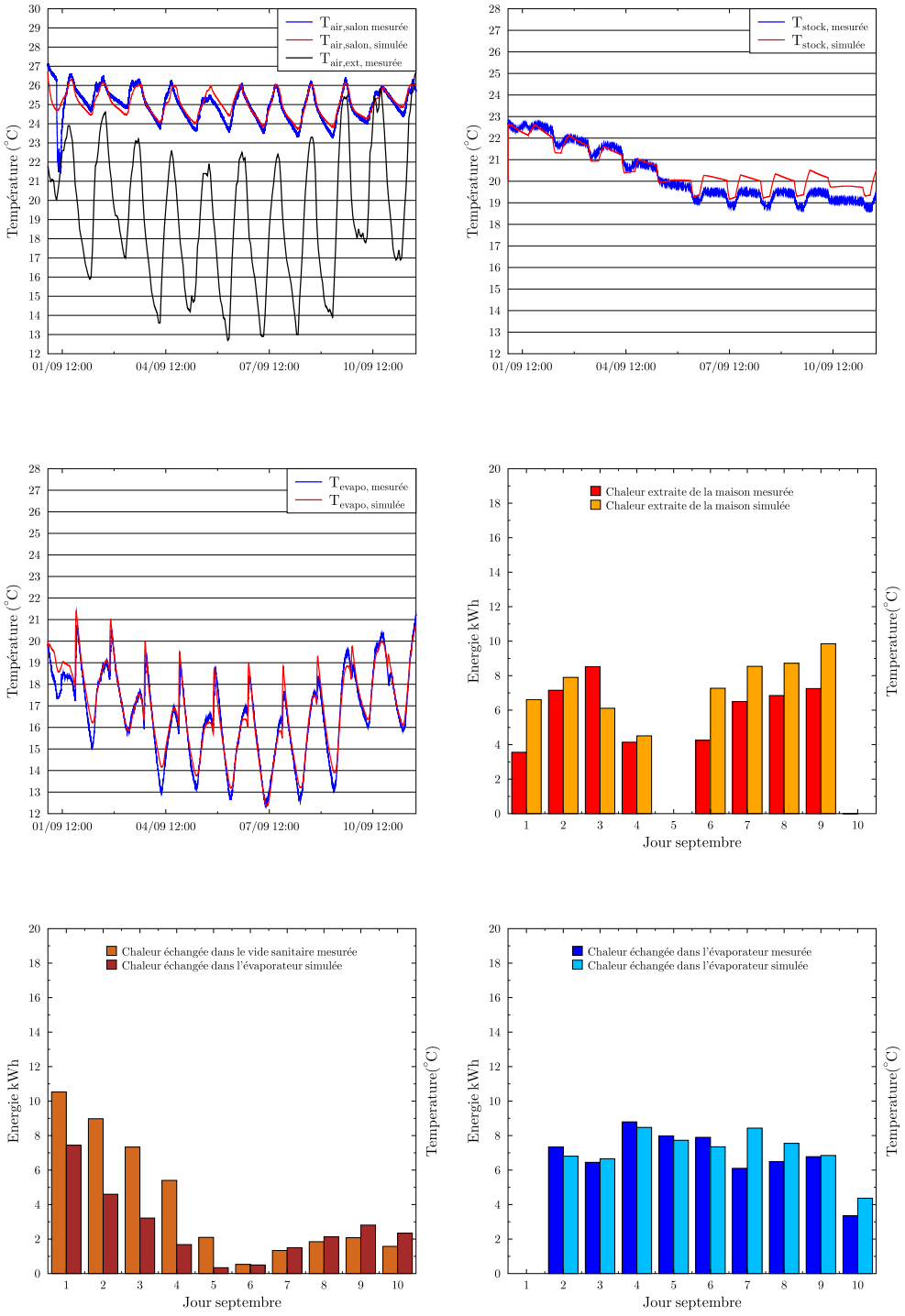


FIGURE A.13 – Comparaison mesure simulation du modèle numérique total (système plus maison) sur la séquence 2 (du 1 au 12 septembre 2015

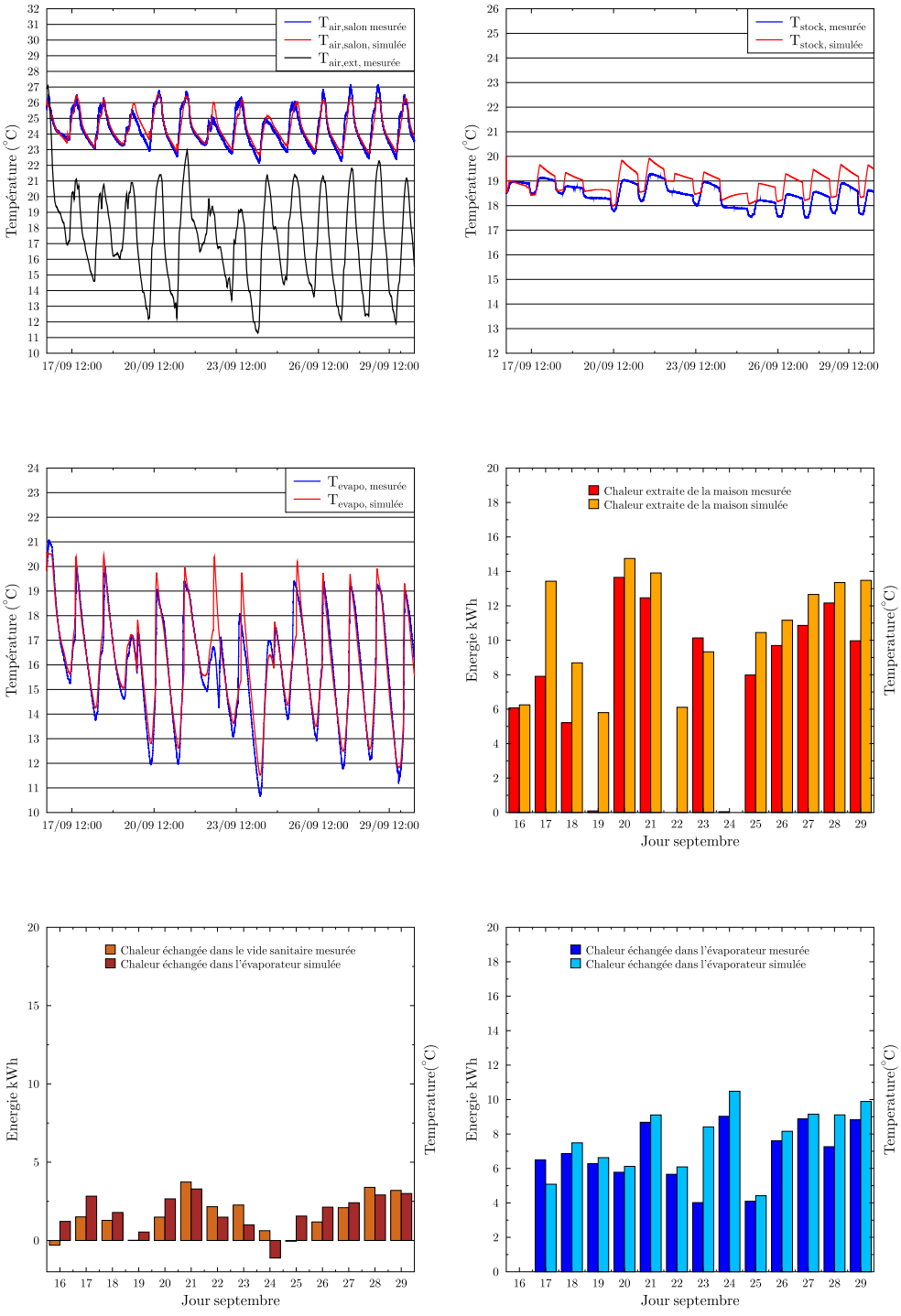


FIGURE A.14 – Comparaison mesure simulation du modèle numérique total (système plus maison) sur la séquence 3 (du 14 au 30 septembre 2015)

A.4 Optimisation

L'ensemble des solutions non dominées issues du tri de Pareto par rapport aux critères du COP, du confort intérieur, de la taille de l'évaporateur et du stock sont reportées dans le tableau ci-dessous.

TABLE A.3 – *Ensemble des solutions non dominées*

deg.heure>26	COP	$Surf_{stock}$	$Surf_{evap}$	epaisseur evapo	epaisseur stock	Chaleur extraite
°C.h	-	m^2	m^2	m	m	kWh
975	4.9	4.4	1.8	0.06	0.05	148
721	9.0	4.4	3.6	0.06	0.1	255
760	8.5	4.4	1.8	0.12	0.1	240
433	4.4	9	0.06	0.25	0.1	378
543	12.0	4.4	1.8	0.12	0.25	335
499	12.7	4.4	3.6	0.12	0.25	354
543	12.1	4.4	1.8	0.2	0.25	339
419	11.4	13.2	3.6	0.06	0.05	379
429	11.2	13.2	1.8	0.12	0.05	374
225	15.6	26.4	3.6	0.06	0.05	496
220	15.7	26.4	9	0.06	0.05	497
231	15.4	26.4	1.8	0.12	0.05	492
106	23.4	26.4	18	0.06	0.25	586
104	23.9	26.4	1.8	0.12	0.8	593
98	24.7	26.4	3.6	0.12	0.8	595
156	19.0	44	3.6	0.06	0.05	547
160	18.9	44	1.8	0.12	0.05	545
124	21.4	44	3.6	0.06	0.1	571
127	21.2	44	1.8	0.12	0.1	569
124	21.5	44	3.6	0.12	0.1	571
104	23.9	44	1.8	0.12	0.25	588
100	24.3	44	3.6	0.12	0.25	592
69	28.3	44	9	0.06	0.8	619
62	29.4	44	18	0.06	0.8	621
79	27.0	44	1.8	0.12	0.8	613
75	27.5	44	3.6	0.12	0.8	616
85	25.9	26.4	25	0.05	0.3	591
112	22.8	26.4	2.5	0.1	0.30	576
105	23.5	26.4	5	0.1	0.30	581
103	23.7	26.4	7.5	0.1	0.30	582
101	23.9	26.4	9	0.05	0.30	584
94	24.6	26.4	13.5	0.05	0.30	585
85	25.8	26.4	22.5	0.05	0.30	591
106	23.4	26.4	4.5	0.1	0.30	580
95	24.6	26.4	12.5	0.05	0.30	585
91	25.3	26.4	18.75	0.05	0.30	588
104	23.7	26.4	6.25	0.1	0.30	583
99	24.1	26.4	10	0.05	0.30	584
89	25.6	26.4	20	0.05	0.30	588
83	26.1	26.4	30	0.05	0.30	593
132	20.8	26.4	7.92	0.12	0.15	558
115	22.1	44	7.92	0.12	0.09	569
91	25.0	44	7.92	0.12	0.18	588
82	26.2	44	7.92	0.12	0.27	599

A.5 Performances d'un climatiseur

Le tableau de performance du climatiseur Aqualis 2 est présenté ci-dessous.

TABLE A.4 – *Table de performance d'un climatiseur air/eau*

$T_{dep,eau}$	Température air extérieur					
	24	26	28	32	36	40
16	4.4	4.2	4.0	3.5	3.1	2.7
18	4.7	4.5	4.2	3.8	3.4	2.9
20	4.9	4.7	4.5	4.0	3.6	3.1
22	5.2	5.0	4.7	4.3	3.9	3.3
23	5.3	5.1	4.9	4.4	4.0	3.4

Table des figures

1.1 *Classification des méthodes de rafraîchissement passives et basse consommation d'après Geetha et Velraj [GV12].* 8
1.2 *Exemples de systèmes de rafraîchissement utilisant le ciel comme source froide* 11
1.3 *Exemple du principe de rafraîchissement par évaporation et illustration sur le diagramme de l'air humide* 13
1.4 *Exemple d'utilisation de l'évaporation pour le rafraîchissement de bâtiment dans l'architecture traditionnelle* 14
1.5 *Illustration et principe de fonctionnement de systèmes de rafraîchissement par évaporation directe* 15
1.6 *principe de l'évaporation indirecte et illustration sur le diagramme de l'air humide* 16
1.7 *Exemples de systèmes de rafraîchissement traditionnels en terre cuite pour le refroidissement d'eau (a) et la conservation des aliments (b)* 18
1.8 *Schéma descriptif des interactions du sous-sol avec le milieu extérieur et le sous-sol profond* 20
1.9 *Évolution théorique de la température dans le sous-sol en fonction de la profondeur pour différents mois de l'année (localité Chambéry)* 20
1.10 *Schéma de principe d'un puits canadien [NE12]* 21
1.11 *Schéma de principe du réservoir enterré (a) et évolution de la température de l'eau au cours de 45 jours de sollicitation puis repos (b) [RK85]* 23
1.12 *Schéma de l'installation du système de rafraîchissement sur le bâtiment de Würtzburg [LRE14]* 24
1.13 *Schéma de l'installation du système de rafraîchissement sur le bâtiment de l'université de Stanford [MB11]* 25
1.14 *Schéma descriptif du système de rafraîchissement intégré à une habitation individuelle* 26

2.1 *Représentation schématique d'un milieu poreux contenant deux fluides non miscibles* 30
2.2 *Représentation schématique des débits hydriques au sein de la paroi poreuse* . 31
2.3 *Discrétisation de l'espace poreux en éléments de volume* 35
2.4 *Illustrations des quatre réservoirs testés* 38
2.5 *Résultats de mesures par intrusion au mercure (gauche), distribution du diamètre des pores (droite)* 40

2.6 *Pression capillaire en fonction de la fraction volumique en eau liquide (gauche) ; coefficient de transport (liquide, vapeur et total) en fonction de la fraction volumique en eau liquide* . . . 41
2.7 *Coefficient de transfert de masse convectif en fonction de la vitesse du vent* . 43
2.8 *Sollicitations imposées pendant l'expérience ; humidité relative et température* 44
2.9 *Mesures et simulation du comportement de quatre réservoirs poreux au cours de l'expérience* . . . 45
2.10 *Transferts hydriques dans la paroi poreuse en fonction de la perméabilité intrinsèque du milieu à v=3* m/s *pour la géométrie du réservoir* R_1 . . . 48
2.11 *Impact de la hauteur de la colonne d'eau dans le réservoir poreux sur les transferts hydriques à travers la paroi* . . . 49
2.12 *Impact de la vitesse d'air sur les transferts hydriques à travers la paroi poreuse* 51
2.13 *Évolution de la température de l'eau et de la fraction volumique en liquide à la surface extérieure du milieu poreux en fonction de la perméabilité intrinsèque du milieu et de la vitesse du vent* . . . 52

3.1 *Vues de la maison utilisée pour l'étude expérimentale du système* . . . 56
3.2 *Vues des réservoirs poreux (briques BHE) positionnés côté nord de la maison* 58
3.3 *Détail de l'implantation des capteurs et des raccords hydrauliques entre les briques* . . . 59
3.4 *Photos des évaporateurs installés et des raccords hydrauliques entre chacun* . 60
3.5 *Schéma de l'installation des réservoirs du stockage dans le vide sanitaire avec le réseau hydraulique et le positionnement des capteurs.* . . . 60
3.6 *Illustration des réservoirs souples utilisés comme stockage dans le système* . . 61
3.7 *Schéma du système et implantation des différents capteurs* . . . 62
3.8 *Schéma du réseau hydraulique du système en fonctionnement série* . . . 63
3.9 *Schéma du réseau hydraulique du système en fonctionnement double boucle* . 63
3.10 *Algorithme de régulation du système* . . . 64
3.11 *Évolution des températures de l'air dans le salon et à l'extérieur, de l'eau dans le stockage et dans l'évaporateur au cours de la séquence 1 de mesure* . . . 65
3.12 *Illustration du comportement dynamique du système, avec évolution des températures des principaux composants (haut) et puissances thermiques échangées (bas) du 18 au 20 août 2015* . . . 66
3.13 *Bilan des quantités de chaleurs échangées quotidiennement au niveau du sol, du plancher et de l'évaporateur pendant la séquence 1 de mesure* . . . 69
3.14 *Évolution des températures de l'air dans le salon et à l'extérieur, de l'eau dans le stockage et dans l'évaporateur au cours de la séquence 2 et 3 de mesure* . . 70
3.15 *Illustration du comportement dynamique du système, avec l'évolution des températures des principaux éléments du 7 au 9 septembre 2015* . . . 71
3.16 *Bilan des quantités de chaleur échangées quotidiennement au niveau du sol, du plancher et de l'évaporateur pendant la séquence 1 de mesure* . . . 72
3.17 *Implantation des thermocouples dans les évaporateurs 4 à 6* . . . 73
3.18 *Évolution de la température à l'intérieur de l'évaporateur 5 du 18 au 20 août 2015 pour trois capteurs de température situés à différentes positions dans l'épaisseur de l'évaporateur.* . . . 74

4.1 *Analogie électrique de la modélisation globale du système de rafraîchissement* 80
4.2 *Schémas de la modélisation des transferts de masse (gauche) et de chaleur (droite) au niveau du réservoir poreux* . . . 83
4.3 *Étapes du processus de calibration de paramètres d'un modèle par méthode inverse* . . . 85
4.4 *Détail du modèle de stockage utilisé pour la détermination de* $R_{sol,1}$ *et* $R_{air,VS}$ 86

4.5 *Résultats et comparaison du modèle de stockage calibré par rapport à la séquence de mesures utilisée pour l'optimisation* . . . 87
4.6 *Résultats et comparaison du modèle de sous-sol calibré par rapport à la séquence de mesures utilisée pour l'optimisation* . . . 88
4.7 *Résultats et comparaison du modèle d'évaporateur calibré par rapport à la séquence de mesures utilisée pour l'optimisation* . . . 89
4.8 *Comparaison du modèle du système global calibré par rapport aux séquences 2 (haut) et 3 (bas) de mesures* . . . 90
4.9 *Flux de chaleur échangés au niveau de la surface extérieure de l'évaporateur du 18 au 20 août 2015* . . . 92
4.10 *Représentation de la pression de vapeur au niveau de la surface extérieure de l'évaporateur et de l'air extérieur (haut). Évolution des températures de l'évaporateur et du milieu extérieur du 18 au 20 août 2015* . . . 93
4.11 *Comparaison des puissances convective et évaporative pour différentes conditions extérieures et observation de la température d'équilibre* . . . 94
4.12 *Différents débits d'eau en jeu au niveau de l'évaporateur du 18 au 20 aout 2015* 95
4.13 *Représentation des taux d'utilisation de la puissance évaporative et de l'eau du 18 au 20 août 2015* . . . 96
4.14 *Évolution des puissances et températures dans le sol, le stockage et l'air du vide sanitaire du 10 au 25 août 2015* . . . 98

5.1 *Illustration du couplage numérique entre TRNSYS et Modelica via BCVTB* . 101
5.2 *Comparaison des résultats de simulation du modèle couplé avec les résultats de mesures* . . . 103
5.3 *Impact du système de rafraîchissement ; comparaison de l'évolution de la température de l'air dans le salon dans un cas avec système et un cas sans système* 105
5.4 *Température de l'air extérieur, de rosée et du sol pour les deux climat étudiés correspond à un climat de Bordeaux "représentatif" (météonorm) et un climat chaud (Bordeaux été 2015)* . . . 107
5.5 *Comparaison de l'impact du système sur le confort intérieur du bâtiment en fonction de la gestion de celui-ci et du climat* . . . 108
5.6 *Évolution de la température de l'eau dans le stockage au cours de l'été (haut) et évolution des performances du système au cours de l'été (bas)* . . . 109
5.7 *Répartition de la chaleur extraite du logement entre l'évaporateur et le vide sanitaire (gauche), répartition de la chaleur échangée au niveau de l'évaporateur par mode de transfert* . . . 111
5.8 *Impact des différentes variantes proposées sur la répartition de l'énergie dissipée, la température moyenne du stockage, le coefficient de performance moyen et les degrés.heures d'inconfort* . . . 113
5.9 *Évolution du confort intérieur et des performances du système en fonction du volume de stockage et de son emprise au sol* . . . 115
5.10 *Évolution du confort intérieur et des performances du système en fonction de la surface et de l'épaisseur de l'évaporateur* . . . 116
5.11 *Résultats des solutions optimales au sens de Pareto. a)Volume en fonction du COP, b)Surface en fonction du COP, c)Évaluation du confort en fonction du COP, d) volume.surface en fonction du COP* . . . 118
5.12 *Comparaison des performances saisonnières d'un climatiseur classique avec le système de rafraîchissement par évaporation étudié* . . . 121

A.1 Anomalies et évolution de la température moyenne en France depuis 1900. . . 127
A.2 Plan de la maison expérimentale . . . 128
A.3 Humidité relative et vitesse de vent mesurée à Bordeaux lors de la séquence 1 de la campagne expérimentale (10 au 25 août 2015) . . . 129

A.4 Rayonnement global horizontal et global sur la surface verticale nord mesurée à Bordeaux lors de la séquence 1 de la campagne expérimentale (10 au 25 août 2015) . . . 129
A.5 Humidité relative et vitesse de vent mesurée à Bordeaux lors de la séquence 2 de la campagne expérimentale (1er au 12 septembre 2015) . . . 130
A.6 Rayonnement global horizontal et global sur la surface verticale nord mesurée à Bordeaux lors de la séquence 2 de la campagne expérimentale (1er au 12 septembre 2015 . . . 130
A.7 Humidité relative et vitesse de vent mesurée à Bordeaux lors de la séquence 3 de la campagne expérimentale (14 au 30 septembre 2015) . . . 131
A.8 Rayonnement global horizontal et global sur la surface verticale nord mesurée à Bordeaux lors de la séquence 3 de la campagne expérimentale (14 au 30 septembre 2015 . . . 131
A.9 Comparaison mesure simulation du modèle numérique sur la séquence 2 (du 1 au 12 septembre 2015) . . . 132
A.10 Coefficients de détermination de la comparaison entre simulation et mesures sur la température du stockage et de l'évaporateur durant la séquence 2 de mesure . . . 132
A.11 Comparaison mesure simulation du modèle numérique sur la séquence 3 (du 14 au 30 septembre 2015) . . . 133
A.12 Coefficients de détermination de la comparaison entre simulation et mesures sur la température du stockage et de l'évaporateur durant la séquence 2 de mesure . . . 133
A.13 Comparaison mesure simulation du modèle numérique total (système plus maison) sur la séquence 2 (du 1 au 12 septembre 2015 . . . 134
A.14 Comparaison mesure simulation du modèle numérique total (système plus maison) sur la séquence 3 (du 14 au 30 septembre 2015) . . . 135

Liste des tableaux

1 *Évolution des températures et anomalies (par rapport à la moyenne des températures mesurées entre 1910 et 2000) relevée au cours des quinze dernières années [NA15]* 1

1.1 *Résultats des performances de puits canadiens pour différents climats [AiBP97]* 22
1.2 *Résultats récapitulatifs des performances de différents systèmes de dissipation de chaleur reportés dans la littérature* 23

2.1 *Propriétés des réservoirs étudiés* 38
2.2 *Mesure de la perméabilité intrinsèque* 40
2.3 *Corrélation expérimentale du coefficient de transfert de masse par convection* 43
2.4 *Récapitulatif et comparaisons des résultats expérimentaux et numériques* . . . 46
2.5 *Récapitulatif des différentes variantes* 52

3.1 *Récapitulatif de l'instrumentation mise en place* 62
3.2 *Résumé des scénarii sur les différentes séquences de mesures* 64
3.3 *Résumé des indicateurs de performance du système sur les séquences expérimentales* 77

4.1 *Résultats de l'identification des coefficients d'échange du réservoir de stockage* 87
4.2 *Résultats de l'identification des paramètres thermiques du sous-sol* 88
4.3 *Résultats de l'identification des paramètres thermiques liés à la modélisation de l'évaporateur* 89
4.4 *Comparaison des écarts entre la simulation et la mesure pour la température du stockage et de l'évaporateur* 91

5.1 *Comparaison entre les résultats de simulation et les mesures effectuées* 104
5.2 *Résultats globaux de l'utilisation saisonnière du système sur une maison* . . . 110
5.3 *Résultats principaux des variantes testées* 112
5.4 *Détails des 5 solutions sélectionnées* 119

A.1 *Caractéristiques thermiques des parois de la maison* 127
A.2 *Caractéristiques géométrique de la maison* 128
A.3 *Ensemble des solutions non dominées* 136
A.4 *Table de performance d'un climatiseur air/eau* 137

Bibliographie

[Ada54] W.H. Mac Adams. *Heat Transmission*. Third edition, 1954.

[ADE13] Agence du Developpement et de la Maitrise de L'Energie ADEME. *Chiffres clefs du bâtiment*. 2013.

[AiBP97] International Energy Agency, Energy Conservation in Buildings, and Community Systems Programme. *Selection guidance for low energy cooling technologies, Annex 28 Low Energy Cooling*. 1997.

[Air16] Airsun. *Documentation airsun Coolvent Rafraichisseur d'air*. www.airsun.fr, 2016.

[AIT12] Ademe, Izuba, and Tecsol. Dispositifs de rafraîchissement à faible impact climatique et environnemental- synthèse de l'état de l'art, 2012.

[BB16] P. Boisson and R. Bouchie. Isabele method : In-situ assessment of the building envelope performances. *IBPSA conférence, Champs sur Marne 2016*, 2016.

[BCP09] K.E Brenan, S.L Campbell, and L.R. Petzold. *Numerical Solution of Initial-Value Problems in Differential-Algebraic Equations*. Classics in Applied Mathematics, 2009.

[Bou08] P. Bourdoukan. *Etude numérique et expérimentale destinée à l'exploitation des techniques de rafraîchissement par dessiccation avec régénération par énergie solaire*. PhD thesis, LOCIE-Université de Savoie, 2008.

[Bru11] F. Bruno. On-site experimental testing of a novel dew point evaporative cooler. *Energy and Buildings*, 43 :3475–3483, 2011.

[BTF92] D.M Burch, W.C. Thomas, and A.H. Fanney. Water vapor permeability measurements of commun building materials. *ASHRAE*, 1992.

[CC34] T.H. Chilton and A.P. Colburn. Mass transfer (absorption) coefficients. *Industrial and Engineering Chemistry*, 26 :1183–1187, 1934.

[CECS14] V. Chaturvedi, J. Eom, L.E. Clarke, and P.R. Shukla. Long term building energy demand for india : Disaggregating end use energy services in an integrated assessment modeling framework. *Energy Policy*, 64 :226–242, 2014.

[Che11] W. Chen. Thermal analysis on the cooling performance of a wet porous evaporative plate for building. *Energy Conversion and Management*, 52 :2217–2226, 2011.

[Che12] L. Chesnée. *Vers une nouvelle méthodologie de conception des bâtiments, basée sur leurs performances bioclimatiques. Architecture, aménagement de l'espace.* PhD thesis, INSA de Lyon, 2012.

[CLC02] X.D. Chen, S.X.Q. Lin, and G.H. Chen. On the ratio of heat to mass transfer coefficient for water evaporation and its impact upon drying modeling. *Internal Journal of Heat and Mass transfer*, 45 :4369–4372, 2002.

[CLL15] W. Chen, S. Liu, and J. Lin. Analysis on the passive evaporative cooling wall constructed of porous ceramic pipes with water sucking ability. *Energy and Buildings*, 86 :541–549, 2015.

[CO06] Samuel Courgey and Jean-Pierre Oliva. *La conception bioclimatique, des maisons confortables et économes.* Terre vivante, 2006.

[Coo15] Coolea. http ://coolea.fr/ladiabatique/. 2015.

[CS86] W. Chuck and E.M. Sparrow. Evaporation mass transfer in turbulent forced convection duct flows. *Energy Conversion and Management*, 30 :215–222, 1986.

[DA06] A. Dimoudi and A. Androutsopoulos. The cooling performance of a radiator based roof component. *Solar Energy*, 80 :1039–1047, 2006.

[Dai12] J.F. Daian. *Equilibre et transferts en milieux poreux ; Premiere partie : États d'équilibres.* 2012.

[Dar56] H. Darcy. Les fontaines publiques de la ville de dijon. *Victor Dalmont éditeur*, 1856.

[DBD+12] T. Defraeye, B. Blocken, D. Derome, B. Nicolai, and B. Carmeliet. Convective heat and mass transfer modelling at air-porous material interface : Overview of existing methods and relevance. *Chemical Engineering Science*, 74 :49–58, 2012.

[DDCA14] R. Derbal, D. Defer, A. Chauchois, and E. Antczak. A simple method for building thermophysical properties estimation. *Construction and Building Materials*, 63 :197–205, 2014.

[DEJP10] S. Delfani, J. Esmaeelian, and M. Karami J. Pasdarshahri. Energy saving potential of an indirect evaporative cooler as a pre-cooling unit for mechanical cooling systems in iran. *Energy and Buildings*, 42 :2169–2176, 2010.

[dl09] Ministère de l'écologie. *Rapport sur la production de gaz à effet de serre des systèmes de climatisation et leurs impacts sur l'écosystÃ¨me et l'environnement, singulièrement dans les collectivité d'outre mer.* Ministère de l'écologie du developpement durable, du transport et du logement, 2009.

[Dua11] Z. Duan. *Investigation of a Novel Dew Point Indirect Evaporative Air Conditioning System for Buildings.* PhD thesis, University of Nottingham, 2011.

[DYZ+12] N. Deng, X. Yu, Y. Zhang, H. Ma, and H. Wang. Numerical analysis of three direct cooling systems using underground energy storage : A case study of jinghai county, tianjin, china. *Energy and Buildings*, 47 :612–618, 2012.

[DZZ+12] Z. Duan, C. Zhan, X. Zhang, M. Mustafa, and X. Zhao. Indirect evaporative cooling : Past, present and futur potentials. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 16 :6823–6850, 2012.

[EE00] E. Erell and Y. Etzion. Radiative cooling of buildings with flat-plate solar collectors. *Building and Environment*, 16 :297–305, 2000.

[Fag08] G. A. Faggianelli. *Rafraîchissement par la ventilation naturelle traversante des bâtiments en climat méditerranéen.* PhD thesis, Université Pascal Paoli, 2008.

[FHD10] M.F. Farahani, G. Heidarinejad, and S. Delfani. A two-stage system of nocturnal radiative and indirect evaporative cooling for conditions in tehran. *Energy and Buildings*, 42 :2131–8, 2010.

[Fra15] Meteo France. Bilan climatique de l'été 2015. http ://www.meteofrance.fr/climat-passe-et-futur/bilans-climatiques/bilan-2015/bilan-climatique-de-l-ete, 2015.

[GAA14] G.Plessis, A.Kaemmerlen, and A.Lindsay. Buildsyspro : a modelica library for modelling buildings and energy systems. *Proceedings of the 10th International Modelica Conference ; 10-12, 2014, Lund, Sweden*, 2014.

[GBB15] L. Guan, M. Bennett, and J. Bell. Evaluating the potential use of direct evaporative cooling in australia. *Energy and Buildings*, 108 :185–194, 2015.

[GIE14] Groupe d'Experts Internatinaux sur le Climat GIEC. *Changements climatiques 2014 ; Rapport de synthèse.* 2014.

[GMG10] E. Velasco Gomes, F.J. Martinez, and A. Tejero Gonzales. Experimental characterisation of the operation and comparative study of two semi-indirect evaporative systems. *Applied Thermal Engineering*, 30 :1447–1454, 2010.

[GV12] N.B. Geetha and R. Velraj. Passive cooling methods for energy efficient buildings with and without thermal energy storage-a review. *Energy Education Science and Technology Part A : Energy Science and Research*, 29 :913–946, 2012.

[HBDE09] G. Heidarinejad, M. Bozorgmehr, S. Delfani, and J. Esmaeelian. Experimental investigation of two-stage indirect/direct evaporative cooling system in various climatic conditions. *Building and Environemnt*, 44 :2073–9, 2009.

[HBM00] M.D.E. Hiller, W.A. Beckman, and J.W. Mitchell. Trnshd-a program for shading and insolation calculations. *Building and Environemnt*, 35 :633–644, 2000.

[HBM12] M.D.E. Hiller, W.A. Beckman, and J.W. Mitchell. Nocturnal radiation cooling tests. *Energy Procedia*, 35 :930–936, 2012.

[HH10] J. He and A. Hoyano. Experimental study of cooling effects of a passive evaporative cooling wall constructed of porous ceramics with high water soaking-up ability. *Buildings and environment*, 45 :461–472, 2010.

[HYDY16] Y. He, H. Yu, N. Dong, and H. Ye. Thermal and energy performance assessment of extensive green roof in summer : A case study of a lightweight building in shanghai. *Enery and Buildings*, 127 :762–773, 2016.

[IEA13] IEA. *International Energy Outlook 2013.* http ://www.eia.gov/forecasts/ieo/pdf/0484

[IM03] P. Islam and T. Morimoto. Progress and development in brick wall cooler storage system. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 35 :941–949, 2003.

[ISR03] E. Ibrahim, L. Shao, and S.B. Riffat. Performance of porous ceramic evaporators for building cooling application. *Energy and buildings*, 35 :941–949, 2003.

[IV09] M. Isaac and D.P Van Vuuren. Global residential sector energy demand for heating and air conditioning in the context of climate change. *Energy Policy*, 37 :507–521, 2009.

[Jai07] D. Jain. Development and testing of two-stage evaporative cooler. *Building and environnment*, 42 :2549–54, 2007.

[JET14] P. Johansson and A. Annika Ekstrand-Tobin. An innovative test method for evaluating the critical moisture level for mould growth on building materials. *Building and environnment*, 81 :404–409, 2014.

[KBZWS16] S.M.S. Shokri Kuehni, E. Bou-Zeid, C. Webb, and N. Shokri. Roof cooling by direct evaporation from a porous layer. *Energy and buildings*, 127 :521–528, 2016.

[KFFH00] V. Khalajzadeh, M. Farmahini-Farahani, and G. Heidarinejad. A novel integrated system of ground heat exchanger and indirect evaporative cooler. *Energy and Buildings*, 49 :604–610, 2000.

[Kun94] H. M. Kunzel. *Simultaneous Heat and Moisture Transport in Building Components.* PhD thesis, Fraunhofer IRB Verlag Stuttgart, Germany, 1994.

[Lab95] National Renewable Energy Laboratory. User's manual for tmy2s, typical meterological years. http ://rredc.nrel.gov/solar/pubs/tmy2/PDFs/tmy2man.pdf, 1995.

[Lap05] P.S. Laplace. Traité de mécanique céleste. *Supplément au dixième livre du traité de mécanique céleste*, 4ème tome :1–79, 1805.

[LPM97] W. Liu, S. W. Peng, and K. Mizukami. Moisture evaporation and migration in thin porous packed bed influenced by ambient and operating conditions. *International journal of energy research*, 21 :41–53, 1997.

[LRE14] W. Lang, T. Rampp, and H.P. Ebert. The energy efficiency center of the center for applied energy research wuerzburg, germany. *30th International PLEA Conference Sustainable habitat for developing societies ; Ahmedabad December 16 -18, 2014*, pages 4–7, 2014.

[LTCT09] Solar Energy Laboratory, TRANSSOLAR, CSTB, and TESS. Trnsys 17; a transient system simulation program. *Mathematical reference*, 7, 2009.

[Lui66] A.V. Luikov. Application of irreversible thermodynamics methods to investigation of heat and mass transfer. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 9 :139–152, 1966.

[LXW+16] X. Lu, P. Xu, H. Wang, T. Yang, and J. Hou. Cooling potential and applications prospects of passive radiative cooling in buildings : The current state-of-the-art. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 65 :1079–1097, 2016.

[LZBZ09] Z. Li, W. Zhu, T. Bai, and M. Zheng. Experimental study of a ground sink direct cooling system in cold areas. *Energy and Buildings*, 41 :1233–1237, 2009.

[Maa06] C. Maalouf. *Etude du potentiel de rafraîchissement d'un systeme évaporatif à désorption avec régénération solaire.* PhD thesis, Laboratoire Optimisation Conception et Ingénieurie de l'Environnement, 2006.

[Mar03] D. Marchio. *Chiffres clefs de la climatisation dans le monde, en Europe et en France.* Centre d'énergétique-Paris, 2003.

[MARS01] G.P. Masheshwari, F. Al-Ragom, and R.K. Suri. Energy-saving potential of an indirect evaporative cooler. *Applied Energy*, 69 :69–76, 2001.

[MB84] M. Martin and P. Berdahl. Characteristics of infrared sky radiation in the united states. *Solar Energy*, 33 :321–326, 1984.

[MB11] A. Pradhan M. Bendewald, J. Harrison. *Global Ecology Center at Stanford University, Factor Ten Engineering Case Study.* 2011.

[MC11] A. Maghrabi and R. Clay. Nocturnal infrared clear sky temperatures correlated with screen temperatures and gps-derived pwv in southern australia. *Energy Conversion and Management*, 52 :2925–2936, 2011.

[Men97] N. Mendes. *Modelos para previsão da transfêrencia de calor e de umidade em elementos porosos de edificaçoes.* PhD thesis, Universidade Federal de Santa Catarina, Brazil, 1997.

[MMS+13] A. T. Mohammada, S. B. Mata, M.Y. Sulaimana, K. Sopiana, and A. A. Al-abidia. Historical review of liquid desiccant evaporation cooling technology. *Energy and Buildings*, 67 :22–33, 2013.

[Moc14] X. Moch. *Etude théorique et expérimentale d'échangeurs géothermiques hélicoi-daux : Production de chaud et froid par pompe à chaleur, et dimensionnement d'installations.* PhD thesis, LOCIE-Université de Savoie, 2014.

[MOS03] N. Mendes, R.C.L.F. Oliveira, and G.H. Santos. Domus 2.0 : A whole-building hygrothermal simulation program. *Eighth International Conference on Building Performance Simulation (IBPSA03) Eindhoven*, 2003.

[MPL02] N. Mendes, P.C. Philippi, and R. Lamberts. A new mathematical model to solve highly coupled equations of heat and mass transfer in porous media. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 45 :509–518, 2002.

[MSA94] G. Mihalakakou, M. Santamouris, and D. Asimakopoulos. On the cooling potential of earth to air heat exchangers. *Energy Conversion and Management*, 35 :395–402, 1994.

[NA15] National Oceanic NOAA. and Atmospheric Administration. Global analysis - annual 2015. https ://www.ncdc.noaa.gov/sotc/global/201513, 2015.

[NDCP10] B. Naticchia, M. D'Orazio, A. Carbonari, and I. Persico. Energy performance evaluation of a novel evaporative cooling technique. *Energy Conversion and Management*, 42 :1926–1938, 2010.

[NE12] Energie et société Noé 21 Economie. *Rafraichissement sans air conditionné : Etude sur les alternatives.* 2012.

[One15] Onema. *Observatoire des services publici d'eau et d'assainissement-Panorama des services et de leur performance en 2012.* SISPEA (Onema), 2015.

[Pah05] D. Pahud. *Energie géothermique : systÃ¨mes à basse enthalpie - partie 1.* 2005.

[Pal08] J.A Palyvos. A survey of wind convection coefficient correlations for building envelope energy systems' modelling. *Applied Thermal Engineering*, 28 :801–808, 2008.

[PBC12] D. Pahud, M. Belliardi, and P. Caputo. Geocooling potential of borehole heat exchangers' systems applied to low energy office buildings. *Renewable Energy*, 45 :197–204, 2012.

[Pen40] L. Penmanh. Gas and vapour movement in soil. *Journal of Agricultural science*, 30 :437–462, 1940.

[PLWP04] B. Perrin, G. Laurent, G. Wardeh, and F. Poeydemenge. Essai d'imperméabilité des tuiles : Une mesure de la perméabilité intrinsèque Ã l'eau : Dossier terre cuite. *L'Industrie céramique et verriere*, 992 :30–40, 2004.

[Pur49] W.R Purcell. Capillary pressure - their measurement using mercury and the calculation of permeability therefrom. *Journal of Petroleum Technology*, 186 :39–46, 1949.

[PUT+15] B. Porumb, P. Unguresan, L. F. Tutunaru, A. Serban, and M. Balan. A review of indirect evaporative cooling technology. *Energy Procedia*, 85 :461–471, 2015.

[PUTS16] B. Porumb, P. Unguresan, L. F. Tutunaru, and A. Serban. A review of indirect evaporative cooling operating conditions and performances. *Energy Procedia*, 85 :452–460, 2016.

[PV57] J.R. Philip and D.A. De Vries. Moisture movement in porous materials under temperature gradients. *American geophysical union*, 38, 1957.

[PW15] B. Peuportier and M. Woloszyn. *Energétique des bâtiments, simulation thermique, chapitre 4, transferts hygromètriques.* Eyrolles, 2015.

[RCG11] B. R.Hughes, H. N. Chaudhrya, and S. A. Ghani. A review of sustainable cooling technologies in buildings. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 35 :3112–3120, 2011.

[Rei26] H. Reiher. Warmeubergang von stromender luft an rohre. *VDI Froschungsheft*, 1926.

[Rez71] A.A Reznik. *Permeability and porosity predictions from a cutting-and-rejoining model and pore-size distribution.* PhD thesis, University of Pittsburgh, 1971.

[RK85] S.K. Roy and D. S. Khardi. Zero energy cool chamber. *Indian Agricultural Research Institute, NewDelhi, India. ResBull*, 43 :23–30., 1985.

[Sar00] E. Sartori. A critical review on equation employed for the calculation of the evaporation rate from free water surfaces. *Solar Energy*, 68 :77–89, 2000.

[SC07] L. Shen and Z. Chen. Critical review of the impact of tortuosity on diffusion. *Chemical Engineering Science*, 62 :3748–3755, 2007.

[SE13] S.J. Reesb S. Ezzeldina. The potential for office buildings with mixed-mode ventilation and low energy cooling systems in arid climates. *Energy and Buildings*, 16 :368–381, 2013.

[SHSS12] O. Saadatian, L.C. Haw, K. Sopian, and M.Y. Sulaiman. Review of windcatcher technologies. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 16 :1477–1495, 2012.

[SJP09] M. Steeman, A. Janssens, and M. De Paepe. On the applicability of the heat and mass transfer analogy in indoor air flows. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 52 :1431–1442, 2009.

[SK13] M. Santamouris and D. Kolokotsa. Passive cooling dissipation techniques for buildings and other structures : The state of the art. *Energy and Buildings*, 57 :74–94, 2013.

[SNM13] D.G. Leo Samuel, S.M. Shiva Nagendra, and M.P. Maiya. Passive alternatives to mechanical air conditioning of building : A review. *Building and Environment*, 66 :54–64, 2013.

[SPJ10] M. Steeman, M. De Paepe, and A. Janssens. Impact of whole building hygrothermal modelling on the assessment of inddor climate in a library building. *Building and environnment*, 45 :1641–1652, 2010.

[SS13] I. Sarbu and C. Sebarchievici. Review of solar refrigeration and cooling systems. *Energy and Buildings*, 67 :286–297, 2013.

[Ste12] L. Stephan. Système de refroidissement amélioré pour bâtiments â basse consomation d'énergie. *Institut Nationale de la Propriété intelectuelle*, 2985806 :12 50390, 2012.

[STK11] A. Spanakia, T. Tsoutsosb, and D. Kolokotsab. On the selection and design of the proper roof pond variant for passive cooling purposes. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 15 :3523–3533, 2011.

[Wet01] M. Wetter. Genopt - a generic optimization program. *Seventh International IBPSA Conference, Rio de Janeiro, Brazil*, 2001.

[Wet09] M. Wetter. Genopt generic optimization program user manual version 3.0.0. *Technical Report LBNL*, 2009.

[Wet11] M. Wetter. Co-simulation of building energy and control systems with the building control virtual test bed. *Journal of Building Performance Simulation*, 4 :185–203, 2011.

[WS52] M.R.J Willie and M.B Spangler. Application of electrical resistivity measurements to problem of fluid flow in porous medium. *Bulletin of American Association of Petroleum Geologists*, 36 :359–403, 1952.

[WZNP14] M. Wetter, W. Zuo, T. S. Nouidui, and X. Pang. Modelica buildings library. *Journal of Building Performance Simulation*, 7 :253–270, 2014.

[XRY+14] C. Xin, Z. Rao, X. You, Z. Song, and D. Han. Numerical investigation of vapor-liquid heat and mass transfer in porous media. *Energy Conversion and Management*, 78 :1–7, 2014.