Étude expérimentale, modélisation et optimisation d'un procédé de rafraîchissement solaire à absorption couplé au bâtiment

Olivier Marc Marc

▶ **To cite this version:**

Olivier Marc Marc. Étude expérimentale, modélisation et optimisation d'un procédé de rafraîchissement solaire à absorption couplé au bâtiment. Autre [cond-mat.other]. Université de la Réunion, 2010. Français. NNT : 2010LARE0020 . tel-00867005

HAL Id: tel-00867005

https://theses.hal.science/tel-00867005

Submitted on 27 Sep 2013

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.

N° d'ordre : Année 2010

UNIVERSITE DE LA REUNION

THESE

Spécialité Mécanique Energétique et Environnement

Pour obtenir le grade de

Docteur

Etude expérimentale, modélisation et optimisation d'un procédé de rafraîchissement solaire à absorption couplé au bâtiment

---

par

Olivier MARC

Thèse dirigée par Franck LUCAS

Soutenue publiquement le 3 décembre 2010

Composition du jury :

Rapporteurs :	N. MAZET	Directeur de Recherche CNRS, Université de Perpignan
	E. WURTZ	Directeur de Recherche CNRS, Université de Savoie
Examinateurs :	M. PONS	Chargé de Recherche HDR CNRS, LIMSI Orsay
	J. CASTAING-LASVIGNOTTES	Maitre de Conférence, Université de Pau et des Pays de l'Adour
	F. LUCAS	Maitre de Conférence HDR, Université de La Réunion
	F. GARDE	Professeur, Université de La Réunion

Laboratoire de Physique et Ingénierie Mathématique pour l'Energie et l'environnemeNT

N° d'ordre : Année 2010

UNIVERSITE DE LA REUNION

THESE

Spécialité Mécanique Energétique et Environnement

Pour obtenir le grade de

Docteur

Etude expérimentale, modélisation et optimisation d'un procédé de rafraîchissement solaire à absorption couplé au bâtiment

---

par

Olivier MARC

Thèse dirigée par Franck LUCAS

Soutenue publiquement le 3 décembre 2010

Composition du jury :

Rapporteurs :	N. MAZET	Directeur de Recherche CNRS, Université de Perpignan
	E. WURTZ	Directeur de Recherche CNRS, Université de Savoie
Examinateurs :	M. PONS	Chargé de Recherche HDR CNRS, LIMSI Orsay
	J. CASTAING-LASVIGNOTTES	Maitre de Conférence, Université de Pau et des Pays de l'Adour
	F. LUCAS	Maitre de Conférence HDR, Université de La Réunion
	F. GARDE	Professeur, Université de La Réunion

Laboratoire de Physique et Ingénierie Mathématique pour l'Energie et l'environnemeNT

à mes Parents,

à mon Frère,

à Karine.

La connaissance s'acquiert par l'expérience

(Albert Einstein)

Remerciements

Les travaux présentés dans ce manuscrit ont été réalisés au sein du Laboratoire de Physique et Ingénierie Mathématique appliquées à l'Energie et à l'environnemeNT (PIMENT) de l'Université de La Réunion avec le soutien financier de la Région Réunion, il est donc tout naturel de remercier les membres de ces organismes et en particulier François Garde et Philippe Lauret Directeurs successifs du laboratoire PIMENT.

Je tiens à adresser ma profonde reconnaissance à Franck Lucas, Maitre de conférence et Habilité à Diriger des Recherches à l'Université de La Réunion, qui a encadré ces travaux et a su me guider durant ces trois années. Sa confiance et sa disponibilité dans les moments difficiles ont été pour moi un soutien essentiel. Je remercie aussi François Garde, Professeur à l'Université de La Réunion, qui a encadré les deux premières années de ma thèse.

Je suis honoré que Nathalie Mazet, Directeur de Recherches au CNRS au laboratoire PROMES à Perpignan, et Etienne Wurtz, Directeur de Recherche au CNRS au LOCIE au Bourget du Lac aient accepté de rapporter ce manuscrit et de participer à ce jury de thèse.

Je tiens à adresser mes plus sincères reconnaissances à Michel Pons, Chargé de Recherche et Habilité à Diriger des Recherches au CNRS au LIMSI à Orsay, et à Jean Castaing-Lasvignottes, Maitre de conférence à l'UPPA au LATEP à Pau, pour avoir accepté de faire partie de ce jury. Merci à Michel pour sa gentillesse et pour le temps qu'il a su m'accorder lors de mon passage au LIMSI à Paris et tout au long de mes travaux de doctorat. Un grand merci à Jean qui m'a fait découvrir le monde de la recherche lors de mon stage de Master 2.

Je voudrais également remercier ceux qui ont contribué à ce travail au travers des nombreux échanges que j'ai eus avec eux. Je pense à mes collègues doctorants Aurélie, Boris et Frantz et les néo-Maitres de conférence Dominique, Jean-Philippe et Mathieu. Je remercie aussi Alain Bastide pour ses précieux conseils dans de nombreux domaines. Je pense à Paul Bourdoukan, Louis Stephan, Pierre Tittelein, Nolwenn Le Pierrès et Adrien Brun qui ont su rendre mes séjours dans les laboratoires d'accueil en métropole agréables. Comment ne pas remercier les stagiaires que j'ai pu suivre et encadrer. Merci donc à Thomas Maffre, Davy Lagré et Guillaume Danet, je vous souhaite une longue et intense carrière scientifique.

J'aimerais aussi adresser mes remerciements à toute l'équipe pédagogique et administrative du Département Génie Civil de l'IUT de Saint Pierre, où j'ai pu effectuer mes premiers pas dans l'enseignement. Les nombreuses discussions dans la salle de réunion, souvent autour d'un café, ont été très enrichissantes et m'ont procuré beaucoup de plaisir. J'exprime donc ici ma profonde gratitude aux membres et ex-membres du Département GC : Jean-Luc, Frédéric, Philippe, Laetitia, Christophe, François, Hubert, Karine, Nadine, Justie, aux nouvelles venues Flavie et Isabelle, et bien sûr à tous les autres. Un grand merci aussi pour l'aide et le soutien technique de Jean-François et Gilles, respectivement Assistant Ingénieur et Technicien à l'IUT de St Pierre. En je remercie tout le personnel de l'administration centrale de l'IUT.

Je pense aussi aux collègues du bâtiment à énergie positive de l'IUT et en particulier à Alain et Patricia pour leurs encouragements et leur aide précieuse.

Je tiens à remercier tous les partenaires du projet RAFSOL, Eric Monceyron de l'Université de La Réunion pour son aide technique et logistique, Amandine Le Denn de l'entreprise TECSOL pour ses précieux conseils, Hamid Batoul et Casten Thomas du Groupe SCHÜCO pour leur grande expérience dans le domaine et Marc Obadia de l'entreprise Energy Concept pour sa ''réactivité''.

Comment ne pas rendre hommage à mes Parents et mon frère qui comptent beaucoup pour moi. Sachez que même si je suis loin géographiquement, je pense fort à vous : "Mêm si zot lé loin, si zot lé pa coté moin, mèm de lot' coté d'la terre, zot s'ra toujours dan mon kèr" (je remercie au passage Bernard Joron et le groupe Oussanousava pour leur soutien musical dans les moments difficiles).

Enfin, je pense à toi Karine, merci pour ta patience quand mon travail prenait une grande partie de mon temps. Tes encouragements et ton soutien m'ont beaucoup apporté.

Résumé

Depuis quelques années, les exigences des occupants de bâtiments ont sensiblement changé. On observe en effet une demande de confort de plus en plus rigoureux en particulier en période estivale. Cette augmentation des besoins de climatisation induit un accroissement important de la consommation d'énergie électrique dans les bâtiments, dû à une utilisation majoritaire de climatiseurs à compression mécanique de vapeur. Dans ce contexte énergétique difficile, les systèmes de rafraîchissement solaire font partie des alternatives intéressantes aux systèmes de climatisation classiques, dans la mesure où l'énergie primaire est principalement consommée sous forme de chaleur et provenant du soleil donc gratuite. L'autre grand intérêt de ces procédés est que le besoin en rafraîchissement coïncide la plupart du temps avec la disponibilité du rayonnement solaire.

La compréhension et le développement de cette technologie passent par une étude expérimentale avec la réalisation d'installations pilotes à échelle réelle dans le but d'acquérir une expérience concrète. C'est dans ce sens que notre laboratoire s'est proposé de mettre en place une plateforme expérimentale d'une puissance frigorifique de 30 kWf chargée de rafraîchir des locaux d'enseignement de l'Institut Universitaire Technologique de Saint Pierre à La Réunion. La première partie de ce manuscrit présente une analyse expérimentale de cette installation.

Une seconde approche purement fondamentale a été envisagée avec l'élaboration de modèles numériques permettant de prédire le comportement de l'installation dans son ensemble. Ces modèles numériques décrits sous plusieurs niveaux de finesse, sont validés par les données expérimentales avant d'être utilisés, soit comme outils de pré-dimensionnement pour les modèles à descriptions simplifiés, soit comme outil d'optimisation et d'analyse pour les modèles détaillés. Le modèle détaillé représentant notre plateforme expérimentale a permis de réaliser une optimisation du fonctionnement de l'installation et de proposer des améliorations pour réduire la consommation d'électricité et augmenter le coefficient de performance électrique global.

Mots clés : rafraîchissement solaire, absorption, expérimental, modélisation, simulation dynamique, optimisation, SPARK, EnergyPlus

Abstract

In the last few years, thermal comfort research in summer has significantly increased the electricity consumption in buildings. This is mainly due to the use of conventional air conditioning systems operating with mechanical vapor compression. Solar cooling systems applied to buildings is an interesting alternative for reducing energy consumption in traditional mechanical steam compression air conditioning systems.

But the understanding of this technology has to be refined through experimental study by setting up pilot plants. This study is a practical method to gain experience by analyzing all the processes behind solar cooling technology. For that purpose, our laboratory decided to install a solar cooling absorption system implemented in Reunion Island, located in the southern hemisphere. The particularity of this project is to achieve an effective cooling of classrooms, by a solar cooling system without any backup systems (hot or cold). The first part of this work presents an experimental study of this installation.

Moreover, the study of these systems should have a closely purely fundamental approach including the development of numerical models in order to predict the overall installation performance. The final objective is to estimate cooling capacity, power consumption, and overall installation performance with relation to outside factors (solar irradiation, outside temperature, building loads). These numerical models described in several levels of accuracy, are validated by experimental data before being used either as tools for pre-sizing models with simplified descriptions, either as a tool for optimization and analysis for the detailed models. The detailed model describing our experimental platform is used to carry out an optimization of pilot plant operation and to propose improvements to reduce electricity consumption and increase the overall electrical performance coefficient.

Keywords : solar cooling, absorption, experimental, modeling, dynamic simulation, optimization, SPARK, EnergyPlus

Table des matières

Introduction Générale 1

I - Etat de l'art des systèmes de rafraîchissement solaire 4

I.1 Introduction 5

I.2 Etat de l'art des capteurs solaires appliqués aux techniques de rafraîchissement solaire 6

I.2.1 Les capteurs solaires photovoltaïques 6

I.2.2 Les capteurs solaires thermiques 6

I.2.2.1 Les capteurs solaires à air 6

I.2.2.2 Les capteurs plans vitrés et non vitrés 7

I.2.2.3 Les capteurs sous vide 8

I.2.2.4 Les capteurs à concentration ou parabolique 9

I.3 Les différentes technologies de rafraîchissement solaire 9

I.3.1 Les systèmes de rafraîchissement solaires électriques 10

I.3.2 Les systèmes de rafraîchissement solaire à cycle ouvert à dessiccation 11

I.3.3 Les systèmes de rafraîchissement solaire à cycle fermé à sorption 13

I.3.3.1 Les cycles fermés à adsorption physique 13

I.3.3.2 Les procédés thermochimiques fermés ou à « réaction chimique » 14

I.3.3.3 Les systèmes à absorption liquide 15

I.4 Etat de l'art des installations existantes de rafraîchissement solaire à sorption et dessiccation 19

I.5 Les projets de recherche liés au rafraîchissement solaire 22

I.5.1 Implication dans le programme ORASOL 22

I.5.1.1 Présentation du projet ORASOL 22

I.5.1.2 Implication du laboratoire PIMENT 23

I.5.2 Implication dans les travaux de le Tâche 38 de l'IEA 24

I.5.2.1 Présentation des travaux de la Tâche 38 24

I.5.2.2 Implication dans la Tâche 38 24

I.6 Synthèse 25

II - Etude expérimentale d'une installation de rafraîchissement solaire à absorption liquide couplée au bâtiment 26

II.1 Introduction 27

II.2 Présentation du banc expérimental de capteurs solaires thermiques 27

II.3 Présentation de l'installation RAFSOL et de la régulation 28

II.3.1 Le champ de capteurs solaires thermiques 29
II.3.2 Le ballon de stockage chaud 30
II.3.3 La machine à absorption 31
II.3.4 Le ballon de stockage froid 32
II.3.5 La tour de refroidissement 32
II.3.6 La distribution dans les salles d'enseignement 33
II.3.7 Le bâtiment 33
II.3.8 Instrumentation 34
II.3.9 La régulation et le monitoring de l'installation 36
II.3.9.1 Le circuit solaire 36
II.3.9.2 Les circuits générateur, évaporateur, refroidissement et la machine à absorption 37
II.3.9.3 Le circuit distribution 38
II.3.10 Mesures des consommations électriques et évaluation de la répartition poste par poste 38
II.3.10.1 Evaluation de la répartition poste par poste par la méthode des retours d'états 38
II.3.10.2 Evaluation de la répartition poste par poste avec des compteurs électriques 39
II.3.11 Incertitudes des mesures 40
II.4 Définition des indicateurs de performance de l'installation 42
II.5 Mise en service et analyse des problèmes rencontrés 44
II.6 Analyse des résultats expérimentaux 46
II.6.1 Analyse expérimentale à l'échelle de la journée 46
II.6.1.1 Analyse d'une première journée type de fonctionnement 46
II.6.1.2 Amélioration de la régulation de l'installation et comparaison de deux journées types avec et sans régulation 49
II.6.2 Comparaison et analyse des résultats de deux saisons expérimentales 54
II.7 Conclusion et perspectives 57
III - Modélisation d'une l'installation de rafraîchissement solaire à absorption 60
III.1 Introduction 61
III.2 Modélisation du champ de capteur solaire double vitrage 62
III.2.1 Modélisation simplifiée d'un capteur plan double vitrage 63
III.2.2 Modélisation détaillée d'un capteur plan double vitrage 64
III.2.2.1 Caractéristiques du capteur plan double vitrage 64
III.2.2.2 Développement du modèle de capteur double vitrage 66
III.2.2.3 Détermination des coefficients d'échange convectifs du capteur 67
III.2.2.4 Détermination des coefficients d'échange radiatifs du capteur 68

III.3 Modélisation des ballons de stockage 69
III.4 Modélisation des propriétés thermodynamiques de l'eau pure et de la solution Eau-Bromure de lithium (H_2O/LiBr) 70
III.4.1 Formulation des équations pour le mélange H_2O-LiBr et pour l'eau liquide pure 71
III.4.2 Formulation des équations pour la vapeur d'eau basée sur l'énergie libre de Gibbs 73
III.5 Modélisation de la machine à absorption 74
III.5.1 Modélisation simplifiée de la machine à absorption 74
III.5.2 Modélisation dynamique de la machine à absorption 75
III.5.2.1 Modélisation du réservoir du générateur et de l'absorbeur 78
III.5.2.2 Modélisation du réservoir du condenseur 80
III.5.2.3 Modélisation du réservoir de l'évaporateur 81
III.5.2.4 Modélisation d'une paroi 82
III.5.2.5 Modélisation d'un échangeur dans un réservoir 83
III.5.2.6 Modélisation de l'échangeur des solutions 85
III.5.2.7 Modélisation des détendeurs 86
III.6 Modélisation de la tour de refroidissement 87
III.7 Modélisation complète sous ENERGYPLUS 90
III.8 Présentation de l'environnement de simulation SPARK 92
III.8.1 Le programme principal «Problem.pr» 92
III.8.2 Les classes atomiques «Classes.cc» 92
III.8.3 Les fichiers d'entrées «Problem.inp» 93
III.8.4 Le fichier de contrôle «Problem.run» 93
III.8.5 Le fichier de configuration «Problem.prf» 93
III.8.6 Le fichier de sortie «Problem.out» 93
III.9 Présentation de l'environnement EnergyPlus et couplage avec Google Sketchup 94
IV - Simulations et éléments de validation expérimentale 98
IV.1 Introduction 99
IV.2 Validation des modèles de composants 99
IV.2.1 Validation de la boucle solaire 99
IV.2.1.1 Validation du modèle simplifié de capteur double vitrage 100
IV.2.1.1.1 Validation du modèle avec les données extraites du banc d'essais 100
IV.2.1.1.2 Validation du modèle de capteur simplifié avec les données de l'installation de rafraîchissement solaire (RAFSOL) 102
IV.2.1.1.3 Synthèse sur le modèle simplifié de capteur 102
IV.2.1.2 Validation du modèle détaillé de capteur double vitrage 103

IV.2.1.2.1 Validation du modèle détaillé avec les données extraites du banc d'essais ... 103
IV.2.1.2.2 Validation du modèle détaillé de capteur avec les données de l'installation de rafraîchissement solaire ... 104
IV.2.2 Validation du modèle de ballon de stockage ... 105
IV.2.2.1 Ballon de stockage chaud ... 106
IV.2.2.2 Ballon de stockage froid ... 107
IV.2.2.3 Synthèse sur le modèle de ballon ... 109
IV.2.3 Validation des modèles de machine à absorption ... 109
IV.2.3.1 Validation du modèle simplifié de machine à absorption ... 109
IV.2.3.2 Validation du modèle détaillé de machine à absorption ... 112
IV.2.4 Validation du modèle de tour de refroidissement ... 114
IV.3 Assemblage des différents modèles ... 115
IV.3.1 Assemblage des modèles simplifiés sous l'environnement SPARK ... 115
IV.3.2 Assemblage des modèles détaillés sous SPARK ... 120
IV.3.3 Assemblage des modèles sous EnergyPlus ... 123
IV.4 Synthèse ... 128
V - Analyse thermodynamique et étude de sensibilité paramétrique de la machine et de l'installation ... 130
V.1 Introduction ... 131
V.2 Analyse thermodynamique et étude de sensibilité paramétrique de la machine à absorption ... 132
V.2.1 Bilan exergétique du cycle à absorption ... 132
V.2.2 Analyse thermodynamique et étude de sensibilité de la machine ... 134
V.2.3 Analyse exergétique par composant ... 140
V.2.4 Détermination des régimes de température optimisés ... 143
V.3 Analyse thermodynamique expérimentale et numérique, et étude de sensibilité paramétrique de l'installation ... 146
V.3.1 Définition du rendement exergétique et de l'exergie totale détruite par l'installation 147
V.3.1.1 Calcul du rendement exergétique de l'installation ... 147
V.3.1.2 Calcul de l'exergie totale détruite de l'installation ... 149
V.3.2 Analyse thermodynamique des résultats expérimentaux de la deuxième et de la troisième saison ... 150
V.3.3 Etude de sensibilité paramétrique et analyse des résultats de simulations ... 153
V.3.3.1 Description de la méthodologie et analyse des résultats ... 153

V.3.4 Détermination du régime de fonctionnement optimal pour les deux journées étudiées 158

V.3.5 Conclusions 159

Conclusion Générale 162

Bibliographie 168

Liste des figures 174

Liste des tableaux 179

Annexes 182

Annexe 1 : Présentation des résultats expérimentaux des trois saisons 183

Annexe 2 : Validation des propriétés thermodynamiques de l'eau pure et de la solution par comparaison avec des équations d'états de références des propriétés thermodynamiques 184

1°) Comparaison des variables thermodynamiques de l'eau pure à la saturation avec celles tirées des équations d'états de établies par Hyland et Wexler [Hyland, 1983]. 184

2°) Comparaison des variables thermodynamiques de la solution eau / bromure de lithium déterminée par le modèle avec celles tirées des équations d'états établies par DiGuilio et al. [DiGuilio, 1990]. 185

3°) Comparaison des variables thermodynamiques de la vapeur d'eau surchauffée déterminée par le modèle avec celles tirées des équations d'états établies par DiGuilio et al. [DiGuilio, 1990]. 187

4°) Elaboration des diagrammes de la solution et de l'eau pure 188

Annexe 3 : Mesures des caractéristiques internes à la machine et confrontation modèle / mesures 190

Nomenclature

a_1	Coefficient de déperdition thermique par conduction du capteur solaire	[$W.m^{-2}.K$]
a_2	Coefficient de déperdition thermique par convection du capteur solaire	[$W.m^{-2}.K^{-2}$]
	Flux exergétique	[W]
B	Exergie	[Wh]
b	Exergie spécifique	[J/kg]
C/Cp	Chaleur massique	[$J.kg^{-1}.K^{-1}$]
COP	Coefficient de performance	[-]
D	Diamètre	[m]
e	Epaisseur	[m]
g	Verre	
G	Ensoleillement global	[$W.m^{-2}$]
Gr	Nombre de Grashoff	[-]
h	Enthalpie spécifique	[$J.kg^{-1}$]
HR	Humidité relative	[%]
	Débit massique	[$kg.s^{-1}$]
M	Masse	[kg
n	Noeud	
Nu	Nombre de Nusselt	[-]
Nut	Nombre d'unité de transfert	[-]
p	Pompe de circulation	
Pb	Basse pression	[Pa]
Ph	Haute pression	[Pa]
Pr	Nombre de Prandtl	[-]
/ P	Puissance thermique	[W]
Q	Energie thermique	[Wh]
Re	Nombre de Reynolds	
S	Surface	[m²]
s	Entropie	[$J.kg^{-1}.K^{-1}$]
T_0	Température de référence	[K]
Tb	Température source froide	[K]
Te	Température d'entrée	[K]

Th	Température source chaude	[K]
Tm	Température source ambiante	[K]
Ts	Température de sortie	[K]
u	Vitesse	[$m.s^{-1}$]
U	Coefficient d'échange global	[$W.m^{-2}.K$]
V	Volume	[m3]
	Puissance électrique	[W]
W	Energie électrique	[Wh]
Xr	Concentration massique de la solution riche en fluide frigorigène	[%]
Xp	Concentration massique de la solution pauvre en fluide frigorigène	[%]

Caractères Grecs

α	Absorptivité	[-]
β	Angle d'inclinaison des capteurs	[°]
ΔB	Exergie détruite	[W]
Φ	Flux de chaleur	[W]
Φf	Puissance frigorifique	[W]
ε	Efficacité	[-]
η	Rendement ou efficacité	[-]
η_0	Facteur de conversion optique	[-]
λ	Conductivité thermique	[$W.m^{-1}.K^{-1}$]
μ	Viscosité dynamique	[$kg.s^{-1}.m^{-1}$]
ρ	Masse volumique	[$kg.m^{-3}$]
σ_0	Constante Stephan-Boltzmann	[$W/m^{-2}.K^{-4}$]
τ	Transmitivité	[-]
υ	Viscosité cinématique	[$m^2.s^{-1}$]
ω	Teneur en eau	[kg_{eau}/kg_{as}]

Indices

a	Air
amb	Ambiante
abs	Absorbeur
bc	Ballon de stockage chaud
bf	Ballon de stockage Froid
capt	Capteur/Capté
cond	Condenseur
cv	Convectif
dés	Désorbée
dist	Distribution
ech	Echangeur
élec	Electrique
evap	Evaporateur
ex	Exergétique
ext	Extérieur
f	Fluide
gen	Générateur
glo	Global
iso	Isolant
prod	Production
r	Radiatif
ref	Refroidissement
sat	Saturé
sol	Solaire ou solution
th	Thermique
tour	Tour de refroidissement
v	Ventilateur ou vapeur
vcv	Ventilo-convecteur

Introduction Générale

Depuis le début du siècle dernier, la température moyenne à la surface de la Terre a augmenté d'environ 0,6°C selon le Groupe d'experts Intergouvernemental sur l'Evolution du Climat. Cette température pourrait augmenter de 1,4 à 4,5°C d'ici 2100 [GIEC, 2001]. Les signes de ce réchauffement climatique sont de plus en plus nombreux et se manifestent par la fonte des glaciers, l'élévation du niveau de la mer et les vagues de chaleur extrêmes en été, constatées dans de nombreux pays.

Bien qu'il existe des éléments naturels qui ont pu contribuer à ce réchauffement, les changements climatiques observés au cours des 50 dernières années sont probablement dus aux activités humaines [GIEC, 2001]. Après avoir réalisé la gravité de la situation, la communauté mondiale a décidé de prendre des initiatives pour ralentir le processus. Un de ces efforts est le protocole de Kyoto, un traité international sur le réchauffement climatique qui est entré en vigueur à compter du 16 février 2005. Ce protocole est un accord juridique en vertu duquel les pays industrialisés doivent réduire leurs émissions de gaz à effet de serre, calculées sur une moyenne établie sur cinq ans de 2008 à 2012, de 5 % par rapport à l'année 1990. Les principaux objectifs vont de la réduction de 8 % pour l'Union européenne, à 7 % pour les États-Unis et 6 % pour le Japon.

Les installations de chauffage et de climatisation font partie des domaines les plus concernés pour atteindre ces objectifs. En effet, depuis une quinzaine d'années, les exigences des occupants de bâtiments tertiaires ou d'habitations ont sensiblement changé. On observe une demande de confort de plus en plus rigoureuse en particulier en période estivale. Cette augmentation des besoins de climatisation induit un accroissement important de la consommation d'électricité car les technologies classiques (à compression mécanique de vapeur) mises en œuvre sont très énergivores.

Avec des moyens de production d'électricité limités en puissance et fonctionnant en partie avec des énergies fossiles importées, le contexte énergétique de l'île de La Réunion est particulier. Pourtant en 2008, plus de 36 % de la production électrique de l'île provient des énergies renouvelables (bagasse 10,3 %, hydraulique 24,8 %, éolien et photovoltaïque 1 %). Pour développer cette politique des énergies renouvelables, le conseil Régional, le conseil Général et les collectivités, soutenus par le ministère de l'Ecologie, lancent un programme ambitieux dénommé GERRI (Grenelle Environnement à la Réunion - Réussir l'Innovation). Ce programme a pour objectif principal de parvenir au développement durable intégral et à l'autonomie énergétique complète en 2030 [GERRI, 2010]. Le secteur du bâtiment, fort consommateur en énergie [Lucas, 2009], est au cœur de cette démarche, aussi bien dans les départements d'outre-mer, en France métropolitaine que sur le plan international.

Dans ce contexte énergétique difficile, les systèmes de rafraîchissement solaire font partie des alternatives intéressantes aux systèmes de climatisation classiques, dans la mesure où l'énergie primaire est principalement consommée sous forme de chaleur et provenant du soleil, donc gratuite. L'autre grand intérêt de ces procédés est que le besoin en rafraîchissement coïncide la plupart du temps avec la disponibilité du rayonnement solaire.

La recherche se focalise aujourd'hui sur l'étude des procédés de rafraîchissement solaire et plus particulièrement sur les systèmes à faibles puissances frigorifiques. L'objectif de ce type d'installation est d'élargir le marché des systèmes de rafraîchissement solaire au résidentiel, ce qui représente un enjeu environnemental important. Toutefois, ces procédés ne sont pas encore rentables économiquement du fait de leur coût d'investissement, de fonctionnement mais aussi de

maintenance. Cet aspect économique reste un frein majeur à leur développement. En effet, les systèmes de climatisation classiques sont bon marché et leurs coefficients de performance électrique sont équivalents voire supérieurs à ceux des procédés de rafraîchissement solaire.

La stratégie de développement de ces systèmes réside dans l'optimisation des performances globales des installations. C'est dans ce cadre que le travail présenté dans ce manuscrit prend place. Pour cela, nous allons aborder l'étude de ces systèmes de deux manières :

- L'approche expérimentale [Pérez de Vinaspre, 2004; Gommed, 2007; Pongtornkulpanich, 2008] : l'objectif étant de pouvoir s'appuyer sur des installations pilotes pour acquérir une expérience concrète, nécessaire à la compréhension et au développement de cette technologie. A terme, les données expérimentales extraites de ces installations permettront de récolter un certain nombre d'éléments nécessaires à la compréhension et au développement de ces procédés mais aussi à la vérification de la pertinence et de la justesse des modèles numériques.

- La seconde approche que l'on peut envisager est une approche purement fondamentale avec l'élaboration de modèles numériques [Bourdoukan, 2008a; Kohlenbach, 2008a; Marc, 2008b] permettant de prédire le comportement de l'installation dans son ensemble. L'objectif est d'estimer la production frigorifique, la consommation électrique et les performances de l'installation en fonction des sollicitations extérieures (rayonnement solaire, température extérieure…) mais aussi d'étudier le couplage de cette installation au bâtiment à rafraîchir en prenant en compte les charges internes et externes. Ces modèles numériques décrits sous plusieurs niveaux de finesse, doivent être validés par les données expérimentales avant d'être utilisés, soit comme outils de pré-dimensionnement pour les modèles à descriptions simplifiés, soit comme outil d'optimisation et d'analyse pour les modèles détaillés.

A l'échelle nationale, notre travail s'inscrit dans le cadre du programme d'optimisation de procédés de rafraîchissement solaire [Lucas, 2008] de l'Agence Nationale de la Recherche (ANR). Ce programme a été créé pour à la fois proposer une réflexion fondamentale, avec l'élaboration d'outils de simulation et de dimensionnement, et pour réaliser plusieurs installations pilotes de différentes puissances.

C'est dans ce sens que notre laboratoire de Physique et Ingénierie Mathématique pour l'Energie et l'environnemeNT (PIMENT) s'est proposé de mettre en place une plateforme expérimentale d'une puissance frigorifique de 30 kWf sur le site de l'Institut Universitaire Technologique de Saint Pierre à La Réunion.

A l'échelle internationale, nous participons aux travaux de la tâche 38 sur les procédés de rafraîchissement solaire de l'Agence Internationale de l'Energie [Henning, 2006] en proposant une étude fondamentale sur la modélisation des installations mais aussi une analyse des données expérimentales de notre installation grâce à une stratégie d'uniformisation des résultats développée dans cette tâche [Sparber, 2008].

Le travail présenté dans ce manuscrit fait suite à celui réalisé par Jean-Philippe Praene lors de son doctorat soutenu en 2007 [Praene, 2007]. Ce travail a été encadré par Franck Lucas qui a soutenu son Habilitation à Diriger des Recherches en partie sur ce sujet en 2009 [Lucas, 2009].

Le chapitre I dresse un état de l'art des différentes techniques de captation de l'énergie solaire et de production de froid [Balaras, 2007; Henning, 2007] en rappelant les principes de fonctionnement. Les installations de rafraîchissement solaire existantes sont ensuite présentées et une analyse du dimensionnement des différents composants est menée. Enfin, nous introduisons les deux projets de recherche auxquels nous avons pu participer.

Dans la première partie du chapitre II, nous présentons les deux outils expérimentaux mis en œuvre pour étudier le comportement des capteurs solaires uniquement et de l'installation complète. Les stratégies de régulation sont ensuite décrites ainsi qu'une analyse détaillée des résultats expérimentaux.

La modélisation des différents composants de l'installation est présentée dans le chapitre III. Nous avons choisi deux niveaux de finesse (simplifié et détaillé) pour décrire les modèles de capteurs solaires et de production de froid. Le modèle simplifié va nous permettre d'étudier les performances de l'installation avec comme objectif d'établir un outil d'aide au dimensionnement. Le modèle détaillé se concentre d'avantage sur l'optimisation des performances de l'installation, dans le but de réduire la consommation d'électricité et d'augmenter le coefficient de performance électrique global. A la fin de ce chapitre, les environnements de simulation (SPARK et EnergyPlus) sont introduits.

Le chapitre IV présente des éléments de validation expérimentale des modèles établis dans le chapitre III. Ces modèles sont validés composant par composant avant d'être couplés entre eux pour décrire l'installation complète. Une analyse des erreurs est ensuite menée.

De plus, une analyse thermodynamique de l'installation basée sur le premier et le second principes est présentée dans le chapitre V. La première partie de ce chapitre porte sur l'étude de la production de froid uniquement avec une analyse de sensibilité réalisée sur les températures des trois sources de chaleur. Dans la seconde partie, l'étude s'élargit à l'installation complète en proposant plusieurs configurations et en étudiant le comportement de six critères d'optimisation pour deux journées types de fonctionnement. Des régimes de températures sont proposés pour optimiser les performances de l'installation lors de ces deux journées.

Enfin, une conclusion générale expose le bilan du travail réalisé dans ce manuscrit et propose une analyse critique sur la technologie de rafraîchissement solaire à absorption en climat tropical. Les perspectives sont ensuite introduites.

Chapitre I - Etat de l'art des systèmes de rafraîchissement solaire

I.1 Introduction

Avant d'aborder la problématique du rafraîchissement des bâtiments, il semble important de clarifier cette notion par rapport à la notion de climatisation. Cette dernière suppose que le système installé assure des conditions strictes de confort dans le bâtiment en respectant une valeur de température de consigne fixe (certains systèmes permettent d'assurer aussi une consigne stricte sur l'humidité). Le rafraîchissement consiste à refroidir des locaux sans définir de valeur de température de consigne et en acceptant donc des dérives temporelles de la température intérieure du local. Différentes stratégies sont alors envisageables. La plus logique serait d'obtenir des conditions de confort satisfaisantes dans le local, en tenant compte de plusieurs paramètres en même temps, au travers d'un indice de confort. Cet indice permet d'intégrer l'influence de la température sèche de l'air, de l'humidité, de la vitesse d'air, de la température radiante, de la vêture, etc. qui sont des moyens d'ajustement du confort ne nécessitant pas forcément une dépense d'énergie pour être contrôlés. Plusieurs travaux ont été réalisés à La Réunion sur ce sujet [Garde, 1999; Bastide, 2006; Garde, 2007].

Une autre solution consiste à assurer un écart de température fixe entre l'intérieur et l'extérieur, généralement égal à 5°C. La norme allemande DIN 1946 propose un écart variable suivant les conditions extérieures. Il faut cependant noter une incompatibilité entre cette norme et le décret français n°2007-363 du 19 mars 2007, Art. R. 131-29, interdisant le fonctionnement des climatiseurs lorsque la température des locaux est inférieure ou égale à 26°C. Ce décret n'est encore qu'une recommandation dont la non-application n'est pas poursuivie par la loi. Le but est simplement de pousser les utilisateurs à modérer leur utilisation de ce type d'équipement.

Maintenant que la notion de rafraîchissement est définie, nous allons aborder l'état de l'art des techniques de rafraîchissement utilisant l'énergie solaire. D'abord, les principales technologies de capteurs solaires sont présentées. Dans une seconde partie, nous nous intéressons à la production de froid solaire proprement dite, en étudiant les différents systèmes. Ensuite, nous présentons les installations de rafraîchissement solaire existantes et une analyse sur le dimensionnement est menée. Enfin, nous passons en revue les deux projets de recherche nationaux et internationaux liés au rafraîchissement solaire, auxquels nous avons pu participer.

I.2 Etat de l'art des capteurs solaires appliqués aux techniques de rafraîchissement solaire

Il existe deux grandes catégories de capteurs solaires trouvant leur application dans les systèmes de rafraîchissement solaire : les capteurs photovoltaïques et les capteurs solaires thermiques.

I.2.1 Les capteurs solaires photovoltaïques

Les capteurs solaires (ou cellules) photovoltaïques (PV) sont capables de convertir directement le rayonnement solaire en énergie électrique. Les particules de lumière viennent heurter les électrons du matériau semi-conducteur de la photopile et lui transmettent leur énergie (figure I-1). Le matériau semi-conducteur généralement utilisé est le silicium traité qui assure la fonction d'une diode et donc oriente la circulation de tous les électrons dans le même sens faisant apparaître une tension à ses bornes en présence de lumière.

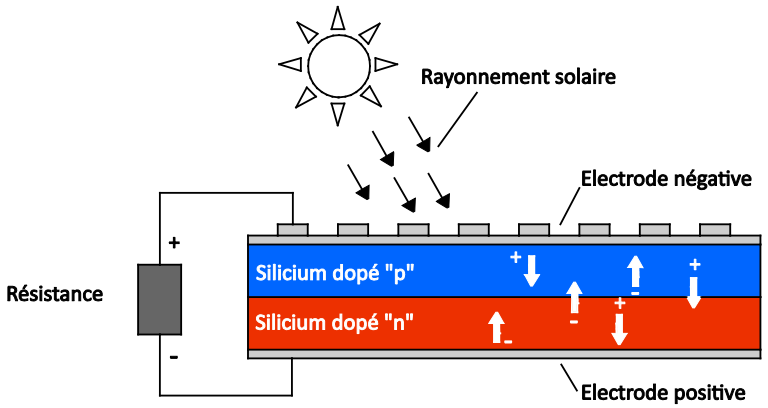

Figure I-1 : Schéma de principe d'une photopile

Ces capteurs solaires PV peuvent être couplés à des systèmes de production de froid utilisant l'énergie électrique comme les systèmes à compression mécanique de vapeur [Richard, 1982; Enibe, 1997; Badescu, 1998; Cherif, 2002].

I.2.2 Les capteurs solaires thermiques

Les capteurs solaires thermiques transforment le rayonnement solaire incident en énergie calorifique par l'intermédiaire d'un fluide caloporteur (eau, air...).

Il faut distinguer quatre catégories : les capteurs à air, plan, sous vide et à concentration.

I.2.2.1 Les capteurs solaires à air

Ces capteurs sont constitués généralement d'un caisson isolé recouvert d'une vitre. L'air froid s'engouffrant dans la partie basse du capteur est réchauffé pour aller directement dans la pièce à chauffer. Ils peuvent aussi être fixés sur un des murs extérieurs du bâtiment à traiter (figure I-2 : mur Trombe).

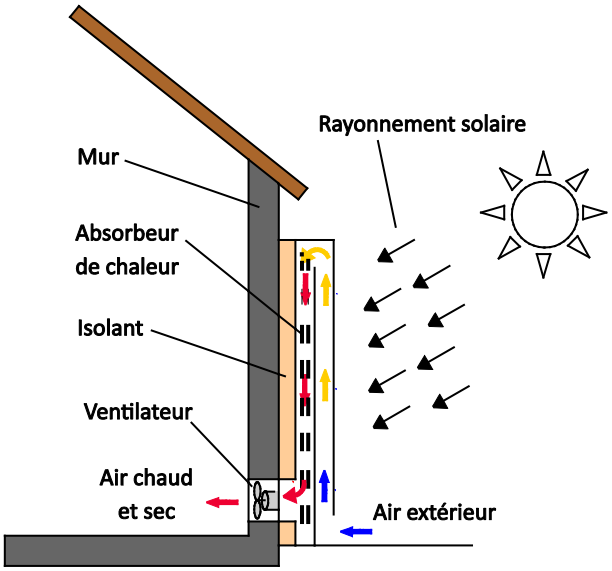

Figure I-2 : Schéma de principe d'un capteur à air fixé à un mur (mur Trombe)

Dans certains cas, ces systèmes permettent également une modification de l'humidité de l'air à l'intérieur d'un bâtiment en fonction des sollicitations extérieures [Chen, 2006]. L'application la plus répandue concerne le séchage thermique de produits agro-alimentaires (herbes, fruits...) [Janjai, 2005]. En rafraîchissement solaire, ils sont principalement associés aux systèmes à dessiccation.

I.2.2.2 Les capteurs plans vitrés et non vitrés

Il faut distinguer les capteurs plans vitrés et non vitrés. Les capteurs plans non vitrés sont constitués de tubes généralement en plastique noir résistant aux ultraviolets dans lesquels circule de l'eau. Ils trouvent leur application à basse température (30°C) pour chauffer l'eau des piscines.

Le capteur plan vitré est le plus répandu. Il est utilisé pour des applications nécessitant des températures moyennes allant de 30°C pour les capteurs à simple vitrage à 90°C pour les capteurs plans à double vitrage. La figure I-3 présente le schéma de principe d'un capteur plan vitré. L'absorbeur va capter l'énergie solaire et la transmettre au fluide caloporteur par l'intermédiaire des tubes fixés sur sa face inférieure. Le capteur est isolé à l'arrière et sur les côtés pour limiter ses pertes thermiques. Le verre est un matériau quasi-opaque à l'infrarouge et transparent au rayonnement solaire. Ainsi, tout flux solaire traversant le vitrage se retrouve piégé, l'absorbeur émettant dans l'infrarouge. Notons que le vitrage est fixé hermétiquement d'une part pour limiter la circulation d'air entre l'absorbeur et sa face inférieur mais aussi pour éviter tout dépôt d'impureté sur l'absorbeur ou tout problème d'humidité à l'intérieur du capteur.

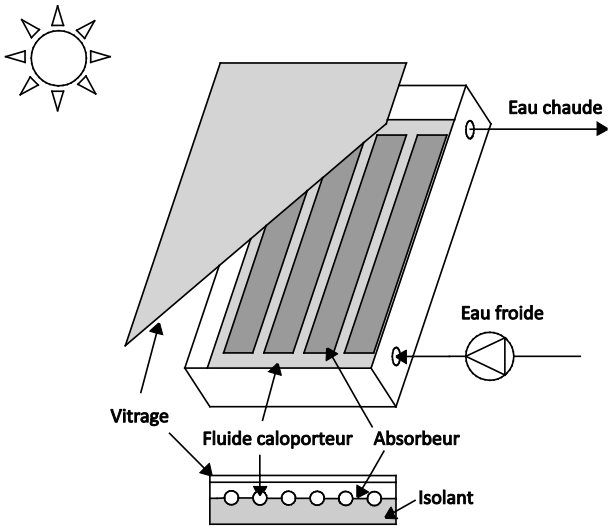

Figure I-3 : Schéma de principe d'un capteur plan vitré

L'application la plus répandue concerne la production d'eau chaude sanitaire, mais cette technologie peut aussi être utilisée pour chauffer des bâtiments. En rafraîchissement solaire, ces capteurs sont associés à la fois aux cycles fermés à sorption et aux cycles ouverts à dessiccation.

I.2.2.3 Les capteurs sous vide

On distingue les capteurs sous vide à caloduc et à circulation directe. Les tubes sous vide à caloduc utilisent un mécanisme d'évaporation et de condensation du fluide pour l'échange de chaleur. Le fluide caloporteur chargé de récupérer la chaleur ne circule pas directement dans les tubes. Il est chauffé par un fluide secondaire qui s'évapore sous l'influence du rayonnement solaire, et se condense au contact de l'échangeur de chaleur.

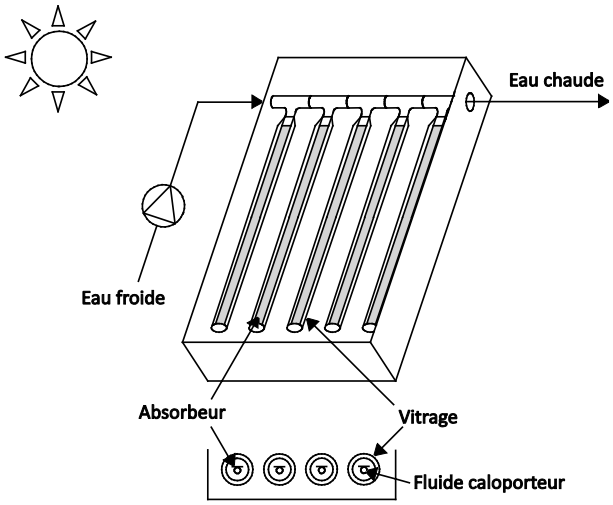

Figure I-4 : Schéma de principe d'un capteur sous vide

A la différence des tubes à caloduc, dans un capteur sous vide à circulation directe, le fluide caloporteur circule dans le tube sous vide, sous l'absorbeur (figure I-4).

Notons que le principal inconvénient de cette technologie est qu'elle repose sur une parfaite étanchéité à l'intérieur de l'enceinte ce qui justifie son surcoût du mètre carré par rapport à un capteur plan. Cette technologie est utilisée pour des gammes de température élevée allant de 100 à 150°C. En rafraîchissement solaire, on trouve ce type de capteur associé aux cycles ouverts et fermés, mais aussi en fonctionnement mixe avec l'ajout en parallèle ou série de capteurs plans [TECSOL, 2010].

I.2.2.4 Les capteurs à concentration ou parabolique

Pour atteindre des températures élevées (supérieures à 150°C), il est nécessaire de concentrer les rayons solaires par des jeux appropriés d'éléments réfléchissants (miroirs) ou de lentilles (figure I-5).

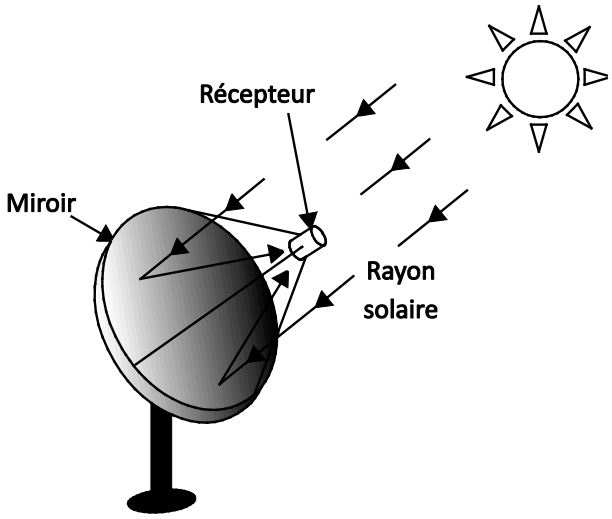

Figure I-5 : Schéma de principe d'un capteur à concentration

Le flux solaire reçu par le capteur est d'abord réfléchi sur les miroirs du concentrateur, puis il traverse généralement un vitrage destiné à isoler thermiquement le foyer où il est absorbé par une surface appropriée. La réflexion, la transmission à travers le vitrage, et l'absorption se traduisent par des pertes optiques, caractérisées globalement par une efficacité. Dans les capteurs à concentration élevée, seule la composante directe du rayonnement solaire peut être dirigée vers le foyer, la composante diffuse ne pouvant être concentrée.

La contrainte principale, outre le coût des dispositifs plus élevé que celui des capteurs plans, réside dans la nécessité d'installer un système de poursuite destiné à suivre le soleil dans sa course.

En rafraîchissement solaire, cette technologie est associée aux cycles à absorption à double ou triple effets nécessitant des températures supérieures à 130°C.

I.3 Les différentes technologies de rafraîchissement solaire

Un certain nombre de publications font état des différentes technologies pour produire du froid à partir de l'énergie solaire [Praene, 2007; Kim, 2008; Bourdoukan, 2008b; Lucas, 2009; Martins, 2010]. Les auteurs s'accordent en général pour identifier trois types d'installations différentes. Le premier type consiste à faire fonctionner une machine frigorifique à compression mécanique de vapeur à

partir de l'électricité produite par des panneaux solaires photovoltaïques. Le second fonctionne suivant un cycle ouvert traitant directement l'air du local à refroidir. Enfin, le dernier est basé sur les cycles thermodynamiques fermés utilisant un fluide frigorigène et capables de produire du froid à partir d'un apport de chaleur.

I.3.1 Les systèmes de rafraîchissement solaires électriques

Il existe un grand nombre de procédés qui permettent de produire du froid à partir de l'énergie électrique [Lucas, 2009]. Lorsque cette énergie électrique est produite par un champ de panneaux photovoltaïques (PV), ce dispositif peut être qualifié de système de rafraîchissement solaire. Compte tenu du rendement assez faible des panneaux PV, il paraît important que le système de production de froid ait un coefficient de performance élevé. C'est pourquoi le système le plus souvent envisagé fait appel à des cycles thermodynamiques dithermes à compression mécanique de vapeur. D'autres dispositifs sont envisageables, tels que les cycles de Stirling, l'effet Peltier, le refroidissement thermo acoustique ou magnétique. Mais avec des efficacités de l'ordre de 3, les cycles à compression de vapeur sont les plus performants à l'heure actuelle.

- **Le principe de fonctionnement**

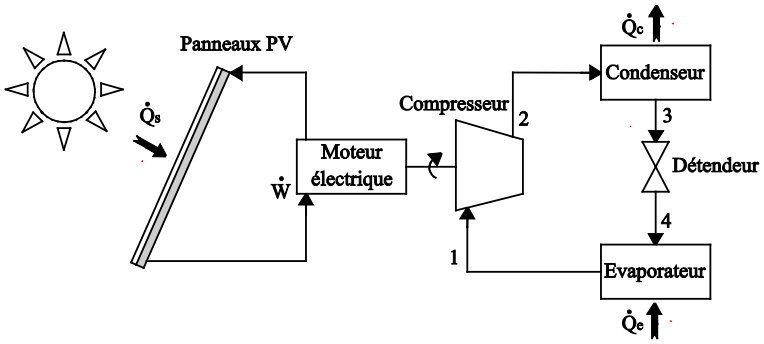

Figure I-6 : Schéma de principe d'une machine à compression de vapeur couplé à des panneaux PV

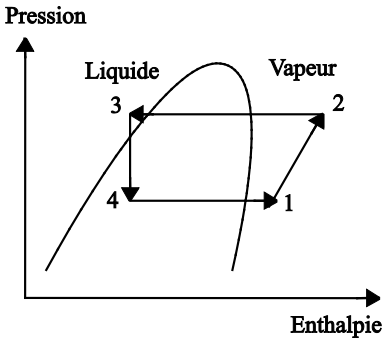

Figure I-7 : Cycle thermodynamique à compression de vapeur

Les figures I-6 et I-7 présentent le schéma de principe du couplage des panneaux PV à une machine frigorifique classique à compression de vapeur et le cycle thermodynamique correspondant. Sur la figure I-6, on constate que le champ de panneaux PV sert à alimenter en électricité le moteur électrique du compresseur de la machine frigorifique à compression de vapeur. Ce compresseur est chargé de comprimer une vapeur issue de l'évaporateur (1) à une pression et une température élevées. Cette vapeur arrive dans le condenseur (2) et cède de la chaleur à la source chaude (l'environnement extérieur) en se condensant. A la sortie du condenseur, le fluide frigorigène est à l'état liquide à haute pression puis il subit ensuite une détente isenthalpique qui fait chuter sa pression et sa température et se transforme en mélange de liquide et de vapeur (3). Il entre ensuite dans l'évaporateur à une température plus faible que la source froide (le milieu à rafraîchir) où il s'évapore en captant la chaleur de cette source. A la sortie de l'évaporateur (1) le fluide frigorigène est de nouveau à l'état vapeur avant d'être aspiré par le compresseur pour un nouveau cycle.

- **Les particularités de ce système**

Même si le rendement des capteurs PV a beaucoup augmenté ces dernières années, les meilleurs rendements affichés par les constructeurs sont de l'ordre de 15 % dans des conditions d'ensoleillement favorables (midi solaire par temps clair). Mais les évaluations, in situ des installations, indiquent que les rendements moyens sont plutôt de l'ordre de 10,3 % [Fanney, 2001].

Les performances de ces machines frigorifiques à compression sont généralement qualifiées par le ratio d'efficacité énergétique (EER : Energy efficiency ratio) qui évalue le rapport entre l'énergie frigorifique produite par le système sur l'énergie électrique consommée et ceci dans des conditions d'opérations bien définies. Les valeurs obtenues sont assez variables suivant la technologie de compresseur mais on peut estimer que la valeur maximale est de 3,57 pour un système avec compresseur à vis et refroidissement sur boucle d'eau et de 2,52 avec refroidissement à air [EECCAC, 2002]. Le système de conversion d'énergie solaire en énergie frigorifique a donc une efficacité comprise entre 25 et 32 % en incluant le rendement de l'onduleur.

Précisons que cette valeur instantanée correspond à un fonctionnement du système sans stockage avec une production de froid dite au « fil du soleil ». Dans un objectif de climatisation de bâtiments, il faut soit prévoir un stockage d'énergie, soit prévoir un dispositif d'appoint d'énergie. Pour ce dernier cas, comme l'objectif est d'entraîner une machine à compression de vapeur, l'énergie d'appoint, la plus commode, est l'énergie électrique prélevée sur le réseau.

I.3.2 Les systèmes de rafraîchissement solaire à cycle ouvert à dessiccation

Les procédés de rafraîchissement solaire par dessiccation sont des systèmes ouverts basés sur le refroidissement et la déshumidification de l'air des locaux à traiter. L'eau est utilisée comme seul « réfrigérant » ainsi aucune machine électrique à compression n'est nécessaire.

- **Le principe de fonctionnement**

La figure I-8 présente un schéma de principe d'une installation à dessiccant solide et son diagramme psychrométrique associé. Sur le schéma de principe, on peut noter qu'un système à dessiccation est composé de deux cycles bien distincts à savoir le cycle de traitement de l'air neuf (1 - 6) et le cycle de régénération du déshydratant (7 - 12).

Dans le cycle de traitement de l'air neuf, l'air extérieur chaud et humide (1) pénètre à travers le déshumidificateur où il est chauffé et déshumidifié. Il ressort avec une température supérieure et une humidité absolue et relative inférieure (2). Il entre ensuite dans un échangeur où il est rafraichi à humidité absolue constante. Il ressort avec une température plus basse (3) avant de subir une humidification entrainant son refroidissement et une augmentation de son humidité absolue et relative (4). En effet, en s'évaporant l'eau prélève la chaleur latente de vaporisation et produit un refroidissement de l'air. Cet air peut être éventuellement chauffé à travers un échangeur alimenté par de l'eau chaude produite par le champ de capteurs solaires thermiques avant d'être injecté dans le bâtiment à rafraichir (6). On note que la déshumidification est obtenue par adsorption de la vapeur d'eau contenue dans l'air par un matériau solide ou liquide. Ce phénomène qui met en jeu la vapeur d'eau s'appelle la dessiccation. Elle peut se faire par absorption (le matériau déshydratant est

liquide) sur un lit dessiccant liquide. Mais le plus souvent, elle s'opère par adsorption (le matériau déshydratant est solide) avec une roue ou un échangeur dessiccant.

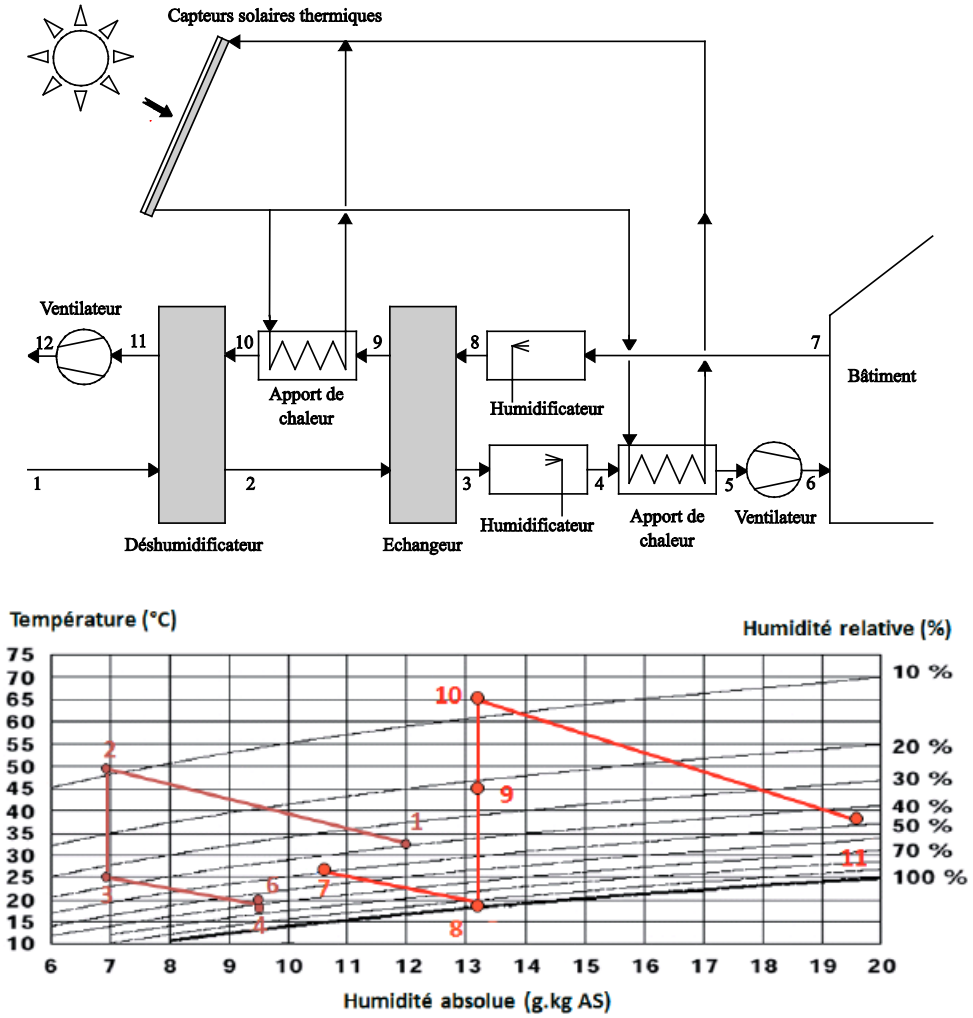

Figure I-8 : Schéma de principe d'une installation à dessiccant solide et son diagramme psychrométrique associé

Dans le cycle de régénération du déshydratant, l'air repris dans le bâtiment (7) est humidifié pratiquement jusqu'à sa saturation ce qui entraîne son refroidissement (8). Il est ensuite préchauffé par l'air neuf dans l'échangeur (9) avant d'être chauffé dans un second échangeur alimenté par de l'eau chaude produite par le champ de capteurs solaires thermiques. Il ressort à une température élevée (10) avant de rentrer dans le déshumidificateur où il se refroidit en se chargeant en humidité (11). Cette étape permet de régénérer le déshydratant. Enfin l'air est expulsé à l'extérieur (12).

- **Les particularités de ce système**

Le procédé dessiccant apporte une solution alternative en utilisant un fluide totalement neutre, l'eau, mais dans un cycle particulier. Un autre avantage important est que ces systèmes assurent une double fonction : le rafraîchissement et le renouvellement d'air hygiénique. Pour les autres systèmes à cycle fermé, parallèlement au refroidissement, il faut, pour des raisons sanitaires, assurer dans le

local un apport d'air neuf pris à l'extérieur constituant une charge calorifique sensible et latente souvent très importante, que le système de rafraîchissement doit évacuer.

L'apport de chaleur solaire est utilisé pour régénérer le matériau dessiccant ou pour chauffer l'air soufflé. La température de la source chaude nécessaire pour la régénération des matériaux dessiccants et le fonctionnement du système est de l'ordre de 45 à 95°C. Le COP nominal de ces systèmes varie entre 0,5 et des valeurs supérieures à 1.

Les systèmes ouverts constituent actuellement une part relativement faible des installations existantes (de l'ordre de 10 à 15%). Il est clair que, compte tenu du mode de fonctionnement basé sur le refroidissement évaporatif, ces installations sont plutôt destinées aux climats chauds et secs même si certaines études ont été faites en climat humide. L'installation peut en effet fonctionner suivant plusieurs cycles (Cycle Dunkle, Cycle Huan, configuration pour climat chauds, etc.) en fonction des charges internes du bâtiment et des conditions climatiques [Bourdoukan, 2008b].

I.3.3 Les systèmes de rafraîchissement solaire à cycle fermé à sorption

Les systèmes de rafraîchissement solaire à sorption sont des cycles fermés capables de produire de froid (de l'eau glacée), utilisé ensuite pour le refroidissement ou la déshumidification de l'air dans un bâtiment. Dans ces systèmes, la compression mécanique est remplacée par une compression thermique. Les systèmes existants sur le marché et adaptés au solaire sont les machines à absorption (sorption du réfrigérant dans un liquide absorbant) et les machines à adsorption (sorption du réfrigérant dans un solide adsorbant). Si les systèmes à absorption peuvent fonctionner en continu car les réactifs sont des fluides, les systèmes à adsorption sont alternatifs car l'adsorbant à besoin d'être régénéré lorsqu'il est saturé.

I.3.3.1 Les cycles fermés à adsorption physique

L'adsorption physique repose sur la structure microporeuse de certains matériaux solides capables de retenir des substances liquides grâce aux forces de Van Der Waals. Les corps utilisés sont généralement les zéolites, les silicagels ou les charbons actifs. L'intérêt est que le processus d'adsorption peut être inversé. En chauffant le solide, il est possible de libérer le liquide pour pouvoir réaliser un cycle thermodynamique. Le matériau adsorbant étant solide, le fonctionnement des machines à adsorption est cyclique mais non continu (figure I-9 à gauche). Pour obtenir une production de froid quasi-continue, il est nécessaire d'utiliser deux absorbeurs opérant dans les mêmes conditions mais de manière alternée. En utilisant plusieurs absorbeurs, il est possible de modifier le cycle de base pour améliorer la performance : ce sont les cycles à régénération de chaleur ou à double effet (figure I-9 à droite).

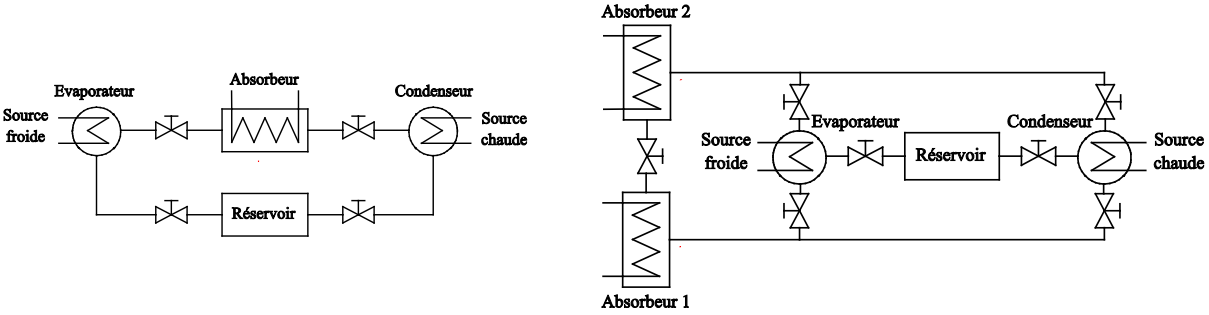

Figure I-9 : Cycle à adsorption discontinu (à gauche) et quasi-continu (à droite)

De nombreux travaux font état de développements d'installation de réfrigération solaire à adsorption [Boubakri, 1992a; Lemmini, 1992a; Boubakri, 1992b; Lemmini, 1992b; Buchter, 2003; Hildbrand, 2004]. L'utilisation d'une source solaire pour le rafraîchissement des bâtiments à l'aide de procédés à adsorption est assez récente et fait l'objet de nombreuses applications. Elle suppose des machines de puissances plus faibles qui ne sont pas disponibles commercialement.

Cette technologie a l'avantage de fonctionner avec des températures de source chaude relativement faibles, inférieures à 70°C, avec des rendements pouvant atteindre 0,5 [Balaras, 2007]. Cependant, elle nécessite une surface de capteurs plus grande pour une puissance frigorifique donnée. La surface spécifique pour les installations à adsorption est de 3,5 m²/kWf alors que pour l'absorption elle n'est que de 2,8 m²/kWf [Henning, 2007]. Les machines sont, elles aussi, plus volumineuses à cause de la faible conductivité et de la trop faible porosité des absorbants.

I.3.3.2 Les procédés thermochimiques fermés ou à « réaction chimique »

Les procédés thermochimiques sont basés sur l'attraction chimique entre un solide réactif et le réfrigérant, réagissant pour produire un nouveau composé chimique. Cette réaction chimique engendre des échanges d'électrons, des réarrangements atomiques et établit de nouvelles liaisons. Elle a l'avantage d'être monovariante (pour une température de réaction, la pression est fixée) et met en jeux des énergies plus importantes que l'adsorption physique. Les réactifs les plus souvent utilisés sont des chlorures métalliques tels que le chlorure de calcium (CaCl2), de magnésium (MgCl2) et de baryum (BaCl2). Le réfrigérant associé aux chlorures de métal est le plus souvent l'ammoniac (NH3). Certaines recherches s'orientent maintenant vers l'utilisation d'un composite poreux consolidé de solide actif et de graphite naturel expansé [Mauran, 2008]. D'autres études montrent qu'il est possible d'exploiter plusieurs types de réactifs dans des réacteurs différents mais au cours d'un même cycle, afin d'augmenter le COP [Istria, 1996; Sorin, 2002]. Compte tenu des performances des cycles à réaction solide/gaz par rapport à l'adsorption physique ou à l'absorption, des tentatives ont été faites pour combiner les avantages de ces différents procédés dans des installations hybrides avec des cycles en cascades [Stitou, 2000]. Castaing-Lasvignottes propose une application du travail théorique de Meunier [Meunier, 1998] sur l'analogie avec les cycles de Carnot équivalents pour l'étude de la sorption chimique [Castaing-Lasvignottes, 1998].

Le couplage du procédé à réaction chimique avec l'énergie solaire semble une opportunité assez naturelle car l'intermittence du cycle thermodynamique peut être adaptée à celle de la source solaire. Ces techniques permettent d'obtenir des températures relativement basses, de l'ordre de -20°C et trouve donc des applications intéressantes pour la réfrigération et la congélation. Le

fonctionnement intermittent de la source de chaleur est alors compensé par l'utilisation de deux réacteurs en opposition de phase.

Les applications du procédé de réaction chimique au rafraîchissement sont rares. Le Laboratoire PROMES de Perpignan a développé une installation de rafraîchissement solaire appelée Climsol fonctionnant sur le principe d'une réaction entre le chlorure de baryum et l'ammoniac. Ce procédé, comme pour l'adsorption physique, et à l'inverse de l'absorption liquide/gaz, est par nature discontinu et instationnaire, de par la nature solide du matériau réactif (sel réactif) et de la cinétique réactionnelle. Il comprend ainsi deux phases distinctes (phases réactives) et deux phases intermédiaires transitoires (pressurisation et dépressurisation) : une phase de régénération suivie d'une phase de production de froid. La phase de régénération consiste à chauffer, le jour, le réacteur grâce à l'énergie solaire, ce qui permet la réaction de décomposition du réactif solide qui libère le gaz réfrigérant. Celui-ci va se condenser dans un condenseur à la température ambiante. Le chauffage du réacteur s'effectue grâce à l'énergie thermique solaire délivrée par les capteurs à une température de l'ordre de 50 à 70°C. Lorsqu'il y a surplus d'énergie solaire, celle-ci peut être stockée, dans un matériau à changement de phase, par exemple, pour être restituée ultérieurement en fonction des besoins (mise en température et pressurisation plus rapide des réacteurs le matin).

La phase de production de froid consiste à refroidir la nuit le réacteur afin qu'il réabsorbe chimiquement le gaz réfrigérant. Celui-ci s'évapore alors dans l'évaporateur produisant ainsi le froid. Le froid produit est stocké dans un matériau à changement de phase à 0°C pour être utilisé selon la demande en froid. Un des avantages de ces procédés réside dans leur capacité à produire du froid même sans la source motrice du procédé. Ainsi, un tel système peut répondre par exemple à la demande importante en froid, occasionnée par le déphasage thermique dû à l'inertie thermique des bâtiments. Le COP des systèmes thermochimiques varie de l'ordre 0,3 à 0,5 dans leurs versions de base [Stitou, 2004].

I.3.3.3 Les systèmes à absorption liquide

C'est en Ecosse, au début du 19ème siècle, que John Leslie s'intéressa au phénomène de production de froid par évaporation d'eau et fixation de la vapeur résultante par de l'acide sulfurique concentré. En 1859, le Français Ferdinand Carré breveta la première machine à absorption continue, utilisant le couple ammoniac (fluide frigorigène) - eau (absorbant). Ce couple est toujours utilisé aujourd'hui, notamment dans le but d'obtenir du froid négatif. Par la suite, a été mis au point aux Etats-Unis un autre couple frigorigène permettant d'obtenir du froid positif : le couple eau (fluide frigorigène)/bromure de lithium (absorbant). Ces machines furent presque immédiatement opérationnelles mais leur étude thermodynamique ne débuta qu'au début du 20ème siècle (en Allemagne, en Italie et en Suède notamment).

- **Le principe de fonctionnement**

De la même façon que les machines à compression de vapeur, les systèmes à absorption sont composés d'un condenseur, d'un détendeur et d'un évaporateur. Ces machines frigorifiques fonctionnent grâce à la faculté de certains liquides d'absorber et de désorber une vapeur [Castaing-Lasvignottes, 2001]. De plus, la solubilité de cette vapeur dans le liquide est fonction des paramètres pression/température. Le fluide de travail utilisé par une machine à absorption est donc un mélange

binaire, dont l'un des composants est beaucoup plus volatil que l'autre, et constitue le fluide frigorigène. L'autre composant, moins volatil, fixe cette vapeur et est appelé absorbant. Précisons que les couples principalement utilisés formant le mélange binaire sont l'ammoniac-eau (l'ammoniac étant le fluide frigorigène) et l'eau-bromure de lithium (l'eau étant le fluide frigorigène).

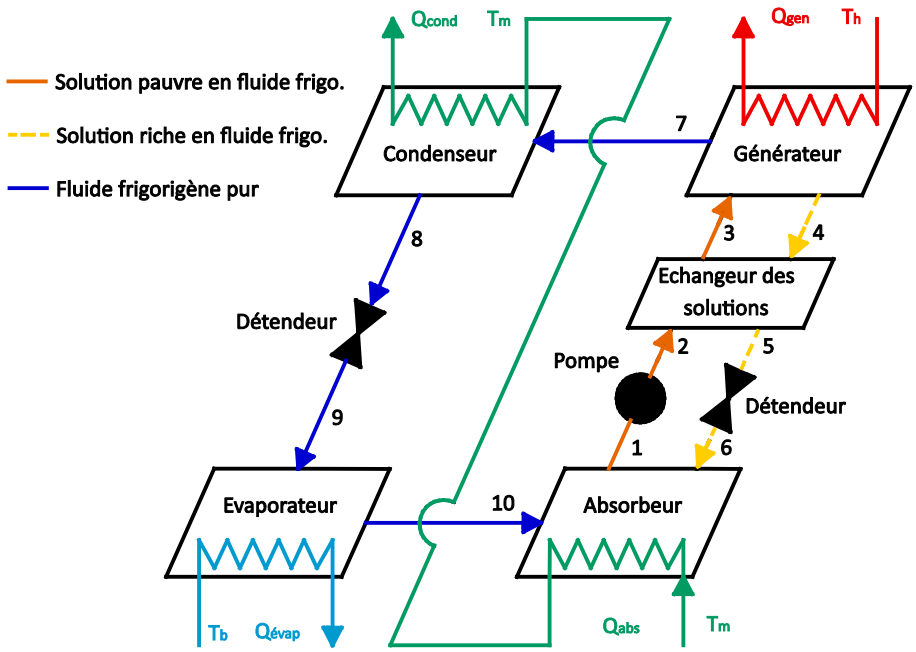

Figure I-10 : Schéma de principe d'une machine frigorifique à absorption liquide

Les systèmes frigorifiques à absorption sont des machines trithermes (à trois sources de chaleur), qui utilisent trois niveaux de températures T_b, T_m et T_h vérifiant $T_b < T_m < T_h$, ce qui leur permet de produire du froid uniquement à partir d'un apport de chaleur (Q_{gen} à la température T_h) et sans échange de travail avec l'extérieur :

- $T_h = T_{gen}$: la température du générateur ou désorbeur,
- $T_b = T_{évap}$: la température de l'évaporateur,
- $T_m = T_{cond} = T_{abs}$: la température du condenseur (T_c), de l'absorbeur (T_{abs}) et de l'environnement (T_m).

Analysons sur la figure I-10 le cycle composant par composant :

- Le générateur ou désorbeur : la solution riche en eau (3), qui constitue ici notre fluide frigorigène, reçoit la quantité de chaleur Q_{gen} à une température T_h. Cela provoque la vaporisation d'une partie du fluide frigorigène dissous dans la solution : c'est le phénomène de désorption. En sortie de générateur, il y a séparation ; d'un côté on obtient de la vapeur d'eau (7), de l'autre une solution pauvre en eau (4).

- Le condenseur : c'est la température T_m du fluide caloporteur alimentant le condenseur qui fixe la température de condensation et donc la pression au sein du couple générateur/condenseur. Pour qu'il y ait condensation du fluide frigorigène, cela implique le rejet de la chaleur de condensation Q_{cond} à la température T_m.

- L'évaporateur : à la sortie du condenseur (8), le fluide frigorigène subit un laminage (9) au travers d'un détendeur, puis s'évapore en prenant la chaleur $Q_{évap}$ au fluide à refroidir. La température d'évaporation ainsi que la pression de l'ensemble évaporateur/absorbeur est fixée par la température de la source froide, T_b.

- L'absorbeur : la vapeur issue de l'évaporateur (10) y rencontre la solution pauvre en fluide frigorigène en provenance du générateur (6). Celle-ci se dissout dans la solution, provoquant ainsi l'enrichissement (en fluide frigorigène) de la solution : c'est le phénomène d'absorption. La chaleur Q_{abs} émanant de cette transformation exothermique est évacuée par un fluide caloporteur à la température T_m. En sortie d'absorbeur (1), on a donc une solution enrichie en fluide frigorigène. Le rôle de l'absorbeur est prépondérant, ses performances d'absorption conditionnant l'efficacité de la machine à absorption [Deng, 1998; Xie, 2008]. Signalons que, dans cet exemple, le refroidissement de l'absorbeur et du condenseur est réalisé en série.

Notons la présence d'une pompe qui est chargée de transporter la solution pauvre en fluide frigorigène de l'absorbeur vers le générateur. En effet, la différence de pression, avec d'un côté l'ensemble générateur/condenseur (représentant la haute pression) et de l'autre le couple évaporateur/absorbeur (représentant la basse pression), entraine la mise en place de ce composant. De plus, cette différence de pression nécessite la présence de deux détendeurs sur les circuits frigorigène (8-9) et solution pauvre (5-6). Enfin, on peut aussi remarquer qu'un échangeur de chaleur est placé entre la solution riche sortant à T_m de l'absorbeur et la solution pauvre sortant du générateur à T_h. Grâce à cet échangeur, on préchauffe ainsi la solution riche avant son entrée dans le générateur ; cela permet aussi de sous-refroidir la solution pauvre avant détente.

Précisons qu'une des spécificités du mélange Eau-Bromure de Lithium est qu'il ne peut pas produire du froid négatif. En effet, le point triple de l'eau étant à 0°C, on ne pourra pas atteindre des températures négatives en utilisant l'eau comme fluide frigorigène. Par conséquent, ce couple binaire trouve des applications ayant trait à la climatisation. Enfin, des températures trop élevées peuvent induire des cas de cristallisation. En effet, une augmentation de la température entraînant une diminution de la solubilité du bromure de lithium dans l'eau, des cas de cristallisation peuvent alors survenir. Afin de ne pas provoquer un endommagement des pompes et une obstruction des tuyauteries, ce cas de figure est à éviter à tout prix. Le cycle de la solution peut être décrit sur le diagramme de Oldham relatif au couple H_2O-LiBr (figure I-11), qui représente les conditions de saturation P, T, x de la solution liquide.

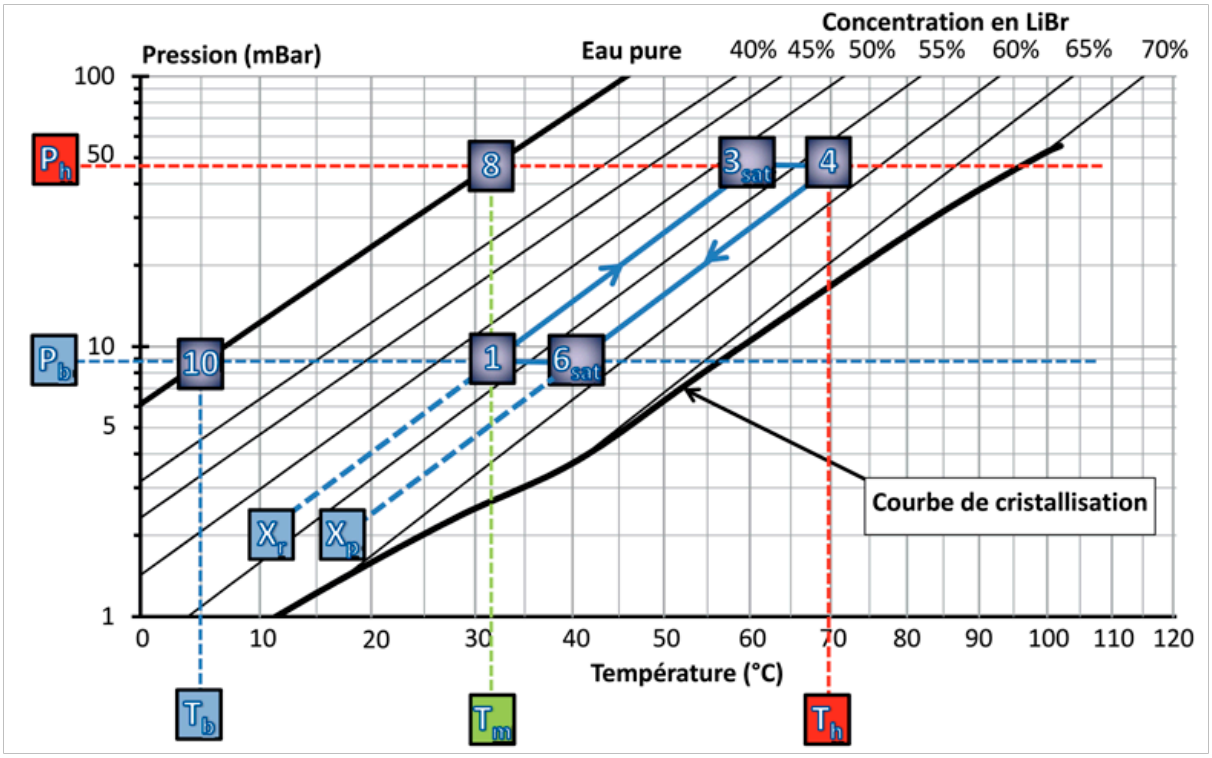

Figure I-11 : Représentation du cycle à absorption dans le diagramme d'Oldham

Le diagramme d'Oldham (figure I-11) est le plus souvent utilisé pour étudier le cycle à absorption. Il donne l'évolution de la concentration de la solution (en bromure de lithium) en fonction de la température en abscisse et de la pression en ordonnée. Dans ce diagramme, les iso-concentrations sont sensiblement des droites et la droite 0 % correspond à l'équilibre liquide vapeur de l'eau pure.

Les températures des sources T_m (source ambiante) et T_b (source froide) fixent respectivement les haute (P_h) et la basse (P_b) pressions. Ces deux pressions correspondent aux pressions de vapeur saturante de l'eau pure (droite 0 %) aux températures T_m (8) et T_b (10). La concentration de la solution riche en fluide frigorigène en sortie d'absorbeur correspond à l'intersection de l'isotherme T_m et de l'isobare P_b (1). De la même manière, la concentration de la solution pauvre, à la sortie du générateur, est donnée par l'intersection de l'isotherme T_h et de l'isobare P_h (4).

L'absorbeur reçoit la solution pauvre venant du générateur (6) après que celle-ci ait été détendue à travers le détendeur (5-6). Cette détente entraîne une chute de température due à une évaporation partielle de la solution. Par conséquent l'absorbeur reçoit un mélange de solution liquide et de vapeur (6) dont il n'est pas possible, à l'aide du diagramme d'Oldham de préciser ni la température, ni la masse relative des deux phases. A l'entrée de l'absorbeur, ce mélange est donc refroidi, à la fois par la vapeur froide arrivant de l'évaporateur, mais aussi, directement par le fluide caloporteur à la température T_m. Ce refroidissement entraîne une absorption de la vapeur produite par la détente, puis une absorption de la vapeur provenant de l'évaporateur. Le processus d'absorption commencera au point 6_{sat} (figure I-11) défini par l'intersection entre l'isobare P_b et l'iso-concentration de la solution pauvre (X_p).

De la même manière, le générateur reçoit la solution riche en fluide frigorigène issue de l'absorbeur après son passage à travers la pompe (I-2). Ce liquide sous-refroidi ne peut pas être représenté sur le

diagramme d'Oldham, où ne figurent que des états d'équilibre liquide/vapeur. Si la compression est supposée isotherme, la concentration et la température du point 2 sont identiques au point 1. A son entrée dans le générateur, le liquide est tout d'abord réchauffé jusqu'à la température T_{3sat}, donnée par l'intersection de l'isobare P_h et de l'iso-concentration de la solution riche (X_r). La phase de désorption commencera alors au point 3_{sat}.

- **Les particularités de ce système**

De nombreuses pistes de recherche ont été étudiées pour améliorer le COP des cycles à absorption. Il existe ainsi des cycles dérivés, plus complexes, permettant d'obtenir de meilleurs COP en augmentant la différence de pression entre l'évaporateur et le condenseur par des « étages » de compression supplémentaires. Ainsi, le cycle à double effet, comportant deux absorbeurs et deux générateurs permet d'obtenir des COP, en théorie, proches de 1,4. En pratique, du fait des pompes supplémentaires et des irréversibilités des transferts thermiques, la valeur du COP est de l'ordre de 1. Avec une machine à triple effet, le COP peut atteindre 1,3. L'inconvénient de ces cycles à double ou triple effet est qu'ils nécessitent des sources chaudes à des températures plus élevées. Ils sont donc difficilement utilisables pour le rafraîchissement solaire de bâtiments avec des capteurs solaires à eau. Le système GAX (Generator/Absorber/heat eXchanger) est une évolution du cycle simple effet mais l'absorbeur et le générateur sont reliés en partie par un échangeur de chaleur. Ce dispositif permet des rendements de l'ordre de l'unité et a été testé pour des applications de rafraîchissement solaire par Garimella [Garimella, 1996]. Des travaux ont été aussi menés pour tester de nouveaux couples de travail, tels que des mélanges binaires d'alcanes légers (C3 à C8) [Chekir, 2006], mais les COP obtenus ne dépassent pas les valeurs correspondant au couple Eau-Bromure de Lithium.

Le niveau de température de la source chaude est un paramètre important pour l'exploitation des cycles thermodynamiques en rafraîchissement solaire. Il est évident que l'augmentation du COP suppose généralement une augmentation de la température de la source chaude. Ainsi, dans les machines à double effet, il est nécessaire d'avoir une température de source chaude de l'ordre de 150°C alors que pour une installation simple effet, une température de 80°C est suffisante. C'est pourquoi, les cycles à double et triple effet ne sont envisagés qu'avec des combustibles fossiles ou avec des technologies de capteurs à concentration puisque son régime de température est d'environ 165°C/180°C.

Nous allons maintenant présenter et étudier les principales caractéristiques des installations de rafraîchissement solaire à sorption et à dessiccation existantes.

I.4 Etat de l'art des installations existantes de rafraîchissement solaire à sorption et dessiccation

Nous avons dénombré à ce jour 122 installations de rafraîchissement solaire utilisant des systèmes à absorption, à adsorption et à dessiccation pour une Puissance Frigorifique Totale Installée (PFTI) de 14,3 MWf [TECSOL, 2010]. La plupart de ces installations se trouvent en Europe soit 91 % (ou 85 % de la PFTI). La majorité des installations se situent en Allemagne 25 % (ou 21 % de la PFTI), en Espagne 21 % (ou 21 % de la PFTI), en France 12 % (6 % de la PFTI), en Autiche 11 % (4 % de la PFTI). Notons que l'Italie possède seulement 11 % du nombre total d'installations mais 19 % de la PFTI.

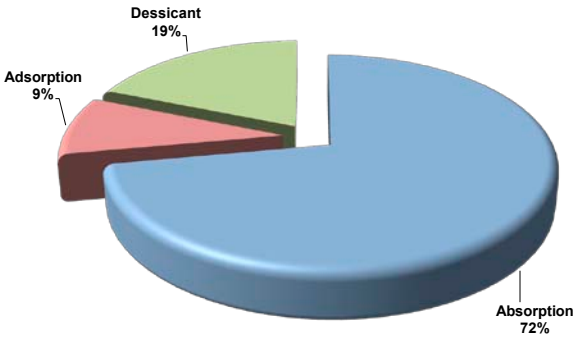

Figure I-12 : Répartition du nombre d'installations par technologie

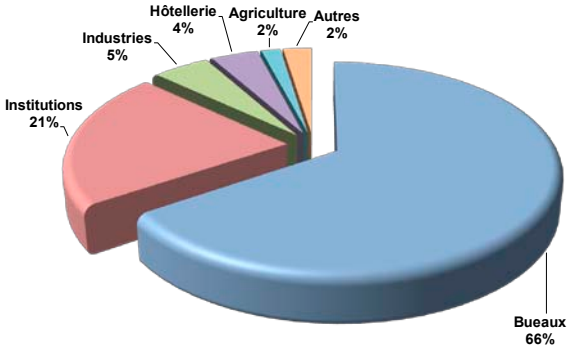

Figure I-13 : Répartition du nombre d'installations par type de bâtiment

La figure I-12 présente une répartition du nombre d'installations par technologie. Des trois technologies de rafraîchissement solaire présentes sur le marché, les systèmes à absorption sont les plus répandus avec 72 % des installations (ou 71 % de la PFTI). Viennent ensuite les machines à adsorption 9 % (ou 10 % de la PFTI) et à dessiccation 19 % (ou 19 % de la PFTI).

Les systèmes de rafraîchissement solaire sont majoritairement utilisés pour le rafraîchissement de bureaux (66 %), mais aussi de centres institutionnels (16 %), des industries (5 %) et des hôtels (4 %) (figure I-13). Le pourcentage d'installations restantes se répartissant dans le secteur agricole, dans les bibliothèques et dans les halls d'exposition.

32 % des installations à absorption ont une puissance frigorifique comprise entre 20 et 50kW (figure I-14 à gauche), nous trouvons ensuite des installations de tailles plus importantes, 21 % ont des puissances comprises entre 100 et 150 kW et 15 % sont des installations de plus de 200 kW. La technologie de capteur la plus répandue pour les systèmes à absorption est le capteur plan qui représente 49 % de la surface totale (soit 12450m² pour 25410m² au total) soit en moyenne 3,77 m²/kWf. Les capteurs sous vide représentent 44 % de la surface installée (ou 2,74 m²/kWf) et les 5 % restant sont partagés entre les capteurs à concentration (1,59 m²/kWf), et les couplages entre des capteurs à air/capteurs plans (3,46 m²/kWf) et capteurs plans/ capteurs sous vide (2,92 m²/kWf; environ 50 % capteur plan et 50 % capteur sous vide) (figure I-14 à droite).

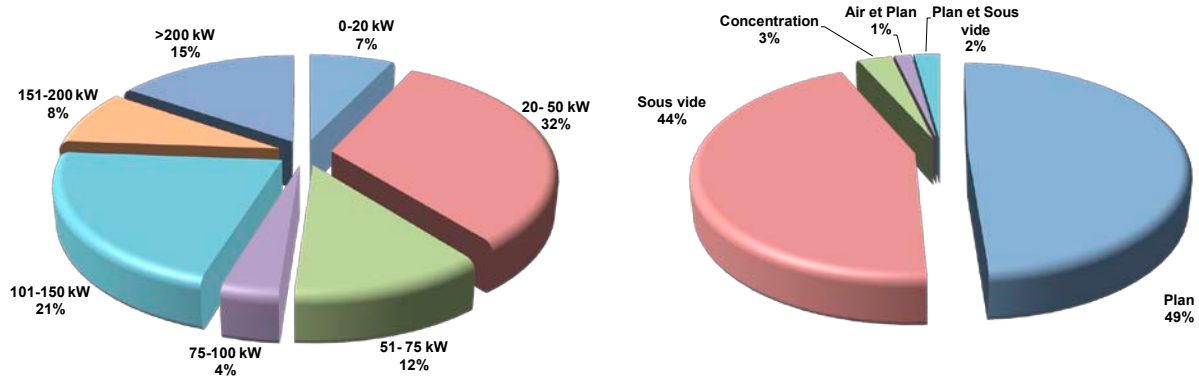

Figure I-14 : Répartition de la puissance installée (à gauche) et des surfaces de capteurs installées par technologie de capteur (à droite) pour les machines à absorption

La moitié des installations de machines à adsorption ont une puissance frigorifique comprise entre 50 et 75 kW (figure I-15 à gauche), 33 % ont des puissances supérieures à 200 kW et enfin 17 % entre 100 et 150 kW. Plus des trois quarts des capteurs installés pour les systèmes à adsorption sont des capteurs plans (figure I-15 à droite) ce qui représente 3,24 m²/kWf. Suivent ensuite le couplage capteur à air/capteur plan qui représente 20 % de la surface totale installée (ou 3,12 m²/kWf) et les capteurs sous vide 3 % (ou 1,93 m²/kWf).

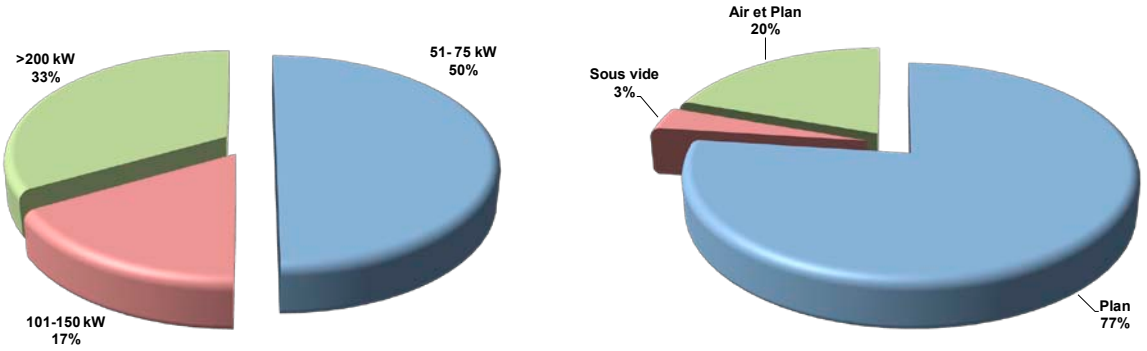

Figure I-15 : Répartition de la puissance installée (à gauche) et des surfaces de capteurs installées par technologie de capteur (à droite) pour les machines à adsorption

37 % des installations à dessiccation ont une puissance frigorifique comprise entre 20 et 50 kW (figure I-16 à gauche), 21 % entre 50 et 75 kW et 21 % sont de petites installations (entre 0 et 20 kW). La grande majorité des puissances installées en dessiccation sont inférieures à 75 kW. Les capteurs plans représentent près de la moitié de la surface installée (ou 1,81 m²/kWf) pour les systèmes à dessiccation (figure I-16 à droite), suivent ensuite les capteurs sous vide 31 % ou (ou 1,25 m²/kWf), les capteurs à air 19 % (ou 1,91 m²/kWf) et le couplage air/plan représente seulement 2 % (ou 1,67 m²/kWf).

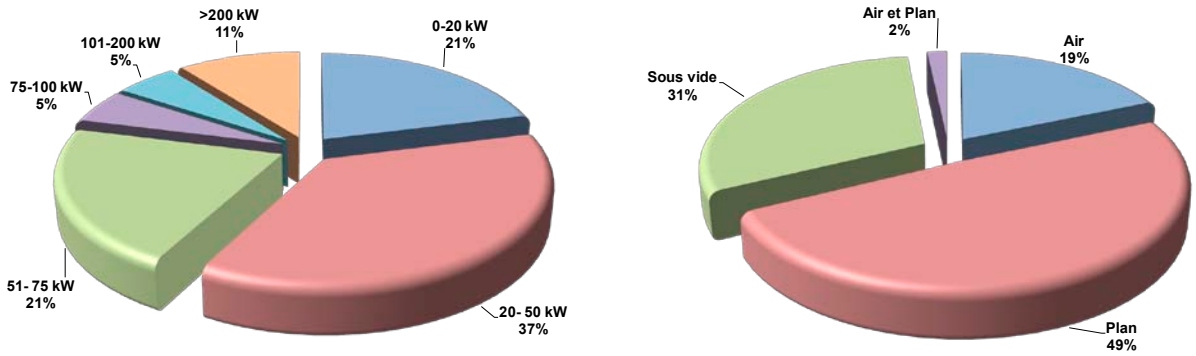

Figure I-16 : Répartition de la puissance installée (à gauche) et des surfaces de capteurs installées par technologie de capteur (à droite) pour les machines à dessiccation

Enfin sur les installations étudiées, 45 % des systèmes ont des appoints chaud et froid, 27 % seulement un appoint chaud, 22 % un appoint froid uniquement et 6 % des installations ne possédant pas d'appoint. En moyenne le volume de stockage pour le ballon chaud est de 139 l/kWf et de 29 l/kWf pour le ballon froid.

Les machines à absorption ont donc une gamme de puissance installée assez large et une répartition équilibrée entre les capteurs plans et sous vide. Les systèmes à adsorption ont des puissances assez élevées et une grande majorité des capteurs installés sont des capteurs plans. Enfin, les installations à dessiccation ont des puissances plutôt faibles et sont associées à 50 % à des capteurs plan et seulement un tiers utilise des capteurs sous vide.

I.5 Les projets de recherche liés au rafraîchissement solaire

I.5.1 Implication dans le programme ORASOL

I.5.1.1 Présentation du projet ORASOL

Sur le plan national, le projet d'Optimisation des procédés de RAfraîchissment SOLaire (ORASOL) porté par L'Agence National de Recherche (ANR) a pour objectif d'améliorer la connaissance sur les performances des systèmes de rafraîchissement solaire couplé au bâtiment [Lucas, 2008]. Ce projet regroupe six laboratoires de recherche (le LaTEP à Pau, le LIMSI à Orsay, le LOCIE et le CEA à Chambéry, PROMES à Perpignan et PIMENT à La Réunion) et deux industriels CIAT et TECSOL.

A terme, l'objectif de ce projet est de mettre à la disposition des maîtres d'œuvre, des outils d'aide à la décision, leur permettant de proposer aux maîtres d'ouvrage une installation dont les performances et le dimensionnement soient optimisés. A l'échéance de ce programme d'une durée de trois ans, il est prévu de réaliser :

- une étude d'optimisation des procédés thermodynamiques,
- des outils de dimensionnement utilisables en phase étude de faisabilité,
- des outils d'optimisation de dimensionnement d'installations.

Trois différents procédés sont étudiés : la dessiccation, la thermochimie et l'absorption, à travers quatre pôles de recherche, à savoir :

- Pôle 1 : analyse thermodynamique des procédés (analyse énergétique, exergétique et technologie des cycles ; étude des régimes transitoires),
- Pôle 2 : procédés par dessiccation (étude des composants ; étude du couplage système/bâtiment),
- Pôle 3 : procédés par absorption (étude de prototypes expérimentaux de faibles puissances ; études d'installations réelles de moyennes à fortes puissances),
- Pôle 4 : procédés thermochimiques (suivi expérimental du pilote thermochimique existant ; modélisation et validation du procédé thermochimique en régime instationnaire ; optimisation énergétique, thermodynamique et fonctionnelle ainsi que l'évaluation technico-économique du procédé).

Le pôle 1 a un rôle transversal de comparaison et d'analyse des trois procédés de production de froid solaire étudiés par les pôles 2, 3 et 4. Les pôles 2, 3 et 4 ont pour objectif de produire différents outils en s'appuyant sur les résultats de l'analyse du pôle 1 et sur des moyens mis en commun entre les autres partenaires. Cela concerne la diffusion de modèle de composants de systèmes de production de froid, de composants de contrôles ou des modèles d'installations complètes. D'autre part, certains partenaires, ne disposant pas d'installations expérimentales, bénéficieront malgré tout des résultats des manipulations de ceux qui en disposent.

Concrètement, les résultats attendus pour ce projet supposent la réalisation de différents outils d'aide à la décision tels que :

- des outils de simulation de composants, des systèmes ou d'installations complètes,
- des outils de dimensionnement d'installations,
- des outils de commande optimale de systèmes ou d'installations,
- des outils d'optimisation de dimensionnement.

I.5.1.2 Implication du laboratoire PIMENT

C'est dans le cadre du projet ORASOL que le laboratoire de Physique et Ingénierie Mathématique appliquées à l'Energie et à l'environnemeNT (PIMENT) s'est proposé de réaliser une installation de rafraîchissement solaire à absorption liquide sur le site de l'IUT de Saint Pierre à La Réunion (installation RAFSOL). Cette installation d'une puissance frigorifique de 30 kWf, est chargée de rafraîchir quatre salles d'enseignement du département génie civil de l'IUT pour une surface totale de 170 m².

Le deuxième axe sur lequel nous intervenons dans ce projet est la réalisation d'outils de simulations numériques permettant de prédire les performances d'une installation de rafraîchissement solaire en fonction des sollicitations extérieures. L'objectif étant de maîtriser et d'optimiser le confort heure par heure dans le bâtiment. Chaque composant (capteurs solaires, ballons de stockage, machine à absorption, tour de refroidissement,...) est donc modélisé et validé indépendamment avant d'être couplé dans le modèle général. Pour cela deux types d'outils sont réalisés :

- Un outil simplifié faisant intervenir des modèles de composant basés sur les courbes constructeurs. Cet outil permet de rendre compte des performances de l'installation à l'échelle d'une saison.
- Un outil détaillé basé sur une modélisation phénoménologique de chaque composant. Cet outil permet de déterminer les performances de l'installation à l'échelle de la journée dans le but d'optimiser son fonctionnement et d'étudier le couplage des différents composants.

A terme ces outils seront diffusés aux autres partenaires du projet.

I.5.2 Implication dans les travaux de le Tâche 38 de l'IEA

I.5.2.1 Présentation des travaux de la Tâche 38

Au niveau mondial, des travaux de recherche sur la thématique du rafraîchissement solaire sont réalisés par l'IEA (International Energy Agency). Ces travaux ont débuté en 1999 avec la mise en place de la Tâche 25 [Task 25, 1999] regroupant de nombreux chercheurs répartis dans onze pays. L'objectif de ce travail était d'améliorer les conditions de commercialisation pour les systèmes de rafraîchissement assistés par énergie solaire, afin de réduire la consommation d'énergie primaire et les pics de consommation d'électricité dus à la climatisation.

Cependant à l'issue des travaux de la tâche 25 en 2005, un certain nombre d'interrogations persistent. En juin 2006, le Comité Directeur de l'Accord de Coopération de l'Agence Internationale de l'Energie (AIE) "Chauffage et Rafraîchissement solaire" (Solar Heating & Cooling) a décidé de le prolonger par un nouveau programme : le projet n°38, intitulé "Systèmes solaires de conditionnement d'air et de réfrigération" [Task 38, 2006].

Le but est de mettre en œuvre des mesures pour accélérer l'introduction commerciale des systèmes de rafraîchissement solaire dans différents secteurs (résidentiel, tertiaire, industriel) et d'encourager de nouvelles activités de recherche pour le développement de systèmes et procédés innovants.

I.5.2.2 Implication dans la Tâche 38

Le laboratoire PIMENT participe aux travaux de la Tâche 38 au niveau de l'analyse expérimentale des données issue de notre installation en utilisant une stratégie d'uniformisation des résultats développée dans cette tache [Sparber, 2008]. Le Tableau I-1 présente quelques installations participant à ces travaux. De plus, nous participons à un exercice commun de simulation numérique proposé par cette Tâche. Le but est de comparer les résultats des différents outils de modélisation à travers des hypothèses communes. Le fichier d'entrée de l'exercice contient les conditions météorologiques du lieu considéré ainsi que les charges dans le bâtiment au pas de temps horaire. Les résultats de ce travail ont donné lieu à une publication commune à plusieurs laboratoires et piloté par Bongs [Bongs, 2010].

Désignation	Lieu	Technologie	Bâtiment	Capteurs solaires	Puissance frigorifique nominale
RAFSOL	La Réunion (France)	Absorption	Université	90 m² plans	30kW
DREAM	Palerme (Italie)	Dessiccant	Université	25 m² plans	24kW
CARTIF	Valadolid	Absorption	Bureaux	37,5 m² plans et	35kW

	(Espagne)			40 m² sous vide	
TOWN HALL	Gleisdorf (Autiche)	Absorption	Bureaux	134 m² plans	35kW
		Dessiccant			35kW
Cantine ISE	Freiburg (Allemagne)	Adsorption	Cantine	22m² plans	5,5 kW

Tableau I-1 : Récapitulatif de quelques installations participant aux travaux de la Tâche 38

I.6 Synthèse

Ce chapitre présente un état de l'art des capteurs solaires ainsi que des techniques de rafraîchissement solaire les plus courantes. Notre objectif était d'implanter un système de rafraîchissement solaire pour rafraîchir quatre salles d'enseignement de l'IUT de Saint Pierre pour une surface totale de 170 m². La phase étude menée en amont de ce travail [Rapport ADEME, 2007] a montré que la puissance à installer était d'environ 30 kWf. Dans ces conditions, les procédés à absorption apparaissent comme la solution la plus intéressante. En effet, comme nous l'avons vu, les systèmes à dessiccation ne sont pas applicables en climat chaud et humide, et les systèmes à adsorption physique et chimique les plus répandues ont des puissances assez élevées.

Aujourd'hui, la recherche se focalise sur l'étude des procédés de faibles puissances frigorifiques. Ces installations ont pour objectif d'élargir le marché des systèmes de rafraîchissement solaire au résidentiel, ce qui représente un enjeu environnemental important. Toutefois, l'aspect économique reste un frein majeur à leur développement. Le programme européen ROCOCO [ROCOCO, 2005] destiné à évaluer le coût des installations de rafraîchissement solaire en Europe rapporte des coûts variant entre 2745 et 5173 €/kWf pour l'absorption. Les valeurs varient entre 3457 et 4404 €/kWf pour les installations à dessiccation. L'étude et le développement de ces procédés passe donc par une phase d'optimisation des performances globales, en particulier les consommations électriques, mais aussi par la réduction des coûts d'investissement, de fonctionnement et de maintenance.

C'est pour toutes ces raisons que le laboratoire de Physique et Ingénierie Mathématique appliquées à l'Energie et à l'environnemeNT (PIMENT) s'est proposé de réaliser une installation de rafraîchissement solaire à absorption chargée de rafraîchir quatre salles d'enseignement de l'Institut Universitaire Technologique de Saint Pierre à La Réunion. La grande particularité de cette installation est qu'elle ne dispose pas d'appoint de chaleur, son fonctionnement dépend donc entièrement des sollicitations extérieures. Une étude expérimentale complète de cette installation est présentée dans le chapitre suivant.

Chapitre II - Etude expérimentale d'une installation de rafraîchissement solaire à absorption liquide couplée au bâtiment

II.1 Introduction

Le développement d'un procédé de rafraîchissement solaire en vue de son industrialisation passe par une étude expérimentale fine pour valider les solutions proposées dans la phase de recherche et améliorer sa conception et son fonctionnement [Pérez de Vinaspre, 2004; Eicker, 2008; Mateus, 2008; Bourdoukan, 2009; Tsoutsos, 2010; Zhai, 2010]. Pour cela, l'élaboration d'un prototype à échelle réelle est un passage essentiel car il permet d'étudier le comportement et l'interaction du procédé avec le milieu dans lequel il évolue. Outre l'approche purement expérimentale, une installation à échelle réelle est un outil important pour faciliter le développement de modèles numériques complexes. Ces modèles reposent sur un certain nombre de paramètres qu'il est souvent commode d'évaluer expérimentalement. Une seule installation expérimentale peut difficilement permettre de valider à la fois les modèles des composants et les modèles complexes couplés [Lucas, 2001]. Il est donc préférable de disposer d'installations différentes et de procéder à des validations par étape. C'est dans ce but que nous avons installé à la fois une plateforme expérimentale dédiée à l'étude des capteurs solaires thermiques et une installation de rafraîchissement solaire couplée au bâtiment. Nous proposons dans ce chapitre de présenter ces deux outils expérimentaux. Dans une seconde partie, une étude approfondie est menée sur l'installation de rafraîchissement solaire en ayant au préalable défini les principaux critères de performance. Cette étude est basée sur des données expérimentales extraites des trois saisons allant de la mise en service en Mars 2008 jusqu'à la fin de la troisième saison en Juin 2010.

II.2 Présentation du banc expérimental de capteurs solaires thermiques

Le capteur solaire thermique est un élément fondamental pour les installations de rafraîchissement solaire car il assure la conversion de l'énergie solaire en énergie thermique. En effet, on sait que le coefficient de performance thermique (COP_{th}) de la machine à absorption dépend en grande partie du niveau de température de la source chaude [Assilzadeh, 2005]. Entre des capteurs plans classiques et des capteurs sous vide, l'écart sur le coefficient de performance de l'installation peut être de 5 % [Garcia Casals, 2006].

L'étude des capteurs solaires est donc particulièrement intéressante afin de caractériser les performances énergétiques globales de l'installation. En préambule de la phase de modélisation du capteur solaire, notre laboratoire a mis en place un banc d'essais de capteurs lors de la thèse de J-P Praene [Praene, 2007]. Ce banc intégrait un capteur sous vide uniquement, et a été modifié pour y ajouter deux capteurs plans supplémentaires et identiques à ceux du champ de capteurs de l'installation de rafraîchissement solaire. De plus, l'instrumentation a été remplacée pour intégrer notamment les mêmes sondes de température que sur l'installation complète.

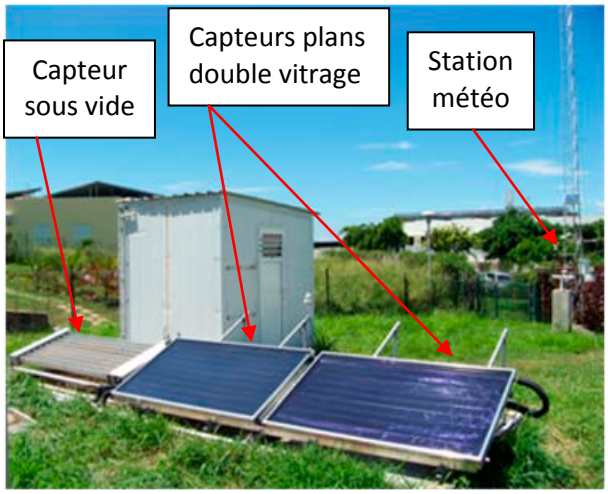

Figure II-17 : Plateforme expérimentale composée du banc d'essais de capteurs solaires thermiques (deux plans et un sous vide) et de la station météorologique

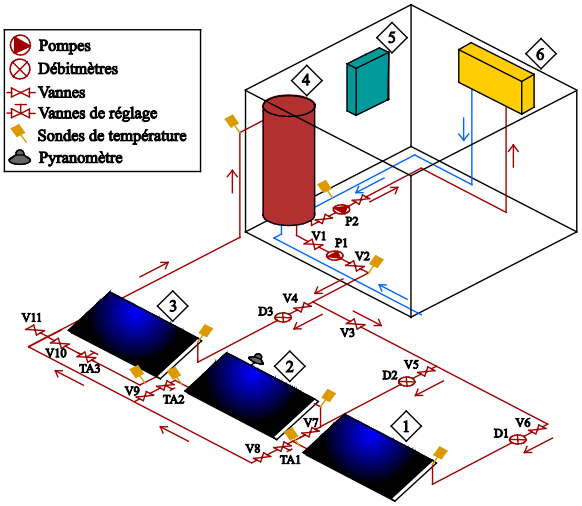

Figure II-18 : Schéma hydraulique du banc d'essais ; 1. & 2. Capteurs plans ; 3. Capteur sous vide ; 4. Ballon de stockage ; 5. Armoire de régulation ; 6. Ventilo-convecteur

La figure II-1 présente le banc d'essais avec les trois capteurs étudiés : deux capteurs plans double vitrage et un capteur sous vide. Sur cette même figure, on peut observer le mât de la station météorologique permettant de mesurer l'ensoleillement sur le plan horizontal, la température extérieure, la température du ciel et les différentes vitesses de vent à 2 mètres et à 10 mètres du sol. La figure II-2 présente le schéma hydraulique du banc expérimental. On y retrouve les trois capteurs solaires, un ballon de stockage de 300 L, un pyranomètre dans le plan des capteurs, deux pompes (primaire et secondaire), trois débitmètres (un pour chaque capteur), des vannes d'arrêt et de réglage, une armoire de régulation et un ventilo-convecteur chargé de refroidir le ballon lorsque sa température est trop élevée ($T > 100°C$). Les trois capteurs solaires peuvent fonctionner simultanément et en parallèle puisque chacun d'eux possède un débitmètre et des sondes de température à l'entrée et à la sortie. Les deux capteurs plans double vitrage (figure II-2 : 1 & 2) peuvent être aussi connectés en série. Enfin les capteurs sont inclinables de 10° à 25° par pas de 5°.

L'objectif de ce banc d'essais est de pouvoir tester différentes configurations (série et parallèle) et d'étudier les performances des capteurs en fonction des sollicitations extérieures. Il en ressort une solide base de données permettant de valider les différents modèles de capteurs (en régimes permanent et dynamique).

II.3 Présentation de l'installation RAFSOL et de la régulation

La grande particularité du projet RAFSOL est de mettre en œuvre une installation permettant de rafraîchir quatre salles d'enseignement sans aucun appoint de chaleur (chaud ou froid). L'objectif est d'étudier les performances d'un tel système sous un climat tropical sans assurer une température de consigne stricte mais en gérant l'éventuelle dérive de la température intérieure du bâtiment. Le confort dans les salles est assuré par des brasseurs d'air, lorsque le système n'arrive pas à fournir la puissance frigorifique nécessaire.

L'installation est implantée à Saint Pierre sur l'île de La Réunion dans l'hémisphère sud avec comme particularité d'être sous un climat tropical. La mise en service a eu lieu au début du mois de Mars 2008. La figure II-3 présente un schéma simplifié de notre installation avec ses principaux composants.

Figure II-19 : Schéma simplifié de l'installation RAFSOL

II.3.1 Le champ de capteurs solaires thermiques

Dans le but d'alimenter le ballon de stockage chaud puis le générateur de la machine à absorption, une surface de 90 m² de capteurs solaires thermiques (figure II-4) est installée en toiture. Ce sont des capteurs plans à double vitrage (identiques à ceux du banc d'essais), de marque Schüco inclinés de 15° par rapport à l'horizontale et orientés plein Nord. Précisons que le fluide caloporteur est de l'eau, aucun problème de gel n'étant envisageable à cet endroit de l'île. La pompe du circuit solaire se déclenche lorsque l'ensoleillement extérieur est supérieur à 250 W/m², avec une hystérésis de 50 W/m² (arrêt de la pompe à 200 W/m²).

Figure II-20 : Champ de capteurs solaires double vitrage de 90 m²

II.3.2 Le ballon de stockage chaud

Un ballon de stockage chaud (figure II-5) est placé entre les capteurs solaires et l'entrée du générateur de la machine à absorption. Ce ballon d'une capacité de 1500 litres sert de réservoir tampon ; permettant ainsi une continuité de fonctionnement de l'installation lorsqu'un passage nuageux survient. La vanne trois voies de régulation, placée à l'entrée du ballon, s'ouvre lorsque la température de sortie du champ de capteurs solaires est supérieure à 70°C et lorsque celle-ci est supérieure de plus de 5°C à la valeur de la température en partie basse du ballon chaud. L'hystérésis est de 2°C entre la température à la sortie du champ de capteurs et celle en bas du ballon de stockage chaud. Lorsque la température en haut du ballon atteint 80°C, la pompe du circuit générateur démarre : l'eau chaude du ballon vient chauffer la solution H_2O/LiBr contenue dans le générateur de la machine à absorption.

Figure II-21 : Ballon de stockage chaud et vanne 3 voies

II.3.3 La machine à absorption

La machine à absorption EAW LB30 (figure II-6 et II-7) est l'élément principal de notre installation. Dotée d'une puissance frigorifique nominale de 30 kW, elle a été spécialement conçue pour fonctionner avec des capteurs solaires thermiques. Cette machine relativement encombrante (L x l x h : 214 x 103 x 222 cm) est placée sur un socle béton dans un local technique, non loin des deux ballons de stockage (chaud et froid). Il s'agit d'une machine à absorption simple effet, utilisant le couple Bromure de Lithium/Eau ($LiBr/H_2O$), qui sont respectivement l'absorbant et le fluide frigorigène.

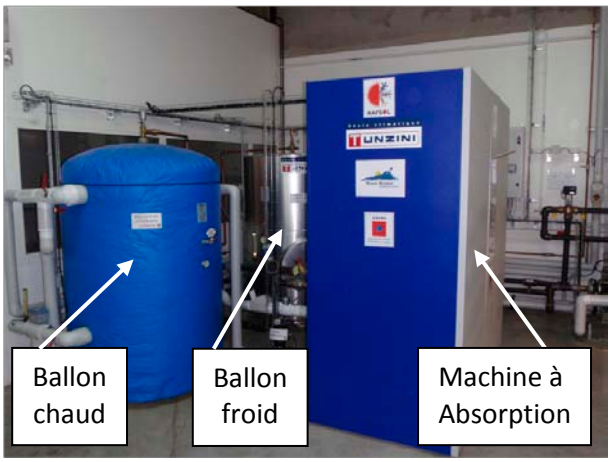

Figure II-22 : Implantation de la machine dans le local technique

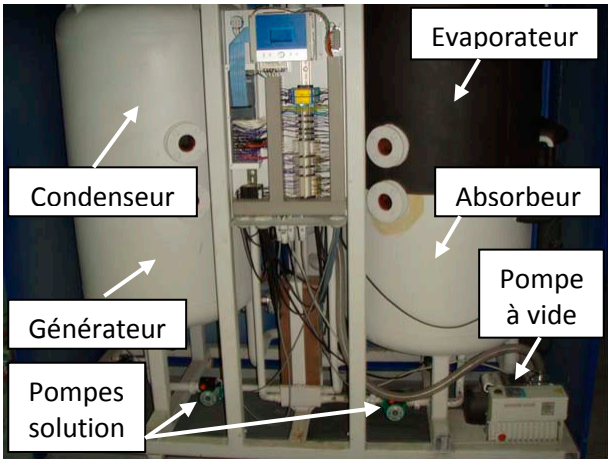

Figure II-23 : Vue intérieure de la machine

Une pompe à vide est installée sur la machine à absorption (figure II-7) et les cycles de tirage au vide sont effectués automatiquement une fois par semaine. En effet, de faibles niveaux de pression sont mis en jeu puisque le fluide frigorigène utilisé est l'eau pure.

A titre d'exemple, en fonctionnement, la basse pression (Pb) est comprise entre 15 et 25 mbar, alors que la haute pression (Ph) est comprise entre 50 et 65 mbar. Une bonne étanchéité est donc primordiale dans le but de maintenir un fonctionnement correct mais aussi de préserver la durée de vie de l'installation.

II.3.4 Le ballon de stockage froid

Le ballon de stockage froid (figure II-8) d'une capacité de 1000 litres, est placé entre la sortie de l'évaporateur de la machine à absorption et le circuit de distribution alimentant les treize ventilo-convecteurs situés dans les salles. Lorsque la machine à absorption se met en marche, il y a production de froid au niveau de l'évaporateur et donc abaissement de la température du ballon de stockage froid. Le démarrage de la pompe du circuit distribution alimentant les ventilo-convecteurs des salles d'enseignement a lieu lorsque la température en entrée de l'évaporateur est inférieure à 17°C. La distribution continue tant que cette température est inférieure à 20°C.

Figure II-24 : Ballon de stockage froid (1000L)

II.3.5 La tour de refroidissement

Il s'agit d'une tour de refroidissement ouverte (figure II-9) située sur le toit de l'IUT, à proximité du champ de capteurs solaires. Ce dispositif permet le refroidissement de l'eau circulant dans l'absorbeur puis dans le condenseur de la machine à absorption. Une partie de l'eau injectée en partie haute de la tour va se vaporiser, en augmentant l'humidité de l'air, injecté, lui, en partie basse. Il s'agit donc d'un échangeur direct air/eau à contre-courant. L'eau à refroidir étant directement en contact avec l'air ambiant, un traitement anti-légionellose a été mis en place. Enfin, l'évaporation d'une partie de l'eau (entraînant l'augmentation de la concentration des sels dissous et des impuretés) implique la mise en place d'un traitement antitartre et de cycles de déconcentration. Pour ces cycles de déconcentration, une sonde est installée sur le circuit de refroidissement à l'entrée de la machine afin de purger automatiquement l'eau du bac de la tour de refroidissement et de le remplir avec de l'eau propre lorsque le seuil de déconcentration atteint 70%.

Figure II-25 : Tour de refroidissement ouverte

II.3.6 La distribution dans les salles d'enseignement

La distribution du froid dans les quatre salles à rafraîchir est assurée par treize ventilo-convecteurs (figure II-10). Des vannes trois voies pilotées par un thermostat et une consigne sont installées afin d'adapter la distribution de froid aux charges du bâtiment. Lorsque l'installation est arrêtée, des brasseurs d'air d'appoint peuvent être activés afin d'assurer le confort thermique.

Figure II-26 : Salle d'enseignement avec ventilo-convecteur et brasseur d'air

II.3.7 Le bâtiment

Le bâtiment du département Génie Civil de l'IUT de Saint Pierre bénéficie depuis sa conception d'aménagements bioclimatiques permettant de limiter les charges internes et externes. Notamment, les protections solaires des façades exposées ont été renforcées par des brises soleil et par la verrière photovoltaïque du projet « IUT site pilote » (figure II-12). La zone rafraichie comporte quatre salles d'enseignement pour une surface totale de 170 m² (figure II-11 : Salle TD1 à 4). Ces locaux sont surmontés d'un comble fermé avec une isolation renforcée par endroits. A l'intérieur de ce comble

est installé un deuxième coffret électrique alimentant les ventilo-convecteurs des salles et les quatre vannes trois.

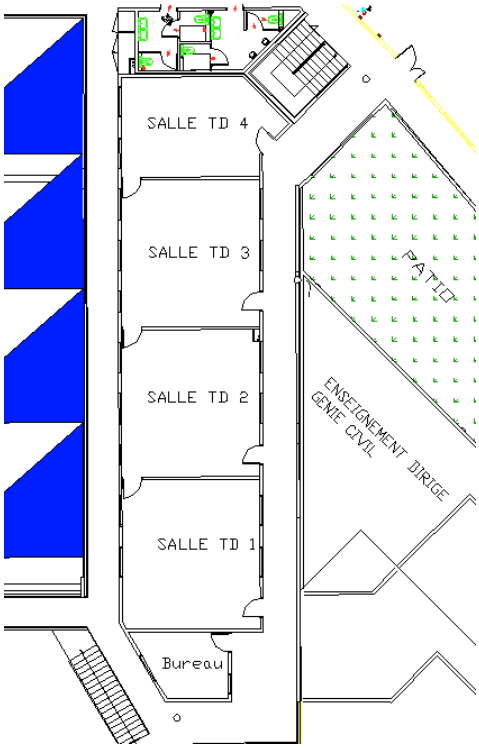

Figure II-27 : Implantation des salles d'enseignement de l'IUT

Figure II-28 : Façade ouest (en bas) et est (en haut) des salles d'enseignement de l'IUT

II.3.8 Instrumentation

La plateforme utilisée pour gérer l'installation est l'automate de télégestion IRIO du constructeur Napac associé au logiciel XFLOW. Il assure l'acquisition de toutes les données de l'installation par lecture et écriture depuis/vers différents automates, régulateurs, cartes d'entrées/sorties et capteurs. De plus, il permet une mise en forme de ces données (mise à l'échelle, comptage de temps, d'impulsions etc.). Ces données sont stockées dans des fichiers horodatés permettant d'effectuer des traitements complexes (opérations, enregistrements différentiels...). Elles sont consultables en local (via Ethernet) ou à distance (via Internet) en utilisant un navigateur Internet.

Le système de gestion et de commande de l'installation est composé de :

- Le système d'exploitation : XFLOW a été conçu pour être rapidement implémenté sur un système d'exploitation Windows XP ou une version supérieure.

- Les interfaces de communication : notre logiciel possède 2 interfaces de communication, la première via Internet Explorer et le protocole http (la communication se fait à travers des pages HTML) avec un certain nombre de contrôles et d'aides pour l'utilisateur. La seconde via KERVISU et le protocole NAPBUS avec toutes les données vues sous forme de tables.

- Les variables : les variables peuvent être configurées en entrées ou sorties Tout Ou Rien (TOR), ou analogique, ainsi qu'en comptage de temps et d'impulsions. Il faut distinguer les variables virtuelles et les variables systèmes qui peuvent contenir des formules de calcul.

- Les fichiers historiques : les capacités et les fonctions peuvent varier, toutefois notre logiciel gère jusqu'à 2000 variables avec 1 Mo de fichiers de mesures. Ainsi, étant donné que pour les mesures effectuées nous avons choisi un pas de temps de 1 minute, une semaine de données est disponible avant que les premières données ne soient remplacées. Des fichiers d'état permettent de consigner très facilement des changements de variables. De plus, pour satisfaire le besoin d'une plus grande précision, la période minimum d'enregistrement peut être réduite à 1 seconde.

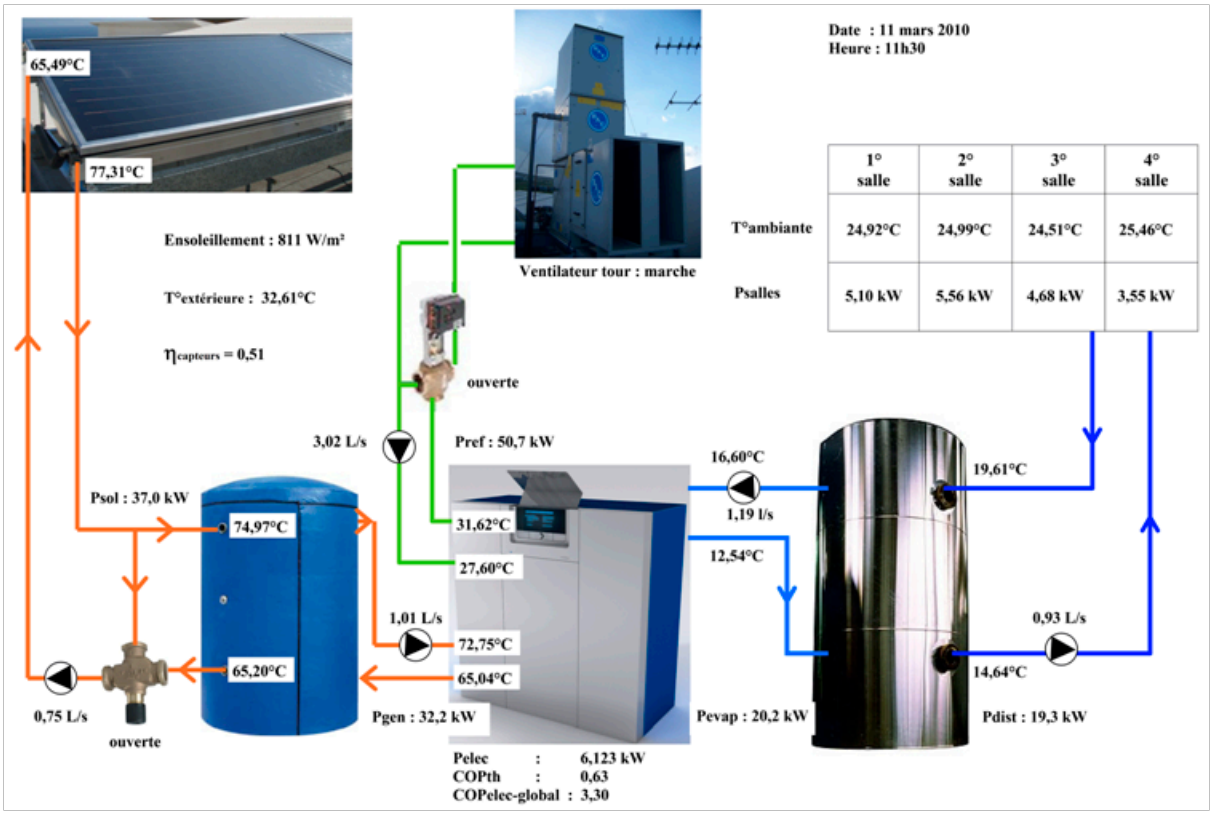

Figure II-29 : Synoptique de l'installation avec affichage des principales variables en temps réel

- Les synoptiques : les synoptiques du XFLOW, comme les tableaux de bord, permettent de contrôler en temps réel le fonctionnement de l'installation. Ils se composent d'une image de fond sur laquelle sont placées les variables. L'état des variables est représenté soit en alphanumérique soit graphiquement. A la différence de tous les autres paramétrages, les synoptiques se configurent directement à partir de la page de consultation. Le synoptique que nous avons mis en place regroupe les principales variables de l'installation (figure II-13).

- Formules de calcul : les formules de calcul permettent des opérations arithmétiques et combinatoires entre les variables, les historiques et les programmes horaires. Elles offrent ainsi la possibilité d'effectuer des calculs mathématiques à partir de mesures physiques

(consommations, prévisions, conversions…), de définir des automatismes de commande ou de réglage (délestage, signalisation, pompage, …), d'agir sur le paramétrage du XFlow (remise à zéro de compteur, forçage de la valeur d'une variable, affectation d'une cellule de la base de données…). Une formule peut donc être associée à une variable, elle est alors exécutée à chaque cycle d'acquisition, c'est le cas par exemple pour la puissance, le débit et l'énergie pour notre installation.

- Les capteurs : les capteurs sont des dispositifs qui, soumis à l'action d'une mesurande non électrique, fournissent une information d'ordre électrique, logique ou analogique. La figure II-13 permet de visualiser de façon simplifiée la place des différents capteurs sur notre installation dont les données seront gérées par le NAPAC. Les mesures réalisées concernent les températures, l'ensoleillement, les pressions, les débits et la consommation électrique.

II.3.9 La régulation et le monitoring de l'installation

Une régulation complète est assurée par de nombreuses vannes, des capteurs (température, ensoleillement, pression…) et des compteurs (eau et électricité). Le schéma de principe détaillé de l'installation est présenté sur la figure II-14 et celui de la machine à absorption sur la figure II-15.

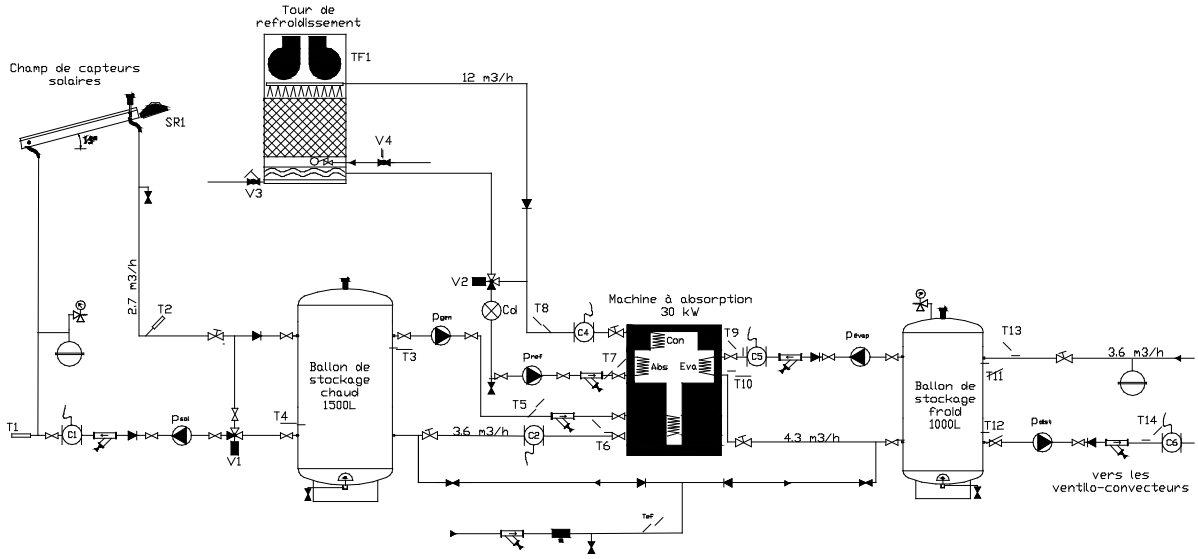

Figure II-30 : Schéma de principe détaillé de l'installation

II.3.9.1 Le circuit solaire

Le démarrage de la pompe du circuit solaire est commandé par le rayonnement solaire mesuré par le pyranomètre (SR1) qui se trouve dans le plan du champ de capteurs. Lorsque la valeur de l'ensoleillement dépasse 250 W/m², la pompe p_{sol} démarre. A l'inverse, quand cette valeur descend en dessous de 200 W/m², la pompe p_{sol} s'arrête. Lorsque la température de l'eau à la sortie du champ de capteurs T2 est supérieure à 70°C et que la différence entre cette température T2 et celle du haut du ballon d'eau chaude T3 est inférieure à 5°C, la vanne trois voies V1 s'ouvre pour alimenter le ballon d'eau chaude. Cette vanne V1 reste ouverte jusqu'à ce que la différence entre T2 et T4 soit

inférieure à 2°C. Cette régulation permet de s'assurer que l'eau chaude du ballon de stockage ne vienne pas réchauffer le circuit solaire lorsque l'ensoleillement est moindre.

II.3.9.2 Les circuits générateur, évaporateur, refroidissement et la machine à absorption

La machine à absorption gère le démarrage des pompes du circuit générateur p_{gen}, refroidissement p_{ref} et évaporateur $p_{évap}$. La pompe p_{gen} démarre lorsque la température en haut du ballon d'eau chaude T3 dépasse 80°C et que la température du ballon d'eau froide est supérieure à 17°C. Lorsque la pompe p_{gen} démarre, le générateur de la machine à absorption est alimenté en eau chaude et la solution composée d'eau et de bromure de lithium, présente dans le générateur, monte en température et en pression. Les deux pompes de solution de la machine (M4 et M5 sur la figure II-15) démarrent en même temps que la pompe du générateur. Lorsque la température de la solution présente dans le générateur dépasse 65°C, les pompes des circuits refroidissement p_{ref} et évaporateur $p_{évap}$ démarrent ainsi que la pompe du fluide frigorigène (M6 sur la figure II-11). Le ventilateur de la tour de refroidissement TF1 démarre en même temps que la pompe p_{ref}. Le cycle à absorption peut donc débuter.

Dès que la température du ballon d'eau chaude descend en dessous de 70°C ou que la température du ballon d'eau froide atteint 10°C, la pompe p_{gen} alimentant le générateur s'arrête. Dix minutes plus tard, les pompes p_{ref}, $p_{évap}$ et M6 s'arrêtent ainsi que le ventilateur de la tour TF1. Enfin, 30 minutes plus tard, les deux pompes solution M4 et M5 s'arrêtent.

Parallèlement, des règles de sécurité au niveau de la machine sont intégrées : la machine à absorption s'arrête lorsque la température de l'eau à la sortie de l'évaporateur T10 descend en dessous de 7°C ou que la température du ballon d'eau chaude T3 dépasse 100°C. Si la température à l'entrée de l'absorbeur T7 descend en dessous de 26°C, la vanne trois voies sur le circuit refroidissement V2 s'ouvre pour éviter la cristallisation de la solution dans l'absorbeur.

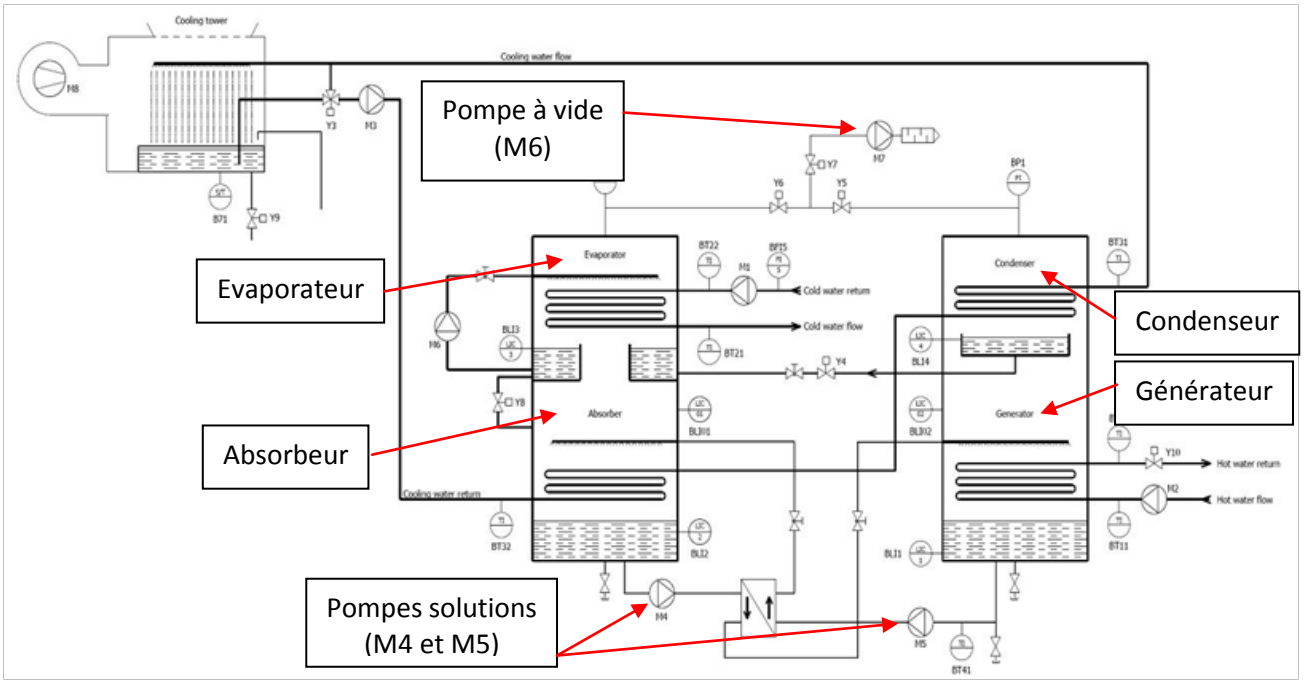

Figure II-31 : Schéma de principe de la machine à absorption

La pompe à vide M7 (figure II-15) assure le niveau de pression initial de la machine à absorption.

Enfin, une régulation est nécessaire pour déconcentrer (ou purger) le circuit de refroidissement lorsque l'eau est chargée en sels ou en impuretés. Une sonde de conductibilité (Cd) est chargée de mesurer la concentration de l'eau du circuit de refroidissement. Lorsque la valeur de la conductibilité dépasse notre consigne (70%), une électrovanne de décharge (V3) s'ouvre pour purger le bac de la tour de refroidissement (voir figure II-14). Une électrovanne de charge (V4) vient remplir le bac de la tour avec l'eau propre.

II.3.9.3 Le circuit distribution

La pompe du circuit distribution p_{dist} démarre lorsque la température de l'eau à l'entrée de l'évaporateur T9 est inférieure à 17°C ou que la température de retour de l'eau du circuit distribution T14 est inférieure à 20°C. Le circuit de distribution possède deux modes de fonctionnement. Le premier tient compte du planning d'occupation des salles d'enseignement. Elles seront rafraîchies seulement entre 10h et 17h du lundi au vendredi avec une température de consigne de 25°C et une hystérésis de 2°C. Le reste du temps, le froid est accumulé dans le ballon de stockage d'eau froide jusqu'à ce que sa température atteigne 10°C. Dès que le ballon d'eau froide descend en dessous de 10°C, la machine s'arrête, mais la production d'eau chaude solaire continue et la température du ballon d'eau chaude augmente rapidement. Lorsqu'elle atteint 95°C, le mode « forçage » est enclenché pour distribuer la puissance frigorifique afin d'augmenter la température du ballon d'eau froide et de redémarrer la machine à absorption. Dans ce cas, la température du ballon chaud diminue. Cette procédure est une sécurité qui empêche le ballon chaud de monter trop haut en température (au dessus 100°C), ce qui pourrait entraîner des problèmes de surchauffe sur la boucle solaire et créer des fuites sur certains raccords.

II.3.10 Mesures des consommations électriques et évaluation de la répartition poste par poste

L'évaluation des consommations électriques composant par composant peut être réalisée de deux manières : soit avec la méthode des retours d'états, soit avec des compteurs électriques placés sur chaque composant. Une comparaison des résultats des deux méthodes est présentée dans ce paragraphe.

II.3.10.1 Evaluation de la répartition poste par poste par la méthode des retours d'états

Le contrôle de la consommation électrique de l'installation a été fait dans un premier temps avec l'unique compteur électrique général installé. Connaissant la puissance nominale des principaux composants de l'installation, l'estimation de leur consommation est réalisée en intégrant cette puissance sur leur temps de fonctionnement. Ce temps est déterminé par les variables de retours d'états (marche/arrêt) créées dans notre automate. Les puissances nominales des principaux composants ont été vérifiées en effectuant des mesures au démarrage (A), une heure après le démarrage (B) et quatre heures après le démarrage (C), sur une quinzaine de jours.

Les mesures ont été réalisées à l'aide d'une pince ampèremétrique avec une erreur affichée par le constructeur de 1,5 %. Les erreurs relatives présentées dans le tableau II-1 représentent l'écart entre la puissance électrique mesurée et la puissance électrique nominale du composant $(\text{puissance mesurée} - \text{puissance nominale})\text{puissance nominale}$.

Composant (puissance nominale)	Erreurs relatives maximales [%]			Erreurs relatives moyennes [%]		
	A	B	C	A	B	C
Pompe solaire (340 W)	1,18	0,59	1,76	0,76	0,36	0,85
Pompe générateur (250 W)	5,00	4,80	4,40	4,00	3,82	2,93
Pompe refroidissement (1850 W)	2,97	3,60	7,30	1,74	2,38	2,55
Pompe évaporateur (270 W)	2,96	4,81	3,70	1,73	2,76	1,85
Pompe distribution (290 W)	1,38	3,79	1,72	0,78	1,19	0,90
Ventilateur tour (2600 W)	5,00	2,69	2,69	1,78	1,58	1,24
Ventilo-convecteurs TD1 (180 W)	6,67	4,44	3,89	2,82	1,36	1,33
Ventilo-convecteurs TD1 (180 W)	7,22	7,22	7,22	4,12	4,12	4,12
Ventilo-convecteurs TD1 (130 W)	7,69	3,85	5,38	3,97	1,62	2,31
Ventilo-convecteurs TD1 (80 W)	5,68	2,27	4,55	2,56	0,88	1,14

Tableau II-2 : Récapitulatif des erreurs moyennes et maximales sur les mesures des puissances nominales des principaux composants de l'installation au démarrage (A), 1h après le démarrage (B) et 4h après le démarrage (C)

Les erreurs sont plus importantes au démarrage. Cependant, les erreurs maximales ne dépassent pas 8 % et les erreurs moyennes sont inférieures à 5 %, ce qui semble acceptable pour estimer correctement les puissances nominales.

Il est donc préférable de réaliser ce type de mesures si l'on veut s'assurer des puissances électriques consommées par les différents composants de l'installation. De plus, la valeur estimée de la consommation des composants présentant une régulation du type marche/arrêt (tout ou rien), peut engendrer une erreur supérieure puisque les erreurs commises au démarrage sont élevées.

Les valeurs déterminées par cette méthode vont être comparées aux valeurs mesurées par les compteurs électriques, installés sur chaque composant.

II.3.10.2 Evaluation de la répartition poste par poste avec des compteurs électriques

La méthode d'estimation des consommations électriques par retours d'états n'étant pas suffisamment précise, en particulier lors de la phase de démarrage, nous avons décidé d'installer des compteurs électriques supplémentaires sur chaque principaux composants. Six compteurs électriques triphasés ont été installés sur les pompes (solaire, générateur, refroidissement, évaporateur et distribution) ainsi que sur le ventilateur de la tour de refroidissement et deux compteurs monophasés sont chargés de mesurer les consommations des ventilo-convecteurs et de la machine à absorption. L'installation de ces compteurs a eu lieu au cours de la troisième saison expérimentale, à la fin du mois de Mars 2010.

Poste	Energie estimée [kWh]	Energie mesurée [kWh]	Erreur relative [%]
Pompe Générateur	31,6	32,9	4,10
Pompe Evaporateur	34,9	36,0	3,23
Pompe Refroidissement	239,2	253,8	5,75
Pompe Solaire	83,7	82,0	-2,10
Pompe Distribution	35,5	37,3	4,81
Ventilateur de la tour	302,6	246,1	-22,73
Ventilo-convecteurs	70,0	105,9	-33,9

Tableau II-3 : Comparaison des puissances estimées et mesurées pour le mois d'Avril 2010

Le tableau II-2 présente une comparaison des valeurs estimées et mesurées des consommations électriques pour le mois d'Avril 2010 composant par composant, ainsi que l'erreur relative commise. Les erreurs les plus importantes concernent les consommations du ventilateur de la tour et des ventilo-convecteurs. Il est à noter que le compteur électrique mesurant les consommations des ventilo-convecteurs, mesure aussi la consommation du deuxième coffret électrique complet qui se trouve dans les combles et qui alimente les ventilo-convecteurs ainsi que les quatre vannes trois voies et l'automate. Cela induit une erreur relative importante entre les valeurs mesurées et estimées. L'erreur commise sur l'estimation de la consommation du ventilateur de la tour est de -22,7 %. Cette erreur est élevée, comparée aux autres composants et elle est d'autant plus grave que ce composant est l'un des deux premiers postes de consommation de l'installation. Cette erreur peut s'expliquer par le fait que le ventilateur de la tour ne fonctionne pas en permanence pendant le mois d'Avril 2010 : une régulation tout ou rien était activée, entraînant des cycles de marche/arrêt sur ce composant.

La méthode des retours d'états surestime la consommation du ventilateur de la tour de refroidissement, ce qui entraîne une sous-estimation du coefficient de performance électrique de production (voir sa définition dans le paragraphe II-4).

Cette méthode un peu simpliste n'est donc pas adaptée pour évaluer la consommation des composants les plus énergivores, en particulier lorsqu'ils présentent des cycles de marche/arrêt.

II.3.11Incertitudes des mesures

Toutes les sondes de température qui ont été installées sont de type PT100 de classe A avec une précision donnée par le constructeur de $\Delta T = \pm 0{,}15 + 0{,}002 \cdot T(°C)$. Il faut ensuite rajouter l'incertitude de la chaine d'acquisition qui est de 0,2°C. Dans ces conditions, l'incertitude maximum est atteinte lorsque la température est maximum par exemple en sortie du champ de capteurs, lorsque la température mesurée est égale à 100°C, l'incertitude est de ±0,55°C.

Le pyranomètre mesure l'ensoleillement global avec une précision de 2 %. Avant d'installer ce pyranomètre dans le plan des capteurs, nous avons comparé les valeurs mesurées à celles issues de la station météorologique à proximité du champ de capteurs. Les mesures ont été réalisées dans le plan horizontal pendant toute une semaine et l'écart maximum constaté entre ces deux mesures

était de 25 $W.m^{-2}$ pour un ensoleillement de 1200 $W.m^{-2}$ (environ 2 %). Les débitmètres installés pour mesurer les débits d'eau sur chaque boucle hydraulique ont une précision de 3 %.

Notons que la puissance échangée aux bornes de chaque composant est donnée par la relation suivante (Eq.II.1) :

(Eq.II.1)

Si on note ΔT l'incertitude de mesure de la température, l'incertitude de mesure du débit, l'erreur relative commise sur l'évaluation de la puissance aux bornes d'un composant est donnée par (Eq.II.2) :

(Eq.II.2)

Ce calcul conduit à une erreur relative de 13,5 % sur l'évaluation de la puissance aux bornes du champ de capteurs solaires lorsque la température d'entrée est de 80°C. De la même manière, les erreurs relatives commises sur l'évaluation des puissances nominales aux bornes du générateur ($_{gen}$ = 1 $kg.s^{-1}$, T_{e_gen} = 90°C et T_{s_gen} = 80°C) du circuit refroidissement ($_{ref}$ = 3,33 $kg.s^{-1}$, T_{e_abs} = 30°C et T_{s_cond} = 36°C) et de l'évaporateur ($_{ref}$ = 1,20 $kg.s^{-1}$, $T_{e_évap}$ = 17°C et $T_{s_évap}$ = 11°C) sont respectivement de 13,4 %, de 16,6 % et de 12,6 % (tableau II-3).

Composant	Incertitudes sur les Températures (°C)		Incertitudes sur les Puissances (%)
	Entrée	Sortie	
Champ de capteurs	0,5	0,5	13,4
Générateur	0,5	0,5	13,4
Circuit refroidissement	0,4	0,4	16,6
Evaporateur	0,4	0,4	12,6
Distribution	0,4	0,4	12,6

Tableau II-4 : Récapitulatif d'incertitudes de mesures par composant

II.4 Définition des indicateurs de performance de l'installation

Dans ce paragraphe, nous allons définir les principaux indicateurs de performance d'une installation de rafraîchissement solaire à absorption. Ces indicateurs s'expriment en fonction des principales énergies (thermiques et électriques) mises en jeu dans l'installation (figure II-16).

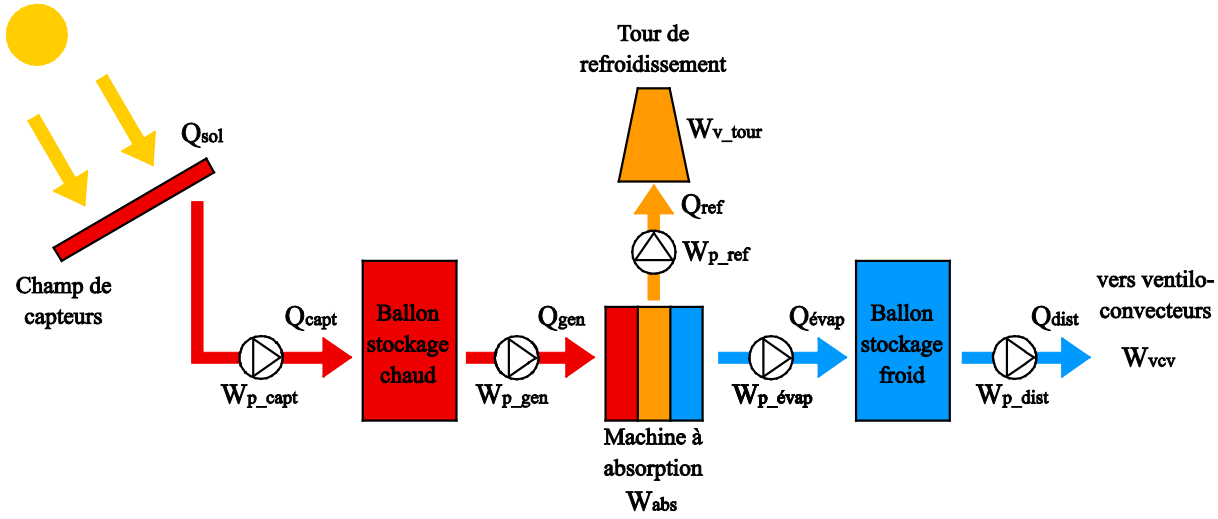

Figure II-32 : Schéma de principe de l'installation avec les principales énergies mises en jeu

Les définitions des énergies thermiques (Q) consommées et produites (en kWh) sont les suivantes :

- : Energie solaire totale (en rayonnement direct plus diffus) incidente dans le plan des capteurs en considérant la surface d'ouverture (dans notre cas 90 m²),
- : Energie captée par le champ de capteurs et entrante dans le ballon d'eau chaude,
- : Energie fournie au générateur de la machine à absorption,
- : Energie rejetée par la tour de refroidissement,
- : Energie produite à l'évaporateur de la machine à absorption et entrante dans le ballon d'eau froide,
- : Energie distribuée dans le bâtiment.

Les définitions des énergies électriques (W_p) consommées (en kWh) sont les suivantes :

- W_{p_capt} : Energie consommée par la pompe du circuit solaire,
- W_{p_gen} : Energie consommée par la pompe du circuit générateur,
- W_{p_ref} : Energie consommée par la pompe du circuit refroidissement,
- $W_{p_évap}$: Energie consommée par la pompe du circuit évaporateur,
- W_{p_dist} : Energie consommée par la pompe du circuit distribution,
- W_{abs} : Energie consommée par la machine à absorption,
- W_{v_tour} : Energie consommée par le ventilateur de la tour de refroidissement,
- W_{vcv} : Energie consommée par les ventilo-convecteurs des salles d'enseignement,
- : Energie consommée totale.

Définissons maintenant les principaux indicateurs de performance relatifs à ce type d'installation. Le premier indicateur est le rendement du champ de capteurs ( ) qui est le rapport entre l'énergie captée par le fluide caloporteur circulant dans le champ de capteur ( ) et l'énergie solaire incidente mesurée dans le plan des capteurs ( ) :

(Eq.II.3)

Cet indicateur sert à quantifier les performances énergétiques de captation de l'énergie solaire incidente, c'est à dire de la transformation du flux radiatif solaire en chaleur à une température utilisable par la machine à absorption (entre 80°C et 100°C). Précisons que l'énergie captée prend en compte les pertes de la tuyauterie allant du ballon d'eau chaude au champ de capteurs solaires.

L'indicateur suivant est le coefficient de performance thermique de la machine à absorption défini comme étant le rapport entre l'énergie frigorifique produite à l'évaporateur ( ) et l'énergie motrice fournie au générateur de la machine ( ) :

(Eq.II. 5)

Le constructeur de la machine affiche une valeur du COP_{th} de 0,75 en régime nominal c'est-à-dire pour des températures de 90°C/80°C aux bornes du générateur, 30°C/36°C aux bornes du circuit de refroidissement et 17°C/11°C aux bornes de l'évaporateur et des débits nominaux de 3,6m^3/h pour le générateur, 12 m^3/h pour le circuit refroidissement et 4,3 m^3/h pour l'évaporateur.

Le coefficient de performance solaire net moyen est défini comme étant le rapport entre l'énergie frigorifique distribuée dans le bâtiment ( ) et l'énergie solaire incidente dans le plan des capteurs ( ) :

(Eq.II.6)

Cet indicateur sert à comparer les performances des différents systèmes de rafraîchissement solaire (dessiccation, adsorption ou absorption) puisqu'il fait intervenir uniquement l'énergie solaire incidente et l'énergie distribuée dans le bâtiment.

Le coefficient de performance électrique global ($COP_{élec\text{-}global}$) est le rapport entre l'énergie frigorifique distribuée dans le bâtiment ( ) et la consommation électrique totale de l'installation ( ) :

(Eq.II.7)

Le coefficient de performance électrique de production ( ) est le rapport entre l'énergie frigorifique distribuée dans le bâtiment ( ) et la consommation électrique relative à la production frigorifique c'est-à-dire la consommation totale ( ) moins la consommation de la pompe distribution ( ) et des ventilo-convecteurs ( ).

(Eq.II.8)

Cet indicateur fait état des performances du système de production uniquement, car il ne prend pas en compte la partie distribution dans le bâtiment. Il permet une comparaison directe des performances d'un système de rafraîchissement solaire avec des systèmes à compression mécanique de vapeur.

II.5 Mise en service et analyse des problèmes rencontrés

Lors de la mise en service, l'installation a nécessité un grand nombre de réglages comme l'ajustement des vannes d'équilibrage sur les cinq boucles hydrauliques et la détermination des consignes de température pour piloter les différents composants de l'installation. Tous ces paramètres ont été discutés avec les partenaires du projet (l'entreprise TECSOL et le groupe SCHUCO) et le constructeur de la machine (EAW). Suite à cela, un certain nombre de problèmes sont apparus :

- **Problème de décharge du ballon d'eau chaude**

Chronologiquement, le premier problème que nous avons dû résoudre concerne la décharge du ballon chaud la nuit. Ceci était dû au phénomène de thermosiphon provoquant une décharge du ballon de stockage chaud dans la tuyauterie solaire. L'installation d'un clapet anti-retour sur la tuyauterie du circuit solaire, à l'entrée du ballon, a permis de résoudre ce problème.

- **Problème de surchauffe dans le ballon chaud quand les besoins en rafraîchissement sont faibles**

Le problème le plus courant sur ce type d'installation, lorsque, dans certains cas, la machine est légèrement surdimensionnée par rapport aux charges dans le bâtiment, concerne un phénomène de surchauffe du ballon d'eau chaude et de la boucle solaire. Lorsque les besoins en rafraîchissement dans le bâtiment sont assez faibles et que la machine produit toujours du froid, la température du ballon de stockage froid diminue jusqu'à atteindre sa consigne de température minimale. Dans ce cas, la machine s'arrête, ce qui provoque une augmentation de la température du ballon de stockage chaud puisque le rayonnement solaire continue à chauffer le fluide caloporteur de la boucle solaire. Si aucune sécurité n'est mise en place, cette température peut atteindre un niveau élevé (140°C) et détériorer certains composants présents sur le circuit solaire. Les conséquences sont principalement des fuites entraînant une surconsommation d'eau de la boucle solaire. Pour pallier ce problème, un mode "forçage" évoqué dans la partie régulation du circuit de distribution a été mis en place. Ce mode s'active lorsque la température en haut du ballon d'eau chaude atteint 95°C et garantit le redémarrage de la machine et la décharge du ballon chaud.

Un autre problème de surchauffe peut apparaître lors d'une coupure de courant, la pompe de circulation de la boucle solaire s'arrête. La température du fluide caloporteur présent dans les capteurs augmente donc rapidement puisqu'il n'est plus en mouvement. Lorsque la coupure se termine, la pompe redémarre et le fluide sort du champ de capteurs à une température élevée,

entraînant les problèmes évoqués précédemment. Si l'on veut éviter ce cas de figure, il faut attendre le lendemain pour redémarrer la pompe solaire et éviter ainsi une surchauffe de la boucle solaire. Le réarmement de la pompe solaire doit donc être manuel.

- **Problème de corrosion dans la machine**

Il a été nécessaire de re-doser la solution de bromure de lithium de la machine à absorption, en inhibiteur d'anticorrosion. En effet, après la mise en service, la solution étant trop corrosive, elle attaquait les parois externes des échangeurs à l'intérieur de la machine, et de fines particules de cuivre venait se fixer à l'intérieur des deux pompes solutions entraînant leur blocage. Nous avons dû procéder à leur remplacement avant d'ajouter l'inhibiteur.

- **Problème de déconcentration sur la tour de refroidissement**

En janvier 2009, l'électrovanne de déconcentration chargée de vider le bac de la tour était hors d'usage. Elle est restée ouverte pendant quinze jours, ce qui a entraîné une consommation d'eau très importante (environ 3500 litres par jour) durant cette période. Elle a ensuite été remplacée.

II.6 Analyse des résultats expérimentaux

Dans cette partie, nous présentons les résultats expérimentaux ainsi qu'une analyse des performances de l'installation. Une des grandes particularités de notre installation est de mettre en œuvre une instrumentation très complète permettant d'analyser la dynamique du système de production de froid mais aussi les conditions de confort dans le bâtiment. Cette étude est décomposée en deux parties : une première analyse à l'échelle de la journée, et une seconde à l'échelle de la saison.

II.6.1 Analyse expérimentale à l'échelle de la journée

Dans ce paragraphe, nous analysons dans un premier temps le fonctionnement d'une journée type dès la mise en service de l'installation. Nous proposons ensuite d'améliorer les performances globales en mettant en place une nouvelle stratégie de régulation dont l'étude est présentée sur une seconde journée type.

II.6.1.1 Analyse d'une première journée type de fonctionnement

Dans le but de bien comprendre le fonctionnement de notre installation, commençons par analyser les résultats expérimentaux d'une première journée type de fonctionnement. Cette journée intègre la stratégie de régulation mise en place lors de la mise en service de l'installation. Les évolutions des températures et des puissances des principaux composants sont présentées sur la figure II-17 et II-18.

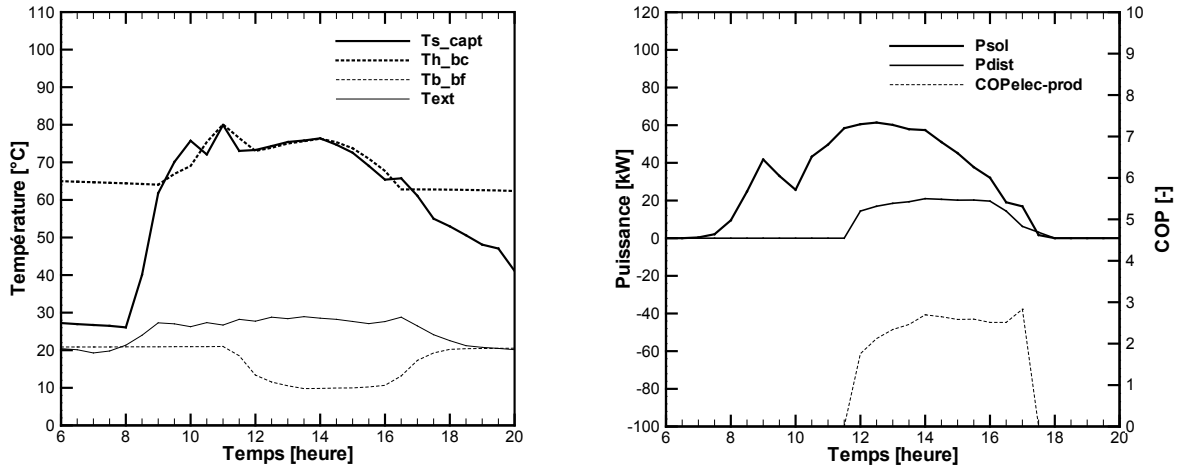

Figure II-33 : Evolution des températures, des puissances et du $COP_{élec\text{-}prod}$ des principaux composants de l'installation au cours de la première journée type

A 7h, l'ensoleillement reçu par le champ de capteurs augmente progressivement (Psol), et à partir de 8h la température de l'eau à la sortie des capteurs solaires (Ts_capt) commence à augmenter pour dépasser la température du ballon d'eau chaude (Th_bc) vers 9h. Dans ces conditions, la vanne trois voies du circuit solaire, située entre le champ de capteurs solaires et le ballon chaud, s'ouvre pour

réchauffer l'eau du ballon d'eau chaude. A 11h, la température dans le ballon d'eau chaude atteint 80°C, consigne à laquelle la machine à absorption démarre. Au démarrage, les puissances appelées par le générateur et la tour de refroidissement sont très importantes, comme on peut le voir sur la figure II-18 à droite. Ces puissances chutent rapidement la première heure puis plus légèrement durant toute la période de fonctionnement. Au vu des allures de ces deux puissances, il semblerait que la machine n'atteigne pas réellement un régime permanent. Cependant, après environ dix minutes de fonctionnement, la puissance frigorifique produite se stabilise à environ 23 kW tout au long de la journée. Cette puissance frigorifique par conséquent, n'a pas la même allure que les deux autres puissances échangées par la machine.

De plus, on remarque que la valeur moyenne du COP électrique de production est relativement faible (environ 2,6) comparée à un système à compression mécanique de vapeur (3). On peut donc s'interroger sur la consommation électrique des différents composants de l'installation en analysant poste par poste les composants les plus énergivores. Ce travail est développé un peu plus loin dans ce paragraphe.

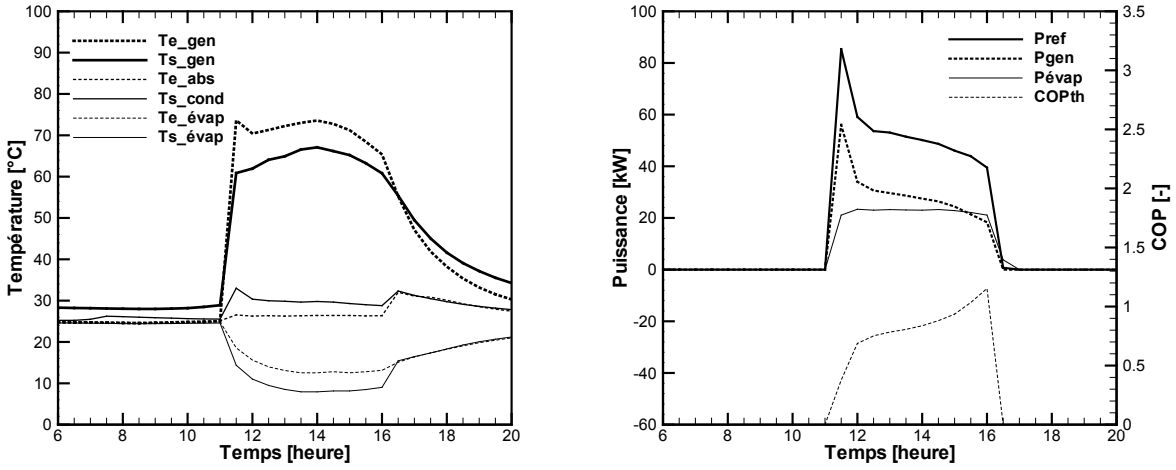

Figure II-34 : Evolution des températures et des puissances aux bornes de la machine et du COP_{th} au cours de la première journée type

En observant la figure II-18 à gauche, on peut noter que les évolutions des températures d'entrée des trois sources sont différentes. La température de la source ambiante (Te_abs) ne varie pratiquement pas tout au long de la journée alors que celle de la source chaude (Te_gen) suit sensiblement le comportement du rayonnement solaire. Enfin, la température de la source froide diminue durant les deux premières heures avant de se stabiliser le reste de la journée. Ces variations n'ont pratiquement pas de conséquences sur la production frigorifique puisque sa valeur reste quasi-constante après la phase de démarrage.

On pourrait donc s'interroger sur l'influence de ces trois températures, sur la puissance frigorifique produite et par conséquent sur le COP thermique de la machine. Une étude de sensibilité sur les températures des trois sources est menée dans le chapitre V de ce manuscrit.

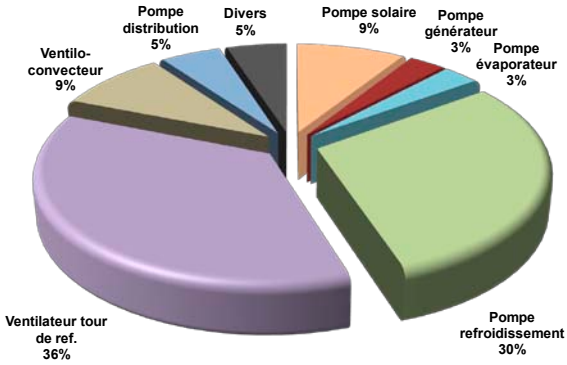

Figure II-35 : Répartition des consommations électriques poste par poste au cours de la première journée type

Sur la figure II-19, on peut observer l'estimation de la répartition des consommations électriques poste par poste. Cette estimation est calculée par notre automate à l'aide des variables de retours d'états sur les composants (pompes, ventilateurs…), et permet d'identifier les postes les plus énergivores en vue d'une éventuelle optimisation de leur régulation. La somme des consommations électriques de la pompe de refroidissement et du ventilateur de la tour représente les deux-tiers de la consommation électrique globale de l'installation. La régulation de ces deux composants est donc essentielle si l'on veut diminuer la consommation électrique de l'installation.

La valeur moyenne du COP électrique de production n'étant pas très élevée, une attention toute particulière a été portée au contrôle du temps de fonctionnement de ces deux composants. Le régulateur de l'installation offre la possibilité de les contrôler de manière binaire (marche/arrêt). Dans ces conditions, il semble difficile de modifier la régulation de la pompe du circuit de refroidissement, puisque, si l'on arrête cette pompe, le fluide caloporteur n'est plus en circulation et par conséquent les mesures des températures à l'entrée de l'absorbeur et à la sortie du condenseur seront erronées. Il est donc plus intéressant de contrôler l'état du ventilateur. Arrêter ce ventilateur a pour effet d'augmenter la température du fluide caloporteur à l'entrée de l'absorbeur, ce qui entraîne une diminution des performances de la machine lorsque les deux autres sources restent à la même température. L'idée est donc de faire varier la température à l'entrée de l'absorbeur, afin de diminuer la consommation électrique du ventilateur, en contrôlant les valeurs de la puissance frigorifique produite et du COP thermique de la machine.

Pour cela, nous proposons d'arrêter le ventilateur lorsque la température de sortie du condenseur descend en dessous de 33°C et de le rallumer lorsqu'elle dépasse 38°C. Ces températures ont été choisies après concertation avec le fabricant de la machine. Cette régulation va donc permettre de diminuer le temps de fonctionnement du ventilateur et ainsi diminuer la consommation électrique de l'installation. Une analyse des conséquences de l'augmentation de la température de l'eau à la sortie du condenseur va être menée, et les répercussions sur l'évolution de la production frigorifique et sur les performances globales de l'installation vont être étudiées dans le paragraphe suivant.

II.6.1.2 Amélioration de la régulation de l'installation et comparaison de deux journées types avec et sans régulation

Analysons maintenant les effets occasionnés par cette nouvelle régulation installée sur le ventilateur de la tour de refroidissement. Les figures II-20 à II-22 présentent l'évolution des températures et des puissances aux bornes des principaux composants de l'installation lors d'une journée type de fonctionnement avec la régulation sur le ventilateur de la tour.

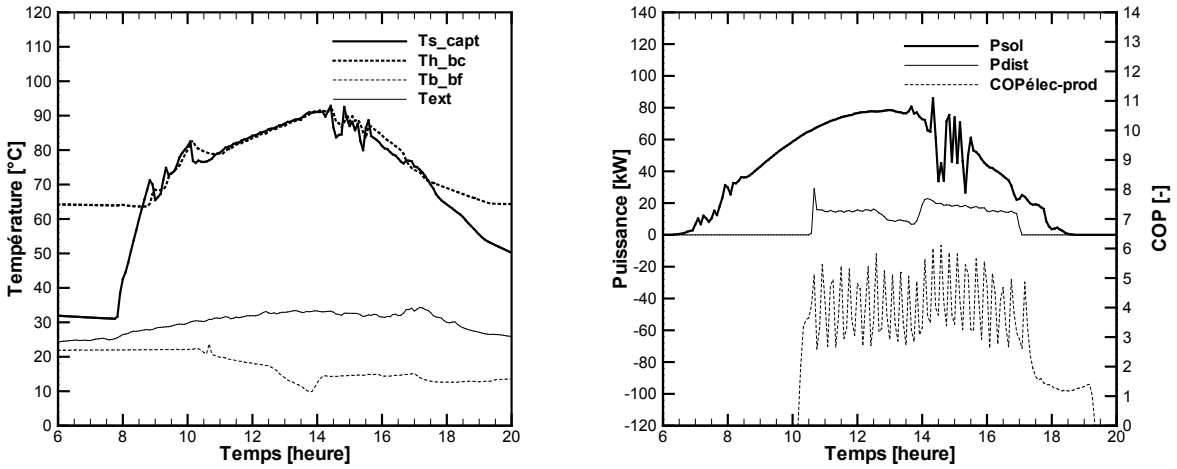

Figure II-36 : Evolution des températures, des puissances et du $COP_{élec\text{-}prod}$ des principaux composants de l'installation au cours de la seconde journée type

La régulation pilotant le ventilateur de la tour fait osciller la température à l'entrée de l'absorbeur et à la sortie du condenseur. Ceci provoque une variation des températures à la sortie du générateur et de l'évaporateur. On constate que la fréquence des oscillations est sensiblement la même pour les trois composants. De plus, on peut noter que les températures à l'entrée du générateur et de l'évaporateur n'oscillent pas car les inerties des ballons de stockage chaud et froid absorbent les variations (voir figure II-20 à gauche : Th_bc et Tb_bf).

Comme pour les températures, les puissances aux bornes de la machine (figure II-21 à droite) oscillent avec la même fréquence mais les amplitudes sont différentes. Plus la puissance du composant est élevée, plus l'amplitude de l'oscillation est grande. La puissance de refroidissement varie entre 20 et 70 kW, la puissance du générateur entre 20 et 40 kW et la puissance frigorifique entre 15 et 23 kW. De plus, on peut noter que lorsque la température de sortie du condenseur est maximale, les trois puissances aux bornes de la machine sont minimales.

L'évolution du COP électrique de production ($COP_{élec\text{-}prod}$) suit la même tendance avec des valeurs qui oscillent entre 2,5 et 6 (figure II-21 à gauche). En revanche, le COP thermique (COP_{th}) de la machine n'oscille pas et reste quasi-constant en début de journée avant d'augmenter en fin de journée (figure II-21 à droite). La valeur moyenne sur la journée du COP_{th} est de 0,62 et celle du $COP_{élec\text{-}prod}$ est de 4,15, ce qui est plus élevé que lors de la journée sans régulation.

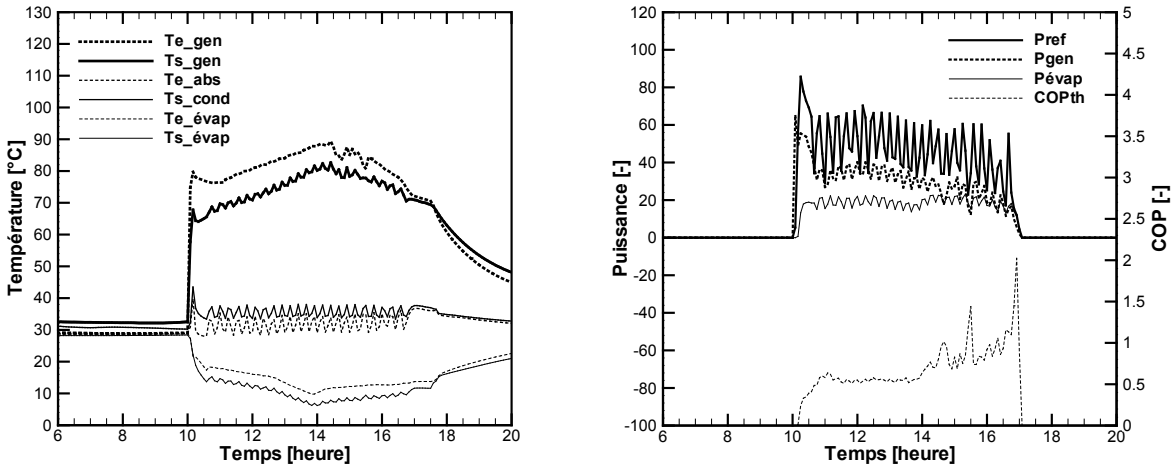

Figure II-37 : Evolution des températures et des puissances aux bornes de la machine et du COP_{th} au cours de la seconde journée type

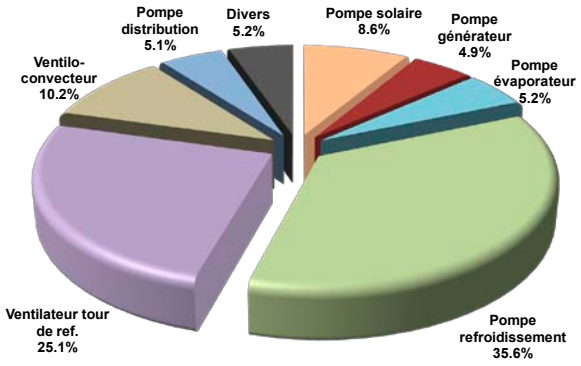

Figure II-38 : Répartition des consommations électriques poste par poste au cours de la journée type avec la régulation

La figure II-22 présente la répartition des consommations électriques poste par poste. On remarque que, dans ce cas, le ventilateur de la tour consomme 25,1 % de la consommation électrique global contre 36 % lors de la journée sans la régulation.

Dans le but d'approfondir l'analyse, une comparaison des performances de l'installation est menée sur deux journées types : avec et sans la régulation. Les deux journées présentent sensiblement les mêmes conditions climatiques.

Composants	Journée avec la régulation		Journée sans la régulation		Ecarts entre les deux journées	
	Tps de fct. [heure]	Conso. élec [kWh]	Tps de fct. [heure]	Conso. élec [kWh]	Tps de fct. [%]	Conso. élec [%]
W_{p_capt}	9,1	3,10	8,9	3,01	3,2	3,0
W_{p_gen}	7,0	1,74	6,8	1,70	2,5	2,4
$W_{p_évap}$	7,0	1,88	6,8	1,84	2,5	2,2
W_{p_ref}	7,0	12,86	6,8	12,58	2,5	2,2
W_{v_tour}	3,5	9,06	6,8	17,68	-48,5	-48,8
W_{vcv}	6,4	3,69	6,2	3,56	3,8	3,8
W_{p_dist}	6,4	1,85	6,2	1,78	3,8	3,8
W_{divers}	9,1	1,50	8,9	1,45	3,2	3,5
W_{total}	**9,1**	**35,67**	**8,9**	**43,59**	**3,2**	**-18,2**

Tableau II-5 : Comparaison du temps de fonctionnement et des consommations électriques principaux composants lors des deux journées étudiées et calcul des écarts

Le tableau II-4 présente un récapitulatif des temps de fonctionnement et des consommations électriques des principaux composants de l'installation lors des deux journées étudiées. On remarque sur ce tableau que le temps de fonctionnement de chaque composant sur la première journée étudiée est très proche de celui de la seconde, excepté pour la tour de refroidissement.

La pompe du circuit solaire a fonctionné environ 9h durant ces deux journées, les pompes générateur, refroidissement et évaporateur environ 7h et le circuit distribution (ventilo-convecteurs et pompe distribution) environ 6,3h. Avec l'activation de la régulation, la consommation du ventilateur de la tour de refroidissement baisse de 48,8 %, ce qui entraîne une baisse de la consommation totale de l'installation de 18,2 %.

Analysons maintenant les énergies thermiques produites et consommées ainsi que les performances de l'installation relatives aux deux journées étudiées (tableau II-5). L'énergie solaire totale incidente (Q_{sol}) de la première journée est légèrement supérieure à celle de la seconde avec un écart de 10,7 %. Il en est de même pour l'énergie récupérée (Q_{capt}) par le champ de capteurs puisque l'écart entre les deux journées étudiées est de 10,8 %. Les ensoleillements de ces deux journées par conséquent ne sont pas identiques mais un écart d'environ 10 % est acceptable pour établir une comparaison des performances de l'installation.

On note que les valeurs du rendement du champ de capteurs (η_{capt}) sont identiques pour les deux journées étudiées. De plus, le coefficient de performance solaire net ($COP_{sol-net}$) est un peu plus faible lorsque la régulation est activée puisque dans ce cas sa valeur est de 0,19 contre 0,20 pour la journée sans la régulation. Cet écart reste cependant très faible.

Energies et indices de performances	Journée avec la Régulation	Journée sans la régulation	Ecarts entre les deux journées
Q_{sol}	543,4 kWh	490,9 kWh	10,7 %
Q_{capt}	227,7 kWh	205,6 kWh	10,8 %
Q_{gen}	211,5 kWh	206,9 kWh	2,2 %
$Q_{évap}$	126,6 kWh	123,3 kWh	2,7 %
Q_{ref}	325,4 kWh	327,4 kWh	-0,6 %
Q_{dist}	97,3 kWh	96,9 kWh	0,4 %
η_{capt}	41,9 %	41,9 %	0,1 %
$COP_{sol-net}$	0,19	0,20	-9,3 %
COP_{th}	0,60	0,60	0,5 %
$COP_{élec-prod}$	4,15	3,22	28,6 %
$COP_{élec-global}$	3,51	2,83	24,0 %

Tableau II-6 : Comparaison des énergies thermiques produites et consommées ainsi que des indices de performances de l'installation lors des deux journées étudiées

Les valeurs des énergies thermiques fournies au générateur (Q_{gen}), évacuées par le circuit de refroidissement (Q_{ref}), produites à l'évaporateur ($Q_{évap}$) et distribuées dans la bâtiment (Q_{dist}) lors de ces deux journées sont très proches, avec des écarts inférieurs à 2,7 %.

De plus, le coefficient de performance thermique de la machine (COP_{th}) est identique pour les deux journées étudiées, en revanche le $COP_{élec}$ global et le $COP_{élec}$ de production augmentent en passant de 2,83 à 3,51 pour le premier (soit +24 %) et de 3,22 à 4,15 pour le second (soit +28,6 %).

D'une manière générale, la mise en place de la régulation sur le ventilateur de la tour de refroidissement a permis de réduire la consommation électrique globale de l'installation sans dégrader le fonctionnement des différents composants puisque les énergies produites et consommées aux bornes de la machine n'ont pratiquement pas changé. Il s'en suit une hausse significative des coefficients de performance électrique de l'installation.

Température moyenne	Journée avec la régulation	Journée sans la régulation	Ecart entre les deux journées
T_{e_gen} [°C]	82,2	74,6	7,6
T_{e_abs} [°C]	31,6	28,1	3,5
$T_{e_évap}$ [°C]	14,0	14,7	-0,7

Tableau II-7 : Comparaison des températures moyennes à l'entrée des trois composants de la machine à absorption pendant le temps de fonctionnement de la machine pour les deux journées étudiées

Pour expliquer ces résultats, analysons ce qui se produit au niveau de la machine à absorption. Le tableau II-6 présente les températures moyennes à l'entrée du générateur (T_{e_gen}), de l'absorbeur (T_{e_abs}) et de l'évaporateur ($T_{e_évap}$) calculées pendant le temps de fonctionnement de la machine pour les deux journées étudiées. L'activation de la régulation sur le ventilateur de la tour provoque une augmentation de la température moyenne à l'entrée de l'absorbeur. La température moyenne de la solution présente dans l'absorbeur est donc plus élevée. Ceci implique une augmentation de la température moyenne de la solution dans le générateur, entraînant une élévation de la température à la sortie du générateur. La température moyenne dans le ballon de stockage chaud augmente

(lorsque les apports du circuit solaire sont constants) ainsi que celle à l'entrée du générateur de la machine (T_{e_gen}). Les performances de la machine à absorption sont sensibles à variation de la température de sa source chaude, par conséquent une augmentation de cette température permet d'augmenter le coefficient de performance thermique et donc la production frigorifique. On note cependant que l'augmentation de la température du ballon chaud n'est pas uniquement due à l'activation de la régulation et donc à l'augmentation de T_{e_abs} mais aussi à l'ensoleillement légèrement supérieur ce jour là (tableau II-5 : Q_{sol}).

De plus, l'écart entre les températures moyennes à l'entrée de l'évaporateur pour les deux journées étudiées est assez faible (0,7°C), ce qui signifie que la température moyenne de la source froide est pratiquement identique pour les deux journées. Ceci est important pour notre comparaison puisqu'une variation plus importante de cette source aurait entraîné des conséquences sur les performances de la machine. Dans ce cas, notre analyse aurait été plus délicate.

En résumé, l'activation de la régulation entraîne une augmentation de la température de la source ambiante de la machine à absorption (T_{e_abs}). Cette augmentation aurait pour effet une diminution des performances de la machine si les températures des sources chaude et froide restaient constantes. Dans notre cas, cette augmentation provoque l'élévation de la température de la source chaude, entraînant une amélioration des performances de la machine et compensant donc le fait que la source ambiante est plus élevée.

Cette étude nous permet de conclure que lorsque la régulation est activée, les performances de la machine restent quasi-constantes, pour deux journées présentant pratiquement les mêmes conditions météorologiques. Par conséquent, la production frigorifique est quasi-identique dans les deux cas, en revanche, la consommation électrique diminue fortement, entraînant une augmentation significative des COP électrique. L'activation de la régulation est donc particulièrement intéressante pour améliorer les performances globales de l'installation.

Pour ce type d'installation (sans appoint de chaleur), l'interaction complexe entre les températures des trois sources de chaleur mérite cependant une étude plus poussée. La température de consigne à l'entrée de l'absorbeur par exemple peut être modifiée pour optimiser les performances de l'installation en adaptant la production frigorifique aux besoins dans le bâtiment. C'est pour cela que les modèles numériques caractérisant l'installation complète sont essentiels pour permettre une optimisation des performances de l'installation en fonction des sollicitations extérieures. Le développement et la validation de ces modèles sont présentés dans les chapitres III et IV de ce manuscrit. Le chapitre V se focalise sur l'étude numérique et l'optimisation du fonctionnement de notre installation.

L'étude expérimentale présente dans ce chapitre a fait l'objet d'une publication dans un congrès international en 2010 [Marc, 2010b].

II.6.2 Comparaison et analyse des résultats de deux saisons expérimentales

Chronologiquement, l'installation a démarré en 2008 et la première saison expérimentale a permis d'identifier et de résoudre les principaux problèmes liés à la mise en service. Dans cette partie, nous présentons les résultats expérimentaux relatifs aux deuxième et troisième saisons expérimentales (2009 et 2010). Les données expérimentales des trois saisons sont présentées en annexe 1.

Lors de la saison 2009, la régulation sur le ventilateur de la tour était activée à 100 %, contre 33 % en 2010, avec toutefois une exception pour le mois de Février 2010 où la régulation fonctionnait à 100 %. Cette précision est importante pour la suite car les résultats expérimentaux sont différents pour ce mois-ci.

Analysons à présent les différences que cette régulation occasionne à l'échelle de la saison, en comparant les performances de 2009 et 2010. L'objectif est de suivre ces performances pendant la saison chaude (Janvier à Mars), mais aussi à l'intersaison (Avril à Juin).

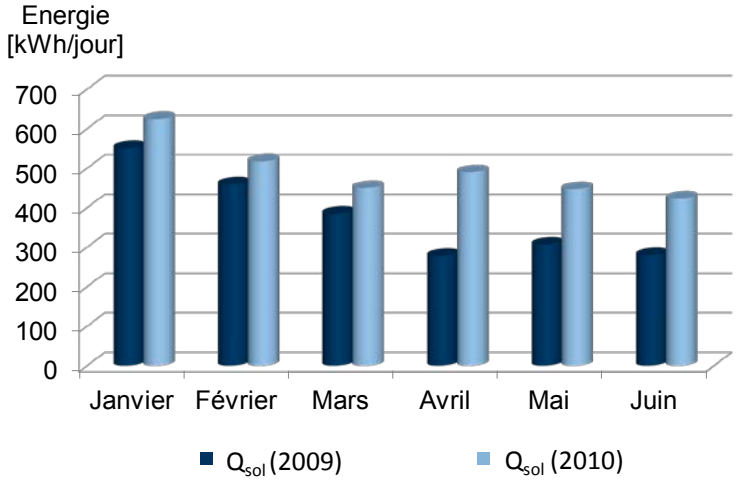

Figure II-39 : Comparaison entre l'évolution de l'énergie solaire incidente en 2009 et 2010

L'énergie solaire incidente lors des deux saisons a sensiblement le même comportement et les valeurs de 2009 sont toutes inférieures à celles de 2010 (figure II-23).

Les évolutions des coefficients de performances électrique global ($COP_{élec\text{-}prod}$) et thermique (COP_{th}) ainsi que les températures moyennes aux bornes de la machine (T_{e_gen}, T_{e_abs} et $T_{e_évap}$) et la température moyenne de retour du circuit distribution (T_{s_dist}) sont présentées sur la figure II-24.

Lors de la saison chaude (de Janvier à Mars), les $COP_{élec\text{-}prod}$ et COP_{th} sont plus faibles en 2010, excepté en Février où ils ont pratiquement les mêmes valeurs (pour les raisons évoqué au début de ce paragraphe). Ceci vient confirmer le résultat déjà établi lors de l'analyse à l'échelle de la journée, l'activation de la régulation (en 2009) entraîne une amélioration du $COP_{élec\text{-}prod}$ sans pénaliser le COP_{th}. En janvier par exemple, l'activation de la régulation a pour effet d'augmenter la température moyenne de la source chaude de 2,3°C alors que l'augmentation des deux autres sources est moins sensible (1,2°C pour la source ambiante et 1°C pour la source froide). Cette augmentation plus importante de la température de la source chaude va compenser l'augmentation plus faible de la

source ambiante et conduire à un COP_{th} pratiquement identique voire plus élevé que si la régulation n'est pas activée.

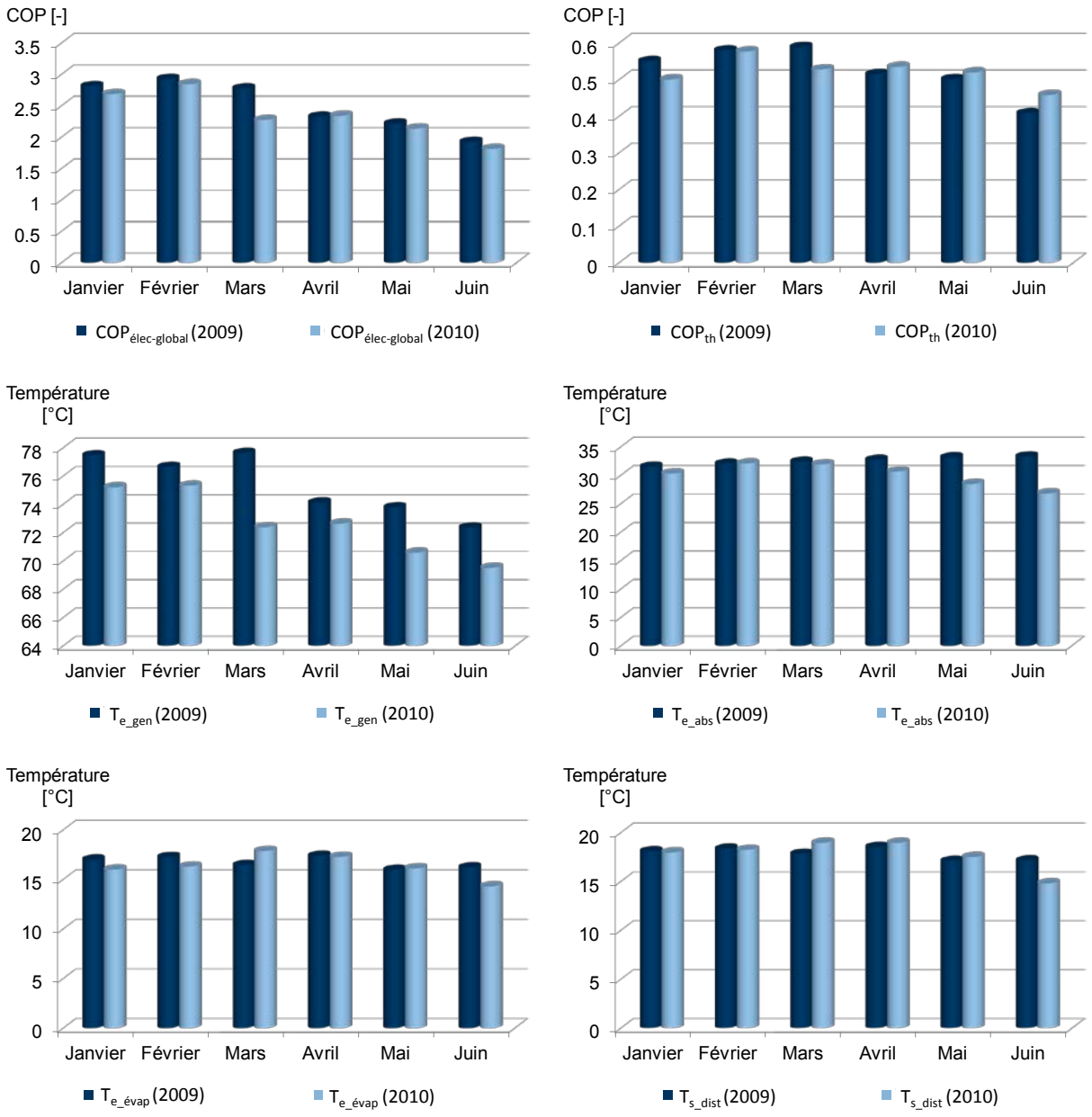

Figure II-40 : Comparaison entre les évolutions des $COP_{élec-prod}$, COP_{th} , des températures moyennes aux bornes de la machine (T_{e_gen}, T_{e_abs} et $T_{e_évap}$) et de la température moyenne de retour du circuit distribution (T_{s_dist}) lors des saisons 2009 et 2010.

A l'intersaison (Avril/Mai/Juin), le comportement des $COP_{élec-prod}$ et COP_{th} de 2009 et 2010 est différent de la saison chaude. L'activation de la régulation (en 2009) entraîne une augmentation du $COP_{élec-prod}$ au détriment du COP_{th}. En effet, la régulation va impliquer une augmentation importante de la température à l'entrée de l'absorbeur (T_{e_abs} d'Avril à Juin 2009), réduisant fortement les performances de la machine (COP_{th} d'Avril à Juin 2009) mais en améliorant légèrement le $COP_{élec-prod}$ puisque le temps de fonctionnement du ventilateur de la tour diminue.

De plus, lorsque le ventilateur fonctionne sans la régulation, la température à l'entrée de l'absorbeur est directement influencée par la température extérieure. En effet, comme on peut le voir sur les figures II-24 et II-25, l'évolution de la température à l'entrée de l'absorbeur (Te_abs) en 2010 suit celle de la température extérieure, excepté en Février car la régulation était activée. A l'intersaison, la température extérieure est plus basse, ce qui implique une forte baisse de la température de la source ambiante (environ 27°C pour le mois de Juin 2010) lorsque la régulation est désactivée (le ventilateur fonctionne en permanence), et donc une forte augmentation du COP_{th} de la machine.

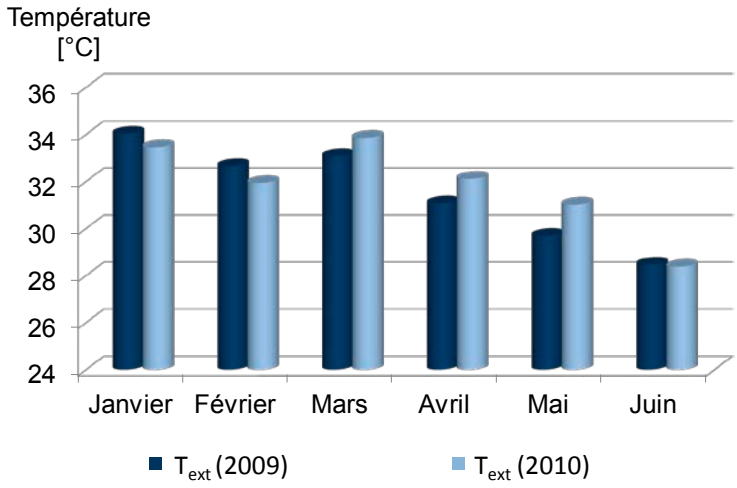

Figure II-41 : Comparaison entre l'évolution de la température moyenne extérieure (T_{ext}) de la deuxième et de la troisième saison.

Cette analyse à l'échelle de la saison permet de mieux comprendre l'enjeu d'étudier l'influence de la consigne de température à établir à la sortie du condenseur (ou à l'entrée de l'absorbeur). En effet, la consigne fixée lors de la saison chaude doit être différente de celle de l'intersaison puisque les sollicitations extérieures sont différentes.

Il est délicat d'étudier ce problème de manière expérimentale. En effet, la modification des consignes peut être réalisée sur plusieurs journées tests mais les comparaisons doivent être établies sur deux journées présentant les mêmes conditions météorologiques.

La modélisation numérique paraît donc inévitable pour mieux comprendre le comportement global de l'installation afin d'optimiser ses performances.

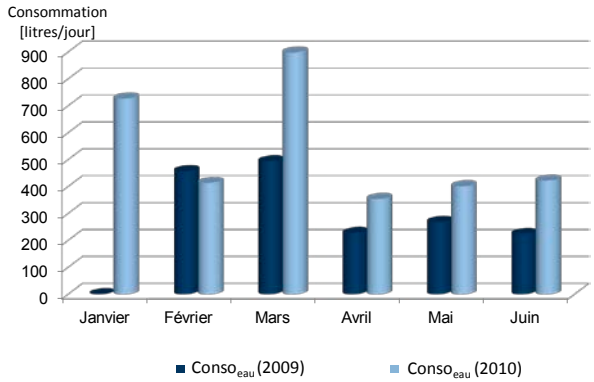

Figure II-42 : Comparaison entre l'évolution de la consommation d'eau de la deuxième et de la troisième saison.

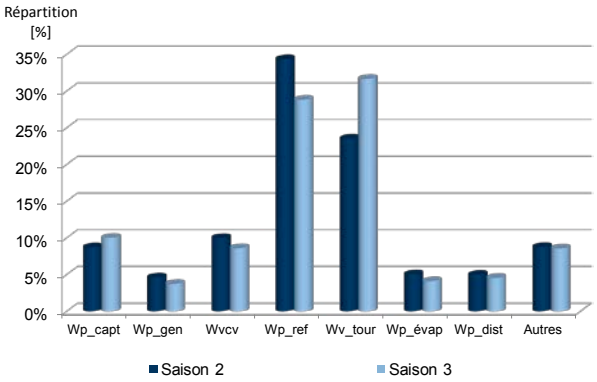

Figure II-43 : Comparaison de la répartition des consommations électriques composant par composant de la deuxième et de la troisième saison.

Examinons maintenant les consommations d'eau pour les deux années étudiées (figure II-26). En 2010, on constate que la consommation d'eau est toujours supérieure à celle de 2009, excepté pour le mois de Février où elle est très proche. La valeur de Janvier 2009 n'est pas présentée puisqu'elle dépasse largement les autres valeurs (voir partie analyses des problèmes de ce chapitre).

En Janvier 2010, l'installation a redémarré, les circuits solaires et refroidissement ont été remplis, c'est pour cela que la consommation est assez élevée. En Mars 2010, la consommation d'eau atteint un niveau très important dû à des fuites sur le circuit solaire et à un dysfonctionnement de l'électrovanne de déconcentration. En Avril, Mai et Juin, les consommations de 2010 sont supérieures à celles de 2009. Ceci est dû à la régulation puisque, lorsqu'elle est activée, le ventilateur fonctionne moins longtemps, par conséquent le volume d'eau évaporé du circuit de refroidissement est plus faible. De plus, l'activation de cette régulation ralentit la fréquence du déclenchement des cycles de purge entraînant une baisse des consommations d'eau (de 36 % pour Avril, de 33 % pour Mai et de 47 % pour Juin). Notons au passage que la consommation d'eau varie de 200 à 900 litres par jour, ce qui est très élevé.

Enfin, la consommation des pompes solaire (W_{p_capt}), générateur (W_{p_gen}), évaporateur ($W_{p_évap}$), distribution (W_{p_dist}) ainsi que les ventilo-convecteurs (W_{vcv}) sont assez proches lors des deux saisons étudiées. En revanche, en 2010, l'activation de la régulation seulement 33 % du temps, entraîne une augmentation de la consommation du ventilateur de la tour (W_{v_tour}) et par conséquent une diminution du taux de consommation électrique de la pompe refroidissement (W_{p_ref}) comme on peut le voir sur la figure II-27.

II.7 Conclusion et perspectives

L'étude expérimentale de notre installation de rafraîchissement solaire s'est déroulée sur trois saisons, soit au total 397 jours de fonctionnement. La première saison a permis d'identifier les principaux problèmes de fonctionnement liés à la mise en service et de constater que les coefficients de performance électrique étaient relativement faibles. Lors de cette saison, nous avons pu identifier

les composants les plus énergivores dans le but d'optimiser leur temps de fonctionnement pour diminuer la consommation électrique globale. Le travail réalisé lors de cette première saison a fait l'objet d'une publication dans une revue internationale en 2010 [Marc, 2010a]

Une nouvelle régulation a été mise en place pour contrôler l'état du ventilateur de la tour de refroidissement en fonction d'une consigne fixée sur la température à la sortie du condenseur de la machine à absorption. Cette régulation a montré son efficacité puisque lorsqu'elle est activée, la consommation électrique globale diminue et le coefficient de performance électrique de production augmente, au détriment dans certains cas (à l'intersaison) du coefficient de performance thermique de la machine.

Cette étude expérimentale a montré que la régulation du circuit de refroidissement est un point important pour ce type de système. En effet, le fait de fonctionner sans appoint de chaleur entraîne une variation importante des performances de l'installation. En contrôlant la température à l'entrée de l'absorbeur, nous pouvons agir sur la puissance frigorifique produite, le COP_{th} de la machine et le $COP_{élec\text{-}prod}$ du système.

L'étape suivante consiste à utiliser la modélisation et la simulation numérique de l'installation complète pour réaliser une étude de sensibilité paramétrique et optimiser les performances de notre système en modifiant la consigne de température à l'entrée de l'absorbeur.

Chapitre III - Modélisation d'une l'installation de rafraîchissement solaire à absorption

III.1 Introduction

L'étude des systèmes de rafraîchissement solaire peut passer par une approche purement fondamentale avec l'élaboration de modèles numériques permettant de prédire le comportement des différents composants de l'installation [Grossman, 2002; Atmaca, 2003; Gibout, 2005; Castaing-Lasvignottes, 2008; Castro, 2008]. En effet, la simulation numérique permet d'étudier virtuellement des systèmes physiques et de tester efficacement la validité des solutions proposées [Hammad, 2000; Florides, 2003]. Cette méthode reste donc la mieux adaptée pour comprendre le comportement des systèmes dans le but de les optimiser. La simulation numérique repose donc sur la validité des modèles développés, qui doivent traduire avec pertinence les phénomènes physiques afin de prédire le mieux possible le comportement des systèmes étudiés.

L'objectif final de cette modélisation est d'estimer la production frigorifique, la consommation électrique et les performances globales de notre installation de rafraîchissement solaire en fonction des sollicitations extérieures (rayonnement solaire, température extérieure, occupation du bâtiment…). Ces paramètres étant très variables d'un instant à un autre, la modélisation en régime dynamique paraît inévitable pour pouvoir tenir compte le plus précisément possible de tous les phénomènes physiques liés à notre problème.

Le schéma de principe de notre installation de rafraîchissement solaire est présenté en figure III-1. La chaleur produite par le champ de capteurs solaires thermiques (1) est stockée dans le ballon d'eau chaude (2) avant d'alimenter le générateur de la machine à absorption (3). L'eau froide produite au niveau de l'évaporateur de la machine à absorption est stockée dans le ballon d'eau froide (4) avant d'être distribuée dans le bâtiment à rafraîchir (6). Enfin, l'absorbeur et le condenseur de la machine à absorption sont refroidis par la tour de refroidissement (5).

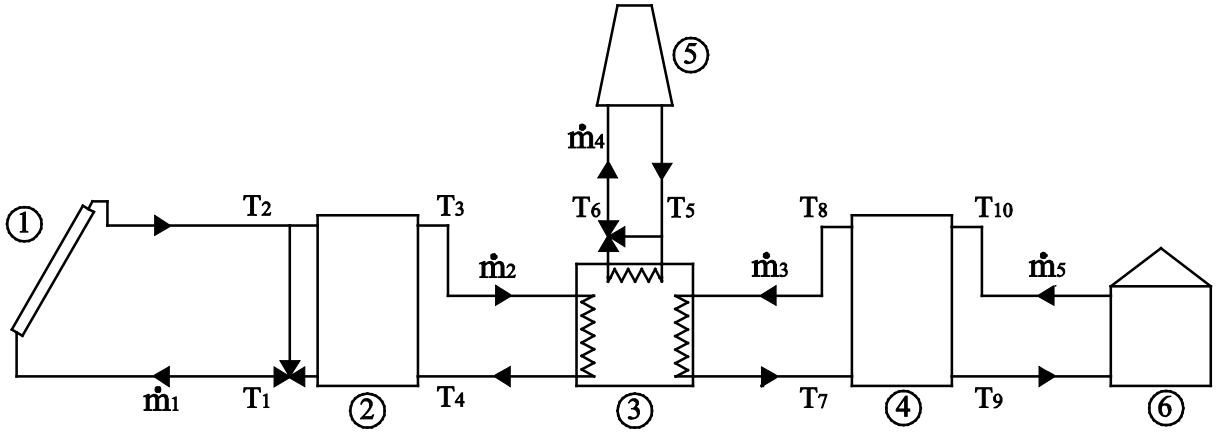

Figure III-44 : Schéma de principe d'une installation de rafraîchissement solaire ; 1. Champ de capteurs solaires ; 2. Ballon d'eau chaude ; 3. Machine à absorption ; 4. Ballon d'eau froide ; 5. Tour de refroidissement ; 6. Bâtiment

Dans ce chapitre, nous allons présenter les modèles numériques développés pour caractériser notre installation de rafraîchissement solaire à absorption liquide.

Nous avons choisi de développer deux types de modèles :

- **Le modèle global simplifié** : il intègre des modèles de capteurs solaires et de machine à absorption basés sur des résultats expérimentaux fournis par les constructeurs [Schüco, 2007a; Schüco, 2007b]. Les modèles de ballon de stockage et de tour de refroidissement sont des modèles phénoménologiques. La description simplifiée des capteurs et de la machine à absorption entraîne un temps de calcul plus rapide que le modèle détaillé, en particulier lorsqu'il s'agit d'évaluer les performances de l'installation à l'échelle d'un mois ou d'une saison.
- **Le modèle global détaillé** : il intègre des modèles de capteurs solaires et de machine, phénoménologiques, prenant en compte les inerties thermiques et permettant de caractériser le comportement de ces deux composants en phase transitoire. Les modèles de ballon et de tour de refroidissement sont communs au modèle global simplifié. Ce modèle détaillé permet d'effectuer des simulations à l'échelle d'une journée dans le but d'optimiser le fonctionnement de l'installation en réalisant une étude de sensibilité paramétrique.

Ces deux modèles ont été codés sous l'environnement SPARK, un solveur de systèmes d'équations algèbro-différentielles puissant, développé par le Lawrence Berkeley National Laboratory en Californie. Cependant, ces deux modèles développés sous SPARK n'intègrent pas de couplage effectif au bâtiment. En effet, la prise en compte des charges thermiques du bâtiment est réalisée grâce à un fichier de données expérimentales fourni en entrée du modèle global. C'est pour cela que nous avons développé, parallèlement à ces deux modèles, un troisième modèle intégrant le couplage entre l'installation et le bâtiment. Ce modèle est développé sous l'environnement EnergyPlus, un logiciel de simulation dédié au bâtiment et aux systèmes de chauffage, de ventilation et d'air conditionné.

Nous présentons dans un premier temps les différents modèles composant par composant :

- le champ de capteurs solaires (modèle simplifié et détaillé),
- les ballons de stockage (modèle général),
- les propriétés thermodynamiques de solution Eau/Bromure de Lithium et de l'eau pure,
- la machine à absorption (modèle simplifié et détaillé),
- la tour de refroidissement (modèle général).

Nous introduirons ensuite les environnements de simulation choisis, à savoir SPARK et EnergyPlus. Enfin les méthodes de résolution et les pas de temps utilisés sont présentés.

III.2 Modélisation du champ de capteur solaire double vitrage

La première étape de la modélisation d'une installation de rafraîchissement solaire consiste à estimer l'énergie produite par le champ de capteurs solaires thermiques. Cette énergie primaire sera stockée dans un ballon d'eau chaude avant d'alimenter le générateur de la machine à absorption. L'estimation de cette énergie calorifique est déterminante pour garantir une bonne évaluation de la production frigorifique et donc la distribution et le confort thermique dans le bâtiment. En effet, les performances de la machine frigorifique à absorption sont directement liées à la qualité de sa source chaude [Ma, 1996; Lecuona, 2009].

On compte à ce jour trois principales technologies de capteurs solaires thermiques adaptés aux installations de rafraîchissement solaires à absorption [Kalogirou, 2004] : les capteurs sous vide, les capteurs plans simple vitrage et les capteurs plans double vitrage. Les machines à absorption les plus répandues sont à simple effet et ne demandent pas des températures à l'entrée du générateur supérieures à 100°C. Les capteurs sous vide et les capteurs plans simple vitrage sont les technologies les plus répandues, on en trouve de nombreux modèles dans la littérature [Amer, 1998; Ru Yang, 2001; Khoukhi, 2004; Kalogirou, 2005; Praene, 2005; Bourdoukan, 2008a; Cadafalch, 2009]. La technologie de capteurs que nous avons choisie d'étudier est celle du double vitrage qui est moins coûteuse que la technologie sous vide et plus performante que les capteurs plans simple vitrage classiques. Le double vitrage permet de minimiser les pertes convectives sur la face supérieure du capteur et par conséquent de renforcer l'effet de serre artificiel réalisé à l'intérieur du capteur. Nous décrivons dans un premier temps le modèle simplifié et ensuite le modèle détaillé.

III.2.1 Modélisation simplifiée d'un capteur plan double vitrage

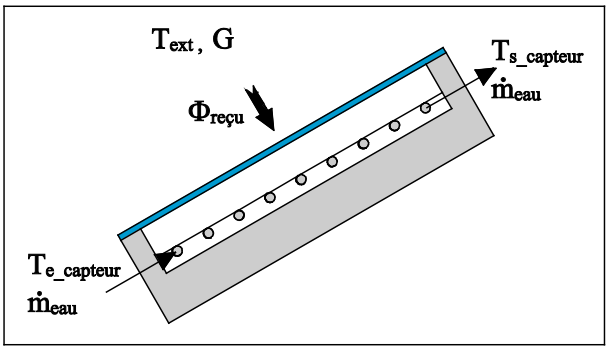

Figure III-45 : Représentation simplifiée d'un capteur solaire

La figure III-2 présente un schéma simplifié du capteur solaire double vitrage. Le fluide caloporteur arrive dans le capteur à la température et au débit et ressort avec le même débit et la température . Le capteur est soumis à un ensoleillement G sur sa surface d'entrée .

La modélisation simplifiée de notre capteur solaire est basée sur la méthode du rendement. L'équation du rendement (Eq.III.1) fait intervenir trois coefficients , et donnés généralement par le fabricant du capteur [Schüco, 2007a] et déterminés selon une procédure d'essai normalisée [EN-NF, 2006].

(Eq.III.1)

avec

où (Eq.III.2)

est le facteur optique du capteur, et sont des coefficients relatifs aux pertes thermiques dans le capteur. T_{ext} et G sont respectivement la température extérieure et l'ensoleillement global dans le plan du capteur. T_{e_capt} et T_{s_capt} sont les températures d'entrée et de sortie du fluide caloporteur dans le capteur solaire.

Les hypothèses sont les suivantes :

- la température du fluide caloporteur (eau) est uniforme à l'intérieur du capteur,
- la température de l'eau à la sortie du capteur est égale à celle de l'eau à l'intérieur du capteur,
- les propriétés thermodynamiques de l'eau sont indépendantes de la température,
- le débit d'eau circulant dans le capteur est constant,
- les pertes de charge dans le capteur sont négligées.

Pour modéliser le capteur solaire, nous appliquons le premier principe de la thermodynamique :

(Eq.III.3)

La variation d'énergie interne est égale à la somme des flux reçu par le soleil et transmis au fluide caloporteur. Le flux reçu par la surface du capteur dépend de l'ensoleillement, de la surface du capteur et du rendement :

(Eq.III.4)

Le flux transmis au fluide caloporteur est donné par l'équation suivante :

(Eq.III.5)

En considérant que la masse (M_{eau}) et la chaleur massique (Cp_{eau}) de l'eau dans le capteur sont constantes, l'équation différentielle qui caractérise le capteur est donnée par la relation suivante :

(Eq.III.6)

III.2.2 Modélisation détaillée d'un capteur plan double vitrage

III.2.2.1 Caractéristiques du capteur plan double vitrage

Le capteur plan double vitrage que nous allons étudier est composé de sept couches comme nous pouvons le voir sur la figure III-3. La partie supérieure du capteur est composée de deux couches de verre (1, 3) séparées par une lame d'air (2). La paroi absorbante du capteur (5) et la seconde couche de verre (3) sont séparées par une seconde lame d'air (4). Le fluide caloporteur (6) circule sous la paroi absorbante (5). Enfin, un isolant et une enveloppe (7) sont fixés sous l'absorbeur pour réduire les pertes thermiques sous le capteur.

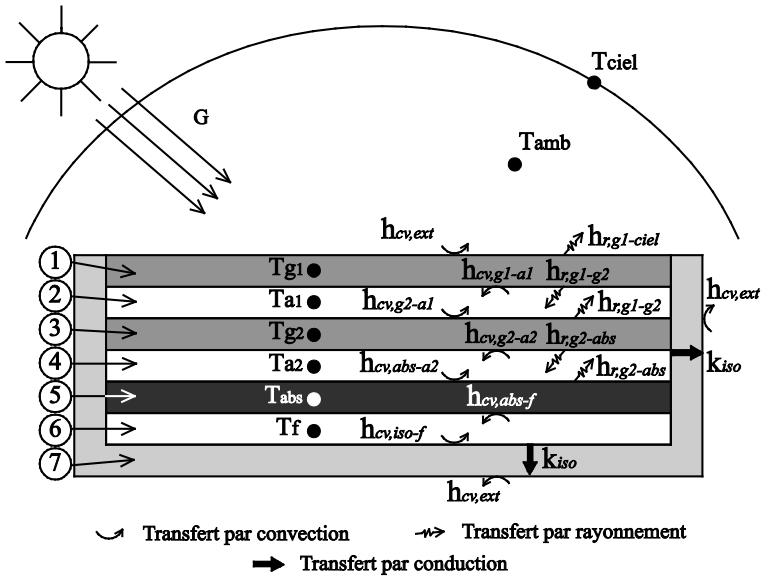

Figure III-46 : Représentation du capteur plan double vitrage : 1. première couche de verre ; 2. première couche d'air ; 3. seconde couche de verre ; 4. seconde couche d'air ; 5. paroi absorbante ; 6. fluide caloporteur ; 7. isolant et enveloppe.

Nous pouvons observer sur la figure III-3 les différents modes de transfert de chaleur qui interviennent. La première couche de verre (1) est soumise à deux transferts convectifs : le premier entre l'air ambiant et sa face supérieure et le second entre la première lame d'air (2) et sa face inférieure. Elle est aussi soumise à deux transferts radiatifs : le premier entre le ciel et sa face supérieure et le second entre sa face inférieure et la seconde couche de verre (3). De la même manière la seconde couche de verre (3) est soumise à deux transferts convectifs (l'un entre la première couche d'air (2) et sa face supérieure et l'autre entre la seconde couche d'air (4) et sa face inférieure) mais aussi à deux transferts radiatifs (l'un avec sa face supérieure et la face inférieure de la première couche de verre (1) et l'autre entre la face supérieure de l'absorbeur (5) et sa face inférieure). La paroi absorbante (5) est soumise à deux transferts convectifs (l'un entre la seconde couche d'air et sa face supérieure et l'autre entre le fluide caloporteur (6) et sa face inférieure) mais aussi à un transfert radiatif entre sa face supérieure et la seconde couche d'air (3). Le fluide caloporteur (6) est soumis à deux transferts convectifs : le premier avec l'absorbeur et le second avec l'isolant. Les pertes thermiques de la face inférieure du capteur sont caractérisées par un flux conductif traversant l'isolant et un flux convectif entre l'isolant et l'air ambiant. De la même manière on peut noter que chaque couche (1-6) possède en plus une paroi latérale déperditive caractérisée par un flux conductif associé à un flux convectif.

Les hypothèses sont les suivantes :

- les transferts thermiques sont monodimensionnels,
- les propriétés thermo-physiques des différents matériaux sont indépendantes de la température,
- les parois vitrées sont propres et transparentes au rayonnement solaire,
- les transferts conductifs à l'intérieur des lames de verre et d'air sont négligés,
- l'absorptivité ( ) et la transmitivité ( ) sont considérées constantes et données par le constructeur,
- on néglige les pertes radiatives sur les faces latérales et inférieures du capteur.

III.2.2.2 Développement du modèle de capteur double vitrage

Maintenant que nous avons identifié tous les transferts thermiques au sein de notre capteur plan double vitrage, nous pouvons mettre en équation notre système :

Bilan sur la première couche de verre (1) :

(Eq.III.7)

Bilan sur la première lame d'air (2) :

(Eq.III.8)

Bilan sur la deuxième couche de verre (3) :

(Eq.III.9)

Bilan sur la deuxième lame d'air (4) :

(Eq.III.10)

Bilan sur l'absorbeur (5) :

(Eq.III.11)

Bilan sur le fluide caloporteur (6) :

(Eq.III.12)

III.2.2.3 Détermination des coefficients d'échange convectifs du capteur

Le coefficient d'échange convectif entre la face supérieure du capteur et l'air ambiant dépend principalement de la vitesse du vent et peut être évalué grâce à l'équation empirique proposée par Agarwal et Larson [Agarwal, 1981] :

(Eq.III.13)

où est la vitesse du vent près du capteur en $m.s^{-1}$.

Le coefficient d'échange convectif entre les deux couches de verre (g_1 et g_2) est déterminé grâce aux équations proposées par Duffie et Beckman [Duffie, 1974] relatives à la convection naturelle entre deux plaques planes :

(Eq.III.14)

où et e_{a1} sont respectivement la conductivité thermique et l'épaisseur de la lame d'air entre les deux couches de verre. Le nombre de Nusselt (Nu) est donné par la relation suivante :

(Eq.III.15)

où est l'angle d'inclinaison du capteur avec l'horizontal en degrés. Le nombre de Prandtl est inclus dans l'équation ci-dessus et est indépendant de la température (Pr = 0.7) [Duffie, 1974]. Le nombre de Grashoff est donné par l'équation suivante :

(Eq.III.16)

où T_{g1}, T_{g2} et T_{a1} sont les températures des deux couches de verre (g_1 et g_2) et de la lame d'air intermédiaire (a_1), est la viscosité cinématique de l'air et la gravité.

Pour déterminer les coefficients d'échange convectifs entre la seconde couche de verre et l'absorbeur, nous allons procéder de la même manière en utilisant l'équation 14 et en ajustant les indices :

(Eq.III.17)

Le nombre de Nusselt se calcule grâce à l'équation 3.15 et le nombre de Grashoff est donné par :

(Eq.III.18)

Pour calculer le coefficient d'échange convectif entre le fluide caloporteur et la paroi interne de l'échangeur, nous allons utiliser la relation suivante proposée par Incropera et al. [Incropera, 2006] :

(Eq.III.19)

où Pr et Re_D sont les nombres de Prandtl et de Reynolds. Le coefficient d'échange sera donc obtenu grâce à la relation suivante :

(Eq.III.20)

Il faut noter que toutes les propriétés thermo-physiques des fluides (sont déterminées en fonction de la température du fluide (T_f). Enfin, les deux derniers coefficients d'échange globaux sont déterminés de manière classique :

(Eq.III.21)

(Eq.III.22)

III.2.2.4 Détermination des coefficients d'échange radiatifs du capteur

Le coefficient d'échange radiatif entre la paroi supérieure du capteur et le ciel est déterminé grâce à l'équation suivante [Duffie, 1974] :

(Eq.III.23)

où , , et sont respectivement l'émissivité du verre n°1, la constante de Stefan-Boltzman, la température du ciel et la température du verre n°1. Le coefficient d'échange radiatif entre les deux couches de verre est donné par la relation suivante :

(Eq.III.24)

où , sont l'émissivité et la température du verre n°2.

Enfin, le coefficient d'échange radiatif entre la deuxième couche de verre et la paroi absorbante est donné par la relation suivante :

(Eq.III.25)

III.3 Modélisation des ballons de stockage

La modélisation des ballons de stockage et la prise en compte de la stratification thermique, constituent une étape importante dans la modélisation globale de notre installation de rafraîchissement solaire. En effet, les performances de la boucle solaire sont directement liées au niveau de température du fluide caloporteur sortant du ballon d'eau chaude et entrant dans le champ de capteurs. Plus la température du fluide caloporteur qui entre dans le champ de capteurs est basse, plus les performances des capteurs solaires sont élevées. De plus, les performances de la machine à absorption sont elles aussi liées à la température de sa source chaude. Lorsque le modèle de ballon de stockage chaud ne prend pas en compte la stratification thermique et que la température du ballon est considérée comme homogène, les deux températures de sortie en haut (figure III-4 : T_3) et en bas du ballon (figure III-4 : T_1) sont identiques. En pratique, sur notre installation de rafraîchissement solaire, lorsque la pompe solaire et la pompe générateur alimentant la machine sont en fonctionnement, la différence de température entre le haut et le bas du ballon chaud peut atteindre 10°C. Si cette différence de température n'est pas intégrée au modèle de ballon, les capteurs solaires et/ou la machine ne fonctionneront pas dans les bonnes conditions, entraînant des erreurs importantes au niveau de l'estimation globale des performances de l'installation. Le même raisonnement peut être effectué au niveau du ballon de stockage froid.

Pour ces raisons, il est indispensable de développer un modèle de ballon stratifié. De nombreux travaux ont été menés sur ce sujet avec des approches expérimentales [Lavan, 1977; Hollands, 1989] ou numériques [Newton, 1995; Badescu, 2004; Kreuzinger, 2008]. Pour intégrer la stratification thermique, Duffie et al. [Duffie, 1991] et Kleinbach et al. [Kleinbach, 1993] ont proposé deux approches multi-nœuds pour modéliser une installation d'eau chaude sanitaire solaire utilisant un ballon de stockage stratifié. Ces modèles sont basés sur des bilans thermiques établis sur plusieurs couches, discrétisées et homogènes, dans le ballon (figure III-4).

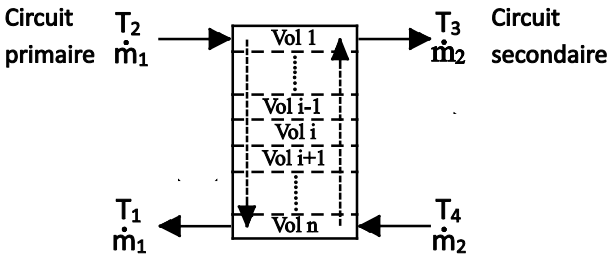

Figure III-47 : Ballon de stockage stratifié

Cette approche relativement simplifiée ne prend pas en compte tous les phénomènes physiques et en particulier la dynamique des fluides à l'intérieur du ballon. Cette approximation peut être considérée comme grossière cependant de nombreux travaux font états de ce type de modèle Klein et al. [Klein, 1976], Li et al. [Li, 2002] et Bourdoukan et al. [Bourdoukan, 2008a].

Dans notre cas, le ballon est décomposé en n éléments dans le sens longitudinal. L'équation de conservation de l'énergie est appliquée à chaque volume (ou nœud) :

Equation relative au premier nœud (1) :

(Eq.III.26)

Equation relative aux nœuds intermédiaires (i) :

(Eq.III.27)

Equation relative au dernier nœud (n) :

(Eq.III.28)

Les entrées de ce modèle sont les débits des deux fluides caloporteurs et les températures d'entrée du ballon (T_2 et T_4). Les sorties du modèle sont les deux températures de sortie du ballon (T_1 et T_3). Dans le cas du ballon d'eau chaude, T_1 est couplée à l'entrée de la boucle solaire et T_3 à l'entrée du générateur de la machine. Dans le cas du ballon d'eau froide, T_1 est couplée à l'entrée du circuit distribution et T_3 à l'entrée de l'évaporateur.

Notons qu'une attention toute particulière sera portée sur la procédure de validation de ce modèle dans le chapitre suivant.

III.4 Modélisation des propriétés thermodynamiques de l'eau pure et de la solution Eau-Bromure de lithium (H_2O/LiBr)

Comme nous l'avons vu précédemment, les machines frigorifiques à absorption liquide fonctionnent grâce à la faculté de certains liquides d'absorber (réaction exothermique) et de désorber (réaction endothermique) une vapeur. Ainsi, ces machines utilisent comme fluide de travail un mélange binaire dont l'un des composants est beaucoup plus volatil que l'autre et constitue le fluide frigorigène. Deux couples sont principalement utilisés :

- Eau / Bromure de Lithium (H_2O/LiBr), l'eau étant le fluide frigorigène,
- Ammoniac / Eau (NH_3/H_2O), l'ammoniac étant le fluide frigorigène.

Dans cette partie, nous allons nous intéresser particulièrement au premier couple eau / bromure de lithium puisque c'est celui qui est utilisé dans notre machine à absorption.

L'intégralité de la modélisation des propriétés thermodynamiques de l'eau pure et du mélange binaire eau-bromure de lithium à l'équilibre liquide-vapeur repose sur les publications de J. Pátek et J. Klomfar [Pátek, 2006; Pátek, 2009]. Leur travail a permis de mettre en évidence les propriétés les plus courantes comme la pression, la masse volumique, la capacité calorifique, l'enthalpie et l'entropie sous la forme de fonctions explicites dépendant de la température, de la pression et de la composition pour le mélange eau-bromure de lithium. La phase gazeuse du mélange peut être considérée comme de la vapeur d'eau pure. En effet, la pression de vapeur du bromure de lithium est négligeable devant la pression de vapeur d'eau.

Ces modèles sont valables pour des températures allant de 273 à 500 K et des compositions allant de 0 à 70 % en masse de bromure de lithium dans la solution.

Au niveau des propriétés de la solution et de l'eau pure à l'état liquide, les équations sont fondées sur un panel de données expérimentales qui a été largement examiné et critiqué [Pátek, 2006]. Les auteurs annoncent que les incertitudes liées aux corrélations sont de ±2,1 % pour la pression, ±0,5 % pour la masse volumique et ±2 % pour la capacité calorifique. Les incertitudes en valeur sont estimées à ±10 $kJ.kg^{-1}$ pour l'enthalpie et ±0,03 $kJ.kg^{-1}$ pour l'entropie.

Au niveau du calcul des propriétés de la vapeur d'eau [Pátek, 2009], l'étude est basée sur les équations de l'énergie libre de Gibbs elle-même issue des formulations proposées par l'association internationale des propriétés de l'eau et de la vapeur [Wagner, 2002]. Les écarts maximum constatés par les auteurs, entre les valeurs déterminées par ce modèle et la référence [Wagner, 2002] sont de ±0.03 % pour le volume molaire, ±0.8 % pour la capacité calorifique, ±0.7 $kJ.kg^{-1}$ (i.e. ±0.026%) pour l'enthalpie et ±0.015 $kJ.kg^{-1}$ (i.e. ±0.022%) pour l'entropie.

III.4.1 Formulation des équations pour le mélange H_2O-LiBr et pour l'eau liquide pure

Pour modéliser le mélange eau-bromure de lithium à l'équilibre liquide-vapeur, chaque variable thermodynamique est composée de deux termes. Le premier est celui de l'eau liquide pure, le second est un terme de correction. Lorsque le mélange ne contient pas de bromure de lithium , le second terme est nul.

Voici les fonctions donnant la densité molaire, la capacité calorifique molaire, l'enthalpie molaire et l'entropie molaire de la solution :

(Eq.III.29)

(Eq.III.30)

(Eq.III.31)

(Eq.III.32)

avec des constantes.

x représente la fraction molaire en bromure de lithium. Pour passer en fraction massique , il suffit de multiplier la fraction molaire par les masses molaires :

(Eq.III.33)

Les termes notés avec des apostrophes représentent les propriétés de l'eau pure à la saturation. Ils sont déterminés à partir d'une formulation tirée de l'association internationale des propriétés de l'eau et de la vapeur [Wagner, 2002].

Voici les fonctions donnant la densité, la capacité calorifique, l'enthalpie et l'entropie molaires de l'eau pure liquide à la saturation :

(Eq.III.34)

(Eq.III.35)

(Eq.III.36)

(Eq.III.37)

avec T_t une constante.

Pour déterminer la pression, la méthode est différente. Il faut calculer une température intermédiaire θ, et déterminer sa pression de saturation en eau pure à cette température :

(Eq.III.38)

avec

(Eq.III.39)

La pression de saturation de l'eau pure est donnée par :

— — (Eq.III.40)

avec constant.

Nous devons rajouter une équation pour prendre en compte la cristallisation de la solution. En effet, dans certains cas, en particulier à basse pression et haute concentration en bromure de lithium, la solution se cristallise. Les équations qui régissent ce phénomène sont présentées dans le tableau III-1 [Castaing-Lasvignottes, 2001].

Domaine de validité	Température de cristallisation
X < 0	0
0 < X < 20	-0.1*X-0.025*X²
20 < X < 39.2	-24.804347826087 + 2.43369565217391*X - 0.0896739130434783*X²
39.2 < X < 49.2	-434.48275862069+15.3685385878489*X-0.15303776683087*X²
49.2 < X < 57.37	-1286.15172413793+X*41.6625287356322*X - 0.335632183908046*X²
57.37 < X < 65.16	-1336.1+39.043*X -0.2748*X²
65.16 < X < 70	-6266.7+175.74*X -1.2114*X²

Tableau III-8 : Equations régissant la cristallisation de la solution

III.4.2 Formulation des équations pour la vapeur d'eau basée sur l'énergie libre de Gibbs

Pour déterminer les propriétés thermodynamiques de la vapeur d'eau, nous allons utiliser une fonction potentielle de Gibbs qui dépend de la température et de la pression :

— — — —

(Eq.III.41)

Les autres propriétés sont des fonctions dérivées de cette fonction et sont données par les relations suivantes :

— –

—

—

Il en résulte les équations suivantes :

(Eq.III.42)

(Eq.III.43)

(Eq.III.44)

(Eq.III.45)

avec , des constantes.

Le travail de modélisation de la solution eau / bromure de lithium et eau pure étant terminé, nous allons maintenant modéliser la machine à absorption.

III.5 Modélisation de la machine à absorption

III.5.1 Modélisation simplifiée de la machine à absorption

La plupart des modèles simplifiés de machine à absorption sont basés sur des données empiriques qui permettent de déterminer les performances de la machine uniquement en fonction des régimes de température [García Cascales, 2010]. Les températures prises en compte sont celles de la source chaude, au niveau du générateur, la source à température ambiante, au niveau du couple absorbeur/condenseur et la source froide, au niveau de l'évaporateur. Le modèle est basé sur les courbes établies par le constructeur pour déterminer la puissance frigorifique produite.

Les figures III-5 à III-7 présentent les évolutions de la puissance frigorifique en fonction des températures d'entrée pour le générateur et le condenseur et la température de sortie pour l'évaporateur [Schüco, 2007b]. On remarque que ces évolutions sont linéaires.

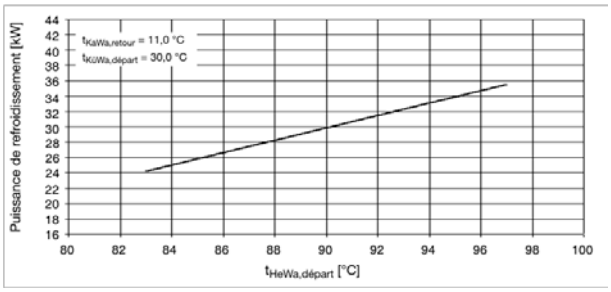

Figure III-48 : Courbe constructeur donnant la puissance frigorifique en fonction de Te_gen (à Ts_évap = 11°C et Te_abs = 30°C)

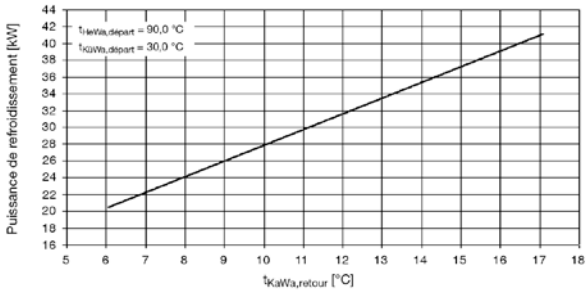

Figure III-49 : Courbe constructeur donnant la puissance frigorifique en fonction de Ts_évap (à Te_gen = 90°C et Te_abs = 30°C)

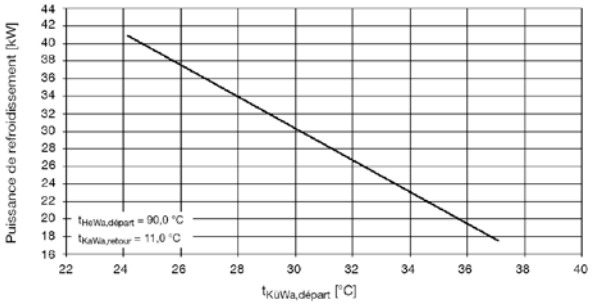

Figure III-50 : Courbe constructeur donnant la puissance frigorifique en fonction de Te_abs (à Te_gen = 90°C et Ts_évap = 30°C)

Pour chaque température d'entrée ou de sortie, une puissance frigorifique est associée. La puissance frigorifique finale sera la moyenne des trois puissances déterminées précédemment.

Nous avons ensuite établi une fonction linéaire permettant de calculer le coefficient de performance thermique en fonction de la température de la source chaude. Cette fonction a été déterminée expérimentalement.

Sa forme se présente comme suit:

- Pour où a et b sont des constantes.
- Pour .

Connaissant la puissance frigorifique produite ainsi que les coefficients a et b, nous pouvons déterminer la puissance échangée au niveau du générateur ainsi que celle échangée au niveau du circuit de refroidissement.

III.5.2 Modélisation dynamique de la machine à absorption

Le comportement de la machine à absorption peut être prédit avec finesse en modélisant les principaux composants de la machine. L'objectif est d'établir un modèle de machine prenant en compte les inerties thermiques et certains phénomènes transitoires. En effet, la plupart du temps, les machines à absorption n'atteignent leur régime permanent qu'après un quart d'heure de

fonctionnement environ. En régime permanent, les conditions de fonctionnement et notamment les températures des sources chaude, froide et motrice ont une forte influence sur les performances. La machine ne fonctionnant pas, le plus souvent, dans ses conditions nominales, il est important d'affiner la modélisation de cet élément essentiel de l'installation de rafraîchissement solaire.

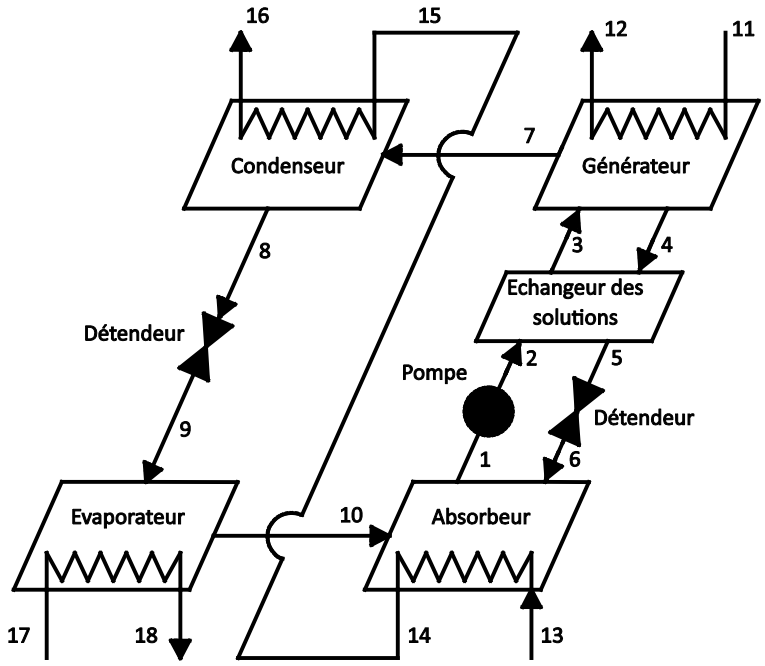

Figure III-51 : Représentation du principe de fonctionnement de la machine à absorption avec les boucles d'eau chaude (11-12), froide (17-18) et de refroidissement (13-16)

Le schéma de principe de la machine à absorption est représenté sur la figure III-8. Ce schéma est une représentation simplifiée du schéma proposé par le constructeur (figure II-15). La deuxième pompe de solution (générateur => absorbeur) n'y figure pas, entraînant une légère variation du débit simulé par rapport à la réalité. Le calcul du débit simulé est présenté dans le paragraphe III.5.2.7 et la validation de cette hypothèse, réalisée en régime permanent, est présentée en annexe 3.

L'eau venant du ballon d'eau chaude circule à travers l'échangeur du générateur (point 11 et 12) et se refroidit en chauffant la solution. L'eau de refroidissement venant de la tour de refroidissement circule à travers l'échangeur de l'absorbeur (point 13 et 14) puis traverse le condenseur (point 15 et 16). L'eau venant du ballon d'eau froide circule à travers l'évaporateur (point 17 et 18).

Le modèle ne prenant pas en compte les pertes de charge dans les tuyauteries et quelques pertes thermiques (tuyauteries et pompe solution). Certaines températures, enthalpies ou concentrations en LiBr sont supposées identiques comme le présente le tableau 3.2. De plus, pour bien comprendre le comportement de la machine, on simplifie sa description mathématique en émettant plusieurs hypothèses :

- chacun des composants (générateur, condenseur, évaporateur et absorbeur) peut être représenté par les éléments suivants :
    - un réservoir : il contient la solution (ou l'eau pure),
    - un échangeur de chaleur : c'est l'intermédiaire entre la solution (ou l'eau pure) et la source de chaleur,

- une paroi : c'est l'intermédiaire entre la solution et l'extérieur,

- le condenseur et l'évaporateur sont composés d'eau pure,
- le débit massique de la solution entre l'absorbeur et le générateur est constant,
- l'équilibre thermodynamique est atteint dans chaque composant,
- les coefficients d'échange interne et externe des échangeurs sont constants,
- les échanges convectifs et radiatifs entre le fluide frigorigène pur et la solution sont négligés,
- la température du fluide caloporteur sortant de l'absorbeur est égale à celle du fluide caloporteur à l'entrée du condenseur,
- la vapeur sortante de l'évaporateur est saturée,
- le terme de transport de la solution ou du fluide frigorigène dans les tuyauteries est négligé,
- toutes les variables thermodynamiques (T, P, X...) sont supposées uniformes dans l'espace dans chaque composant,
- la pression dans le générateur est égale à la pression dans le condenseur et de la même manière, la pression dans l'absorbeur est égale à celle de l'évaporateur,
- les détendeurs sont considérés isenthalpiques.

Enthalpies	$h_1 = h_2$ $h_8 = h_9$	$h_5 = h_6$ $h_{14} = h_{15}$
Températures	$T_1 = T_2$ $T_{14} = T_{15}$	$T_5 = T_6$
Concentrations en LiBr	$X_1 = X_2 = X_3$ $X_4 = X_5 = X_6$	

Tableau III-9 : Egalités des enthalpies, des températures et des concentrations en LiBr.

Le modèle est constitué d'un ensemble d'équations différentielles dépendantes du temps comme on peut les trouver dans la littérature pour représenter le comportement d'autres machines thermiques [Stabat, 2003; Bourdoukan, 2008b; Bin Li, 2010], représentant :

- Le bilan énergétique du système : il est fondé sur la première loi de la thermodynamique appliquée à un système ouvert pour la solution et à un système fermé pour l'échangeur :

(Eq.III.46)

- Le bilan de masse de la solution liquide :

(Eq.III.47)

- Le bilan de masse de l'eau pure :

(Eq.III.48)

III.5.2.1 Modélisation du réservoir du générateur et de l'absorbeur

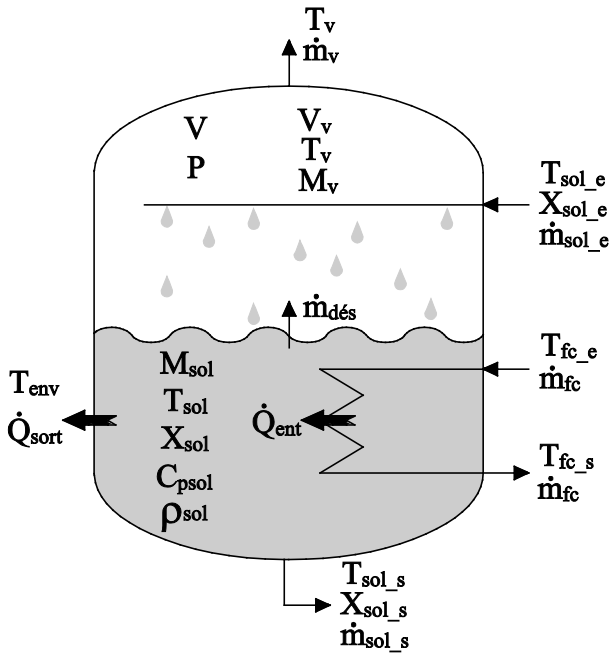

Figure III-52 : Représentation du réservoir du générateur

La Figure III-9 représente le schéma du réservoir du générateur contenant la solution (indice sol) en bas et la vapeur d'eau au dessus (indice v). En haut à droite, se trouve la solution entrante (indice sol_e) et en bas la solution qui sort (indice sol_s). En haut du réservoir se trouve la vapeur d'eau sortante. Dans le cas du générateur, la solution entrante est pauvre en LiBr et la solution sortante est enrichie en LiBr, puisque la vapeur est désorbée (indice dés). Dans le cas de l'absorbeur, la vapeur est absorbée, la solution qui entre est donc riche et la solution sortante est pauvre. Un premier flux thermique s'établit à travers la paroi par conduction Φ_{sort} et un deuxième flux thermique s'établit entre l'échangeur et la solution Φ_{ent}.

Afin de simplifier la modélisation, certaines hypothèses sont faites :

- La température de la vapeur qui est désorbée $T_{dés}$ est égale à celle de la solution.
- La vapeur est surchauffée et ne contient pas d'eau liquide.
- Il n'y a pas d'échange thermique par convection ni par rayonnement entre la vapeur et la solution.
- La température et la concentration en LiBr de la solution sortante sont égales à celles de la solution dans le réservoir.

Le modèle du réservoir du générateur et de l'absorbeur est basé sur les bilans massiques, thermiques, volumiques et le bilan des concentrations pour la solution ainsi que sur des bilans massiques, volumiques et de la loi des gaz parfaits pour la vapeur. Le bilan massique de la solution s'écrit :

(Eq.III.49)

Ensuite, le bilan des concentrations en LiBr est donné par l'équation suivante :

(Eq.III.50)

Et le bilan thermique :

(Eq.III.51)

Les flux thermiques Φ_{ent} et Φ_{sort} se calculent dans les modèles de la paroi et de l'échangeur, présentés dans les paragraphes suivants.

Pour la vapeur au dessus de la solution, le bilan volumique est :

(Eq.III.52)

Ensuite, le bilan massique de la vapeur s'écrit :

(Eq.III.53)

Avec la constante de gaz individuelle et la loi des gaz parfaits, , nous arrivons à l'équation suivante :

(Eq.III.54)

III.5.2.2 Modélisation du réservoir du condenseur

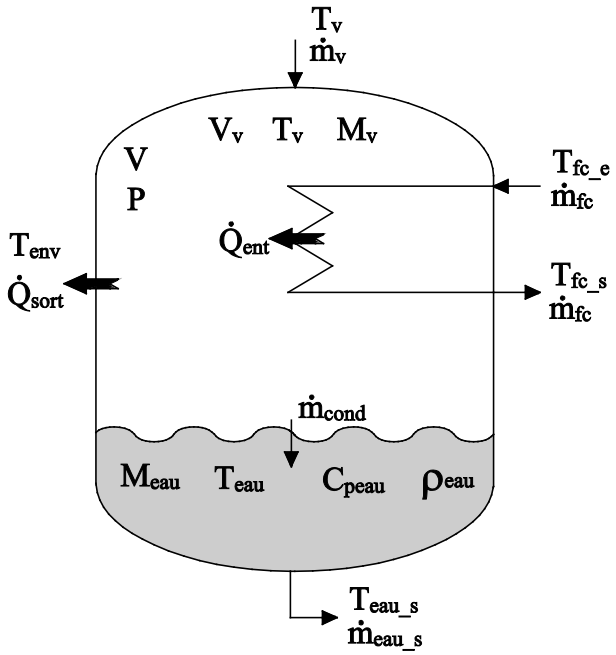

Figure III-53 : Représentation du réservoir du condenseur

La figure III-10 représente le réservoir du condenseur. La vapeur surchauffée issue du générateur arrive en haut du réservoir (indice v). L'eau liquide sort en bas du réservoir (indice eau_s) à l'état saturé. De la même manière que pour le générateur, un premier flux thermique s'établit à travers la paroi par conduction Φ_{sort} et un deuxième flux thermique s'établit entre l'échangeur et la vapeur Φ_{ent}.

Voici les hypothèses établies pour le condenseur :

- la vapeur et l'eau liquide à l'intérieur du réservoir sont à l'état saturé,
- l'enthalpie de la vapeur surchauffée qui rentre dans le condenseur est égale à celle qui sort du générateur,
- les échanges thermiques entre l'eau liquide saturée et l'extérieur sont négligés.

Les bilans massiques, volumiques et thermiques ainsi que la loi des gaz parfaits sont établis sur la vapeur :

(Eq.III.55)

(Eq.III.56)

(Eq.III.57)

(Eq.III.58)

La variation du niveau de l'eau liquide est introduite par le bilan massique :

(Eq.III.59)

On note que le débit d'eau condensée est différent du débit d'eau qui sort du réservoir . Nous verrons par la suite comment ce débit est contrôlé (modélisation du détendeur).

III.5.2.3 Modélisation du réservoir de l'évaporateur

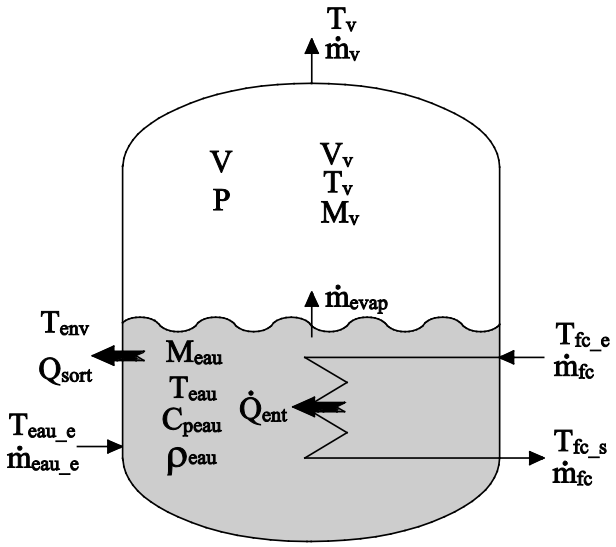

Figure III-54 : Représentation du réservoir de l'évaporateur

La figure III-11 représente le réservoir de l'évaporateur. L'eau liquide saturée issue du condenseur arrive en bas à gauche du réservoir (indice eau_e). La vapeur sort en haut du réservoir (indice v) à l'état saturé. De la même manière que pour le générateur et le condenseur, un premier flux thermique s'établit à travers la paroi Φ_{sort} et un second flux thermique s'établit entre l'échangeur et la solution Φ_{ent}.

Voici les hypothèses établies pour l'évaporateur :

- la vapeur et l'eau liquide à l'intérieur du réservoir sont à l'état saturé,
- l'enthalpie de l'eau liquide qui rentre dans l'évaporateur est égale à celle qui sort du condenseur,
- les échanges thermiques entre la vapeur saturée et l'extérieur sont négligés.

Les bilans massiques et volumiques ainsi que la loi des gaz parfaits sont établis sur la vapeur :

(Eq.III.60)

(Eq.III.61)

(Eq.III.62)

On réalise ensuite les bilans massiques et thermiques sur l'eau liquide :

(Eq.III.63)

(Eq.III.64)

III.5.2.4 Modélisation d'une paroi

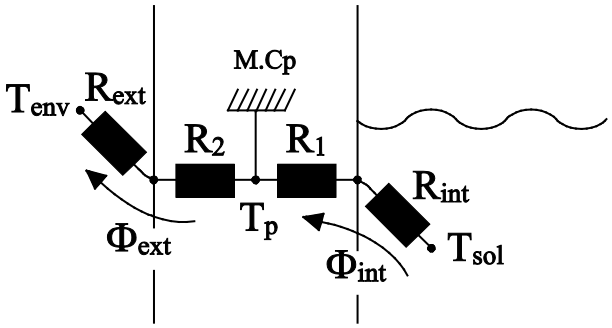

Figure III-55 : Représentation de la paroi du générateur

Pour représenter la paroi du générateur et de l'absorbeur, il suffit d'utiliser un modèle d'une paroi monocouche avec un nœud thermique. L'épaisseur est supposée constante et les ponts thermiques dus aux bords sont négligés. La figure III-12 représente un schéma équivalent électrique de cette paroi. Elle possède la masse M avec une capacité calorifique Cp : un premier flux thermique Φ_{int} s'établit entre la solution (de température T_{sol}) et le milieu de la paroi (de température T_p). Un deuxième flux thermique Φ_{ext} s'établit entre la paroi et l'environnement (de température T_{env}). Les résistances thermiques R_{int} et R_{ext} sont les résistances superficielles de l'intérieur et de l'extérieur, qui comprennent les échanges par convection et rayonnement. Les résistances R_1 et R_2 sont les résistances dues à la conduction dans la paroi.

En général, pour décrire le modèle d'une paroi il faut trois équations.

Le bilan thermique du mur sur le nœud central est donné par :

(Eq.III.65)

Les flux Φ_{int} et Φ_{ext} sont calculés selon:

et (Eq.III.66)

où K_{int} et K_{ext} sont les coefficients de transmission comprenant R_{int}, R_1 et R_2, R_{ext} :

(Eq.III.67)

III.5.2.5 Modélisation d'un échangeur dans un réservoir

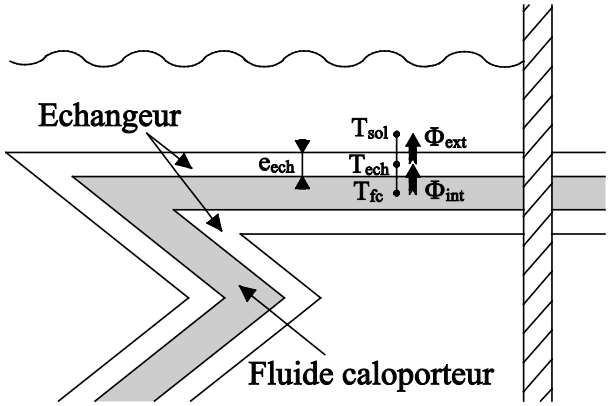

Figure III-56 : Représentation d'un échangeur dans un réservoir

L'échangeur est représenté de la même manière que la paroi, avec un nœud thermique (figure III-13). On note M_{ech} sa masse, λ_{ech} sa conductivité thermique, C_{ech} sa chaleur massique et on suppose que son épaisseur (e_{ech}) est constante. La figure III-13 représente l'échangeur plongé dans un réservoir contenant la solution LiBr-H_2O ou l'eau pure. Un fluide caloporteur (de l'eau) circule à l'intérieur de l'échangeur. On note T_{fc_e} la température d'entrée et T_{fc_s} la température de sortie du fluide caloporteur.

Dans ces conditions, un flux thermique Φ_{int} s'établit entre le fluide caloporteur (à T_{fc}) et le milieu de la paroi de l'échangeur (à T_{ech}). Un second flux thermique Φ_{ext} s'établit entre le milieu de la paroi de l'échangeur (à T_{ech}) et la solution (à T_{sol}).

Ensuite, on réalise le bilan thermique de l'échangeur sur le nœud au milieu de sa paroi, comme suit :

(Eq.III.68)

Les flux thermiques Φ_{int} et Φ_{ext} sont calculés selon les équations suivantes :

et (Eq.III.69)

où U_{int} et U_{ext} sont les coefficients d'échanges globaux et la différence de température logarithmique moyenne entre l'entrée et la sortie de l'échangeur. Les coefficients d'échange globaux sont donnés par les relations suivantes :

(Eq.III.70)

(Eq.III.71)

avec et les coefficients d'échanges convectifs intérieur et extérieur.

Enfin, la différence de température logarithmique moyenne ( ) est donnée par :

(Eq.III.72)

III.5.2.6 Modélisation de l'échangeur des solutions

La figure 3.14 présente le schéma d'un échangeur de chaleur à contre-courant supposé sans inertie thermique. Cet échangeur se trouve entre le générateur et l'absorbeur (voir figure 3.8) et permet l'échange de chaleur entre la solution pauvre et la solution riche.

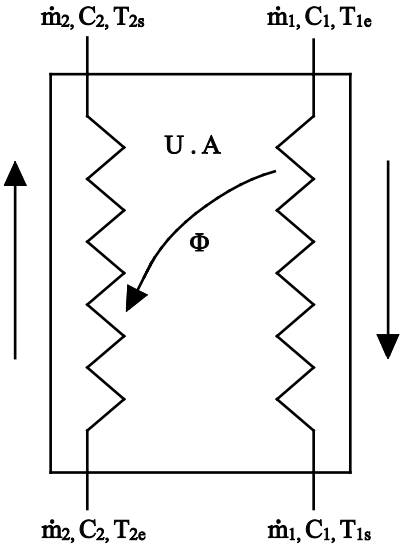

Figure III-57 : Représentation de l'échangeur des solutions

Le fluide 1 avec la chaleur massique C_1 circule au débit et le fluide 2 respectivement avec C_2 et . Le fluide 1 entre à la température T_{1e} et sort à la température T_{1s}. Le fluide 2 entre à la température T_{2e} et sort à la température T_{2s}. Le flux Φ échangé est défini positif du fluide 1 vers le fluide 2 et il dépend de la différence de température des fluides. U est le coefficient d'échange global, et A est la surface d'échange.

Le système d'équations est établi à l'aide de la méthode de l'efficacité de l'échangeur. Le flux thermique échangé entre la solution riche et la solution pauvre Φ est évalué par :

(Eq.III.73)

Le rendement η est donné par l'expression :

(Eq.III.74)

Avec les facteurs N, C et obtenus par :

(Eq.III.75)

III.5.2.7 Modélisation des détendeurs

La modélisation d'un détendeur a été proposée dans les travaux de Köhlenbach et Ziegler [Kohlenbach, 2008a; Kohlenbach, 2008b]. La solution riche en LiBr allant du générateur vers l'absorbeur circule grâce à la gravité et la différence de pression qui règne entre ces deux composants (figure III-8). Les pertes de charges dans l'échangeur des solutions et dans les tuyauteries sont prises en compte par un coefficient de résistance . Le débit de la solution riche est donc donné par la relation suivante :

(Eq.III.76)

et sont des constantes et représentent le coefficient de décharge et la section du tube générateur/absorbeur (en m²), et sont les pressions dans le générateur et l'absorbeur, la masse volumique de la solution, la constante de gravité, la hauteur entre les deux composants et la hauteur du fluide dans le générateur. Notons que ces coefficients ont été validés grâce aux mesures effectuées aux bornes de l'échangeur des solutions (annexe 3).

La même expression peut être adaptée pour calculer le débit d'eau condensée allant du condenseur à l'évaporateur. Il en résulte l'équation suivante :

(Eq.III.77)

et sont des constantes et représentent le coefficient de décharge et la section du tube condenseur/évaporateur (en m²), et sont les pressions dans le condenseur et l'évaporateur, la masse volumique de l'eau liquide saturée, la constante de gravité, la hauteur entre les deux composants et la hauteur du liquide dans le condenseur.

III.6 Modélisation de la tour de refroidissement

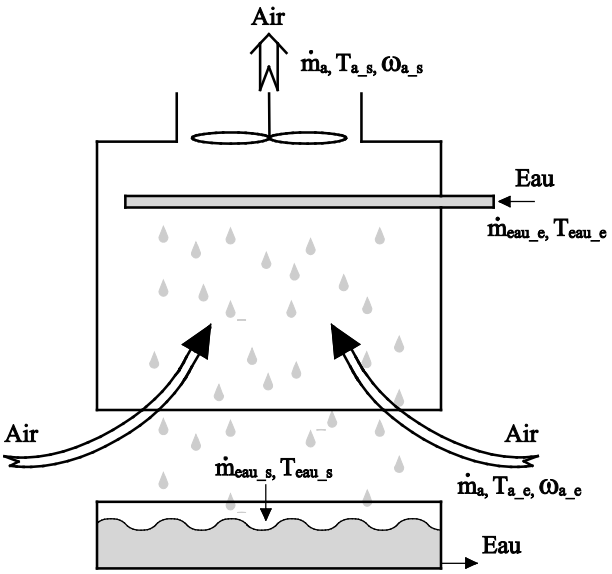

Figure III-58 : Représentation de la tour de refroidissement

La Figure III-15 représente une tour de refroidissement ouverte à contre-courant. Le ventilateur aspire l'air extérieur en bas de la tour et l'expulse par le haut. L'eau à refroidir arrive en haut de la tour puis est pulvérisée en fine gouttelette vers le bas où elle est récupérée dans un réservoir. Le jet d'eau chaude est par conséquent en contact direct avec le flux d'air qui arrive à contre-courant. Les gouttelettes sont soumises à un transfert de chaleur sensible, dû à la différence de température avec l'air, et à un transfert de masse et de chaleur latente résultant de l'évaporation de l'eau dans l'air. Pour pallier cette évaporation, de l'eau est directement injectée dans le réservoir en bas de la tour lorsque celui-ci atteint son niveau bas. L'eau du réservoir est ensuite aspirée par la pompe du circuit de refroidissement pour alimenter l'absorbeur et le condenseur de la machine à absorption.

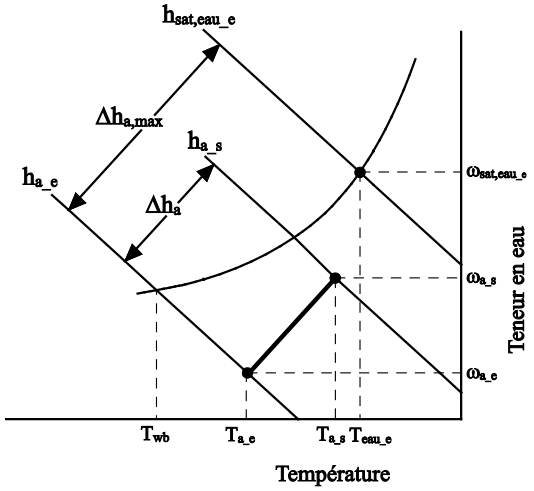

Figure III-59 : Diagramme de l'air humide caractérisant l'état de l'air dans la tour de refroidissement

La figure III-16 représente le diagramme de l'air humide caractérisant l'état (ou les propriétés thermodynamiques) de l'air dans la tour de refroidissement. L'air entre dans la tour dans un état

connu, caractérisé par une température et un taux d'humidité . Il ressort de la tour à la température et au taux d'humidité . La température de l'air à la sortie ( ) serait égale à celle de l'eau qui entre dans la tour ( ) si l'air sortait à l'état saturé, c'est à dire si l'échange entre l'air et l'eau était idéal. Ceci correspond à l'enthalpie maximum que pourrait avoir l'air à la sortie (sur la figure III-16). Sur le diagramme de l'air humide, trois isenthalpes sont tracées : celle correspondant à l'air qui rentre ( ), celle de l'air qui sort ( ) et celle de l'état saturé de l'air à la température de l'eau qui entre dans la tour ( ). L'efficacité du transfert thermique (coté air) en terme d'enthalpies est donc :

(Eq.III.78)

Pour une efficacité connue, la puissance thermique rejetée par la tour est alors :

(Eq.III.79)

Braun [Braun, 1988] a montré que l'efficacité de l'air peut être déterminée en utilisant les équations relatives aux échangeurs de chaleur sensible, en modifiant notamment la définition du nombre d'unités de transfert. Pour une tour de refroidissement à contre-courant, l'efficacité de l'air est donnée par l'équation suivante :

(Eq.III.80)

avec , le nombre d'unités de transfert modifié. Il est déterminé par la relation suivante [ASHRAE, 1983] :

(Eq.III.81)

Dans cette équation, l'exposant est compris entre -1,1 et -0,35, alors que le facteur varie entre 0,5 à 5. Simpson et Sherwood [Simpson, 1946] ont déterminé ces variables pour différents modèles de tours de refroidissement. Il est généralement nécessaire d'établir des corrélations issues des données expérimentales en vue de déterminer ces paramètres pour une tour en particulier.

Le facteur de l'équation III.80 est donné par :

(Eq.III.82)

avec , la chaleur spécifique de saturation.

Cette chaleur spécifique de saturation est définie comme le rapport entre l'écart des enthalpies de saturation (à l'entrée et à la sortie cotée eau) et l'écart des températures d'eau à l'entrée et à la sortie de la tour :

(Eq.III.83)

En réalisant un bilan énergétique sur la tour, on peut déterminer la température de sortie de l'eau :

(Eq.III.84)

Dans la plupart des cas, l'eau perdue par évaporation est négligée : . Des études [Simpson, 1946] ont montré qu'en règle générale, le taux de perte par évaporation est de l'ordre de 1 à 4 % du débit entrant. Ces mêmes études ont démontré que négliger ces pertes, peut entraîner une erreur d'environ 1°C sur l'évaluation de la température de l'eau à la sortie de la tour. Il est également nécessaire de connaître les pertes dues à l'évaporation de l'eau pour évaluer le volume d'eau à rajouter dans le réservoir de la tour.

Le débit d'eau à la sortie est donné par la relation suivante :

(Eq.III.85)

avec le taux d'humidité de l'air à la sortie défini par l'équation suivante :

(Eq.III.86)

Pour déterminer la teneur en eau effective à la saturation , on calcule l'enthalpie effective à la saturation , et grâce aux propriétés thermodynamiques de l'air humide, on remonte à la valeur de . L'enthalpie effective à la saturation est donnée par l'équation suivante :

(Eq.III.87)

En utilisant l'équation 3.78 donnant l'efficacité du transfert thermique coté air ( ), on détermine l'enthalpie de l'air à la sortie :

(Eq.III.88)

III.7 Modélisation complète sous ENERGYPLUS

Pour modéliser notre installation sous l'environnement EnergyPlus, nous avons utilisé les modèles déjà codés. Les modèles de capteur plan et de ballon de stockage sont identiques aux modèles de capteurs simplifiés et de ballon présentés au début de ce chapitre.

Le modèle de tour de refroidissement est directement issu de la théorie de Merkel [Merkel, 1925]. Elle est modélisée comme un échangeur air/eau avec la méthode de l'efficacité. Les données à introduire proviennent de la documentation du constructeur.

Le modèle utilisé pour décrire la machine à absorption est établi en régime permanent. Il s'appuie sur les données caractéristiques de la machine au voisinage des conditions de fonctionnement nominales et à partir des équations (Eq.III.89, III.90 et III.91) issues des courbes constructeurs [Schüco, 2007b]. Ces équations permettent de modifier la puissance frigorifique maximale de l'évaporateur en fonction des températures d'entrée du condenseur, du générateur et de sortie de l'évaporateur. Les douze coefficients (a, b, ..., l) sont extraits des courbes du constructeur :

(Eq.III.89)

(Eq.III.90)

(Eq.III.91)

(Eq.III.92)

(Eq.III.93)

Dans l'équation Eq.III.93, le PLR correspond au taux de charge de la machine, c'est le rapport entre la puissance frigorifique demandée et la puissance maximale disponible au niveau de l'évaporateur (Eq.III.92). L'équation Eq.III.94 évalue le facteur GenHIR en fonction du taux de charge de la machine (PLR). Ce facteur est nécessaire au calcul de la quantité de chaleur appelée par le générateur (Eq.III.97).

(Eq.III.94)

Les équations (Eq.III.95 et III.96) permettent de modifier la quantité de chaleur nécessaire en entrée du générateur en fonction de la température d'entrée du condenseur et la température de sortie de l'évaporateur. Les coefficients des équations (Eq.III.94, III.95 et III.96) sont obtenus à partir d'une analyse des données expérimentales et ces facteurs sont utilisés dans l'équation (Eq.III.97) afin de déterminer la puissance nécessaire aux bornes du générateur. L'équation (Eq.III.98) permet de calculer la puissance que le circuit de refroidissement doit évacuer. Dans cette équation, la puissance dissipée par la pompe de circulation de la machine est négligée.

(Eq.III.95)

(Eq.III.96)

(Eq.III.97)

(Eq.III.98)

La modélisation du bâtiment a été effectuée à l'aide du logiciel Google SketchUp, un logiciel de dessin, et d'Open Studio, plug-in permettant de charger directement les caractéristiques du bâtiment sous l'environnement EnergyPlus (figure III-17). Voici les caractéristiques du bâtiment et les hypothèses établies :

- le bâtiment comprend quatre salles d'enseignement,
- les salles à rafraîchir sont sur un vide sanitaire,
- les cloisons légères sont décrites de la manière suivante : laine de verre entre 2 plaques de BA13 pour une épaisseur totale de 100mm,
- le faux-plafond est constitué de plaques de laine de roche,
- les murs, les planchers et la dalle terrasse sont en béton armé,
- les combles ont une hauteur moyenne de 1,4m,
- les combles non ventilés sont surmontés d'une tôle,
- les fenêtres sont de type simple vitrage,
- les protections de façades sont considérées de la manière suivante :
    - les façades exposées à l'Ouest sont protégées par un débord de toiture de 1,80m,
    - les façades exposées à l'Est sont protégées par une retombée de poutre avec un profil de facteur solaire de 75%.

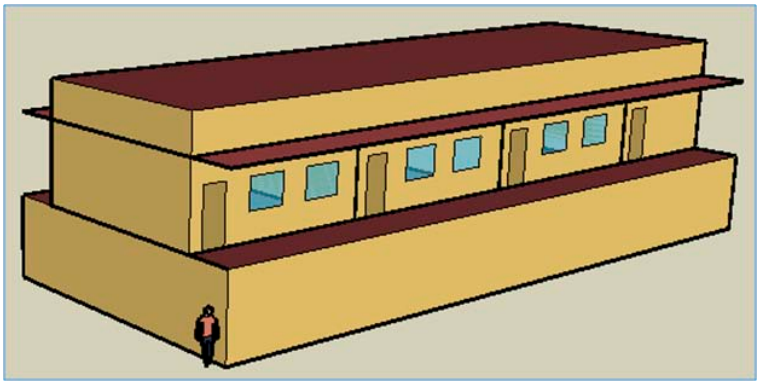

Figure III-60 : représentation du bâtiment sous Google SketchUp

Un fichier météo de l'année 2010 donné par la station météo de l'IUT est utilisé. Ce sont les données vérifiées et validées, mises au format du logiciel de simulation.

III.8 Présentation de l'environnement de simulation SPARK

Le « Simulation Problem Analysis and Research Kernel» (SPARK) est un environnement de simulation dynamique qui a été développé par le Lawrence Berkeley National Laboratory en Californie. Cet outil permet de résoudre des systèmes d'équations algèbro-différentielles qui apparaissent dans la plupart des domaines scientifiques. SPARK est notamment utilisé pour résoudre des problèmes de thermique du bâtiment [Mora, 2003; Tittelein, 2008; Bourdoukan, 2008b].

SPARK est un logiciel « orienté objet » qui exécute des simulations. Le terme « orienté objet » caractérise des composants et des sous-systèmes programmés qui peuvent ensuite être connectés pour créer le modèle du système entier. Souvent les mêmes programmes de sous-systèmes peuvent être employés dans différents modèles, diminuant ainsi le travail de reconstruction. SPARK peut donc être assimilé à un solveur général d'équations. La figure III-18 présente les différents fichiers dont SPARK a besoin pour fonctionner :

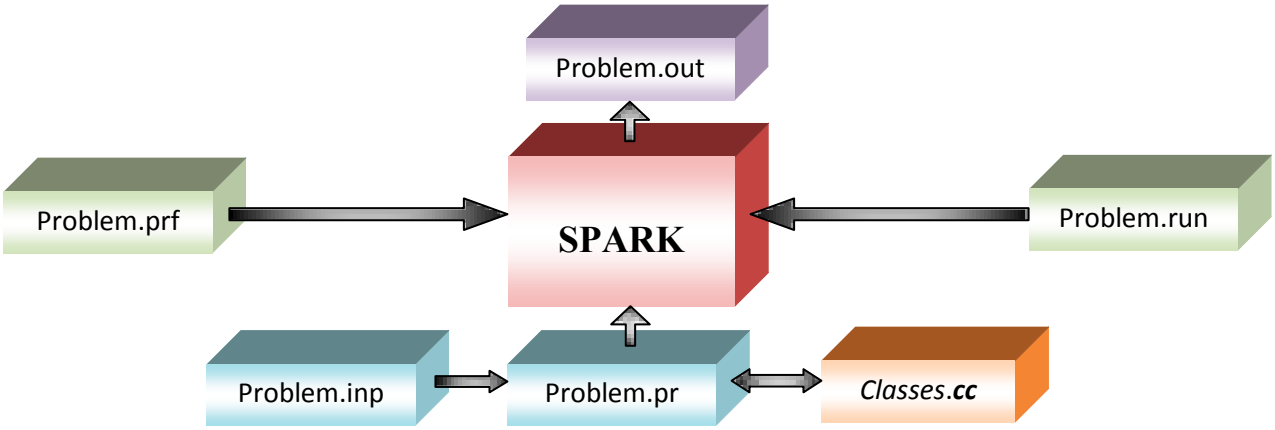

Figure III-61 : schéma présentant l'intégration des différents fichiers de SPARK nécessaires à la résolution d'un problème

III.8.1 Le programme principal «Problem.pr»

Le fichier *problem.pr* est le cœur du programme. C'est dans ce fichier que sont déclarées les classes atomiques (*classes.cc*) et que sont connectées des variables déclarées aux ports de ces mêmes classes atomiques. Une variable unique peut être une entrée ou une sortie à plusieurs classes atomiques. Les variables d'entrée sont marquées comme «INPUT» dans le fichier *problem.pr* et leurs valeurs doivent être apportées dans le fichier *problem.inp*. Les résultats seront affichés dans le fichier *problem.out*.

III.8.2 Les classes atomiques «Classes.cc»

Ces fichiers appelés «*classes atomiques*» sont ceux contenant toutes les opérations mathématiques entre les variables. Il faut dans un premier temps établir les ports qui composeront cette classe. SPARK ne différencie pas les ports d'entrée et les ports de sortie, car les rôles peuvent être simplement inversés si la classe atomique a été intelligemment conçue. Cette technique de

programmation des classes atomiques présente l'avantage indéniable de permettre de retourner n'importe quel inverse d'une équation, du moment que cet inverse ait été exprimé en fonction du reste des variables de l'équation. Une classe atomique bien conçue doit comporter autant de fonctions que d'inconnues dans l'équation.

III.8.3 Les fichiers d'entrées «Problem.inp»

Ce fichier réunit toutes les variables d'entrées (donc celles connues) du problème à résoudre, c'est-à-dire toutes les variables du fichier *problem.pr* connectées à un port de classe atomique avec le terme «INPUT».

III.8.4 Le fichier de contrôle «Problem.run»

L'utilité de ce fichier n'apparaît que dans le cas d'une simulation dynamique. Il précise le temps initial, le temps final de la simulation, le pas de temps entre chaque calcul et le pas de temps à partir duquel les résultats sont stockés dans le fichier *problem.out*. Précisons que le **pas de temps de calcul** que nous avons choisi pour les simulations des modèles simplifiés et détaillés est d'**une minute**, et qu'il est égal à la fréquence d'enregistrement des données météorologiques couplées à l'entrée des modèles.

III.8.5 Le fichier de configuration «Problem.prf»

Les paramètres du solveur peuvent être modifiés dans ce fichier, tel que le minimum et le maximum d'itérations à effectuer, le coefficient de relaxation ou encore la méthode de résolution employée. Notons que dans notre cas, la méthode de résolution sous SPARK est commune pour tous les modèles. L'intégration des équations différentielles est réalisée grâce au schéma **d'Euler explicite** et pour la résolution la méthode de **Newton Raphson** est utilisée.

III.8.6 Le fichier de sortie «Problem.out»

Les résultats obtenus au cours des calculs sont stockés dans ce fichier. La première ligne donne le nombre de variables et leurs noms et la deuxième ligne présente en première position le pas de temps puis les résultats obtenus pour ce pas de temps. Les variables apparaissant dans ce fichier sont uniquement celles qui ont été déclarées dans le *Problem.pr* en «REPORT», il peut s'agir de n'importe quel type de variable (variables d'entrées ou variables internes).

III.9 Présentation de l'environnement EnergyPlus et couplage avec Google Sketchup

Le logiciel EnergyPlus est un outil de simulation dédié au bâtiment et aux systèmes de chauffage, de ventilation et d'air conditionné (HVAC). Il s'appuie sur les programmes DOE-2 et BLAST et permet de caractériser à la fois le bâtiment et les systèmes HVAC sous un seul environnement de simulation. Dans la plupart des cas, le couplage entre les modèles des composants du système de production de froid et le bâtiment pose des problèmes. Les difficultés rencontrées lors de ce couplage peuvent intervenir au niveau de la convergence du modèle global. En effet, les constantes de temps des phénomènes physiques intervenant dans les systèmes énergétiques sont beaucoup plus faibles que les constantes de temps liées aux bâtiments, en particulier lors des phases de démarrage et d'arrêt des systèmes. Modéliser et simuler une installation complète couplée au bâtiment sous un seul et même outil de simulation permet donc de limiter les risques de convergence.

Ces méthodes de résolution sont basées sur les bilans thermiques et inertiels des zones. EnergyPlus est composé de trois blocs de base :

- un bloc « simulation manager » qui contrôle le processus de simulation,
- un module de simulation des bilans thermiques et de conservation de la masse,
- un module de simulation des systèmes du bâtiment.

EnergyPlus calcule dans un premier temps les besoins en froid ou en chaud de la zone étudiée au pas de temps spécifié par l'utilisateur et les résultats sont utilisés, en parallèle, par le module de simulation des systèmes du bâtiment. Ce module détermine la réponse des systèmes de production de froid ou de chaud des différents équipements. Le retour d'information du module de simulation des systèmes du bâtiment permet d'ajuster le calcul des charges au prochain pas de simulation lorsque la température de consigne dans la zone étudiée n'est pas atteinte. Le programme s'arrête lorsque la réponse du système est en corrélation avec la température de l'air de la zone étudiée. Nous pouvons voir un exemple de la méthode de calcul sur la figure III-19 pour un cas simple de climatisation. Le point de fonctionnement est l'intersection des courbes de production et de demande de froid.

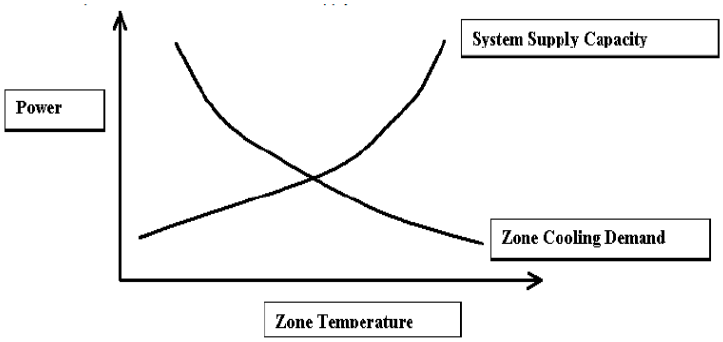

Figure III-62 : Recherche du point de convergence entre la capacité du système et la demande [EnergyPlus, 2009]

La modélisation des systèmes thermodynamiques se fait en schématisant les différents circuits par des boucles. Ces boucles sont divisées en deux parties, une partie représentant la production de chaleur ou de froid et une partie représentant les charges de notre système (figure III-20). Ces parties sont ensuite décomposées en branches. Ces branches contiennent des composants (pompes, tuyaux, vannes trois voies, échangeurs, etc…) en série ou en parallèle. La branche principale (celle qui contient l'équipement clé de la boucle) est toujours précédée de deux éléments appelés « splitter » et « mixer ». Aux extrémités de ces branches, nous trouvons des nœuds où sont calculés la température et le débit du fluide à chaque pas de temps. Il est à noter que les températures de consigne du système sont fixées sur ces nœuds (set point).

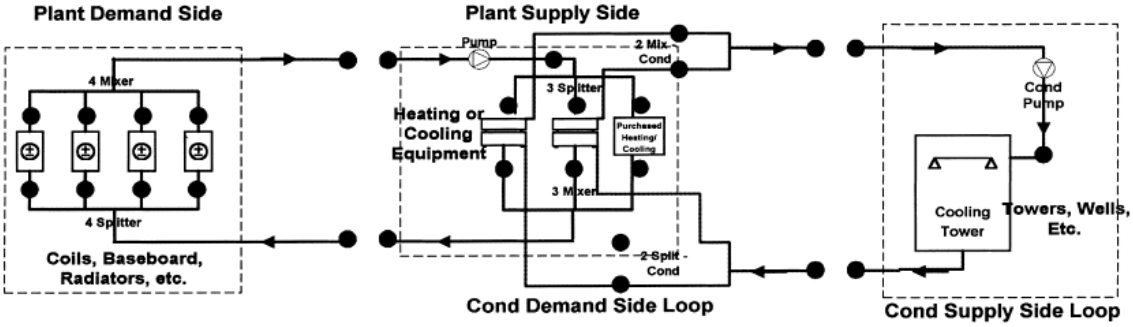

Figure III-63 : Exemple de boucle sous EnergyPlus [EnergyPlus, 2009]

Le bâtiment peut-être modélisé à l'aide de Google SketchUp, un logiciel de dessin gratuit capable de créer des modèles en trois dimensions. Grâce au plug-in OpenStudio, il est possible d'exporter des fichiers créés sous Google SketchUp dans EnergyPlus mais aussi d'importer des fichiers créés sous EnergyPlus afin de les visualiser sous Google SketchUp. On peut ainsi observer les salles d'enseignement à climatiser sous différents angles, ainsi que le positionnement des panneaux solaires. En revanche, on ne peut pas visualiser la machine à absorption, la tour de refroidissement et les ballons de stockage. En résumé, Google SketchUp offre une visualisation du bâtiment, des différents ombrages et des panneaux solaires fixés sur le toit (figure III-21). Enfin, notons aussi que le plug-in permet de lancer des simulations et visualiser des résultats sans quitter Google SketchUp.

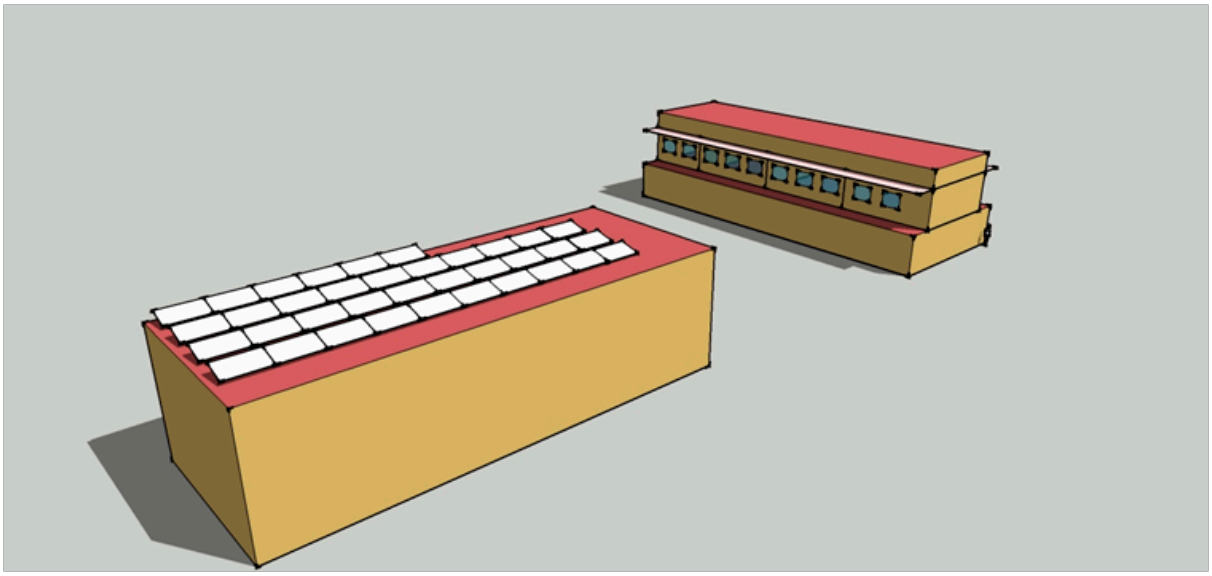

Figure III-64 : Représentation du bâtiment à rafraîchir et du champ de capteurs solaires sous Google SketchUp

Enfin, le pas de temps de calcul du modèle EnergyPlus est d'une minute et le pas de temps entre deux enregistrements des données météorologiques en entrée du modèle est d'une heure. Les ensoleillements et les températures à l'entrée du modèle sont donc moyennés sur l'heure, entraînant un lissage des valeurs.

Chapitre IV - Simulations et éléments de validation expérimentale

IV.1 Introduction

Ce chapitre propose une validation des différents modèles décrits dans le chapitre précédent. Des éléments de validation expérimentale sont présentés pour valider les modèles composant par composant en confrontant les données extraites de nos plateformes expérimentales à celles issues des différentes simulations. La seconde partie propose la validation des trois modèles couplés.

Les deux premiers modèles couplés (simplifié et détaillé), développés sous SPARK, intègrent les modèles génériques de ballon de stockage et de tour de refroidissement, couplés aux modèles de capteurs solaires et de machine, simplifiés pour le premier, et détaillés pour le second. Ces deux modèles se focalisent sur la production de froid, les charges du bâtiment sont introduites en entrée du modèle et extraites des données expérimentales. Enfin, le troisième modèle, développé sous EnergyPlus, intègre la modélisation couplée au bâtiment pour tenir compte de l'interaction entre la production frigorifique et la distribution du froid dans le bâtiment.

IV.2 Validation des modèles de composants

IV.2.1 Validation de la boucle solaire

La validation expérimentale du modèle simplifié et du modèle détaillé de capteur plan double vitrage est réalisée en deux phases :

- validation du modèle pour un capteur unique avec la confrontation des résultats de simulation avec les résultats expérimentaux issus du banc d'essais,

- validation du champ de capteurs complet de l'installation RAFSOL.

Dans le premier cas, le débit massique du fluide caloporteur qui circule dans le capteur est de 1,23 kg/min (pour un capteur) et dans le second cas, il est de 44,3 kg/min (pour 36 capteurs).

Les validations sont réalisées sur deux journées types et les évolutions des ensoleillements globaux sur ces deux journées sont présentées sur la figure IV-1. Comme nous pouvons le remarquer sur cette figure, la première journée (figure IV-1 à gauche) est plutôt bien ensoleillée et la seconde (figure IV-1 à droite) présente de nombreux passages nuageux. En effet, il est important d'étudier la réaction de notre modèle lorsque l'ensoleillement est moindre et avec des sollicitations transitoires.

Les données d'entrée des modèles sont les débits et les températures d'entrée du fluide caloporteur ainsi que les conditions météorologiques pour les deux journées étudiées (ensoleillement global dans le plan du capteur et température ambiante). Les températures de sortie simulées et mesurées sont ensuite comparées dans chaque configuration et le résidu instantané, qui est l'écart entre la valeur simulée et mesurée (Valeur simulée - Valeur mesurée), est présenté. Enfin, les erreurs absolues moyennes ( ) sont calculées sur la journée. Lorsque ces erreurs absolues moyennes sont faibles, le modèle arrive à prédire précisément l'énergie récupérée par le

champ de capteurs lors de la journée, et lorsque les résidus instantanés sont faibles, l'estimation de la puissance est correcte.

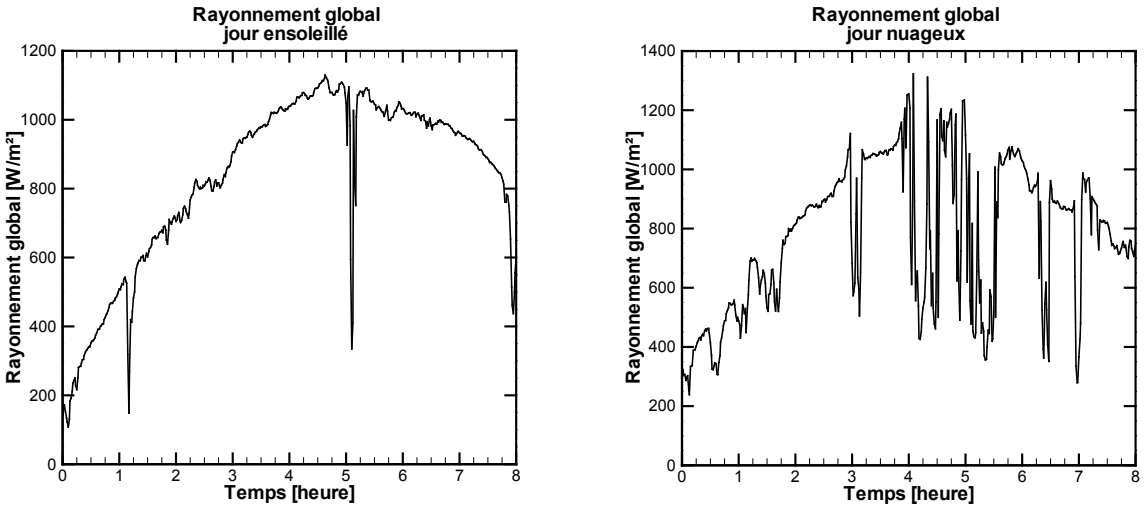

Figure IV-65 : Ensoleillements globaux pour les deux journées étudiées

IV.2.1.1 Validation du modèle simplifié de capteur double vitrage

IV.2.1.1.1 Validation du modèle avec les données extraites du banc d'essais

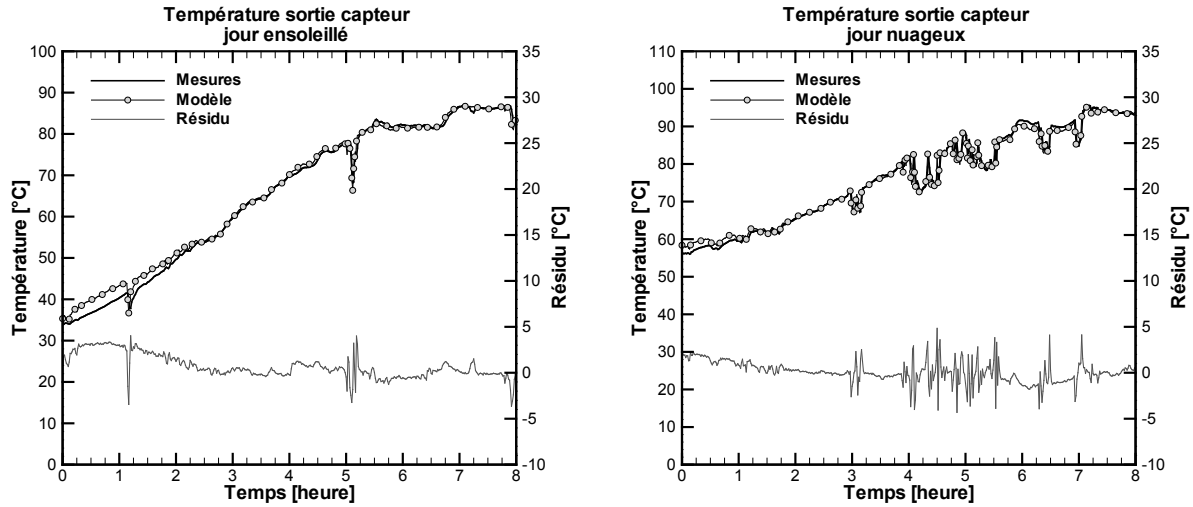

Figure IV-66 : Comparaison entre les températures de sortie simulées (modèle simplifié) et mesurées pour les deux journées étudiées pour le banc d'essais

Lors de la journée ensoleillée, l'amplitude des résidus est relativement faible excepté lors de quelques passages nuageux (figure IV-2 à gauche). Ces résidus sont compris entre -3,6 et 4°C et l'erreur absolue moyenne commise sur l'évaluation de la température de sortie lors des 8 heures de fonctionnement est de 1°C. L'amplitude des résidus augmente sensiblement lors de la journée

présentant de nombreux passages nuageux (figure IV-2 à droite). Les valeurs sont comprises entre -4,3 et 4,8°C et l'erreur moyenne absolue est de 0,9°C.

Les erreurs moyennes commises sont relativement faibles pour ce type de modèle, puisqu'en général on tolère des valeurs maximums d'environ 1°C au dessus l'intervalle d'incertitude.

	Résidu Max (°C)	Résidu Min (C°)	Erreur absolue moyenne (°C)
Jour ensoleillé	4,0	-3,6	1,0
Jour nuageux	4,8	-4,3	0,9

Tableau IV-10 : Récapitulatif des résidus maximum et minimum, et de l'erreur absolue moyenne lors des deux journées étudiées pour le banc d'essais (modèle simplifié)

Les résultats de ces deux journées montrent que le modèle simplifié de capteur arrive à prédire le comportement de la température de sortie du fluide caloporteur avec des amplitudes des résidus assez importantes en particulier lors de passages nuageux. Ceci est dû au fait que notre modèle simplifié, ne prend pas en compte l'inertie thermique dans le capteur et en particulier la masse de l'absorbeur. Par conséquent, lors d'un passage nuageux, la température à la sortie du capteur chute plus rapidement que dans la réalité.

On note que les valeurs des résidus maximum et minimum, ainsi que les erreurs absolues moyennes sont bien plus élevées que l'incertitude de la mesure qui varie entre 0,4 et 0,6°C suivant la température (voir chapitre II : incertitude des mesures).

De plus, l'écart entre les valeurs simulées et mesurées est plus important au début de la journée (entre 2 et 3°C), lorsque le soleil est encore bas et que la température du fluide caloporteur est assez faible. Ceci vient du fait que ce modèle simplifié trouve ses limites lorsque l'angle des rayons du soleil avec l'horizon est faible (le matin et le soir). En effet, les variations de la transmissivité du verre et de l'absorptivité du capteur n'étant pas prises en compte, les performances simulées sont surestimées. En réalité lorsque l'angle solaire est faible, une grande part des rayons solaires est réfléchie par le verre. Or dans ce cas, le modèle considère que la plus grande part des rayons incidents est captée. La température assez faible du fluide caloporteur vient amplifier ce phénomène, car dans ces conditions, le modèle, basé sur la méthode du rendement, entraîne de bonnes performances à basse température.

IV.2.1.1.2 Validation du modèle de capteur simplifié avec les données de l'installation de rafraîchissement solaire (RAFSOL)

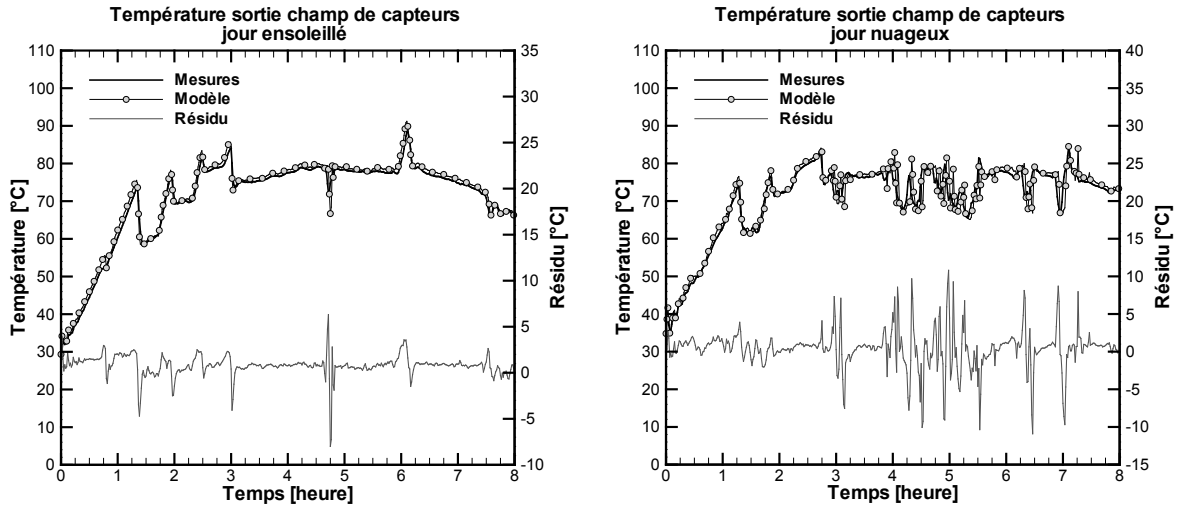

Figure IV-67 : Comparaison entre les températures de sortie du champ de capteur de RAFSOL simulées (modèle simplifié) et mesurées pour les deux journées étudiées

En observant le comportement des températures de sortie du champ de capteurs, on remarque que l'amplitude des résidus a augmenté par rapport au cas précédent (banc d'essais). Ceci vient du fait que, d'une part les capteurs sont maintenant couplés, entraînant une propagation de l'erreur constatée précédemment. D'autre part, la température d'entrée du champ varie parfois très rapidement, puisque la vanne trois voies du circuit solaire va soit s'ouvrir pour remplir le ballon d'eau chaude, provoquant une diminution de la température d'entrée du champ de capteurs, soit se fermer pour augmenter la température de la boucle solaire avant de remplir ce ballon. Ces phases transitoires entraînent une augmentation des amplitudes des résidus (figure IV-3 : temps = 1h15, 2h, 2h30...). L'écart le plus important est de -8°C et il apparaît lors d'un passage nuageux (temps = 4h45). Cet écart maximum atteint -10,9°C lors de la journée présentant de nombreux passages nuageux (figure IV-3 à droite). Même si les écarts maximums sont élevés, les erreurs moyennes sur la journée sont inférieures ou égale à 1,5°C ce qui est, pour ce type de modèle, convenable.

	Résidu Max (°C)	Résidu Min (C°)	Erreur absolue moyenne (°C)
Jour ensoleillé	6,3	-8,0	1,1
Jour nuageux	-10,9	10,8	1,5

Tableau IV-11 : Récapitulatif des résidus maximum et minimum, et de l'erreur absolue moyenne lors des deux journées étudiées pour l'installation RAFSOL (modèle simplifié)

IV.2.1.1.3 Synthèse sur le modèle simplifié de capteur

Le modèle simplifié arrive à prédire la température de sortie des capteurs avec des erreurs maximales assez élevées et des erreurs absolues moyennes sur la journée inférieures à 1,5°C. Ces résultats peuvent être acceptables si l'on veut utiliser ce modèle dans le cadre d'une étude de pré-dimensionnement. Cependant, la non prise en compte de l'inertie thermique du capteur dans ce

modèle entraîne des écarts assez importants entre les valeurs simulées et mesurées lors des phases transitoires. Ce phénomène est accentué lorsque les capteurs sont couplés et les résidus deviennent plus importants.

Il paraît donc nécessaire d'intégrer les inerties thermiques et les transferts de chaleur régnant au sein du capteur pour améliorer les résultats de simulation et diminuer les résidus. L'objectif étant de se rapprocher de l'incertitude de la mesure. Pour cela, nous avons créé un modèle détaillé, dont la validation est présentée dans le paragraphe suivant.

IV.2.1.2 Validation du modèle détaillé de capteur double vitrage

Les données d'entrée du modèle détaillé sont les débits et les températures d'entrée du fluide caloporteur ainsi que les conditions météorologiques pour les deux journées étudiées (ensoleillement global, vitesse du vent, température ambiante et température du ciel).

IV.2.1.2.1 Validation du modèle détaillé avec les données extraites du banc d'essais

Lors de la journée ensoleillée, le modèle donne de bons résultats puisque les résidus minimum et maximum sont respectivement de -2,1 et 2,3°C. L'erreur absolue moyenne est de 0,5°C, ce qui est égal à l'incertitude des mesures de température (environ 0,5°C en moyenne). En début de journée, pendant un peu plus d'une heure, le résidu est à peu près constant (environ 2°C), avant de redescendre progressivement autour de 0°C. Comme pour le modèle simplifié, ce phénomène est dû au fait que le modèle détaillé intègre des coefficients de transmissivité (τ) et d'absorptivité (α) constants, impliquant des écarts légèrement plus importants en début de journée. L'intégration du calcul au modèle détaillé de ces deux coefficients en fonction de l'incidence solaire allongeait sensiblement le temps de calcul global. Cette anomalie étant connue et n'entraînant pas de conséquences la plupart du temps, nous avons décidé de la conserver.

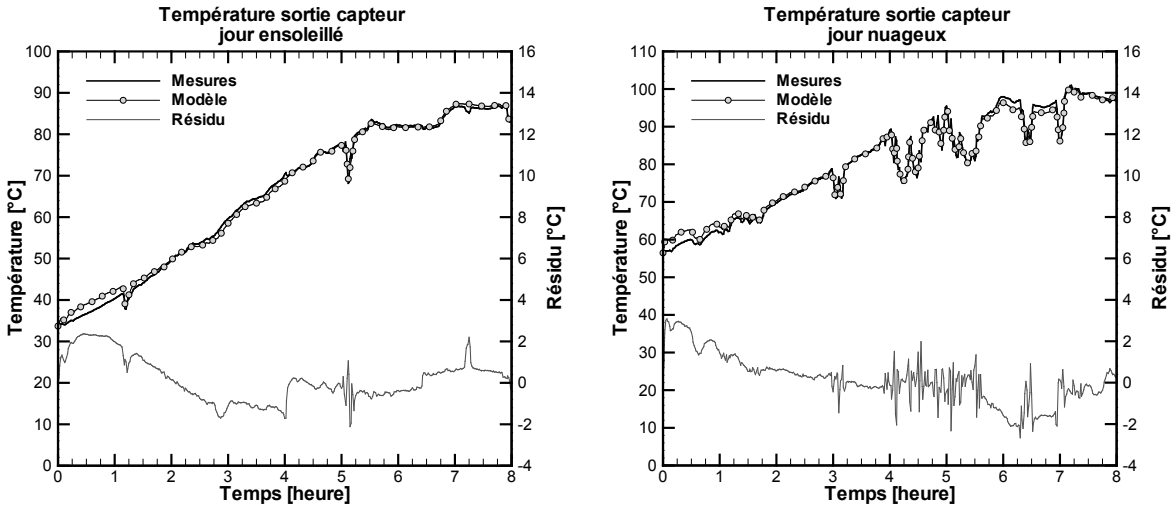

Figure IV-68 : Comparaison entre les températures de sortie simulées (modèle détaillé) et mesurées pour les deux journées étudiées pour le banc d'essais

	Résidu Max (°C)	Résidu Min (C°)	Erreur absolue moyenne (°C)
Jour ensoleillé	2,3	-2,1	0,5
Jour nuageux	3,0	-2,6	0,6

Tableau IV-12 : Récapitulatif des résidus maximum et minimum, et de l'erreur absolue moyenne lors des deux journées étudiées pour le banc d'essais (modèle détaillé)

Les résidus de la seconde journée sont légèrement plus élevés, mais globalement les résultats sont acceptables puisque l'erreur absolue moyenne est de 0,6°C ce qui est très proche de l'incertitude moyenne de mesure (0,5°C en moyenne sur la journée).

Le modèle détaillé de capteur solaire arrive donc à prédire correctement la température de sortie en fonction des sollicitations extérieures avec un écart légèrement plus important le matin lorsque la température du fluide caloporteur est basse.

Il s'agit maintenant d'analyser le comportement du modèle lorsque les capteurs solaires sont couplés pour former la boucle solaire.

IV.2.1.2.2 Validation du modèle détaillé de capteur avec les données de l'installation de rafraîchissement solaire

Après avoir couplé le modèle de capteur détaillé pour former le champ de capteurs, les résultats de simulation sont maintenant comparés avec les données de notre installation de rafraîchissement solaire.

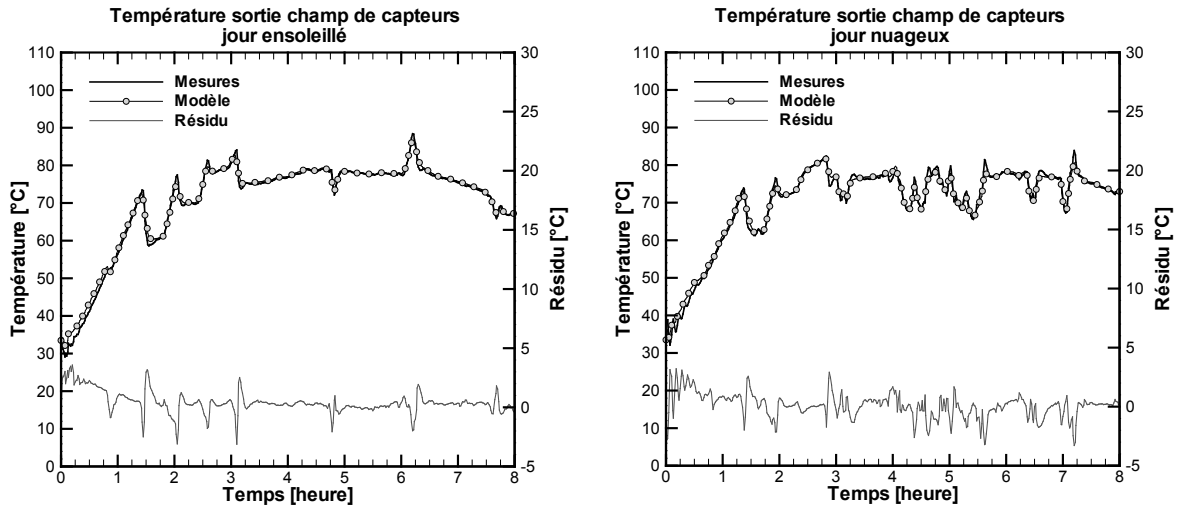

Figure IV-69 : Comparaison entre les températures de sortie du champ de capteur de RAFSOL simulées et mesurées pour les deux journées étudiées (modèle détaillé)

Les résultats sont satisfaisants pour les deux journées puisque les erreurs absolues moyennes sont de 0,6°C pour la première journée et 0,7°C pour la seconde. Contrairement aux résultats du modèle simplifié, les passages nuageux n'entraînent pas une forte augmentation des amplitudes des résidus, puisque leurs valeurs minimum et maximum sont d'environ -3°C et 3°C. Ces valeurs apparaissent

aussi lors des phases transitoires identifiées précédemment (ouverture et fermeture de la vanne trois).

	Résidu Max (°C)	Résidu Min (C°)	Erreur absolue moyenne (°C)
Jour ensoleillé	3,2	-3,1	0,6
Jour nuageux	3,1	-3,3	0,7

Tableau IV-13 : Récapitulatif des résidus maximum et minimum, et de l'erreur absolue moyenne lors des deux journées étudiées pour le banc d'essais

Pour conclure sur la validation du modèle détaillé de capteur, nous pouvons affirmer que notre modèle prévoit correctement l'évolution de la température de sortie et par conséquent l'énergie captée par le fluide caloporteur, quelle que soit la configuration choisie et l'amplitude des fluctuations de l'ensoleillement global tout au long de la journée. Lors de toutes nos simulations, le résidu maximum en valeur absolue est de 3,3°C et l'erreur absolue moyenne maximale est de 0,7°C ce qui tout à fait acceptable au vu de l'incertitude de la mesure (0,5°C en moyenne).

Le modèle détaillé sera préféré au modèle simplifié pour des études devant intégrer les phases transitoires. Ce modèle a fait l'objet d'une publication dans une revue internationale [Marc, 2010d].

Maintenant que nous avons proposé des éléments de validation pour nos modèles de capteurs, nous allons analyser les résultats du modèle de ballon de stockage chaud et froid.

IV.2.2 Validation du modèle de ballon de stockage

La validation de notre modèle de ballon de stockage stratifiée est indispensable étant donné sa description numérique. En effet, ce modèle est constitué de plusieurs couches discrétisées et homogènes n'intégrant pas tous les phénomènes physiques, en particulier la dynamique des fluides à l'intérieur du ballon. L'intégration de ce phénomène dans notre environnement de simulation n'est pas envisageable étant donné la complexité de sa description numérique.

Pour valider notre modèle de ballon stratifié, nous ne possédons pas sur notre plateforme expérimentale une instrumentation capable d'estimer la décomposition de la stratification de nos ballons de stockage. Cependant, les températures d'entrée et de sortie des fluides primaire et secondaire sont mesurées et les température de sortie peuvent être comparées aux résultats de simulation. De plus, il est nécessaire d'étudier la réaction de ce modèle au régime transitoire, lorsque la vanne trois voies du circuit solaire s'ouvre pour remplir le ballon chaud, ou lors des phases de chauffage ou de refroidissement des ballons chaud ou froid.

Les températures d'entrées des deux ballons ainsi que les débits des circuits primaire et secondaire sont les variables d'entrées des modèles et les températures de sorties simulées sont comparées aux mesures.

IV.2.2.1 Ballon de stockage chaud

Nous pouvons observer sur la figure IV-6 l'évolution des débits primaire (circuit solaire) et secondaire (circuit générateur) mesurés lors d'une journée type. Pendant environ une heure et demie, seule la pompe du circuit primaire délivrant le débit dans le ballon est en fonctionnement (= 0,70 kg/s et = 0 kg/s) : c'est la phase de chauffage du ballon (figure IV-6). Lors de cette phase, la vanne trois voies du circuit solaire s'ouvre (> 0) et se ferme (= 0 kg/s) pour, soit remplir le ballon et le réchauffer, soit réchauffer la boucle solaire uniquement (voir la partie régulation : chapitre II). Lorsque la température du ballon atteint 80°C (à t = 3h), la pompe du circuit secondaire délivrant le débit démarre pour alimenter la machine à absorption (= 0,70 kg/s et = 1 kg/s) : c'est le début du cycle à absorption.

Une comparaison des températures de sorties simulées et mesurées en haut et en bas du ballon est présentée sur la figure IV-7.

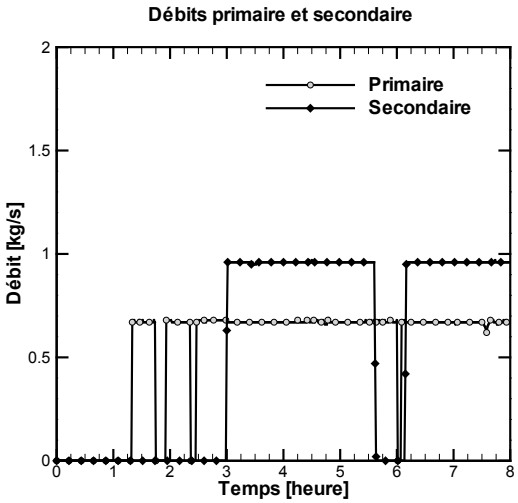

Figure IV-70 : Evolution des débits primaire et secondaire pour la journée étudiée

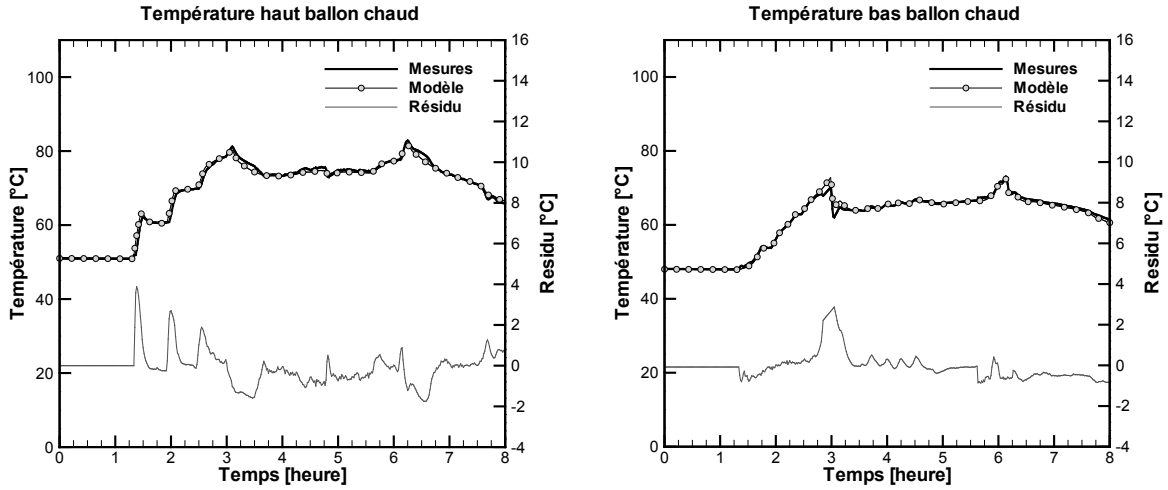

Figure IV-71 : Comparaison entre les températures simulées et mesurées en haut et en bas du ballon de stockage chaud pour la journée étudiée

Les résidus sont compris entre -1,5°C et 1,5°C la plupart du temps avec des pics pouvant dépasser 3°C. Ces pics apparaissent lors des phases transitoires, c'est à dire lorsque la vanne trois voies du circuit solaire s'ouvre ou se ferme pour alimenter ou non le ballon de stockage (t = 1h30, t = 2h, t = 2h30) ou lorsque la pompe secondaire démarre pour puiser de la chaleur dans le ballon (t = 3h).

	Résidu Max (°C)	Résidu Min (C°)	Erreur absolue moyenne (°C)
Haut ballon chaud	3,8	-1,8	0,5
Bas ballon chaud	2,8	-0,9	0,4

Tableau IV-14 : Récapitulatif des résidus maximum et minimum, et de l'erreur absolue moyenne lors en haut et en bas du ballon chaud

L'erreur absolue maximum commise sur l'évaluation de la température en haut du ballon est de 3,9°C et celle en bas du ballon est de 2,8°C. Les erreurs absolues moyennes sur la journée sont de 0,5°C pour le haut du ballon et 0,4°C pour le bas.

Au vu de ces erreurs, nous pouvons conclure que le modèle qui a été choisi est capable de prédire correctement le comportement du ballon de stockage chaud tout au long de la journée.

IV.2.2.2 Ballon de stockage froid

De la même manière que pour le ballon de stockage chaud nous allons confronter les données expérimentales relatives au ballon de stockage froid aux valeurs issues de la simulation.

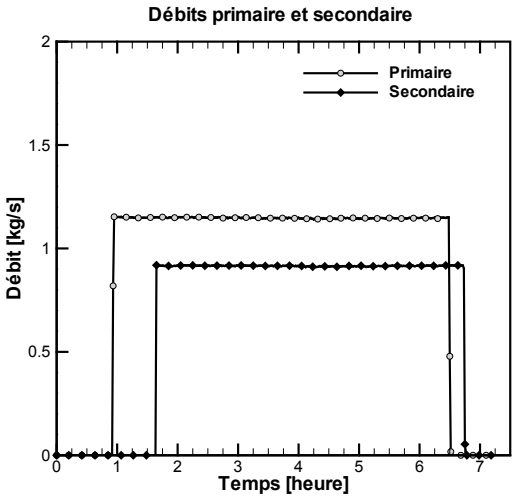

Figure IV-72 : Evolution des débits primaire et secondaire pour la journée étudiée

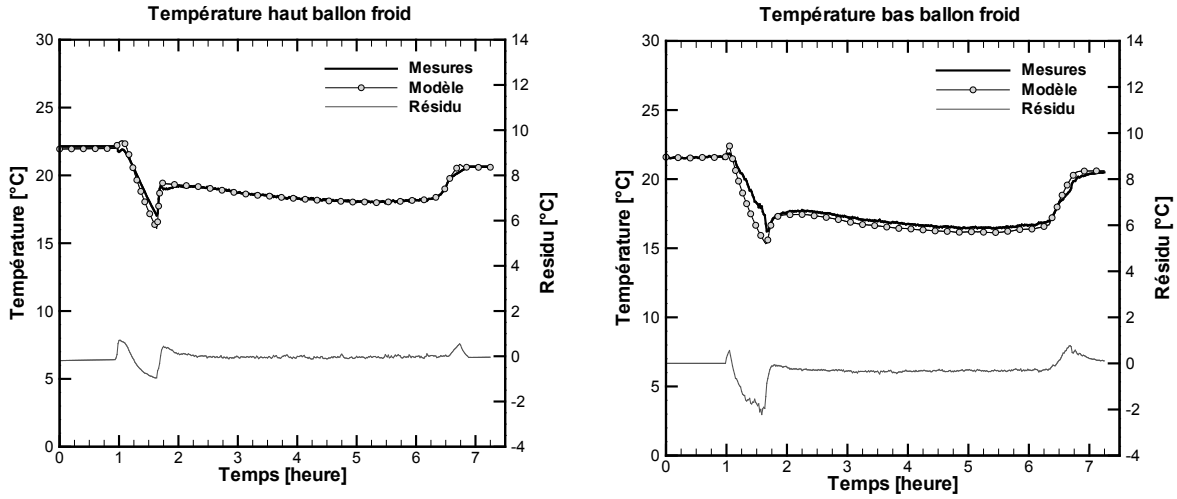

Figure IV-73 : Comparaison entre les températures simulées et mesurées en haut et en bas du ballon de stockage froid pour la journée étudiée

Les évolutions des débits primaire (circuit évaporateur) et secondaire (circuit distribution) sont présentées sur la figure IV-8. Comme nous pouvons le constater sur cette figure, la pompe du circuit primaire démarre (= 1,12 kg/s) au bout d'une heure environ et fonctionne seule pendant trois-quarts d'heure. Durant cette phase, la machine à absorption refroidit le ballon de stockage froid sans qu'il n'y ait de puisage du côté secondaire. Les températures en haut et en bas du ballon chutent donc rapidement comme le montre la figure IV-9. Cette phase de refroidissement s'achève avec le démarrage de la pompe secondaire qui est chargée de distribuer le froid dans le bâtiment. Les températures en haut et en bas du ballon augmentent légèrement avant d'atteindre un régime quasi-permanent pendant environ 5 heures.

Il est important de préciser que la sonde mesurant la température en bas du ballon froid se trouve juste à la sortie du ballon, dans la conduite de distribution. Par conséquent, lors de la phase de refroidissement, cette sonde ne mesure pas correctement la température de l'eau en bas du ballon froid puisqu'elle n'est pas réellement à l'intérieur du ballon. La mesure redevient valable lorsque la pompe distribution démarre entraînant une aspiration de l'eau en bas du ballon. Ceci explique l'écart assez important entre les températures simulée et mesurée en bas du ballon, lors de la phase de refroidissement (côté évaporateur). Au démarrage de la pompe de distribution, le résidu redevient très raisonnable (0,4°C).

	Résidu Max (°C)	Résidu Min (C°)	Erreur absolue moyenne (°C)
Haut ballon chaud	0,7	-1,0	0,2
Bas ballon chaud	0,8	-2,2	0,4

Tableau IV-15 : Récapitulatif des résidus maximum et minimum, et de l'erreur absolue moyenne sur la température en haut et en bas du ballon froid

IV.2.2.3 Synthèse sur le modèle de ballon

D'une manière générale, le modèle de ballon de stockage donne des résultats satisfaisants avec des erreurs absolues moyennes comprises dans la plage d'incertitude des mesures. Toutefois, les résidus maximum et minimum sont plus importants lorsqu'une des deux pompes, primaire ou secondaire, est éteinte puisque la description de notre ballon ne prend pas en compte tous les phénomènes physiques.

Dans le cas du ballon froid, la mesure de la température en bas du ballon est valide uniquement lorsque la pompe de distribution est activée, par conséquent il est difficile de savoir si le modèle arrive à prédire correctement cette température dans la phase de refroidissement.

IV.2.3 Validation des modèles de machine à absorption

Nous proposons maintenant des éléments de validation expérimentale pour le modèle simplifié et le modèle détaillé de machine à absorption. Comme pour le modèle de capteur et de ballon, les données expérimentales sont confrontées aux résultats de simulation sur une journée type. Les entrées du modèle sont les températures et les débits à l'entrée du générateur, de l'absorbeur et de l'évaporateur. Les sorties du modèle sont les températures de sortie et les puissances aux bornes du générateur, du circuit de refroidissement (absorbeur et condenseur) et de l'évaporateur.

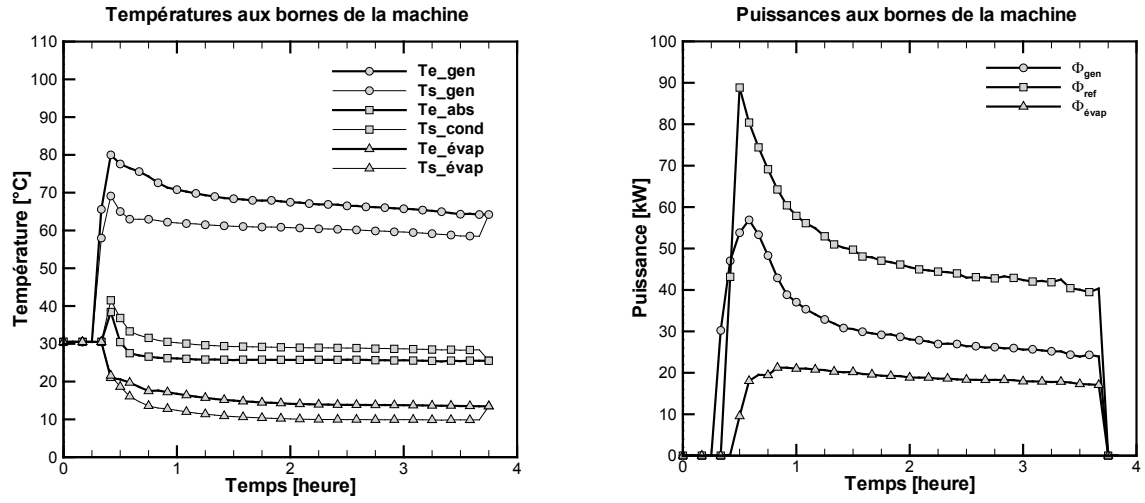

Figure IV-74 : Evolutions des températures et des puissances expérimentales aux bornes de la machine à absorption lors de la journée étudiées

La figure IV-10 présente les évolutions des températures (à gauche) et des puissances expérimentales (à droite) aux bornes de la machine à absorption lors de la journée choisie pour valider nos modèles.

IV.2.3.1 Validation du modèle simplifié de machine à absorption

Les évolutions des températures de sorties et des puissances simulées par le modèle simplifié et mesurées aux bornes de la machine sont présentées sur la figure IV-11.

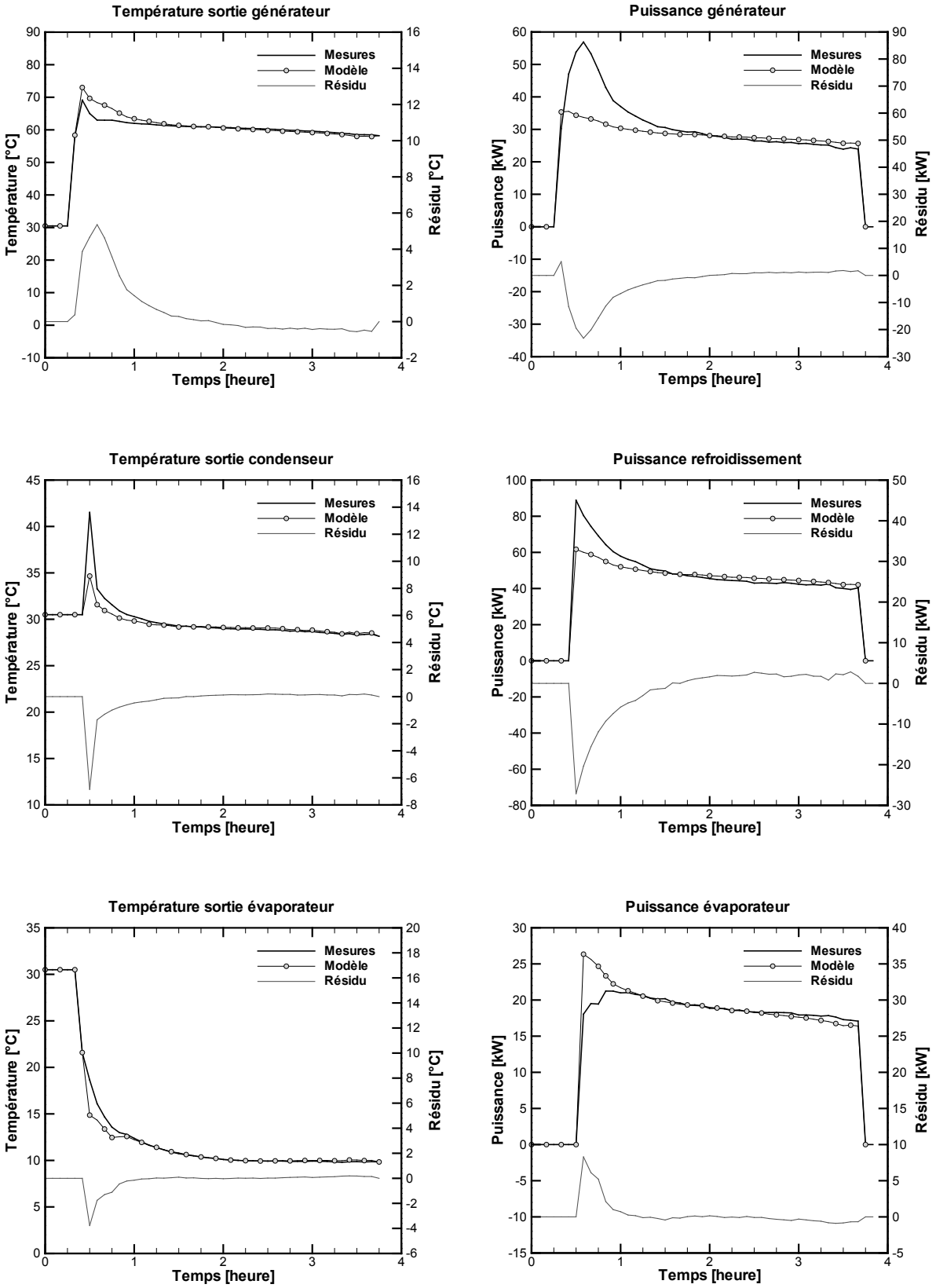

Figure IV-75 : Comparaison entre les températures de sortie (à gauche) et les puissances (à droite) simulées et mesurées aux bornes de la machine pour la journée étudiée (modèle simplifié)

Composants	Résidu Maximum		Résidu Minimum		Erreur absolue moyenne	
	T (°C)	(kW)	T (°C)	(kW)	T (°C)	(kW)
Générateur	5,3	5,1	-0,6	-23,2	0,9	4,0
Refroidissement	1,4	2,8	-6,8	-27,1	0,3	3,9
Evaporateur	0,2	8,3	-3,7	-0,9	0,2	0,8

Tableau IV-16 : Récapitulatif des résidus maximum et minimum, et de l'erreur absolue moyenne des températures de sorties et des puissances aux bornes de la machine (modèle simplifié)

En observant les résultats de la figure IV-11, il apparaît clairement que notre modèle simplifié n'arrive pas à prédire le comportement de la machine lors de sa phase de démarrage puisque l'erreur maximale (en valeurs absolues) commise sur l'évaluation de la puissance du générateur est de 23,2 kW et celle du circuit de refroidissement est de 27,1 kW. Le modèle sous-estime les appels de puissances du générateur et du circuit de refroidissement. En revanche, toujours lors de la phase de démarrage, le modèle surestime le froid produit à l'évaporateur et l'erreur maximale commise est de 8,3 kW.

Ces résultats étaient prévisibles étant donné la définition simplifiée de ce modèle qui n'est pas capable de simuler la phase transitoire opérant au démarrage de la machine. En effet, le modèle est basé sur des points de fonctionnement établis en régime permanent.

Cependant après moins d'une heure de fonctionnement, la machine entre dans un régime quasi-permanent. On note dans ce cas que les valeurs simulées se rapprochent des mesures et les résidus diminuent fortement.

Globalement, à l'échelle de la journée, les erreurs absolues moyennes commises sur l'évaluation des températures de sorties sont de 0,9°C pour le générateur, 0,3°C pour le condenseur et 0,2°C pour l'évaporateur. Ces valeurs sont tout à fait raisonnables et se trouvent dans la plage d'incertitude moyenne des mesures (entre 0,3 et 0,5°C suivant la température), mis à part celle du générateur qui est légèrement plus élevée. Les erreurs moyennes commises sur les puissances sont de 4 kW pour le générateur, 3,9 kW pour le refroidissement et 0,8 kW pour l'évaporateur soit respectivement 13 %, 8 % et 4 % en erreurs relatives. Ces erreurs se trouvent aussi dans la plage d'incertitude des mesures puisque pour le générateur l'incertitude de mesure en régime nominal est de 13,4 %, pour le refroidissement 16,6 % et pour l'évaporateur 12,6 % (voir chapitre II).

Les éléments de validation proposés sur le modèle simplifié de machine ont permis de conclure qu'à l'échelle de la journée, les résultats de simulation étaient satisfaisants. Cependant, la non-prise en compte de l'appel de puissance de la phase de démarrage, en particulier au générateur, risque d'entraîner une propagation de l'erreur au niveau de l'évaluation de la température du ballon chaud lorsque ce modèle sera couplé au modèle global. L'analyse de ce problème est proposée dans la validation du modèle global simplifié présenté plus loin dans ce chapitre.

Pour pallier ce problème, nous avons donc développé un modèle détaillé de machine, capable de simuler les phases transitoires. Des éléments de validation sont proposés dans le paragraphe suivant.

IV.2.3.2 Validation du modèle détaillé de machine à absorption

La validation des propriétés thermodynamiques de la solution et de l'eau pure est présentée en annexe 2. Les variables d'entrée du modèle sont les températures et les débits à l'entrée du générateur, de l'absorbeur et de l'évaporateur, la température du local et les paramètres sont les caractéristiques de la machine EAW LB30 (surfaces d'échange, volumes, masses, coefficients d'échanges...). Les variables de sortie sont les températures de sortie des trois composants et les puissances associées.

La température d'initialisation des composants de la machine (parois, échangeurs, solution, eau...) est égale à la température du local qui est de 30,5°C. La pression à l'état initial est homogène dans tous les composants et égale à 22 mbar. Dans ces conditions de pression et de température, la concentration en bromure de lithium dans le générateur et l'absorbeur est égale à 40,4 %.

En observant les évolutions des températures et des puissances simulées et mesurées aux bornes du générateur, du circuit de refroidissement et de l'évaporateur (figure IV-12), on constate que les valeurs simulées suivent relativement bien les mesures même lors de la phase de démarrage.

Les erreurs maximales (en valeurs absolues) commises sur les températures de sorties sont de 2,3°C pour le générateur et 0,7°C pour les deux autres composants. Ces erreurs maximales apparaissent lors de la phase de démarrage et sont tout à fait acceptables avec toutefois une valeur légèrement plus élevée au générateur.

Les valeurs maximales des puissances thermiques sont de 4,9 kW (soit 15 % en valeur relative) pour le générateur, 7,7 kW (soit 15 %) pour le circuit de refroidissement et 3,1 kW (soit 17 %) pour l'évaporateur. Ces valeurs sont encore une fois très raisonnables et assez proches de l'incertitude de mesure.

Composants	Résidu Maximum		Résidu Minimum		Erreur absolue moyenne	
	T (°C)	(kW)	T (°C)	(kW)	T (°C)	(kW)
Générateur	2,3	1,4	-0,5	-4,9	0,4	1,3
Refroidissement	0,7	7,7	0	0	0,2	2,8
Evaporateur	0,5	3,1	-0,7	-2,2	0,2	1,0

Tableau IV-17 : Récapitulatif des résidus maximum et minimum, et de l'erreur absolue moyenne des températures de sorties et des puissances aux bornes de la machine (modèle détaillé)

Au regard de ces résultats, nous pouvons affirmer que notre modèle détaillé de machine arrive à prédire le comportement des trois composants en phase transitoire et en régime permanent, avec des erreurs du même ordre de grandeur que l'incertitude de mesure. Ce modèle, plus précis que le précédent, sera intégré au modèle d'installation global détaillé et sa validation est présentée plus loin dans ce chapitre.

Précision qu'une validation des quatre températures de la solution, aux bornes de l'échangeur des solutions, est proposée en annexe 3. Cette validation est uniquement valable en régime permanent.

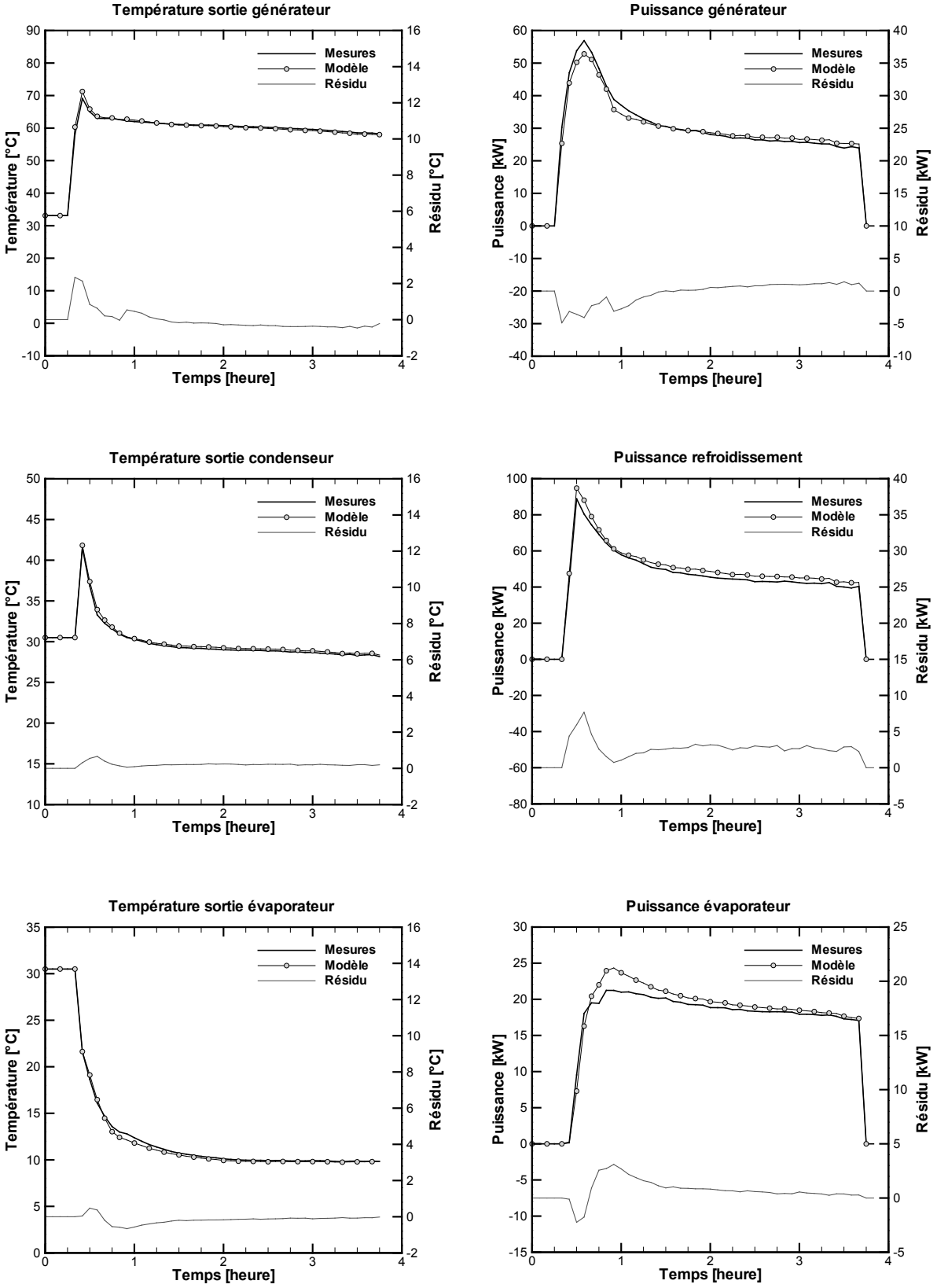

Figure IV-76 : Comparaison entre les températures de sortie (à gauche) et les puissances (à droite) simulées et mesurées aux bornes de la machine pour la journée étudiée (modèle détaillé)

IV.2.4 Validation du modèle de tour de refroidissement

Nous confrontons maintenant les résultats de simulations de la tour de refroidissement aux mesures. Les entrées de ce modèle sont les températures d'entrée de l'eau et de l'air ambiant entrant dans la tour. Les sorties du modèle étudiées sont la température de sortie de l'eau et la puissance aux bornes de ce composant.

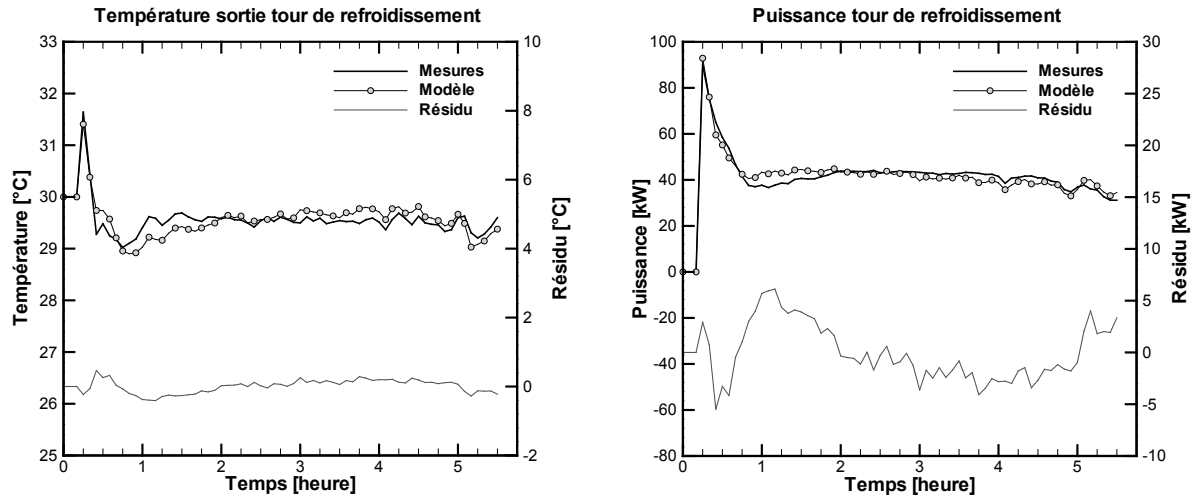

Figure IV-77 : Comparaison entre les températures de sortie et les puissances simulées et mesurées aux bornes de la tour de refroidissement

Composants	Résidu Maximum		Résidu Minimum		Erreur absolue moyenne	
	T (°C)	(kW)	T (°C)	(kW)	T (°C)	(kW)
Tour de refroidissement	0,5	6,1	-0,4	-5,5	0,2	2,4

Tableau IV-18 : Récapitulatif des résidus maximum et minimum, et de l'erreur absolue moyenne de la température de sortie et de la puissance aux bornes de la tour

Au vu des résultats présentés sur la figure IV-13 et le tableau IV-9, on peut affirmer que le modèle de tour arrive à déterminer précisément la température de sortie de l'eau ainsi que la puissance extraite. Les erreurs maximales, minimales et moyennes sont assez faibles et comprises dans l'intervalle d'incertitude des mesures.

Tous nos modèles sont maintenant validés de manière indépendante. Il s'agit maintenant de les coupler pour réaliser un modèle global d'installation, et étudier la propagation des erreurs engendrées par les différents modèles individuels.

IV.3 Assemblage des différents modèles

Dans cette partie, l'assemblage des différents modèles validés précédemment pour décrire une installation complète est présenté. On rappelle que nous avons défini trois modèles globaux :

- un modèle simplifié développé sous l'environnement SPARK,
- un modèle détaillé sous ce même environnement,
- un troisième modèle, intégrant la description du bâtiment établi sous EnergyPlus.

Le couplage au bâtiment n'étant pas réalisé pour les deux premiers modèles globaux, un fichier de charges est intégré en entrée. Pour valider ces modèles globaux nous allons utiliser les données expérimentales d'une nouvelle journée type de fonctionnement, différente de celle utilisée pour valider les composants indépendamment. L'objectif étant d'étudier les résultats de simulations avec d'autres données expérimentales et d'analyser la propagation des erreurs constatées lors de la validation des composants. Les conditions météorologiques de cette journée sont présentées sur la figure IV-14.

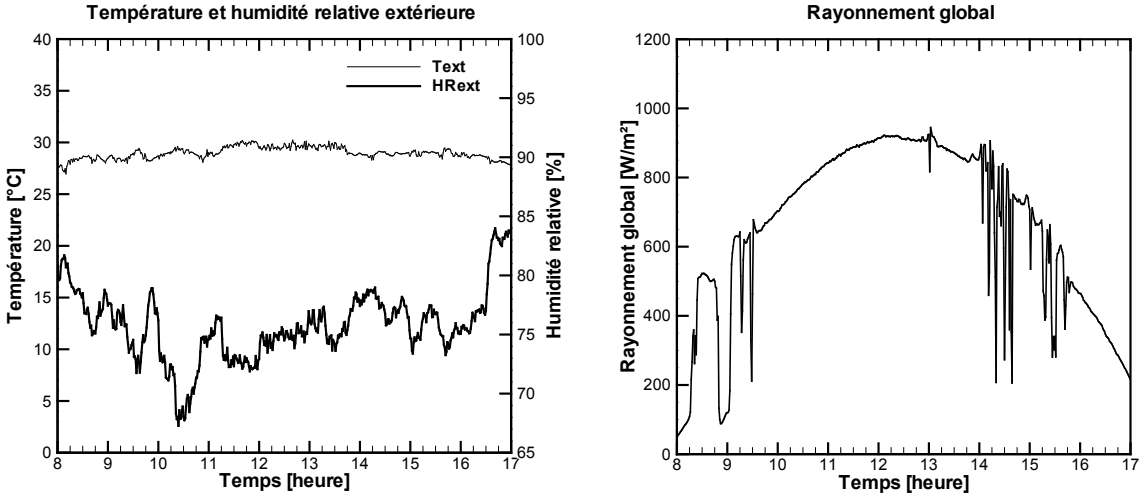

Figure IV-78 : Evolution de la température extérieure (à gauche), de l'humidité relative extérieure (à gauche) et du rayonnement global (à droite) lors de la journée étudiée

IV.3.1 Assemblage des modèles simplifiés sous l'environnement SPARK

Les modèles qui interviennent dans cet assemblage sont les modèles simplifiés de capteur et de machine ainsi que les modèles généraux de tour de refroidissement, de ballon chaud et de ballon froid. Un premier fichier intégrant les conditions météorologiques et un second les charges du bâtiment, sont introduites en entrée du modèle (figure IV-15).

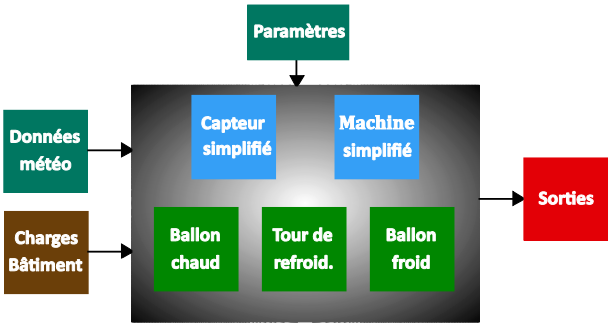

Figure IV-79 : Représentation du couplage des modèles simplifiés sous SPARK

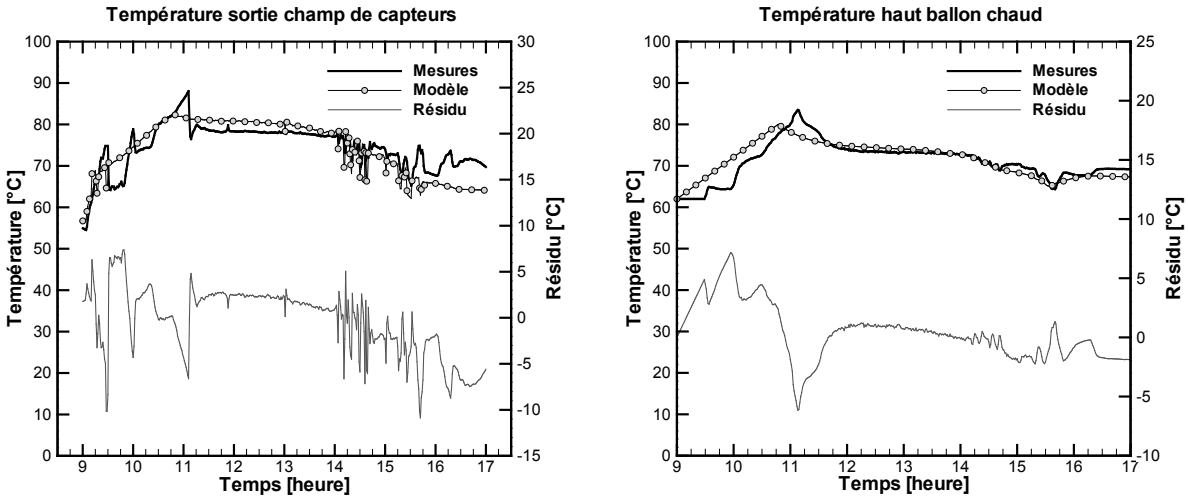

Figure IV-80 : Comparaison entre les températures de sortie du champ de capteurs (à gauche) et celles en haut du ballon chaud (à droite) simulées par le modèle simplifié et mesurées

En observant la figue IV-16 à droite, on constate une augmentation régulière de la température simulée du ballon chaud et non pas par palier comme on peut le voir sur les valeurs expérimentales. Ceci est dû au fait que les phases d'ouverture et de fermeture de la vanne trois voies ne sont pas prises en compte dans ce modèle simplifié. La température simulée augmente plus rapidement que la température mesurée puisque le modèle de capteur simplifié surestime la température de sortie des capteurs (figure IV-16 à gauche), en particulier le matin (voir validation modèle capteur simplifié), entraînant une erreur sur la prédiction de la température en haut du ballon chaud. Ceci a pour effet un déphasage temporel au niveau du démarrage de la machine puisque la température simulée du ballon atteint sa valeur maximale (80°C) vingt minutes avant celle mesurée, provoquant ainsi un démarrage anticipé.

Pour la suite de cette étude, nous avons choisi de recaler la base de temps des valeurs simulées des différents composants. Pour cela nous les avons avancées de vingt minutes dans le but d'analyser le résidu. Le décalage des bases de temps permet de vérifier si la prédiction du modèle est valide hormis la mauvaise prise en compte du fonctionnement de la vanne trois voies [Lucas, 2001].

Grâce à cela, la température simulée du ballon chaud atteint son maximum en même temps que celle mesurée (figure IV-17), entraînant un démarrage de la machine simultané au niveau du modèle et des mesures (figure IV-18).

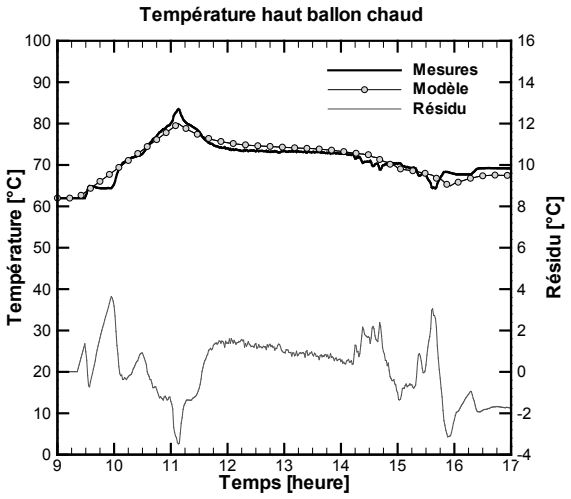

Figure IV-81 : Comparaison entre les températures simulées, décalées de 20 minutes, et celles mesurées en haut du ballon chaud

Composants	Résidu Maximum		Résidu Minimum		Erreur absolue moyenne	
	T (°C)	(kW)	T (°C)	(kW)	T (°C)	(kW)
Champ de capteurs	7,4		-10,8		3	
Ballon chaud	4,3		-3,5		1,4	
Générateur	4,6	4,5	-1,1	-36,9	1,8	4,1
Refroidissement	2,2	2,6	-13,2	-53,9	1,3	5,1
Evaporateur	2,3	9,7	-8,4	-16,5	1	2,6
Ballon froid	2,3		-2,4		1,5	

Tableau IV-19 : Récapitulatif des résidus maximum et minimum, et de l'erreur absolue moyenne des températures et des puissances aux bornes des composants de l'installation (modèle simplifié)

En examinant les évolutions des températures de sortie et des puissances aux bornes de la machine, on peut remarquer que, comme lors de la validation du modèle simplifié de machine, le modèle simplifié global n'est pas capable de simuler l'appel de puissance au niveau du générateur (figure IV-18). Ceci entraîne une diminution moins prononcée de la température simulée du ballon chaud et un résidu assez important entre la température simulée et mesurée à la sortie du générateur au démarrage. Ce résidu diminue progressivement au cours de la journée, mais les valeurs simulées restent la plupart du temps supérieures aux mesures. Cet écart n'entraîne pas de graves conséquences sur la puissance aux bornes du générateur, puisque, hormis la phase de démarrage, les valeurs simulées sont assez proches des mesures. Précisons que même si le résidu minimum est élevé, l'erreur absolue moyenne commise sur l'évaluation de la puissance du générateur est de 4,1 kW soit 13 % en erreur relative ce qui est en dessous de l'incertitude des mesures (13,4 %).

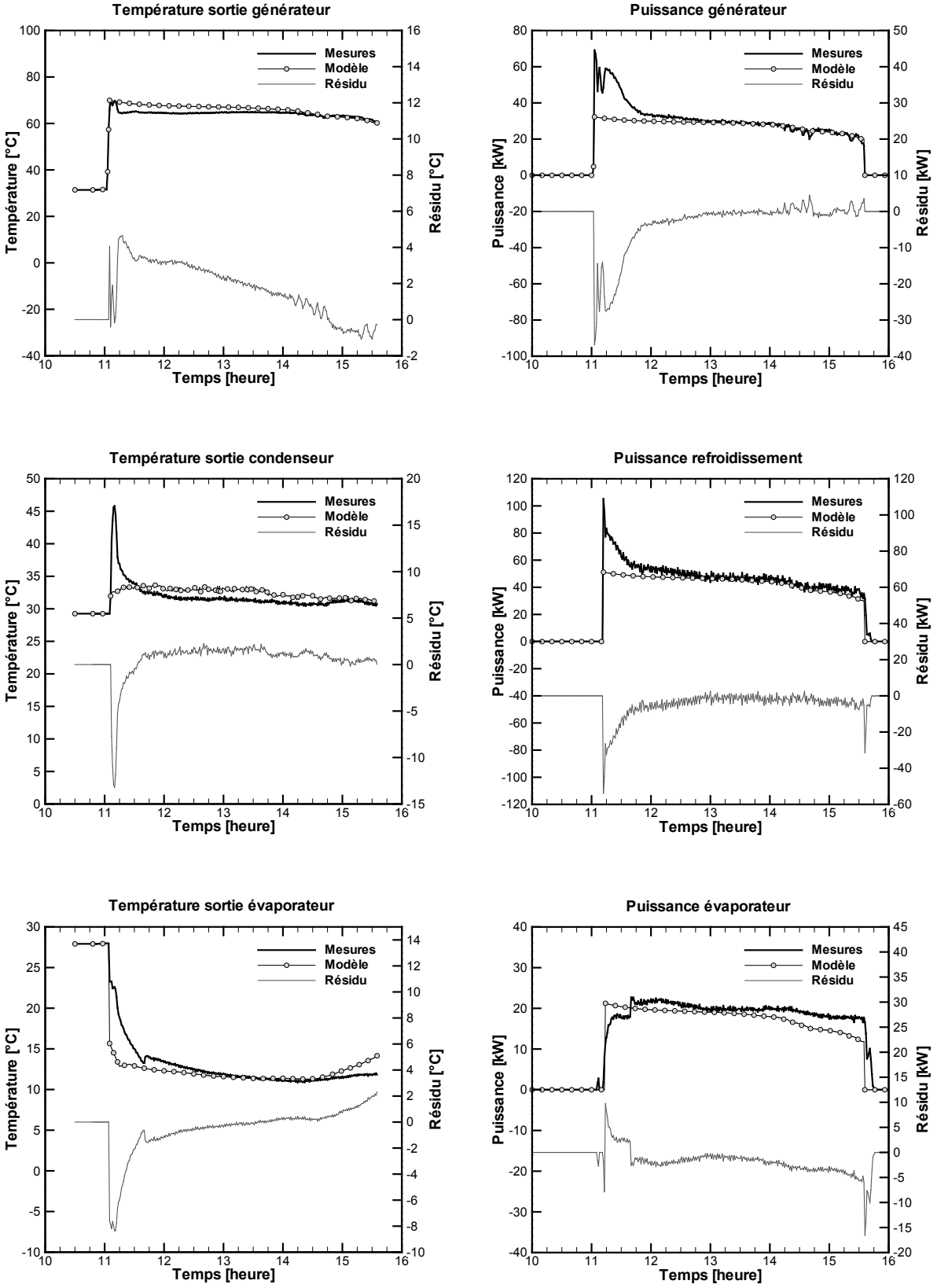

Figure IV-82 : Comparaison entre les températures de sortie (à gauche) et les puissances (à droite) simulées par le modèle simplifié et mesurées aux bornes de la machine

Globalement, sur la journée, les comportements du circuit de refroidissement et de l'évaporateur sont relativement bien représentés avec des erreurs moyennes sur les températures de sortie de l'ordre de 1°C et sur les puissances de 5,1 kW (soit 11 % en erreur relative) pour le premier, et de 2,6 kW (soit 14 %) pour le second.

Au démarrage de la machine, la puissance simulée à l'évaporateur est légèrement supérieure aux mesures entraînant une baisse assez importante de la température à la sortie de ce composant, mais aussi dans le ballon froid. Cette puissance diminue ensuite progressivement et s'écarte peu à peu des valeurs mesurées entraînant une augmentation du résidu sur la température en bas du ballon froid. En effet, puisque la puissance frigorifique simulée est plus faible que celle mesurée, la température simulée du ballon froid est plus chaude que celle mesurée (figure IV-19). L'erreur absolue moyenne commise sur l'évaluation de cette température est de 1,5°C ce qui est un peu élevé mais encore une fois raisonnable pour ce type de modèle.

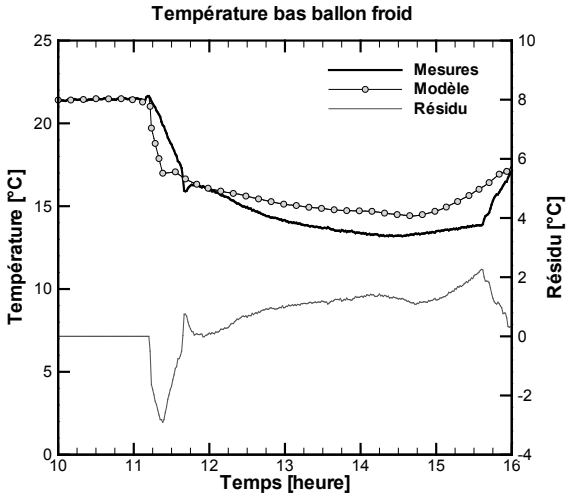

Figure IV-83 : Comparaison entre les températures simulées par le modèle simplifié et mesurées en bas du ballon froid

Au vu de ces résultats, on peut conclure que, malgré sa définition assez simple, ce modèle est capable de prédire le comportement de l'installation sur une journée et à fortiori sur de plus longues périodes. Notons tout de même le déphasage au niveau du démarrage de la machine qui peut être corrigé en intégrant éventuellement un autre modèle plus détaillé de capteurs solaires.

Cet outil de modélisation peut être utilisé dans le cadre d'une pré-étude de dimensionnement d'une installation de rafraîchissement solaire. Cependant, le couplage au bâtiment n'étant pas réalisé, la charge doit être simulée indépendamment et intégrée en entrée du modèle. La grande force de ce modèle est son temps de calcul puisque lors d'une simulation annuelle avec un pas de temps de l'ordre de la seconde, le temps de calcul total est d'une heure soit environ dix secondes par jour simulé.

Ce travail a fait l'objet de deux publications dans des congrès nationaux [Marc, 2008a] et internationaux [Marc, 2008b]. De plus nous avons pu participer à un exercice commun proposé par la tâche 38 de l'IEA qui consiste à comparer les résultats des simulations en utilisant différents outils de modélisation (INSEL, EasyCool, Transol, SPARK et TRNSYS). Les fichiers d'entrée (conditions

météorologiques, charges dans le bâtiment) nous ont été fournis puis nous les avons intégrés au modèle global développé sous SPARK. Une comparaison des résultats de simulation a été effectuée et a donné lieu à une publication dans un congrès international [Bongs, 2010]. Les résultats de cette comparaison font apparaître que notre modèle surestime légèrement l'énergie solaire captée (+ 8 % par rapport à la moyenne des résultats de tous les modèles) mais les résultats d'un autre modèle élaboré sous TRNSYS sont encore plus élevés (+ 20 %).

IV.3.2 Assemblage des modèles détaillés sous SPARK

Nous allons maintenant proposer des éléments de validation pour le modèle global détaillé développé sous SPARK. Ce modèle global intègre les modèles détaillés de capteurs solaires et de machine ainsi que les modèles généraux de ballons (chaud et froid) et de tour de refroidissement.

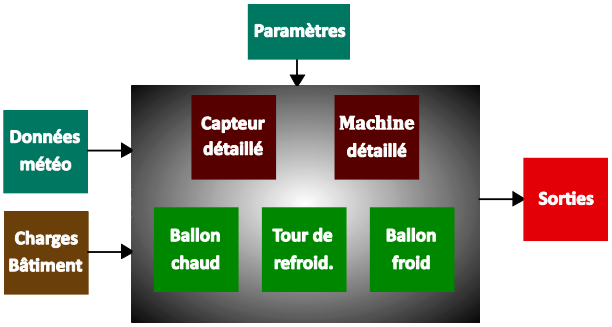

Figure IV-84 : Représentation du couplage des modèles détaillés sous SPARK

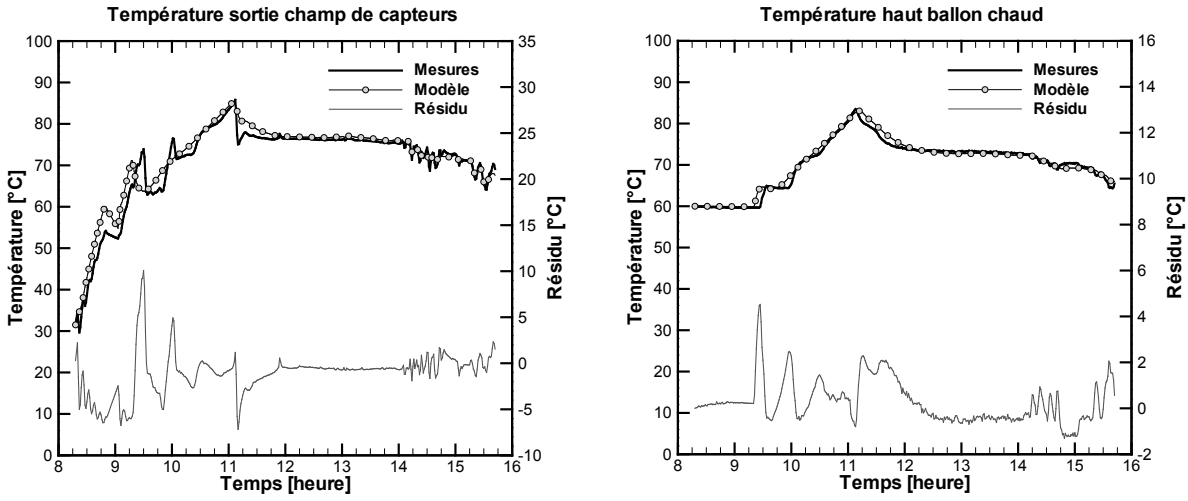

Figure IV-85 : Comparaison entre les températures de sortie du champ de capteurs (à gauche) et en haut du ballon chaud (à droite) simulées et mesurées (modèle détaillé)

En examinant les températures de sortie du champ de capteurs et la température en haut du ballon chaud, on remarque que, contrairement au modèle précédent, les valeurs simulées suivent de près les mesures. Dans ce modèle, la vanne trois voies a été introduite, entraînant lors de la phase de

chauffage du ballon, une augmentation par palier de sa température simulée très proche de celle mesurée.

La température simulée du ballon chaud atteint 80°C deux minutes avant celle mesurée, ce qui à l'échelle de la journée est négligeable. Ce léger déphasage temporel entraîne un petit décalage au démarrage de la machine pratiquement invisible sur les courbes présentées sur la figure IV-22. Toutefois les courbes des températures et des puissances simulées ont été recalée sur les mesures comme pour le modèle simplifié.

Composants	Résidu Maximum		Résidu Minimum		Erreur absolue moyenne	
	T (°C)	(kW)	T (°C)	(kW)	T (°C)	(kW)
Champ de capteurs	10,1		-7,2		1,7	
Ballon chaud	4,5		-1,3		0,7	
Générateur	3,6	5,0	-3,5	-5,9	0,4	1,0
Refroidissement	2,7	8,4	-1,3	-4,9	0,4	2,6
Evaporateur	1,5	2,6	-1,1	-3,1	0,5	0,7
Ballon froid	1,0		-2,3		0,4	

Tableau IV-20 : Récapitulatif des résidus maximum et minimum, et de l'erreur absolue moyenne des températures et des puissances aux bornes des composants de l'installation (modèle détaillé)

Quelques minutes après le démarrage, la puissance simulée au générateur est légèrement plus faible que celle mesurée. Cet écart se réduit progressivement jusqu'à atteindre pratiquement environ 0 kW après environ 30 minutes. Pendant ces 30 minutes, la puissance simulée appelée au générateur étant plus faible, la température simulée du ballon chaud baisse moins rapidement que celle mesurée (figure IV-21 à droite). Ceci à pour conséquence une légère augmentation de la température simulée à la sortie du champ de capteurs par rapport aux mesures (figure IV-21 à gauche). Cependant, après cette phase de démarrage, les températures simulées à la sortie du champ de capteurs et en haut du ballon chaud rejoignent les valeurs mesurées et les résidus redeviennent très faibles. Les erreurs moyennes sont de 1,7°C pour la température de sortie du champ de capteurs et 0,7°C pour celle du ballon chaud. Les résidus lors de la phase de chauffage sont élevés puisque la vanne trois voies du modèle ne s'ouvre pas exactement en même temps qu'en réalité, entraînant une différence entre les températures simulées et mesurées à l'entrée du champ de capteurs. Cette vanne est pilotée par les températures de sortie du champ de capteurs et du ballon chaud (voir chapitre II).

Les températures et les puissances simulées aux bornes de la machine (figure IV-22) sont relativement bien décrites par le modèle. Les résidus maximum et minimum sont relativement faibles, comparés au modèle simplifié, ce qui prouve que ce modèle détaillé est capable de simuler la phase de démarrage avec précision.

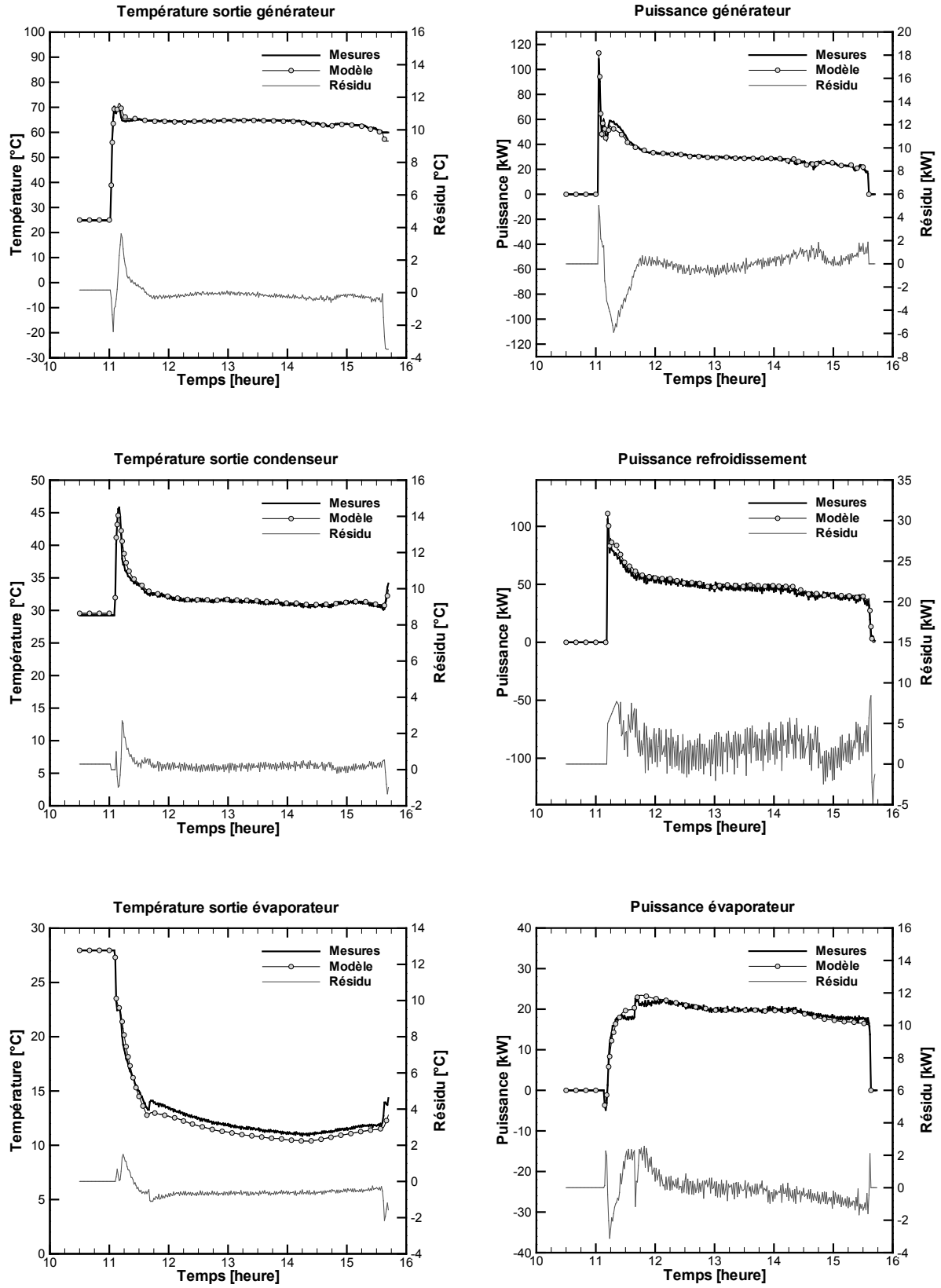

Figure IV-86 : Comparaison entre les températures de sortie (à gauche) et les puissances (à droite) simulées et mesurées aux bornes de la machine (modèle détaillé)

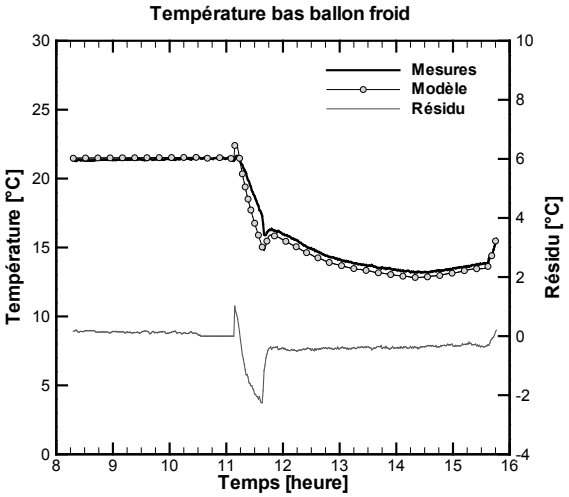

Figure IV-87 : Comparaison entre les températures simulées et mesurées en bas du ballon froid (modèle détaillé)

Les erreurs absolues moyennes commises sur l'évaluation des températures de sortie sont de 0,4°C pour le générateur et le circuit de refroidissement. Elles sont de 0,5°C pour l'évaporateur et celles commises sur les puissances sont respectivement pour ces trois composants de 1,0 kW (soit 3 %), 2,6 kW (soit 6 %) et 0,7 kW (soit 4 %). Ces erreurs moyennes sont assez faibles et, dans tous les cas, inférieures à l'incertitude de mesure (tableau IV-11). Enfin la température simulée en bas du ballon froid est elle aussi bien représentée avec une erreur absolue moyenne de 0,4°C. Au vu de ces résultats, ce modèle global détaillé est capable d'évaluer les performances de l'installation tout au long de la journée en prenant en compte les phases transitoires. Cet outil de modélisation va nous permettre d'étudier le comportement de l'installation, dans le but d'optimiser ses performances, en modifiant par exemple sa stratégie de contrôle. Cependant il faut environ dix minutes au modèle pour simuler une journée complète ce qui est 60 fois plus long que le modèle précédent.

IV.3.3 Assemblage des modèles sous EnergyPlus

Nous validons dans ce paragraphe le modèle global développé sous EnergyPlus. Ce modèle prend en compte la description du bâtiment et donc l'interaction entre la production de froid et la distribution.

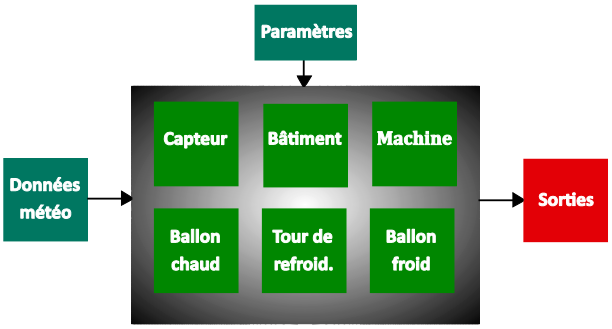

Figure IV-88 : Représentation du couplage des modèles sous EnergyPlus

Le fichier des données météorologiques ainsi que tous les paramètres caractérisant les composants sont introduits à l'entrée du modèle (figure IV-24). Ce fichier intégrant les conditions météorologiques de la journée étudiée, a été mis au format d'EnergyPlus. Le pas de temps d'enregistrement des variables des fichiers classiques du logiciel étant d'une heure, nous avons dû moyenner les valeurs sur ce même pas de temps. Cette précision est importante puisque certains passages nuageux présents sur le fichier de base (pas de temps de la minute) sont lissés dans le fichier d'entrée d'EnergyPlus, ce qui va entraîner un lissage des températures simulées à la sortie du champ de capteurs comme on peut le voir sur la figure IV-25 à gauche.

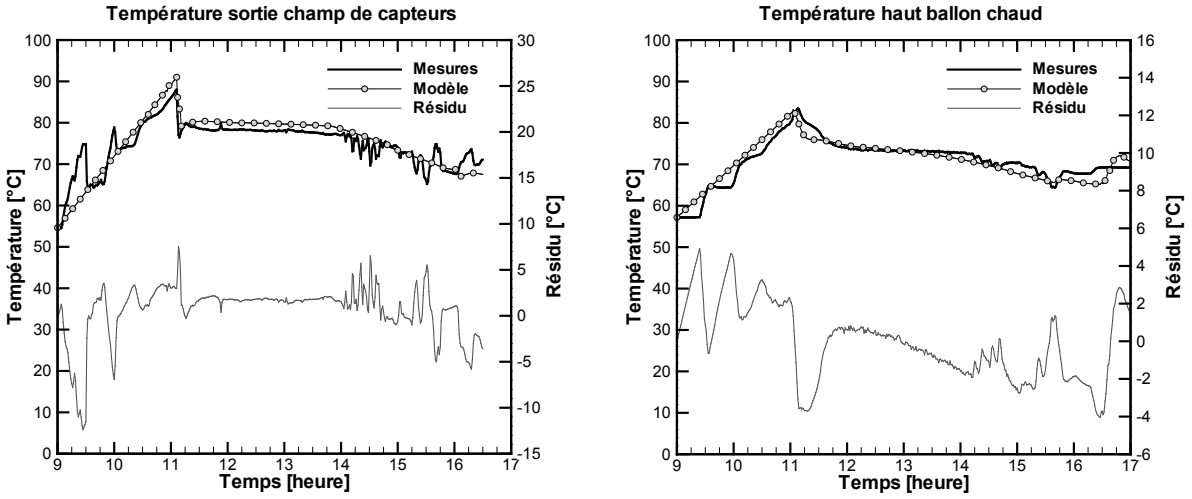

Figure IV-89 : Comparaison entre les températures simulées et mesurées à la sortie du champ de capteurs (à gauche) et en haut du ballon chaud (à droite) (Modèle EnergyPlus)

Comme pour le modèle simplifié développé sous SPARK, ce modèle n'intègre pas la régulation de la vanne trois voies entraînant une augmentation régulière des températures simulées en haut du ballon chaud et à la sortie du champ de capteurs. La température simulée en haut du ballon attient sont maximum sept minutes avant les valeurs mesurées ce qui nous amène à appliquer la méthode utilisée dans la validation des modèles simplifié et détaillé (figure IV-25). Les températures et les puissances simulées, aux bornes de la machine et en bas du ballon froid, ont donc été décalées de sept minutes dans le but d'être comparées aux mesures expérimentales.

En examinant les valeurs des températures et des puissances aux bornes de la machine (figure IV-26), il apparaît que le modèle EnergyPlus est capable de simuler l'appel de puissance au générateur et au circuit de refroidissement lors de la phase de démarrage. Toutefois, lors de cette phase, la puissance simulée au générateur est plus importante que celle mesurée provoquant une chute plus prononcée de la température du ballon chaud. Enfin, après 30 minutes de fonctionnement, les valeurs simulées de la puissance au générateur et de la température du ballon chaud se rapproche des données expérimentales et les résidus deviennent très faibles. Lors du démarrage de la machine, la puissance frigorifique simulée est bien supérieure à celle mesurée, entraînant une température de sortie simulée à l'évaporateur plus basse et un refroidissement plus important du ballon froid. Nous avons essayé de corriger ce problème mais le modèle de machine sous EnergyPlus ne permet pas de diminuer cette puissance lors de la phase de démarrage. Cependant cette anomalie n'est pas gênante pour une étude à l'échelle de la journée et à fortiori sur de plus longues périodes.

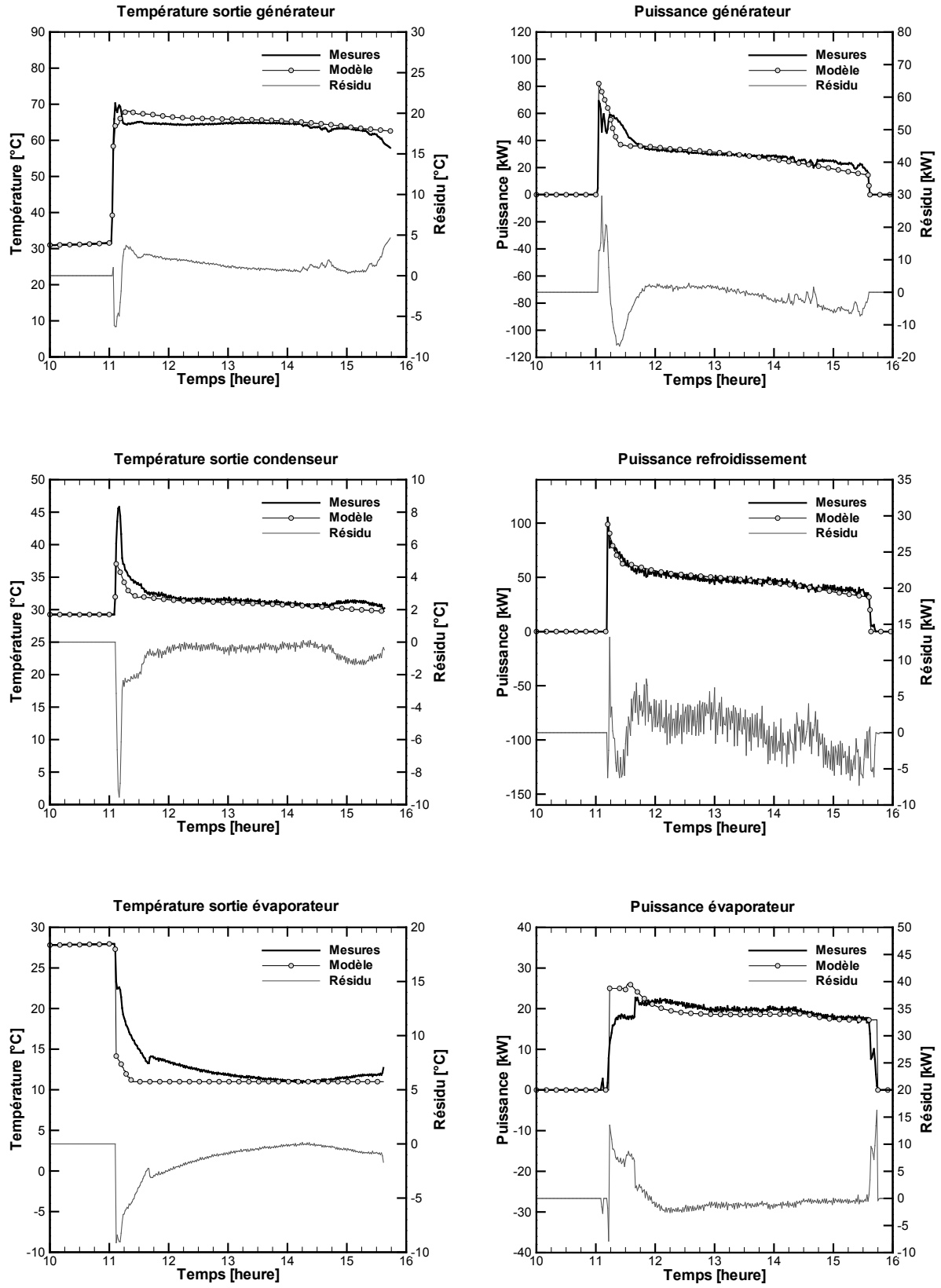

Figure IV-90 : Comparaison entre les températures de sortie (à gauche) et les puissances (à droite) simulées et mesurées aux bornes de la machine (modèle EnergyPlus)

Composants	Résidu Maximum		Résidu Minimum		Erreur absolue moyenne	
	T (°C)	(kW)	T (°C)	(kW)	T (°C)	(kW)
Champ de capteurs	7,5		-12,4		1,9	
Ballon chaud	3,4		-6,4		0,9	
Générateur	4,7	29,6	-6,3	-16,5	0,3	3,6
Refroidissement	0,1	13,2	-9,5	-7,3	0,2	2,6
Evaporateur	0,1	16,3	-9,1	-7,9	0,3	2
Ballon froid	0,2		-4,2		0,4	
Bâtiment	**Résidu Maximum**		**Résidu Minimum**		**Erreur absolue moyenne**	
	T (°C)	**HR (%)**	**T (°C)**	**HR (%)**	**T (°C)**	**HR (%)**
Salle de cours	1,2	8,4	-4,1	-9.6	0,4	3,2

Tableau IV-21 : Récapitulatif des résidus maximum et minimum, et de l'erreur absolue moyenne des températures et des puissances aux bornes des composants de l'installation (modèle détaillé)

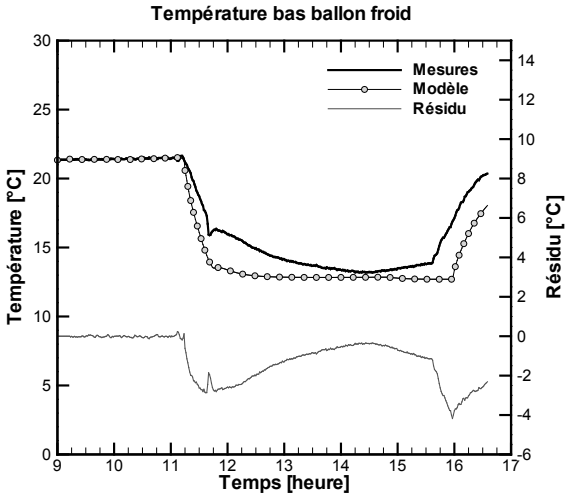

Figure IV-91 : Comparaison entre les températures simulées et mesurées en bas du ballon froid (modèle EnergyPlus)

Les erreurs absolues moyennes commises sur l'évaluation des températures des différents composants sont toutes inférieures à 1°C excepté celle à la sortie du champ de capteurs. Ce résultat était prévisible puisque le comportement de la vanne trois voies n'est pas simulé, provoquant des résidus plus importants. De plus, comme nous l'avons vu précédemment, le fichier météorologique ne prend pas en compte les variations nuageuses (valeur moyennée sur une heure) ce qui vient amplifier l'écart entre les valeurs simulées et mesurées.

Au niveau de l'évaluation des puissances aux bornes de la machine, les erreurs moyennes sont relativement faibles et inférieures à l'incertitude de mesures.

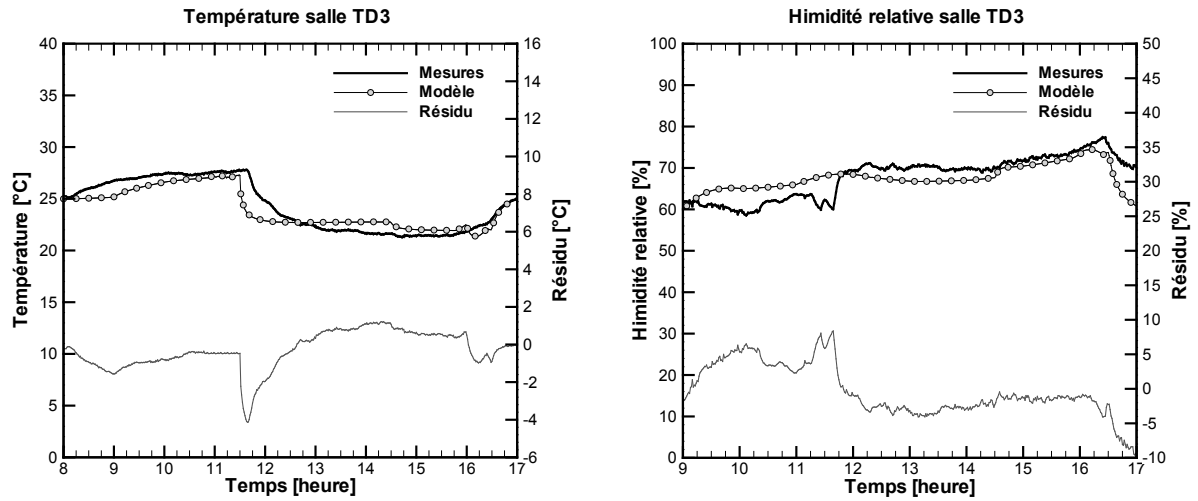

Figure IV-92 : Comparaison entre les températures et les humidités relatives simulées et mesurées dans la salle TD3 (Modèle EnergyPlus)

Concernant les conditions dans le bâtiment, nous n'avons pas recaler les résultats. Les comportements des températures et des humidités relatives simulées dans la salle de TD3 sont assez proches des mesures avec des erreurs moyennes assez faibles, donnant à notre modèle une bonne précision sur l'évaluation des conditions de confort dans le bâtiment.

Pour conclure sur ce modèle réalisé sous EnergyPlus, nous avons pu décrire notre installation complète, couplée au bâtiment, sous un seul environnement de simulation. L'objectif est d'étudier les conditions de confort dans ce bâtiment en fonction des sollicitations extérieures. A terme, cet outil peut être très utile dans le cadre d'un dimensionnement des différents composants d'une installation de rafraîchissement solaire à condition d'avoir, au préalable, validé le modèle de machine sur une installation existante. De plus, le temps de calcul est d'environ une minute pour une journée simulée.

Ce travail a fait l'objet d'une publication dans un congrès national [Marc, 2010c] et a été soumis au journal de l'ASHRAE TRANSACTIONS à la fin de l'année 2010.

IV.4 Synthèse

Ce chapitre a permis de proposer des éléments de validation sur les trois modèles que nous avons développés. Le tableau IV-13 permet de résumer les principaux avantages et inconvénients des différents modèles et propose les domaines d'application.

Modèle	Avantages	Inconvénients	Domaine d'application
SPARK Simplifié	- Temps de calcul rapide - Bons résultats en régime permanent - Peu de paramètres à entrer	- Imprécis : en particulier l'évaluation de l'énergie solaire captée - Non prise en compte des phases transitoires - Pas de couplage au bâtiment - Prise en main du logiciel	- Etude de pré-dimensionnement
SPARK Détaillé	- Grande précision - Bons résultats et régimes permanents et transitoires	- Temps de calcul - Pas de couplage au bâtiment - De nombreux paramètres à entrer - Prise en main du logiciel	- Etude des performances de l'installation complète en vue d'une optimisation du fonctionnement
EnergyPlus	- Couplage au bâtiment - Précision acceptable pour un outil de dimensionnement - Temps de calcul	- Avoir au préalable validé le modèle de machine sur une installation existante - Prise en main du logiciel en particulier la partie production de froid	- Etude de dimensionnement

Tableau IV-22 : Principaux avantages et inconvénients des trois modèles développés

Le premier modèle développé sous SPARK à l'avantage de présenter de bons résultats en régime permanent, pour un temps de calcul très faible. Ce modèle peut être très utile dans le cadre d'études de pré-dimensionnement. Lorsque ce modèle est associé à un appoint de chaleur, lui permettant de fonctionner en régime permanent, les résultats deviennent très intéressants.

Le modèle EnergyPlus présente l'avantage indéniable d'intégrer la description du bâtiment. Cependant, il est nécessaire de posséder des données expérimentales pour caractériser le modèle de machine.

Enfin, le modèle détaillé développé sous SPARK est capable d'évaluer les performances de l'installation tout au long de la journée en prenant en compte les phases transitoires. Cet outil de modélisation va nous permettre d'étudier le comportement de l'installation, dans le but d'optimiser ses performances, en modifiant sa stratégie de contrôle. Le chapitre suivant fait état de ce travail.

Chapitre V Analyse thermodynamique et étude de sensibilité paramétrique de la machine et de l'installation

V.1 Introduction

Ce chapitre propose une analyse de l'installation basée sur le premier et le second principes de la thermodynamique, permettant d'identifier et de quantifier les pertes de performances d'un système pour optimiser soit sa conception, soit son fonctionnement.

Comme nous l'avons vu dans le chapitre III, le premier principe énonce l'égalité des diverses formes d'énergie (thermique, mécanique, électrique...) et donne lieu à l'examen des flux énergétiques auxquels sont soumis les systèmes, puis à l'écriture du bilan qui doit traduire la conservation de l'énergie. Ce principe sert donc à quantifier les diverses formes d'énergie qui interviennent.

Le second principe de la thermodynamique quant à lui, est utilisé pour évaluer la qualité des transformations énergétiques intervenant dans un système. La grandeur physique liée à ce principe est l'entropie. On observe sa création dès que des évolutions ont lieu en dehors de l'équilibre strict c'est à dire pour toutes transformations qui présentent une certaine cinétique en un temps fini. Une grande cinétique de transfert entraîne une "dégradation" importante de l'énergie (transformation spontanée et irréversible d'une énergie réputée "noble" en chaleur) et une forte création d'entropie.

Ainsi, depuis quelques années la communauté scientifique utilise le second principe pour analyser les performances des systèmes en mesurant la dégradation de l'énergie causée par les irréversibilités des transferts et des transformations énergétiques [Kotas, 1995; Bejan, 1996a; Pons, 2004]. En ce sens, les systèmes de production de froid à partir de l'énergie solaire, et en particulier les systèmes à sorption ont fait l'objet de nombreuses études [Meunier, 1997; Pons, 1997]. Pons et al. [Pons, 1999] ont réalisé une étude comparative des performances thermodynamiques des systèmes à sorption (absorption liquide, adsorption, ammoniacates et hydrures métalliques) pour des applications représentatives (congélation, fabrication de glace, conditionnement d'air et pompes à chaleur) avec un rejet thermique refroidi soit à l'eau soit à l'air.

Dans ce chapitre, nous allons tout d'abord analyser les performances de la machine à absorption en réalisant une étude de sensibilité sur les températures des trois sources de chaleur et en étudiant les évolutions de quatre critères d'optimisation à savoir : la puissance frigorifique produite, le coefficient de performance thermique, l'efficacité exergétique et la perte d'exergie totale de la machine. De plus, une analyse exergétique par composant est proposée.

La seconde partie de ce chapitre consiste à analyser les performances globales de l'installation. Pour cela, nous présentons tout d'abord une comparaison des résultats expérimentaux entre la deuxième et la troisième saison avant de réaliser une étude numérique. Cette étude va nous permettre de suivre les évolutions de six critères d'optimisation en fonction de deux configurations choisies, pour deux journées particulières : la première en période estivale et la seconde à l'intersaison.

V.2 Analyse thermodynamique et étude de sensibilité paramétrique de la machine à absorption

Une analyse thermodynamique basée sur le premier et le second principes est menée sur la machine à absorption pour évaluer ses performances. Cette analyse s'appuie sur le travail de Sencan et al. [Sencan, 2005], de Kilic et al. [Kilic, 2007] et de Trio et al. [Torio, 2009].La première étape de ce travail consiste à évaluer les performances globales de la machine, en fonction des différents niveaux de température des trois sources de chaleur. Les critères de comparaison choisis sont :

- la puissance frigorifique produite à l'évaporateur (Φ_f),
- le coefficient de performance thermique (COP_{th}),
- la destruction d'exergie totale de la machine (ΔB_d),
- l'efficacité exergétique (η_{ex}).

De plus, une analyse exergétique est menée composant par composant dans le but d'identifier quels sont ceux les plus sensibles. L'objectif de cette étude de sensibilité est de déterminer les régimes de températures optimisées pour maximiser le coefficient de performance thermique et l'efficacité exergétique en réduisant au maximum la destruction d'exergie du système global et cela pour différents niveaux de puissance frigorifique choisis.

V.2.1 Bilan exergétique du cycle à absorption

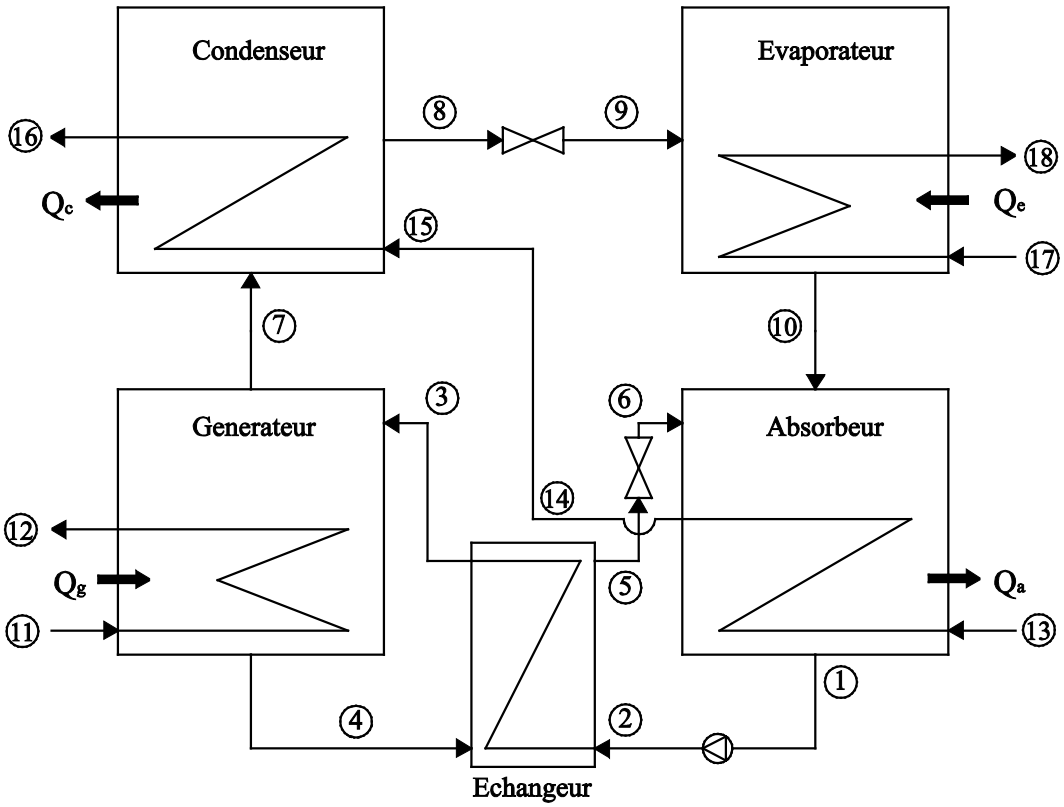

Figure V-93 : Schéma de principe de la machine à absorption simple effet LiBr-H_2O

L'analyse exergétique de la machine à absorption est réalisée à l'aide du modèle détaillé de machine présenté dans le chapitre précédent et dont le schéma est proposé sur la figure V-1. Les équations décrivant le second principe ont été rajoutées au modèle global. La formule générale traduisant le bilan exergétique appliqué à un volume de contrôle fixé en régime permanent est donnée par l'équation suivante [Bejan, 1996b] :

(Eq.V.1)

Les deux premiers termes de l'équation 4.1 sont respectivement la somme des flux exergétiques entrant et sortant du volume de contrôle. Le troisième terme est l'exergie fournie par la source de chaleur (à la température T) qui est positive quand elle rentre dans le système. est le travail mécanique et est l'exergie détruite due aux irréversibilités. Le dernier terme est la variation de l'exergie contenue dans le composant, par exemple la solution dans le générateur. En régime permanent ce terme est nul. Lorsque les énergies cinétique et potentielle sont négligées, l'exergie spécifique est définie par :

(Eq.V.2)

Les termes et sont respectivement l'enthalpie et l'entropie du fluide considéré, à la température T alors que et sont l'enthalpie et l'entropie du fluide à la température de référence . Dans cette étude, la température de référence est égale à 27°C, et correspond à la température extérieure moyenne lors de la saison.

Nous allons maintenant identifier la destruction d'exergie composant par composant. Les équations suivantes donnent la destruction d'exergie du générateur ( ), de l'absorbeur ( ), du condenseur ( ), de l'évaporateur ( ), de l'échangeur de solution ( ), de la pompe de solution ( ), du détendeur du fluide frigorigène ( ) et du détendeur de la solution ( ) :

(Eq.V.3)

(Eq.V.4)

(Eq.V.5)

(Eq.V.6)

(Eq.V.7)

(Eq.V.8)

(Eq.V.9)

. (Eq.V.10)

Enfin, la destruction d'exergie totale de la machine à absorption est égale à la somme des destructions d'exergie de chaque composant :

, (Eq.V.11)

où N est le nombre de composants de la machine (ici N=8). On définit ensuite le taux d'exergie détruite par composant qui est le rapport entre l'exergie détruite d'un composant sur l'exergie détruite totale de la machine :

(Eq.V.12)

A partir de l'équation 4.12, les composants détruisant le plus d'exergie peuvent être identifiés.

Enfin, l'équation 4.13 présente l'efficacité exergétique de la machine qui est le rapport entre l'exergie fournie à la source froide et la somme de l'exergie de la source chaude et de la pompe :

(Eq.V.13)

V.2.2 Analyse thermodynamique et étude de sensibilité de la machine

Lors de l'étude expérimentale (chapitre II), nous avons remarqué que les variations des températures des trois sources de chaleur entraînaient des modifications importantes des performances globales de la machine. Pour mieux comprendre l'évolution de ces performances, une étude de sensibilité est présentée dans ce paragraphe.

L'objectif de cette étude est d'analyser le comportement de la machine, dans les conditions permanentes, soumises à différents régimes de température des trois sources de chaleur. A terme, les résultats de cette étude sont utilisés pour identifier les régimes de températures optimisées en fonction de la puissance frigorifique à produire (paragraphe V.2.4).

Pour cela, nous allons faire varier les températures d'entrées des trois sources de chaleur en fixant les débits des fluides caloporteurs sur les quatre composants de la machine.

Les performances de la machine à absorption sont étudiées en analysant les quatre critères d'optimisation choisis à savoir :

- la puissance frigorifique (Φ_f),
- la destruction totale d'exergie de la machine (ΔB_d),
- le coefficient de performance thermique (COP_{th}),
- l'efficacité exergétique (η_{ex}).

Commençons cette analyse de sensibilité en faisant varier la température d'entrée de la source chaude (T11) de 65°C à 100°C par pas de 5°C. Plusieurs températures d'entrée au niveau de la source froide (T17) et de la source à température ambiante (T13) ont été envisagées. Voici les quatre cas étudiés :

- cas n°1 : T17 = 17°C et T13 = 30°C,
- cas n°2 : T17 = 17°C et T13 = 35°C,
- cas n°3 : T17 = 12°C et T13 = 30°C,
- cas n°4 : T17 = 12°C et T13 = 35°C.

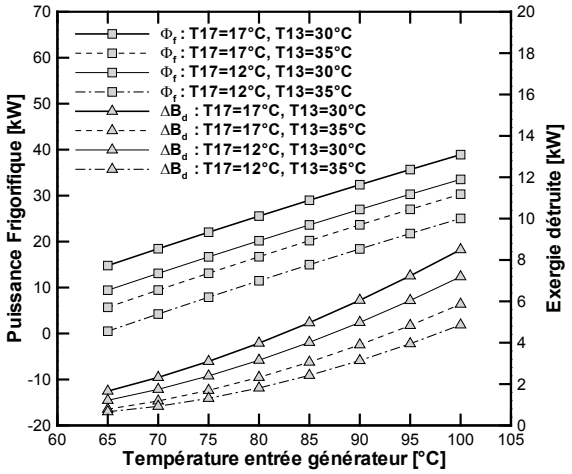

Figure V-94 : Evolution de la puissance frigorifique et de l'exergie détruite en fonction de la température d'entrée du générateur (T11) pour quatre cas différents

La figure V-2, présente les évolutions de la puissance frigorifique et de l'exergie totale détruite de la machine en fonction de la température à l'entrée du générateur (T11). On observe, une augmentation quasi-linéaire de la puissance frigorifique avec l'élévation de la température d'entrée du générateur (T11) pour les quatre cas envisagés. Ceci est dû au fait que lorsque T11 augmente et que les deux autres sources restent constantes, la température de la solution dans le générateur augmente mais la pression de saturation dans le condenseur reste constante, entraînant une augmentation du débit de vapeur d'eau désorbée au générateur ainsi que du débit du fluide frigorigène dans l'évaporateur et donc de la puissance frigorifique produite. De plus, l'exergie totale détruite par la machine augmente légèrement plus rapidement que la puissance frigorifique avec l'élévation de T11. Pour une même température d'entrée du générateur, l'exergie détruite la plus élevée apparaît dans le cas où la puissance est la plus élevée.

Pour une même température d'entrée du générateur, la puissance frigorifique produite dans le cas n°1 (T17=17°C et T13=30°C) est la plus élevée, suivie dans l'ordre décroissant par celles des cas n°3 (T17=12°C et T13=30°C), n°2 (T17=17°C et T13=35°C) et n°4 (T17=12°C et T13=35°C). Par conséquent, une augmentation de 5°C de T13 lorsque les températures des deux autres sources restent constantes (cas n°1 => cas n°2) entraîne une diminution de la puissance frigorifique plus importante qu'une baisse de 5°C de T17 à T11 et T13 constantes (cas n°1 => cas n°3).

Pour expliquer ce phénomène, prenons comme exemple T11 = 80°C, T13 = 30°C et T17 = 17°C et calculons la différence entre l'enthalpie du fluide frigorigène (eau pure) qui entre dans l'évaporateur et celle qui sort. La puissance frigorifique produite à l'évaporateur est égale à cette différence d'enthalpie multipliée par le débit de fluide frigorigène circulant dans l'évaporateur.

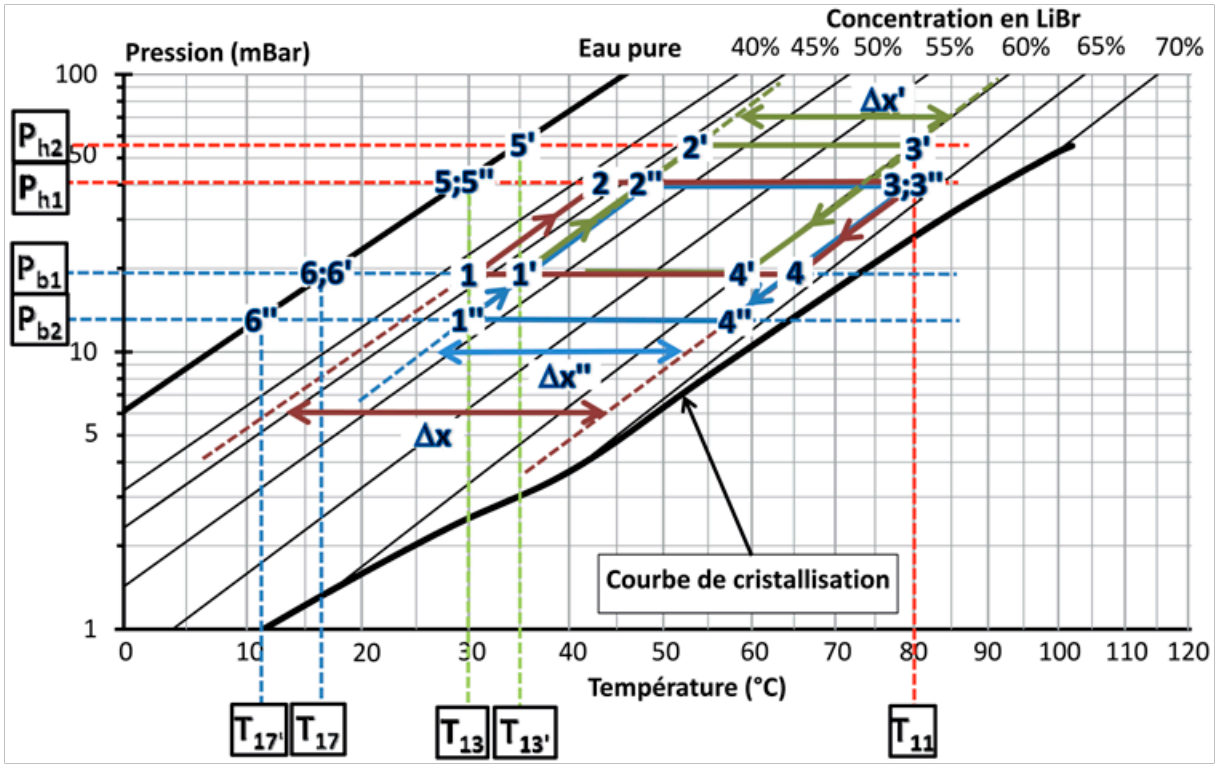

Figure V-95 : Comparaison de trois cycles à absorption tracés dans le diagramme d'Oldham

L'eau pure entre dans l'évaporateur, avec la même enthalpie que celle qui sort du condenseur à l'état liquide saturé (détente isenthalpique). Sa valeur est fixée par la température de saturation dans le condenseur (idéalement 30°C). Cette eau pure sort de l'évaporateur à l'état de vapeur saturée, la valeur de son enthalpie est donc fixée par la température de saturation qui règne à l'intérieur de l'évaporateur (idéalement 17°C). Dans ces conditions, la différence d'enthalpie entre cette vapeur saturée à 17°C et l'eau liquide saturée à 30°C est de 2406 kJ/kg. De plus, le débit de fluide frigorigène dépend directement de la différence des concentrations des solutions riche et pauvre présentes dans le générateur et l'absorbeur. Plus cette différence est élevée, plus le débit sera élevé. Dans ce cas, cette différence de concentrations est notée Δx comme on peut l'observer sur la figure V-3 qui représente le cycle à absorption dans le diagramme d'Oldham. Le cycle relatif à ce premier cas (T11 = 80°C, T13 = 30°C et T17 = 17°C) est représenté par les points 1 à 6 (figure V-3).

Augmentons maintenant T13 de 5°C (T13' = 35°C) et conservons T11 = 80°C et T17 = 17°C. Le cycle à absorption relatif à ce deuxième cas est représenté sur la figure V-3 (point 1' à 6'). On remarque sur ce deuxième cycle que la différence des concentrations $\Delta x'$ est inférieure à celle du premier cas (Δx) ce qui entraîne une diminution du débit du fluide frigorigène. De plus, l'enthalpie de l'eau liquide saturée qui sort du condenseur va augmenter (puisque la température de saturation augmente) et celle de la vapeur saturée reste identique au cas précédent. Par conséquent, la différence d'enthalpie diminue et passe à 2385 kJ/kg (soit une baisse de 21 kJ/kg par rapport au premier cas). La diminution à la fois de cette différence d'enthalpie et du débit du fluide frigorigène entraîne une diminution de la puissance frigorifique produite à l'évaporateur.

Reprenons maintenant le premier cas et diminuons T17 de 5°C (T17' = 12°C) en conservant T11 = 80°C et T13 = 30°C. Le cycle relatif à ce troisième cas est représenté par les point 1'' à 6'' (figure V-3). Dans ce cas, la différence des concentrations $\Delta x''$ est inférieure à celle du premier cas (Δx) mais supérieure à celle du second ($\Delta x'$). Par conséquent, il en est de même pour le débit de fluide frigorigène. De plus, l'enthalpie de l'eau liquide reste constante, mais l'enthalpie de la vapeur saturée qui sort de l'évaporateur diminue, ce qui entraîne une diminution de la différence d'enthalpie de 9 kJ/kg par rapport au premier cas. Etant donné que la diminution de la différence d'enthalpie et du débit du fluide frigorigène est moins importante dans ce troisième cas, la puissance frigorifique produite sera supérieure au deuxième cas (T11 = 80°C, T13' = 35°C et T17 = 17°C). C'est pour toutes ces raisons qu'une augmentation de 5°C de T13 entraîne une baisse de la puissance frigorifique plus importante qu'une diminution de 5°C de T17.

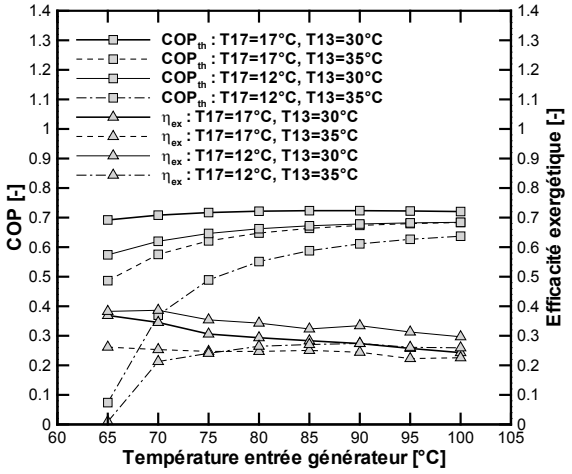

Figure V-96 : Evolution du coefficient de performance et de l'efficacité exergétique en fonction de la température d'entrée du générateur (T11) pour quatre cas différents

A T11 constante, le COP_{th} est maximum pour le cas n°1 suivi par ceux des cas n°3, n°2 et n°4. L'ordre reste le même que pour la puissance frigorifique et l'exergie détruite. En revanche, l'efficacité exergétique (η_{ex}) diminue avec l'augmentation de T11 excepté pour le cas n°4. Ceci est dû à la valeur du flux exergétique entrant dans le générateur qui est plus élevé lorsque la température de la source chaude augmente, entraînant une diminution du rendement exergétique. Le cas n°4 est le plus défavorisé puisque les deux températures T17 et T13 sont simultanément les plus éloignées des conditions nominales (T17 = 17°C et T13 = 30°C) de la machine ce qui entraîne une baisse importante

des performances en particulier lorsque la température à l'entrée du générateur est faible (< 70°C). A T11 constante, l'ordre constaté précédemment sur les quatre cas envisagés reste le même hormis pour le cas n°4. On note que l'efficacité exergétique reste toujours en dessous de 0,4.

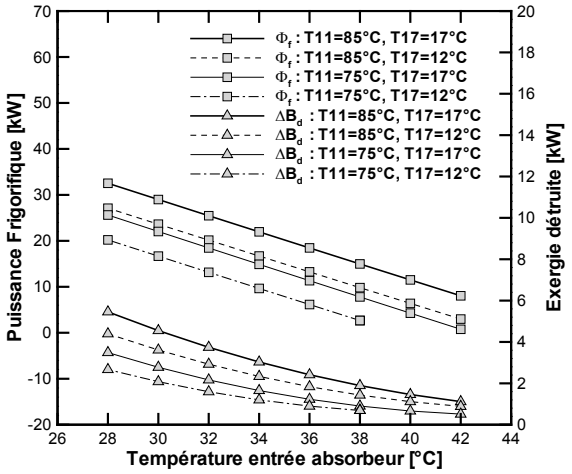

Figure V-97 : Evolution de la puissance frigorifique et de l'exergie détruite en fonction de la température d'entrée de l'absorbeur (T13) pour quatre cas différents

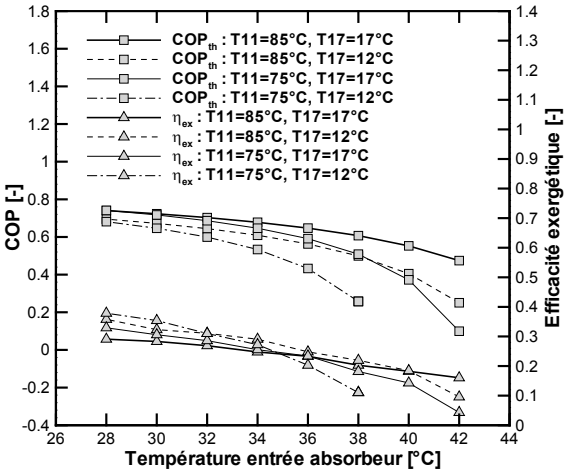

Figure V-98 : Evolution du coefficient de performance et de l'efficacité exergétique en fonction de la température d'entrée de l'absorbeur (T13) pour quatre cas différents

Analysons maintenant le comportement de la machine en fonction de la variation de la source à température ambiante, en faisant varier T13 de 28°C à 42°C par pas de 2°C. Plusieurs températures d'entrées des sources chaude (T11) et froide (T17) ont été envisagées :

- cas n°1 : T11 = 85°C et T17 = 17°C,
- cas n°2 : T11 = 85°C et T17 = 12°C,
- cas n°3 : T11 = 75°C et T17 = 17°C,
- cas n°4 : T11 = 75°C et T17 = 12°C.

Lorsque la température à l'entrée de l'absorbeur augmente, la puissance frigorifique diminue (figure V-5). En effet, l'augmentation de T13, provoque une augmentation de la pression de saturation dans le condenseur entraînant une diminution du débit de vapeur désorbée et donc du débit de fluide frigorigène et de la puissance frigorifique.

De plus, lorsque T13 est constante, la puissance frigorifique est maximale pour le premier cas envisagé (T11=85°C et T17=17°C) suivie dans l'ordre décroissant des cas n°2 (T11=85°C et T17=12°C), n°3 (T11=75°C et T17=17°C) et n°4 (T11=75°C et T17=12°C). On en déduit qu'une baisse de 10°C de T11 (cas n°1 => cas n°3), lorsque que les températures des deux autres sources (T17 et T13) restent constantes, provoque une diminution plus importante de la puissance frigorifique qu'une baisse de 5°C de T17 (cas n°1 => cas n°2) à T11 et T13 constantes. Ceci peut s'expliquer en traçant les cycles à absorption sur le diagramme d'Oldham comme précédemment.

La diminution de la puissance frigorifique produite, due à l'augmentation de la température T13, entraîne une diminution à la fois des pertes d'exergie, du coefficient de performance thermique et de l'efficacité exergétique de la machine comme on peut le voir sur les figures V-5 et V-6.

Examinons maintenant le comportement de la machine en faisant varier la température de la source froide (T17) de 10°C à 20°C par pas de 1°C. Comme pour l'analyse des sources chaude et ambiante nous allons étudier quatre cas différents :

- cas n°1 : T11 = 85°C et T13 = 30°C,
- cas n°2 : T11 = 85°C et T13 = 35°C,
- cas n°3 : T11 = 75°C et T13 = 30°C,
- cas n°4 : T11 = 75°C et T13 = 35°C.

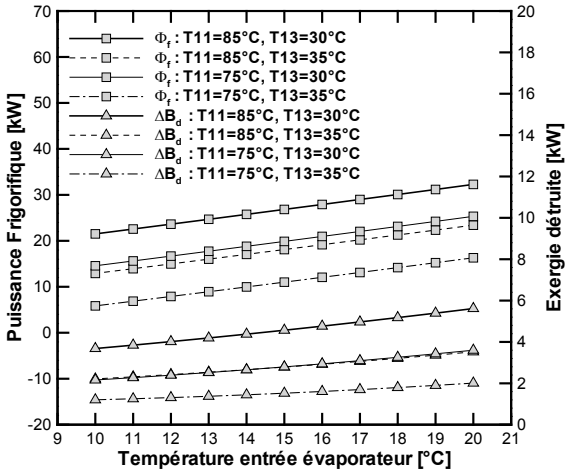

Figure V-99 : Evolution de la puissance frigorifique et de l'exergie détruite en fonction de la température d'entrée de l'évaporateur (T17) pour quatre cas différents

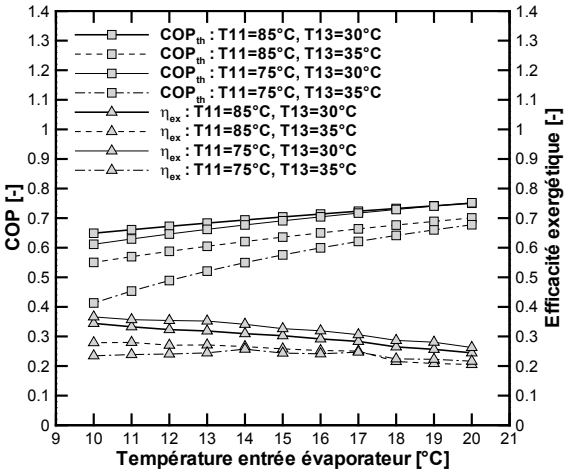

Figure V-100 : Evolution du coefficient de performance et de l'efficacité exergétique en fonction de la température d'entrée de l'évaporateur (T17) pour quatre cas différents

On observe sur la figure V-7 que la puissance frigorifique augmente avec l'élévation de la température T17 lorsque les deux autres sources sont constantes. Ceci est dû à l'augmentation de la pression de saturation dans l'évaporateur, entraînant une augmentation de la différence d'enthalpie à ses bornes et donc une augmentation de la puissance frigorifique.

A T17 constante, la puissance frigorifique est maximale pour le premier cas envisagé (T11=85°C et T13=30°C) suivie dans l'ordre décroissant par les cas n°3 (T11=85°C et T13=35°C), n°2 (T11=75°C et T13=30°C), et n°4 (T11=75°C et T13=35°C). On remarque qu'une augmentation de 5°C de T13 lorsque T11 et T17 restent constantes (cas n°1 => cas n°2) entraîne une diminution plus importante de la puissance frigorifique qu'une baisse de 10°C de T11 à T13 et T17 constantes (cas n°1 => cas n°3). Comme lors de l'analyse des deux sources précédentes, l'exergie détruite augmente lorsque la puissance frigorifique produite augmente.

Le coefficient de performance thermique augmente avec l'augmentation de la puissance frigorifique, en revanche, l'efficacité exergétique diminue. Ceci est dû à la valeur du flux exergétique sortant de l'évaporateur qui est plus élevée lorsque la température de la source froide diminue entraînant dans ce cas un rendement exergétique plus élevé.

Cette analyse permet de mettre en valeur le fait que la température de la source ambiante semble être la plus influente sur les performances globales de l'installation puisque qu'une faible variation de cette source entraîne une grande modification de la puissance frigorifique et de l'exergie totale détruite. Notons que l'exergie totale détruite augmente plus vite que la puissance frigorifique en particulier lorsque la température de la source chaude augmente ou lorsque celle de la source ambiante diminue. Pour mieux comprendre ce phénomène nous allons approfondir notre analyse, en réalisant un bilan exergétique par composant.

V.2.3 Analyse exergétique par composant

L'analyse exergétique réalisée sur la machine, composant par composant, permet d'identifier quels sont ceux qui détruisent le plus d'exergie et par conséquent, où se situent les transferts les moins efficaces. Dans ce paragraphe nous allons prendre comme exemple, l'augmentation de la température de la source chaude et analyser le comportement des différents composants. L'idée est de comparer les taux de perte d'exergie de chaque composant, définis par l'équation V.11.

Pour cela, comme lors de l'analyse précédente, nous allons faire varier la température de la source chaude de 65°C à 100°C par pas de 5°C. Plusieurs températures d'entrée au niveau de la source froide (T17) et de la source à température ambiante (T13) ont été envisagées. Précisons que, comme dans le cas précédent, les débits de fluide caloporteur des quatre composants de la machine sont constants dans tous les cas.

Voici les quatre cas étudiés :

- cas n°1 : T13 = 30°C et T17 = 17°C,
- cas n°2 : T13 = 35°C et T17 = 17°C,
- cas n°3 : T13 = 30°C et T17 = 12°C,
- cas n°4 : T13 = 35°C et T17 = 12°C.

D'une manière générale la part d'exergie détruite au générateur (figure V-9) augmente avec l'élévation de la température d'entrée de la source chaude et la plupart des valeurs sont comprises entre 25 % et 40 %. La part d'exergie détruite au générateur est par conséquent importante. Ceci est dû à la nécessité de chauffer la solution riche provenant de l'absorbeur jusqu'à la température de la solution présente à l'intérieur du générateur, pour que le fluide frigorigène dissous dans la solution puisse s'évaporer. Prenons par exemple T11 = 85°C, T13 = 35°C et T17 = 17°C, dans ce cas précis la température de la solution riche entrante dans le générateur est d'environ 64°C alors que celle de la solution présente dans ce même composant est de 73°C. La solution riche est chauffée par la source chaude par l'intermédiaire d'un échangeur. L'écart entre la température de la source chaude et celle de la solution riche est dans ce cas de 21°C. C'est donc cet écart de température assez élevé qui est à l'origine de la part importante d'exergie détruite dans le générateur.

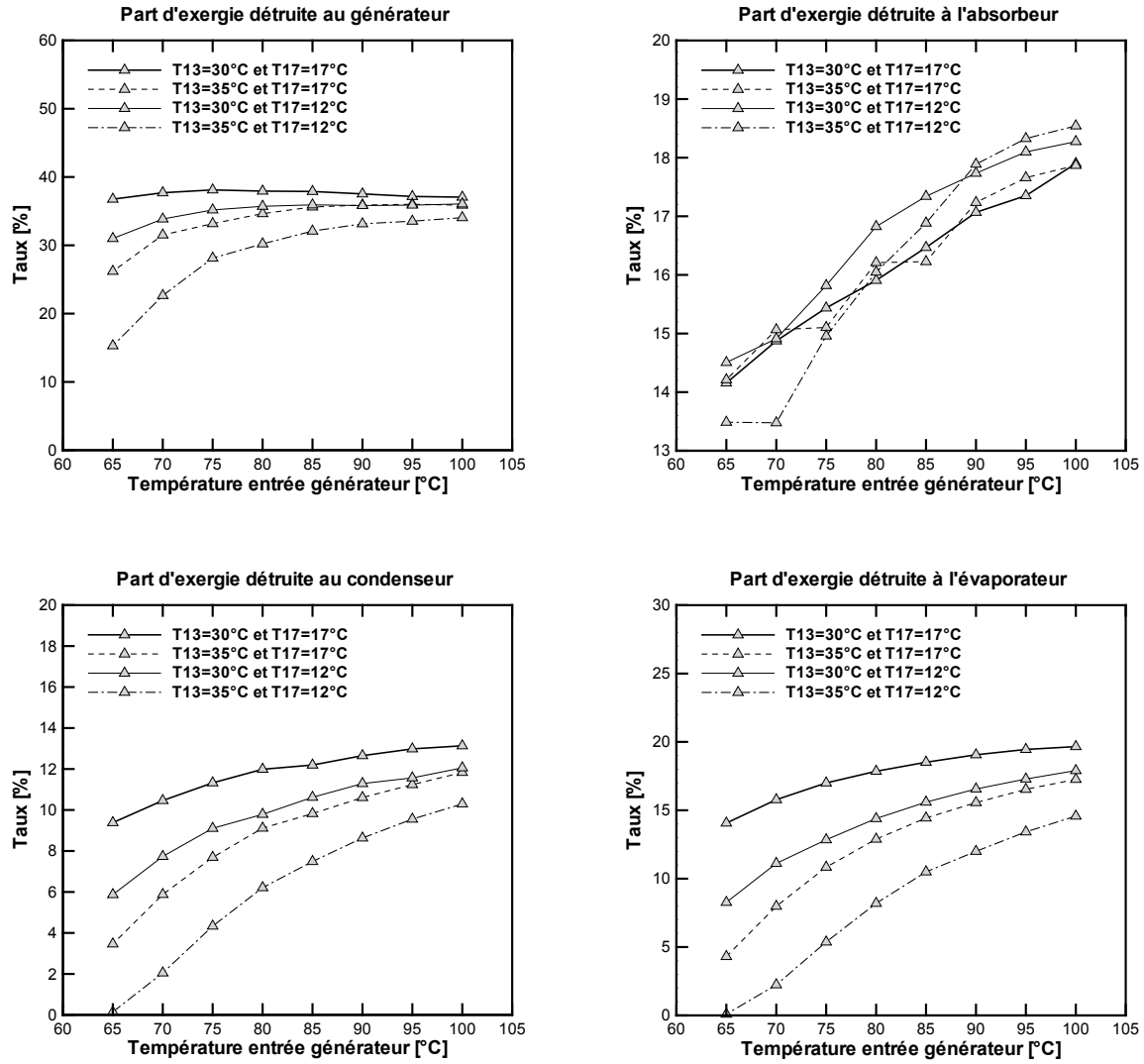

Figure V-101 : Evolution des parts d'exergie détruite au générateur, à l'absorbeur, au condenseur et à l'évaporateur en fonction de la température l'entrée du générateur pour quatre cas différents

Les évolutions des taux d'exergie détruite dans le condenseur et dans l'évaporateur ont sensiblement la même allure. Les valeurs sont comprises entre 0 % et 13 % pour le condenseur et entre 0 % et 20 % pour l'évaporateur et elles augmentent régulièrement avec l'élévation de la température de la source chaude. En effet, plus la température de la source chaude est élevée, plus le débit de fluide frigorigène s'évaporant de la solution présente dans le générateur augmente, entraînant une augmentation de la part des pertes d'exergie du condenseur et de l'évaporateur comme on peut le voir sur la figure V-9. C'est pour cette raison que la part d'exergie détruite au générateur tend vers un maximum avec l'élévation de la température d'entrée du générateur et que les parts d'exergie détruite à l'échangeur, à la pompe et au détendeur de la solution diminue. Les valeurs des parts d'exergie détruite à l'absorbeur sont comprises entre 13 % et 19 % (figure V-9) et elles augmentent avec l'élévation de la température de la source chaude. Ceci est dû, à la valeur du débit de vapeur d'eau entrant dans l'absorbeur qui augmente quand la température de la source chaude augmente, entraînant une augmentation de la part d'exergie détruite à l'absorbeur. C'est pour cela que, contrairement au générateur, lorsque la température de la source chaude augmente, les parts des

pertes d'exergie à l'absorbeur augmente régulièrement (figure V-3) sans tendre vers un maximum plat.

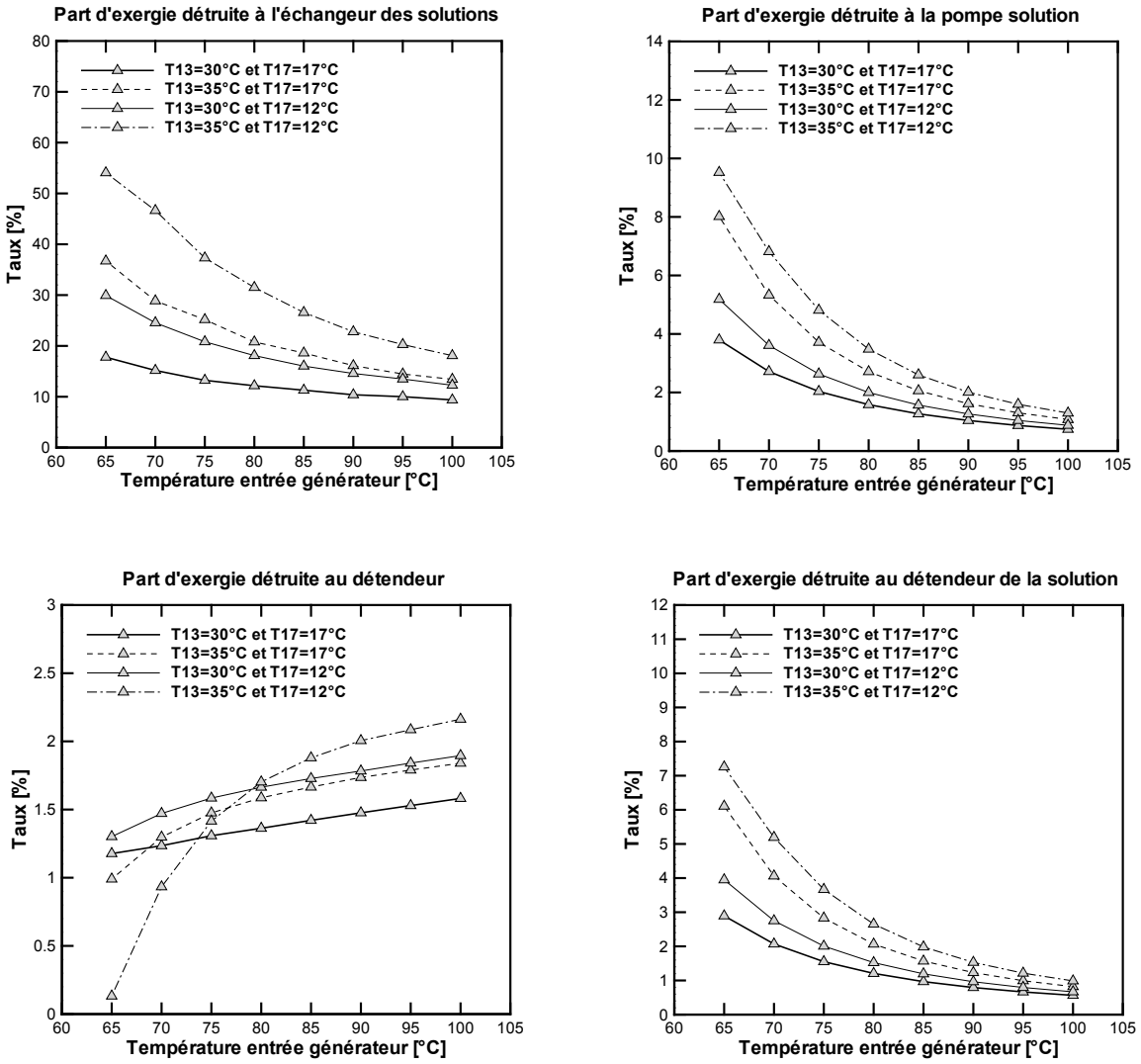

Figure V-102 : Evolution des parts d'exergie détruite à l'échangeur, à la pompe, au détendeur de la solution et au détendeur du fluide frigorigène en fonction de la température d'entrée du générateur pour quatre cas différents

La part d'exergie détruite à l'échangeur des solutions est comprise entre 10 % et 55 %. Cet échangeur est donc l'un des composants détruisant le plus d'exergie, en particulier lorsque la température de la source chaude est faible. Notons que la part de destruction d'exergie de la pompe est relativement faible et celle du détendeur du fluide frigorigène peut être considérée comme négligeable (inférieure à 2% de l'exergie totale détruite).

Au vu des résultats présentés ce dessus, il est clair que le générateur joue un rôle capital sur l'exergie totale détruite par la machine. Une optimisation des échanges thermiques opérant dans ce composant est donc essentielle si l'on veut réduire les pertes totales d'exergie. Une attention toute particulière doit être apportée sur l'échange de chaleur entre la solution riche provenant de l'absorbeur et la source chaude si l'on veut améliorer les performances globales de la machine.

L'échangeur des solutions est aussi un composant sensible, en particulier, lorsque la puissance frigorifique produite est faible. Enfin le condenseur, l'évaporateur et l'absorbeur jouent un rôle de important avec l'augmentation de la température de la source chaude et donc l'augmentation de la puissance frigorifique. Ceci explique l'augmentation plus importante des pertes d'exergie total lorsque la puissance frigorifique est élevée (figure V-2).

Maintenant que nous avons identifié les composants les plus sensibles, contribuant à la perte d'exergie totale de la machine, nous allons déterminer quelles sont les régimes de température optimisés en fonction de la puissance frigorifique à produire.

V.2.4 Détermination des régimes de température optimisés

L'objectif du travail présenté dans ce paragraphe, est de déterminer les régimes de température optimisés pour produire différents niveaux de puissances frigorifiques. Pour cela, les résultats présentés sur les figures V-2, et V-4 à V-8, du paragraphe V.2.2 sont utilisés.

La méthode consiste à fixer plusieurs niveaux de puissances produites (10, 15, 20, 25 et 30 kW) et à identifier les températures optimisées des trois sources de chaleur (T11, T13, et T17) en maximisant le coefficient de performance thermique et l'efficacité exergétique, et en minimisant la destruction d'exergie totale de la machine.

Les débits de fluide caloporteur des quatre composants de la machine sont constants dans tous les cas. En effet, notre installation ne prévoit pas de débits variables sur les pompes de circulation des différents fluides caloporteurs ou de la solution. De plus, en pratique, la machine peut être contrôlée par le niveau de température de la source ambiante avec la mise en place d'une régulation sur le ventilateur de la tour de refroidissement, ce qui a pour effet de modifier sensiblement la consommation électrique de l'installation et les $COP_{élec}$ (voir chapitre II, paragraphe II.6).

Prenons comme exemple l'optimisation des températures des trois sources T11, T13 et T17 pour que la machine assure une production frigorifique de 10 kWf. La première étape consiste à identifier sur les figures présentant les puissances frigorifiques quelles sont les températures d'entrée des trois sources pour les quatre cas étudiés afin d'assurer une puissance frigorifique de 10 kW. On obtient ensuite plusieurs combinaisons possibles des températures T11, T13 et T17 répertoriées dans le tableau V-1.

Les résultats présentés dans le tableau V-1, sont extraits des figures V-2, et V-4 à V-8.

Combinaisons T17 / T13 / T11 [°C]	Puissance frigorifique [kW]	Coefficient de performance [-]	Efficacité exergétique [-]	Exergie détruite [kW]
12 / 30 / 66	**10**	**0,58**	**0,38**	**1**
17 / 35 / 71	10	0,58	0,25	1
12 / 35 / 77	10	0,53	0,25	1.5
12 / 34 / 75	10	0,53	0,28	1,2
17 / 37 / 75	10	0,56	0,22	1
12 / 38 / 85	10	0,50	0,22	1,4
17 / 41 / 85	10	0,51	0,17	1,3
14 / 35 / 75	10	0,55	0,25	1,3

Tableau V-23 : Récapitulatif des critères d'optimisation en fonction des combinaisons T11 / T13 / T17 déterminées pour une puissance frigorifique fixe de 10 kW

Le tableau V-1 présente les critères d'optimisation en fonction des combinaisons des températures des trois sources de chaleur pour une puissance frigorifique fixée à 10 kW. Le premier paramètre qui nous intéresse est le coefficient de performance thermique qui doit être le plus élevé possible. Les deux premières combinaisons du tableau V-1 possèdent le coefficient de performance thermique le plus élevé (0,58). Pour choisir entre ces deux combinaisons, nous allons regarder l'efficacité exergétique et l'exergie détruite pour ces deux cas. La première combinaison du tableau (T11=66°C, T13=30°C et T17=12°C) est par conséquent la plus efficace pour produire 10 kW de froid, avec une efficacité exergétique de 0,38.

De la même manière, nous avons déterminé les régimes de températures optimisés pour des puissances frigorifiques de 15, 20, 25 et 30 kW. Le tableau V-2 présente les critères d'optimisation en fonction des principales combinaisons des températures des trois sources de chaleur et des puissances frigorifiques choisies. On peut observer sur ce tableau les trois régimes de températures donnant les trois COP_{th} les plus élevés pour les quatre niveaux de puissances. Le régime de températures optimums est établi en maximisant le COP_{th} puis, l'efficacité exergétique et en minimisant ensuite l'exergie détruite (valeurs soulignées dans le tableau V-2). On remarque que la température de la source froide optimisée est constante pour les quatre niveaux de puissances et égale à 17°C.

Combinaisons T17 / T13 / T11 [°C]	Puissance frigorifique [kW]	Coefficient de performance [-]	Efficacité exergétique [-]	Exergie détruite [kW]
17 / 30 / 65	**15**	**0,68**	**0,37**	**1,4**
17 / 34 / 75	15	0,65	0,28	1,6
19 / 35 / 75	15	0,66	0,22	1,6
17 / 30 / 72	**20**	**0,71**	**0,33**	**2,3**
12 / 28 / 75	20	0,68	0,38	2,5
15 / 30 / 75	20	0,69	0,33	2,4
17 / 30 / 78	25	0,71	0,30	3,4
17 / 28 / 75	**25**	**0,72**	**0,33**	**3,2**
13 / 30 / 75	25	0,72	0,33	3,8
17 / 30 / 86	30	0,71	0,28	4,7
17 / 26 / 75	**30**	**0,73**	**0,35**	**4,2**
18 / 30 / 85	30	0,73	0,28	4,5

Tableau V-24 : Récapitulatif des critères d'optimisation en fonction des combinaisons T17 / T13 / T11 déterminées et des puissances frigorifiques choisies

Pour conclure, l'analyse thermodynamique de la machine a permis d'identifier les combinaisons des températures T17, T13 et T11 optimisées afin de contrôler le niveau de puissance frigorifique produit. Au vu des résultats de l'analyse, il semble plus intéressant de fonctionner avec des températures en entrée d'évaporateur élevées. De plus, pour produire la même puissance frigorifique, il est préférable de miser sur une température en entrée d'absorbeur plus basse plutôt que sur une température en entrée de générateur plus élevée puisque dans ces conditions le coefficient de performance thermique COP_{th} et l'efficacité exergétique η_{ex} sont plus élevés et l'exergie détruite ΔB_d est plus faible.

Enfin, l'analyse de sensibilité menée dans le paragraphe V.2.2 nous a permis de constater qu'une augmentation de 5°C de T13 (de 30 à 35°C), à T11 et T17 constantes, entraîne une diminution de la puissance frigorifique plus importante qu'une diminution de 10°C de T11 (de 85 à 75°C) à T13 et T17 constantes ou qu'une diminution de 5°C de Te (de 17 à 12°C) à Tg et Ta constantes. Un contrôle précis de la température du fluide caloporteur à l'entrée de l'absorbeur est donc essentiel si l'on veut réguler la puissance frigorifique produite à l'évaporateur.

L'analyse de la machine étant terminée, passons maintenant à l'analyse globale de l'installation.

V.3 Analyse thermodynamique expérimentale et numérique, et étude de sensibilité paramétrique de l'installation

Les performances d'une installation de rafraîchissement solaire résident à la fois dans le dimensionnement des différents composants, mais aussi dans le choix de la régulation mise en œuvre. Par exemple, les temps de fonctionnement des différents organes comme les pompes, le ventilateur de la tour de refroidissement et la machine à absorption doivent être optimisés pour maximiser l'énergie frigorifique produite en minimisant la consommation électrique. Les niveaux des températures des trois sources ont aussi un impact important sur les performances.

Cette régulation est d'autant plus importante que notre installation ne possède pas d'appoint de chaleur (chaud ou froid) ce qui implique une entière dépendance à la ressource solaire et donc une grande variation des performances de l'installation. Une optimisation de la régulation est donc nécessaire pour améliorer les performances de l'installation en fonction des sollicitations extérieures.

L'optimisation du fonctionnement de l'installation peut être réalisée expérimentalement, en modifiant directement les consignes de régulation des différents composants (débits, températures...) et en analysant les performances qui en résultent [Marc, 2010b] mais le caractère très variable de la source de chaleur et l'absence d'appoint rend la comparaison des performances délicate. En effet, il est difficile de trouver deux journées quasi-identiques pour comparer deux types de configurations. Ainsi, l'utilisation des modèles numériques permet de rendre compte des performances de l'installation pour différentes configurations choisies et pour un même type de sollicitations extérieures (même rayonnement solaire et même charge dans le bâtiment). La comparaison des résultats devient par conséquent plus facile. Cependant, les modèles numériques sont entachés d'une erreur qu'il convient de quantifier à l'avance à travers une procédure de validation expérimentale par exemple (Chapitre IV).

Dans ce paragraphe nous proposons dans un premier temps de définir deux nouveaux indices de performance basés sur le second principe de la thermodynamique à savoir le rendement exergétique (η_{ex}) et l'exergie totale détruite (ΔB_d) par l'installation. Nous allons ensuite déterminer et analyser ces deux critères à partir des données expérimentales de la deuxième et de la troisième saison. Enfin dans une dernière partie, nous présentons une étude de sensibilité paramétrique basée sur des simulations réalisées grâce au modèle détaillé, créé et validé sous l'environnement SPARK.

V.3.1 Définition du rendement exergétique et de l'exergie totale détruite par l'installation

Avant de définir le rendement exergétique et l'exergie totale détruite par l'installation observons le schéma de principe de notre système avec les principales variables mises en jeu (figure V-17).

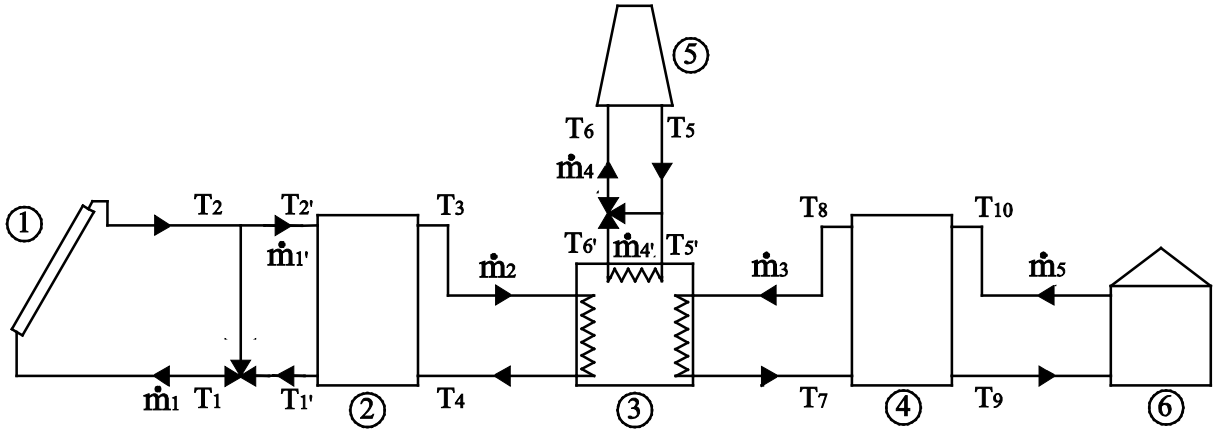

Figure V-103 : Schéma de principe de l'installation

Notons la présence d'une première vanne trois voies à l'entrée du ballon d'eau chaude et d'une seconde sur le circuit refroidissement à l'entrée de la machine. On rappelle que la vanne trois voies du circuit solaire est fermée en début de journée ce qui permet de réchauffer la boucle solaire sans puiser de l'énergie dans le ballon d'eau chaude. Dans ce cas le débit est nul. Lorsque cette vanne s'ouvre le débit est égal au débit , par conséquent $T_{2'} = T_2$ et $T_{1'} = T_1$. La seconde vanne trois voies est une sécurité et se referme lorsque la température à l'entrée de l'absorbeur descend en dessous de 26°C. Dans notre cas, cette vanne est constamment ouverte lorsque la machine est en fonctionnement par conséquent le débit est égal au débit ($T_5 = T_{5'}$ et $T_6 = T_{6'}$).

V.3.1.1 Calcul du rendement exergétique de l'installation

La définition du rendement exergétique ou rendement exergétique solaire net moyen d'une installation de rafraîchissement solaire est proposée par Pons et al. [Pons, 2010] et correspond à l'exergie froide totale produite B_{froid} rapportée à l'exergie fournie au système (exergie solaire B_{sol} plus la consommation des auxiliaires W_p) :

(Eq.V.14)

- ***Calcul de l'exergie du rayonnement solaire B_{sol} :***

Pour évaluer l'exergie du rayonnement solaire B_{sol}, nous allons utiliser la méthode proposée par Pons [Pons, 2008a; Pons, 2008b], qui nécessite uniquement la mesure du rayonnement global reçu par les

capteurs. Dans ce cas, l'analyse considère que tout le flux solaire incident est capté comme s'il était diffus. Les formules suivantes sont proposées :

(Eq.V.15)

Dans l'équation 4.15, la température T_0 est la température de référence pour le calcul de l'exergie (détail pour le choix de cette température au paragraphe suivant), T_{sol} est la température du soleil (T_{sol} = 5770 K), et G_{glo} le flux solaire global mesuré (en W/m^2). La fonction $X(\varepsilon_{glo})$ est donnée par la relation suivante :

(Eq.V.16)

avec

(Eq.V.17)

où σ_0 est la constante de Stephan-Boltzmann ($\sigma_0 = 5{,}67.10^{-8}$ W/(m^2.K^4)).

Avec cette méthode, on peut calculer à tout instant l'exergie reçue par les capteurs, et le bilan global sur la période considérée se fait ensuite par intégration des valeurs instantanées :

(Eq.V.18)

- ***Température ambiante de référence T_0***

La température de référence T_0 est définie comme la moyenne, sur la période considérée, de la température ambiante pendant les heures où, soit la distribution de froid, soit la machine à absorption sont en fonctionnement. Ce choix devrait rendre très rares (et donc quasiment sans effet sur les bilans globaux) les configurations paradoxales du point de vue exergétique où la machine produirait du froid à une température supérieure à l'ambiante de référence ou bien où la machine cèderait de la chaleur à une température inférieure à l'ambiante de référence [Pons, 2009].

- ***Calcul de l'exergie froide produite B_{froid}***

Pour calculer l'exergie liée au froid produit par le procédé nous utilisons la relation suivante :

(Eq.V.19)

avec l'énergie frigorifique distribuée dans le bâtiment et T10 la température de retour du circuit de distribution (figure V-11).

V.3.1.2 Calcul de l'exergie totale détruite de l'installation

La formule générale traduisant le bilan exergétique appliqué à un volume de contrôle fixé est donnée par la relation suivante :

(Eq.V.20)

Comme pour la machine, les deux premiers termes de l'équation 4.20 sont respectivement la somme des flux exergétiques entrant et sortant du volume de contrôle. Le troisième terme est l'exergie de la source de chaleur (à la température T) qui est positive quand elle rentre dans le système. est le travail mécanique et est l'exergie détruite due aux irréversibilités. Le dernier terme est la variation de l'exergie contenue dans le composant.

Nous allons maintenant identifier l'exergie détruite pour chaque composant de l'installation.

- ***Exergie détruite au niveau du champ de capteurs solaires***

(Eq.V.21)

- ***Exergie détruite au niveau du ballon d'eau chaude***

(Eq.V.22)

- ***Exergie détruite par la vanne trois voies***

(Eq.V.23)

- ***Exergie détruite au niveau de la machine à absorption***

(Eq.V.24)

- ***Exergie détruite au niveau du ballon d'eau froide***

(Eq.V.25)

- ***Exergie détruite au niveau de la tour***

(Eq.V.26)

- ***Exergie détruite totale***

(Eq.V.27)

L'exergie totale détruite est la somme des exergies détruites des six composants. Nous allons maintenant analyser et comparer les évolutions de l'exergie totale détruite et du rendement exergétique de l'installation lors de deux saisons expérimentales (2009 et 2010).

V.3.2 Analyse thermodynamique des résultats expérimentaux de la deuxième et de la troisième saison

Dans le but d'approfondir l'analyse menée à la fin du chapitre II, et d'introduire l'étude de sensibilité paramétrique du paragraphe suivant, une comparaison des pertes totales d'exergie et du rendement exergétique de l'installation est réalisée sur les saisons expérimentales de 2009 et 2010.

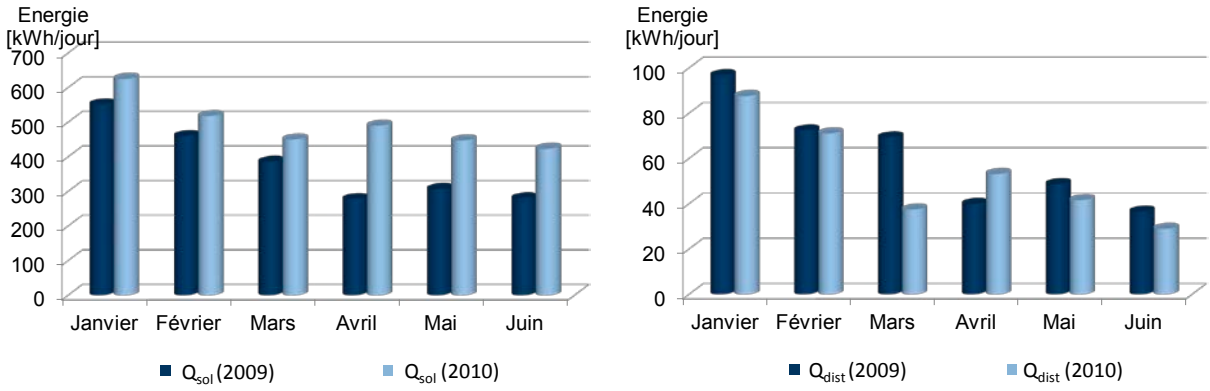

Figure V-104 : Comparaison entre l'évolution de l'énergie solaire incidente (Q_{sol}) de l'énergie frigorifique distribuée dans le bâtiment (Q_{dist}) en 2009 et en 2010.

Lors de l'étude expérimentale réalisée au chapitre II, nous avons présenté une comparaison des ensoleillements dans le plan des capteurs ainsi que les énergies frigorifiques distribuées lors des deux saisons étudiées. Ces résultats sont rappelés sur la figure V-12 pour faciliter l'analyse suivante.

En observant les évolutions du rendement exergétique et de l'exergie détruite par l'installation (figure V-13), on note une diminution de leurs valeurs au cours des deux saisons étudiées. Le rendement exergétique est toujours supérieur en 2009 par rapport à 2010 excepté au mois d'Avril. Ceci s'explique par le fait que l'ensoleillement moyen mensuel est toujours inférieur en 2009 et que l'énergie frigorifique distribuée en 2009 est toujours supérieure à celle de 2010 (mis à par en Avril) ce qui entraîne une augmentation du rendement exergétique.

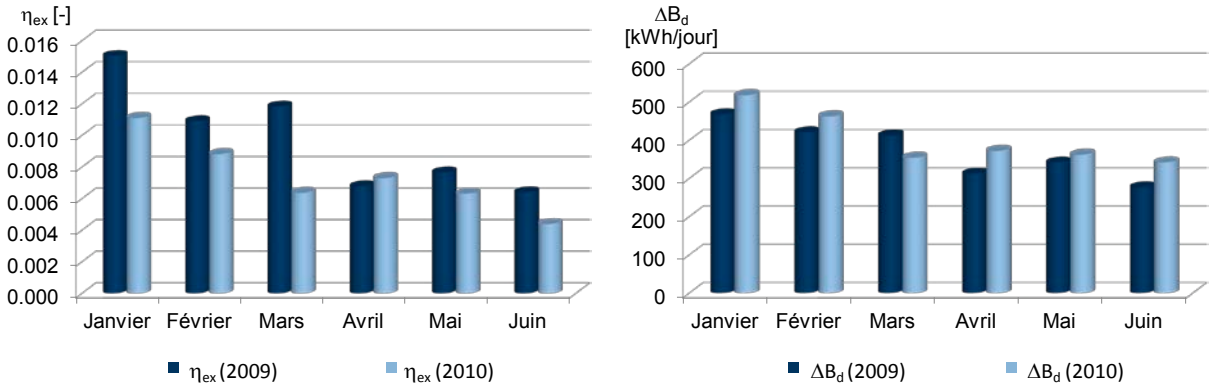

Figure V-105 : Comparaison du rendement exergétique de l'installation (η_{ex}) et de l'exergie totale détruite par l'installation (ΔB_d) de la deuxième et de la troisième saison.

L'évolution de l'exergie totale détruite semble assez proche de celle de l'ensoleillement globale (figure V-12). Pour expliquer ce résultat, examinons maintenant la figure V-14 qui présente la répartition de l'exergie détruite par l'installation composant par composant lors de la deuxième saison. On constate que 88,9 % de l'exergie détruite par l'installation a lieu au niveau de la captation de l'énergie solaire ou plus exactement dans la transformation du flux radiatif solaire en chaleur à la température des capteurs. Ceci explique la forte influence de l'évolution du rayonnement solaire sur l'évolution de l'exergie totale détruite par l'installation.

L'exergie détruite au niveau de la machine (6 %) est supérieure à celle de la tour de refroidissement (3,5 %). Enfin les exergies détruites au niveau des ballons chaud et froid sont du même ordre de grandeur et représentent chacune 0,8 % de l'exergie totale détruite par l'installation ce qui peut être considéré comme négligeable face aux autres composants.

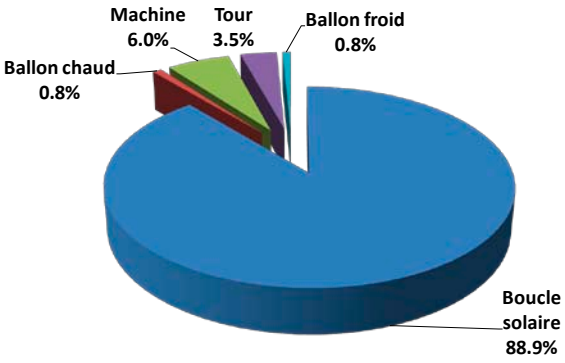

Figure V-106 : Répartition de la destruction d'exergie composant par composant en 2009

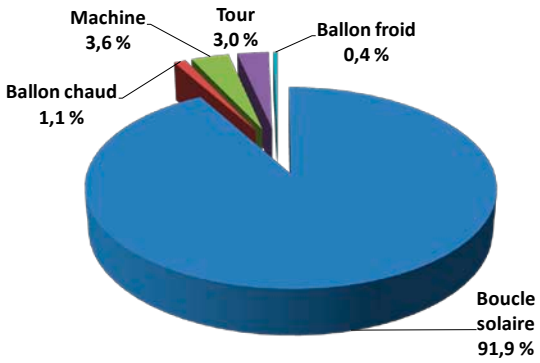

Figure V-107 : Répartition de la destruction d'exergie composant par composant en 2010

En 2010, l'exergie détruite au niveau de la boucle solaire représente encore une fois la plus grande part de l'exergie totale détruite par l'installation soit 91,9 %. Les parts d'exergie détruite au niveau de la machine et de la tour sont du même ordre de grandeur soit respectivement 3,6 % et 3 %. Enfin l'exergie détruite par le ballon représente environ 1,1 % de l'exergie totale détruite et celle du ballon froid 0,4 %.

En comparant les résultats des deux années, on note une hausse de 3 % de la part de la boucle solaire en 2010 au détriment de la part de la machine qui perd 2,4 %. La part de la tour de refroidissement perd 0,5 %, celle du ballon froid perd 0,4 % et enfin celle du ballon chaud gagne 0,3 %.

L'augmentation de la part d'exergie détruite de la boucle solaire vient du fait que l'ensoleillement mesuré en 2010 est toujours supérieur à celui de 2009. Cela a pour effet une diminution des parts des autres composants. En revanche, la diminution de la part de la machine à absorption de 2,4 % est largement supérieure aux autres composants. Ceci est dû à la diminution des températures moyennes des sources chaude et ambiante (chapitre II : figure II-24) et par conséquent à la diminution de l'exergie détruite par la machine à absorption en 2010.

On peut conclure que l'activation de la régulation sur le ventilateur de la tour (en 2009) entraîne une hausse de la part d'exergie détruite au niveau de la machine à absorption puisque les températures moyennes des sources chaude et ambiante augmentent.

En se basant sur ces résultats, nous allons maintenant procéder à une analyse numérique de l'installation globale, basée sur une étude de sensibilité avec comme objectif d'optimiser les performances de l'installation pour deux journées différentes.

V.3.3 Etude de sensibilité paramétrique et analyse des résultats de simulations

V.3.3.1 Description de la méthodologie et analyse des résultats

Nous avons choisi d'étudier le fonctionnement de deux journées types : une journée en période estivale et une journée en intersaison. En effet les ressources solaires ainsi que les besoins énergétiques dans le bâtiment sont différents dans ces deux cas, par conséquent la régulation de l'installation devra être modifiée.

Les quatre premiers critères pour comparer les performances des différentes configurations choisies font partie des critères définis dans le cadre du projet ORASOL par Pons et al. [Pons, 2010] et sont :

- l'énergie frigorifique produite (Q_{froid}),
- le coefficient de performance électrique de production ($COP_{élec}$) qui correspond au rapport entre l'énergie frigorifique produite (Q_{froid}) sur la consommation électrique des auxiliaires (W_{aux}),
- le coefficient de performance solaire (COP_{sol}) qui est le rapport entre l'énergie frigorifique produite et l'énergie solaire arrivant sur le champ de capteur (rayonnement global dans le plan des capteurs multiplié par la surface d'entrée des capteurs),
- le rendement exergétique de l'installation qui est le rapport entre l'exergie totale correspondant au froid produit (B_{froid}), rapportée à l'exergie totale fournie au système (exergie solaire (B_{sol}) plus consommation des auxiliaires (W_{aux})).

Nous avons choisi d'ajouter deux autres critères, à savoir, l'exergie totale détruite par le système (ΔB_d) et la température moyenne de l'eau à la sortie du circuit de distribution ou à l'entrée du ballon de stockage froid côté distribution (figure V-11 : T10).

Pour réaliser cette étude, nous allons utiliser le modèle détaillé d'installation réalisé sous l'environnement SPARK présenté et validé précédemment. Les entrées du modèle sont les rayonnements globaux des deux journées considérées, les charges du bâtiment, les débits d'eau des différentes boucles hydrauliques (solaire, générateur, refroidissement, évaporateur et distribution) et le débit d'air de la tour de refroidissement. Les évolutions des rayonnements globaux et des puissances frigorifiques appelées par le bâtiment pour ces deux journées types (la première présentant quelques passages nuageux et la seconde fortement ensoleillée) sont présentées sur les figures V-16 et V-17.

On note que les charges sont plus importantes la première journée avec une puissance frigorifique moyenne d'environ 16 kW alors que la puissance moyenne pour la seconde journée est de 8 kW.

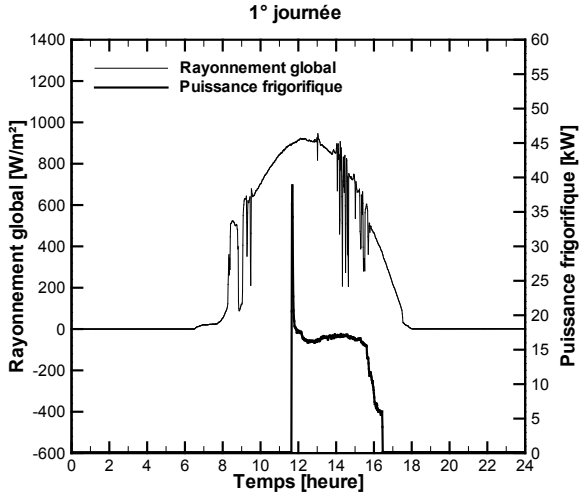

Figure V-108 : Evolutions du rayonnement global et de la puissance frigorifique appelée par le bâtiment pour la première journée étudiée

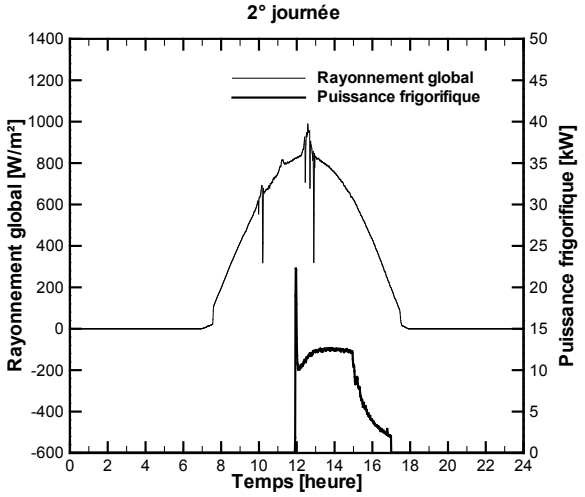

Figure V-109 : Evolutions du rayonnement global et de la puissance frigorifique appelée par le bâtiment pour la seconde journée étudiée

Nous allons maintenant présenter le principe d'optimisation du fonctionnement de l'installation. La méthode consiste à faire varier la température du fluide caloporteur à l'entrée de l'absorbeur de la machine à absorption. Comme nous l'avons vu précédemment, l'augmentation de la température à l'entrée de l'absorbeur permet de diminuer la puissance frigorifique produite à l'évaporateur, lorsque les températures des deux autres sources de chaleur restent constantes.

Le modèle de machine étant maintenant couplé aux autres composants (ballons chaud et froid, champs de capteurs, tour, charges dans le bâtiment), une augmentation de la température d'une des sources de chaleur va provoquer une modification des températures des deux autres sources au niveau de la machine à absorption. Par exemple, une augmentation de la température à l'entrée de l'absorbeur provoque une diminution de la puissance appelée au générateur. Cette baisse entraîne une augmentation de la température du ballon d'eau chaude, et donc de la température à l'entrée du générateur en considérant l'apport thermique du circuit solaire dans le ballon chaud et la température de la source froide constants. La modification de la température d'une des sources provoque de nombreuses conséquences étant donné l'interaction complexe qui réside entre les trois sources de chaleur. Pour analyser les conséquences de la variation de la température d'entrée de l'absorbeur nous allons la faire varier de 28°C à 38°C par pas de 2°C pour les deux journées étudiées. Une régulation du débit d'air de la tour de refroidissement a donc été ajoutée au modèle global afin de respecter la température de consigne fixée à l'entrée de l'absorbeur.

En pratique, la régulation du débit d'air peut être assurée par la variation de la vitesse de rotation du ventilateur de la tour de refroidissement. Précisons que le débit d'air entrant dans la tour de refroidissement ( ) varie entre 0 et 2,5 m^3/s et la puissance électrique du ventilateur ( ) varie de 0 et 2600 W. La corrélation donnant la puissance électrique ( ) du ventilateur en fonction du débit d'air ( ) est de la forme : , avec a une constante qui est égale à 1040.

Le second paramètre que nous allons faire varier est la puissance récupérée par le champ de capteurs solaires. Pour cela, il ne suffit pas de modifier le débit du circuit solaire, car cela aurait pour

conséquence d'augmenter ou de diminuer la température de sortie sans modifier sensiblement la puissance récupérée, mais bien de modifier à la fois le débit et le nombre de capteurs. Notre choix s'est porté sur deux configurations différentes :

- configuration n°1 : 36 capteurs et un débit de 0,75 kg/s,
- configuration n°2 : 30 capteurs et un débit de 0,63 kg/s.

La configuration n°1 intègre tous les capteurs du champ alors que la configuration n°2 n'intègre pas la quatrième branche du champ qui est composée de six capteurs.

Les figures V-18 à V-20 présentent les évolutions des six critères d'optimisation en fonction de la température à l'entrée de l'absorbeur pour les deux cas envisagés lors de la première journée étudiée. On constate que l'énergie frigorifique produite sur la journée diminue de manière quasi-linéaire avec l'élévation de la température à l'entrée de l'absorbeur (figure V-18) en passant de 93 kWh (à Te_abs = 28°C) à 78 kWh (à Te_abs = 38°C) pour le cas n°1 (36 capteurs et 0,75 kg/s) et de 87 kWh (à Te_abs = 28°C) à 72 kWh (à Te_abs = 38°C) pour le cas n°2 (30 capteurs et 0,63 kg/s). La diminution de la puissance frigorifique produite entraîne une augmentation de la température de l'eau du ballon froid et donc une augmentation de la température de retour moyenne du circuit distribution (T10) (figure V-18). Cette température moyenne (T10) passe de 17,1°C (à Te_abs = 28°C) à 25,1°C (à Te_abs = 38°C) dans le premier cas et de 20°C à 27,9°C dans le second.

On peut noter sur la figure V-19 que le coefficient de performance électrique augmente avec l'élévation de la température à l'entrée de l'absorbeur et passe de 3,9 (à 28°C) à 5 (à 38°C) pour le premier cas et de 3,6 (à 28°C) à 4,7 (à 38°C) pour le cas n°2. Ceci s'explique par la baisse de la consommation électrique du ventilateur lorsque la consigne en entrée d'absorbeur augmente. En effet, lorsque cette consigne augmente, la vitesse de rotation du ventilateur diminue et par conséquent, la consommation électrique du ventilateur diminue. Le ventilateur est l'un des composants consommant le plus d'énergie électrique, lorsque sa consommation diminue, la consommation totale de l'installation diminue significativement. Par conséquent le $COP_{élec}$ augmente, même si la production frigorifique diminue. Notons cependant que l'estimation de la consommation électrique du ventilateur reste une valeur théorique, il conviendra de la valider expérimentalement lorsque le variateur sera installé sur le ventilateur.

A l'inverse, le COP solaire diminue avec l'augmentation de Te_abs (figure V-27) et passe de 0,19 à 0,16 dans le premier cas et de 0,17 à 0,15 dans le second. Il en est de même pour l'exergie détruite (figure V-28) qui passe de 462 kWh à 456 kWh dans le cas n°1 et de 384 kWh à 379 kWh dans le cas n°2. L'efficacité exergétique (figure V-28) suit la même tendance et passe de 0,7 % à 0,2 % pour le cas n°1 et de 0,6 % à 0,1 % pour le cas n°2.

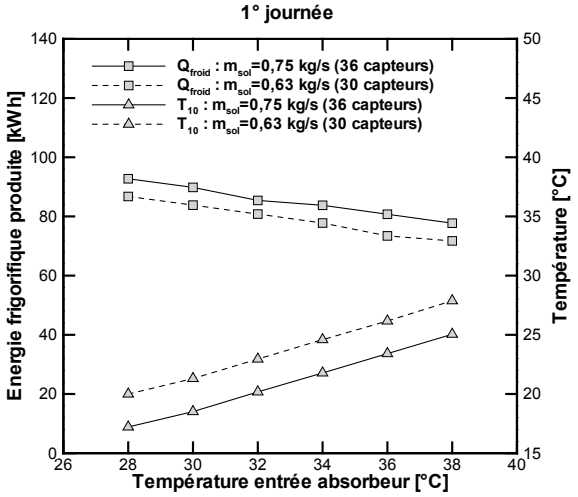

Figure V-110 : Evolutions de l'énergie frigorifique produite et de la température de retour du circuit distribution (T10) en fonction de la température d'entrée de l'absorbeur pour la première journée étudiée

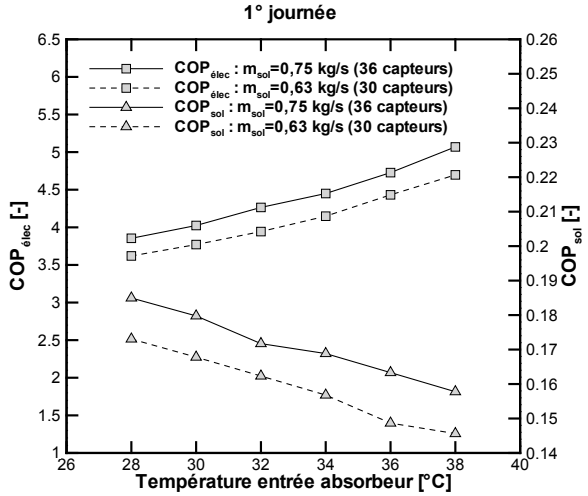

Figure V-111 : Evolutions du COP électrique et du COP solaire en fonction de la température d'entrée de l'absorbeur pour la première journée étudiée

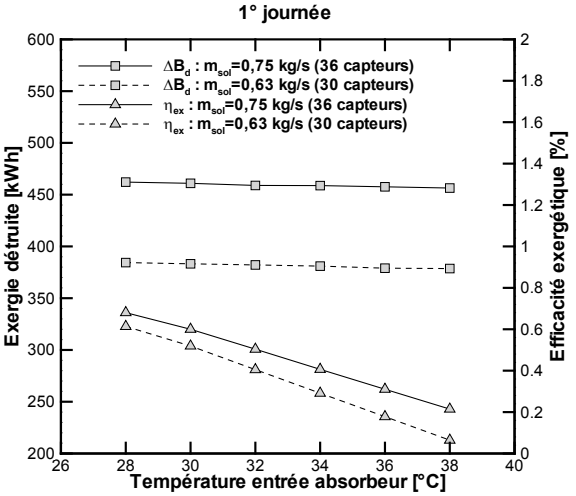

Figure V-112 : Evolutions de l'exergie totale détruite et de l'efficacité exergétique en fonction de la température d'entrée de l'absorbeur pour la première journée étudiée

D'une manière générale, on remarque que lorsque la température à l'entrée de l'absorbeur est constante, les performances de l'installation sont meilleures pour le cas n°1 puisque dans cette configuration quatre critères sur six, à savoir l'énergie frigorifique produite, le COP électrique, le COP solaire et l'efficacité exergétique sont supérieurs au cas n°2. En revanche, toujours à Te_abs constante, l'exergie détruite est supérieure dans le cas n°1 puisque la surface de capteurs solaires est supérieure, augmentant par conséquent leurs pertes d'exergie.

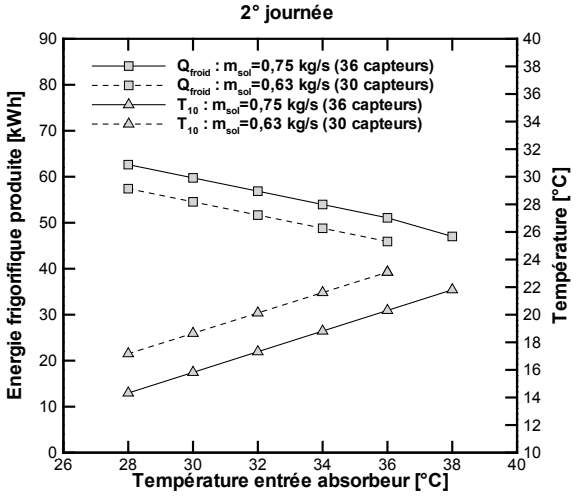

Figure V-113 : Evolutions de l'énergie frigorifique produite et de la température de retour du circuit distribution (T10) en fonction de la température d'entrée de l'absorbeur pour la seconde journée étudiée

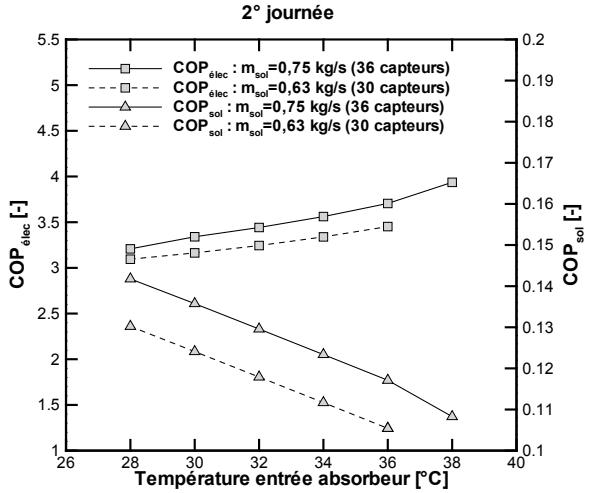

Figure V-114 : Evolutions du COP électrique et du COP solaire en fonction de la température d'entrée de l'absorbeur pour la seconde journée étudiée

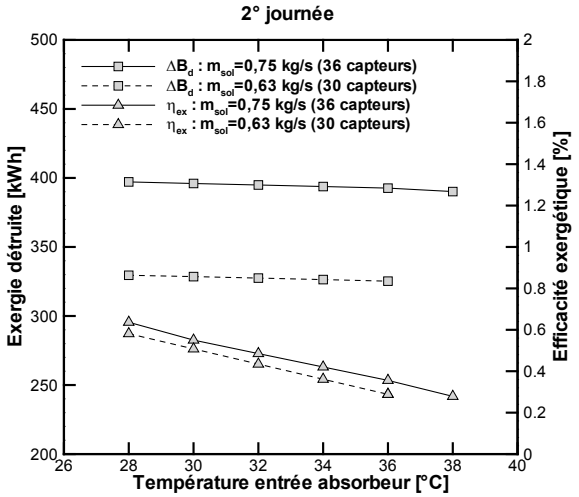

Figure V-115 : Evolutions de l'exergie totale détruite et de l'efficacité exergétique en fonction de la température d'entrée de l'absorbeur pour la seconde journée étudiée

En ce qui concerne la seconde journée (figure V-29 à V-31), les évolutions des six critères d'optimisation suivent la même tendance que lors de la première. L'énergie frigorifique produite sur la journée diminue avec l'élévation de la température à l'entrée de l'absorbeur et passe de 63 kWh (à Te_abs = 28°C) à 47 kWh (à Te_abs = 38°C) pour le cas n°1 et de 58 kWh (à Te_abs = 28°C) à 46 kWh (à Te_abs = 36°C) pour le cas n°2. Le coefficient de performance électrique passe de 3,21 à 3,94 pour le cas n°1 et de 3,09 à 3,45 pour le cas n°2. A l'inverse, le COP solaire diminue et passe de 0,14 à 0,11 pour le cas n°1 et de 0,13 à 0,11 pour le cas n°2. De la même manière l'exergie détruite diminue et passe de 397 kWh à 390 kWh dans le premier cas et de 330 kWh à 324 kWh dans le second.

L'efficacité exergétique suit la même tendance et passe de 0,4 % à 0,1 % (cas n°1) et de 0,3 % à 0,1 % pour le cas n°2.

Comme lors de la première journée étudiée, on note que lorsque la température à l'entrée de l'absorbeur est constante, les valeurs de la production frigorifique, du $COP_{élec}$, de $COP_{solaire}$, de l'efficacité exergétique et de l'exergie détruite du cas n°1 sont supérieures au cas n°2 et que la température moyenne de retour du circuit de distribution du cas n°1 est inférieure au cas n°2.

Nous avons maintenant toutes les données nécessaires pour identifier les régimes de fonctionnement optimums. La méthode pour déterminer ces régimes est présentée dans le paragraphe suivant.

V.3.4 Détermination du régime de fonctionnement optimal pour les deux journées étudiées

Dans cette partie, une méthode d'optimisation du fonctionnement de l'installation pour les deux journées étudiées est proposée. La méthode consiste à identifier un régime de fonctionnement optimal pour chaque configuration envisagée, et de comparer les critères d'optimisation. Ce régime de fonctionnement est déterminé en fixant la température moyenne de retour du circuit de distribution (T10) à une consigne égale à une valeur optimale. Lors de l'analyse de la machine à absorption (paragraphe V.2.4), nous avions conclu qu'il était préférable de fonctionner avec des températures de source froide élevées. La température de retour du circuit de distribution sera donc égale à la température maximale admissible à la sortie des ventilo-convecteurs à savoir 17°C. Cette valeur assure un fonctionnement optimal des ventilo-convecteurs et va nous permettre d'identifier les autres critères d'optimisation, grâce aux résultats des simulations présentées précédemment. Les six critères d'optimisation pour les deux cas envisagés lors des deux journées étudiées sont visibles dans le tableau V-3 :

Journée étudiée	Cas	Nb de capteurs (et débit [kg/s])	T_{10} [°C]	T_{e_abs} [°C]	Q_{froid} [kWh]	$COP_{élec}$ [-]	$COP_{solaire}$ [-]	ΔB_d [kWh]	η_{ex} [%]
1° journée	**n°1**	**36 (m_{sol} = 0,75)**	**17,2**	**28**	**93**	**3,9**	**0,19**	**462**	**0,7**
	n°2	30 (m_{sol} = 0,63)	20,0	28	87	3,6	0,18	385	0,6
2° journée	**n°1**	**36 (m_{sol} = 0,75)**	**17,3**	**32**	**57**	**3,4**	**0,13**	**395**	**0,5**
	n°2	30 (m_{sol} = 0,63)	17,2	28	57	3,1	0,13	330	0,6

Tableau V-25 : Récapitulatif des performances de l'installation en fonction de la configuration choisie pour les deux journées étudiées

Il est à noter que pour une même journée, le fait de fixer la température moyenne de retour du circuit distribution, entraîne une énergie frigorifique produite et donc un $COP_{solaire}$ identiques pour les deux configurations. En effet, l'ensoleillement et les charges dans le bâtiment sont les mêmes dans les deux cas (même journée).

Le choix de la configuration à retenir tient compte en priorité de la valeur du $COP_{élec}$ de l'installation puis viennent dans l'ordre l'efficacité exergétique et l'exergie détruite.

Pour la première journée (journée estivale), la configuration n°1 semble la plus appropriée, étant donné que la température moyenne de retour T10 dans le cas n°2 ne descend pas en dessous de 20°C. Les 30 capteurs du cas n°2 ne sont pas suffisants pour produire l'énergie frigorifique nécessaire pour rafraîchir le bâtiment. Il est donc préférable d'utiliser la totalité du champ de capteurs (36 capteurs et 0,75 kg/s) et de fixer la température de consigne en entrée d'absorbeur à 28°C pour cette journée. On remarque que tous les critères du cas n°1 sont supérieurs au cas n°2 excepté l'exergie détruite par le système.

Pour la seconde journée, la configuration n°1 semble encore une fois la mieux adaptée puisque son $COP_{élec}$ est supérieur à celui du cas n°2. Le COP solaire et l'efficacité exergétique sont pratiquement identiques dans les deux cas, en revanche, l'exergie détruite est encore supérieure dans le premier cas. Malgré cela, pour cette seconde journée, il est préférable d'utiliser l'ensemble des capteurs solaires (36 capteurs et 0,75 kg/s) associé à une température de consigne en entrée d'absorbeur fixée à 32°C.

Il apparaît donc plus intéressant d'utiliser la totalité du champ de capteurs quelle que soit la configuration choisie, associée à une température à l'entrée de l'absorbeur adaptée aux besoins dans le bâtiment.

V.3.5 Conclusions

L'analyse thermodynamique menée sur la machine à absorption, et présentée dans la première partie de ce chapitre, a permis d'identifier plusieurs régimes de températures optimisées sur les trois sources de chaleur, dans le but de contrôler le niveau de puissance frigorifique produit. L'étude de sensibilité paramétrique fait apparaître une forte dépendance de la puissance frigorifique au niveau de température de la source ambiante. Enfin, il apparaît clairement que les performances globales de la machine sont meilleures lorsque la température de la source froide est élevée.

Ensuite, une comparaison des résultats expérimentaux entre la deuxième et la troisième saison met en exergue le fait que la part de l'exergie totale détruite par la captation de l'énergie solaire représente environ 90 % de la perte totale d'exergie de l'installation. L'activation de la régulation sur le ventilateur de la tour entraîne une hausse des températures des sources chaude et ambiante, provoquant une augmentation de la part d'exergie détruite par la machine.

La dernière partie de ce chapitre se focalise sur une étude numérique de deux journées particulières, une en période estivale et une autre en intersaison. Nous remarquons que pour les deux journées étudiées, la première configuration (36 capteurs) est toujours la plus intéressante. En effet, cette configuration intègre la totalité des capteurs solaires du champ ce qui implique une température du ballon chaud plus élevée que lorsqu'on utilise uniquement 30 capteurs. La température à l'entrée de l'absorbeur est donc plus élevée et la consommation électrique du ventilateur plus faible par conséquent le $COP_{élec}$ est supérieur. Les valeurs des autres critères d'optimisation comme le $COP_{solaire}$ et le rendement exergétique du cas n°1 (36 capteurs) sont supérieures ou égales à celles du cas n°2 (30 capteurs). En revanche, l'exergie détruite du premier cas est supérieure au second. Dans le cas n°1, la surface des capteurs est supérieure au cas n°2 ce qui implique un flux d'exergie entrant plus important et donc une exergie totale détruite plus élevée.

Globalement, cette étude a permis d'identifier les configurations à adopter pour optimiser le fonctionnement de l'installation lors de deux journées particulières. Il est donc plus intéressant dans tous les cas d'utiliser la totalité du champ de capteurs. Par ailleurs, cette étude a déterminé quelle consigne de température fixer en entrée d'absorbeur pour adapter la production frigorifique à la consommation du bâtiment. En pratique, cette consigne peut être assurée par une variation de la vitesse du ventilateur de la tour de refroidissement.

Conclusion Générale

L'objectif de ce travail était d'étudier le comportement d'une installation de rafraîchissement solaire à absorption couplée au bâtiment en climat tropical. La phase étude menée en amont de ce travail [Rapport ADEME, 2007] a conclu à l'installation d'un procédé de rafraîchissement solaire d'une puissance frigorifique de 30 kWf. Dans ces conditions, nous avons vu (voir chapitre I) que la technologie de production de froid solaire la plus adaptée à ce type de climat est l'absorption liquide.

Pour mener à bien l'étude de cette technologie, nous avons choisi de l'aborder de deux manières :

- L'approche expérimentale, avec la mise en place des deux installations pilotes permettant d'acquérir une expérience concrète sur le comportement des capteurs solaires ainsi que sur l'installation complète couplée au bâtiment. Les données expérimentales récoltées ont une double vocation : d'une part améliorer directement les performances de l'installation en réalisant des tests sur les paramètres de régulation et de contrôle, d'autre part apporter des éléments de validation pour vérifier la justesse et la pertinence de nos modèles numériques.

- L'approche fondamentale, avec l'élaboration de modèles numériques permettant de décrire le comportement de l'installation en fonction des sollicitations extérieures. Une fois ces modèles validés, les deux niveaux de description (simplifié et détaillé) de capteurs et de machine à absorption vont nous permettre : soit de réaliser un outil d'aide au dimensionnement (modèle simplifié) et donc d'effectuer des simulations sur de longues périodes (plusieurs mois), soit de se focaliser sur le fonctionnement d'une journée particulière en prenant en compte les phases transitoires (modèle détaillé) dans le but d'optimiser le fonctionnement global de l'installation.

L'étude expérimentale a débuté lors de la mise en service de l'installation complète au début du mois de Mars 2008. La première saison expérimentale a permis d'éradiquer les principaux problèmes liés à la mise en service, mais aussi d'identifier les composants les plus énergivores. Le circuit de refroidissement de l'installation (pompe et ventilateur de la tour) apparaît comme le plus gros consommateur avec près des deux tiers de la consommation électrique globale de l'installation. De plus, la consommation d'eau est très élevée (plus de 200 litres par jour), ceci étant dû à la tour de refroidissement ouverte, forte consommatrice d'eau mais aussi aux fuites du circuit solaire.

Au début de la deuxième saison expérimentale, une nouvelle régulation a été mise en place pour réduire le temps de fonctionnement du ventilateur de la tour de refroidissement. Cette régulation a permis d'améliorer sensiblement le $COP_{élec}$ global et le $COP_{élec}$ de production, au détriment dans certains cas (à l'intersaison) du coefficient de performance thermique de la machine. Enfin, le fonctionnement mixte (avec et sans la régulation) de la troisième saison expérimentale a permis de confirmer le fait que la régulation mise en place sur le ventilateur améliore sensiblement les performances du système.

La modélisation numérique nous a permis de réaliser trois différents modèles. Le premier est un outil d'aide au dimensionnement réalisé sous l'environnement SPARK et basé sur des modèles de capteurs et de machine simplifiés. Ce modèle n'intègre pas le couplage effectif au bâtiment puisque les charges sont directement introduites en entrée. Le deuxième modèle présenté est aussi un outil d'aide au dimensionnement, réalisé sous EnergyPlus et intégrant le couplage au bâtiment. Ce modèle peut être directement utilisé par des bureaux d'étude. Enfin, le troisième modèle nous a permis

d'analyser le comportement de l'installation à l'échelle d'une journée, en intégrant les phases transitoires. Notre installation ne possédant pas de systèmes d'appoint de chaleur, ses performances sont directement liées au caractère instable du rayonnement solaire. La machine à absorption fonctionne par conséquent très rarement en régime permanent, c'est pour cela qu'un modèle détaillé intégrant les phases transitoires est nécessaire pour étudier les performances du système à l'échelle de la journée.

La dernière partie de ce manuscrit se focalise sur l'analyse thermodynamique de la machine à absorption uniquement, puis de l'installation globale. L'étude de la machine a permis d'identifier des régimes de températures optimisées dans le but de contrôler la puissance frigorifique produite. Cette étude a mis en exergue la forte dépendance du froid produit par rapport au niveau de température de la source ambiante mais aussi le fait que les performances globales de la machine sont meilleures lorsque la température de la source froide est élevée. En partant de ces résultats, une analyse complète de l'installation a été réalisée sur deux journées particulières (période estivale et intersaison), dans le but d'optimiser les performances, en suivant l'évolution de six critères d'optimisation. Deux configurations ont été étudiées : la première intègre la totalité du champ de capteurs (36 capteurs), et la seconde, seulement 30. Cette étude nous a permis de conclure d'une part qu'il est toujours plus intéressant de disposer d'une grande surface de capteurs, même lorsque les besoins dans le bâtiment sont moindres (intersaison), d'autre part, que le fait de modifier la température à l'entrée de l'absorbeur permet de contrôler la production frigorifique afin de l'adapter aux besoins dans le bâtiment.

Globalement, il se dégage de cette étude une tendance assez mitigée quant à l'avenir de ces systèmes à absorption à La Réunion, dans la logique unique du rafraîchissement des bâtiments. En effet, étant donné le besoin en rafraîchissement, notre système est prévu pour fonctionner seulement six mois dans l'année (saison chaude et intersaison), et compte tenu de son investissement très élevé (environ 9000 €/kWf pour notre installation), une valorisation notamment du champ de capteurs solaires, aurait pu être intéressante en hiver austral. Cependant, les besoins en chauffage étant inexistants à cet endroit de l'île, et ceux en eau chaude sanitaire très faibles (à l'IUT), le champ de capteurs est inutile lors de cette saison. Il convient donc pour les installations futures d'essayer de "rentabiliser" le champ de capteurs lors de la saison hivernale.

Le deuxième point important à soulever concerne les performances globales de l'installation et notamment la valeur du $COP_{élec}$ de production qui est sensiblement du même ordre de grandeur que celui d'un système classique, ne justifiant pas clairement son coût d'investissement nettement supérieur (dans la logique unique de rafraîchissement).

Le troisième point porte sur le choix de fonctionner sans appoint de chaleur qui a conduit à surdimensionner la machine. Ce choix entraîne de lourdes conséquences quant au fonctionnement de la machine à absorption en particulier lorsque la puissance frigorifique produite est supérieure aux besoins du bâtiment.

Dans ce cas, lorsque la puissance frigorifique produite ne peut pas être contrôlée (par exemple avec la variation de la vitesse du ventilateur de la tour), la solution la plus adaptée est de valoriser ce froid dans un dispositif de déstockage temporaire.

Plusieurs possibilités ont été envisagées :

- le déstockage en appoint (ou non), dans un local à proximité, nécessitant l'installation d'une nouvelle boucle hydraulique de distribution,

- le stockage du surplus de froid dans un deuxième ballon d'eau froide,

- l'utilisation du surplus de froid pour refroidir le circuit de refroidissement et diminuer les consommations électriques du ventilateur de la tour. Ceci nécessite l'installation d'un échangeur de chaleur entre la source ambiante et la source froide.

Ces pistes sont à l'heure actuelle étudiées. La première solution semble être la moins coûteuse et la plus utile lorsqu'un bâtiment à rafraîchir se trouve à proximité du système de production de froid. La deuxième permet de distribuer du froid plus tôt le lendemain matin. Rappelons qu'à l'heure actuelle la distribution de froid dans les salles débute vers 11h. La dernière piste envisagée permettrait d'augmenter le $COP_{élec}$ de l'installation mais alourdit la stratégie de la régulation.

Enfin, le dernier point concerne la complexité de la régulation de ce type de système, par rapport à un système de production de froid à compression. Cette complexité entraîne un risque potentiellement important de dysfonctionnements et donc un coût de maintenance plus élevé.

Néanmoins, une partie des problèmes évoqués précédemment vient des choix qui ont été établis lors de la phase d'étude de notre système. Une machine légèrement sous-dimensionnée par rapport aux besoins du bâtiment, associée à un appoint par exemple, permettrait peut être d'obtenir de meilleures résultats. De plus, une valorisation du champ de capteurs solaires en hiver aurait pu augmenter sensiblement les performances globales de l'installation à l'échelle annuelle. A La Réunion, l'utilisation de ce champ de capteurs en hiver pour subvenir aux besoins en eau chaude sanitaire peut être pertinente alors qu'en métropole, à la même saison, cette eau servira à chauffer les bâtiments.

Il subsiste donc des interrogation et des perspectives du travail présenté dans ce manuscrit sont nombreuses et concernent à la fois le domaine expérimental et la simulation numérique :

- Au niveau de l'étude expérimentale, à la fin de la troisième saison (au mois de Juillet), un variateur de vitesse a été installé sur le ventilateur de la tour de refroidissement de notre installation. Nous avons pu effectuer quelques tests pour vérifier son bon fonctionnement. La saison prochaine donnera lieu à l'application des mesures discutées précédemment et à la vérification expérimentale des résultats de simulation. Par ailleurs, nous envisageons de mettre en place une nouvelle régulation permettant de modifier la consigne de température à l'entrée de l'absorbeur au cours de la journée. L'idée est d'ajuster de manière "quasi-instantanée" la production frigorifique produite par la machine en fonction des charges dans le bâtiment. La stratégie à adopter consiste à modifier directement la consigne en entrée d'absorbeur en fonction de la température de retour du circuit de distribution (T10 figure V-17). Par exemple, lorsque cette température est supérieure à 18°C, la production frigorifique n'est pas suffisante pour assurer le rafraîchissement du bâtiment, puisque nous avons fixé la consigne de retour à 17°C (température optimale de l'eau à la sortie des ventilo-convecteurs, voir chapitre V). Nous devons donc augmenter cette production en diminuant la consigne en

entrée d'absorbeur. A l'inverse, lorsque la température de retour du circuit de distribution est inférieure à 16°C, la production frigorifique est trop élevée par rapport aux charges dans le bâtiment, nous devons par conséquent diminuer cette production en augmentant la consigne en entrée d'absorbeur. Cette stratégie de contrôle va être intégrée au régulateur afin qu'il puisse piloter automatiquement le ventilateur de la tour.

- Au niveau de la simulation numérique, nous prévoyons de réaliser une étude de sensibilité paramétrique sur les différents composants de l'installation. L'objectif est de déterminer quels sont les paramètres les plus influents sur les performances globales, à l'aide du modèle détaillé que nous avons développé.

- Enfin, le système de captation de l'énergie solaire représente 90 % des pertes totales d'exergie de l'installation, des pistes vont être explorées pour essayer de réduire cette part d'exergie détruite.

Ces perspectives entrent dans le cadre du projet Megapics qui a débuté au début de l'année 2010 et dans lequel nous sommes impliqués. L'objectif de ce projet est de proposer des méthodes pour garantir les performances des installations de rafraîchissement et de chauffage solaire à sorption en phase étude, exécution et en phase d'exploitation. A terme, ce projet devrait permettre d'estimer concrètement l'intérêt du rafraîchissement solaire par absorption et le cas échéant :

- D'augmenter les performances annuelles des installations en limitant les dysfonctionnements anormaux,

- De diminuer les coûts d'ingénierie des projets de climatisation/chauffage solaire,

- De mettre en place des garanties de bon fonctionnement voire des garanties des résultats.

Le projet pourra alors alimenter les instruments de développement de la filière solaire thermique tels que la RT2012 (intégration de la climatisation solaire au calcul règlementaire).

Bibliographie

Agarwal, V. K., D. C. Larson (1981). "Calculation of the top loss coefficient of a flat-plate collector." Solar Energy 27(1): 69-71.

Amer, E. H., J. K. Nayak, et al. (1998). "A new dynamic method for testing solar ¯at-plate collectors under variable weather." Energy Conversion & Management.

ASHRAE, E. Guide (1983). "American Society of Heating, Refrigerating, and Air Conditioning Engineers." Atlanta.

Assilzadeh, F., S. A. Kalogirou, et al. (2005). "Simulation and optimization of a LiBr solar absorption cooling system with evacuated tube collectors." Renewable Energy 30(8): 1143-1159.

Atmaca, I., A. Yigit (2003). "Simulation of solar-powered absorption cooling system." Renewable Energy 28(8): 1277-1293.

Badescu, V. (1998). "Model for a solar-assited climatization system." Energy 23(9): 753-766.

Badescu, V. (2004). "Optimal operation of thermal energy storage units based on stratified and fully mixed water tanks." Applied Thermal Engineering 24: 2101–2116.

Balaras, C. A., G. Grossman, et al. (2007). "Solar air conditioning in Europe - an overview." Renewable and Sustainable Energy Reviews 11: 299–314.

Bastide, A., P. Lauret, et al. (2006). "Building energy efficiency and thermal comfort in tropical climates. Presentation of a numerical approach for predicting the percentage of well-ventilated living spaces in buildings using natural ventilation." Energy and Buildings 38(1093-1103).

Bejan, A. (1996a). "Entropy Generation Minimization." CRC Press, Bocca Raton, FL.

Bejan, A., G. Tsatsaronis, et al. (1996b). "Thermal design and optimization." New York: Wiley Inc.

Bin Li, A. G. Alleyne (2010). "A dynamic model of a vapor compression cycle with shut-down and start-up operations." International Journal of Refrigeration 31(7): 538-552.

Bongs, C., A. Dalibard, et al. (2010). Simulation Tools for Solar Cooling Systems – Comparison for a Virtual Chilled Water System. Eurosun : 2nd International Conference on Solar Heating, Cooling and Buildings. Graz, Austria.

Boubakri, A., M. Arsalane, et al. (1992a). "Experimental study of adsorptive solar-powered ice makers in Agadir (Morocco)—1. Performance in actual site." Renewable Energy 2(1): 7-13.

Boubakri, A., M. Arsalane, et al. (1992b). "Experimental study of adsorptive solar-powered ice makers in Agadir (Morocco)—2. Influences of meteorological parameters." Renewable Energy 2(1): 15-21.

Bourdoukan, P. (2008b). Etude numérique et expérimentale destinée à l'exploitation des techniques de rafraîchissement par dessiccation avec régénération solaire, Université de La Rochelle.

Bourdoukan, P., E. Wurtz, et al. (2009). "Experimental investigation of a solar desiccant cooling installation." Solar Energy 83: 2059–2073.

Bourdoukan, P., E. Wurtz, et al. (2008a). "Potential of solar heat pipe vacuum collectors in the desiccant cooling process: Modelling and experimental results." Solar Energy 82(12): 1209-1219.

Braun, J. E. (1988). "Methodologies for the Design and Control of Chilled Water Systems." Ph. D. Thesis, University of Wisconsin - Madison.

Buchter, F., P. Dind, et al. (2003). "An experimental solar-powered adsorptive refrigerator tested in Burkina-Faso." International Journal of Refrigeration 26(1): 79-86.

Cadafalch, J. (2009). "A detailed numerical model for flat-plate solar thermal devices." Solar Energy 83: 2157-2164.

Castaing-Lasvignottes, J. (2001). "Aspects thermodynamiques et technico-économiques des sytèmes à absorption liquide." Institut français du froid industriel.

Castaing-Lasvignottes, J., O. Marc, et al. (2008). Modélisation et simulation dynamique d'une machine frigorifique à absorption H2O/LiBr : Application Solaire. COFRET. Nantes.

Castaing-Lasvignottes, J., P. Neveu (1998). "Equivalent Carnot cycle concept applied to a thermochemical solid/gas resorption system." Applied Thermal Engineering 18(9-10): 745-754.

Castro, J., A. Oliva, et al. (2008). "Modelling of the heat exchangers of a small capacity, hot water driven, air-cooled H2O–LiBr absorption cooling machine." International Journal of Refrigeration 31(1).

Chekir, N., K. Mejbri, et al. (2006). "Simulation of an absorption chiller operating with alkane mixtures." International Journal of Refrigeration 29(3): 469-475.

Chen, B., H. J. Chen, et al. (2006). "The effect of Trombe wall on indoor humid climate in Dalian." Renewable Energy 31(3): 333-343.

Cherif, A., A. Dhouib (2002). "Dynamic modelling and simulation of a photovoltaic refrigeration plant." Renewable Energy 26(1): 143-153.

Deng, S. (1998). "Experimental studies on the characteristics of an absorber using LiBr-H2O solution as working fluid." International Journal of Refrigeration.

DiGuilio, R. M., R. J. Lee, et al. (1990). "Properties of Lithium Bromide-Water Solutions at High Temperatures and Concentrations - I Thermal Conductivity." ASHRAE Transactions Paper 3380(RP-527): 702-708.

Duffie, J., W. Beckman (1974). "Solar energy thermal processes. New York: Wiley; 1974 [Chapter 4-7]."

Duffie, J. A., W. A. Beckman (1991). "Solar Engineering of Thermal Process, Second Edition." Wiley-Interscience Publication.

EECCAC (2002). "Energy Efficiency and Certification of Central Air Conditioners", study for the D.G. Transportation-Energy (DGTREN) of the Commission of the E.U. Co-ordinator: J. ADNOT.

Eicker, U., D. Pietruschka (2008). "Design and performance of solar powered absorption cooling systems in office buildings." Energy and Buildings 41(1): 81-91.

EN-NF (2006). Installations solaires thermiques et leurs composants - Capteurs solaires - Partie 2 : Méthode d'essai. N. E. e. N. F. homologuée.

EnergyPlus (2009). EnergyPlus Engineering Reference - The Reference to EnergyPlus Calculations.

Enibe, S. O. (1997). "Solar refrigeration for rural applications." Renewable Energy 12(2): 157-167.

Fanney, A. H., B. P. Dougherty, et al. (2001). "Measured performance of building integrated photovoltaic panels." J. Solar Energy Eng. 123: 187-193.

Florides, G. A., S. A. Kalogirou, et al. (2003). "Design and construction of a LiBr–water absorption machine." Energy Conversion and Management 44: 2483–2508.

Garcia Casals, X. (2006). "Solar absorption cooling in Spain: Perspectives and outcomes from the simulation of recent installations." Renewable Energy 31(9): 1371-1389.

García Cascales, J. R., F. Vera García, et al. (2010). "Modelling An Absorption System Assisted By Solar Energy." Applied Thermal Engineering.

Garde, F., A. Bastide, et al. (2007). Improvment of the building design and indoor conditions in the mid-highlands of the French tropical island of La Réunion. Application to a a green building high school “Le Tampon Trois Mares”. Clima. Helsinki, Finlande.

Garde, F., H. Boyer, et al. (1999). "Demand side management in tropical island buildings. Elaboration of global quality standards for natural and low energy cooling in buildings." Building and Environment 34: 71-84.

Garimella, S., R. N. Christensen, et al. (1996). "Performance evaluation of a generator-absorber heat-exchange heat pump." Heat recovery systems 16(7): 591-604.

GERRI. (2010). "Grenelle de l'Environnement à la Réunion - Réussir l'Innovation." Retrieved 2010, from http://www.gerri.re/.

Gibout, S., J. Castaing-Lasvignottes, et al. (2005). "Modélisation en régime variable d’une machine frigorifique à absorption pour une application solaire." Revue Générale du Froid 1058.

GIEC (2001). "The Scientific Basis, Third Assessment Report, UN Intergovernmental Panel on Climate Change." Cambridge University Press.

Gommed, K., G. Grossman (2007). "Experimental investigation of a liquid desiccant system for solar cooling and dehumidification." Solar Energy 81: 131-138.

Grossman, G. (2002). "Solar-powered systems for cooling, dehumidification and air-conditioning." Solar Energy 72(1).

Hammad, M., S. Habali (2000). "Design and performance study of a solar energy powered vaccine cabinet." Applied Thermal Engineering 20: 1785-1798.

Henning, H.-M. (2006). Task 38 - Solar Air-Conditioning and Refrigeration.

Henning, H. M. (2007). "Solar assisted air conditioning of buildings - an overview." Applied Thermal Engineering 27: 1734–1749.

Hildbrand, C., P. Dind, et al. (2004). "A new solar powered adsorption refrigerator with high performance." Solar Energy 77(3): 311-318.

Hollands, K. G. T., M. F. Lightstone (1989). "A review of low-flow, stratified-tank solar water heating systems." Solar Energy 43(2): 97-105.

Hyland, Wexler (1983). "Formulations for the Thermodynamic Properties of the Saturated Phases of H2O from 173.15 K to 473.15 K." ASHRAE Trans. Part 2A: Paper 2793.

Incropera, D., Bergman, Lavine (2006). "Fundamentals of Heat and Mass Transfer." Book 6th Edition: 514.

Istria, S., J. Castaing-Lasvignottes, et al. (1996). "Energetic analysis, application field and performance of a new thermochemical sorption cycle: The multisalt system." Applied Thermal Engineering 16(11): 875-889.

Janjai, S., P. Tung (2005). "Performance of a solar dryer using hot air from roof-integrated solar collectors for drying herbs and spices." Renewable Energy 30(14): 2085-2095.

Kalogirou, S. A. (2004). "Solar thermal collectors and applications." Progress in Energy and Combustion Science 30: 231-295.

Kalogirou, S. A. (2005). "Prediction of flat-plate collector performance parameters using artificial neural networks." Solar Energy.

Khoukhi, M., S. Maruyama (2004). "Theoretical approach of a flat plate solar collector with clear and low-iron glass covers taking into account the spectral absorption and emission within glass covers layer." Renewable Energy 30(8): 1177-1194.

Kilic, M., O. Kaynakli (2007). "Second law-based thermodynamic analysis of water-lithium bromide absorption refrigeration system." Energy 32: 1505–1512.

Kim, D. S., C. A. Infante Ferreira (2008). "Solar refrigeration options - a state-of-the-art review." Int. J. Refrigeration 31: 3-15.

Klein, S. A. (1976). "A Design Procedure for Solar Heating Systems. Ph.D., University of Wisconsin-Madison."

Kleinbach, E. M., W. A. Beckman, et al. (1993). "Performance study of one-dimensional models for stratified thermal storage tanks." Solar Energy 50(2): 155-166.

Kohlenbach, P., F. Ziegler (2008a). "A dynamic simulation model for transient absorption chiller performance. Part I : the model." Int. J. Refrigeration 31(2): 217-225.

Kohlenbach, P., F. Ziegler (2008b). "A dynamic simulation model for transient absorption chiller performance. Part II : Numerical results and experimental verification." Int. J. Refrigeration 31(2): 226-233.

Kotas, T. (1995). The exergy method of thermal plant analysis. Florida: Krieger Publishing Company.

Kreuzinger, T., M. Bitzera, et al. (2008). "State estimation of a stratified storage tank." Control Engineering Practice 16: 308–320.

Lavan, Z., J. Thompson (1977). "Experimental Study of Thermally Stratified Hot Water Storage Tanks." Solar Energy 19: 519-524.

Lecuona, A., R. Ventas, et al. (2009). "Optimum hot water temperature for absorption solar cooling." Solar Energy 83(10): 1806-1814.

Lemmini, F., J. Buret-Bahraoui, et al. (1992a). "Simulation des performances d'un réfrigérateur solaire à adsorption: 1. comparaison des performances pour deux types de charbon actif." International Journal of Refrigeration 15(3): 159-167.

Lemmini, F., J. Buret-Bahraoui, et al. (1992b). "Simulation des performances d'un réfrigérateur solaire à adsorption: 2. Fonctionnement avec stockage de froid dans deux climats différents." International Journal of Refrigeration 15(3): 168-176.

Li, Z. F., K. Sumathy (2002). "Performance study of a partitioned thermally stratified storage tank in a solar powered absorption air conditioning system." Applied Thermal Engineering 22: 1207–1216.

Lucas, F. (2001). Développement et validation de modèles thermo-hydriques dans les bâtiments ; Influence de la condensation et des systèmes de traitement d'air couplés aux bâtiments. Université de La Réunion. PhD.

Lucas, F. (2009). Contribution à l'étude de technologies et de méthodes durables pour la conception des bâtiments en climat tropical, Université de La Réunion. HDR.

Lucas, F., F. Boudehenn, et al. (2008). ORASOL: a French research program for solar cooling process optimization. 1st International Conference on Solar Heating, Cooling and Buildings. Lisbon.

Ma, W. B., S. M. Deng (1996). "Theoretical analysis of low-temperature hot source driven two-stage LiBr/H2O absorption refrigeration system." International Journal of Refrigeration 19(2).

Marc, O., G. Danet, et al. (2010c). Modélisation et éléments de validation expérimentale d'une installation de rafraîchissement solaire couplée au bâtiment sous l'environnement EnergyPlus. IBPSA Moret-sur-Loing, France.

Marc, O., F. Lucas, et al. (2008a). Modélisation simplifiée et éléments de validation expérimentale d'une installation de rafraîchissement solaire par absorption en climat tropical. IBPSA Lyon, France.

Marc, O., F. Lucas, et al. (2008b). Simplified modelling and experimental validation elements of a solar cooling system operating with a H2O/LiBr absorption chiller in tropical climate. Eurosun : 1st International Conference on Solar Heating, Cooling and Buildings. Lisbon, Portugal.

Marc, O., F. Lucas, et al. (2010a). "Experimental investigation of a solar cooling absorption system operating without any backup system under tropical climate." Energy and Buildings 42(6): 774-782.

Marc, O., E. Monceyron, et al. (2010b). Monitoring, analysis and improvements of a solar cooling absorption system under a tropical climate. Clima : 10th REHVA World Congress "Sustainable Energy Use in Buildings". Antalya, Turkey.

Marc, O., J.-P. Praene, et al. (2010d). "Modeling and experimental validation of the solar loop for absorption solar cooling system using double-glazed collectors." Applied Thermal Engineering In Press, Corrected Proof.

Martins, M. (2010). Nouveau procédé thermo-hydraulique appliqué au rafraïchissement solaire de l'habit. Analyse et optimisation thermodynamiques, Université de Perpignan.

Mateus, T., A. C. Oliveira (2008). "Energy and economic analysis of an integrated solar absorption cooling and heating system in different building types and climates." Applied Energy 86(6): 949-957.

Mauran, S., H. Lahmidia, et al. (2008). "Solar heating and cooling by a thermochemical process. First experiments of a prototype storing 60 kW h by a solid/gas reaction." Solar Energy 82(7): 623-636

Merkel, F. (1925). Verduftungskuhlung. VDI Forschungarbeiten. Berlin. No 275.

Meunier, F., P. Neveu, et al. (1997). "Comparison of sorption systems based on equivalent carnot cycles." ASHRAE Transactions 103: 375-383.

Meunier, F., P. Neveu, et al. (1998). "Equivalent Carnot cycles for sorption refrigeration: Cycles de Carnot équivalents pour la production de froid par sorption." International Journal of Refrigeration 21(6): 472-489.

Mora, L. (2003). Prédiction des performances thermo-aérauliques des bâtiments par association de modèles de différents niveaux de finesse au sein d'un environnement orienté objet, Université de La Rochelle.

Newton, B. J. (1995). Modeling of solar storage tanks, University of Wisconsin-Madison.

Pátek, J., J. Klomfar (2006). "A computationally effective formulation of the thermodynamic properties of LiBr-H2O solutions from 273 to 500 K over full composition range." International Journal of Refrigeration 29(4): 566-578.

Pátek, J., J. Klomfar (2009). "A simple formulation for thermodynamic properties of steam from 273 to 523 K, explicit in temperature and pressure." International Journal of Refrigeration 32(5): 1123-1125.

Pérez de Vinaspre, M., M. Bourouis, et al. (2004). "Monitoring and analysis of an absorption air-conditioning system." Energy and Building 36: 933-943.

Pongtornkulpanich, A., S. Thepa, et al. (2008). "Experience with fully operational solar-driven 10-ton LiBr/H2O single-effect absorption cooling system in Thailand." Renewable Energy 33: 943-949.

Pons, M. (1997). "Analysis of the adsorption cycles with thermal regeneration based on the entropic mean temperatures." Applied Thermal Engineering 17(7): 615-627.

Pons, M. (2004). "Irreversibility in energy processes: Non-dimensional quantification and balance." J. Non-Equilib. Thermodyn. 29(2).

Pons, M. (2008a). "Bases for second law analyses of solar-powered systems, Part 1: the exergy of solar radiation." 21st Int. Conf. on Efficiency, Cost, Optimization, Simulation & Environmental Impact of Energy Systems 1: 139-146.

Pons, M. (2008b). Bases for second law analyses of solar-powered systems, Part 2: the external temperature. 21st Int. Conf. on Efficiency, Cost, Optimization, Simulation & Environmental Impact of Energy Systems. Cracow-Gliwice, Poland. 1**:** 147-154.

Pons, M. (2009). "On the refererence state for exergy when ambient temperature fluctuates." Int. J. of Thermodynamics 12(3): 113-121.

Pons, M., N. Le Pierrès (2010). "Critères de comparaison des performances des systèmes de rafraîchissement solaire." ORASOL.

Pons, M., F. Meunier, et al. (1999). "Thermodynamic based comparison of sorption systems for cooling and heat pumping: Comparaison des performances thermodynamique des systèmes de pompes à chaleur à sorption dans des applications de refroidissement et de chauffage." International Journal of Refrigeration 22(1): 5-17.

Praene, J.-P. (2007). Intégration et modélisation dynamique de composants d'un système de rafraîchissement solaire à absorption couplé au bâtiment, Université de La Réunion.

Praene, J. P., F. Lucas, et al. (2005). "Steady state model of a solar evacuated tube collector based on sensitivity analysis." ASME, International Mechanical Engineering Congress and Exposition, Orlando, Florida, USA.

Rapport ADEME (2007). Projet RAFSOL : Rafraîchissement solaire par absorption.

Richard, L., F. Carrasco, et al. (1982). "Review of photovoltaic-powered refrigeration for medicines in developing countries." Solar Cells 6(3): 309-316.

ROCOCO. (2005). "Reduction Of Costs of Solar Cooling Systems." from http://ec.europa.eu/energy/res/fp6_projects/solar_heating_cooling_en.htm.

Ru Yang, Pai-Lu Wang (2001). "A Simulation Study of Performance Evaluation of Single-Glazed and Double-Glazed Collectors - Regenerators for an Open-Cycle Absorption Solar Cooling System." Solar Energy 71(4): 263-268.

Schüco, International (2007a). Caractéristiques du capteur solaire SchücoSol U.5 DG.

Schüco, International (2007b). LB 30 absorption chiller instructions. Germany.

Sencan, A., K. A. Yakut, et al. (2005). "Exergy analysis of lithium bromide/water absorption systems." Renewable Energy 30: 645–657.

Simpson, W. M., T. K. Sherwood (1946). "Performance of Small Mechanical Draft Cooling Towers." Refrigerating Engineering.

Sorin, M., B. Spinner, et al. (2002). "Thermodynamic techniques for the conceptual design of thermochemical refrigerators using two salt materials." Chemical Engineering Science 57(19): 4243-4251.

Sparber, W., A. Thuer, et al. (2008). Unified Monitoring Procedure and Performance Assessment for Solar Assisted Heating and Cooling Systems. 1st International Conference on Solar Heating, Cooling and Buildings. Lisbon.

Stabat, P. (2003). Modélisation de composants de systèmes de climatisation mettant en oeuvre l'adsorption et l'évaporation d'eau. Paris, Ecole des Mines.

Stitou, D., N. Mazet, et al. (2004). "Performances of a high temperature hydrate solid/gas sorption cycle used as topping cycle for cascaded sorption chillers." Energy 29(2): 267-285.

Stitou, D., B. Spinner, et al. (2000). "Development and comparison of advanced cascading cycles coupling a solid/gas thermochemical process and a liquid/gas absorption process." Applied Thermal Engineering 20(14): 1237-1269.

Task 25. (1999). "IEA task 25 Solar Assisted Air Conditioning of Buildings." http://www.iea-shc.org/task25/index.html.

Task 38. (2006). "Task 38 - Solar Air-Conditioning and Refrigeration." http://www.iea-shc.org/task38/index.html.

TECSOL. (2010). "large_scale_SCP_lists_31Aug09_TECSOL.pdf." from http://www.tecsol.fr/RafrSol2/index.htm.

Tittelein, P. (2008). Environnements de simulation adaptés à l'étude du comportement énergétique des bâtiments basse consommation, Université de Savoie.

Torio, H., A. Angelotti, et al. (2009). "Exergy analysis of renewable energy-based climatisation systems for buildings: A critical view." Energy and Buildings 41: 248-271.

Tsoutsos, T., E. Aloumpi, et al. (2010). "Design of a solar absorption cooling system in a Greek hospital." Energy and Buildings 42: 265-272.

Wagner, W., A. Pruß (2002). "The IAPWS formulation 1995 for the thermodynamic properties of ordinary water substance for general and scientific use." J Phys Chem Ref Data 31(2): 387–535.

Xie, G. (2008). "Absorber performance of a water/lithium–bromide absorption chiller." Applied Thermal Engineering.

Zhai, X. Q., R. Z. Wang (2010). "Experimental investigation and performance analysis on a solar adsorption cooling system with/without heat storage." Applied Energy 87: 824–835.

Liste des figures

Figure I-1 : Schéma de principe d'une photopile 6
Figure I-2 : Schéma de principe d'un capteur à air fixé à un mur (mur Trombe) 7
Figure I-3 : Schéma de principe d'un capteur plan vitré 8
Figure I-4 : Schéma de principe d'un capteur sous vide 8
Figure I-5 : Schéma de principe d'un capteur à concentration 9
Figure I-6 : Schéma de principe d'une machine à compression de vapeur couplé à des panneaux PV 10
Figure I-7 : Cycle thermodynamique à compression de vapeur 10
Figure I-8 : Schéma de principe d'une installation à dessiccant solide et son diagramme psychrométrique associé 12
Figure I-9 : Cycle à adsorption discontinu (à gauche) et quasi-continu (à droite) 14
Figure I-10 : Schéma de principe d'une machine frigorifique à absorption liquide 16
Figure I-11 : Représentation du cycle à absorption dans le diagramme d'Oldham 18
Figure I-12 : Répartition du nombre d'installations par technologie 20
Figure I-13 : Répartition du nombre d'installations par type de bâtiment 20
Figure I-14 : Répartition de la puissance installée (à gauche) et des surfaces de capteurs installées par technologie de capteur (à droite) pour les machines à absorption 20
Figure I-15 : Répartition de la puissance installée (à gauche) et des surfaces de capteurs installées par technologie de capteur (à droite) pour les machines à adsorption 21
Figure I-16 : Répartition de la puissance installée (à gauche) et des surfaces de capteurs installées par technologie de capteur (à droite) pour les machines à dessiccation 21
Figure II-1 : Plateforme expérimentale composée du banc d'essais de capteurs solaires thermiques (deux plans et un sous vide) et de la station météorologique 28
Figure II-2 : Schéma hydraulique du banc d'essais ; 1. & 2. Capteurs plans ; 3. Capteur sous vide ; 4. Ballon de stockage ; 5. Armoire de régulation ; 6. Ventilo-convecteur 28
Figure II-3 : Schéma simplifié de l'installation RAFSOL 29
Figure II-4 : Champ de capteurs solaires double vitrage de 90 m² 30
Figure II-5 : Ballon de stockage chaud et vanne 3 voies 30
Figure II-6 : Implantation de la machine dans le local technique 31
Figure II-7 : Vue intérieure de la machine 31
Figure II-8 : Ballon de stockage froid (1000L) 32
Figure II-9 : Tour de refroidissement ouverte 33
Figure II-10 : Salle d'enseignement avec ventilo-convecteur et brasseur d'air 33
Figure II-11 : Implantation des salles d'enseignement de l'IUT 34
Figure II-12 : Façade ouest (en bas) et est (en haut) des salles d'enseignement de l'IUT 34
Figure II-13 : Synoptique de l'installation avec affichage des principales variables en temps réel 35
Figure II-14 : Schéma de principe détaillé de l'installation 36
Figure II-15 : Schéma de principe de la machine à absorption 37
Figure II-16 : Schéma de principe de l'installation avec les principales énergies mises en jeu 42
Figure II-17 : Evolution des températures, des puissances et du $COP_{élec\text{-}prod}$ des principaux composants de l'installation au cours de la première journée type 46
Figure II-18 : Evolution des températures et des puissances aux bornes de la machine et du COP_{th} au cours de la première journée type 47
Figure II-19 : Répartition des consommations électriques poste par poste au cours de la première journée type 48

Figure II-20 : Evolution des températures et des puissances aux bornes de la machine et du COP_{th} au cours de la deuxième journée type 49
Figure II-21 : Evolution des températures et des puissances aux bornes de la machine et du COP_{th} au cours de la deuxième journée type 50
Figure II-22 : Répartition des consommations électriques poste par poste au cours de la journée type avec la régulation 50
Figure II-23 : Comparaison entre l'évolution de l'énergie solaire incidente en 2009 et 2010 54
Figure II-24 : Comparaison entre les évolutions des $COP_{élec\text{-}prod}$, COP_{th} , des températures moyennes aux bornes de la machine (T_{e_gen}, T_{e_abs} et $T_{e_évap}$) et de la température moyenne de retour du circuit distribution (T_{s_dist}) lors des saisons 2009 et 2010 55
Figure II-25 : Comparaison entre l'évolution de la température moyenne extérieure (T_{ext}) de la deuxième et de la troisième saison. 56
Figure II-26 : Comparaison entre l'évolution de la consommation d'eau de la deuxième et de la troisième saison. 57
Figure II-27 : Comparaison de la répartition des consommations électriques composant par composant de la deuxième et de la troisième saison. 57
Figure III-1 : Schéma de principe d'une installation de rafraîchissement solaire ; 1. Champ de capteurs solaires ; 2. Ballon d'eau chaude ; 3. Machine à absorption ; 4. Ballon d'eau froide ; 5. Tour de refroidissement ; 6. Bâtiment 61
Figure III-2 : Représentation simplifiée d'un capteur solaire 63
Figure III-3 : Représentation du capteur plan double vitrage : 1. première couche de verre ; 2. première couche d'air ; 3. seconde couche de verre ; 4. seconde couche d'air ; 5. paroi absorbante ; 6. fluide caloporteur ; 7. isolant et enveloppe. 65
Figure III-4 : Ballon de stockage stratifié 69
Figure III-5 : Courbe constructeur donnant la puissance frigorifique en fonction de Te_gen (à Ts_évap = 11°C et Te_abs = 30°C) 75
Figure III-6 : Courbe constructeur donnant la puissance frigorifique en fonction de Ts_évap (à Te_gen = 90°C et Te_abs = 30°C) 75
Figure III-7 : Courbe constructeur donnant la puissance frigorifique en fonction de Te_abs (à Te_gen = 90°C et Ts_évap = 30°C) 75
Figure III-8 : Représentation du principe de fonctionnement de la machine à absorption avec les boucles d'eau chaude (11-12), froide (17-18) et de refroidissement (13-16) 76
Figure III-9 : Représentation du réservoir du générateur 78
Figure III-10 : Représentation du réservoir du condenseur 80
Figure III-11 : Représentation du réservoir de l'évaporateur 81
Figure III-12 : Représentation de la paroi du générateur 82
Figure III-13 : Représentation d'un échangeur dans un réservoir 83
Figure III-14 : Représentation de l'échangeur des solutions 85
Figure III-15 : Représentation de la tour de refroidissement 87
Figure III-16 : Diagramme de l'air humide caractérisant l'état de l'air dans la tour de refroidissement 87
Figure III-17 : représentation du bâtiment sous Google SketchUp 91
Figure III-18 : schéma présentant l'intégration des différents fichiers de SPARK nécessaires à la résolution d'un problème 92
Figure III-20 : Exemple de boucle sous EnergyPlus [EnergyPlus, 2009] 95
Figure III-19 : Recherche du point de convergence entre la capacité du système et la demande [EnergyPlus, 2009] 95
Figure III-21 : Représentation du bâtiment à rafraîchir et du champ de capteurs solaires 96
sous Google SketchUp 96

Figure IV-1 : Ensoleillements globaux pour les deux journées étudiées 100
Figure IV-2 : Comparaison entre les températures de sortie simulées (modèle simplifié) et mesurées pour les deux journées étudiées pour le banc d'essais 100
Figure IV-3 : Comparaison entre les températures de sortie du champ de capteur de RAFSOL simulées (modèle simplifié) et mesurées pour les deux journées étudiées 102
Figure IV-4 : Comparaison entre les températures de sortie simulées (modèle détaillé) et mesurées pour les deux journées étudiées pour le banc d'essais 103
Figure IV-5 : Comparaison entre les températures de sortie du champ de capteur de RAFSOL simulées et mesurées pour les deux journées étudiées (modèle détaillé) 104
Figure IV-6 : Evolution des débits primaire et secondaire pour la journée étudiée 106
Figure IV-7 : Comparaison entre les températures simulées et mesurées en haut et en bas du ballon de stockage chaud pour la journée étudiée 106
Figure IV-8 : Evolution des débits primaire et secondaire pour la journée étudiée 107
Figure IV-9 : Comparaison entre les températures simulées et mesurées en haut et en bas du ballon de stockage froid pour la journée étudiée 108
Figure IV-10 : Evolutions des températures et des puissances expérimentales aux bornes de la machine à absorption lors de la journée étudiées 109
Figure IV-11 : Comparaison entre les températures de sortie (à gauche) et les puissances (à droite) simulées et mesurées aux bornes de la machine pour la journée étudiée (modèle simplifié) 110
Figure IV-12 : Comparaison entre les températures de sortie (à gauche) et les puissances (à droite) simulées et mesurées aux bornes de la machine pour la journée étudiée (modèle détaillé) 113
Figure IV-13 : Comparaison entre les températures de sortie et les puissances simulées et mesurées aux bornes de la tour de refroidissement 114
Figure IV-14 : Evolution de la température extérieure (à gauche), de l'humidité relative extérieure (à gauche) et du rayonnement global (à droite) lors de la journée étudiée 115
Figure IV-15 : Représentation du couplage des modèles simplifiés sous SPARK 116
Figure IV-16 : Comparaison entre les températures de sortie du champ de capteurs (à gauche) et celles en haut du ballon chaud (à droite) simulées par le modèle simplifié et mesurées 116
Figure IV-17 : Comparaison entre les températures simulées, décalées de 20 minutes, et celles mesurées en haut du ballon chaud 117
Figure IV-18 : Comparaison entre les températures de sortie (à gauche) et les puissances (à droite) simulées par le modèle simplifié et mesurées aux bornes de la machine 118
Figure IV-19 : Comparaison entre les températures simulées par le modèle simplifié et mesurées en bas du ballon froid 119
Figure IV-20 : Représentation du couplage des modèles détaillés sous SPARK 120
Figure IV-21 : Comparaison entre les températures de sortie du champ de capteurs (à gauche) et en haut du ballon chaud (à droite) simulées et mesurées (modèle détaillé) 120
Figure IV-22 : Comparaison entre les températures de sortie (à gauche) et les puissances (à droite) simulées et mesurées aux bornes de la machine (modèle détaillé) 122
Figure IV-23 : Comparaison entre les températures simulées et mesurées en bas du ballon froid (modèle détaillé) 123
Figure IV-24 : Représentation du couplage des modèles sous EnergyPlus 123
Figure IV-25 : Comparaison entre les températures simulées et mesurées à la sortie du champ de capteurs (à gauche) et en haut du ballon chaud (à droite) (Modèle EnergyPlus) 124
Figure IV-26 : Comparaison entre les températures de sortie (à gauche) et les puissances (à droite) simulées et mesurées aux bornes de la machine (modèle EnergyPlus) 125
Figure IV-27 : Comparaison entre les températures simulées et mesurées en bas du ballon froid (modèle EnergyPlus) 126
Figure IV-28 : Comparaison entre les températures et les humidités relatives simulées et mesurées dans la salle TD3 (Modèle EnergyPlus) 127

Figure V-1 : Schéma de principe de la machine à absorption simple effet LiBr-H_2O 132
Figure V-2 : Evolution de la puissance frigorifique et de l'exergie détruite en fonction de la température d'entrée du générateur (T11) pour quatre cas différents 135
Figure V-3 : Comparaison de trois cycles à absorption tracés dans le diagramme d'Oldham 136
Figure V-4 : Evolution du coefficient de performance et de l'efficacité exergétique en fonction de la température d'entrée du générateur (T11) pour quatre cas différents 137
Figure V-5 : Evolution de la puissance frigorifique et de l'exergie détruite en fonction de la température d'entrée de l'absorbeur (T13) pour quatre cas différents 138
Figure V-6 : Evolution du coefficient de performance et de l'efficacité exergétique en fonction de la température d'entrée de l'absorbeur (T13) pour quatre cas différents 138
Figure V-7 : Evolution de la puissance frigorifique et de l'exergie détruite en fonction de la température d'entrée de l'évaporateur (T17) pour quatre cas différents 139
Figure V-8 : Evolution du coefficient de performance et de l'efficacité exergétique en fonction de la température d'entrée de l'évaporateur (T17) pour quatre cas différents 139
Figure V-9 : Evolution des parts d'exergie détruite au générateur, à l'absorbeur, au condenseur et à l'évaporateur en fonction de la température l'entrée du générateur pour quatre cas différents 141
Figure V-10 : Evolution des parts d'exergie détruite à l'échangeur, à la pompe, au détendeur de la solution et au détendeur du fluide frigorigène en fonction de la température d'entrée du générateur pour quatre cas différents 142
Figure V-11 : Schéma de principe de l'installation 147
Figure V-12 : Comparaison entre l'évolution de l'énergie solaire incidente (Q_{sol}) de l'énergie frigorifique distribuée dans le bâtiment (Q_{dist}) en 2009 et en 2010. 150
Figure V-13 : Comparaison du rendement exergétique de l'installation (η_{ex}) et de l'exergie totale détruite par l'installation (ΔB_d) de la deuxième et de la troisième saison. 151
Figure V-14 : Répartition de la destruction d'exergie composant par composant en 2009 152
Figure V-15 : Répartition de la destruction d'exergie composant par composant en 2010 152
Figure V-16 : Evolutions du rayonnement globale et de la puissance frigorifique appelée par le bâtiment pour la première journée étudiée 154
Figure V-17 : Evolutions du rayonnement globale et de la puissance frigorifique appelée par le bâtiment pour la seconde journée étudiée 154
Figure V-18 : Evolutions de l'énergie frigorifique produite et de la température de retour du circuit distribution (T10) en fonction de la température d'entrée de l'absorbeur pour la première journée étudiée 156
Figure V-19 : Evolutions du COP électrique et du COP solaire en fonction de la température d'entrée de l'absorbeur pour la première journée étudiée 156
Figure V-20 : Evolutions de l'exergie totale détruite et de l'efficacité exergétique en fonction de la température d'entrée de l'absorbeur pour la première journée étudiée 156
Figure V-21 : Evolutions de l'énergie frigorifique produite et de la température de retour du circuit distribution (T10) en fonction de la température d'entrée de l'absorbeur pour la seconde journée étudiée 157
Figure V-22 : Evolutions du COP électrique et du COP solaire en fonction de la température d'entrée de l'absorbeur pour la seconde journée étudiée 157
Figure V-23 : Evolutions de l'exergie totale détruite et de l'efficacité exergétique en fonction de la température d'entrée de l'absorbeur pour la seconde journée étudiée 157
Figure A2-1 : Comparaison entre la pression de l'eau pure à la saturation déterminée avec le modèle et celle issue de REFPROP. 184
Figure A2-2 : Comparaison entre la masse volumique de l'eau liquide (à gauche) et de la vapeur d'eau (à droite) à la saturation déterminée avec le modèle et celle de référence. 184
Figure A2-3 : Comparaison entre l'enthalpie de l'eau liquide (à gauche) et de la vapeur d'eau (à droite) à la saturation déterminée avec le modèle et celle de référence. 185

Figure A2-4 : Comparaison entre l'entropie de l'eau liquide (à gauche) et de la vapeur d'eau (à droite) à la saturation déterminée avec le modèle et celle de référence. 185
Figure A2-5 : Comparaison entre la pression du mélange déterminée par le modèle et celle de référence pour quatre concentrations différentes (40%, 50%, 60%, 70%). 186
Figure A2-6 : Comparaison entre la masse volumique du mélange déterminée par le modèle et celle de référence pour quatre concentrations différentes (40%, 50%, 60%, 70%). 186
Figure A2-7 : Comparaison entre l'enthalpie du mélange déterminée par le modèle et celle de référence pour 4 concentrations différentes (40%, 50%, 60%, 70%). 186
Figure A2-8 : Comparaison entre l'entropie de la solution déterminée par le modèle et celle de référence pour quatre concentrations différentes (40%, 50%, 60%, 70%). 187
Figure A2-9 : Comparaison entre différentes isothermes déterminées par le modèle et celle de référence sur le diagramme enthalpique de l'eau. 188
Figure A2-10 : Comparaison entre différentes isobares déterminées par le modèle et celle de référence sur le diagramme entropique de l'eau. 188
Figure A2-11 : Diagramme d'Oldham de la solution 189
Figure A2-12 : Diagramme de Merkel de la solution..... 189
Figure A2-13 : Diagramme enthalpique de l'eau..... 189
Figure A2-14 : Diagramme entropique de l'eau 189
Figure A3-1 : Coupe schématique du tube entouré d'un isolant 190
Figure A3-1 : Comparaison entre les températures simulées et mesurées de la solution à l'entrée du générateur pour la journée étudiée..... 191

Liste des tableaux

Tableau I-1 : Récapitulatif de quelques installations participant aux travaux de la Tâche 38 25
Tableau II-1 : Récapitulatif des erreurs moyennes et maximales sur les mesures des puissances nominales des principaux composants de l'installation au démarrage (A), 1h après le démarrage (B) et 4h après le démarrage (C) 39
Tableau II-2 : Comparaison des puissances estimées et mesurées pour le mois d'Avril 2010 40
Tableau II-3 : Récapitulatif d'incertitudes de mesures par composant 41
Tableau II-4 : Comparaison du temps de fonctionnement et des consommations électriques principaux composants lors des deux journées étudiées et calcul des écarts 51
Tableau II-5 : Comparaison des énergies thermiques produites et consommées ainsi que des indices de performances de l'installation lors des deux journées étudiées 52
Tableau II-6 : Comparaison des températures moyennes à l'entrée des trois composants de la machine à absorption pendant le temps de fonctionnement de la machine pour les deux journées étudiées 52
Tableau III-1 : Equations régissant la cristallisation de la solution 73
Tableau III-2 : Egalités des enthalpies, des températures et des concentrations en LiBr 77
Tableau IV-1 : Récapitulatif des résidus maximum et minimum, et de l'erreur absolue moyenne lors des deux journées étudiées pour le banc d'essais (modèle simplifié) 101
Tableau IV-2 : Récapitulatif des résidus maximum et minimum, et de l'erreur absolue moyenne lors des deux journées étudiées pour l'installation RAFSOL (modèle simplifié) 102
Tableau IV-3 : Récapitulatif des résidus maximum et minimum, et de l'erreur absolue moyenne lors des deux journées étudiées pour le banc d'essais (modèle détaillé) 104
Tableau IV-4 : Récapitulatif des résidus maximum et minimum, et de l'erreur absolue moyenne lors des deux journées étudiées pour le banc d'essais 105
Tableau IV-5 : Récapitulatif des résidus maximum et minimum, et de l'erreur absolue moyenne lors en haut et en bas du ballon chaud 107
Tableau IV-6 : Récapitulatif des résidus maximum et minimum, et de l'erreur absolue moyenne sur la température en haut et en bas du ballon froid 108
Tableau IV-7 : Récapitulatif des résidus maximum et minimum, et de l'erreur absolue moyenne des températures de sorties et des puissances aux bornes de la machine (modèle simplifié) 111
Tableau IV-8 : Récapitulatif des résidus maximum et minimum, et de l'erreur absolue moyenne des températures de sorties et des puissances aux bornes de la machine (modèle détaillé) 112
Tableau IV-9 : Récapitulatif des résidus maximum et minimum, et de l'erreur absolue moyenne de la température de sortie et de la puissance aux bornes de la tour 114
Tableau IV-10 : Récapitulatif des résidus maximum et minimum, et de l'erreur absolue moyenne des températures et des puissances aux bornes des composants de l'installation (modèle simplifié) 117
Tableau IV-11 : Récapitulatif des résidus maximum et minimum, et de l'erreur absolue moyenne des températures et des puissances aux bornes des composants de l'installation (modèle détaillé) 121
Tableau IV-12 : Récapitulatif des résidus maximum et minimum, et de l'erreur absolue moyenne des températures et des puissances aux bornes des composants de l'installation (modèle détaillé) 126
Tableau IV-13 : Principaux avantages et inconvénients des trois modèles développés 128
Tableau V-1 : Récapitulatif des critères d'optimisation en fonction des combinaisons T11 / T13 / T17 déterminées pour une puissance frigorifique fixe de 10 kW 144
Tableau V-2 : Récapitulatif des critères d'optimisation en fonction des combinaisons T17 / T13 / T11 déterminées et des puissances frigorifiques choisies 145

Tableau V-3 : Récapitulatif des performances de l'installation en fonction de la configuration choisie pour les deux journées étudiées 158
Tableau A1-1 : Récapitulatif des principales grandeurs caractéristiques de l'installation mois par mois au cours de la première saison..... 183
Tableau A1-2 : Récapitulatif des principales grandeurs caractéristiques de l'installation mois par mois au cours de la deuxième saison..... 183
Tableau A1-3 : Récapitulatif des principales grandeurs caractéristiques de l'installation mois par mois au cours de la troisième saison 183
Tableau A3-1 : Récapitulatif des résidus maximum et minimum, et de l'erreur absolue moyenne sur les températures aux bornes de l'échangeur des solutions..... 191

Annexes

Annexe 1 : Présentation des résultats expérimentaux des trois saisons

MOIS	Qsol [kWh/jour]	Qcapt [kWh/jour]	Qdist [kWh/jour]	COPth [-]	COPélec_global [-]	Nb jour de fonctionnement
MARS	475	0	68	0,41	1,33	11
AVRIL	313	137	41	0,31	1,65	13
MAI	440	128	27	0,30	1,03	31
JUIN	566	108	30	0,32	1,45	15
BILAN SAISON 1	449	105	37	0,33	1,28	70

Tableau A1-1 : Récapitulatif des principales grandeurs caractéristiques de l'installation mois par mois au cours de la première saison

MOIS	Qsol [kWh/jour]	Qcapt [kWh/jour]	Qdist [kWh/jour]	COPth [-]	COPélec_global [-]	Nb jour de fonctionnement
DECEMBRE	602	225	115	0,64	3,27	20
JANVIER	551	229	97	0,55	2,81	16
FEVRIER	460	174	72	0,58	2,93	25
MARS	385	163	69	0,59	2,78	30
AVRIL	278	99	40	0,52	2,33	28
MAI	307	131	49	0,50	2,22	29
JUIN	280	122	37	0,41	1,92	15
BILAN SAISON 2	398	147	63	0,57	2,76	163

Tableau A1-2 : Récapitulatif des principales grandeurs caractéristiques de l'installation mois par mois au cours de la deuxième saison

MOIS	Qsol [kWh/jour]	Qcapt [kWh/jour]	Qdist [kWh/jour]	COP_{th} [-]	$COP_{élec\text{-}global}$ [-]	Nb jour de fonctionnement	
						total	avec régulation
JANVIER	625	223	88	0,50	2,69	14	7
FEVRIER	517	163	71	0,58	2,84	28	27
MARS	450	124	37	0,53	2,27	31	7
AVRIL	490	136	53	0,53	2,34	30	14
MAI	447	115	42	0,52	2,13	31	0
JUIN	423	100	29	0,46	1,81	30	0
BILAN SAISON 3	478	135	49	0,53	2,36	164	55

Tableau A1-3 : Récapitulatif des principales grandeurs caractéristiques de l'installation mois par mois au cours de la troisième saison

Annexe 2 : Validation des propriétés thermodynamiques de l'eau pure et de la solution par comparaison avec des équations d'états de références des propriétés thermodynamiques

Les propriétés thermodynamiques de la solution $LiBr/H_2O$ et de l'eau pure sont essentielles pour modéliser correctement la machine à absorption. Pour vérifier les valeurs données par nos modèles, nous allons les comparer à celles issues d'équations d'états de références.

1°) Comparaison des variables thermodynamiques de l'eau pure à la saturation avec celles tirées des équations d'états de établies par Hyland et Wexler [Hyland, 1983].

Afin de s'assurer de la validité des variables thermodynamiques de l'eau pure à la saturation calculées par notre modèle, nous allons les comparer à celles issues des équations d'états établies par Hyland et Wexler. Pour cela nous allons tracer l'évolution de ces valeurs (pression, masse volumique, enthalpie et entropie de l'eau en phase liquide et vapeur à la saturation) en fonction de la température sur une plage allant de 5 à 200°C.

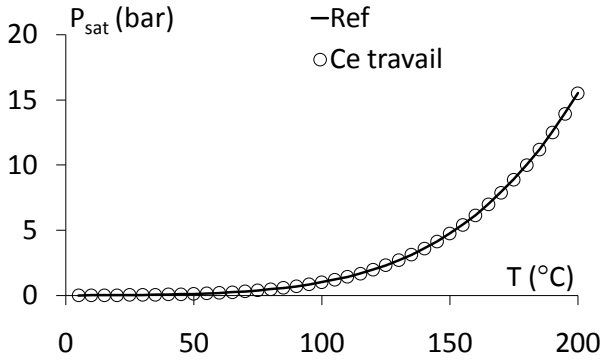

Figure A2-1 : Comparaison entre la pression de l'eau pure à la saturation déterminée avec le modèle et celle issue de REFPROP.

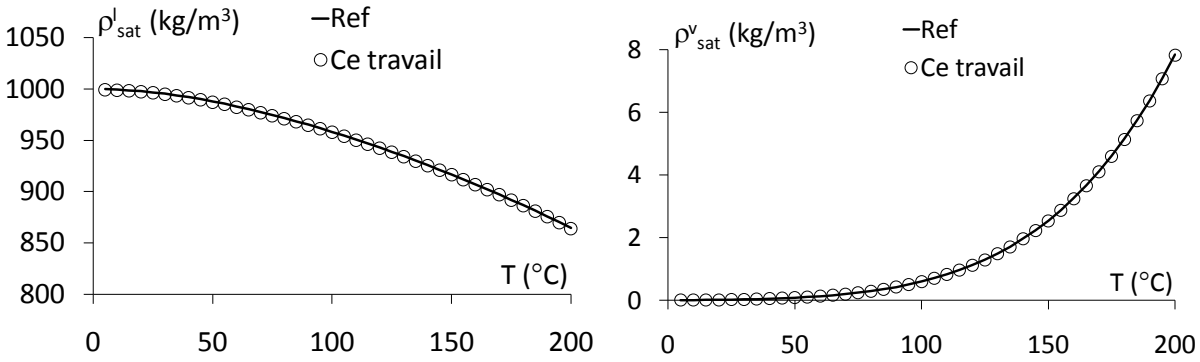

Figure A2-2 : Comparaison entre la masse volumique de l'eau liquide (à gauche) et de la vapeur d'eau (à droite) à la saturation déterminée avec le modèle et celle de référence.

L'erreur maximale atteinte sur l'estimation de la pression de saturation est de 1,2 % (à T = 15°C). Pour les variables thermodynamiques de l'eau liquide pure à la saturation, les erreurs maximales atteignent 0,1 % pour la masse volumique (à T = 5°C), 1,23 kJ/kg en valeurs pour l'enthalpie (à T = 80°C) et 0,004 kJ/kg en valeurs pour l'entropie (à T = 80°C).

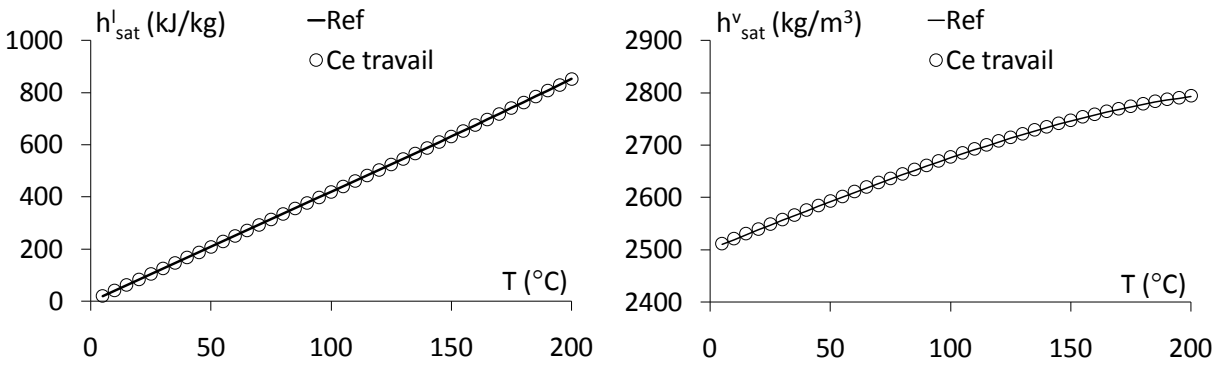

Figure A2-3 : Comparaison entre l'enthalpie de l'eau liquide (à gauche) et de la vapeur d'eau (à droite) à la saturation déterminée avec le modèle et celle de référence.

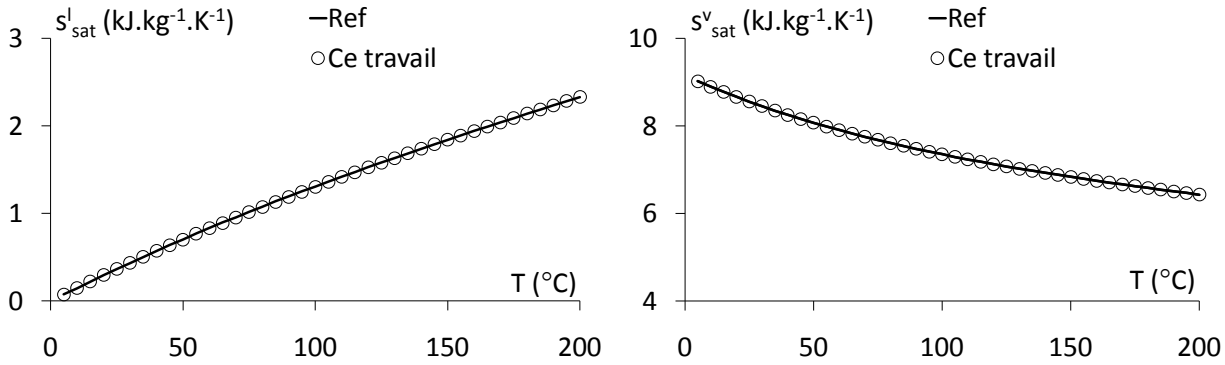

Figure A2-4 : Comparaison entre l'entropie de l'eau liquide (à gauche) et de la vapeur d'eau (à droite) à la saturation déterminée avec le modèle et celle de référence.

Au niveau du calcul des variables thermodynamiques de la vapeur d'eau à la saturation, les erreurs maximales atteintes sont de 1 % pour la masse volumique (à T = 5°C), de 2,01 kJ/kg en valeurs pour l'enthalpie (à T = 150°C) et de 0,002 kJ/kg en valeurs pour l'entropie (à T = 5°C).

Nous pouvons en conclure, qu'au vu des faibles erreurs maximales commises, toutes les variables thermodynamiques de l'eau pure à la saturation (en phase liquide ou vapeur) déterminées par le modèle coïncident avec celles établies par Hyland et Wexler.

2°) Comparaison des variables thermodynamiques de la solution eau / bromure de lithium déterminée par le modèle avec celles tirées des équations d'états établies par DiGuilio et al. [DiGuilio, 1990].

De la même manière, dans le but de vérifier les résultats de nos simulations, nous allons comparer les valeurs des variables thermodynamiques de la solution eau / bromure de lithium à l'équilibre liquide-vapeur, déterminées par notre modèle, avec celles établies par DiGuilio et al. Pour cela, nous allons tracer dans les deux cas, l'évolution de chaque variable thermodynamique (pression, masse volumique et enthalpie) en fonction de la température et ceci pour plusieurs concentrations en bromure de lithium. La température varie de 5°C à 150°C ce qui correspond au domaine d'application d'une machine à absorption double étage. Les concentrations quant à elles varient de 40 à 70 % en masse de bromure de lithium. On remarque sur les figures A2-5 à A2-8 que les valeurs de la pression,

de la masse volumique, et de l'enthalpie du mélange calculées par le modèle sont très proches des valeurs de références, excepté l'enthalpie du mélange pour une concentration de 70% et à basse température.

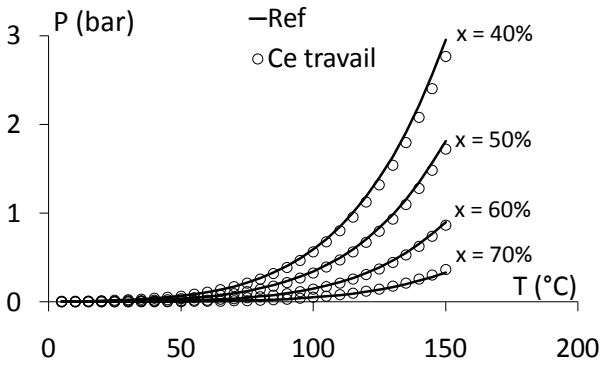

Figure A2-5 : Comparaison entre la pression du mélange déterminée par le modèle et celle de référence pour quatre concentrations différentes (40%, 50%, 60%, 70%).

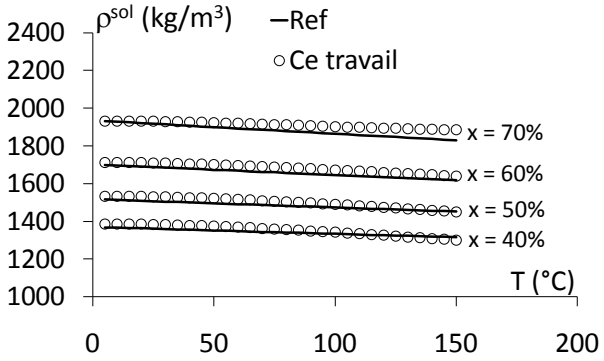

Figure A2-6 : Comparaison entre la masse volumique du mélange déterminée par le modèle et celle de référence pour quatre concentrations différentes (40%, 50%, 60%, 70%).

Sur la figure A2-5, on peut noter que plus la concentration en bromure de lithium augmente, à température constante, plus la pression diminue. En revanche sur la figure A2-6, on constate que plus la concentration augmente (toujours à température constante), plus la masse volumique augmente puisque la masse molaire du bromure de lithium est nettement supérieure à celle de l'eau.

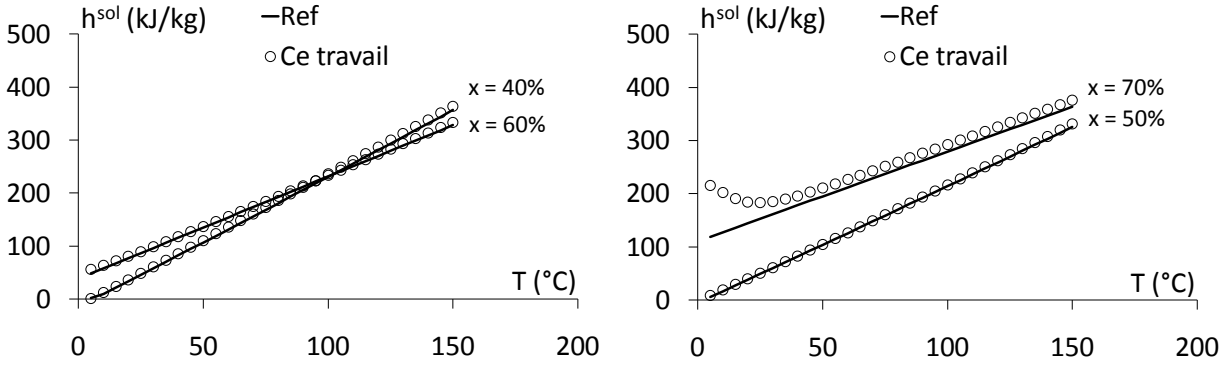

Figure A2-7 : Comparaison entre l'enthalpie du mélange déterminée par le modèle et celle de référence pour 4 concentrations différentes (40%, 50%, 60%, 70%).

Pour plus de clarté, l'évolution de l'enthalpie en fonction de la température et des concentrations a été décomposée en deux graphiques présentés sur la figure A2-7. On constate que comme pour l'eau pure à la saturation, l'enthalpie (pour une même concentration) augmente en fonction de la température de manière quasi-linéaire.

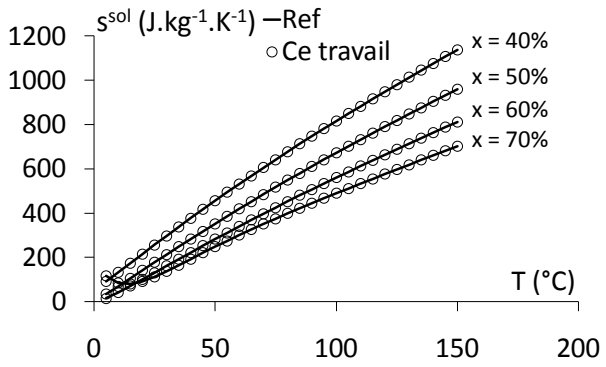

Figure A2-8 : Comparaison entre l'entropie de la solution déterminée par le modèle et celle de référence pour quatre concentrations différentes (40%, 50%, 60%, 70%).

La figure A2-8 présente l'évolution de l'entropie de la solution en fonction de la température et des concentrations. On constate qu'à température constante, l'entropie augmente lorsque la concentration de la solution diminue.

Les erreurs maximales atteintes sont de 3,9 % pour la pression (à T = 5°C et x = 50 %), de 1,3 % pour la masse volumique (à T = 5°C et x = 60 %), de 0,5 J/kg en valeur pour l'entropie (à T = 135°C et x = 40 %) et de 77 kJ/kg en valeurs pour l'enthalpie (à T = 5°C et x = 70 %) ce qui constitue une erreur importante. A partir de T = 25°C cette erreur passe à 13,6 kJ/kg en valeur et redevient acceptable.

Pour conclure, et au vu des erreurs maximales commises encore une fois très faibles, nous pouvons affirmer que les variables thermodynamiques du mélange eau / bromure de lithium corroborent celles de référence, excepté l'enthalpie à une concentration élevée (70%) et à basse température (T < 25°C). Cette anomalie n'est pas gênante étant donné que dans une machine à absorption et plus particulièrement dans le générateur de la machine, lorsque la concentration (en bromure de lithium) est élevée, la température l'est aussi. De plus, lorsque la concentration est égale à 70 %, si la température descend en dessous de 45°C la solution cristallise comme nous pouvons le voir sur la figure A2-11.

3°) Comparaison des variables thermodynamiques de la vapeur d'eau surchauffée déterminée par le modèle avec celles tirées des équations d'états établies par DiGuilio et al. [DiGuilio, 1990].

Nous allons maintenant comparer les valeurs de l'enthalpie et de l'entropie de la vapeur surchauffée. Sur la figure A2-9 , nous avons choisi de comparer l'évolution de quatre isothermes sur le diagramme enthalpique. En effet ce diagramme est très répandu pour présenter les principales caractéristiques des fluides frigorigènes. Nous comparons les isothermes calculées par notre modèle avec celles issues des équations d'états de notre référence.

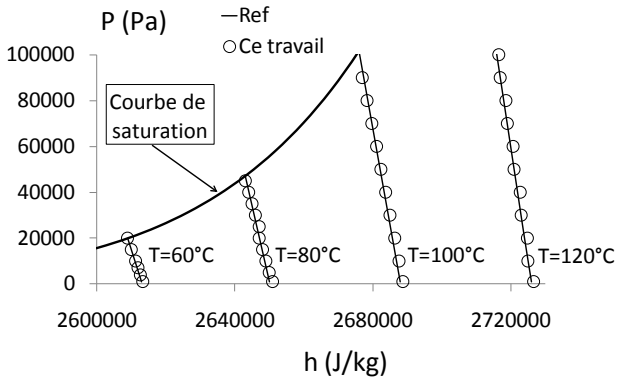

Figure A2-9 : Comparaison entre différentes isothermes déterminées par le modèle et celle de référence sur le diagramme enthalpique de l'eau.

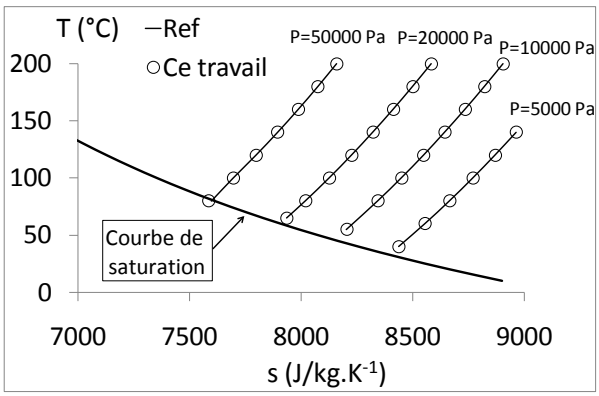

Figure A2-10 : Comparaison entre différentes isobares déterminées par le modèle et celle de référence sur le diagramme entropique de l'eau.

Nous remarquons que les valeurs calculées par notre modèle sont très proches de celles de référence avec des erreurs maximales qui atteigne 11,24 $kJ.kg^{-1}$ (soit 0,4 %) pour le calcul de l'enthalpie et 2,74 $J.kg^{-1}.K^{-1}$ (soit 0,05 %) pour le calcul de l'entropie. Au vu de ces erreurs, nous pouvons conclure que notre modèle peut déterminer très précisément l'enthalpie et l'entropie de la vapeur d'eau surchauffée.

4°) Elaboration des diagrammes de la solution et de l'eau pure

Pour terminer avec l'évaluation des propriétés thermodynamiques de la solution et de l'eau pure, nous avons choisi de tracer les principaux diagrammes caractéristiques de ces corps. Les figures 22 et 23 présentent les diagrammes d'Oldham et de Merkel tracés avec toutes les équations d'états présentées précédemment. Le diagramme d'Oldham représente les conditions de saturation de la pression (P), température (T) et concentration (x) de la solution liquide.

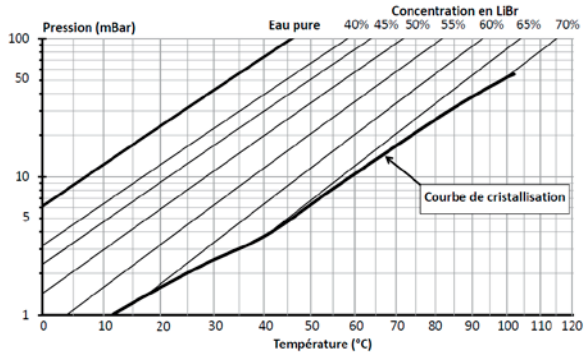

Figure A2-11 : Diagramme d'Oldham de la solution

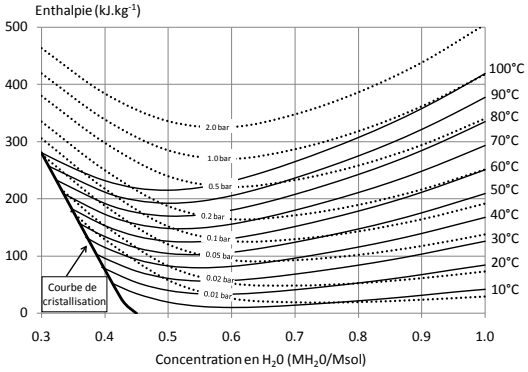

Figure A2-12 : Diagramme de Merkel de la solution

Le diagramme de Merkel (figure A2-12) permet, en plus des informations données par le diagramme d'Oldham, de lire directement les enthalpies de la solution liquide ce qui est fondamental pour établir les bilans énergétiques. C'est un diagramme qui donne les pressions et les températures en fonction des concentrations et des enthalpies de la solution. Nous remarquons que contrairement au diagramme d'Oldham, les concentrations sont exprimées en teneur en eau.

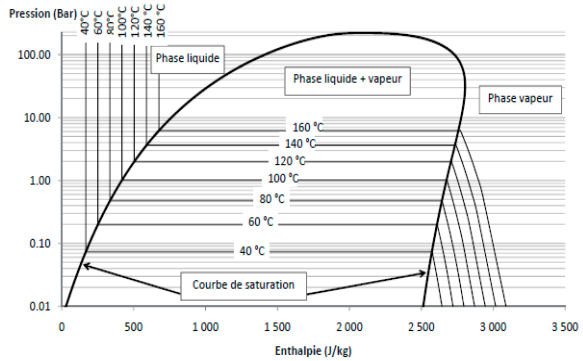

Figure A2-13 : Diagramme enthalpique de l'eau

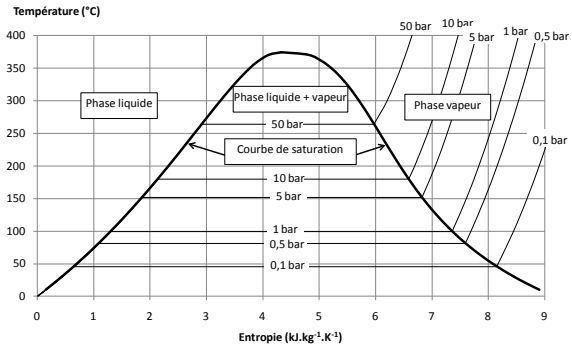

Figure A2-14 : Diagramme entropique de l'eau

Les figures A2-13 et A2-14 présentent les diagrammes enthalpique et entropique de l'eau pure en phase liquide, mélange liquide/vapeur et phase vapeur. Les valeurs des enthalpies et des entropies sont lisibles directement sur le diagramme en fonction de la température et de la pression pour les phases liquide ou vapeur. Lorsque nous nous situons à l'intérieur de la courbe de saturation (mélange liquide/vapeur) les enthalpies et les entropies sont lisibles en fonction du titre du mélange et de la température ou de la pression

Annexe 3 : Mesures des caractéristiques internes à la machine et confrontation modèle / mesures

Dans le but de valider les modèles numériques de machine à absorption, nous avons placé quatre sondes de températures aux bornes de l'échangeur des solutions de la machine. Ces sondes vont mesurer la température de la solution à l'entrée et la sortie du générateur et de l'absorbeur. Ce sont des thermocouples fixés sur le tube dans lequel circule la solution. Pour connaitre la température du fluide à l'intérieur du tube, nous devons appliquer un coefficient correcteur qui prend en compte la résistance thermique du tube. La figure 1 représente une coupe schématique du tube entouré d'un isolant.

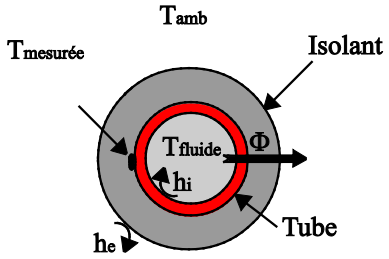

Figure A3-1 : Coupe schématique du tube entouré d'un isolant

En régime permanent, le flux de chaleur qui sort du tube est donné par la formule suivante :

(Eq. A3.1)

(Eq.A3.2)

avec

- $T_{mesurée}$: la température mesurée par le thermocouple (en °C),
- T_{fluide} : la température du fluide (en °C),
- T_{amb} : la température ambiante (en °C),
- h_i : le coefficient d'échange convectif à l'intérieur du tube (en $W.m^{-2}.K^{-1}$),
- h_e : le coefficient d'échange convectif à l'extérieur du tube (en $W.m^{-2}.K^{-1}$),
- e_{tube} et $e_{isolant}$: les épaisseurs du tube et de l'isolant (en m),
- λ_{tube} et $\lambda_{isolant}$: les épaisseurs du tube et de l'isolant (en m),

Nous confrontons maintenant les évolutions des températures aux bornes de l'échangeur des solutions de la machine à absorption. Cette étape permet de valider le comportement de cet échangeur.

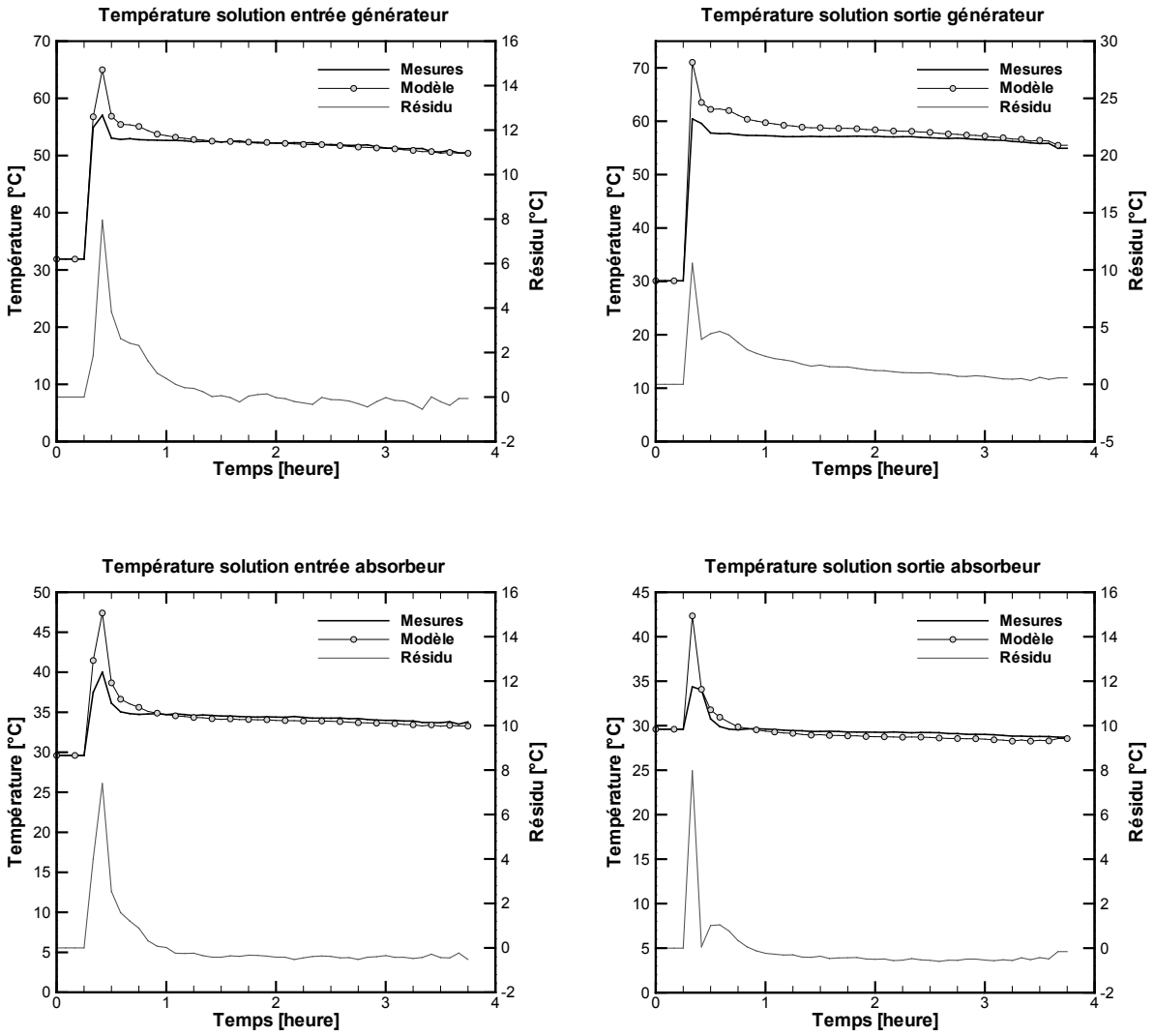

Figure A3-116 : Comparaison entre les températures simulées et mesurées de la solution à l'entrée du générateur pour la journée étudiée

Lorsque la phase de démarrage est terminée, les valeurs simulées sont relativement proches des mesures, ce qui atteste de la fiabilité des températures de la solution aux bornes de l'échangeur et donc dans le générateur et l'absorbeur en régime permanent.

	Résidu Max (°C)	Résidu Min (C°)	Erreur absolue moyenne (°C)
Entrée générateur	7,9	-0,5	0,7
Sortie générateur	10,6	0	1,6
Entrée absorbeur	7,4	-0,5	0,7
Sortie absorbeur	8	-0,6	0,6

Tableau A3-1 : Récapitulatif des résidus maximum et minimum, et de l'erreur absolue moyenne sur les températures aux bornes de l'échangeur des solutions

Résumé

Depuis quelques années, les exigences des occupants de bâtiments ont sensiblement changé. On observe en effet une demande de confort de plus en plus rigoureux en particulier en période estivale. Cette augmentation des besoins de climatisation induit un accroissement important de la consommation d'énergie électrique dans les bâtiments, dû à une utilisation majoritaire de climatiseurs à compression mécanique de vapeur. Dans ce contexte énergétique difficile, les systèmes de rafraîchissement solaire font partie des alternatives intéressantes aux systèmes de climatisation classiques, dans la mesure où l'énergie primaire est principalement consommée sous forme de chaleur et provenant du soleil donc gratuite. L'autre grand intérêt de ces procédés est que le besoin en rafraîchissement coïncide la plupart du temps avec la disponibilité du rayonnement solaire.

La compréhension et le développement de cette technologie passent par une étude expérimentale avec la réalisation d'installations pilotes à échelle réelle dans le but d'acquérir une expérience concrète. C'est dans ce sens que notre laboratoire s'est proposé de mettre en place une plateforme expérimentale d'une puissance frigorifique de 30 kWf chargée de rafraîchir des locaux d'enseignement de l'Institut Universitaire Technologique de Saint Pierre à La Réunion. La première partie de ce manuscrit présente une analyse expérimentale de cette installation.

Une seconde approche purement fondamentale a été envisagée avec l'élaboration de modèles numériques permettant de prédire le comportement de l'installation dans son ensemble. Ces modèles numériques décrits sous plusieurs niveaux de finesse, sont validés par les données expérimentales avant d'être utilisés, soit comme outils de pré-dimensionnement pour les modèles à descriptions simplifiés, soit comme outil d'optimisation et d'analyse pour les modèles détaillés. Le modèle détaillé représentant notre plateforme expérimentale a permis de réaliser une optimisation du fonctionnement de l'installation et de proposer des améliorations pour réduire la consommation d'électricité et augmenter le coefficient de performance électrique global.

Mots clés : rafraîchissement solaire, absorption, expérimental, modélisation, simulation dynamique, optimisation, SPARK, EnergyPlus