



Étude de l'interaction thermo-aéraulique entre un capteur PV et une pompe à chaleur (PAC) intégrés à un bâtiment basse exergie

Hachem Ben Nejma

► To cite this version:

Hachem Ben Nejma. Étude de l'interaction thermo-aéraulique entre un capteur PV et une pompe à chaleur (PAC) intégrés à un bâtiment basse exergie. Autre. Ecole Nationale Supérieure des Mines de Paris, 2012. Français. NNT : 2012ENMP0114 . pastel-01069083

HAL Id: pastel-01069083

<https://pastel.hal.science/pastel-01069083>

Submitted on 26 Sep 2014

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

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

École doctorale n° 432 : Sciences des Métiers de l'Ingénieur

Doctorat ParisTech

T H È S E

pour obtenir le grade de docteur délivré par

l'École nationale supérieure des mines de Paris

Spécialité “ Energétique ”

présentée et soutenue publiquement par

Hachem BEN NEJMA

le 25 Septembre 2012

Etude de l'interaction thermo-aéraulique entre un capteur PV et une pompe à chaleur (PAC) intégrés à un bâtiment basse exergie.

Directeur de thèse : Bruno PEUPORTIER
Co-encadrement de la thèse : Alain GUIAVARCH

Jury

M. Pierre NEVEU, Professeur, LPMES, Université de Perpignan
M. Christophe MENEZO, Maître de conférences, Cethil, INSA de Lyon
M. Alain TROMBE, Professeur, PHASE, INSA de Toulouse
M. Eric AUZENET, Ingénieur R&D, , CIAT
M. Alain RICAUD, Docteur et gérant BE Cythelia

Rapporteur
Rapporteur
Président jury
Examineur
Examineur

T
H
È
S
E

Résumé	17
Remerciements	17
Nomenclature.....	17
Introduction	17
Chapitre I : Typologie et état de l’art des systèmes étudiés	
I. Cadre de la thèse.....	17
I.1. Introduction	17
I.2. La problématique, les verrous scientifiques	18
I.3. La démarche mise en œuvre pour répondre aux objectifs.....	19
II. Typologie des systèmes PAC / PV-T intégrés au bâtiment.....	20
II.1. Couplage thermique entre le capteur PV-T et la PAC	22
II.1.1. Système à détente directe	22
II.1.2. Système avec une ou plusieurs boucles d’échange	22
II.1.2.1. Couplage direct : système avec une boucle primaire simple	23
II.1.2.2. Couplage indirect : système avec une boucle primaire composée	24
II.2. Couplage avec d’autres sources thermiques.....	25
II.3. Gestion de la circulation du fluide entre le capteur PV-T et l’évaporateur....	25
II.4. Le stockage de chaleur	26
II.5. Interaction du système avec le bâtiment	28
II.6. Paramètres de conception du système	30
II.7. Exemples de configurations possibles.....	30
III. Etat de l’art sur les systèmes couplant PAC et capteur PV-T.....	33
III.1. Systèmes à détente directe.....	33
III.2. Echange avec fluide intermédiaire	41
III.3. Utilisation de plusieurs sources thermiques	45
IV. Conclusions	48

Chapitre II. : Modélisation des systèmes étudiés

I. Modèle thermo-aéraulique du capteur PV-T	51
I.1. Etat de l’art sur les modèles de capteurs PV-T hybrides.....	51
I.1.1. Introduction	51
I.1.2. Modélisation des capteurs PV-T à air	51
I.1.3. Etudes comparatives entre différentes configurations possibles	60
I.2. Modèle électrique du capteur PV-T	65
I.2.1. Modèle à une diode du capteur photovoltaïque.....	65
I.3. Modèle thermo-aéraulique de la lame d’air ventilée.....	67

I.3.1.	Modèle général.....	67
I.3.2.	Bilan thermique sur le capteur PV-T.....	69
I.3.3.	Bilan thermique sur l'air traversant le capteur PV-T	70
I.3.4.	Résolution numérique	71
I.3.4.1.	Coefficient de transfert par convection	71
I.3.5.	Recherche d'optimisation des échanges thermiques	72
I.3.6.	Modèle de pertes de charge dans le circuit aéraulique.....	75
I.3.6.1.	Les pertes de charge linéaires.....	75
I.3.6.2.	Les pertes de charge singulières.....	76
I.3.6.3.	Consommation du ventilateur	76
II.	Modélisation physique du système thermodynamique de PAC	77
II.1.	Mode de fonctionnement et principes de base	77
II.2.	Etat de l'art sur les modèles de PAC.....	79
II.2.1.	Modèles boîte noire.....	79
II.2.2.	Modèles boîte grise	82
II.3.	Modèle choisi : Modélisation des composants d'une pompe à chaleur	84
II.3.1.	Modèle de fonctionnement à pleine charge.....	84
II.3.1.1.	Modélisation du compresseur	85
II.3.1.2.	Modélisation des échangeurs	86
II.3.1.3.	Modélisation du détendeur.....	86
II.3.2.	Détermination des paramètres d'entrée du modèle : Méthode d'optimisation de Nelder Mead	87
II.3.2.1.	La recherche du jeu de paramètres optimal	87
II.3.3.	Modèle de fonctionnement à charge partielle	92
II.3.3.1.	PAC de type Marche / arrêt	92
II.3.3.2.	PAC de type Inverter	93
II.3.4.	Prise en compte du phénomène de givrage	94
III.	Modèle de Ballon d'Eau Chaude	95
IV.	Mise en œuvre informatique dans COMFIE	99
IV.1.	Le composant panneau photovoltaïque hybride.....	100
IV.2.	Le composant pompe à chaleur.....	100
IV.3.	Le composant ballon d'eau chaude	100
IV.4.	Le composant régulation	102
V.	Analyse exergétique.....	104
V.1.	Introduction	104
V.2.	Définition de l'exergie :	104
V.3.	Calcul des flux exergétiques	104
V.4.	Rendement exergétique	106

VI.	Analyse exergetique du système	108
VI.1.	Calcul des flux et destruction d'exergie dans le capteur PV-T	108
VI.1.1.	Etat de l'art sur l'analyse exergetique des capteurs PV-T	109
VI.1.2.	Calculs exergetiques du capteur PV-T	111
VI.2.	Calcul des flux et destruction d'exergie dans la pompe à chaleur	112
VI.2.1.	Etat de l'art sur l'analyse exergetique des PAC	112
VI.2.2.	Calcul des flux exergetiques dans la PAC.....	115
VI.2.3.	Rendement exergetique de la PAC.....	117
VI.3.	Calcul des flux et destruction d'exergie dans le Ballon de stockage	117
VI.4.	Rendement exergetique du système complet	118

Chapitre III. : Application du modèle et aide à la conception du système par simulation thermique dynamique

I.	Introduction	120
II.	Conception du système.....	120
II.1.	Présentation du cas de référence	120
II.1.1.	Bâtiment	120
II.1.2.	Pompe à Chaleur	122
II.1.3.	Capteur photovoltaïque	122
II.1.4.	Résultats	122
II.2.	Conception de l'interaction thermo-aéraulique entre le capteur PV-T et la PAC pour le chauffage	123
II.2.1.	Potentiel d'amélioration du rendement photovoltaïque	123
II.2.2.	Préchauffage direct de la pompe à chaleur.....	125
II.2.2.1.	Etude en fonction du type de la PAC et du climat	125
II.2.2.2.	Etude en fonction de la surface du capteur PV	129
II.2.2.3.	Etude en fonction de la puissance de la PAC	129
II.2.3.	Stockage dans une zone thermique du bâtiment : les combles.....	131
II.2.4 ;	Stockage avec un ballon d'eau chaude : deux configurations testées	134
II.2.4.1.	Description de la première configuration	134
II.2.4.2.	Description de la deuxième configuration	136
II.2.4.3.	Résultats de comparaison.....	137
II.3.	Conception de l'interaction thermo-aéraulique entre le capteur PV-T et la PAC pour l'ECS.....	138
II.3.1.	Stratégie de régulation.....	140
II.3.2.	Résultats	141
II.4.	Conclusion.....	144
III.	Dimensionnement du système retenu	145
III.1.	Description du cas d'étude	146
III.2.	Analyse paramétrique.....	147

III.2.1.	Influence du débit d'air traversant l'échangeur air/eau	148
III.2.2.	Influence de la surface du capteur photovoltaïque	149
III.2.3.	Influence du volume du ballon de stockage	150
III.2.4.	Influence de l'efficacité de l'échangeur	151
III.2.5.	Influence de la stratégie de régulation	152
III.2.6.	Influence de la température d'air en recirculation dans l'émetteur	153
III.2.7.	Conclusions tirées de l'étude paramétrique.....	154
III.3.	Etude de la conception de l'ECS	155

Chapitre IV. : Validation expérimentale des modèles et comparaison avec les performances d'un système de référence

I.	Introduction	159
II.	Validation expérimentale sur banc d'essai du modèle de la PAC.....	159
II.1.	Description du dispositif expérimental	160
II.1.1.	Description du banc d'essai.....	161
II.1.2.	Métrologie	161
II.2.	Traitement des données expérimentales.....	162
II.2.1.	Prise en compte du circulateur	162
II.2.2.	Estimation des incertitudes de mesure	163
II.2.3.	Synthèse des résultats.....	166
II.3.	Comparaison entre le modèle et les mesures	169
II.3.1.	Modèle utilisant un seul jeu de paramètres	169
II.3.2.	Modèle utilisant deux jeux de paramètres.....	172
III.	Intégration du système au bâtiment démonstrateur	176
III.1.	Le capteur PV-T	179
III.1.1.	Instrumentation du capteur PV-T	180
III.2.	L'échangeur air eau	182
III.2.1.	Instrumentation de l'échangeur	183
III.3.	La pompe à chaleur eau/eau	183
III.3.1.	Instrumentation de la PAC	183
III.4.	Les Ballons de stockage et d'ECS.....	184
III.4.1.	Instrumentation des ballons de stockage et d'ECS.....	184
III.5.	Vue d'ensemble de l'instrumentation du système.....	185
IV.	Analyse des résultats expérimentaux et comparaison avec les modèles.....	185
IV.1.	Capteur PV-T	185
IV.1.1.	Analyse des résultats de mesure.....	186
IV.1.2.	Comparaison entre le modèle et les données de mesure	189
IV.2.	Echangeur air/eau	191
IV.2.1	Analyse des résultats de mesure.....	191

IV.2.2. Comparaison avec le modèle.....	193
IV.3. Pompe à chaleur	194
IV.3.1. Analyse des résultats de mesure.....	194
IV.3.2. Comparaison avec le modèle.....	195
V. Validation expérimentale du modèle global.....	198
VI. Comparaison avec les performances d'un système de référence	201
 Conclusion	 209
Bibliographie	210
ANNEXES.....	215

Résumé

Les contextes énergétique et environnemental actuels rendent nécessaire la réduction de la consommation en énergie primaire des secteurs énergivores tels que le secteur du bâtiment. Pour y parvenir, plusieurs études se sont penchées sur la réduction des besoins de chauffage et de climatisation. Mais un autre potentiel d'amélioration réside dans l'étude de la qualité de l'énergie employée pour répondre à ces besoins. En effet, le contenu exergétique des besoins du bâtiment étant faible, il est possible de réduire le contenu exergétique de l'énergie consommée par les systèmes assurant ces besoins. Cette réduction permet de baisser la consommation en énergie primaire.

Dans cette optique, une étude des interactions thermiques possibles entre un capteur PV et une pompe à chaleur a été menée. Elle vise la valorisation de l'énergie thermique à faible contenu exergétique dissipée par les capteurs photovoltaïques. Des modèles thermo-aérauliques du capteur et semi-physique de la pompe à chaleur ont été développés. Cette modélisation a permis la conception d'un système composé d'un capteur PV-T hybride, d'une pompe à chaleur et d'un ballon de stockage. L'interaction avec un bâtiment basse consommation est gérée en dynamique via un outil de simulation thermique du bâtiment. Une étude énergétique et exergétique a permis d'évaluer le potentiel de ce système en le comparant à des systèmes classiques. Les données expérimentales d'un banc d'essai dédié à la validation du modèle de la pompe à chaleur ont été traitées. Les données de mesure du système conçu et installé dans un bâtiment basse consommation sont traitées. Les données recueillies ont permis une validation expérimentale des modèles des composants et du modèle global.

Mots clés :

Bâtiment basse exergie, modélisation thermo-aéraulique, modélisation semi-physique, simulation thermique, capteur PV-T hybride, pompe à chaleur, analyse exergétique, validation expérimentale.

Remerciements

Ce travail de recherche a été mené au Centre Energétique et Procédés (CEP) de l'Ecole des Mines de Paris. Il a été soutenu par l'Agence Nationale de Recherche (ANR) et par les entreprises CIAT, Cythelia et par L'Institut National de l'Energie Solaires (INES).

Je tiens à remercier tous ceux qui m'ont aidé de près ou de loin à l'accomplissement de ce travail, et en particulier :

Bruno Peuportier, directeur de thèse, maître de recherche à l'Ecole des Mines de Paris, qui a guidé mes réflexions tout au long de ces trois années. Je le remercie particulièrement pour les conseils qu'il m'a donné et le temps qu'il m'a consacré.

Alain Guiavarch, maître de thèse, maître de recherche à l'Ecole des Mines de Paris, qui a suivi avec attention l'avancement de mes travaux et m'a aidé sur le plan technique et rédactionnel durant les trois années de thèse.

Les membres de l'équipe ETB (Éco-conception et Thermique du Bâtiment) avec qui j'ai pu avoir des échanges intéressants pendant la période de ma thèse.

Je remercie également tous ceux avec qui j'ai pu interagir au sein du CEP et qui ont pu grâce à leur présence faciliter le travail et améliorer l'ambiance du groupe.

Je remercie enfin ma famille pour son soutien et sa présence pendant les moments difficiles.

Nomenclature

Variables :

Lettres latines

$\dot{m}$	: Débit massique	[kg.s ⁻¹]
$\dot{Q}$	: Puissance thermique	[W]
$\dot{W}$	: Puissance électrique	[W]
$\dot{m}_{j_i}$	: Débit d'eau provenant respectivement de la strate au-dessus et au-dessous de la strate i	[kg/s]
$\dot{m}_{j_i}$	: Débit d'injection ou de soutirage d'eau sur la strate i par le port j	[kg.s ⁻¹]
$\dot{m}_r$	: Débit massique de réfrigérant	[kg.s ⁻¹]
A_{str}	: Section du ballon d'eau (surface de contact entre strates)	[m ²]
H_{str}	: Hauteur d'une strate du ballon	[m]
$\dot{m}$	: Débit massique de l'air dans le capteur (kg/s)	
A_1	: Surface de la couverture du capteur PV-T	[m ²]
a_1, a_2	: Coefficients de régression	[-]
A_2	: Surface de la paroi arrière du capteur PV-T	[m ²]
b_1, b_2	: Coefficients de régression	[-]
B_{ch}	: Besoins de chauffage des locaux à chauffer	[kWh]
C	: Taux d'espace mort	[%]
c_1, c_2, c_3	: Coefficients de régression	[-]
C_{gd}	: Coefficient de dégradation de givrage/dégivrage (par défaut = 0,1)	[-]
COP	: Coefficient de performance de la pompe à chaleur	[-]
C_p	: Capacité thermique massique	[J/kg/K]
C_p	: Capacité thermique massique	[J/kg/K]
D	: Diamètre hydraulique de la section de conduite d'air	[m]
d_1, d_2, d_3	: Coefficients de régression	[-]
e	: épaisseur de la lame d'air	[m]
$E_{elec,}$	: Energie électrique	[J]
G	: Ensoleillement incident	[W/m]
h_c	: Coefficient d'échange convectif	[W/m ² /K]
h_r	: Coefficient d'échange radiatif	[W/m ² /K]
HR	: Humidité relative	[%]
I	: Courant disponible aux bornes du module	[A]
I_0	: Courant de saturation inverse de diode	[A]

I_{cc}	: Courant de court-circuit	
I_D	: Courant de diode, représente le courant de fuite interne à la cellule causée par la jonction p-n de la cellule	[A]
I_L	: Photocourant créé par les cellules photovoltaïques	[A]
L	: Longueur de la lame d'air	[m]
M_i	: Masse d'eau de la strate i du ballon	[kg]
N	: Nombre de mesures	[-]
N_T	: Nombre de modules photovoltaïques	[-]
NUT	: Nombre d'unité de transfert	[-]
P	: Puissance	[W]
p	: pression	[Pa]
PD	: Volume balayé par le piston du compresseur	[m ³ /s]
PLR	: Coefficient de charge partielle d'une PAC (Part Load Ratio)	[-]
Q	: Débit volumique	[m ³ /s]
Q	: Energie thermique	[W]
q	: Flux de chaleur échangé	[W/m ²]
q_0	: Flux de chaleur cédée par la face avant de la conduite d'air (W/m ²)	
R_1	: Résistance thermique entre le nœud intermédiaire et la couverture côté extérieur (K.m ² /W)	
R_2	: Résistance thermique entre le nœud intermédiaire et la couverture côté lame d'air (K.m ² /W)	
R_3	: Résistance de la paroi arrière	[K.m ² /W]
R_s	: Résistance série, représente les pertes provoquées notamment par le contact électrique des cellules entre elles	[Ω]
R_{sh}	: Résistance shunt, représente un autre courant de fuite	[Ω]
s	: Ecart type	[-]
S_{pv}	: Surface du capteur photovoltaïque	[m ²]
SSE	: La fonction objectif de la méthode d'optimisation	[-]
T	: Température	[K]
UA	: Coefficient d'échange global d'un échangeur	[kW.K ⁻¹]
v	: Vitesse de l'air	[m/s]
V	: Tension disponible aux bornes du module	[Volts]
v_{asp}	: Volume spécifique à l'aspiration	[m ³ .kg ⁻¹]
V_{ballon}	: Volume du ballon	[L]
w	: Largeur de la conduite d'air	[m]
$x'=x/L$	: Position relative par rapport à l'axe principal	[-]
UA_i	: Coefficient d'échange thermique conductif à travers la paroi de la strate i	[W/m]
W	: Puissance absorbée par le compresseur	[W]

Lettres grecs

ξ	: Efficacité	[-]
$\alpha_{j_i}, \beta_{j_i}, \gamma_{j_i}$	: Indicateurs valant 1 si le débit associé est positif et 0 sinon	[-]
δ_i^j	: Symbole de Kronecker (vaut 1 si $i=j$, 0 autrement)	[-]
λ	: Conductivité thermique	[W/m/K]
ΔP	: Chute de pression à travers le clapet de refoulement	[Pa]
Δp	: Chute de pression dans le clapet de refoulement,	[Pa]
Δp_l	: Perte de charge linéaire	[Pa]
Δp_s	: Perte de charge singulière	[Pa]
ΔT_{sc}	: Surchauffe entre la sortie de l'évaporateur et l'entrée du compresseur,	[K]
ΔT_{sh}	: Surchauffe dans l'évaporateur	[K]
ε_1	: Emissivité de la couverture (côté lame d'air)	[-]
ε_2	: Emissivité de la paroi arrière	[-]
ε_g	: Gap de matériau, il vaut 1.12 eV pour le silicium cristallin	[V]
α	: Part de puissance des éléments de veille par rapport à la puissance totale de la pompe à chaleur	[-]
α_a	: Coefficient d'absorption de l'absorbeur [-]	
α_v	: Coefficient d'absorption de la partie transparente de la couverture, égale à celle du vitrage	[-]
γ	: Coefficient de perte de charge	[-]
ξ	: Efficacité de l'échangeur	[-]
ρ	: Masse volumique	[kg/m ³]
τ	: Le taux de charge partielle	[-]
$\tau_{pv} \alpha_{pv}$	: Coefficient d'absorption effectif des cellules PV	[-]
τ_v	: Coefficient de transmission de la partie transparente de la couverture, égale à celle du vitrage	[-]
χ	: Fraction massique	[-]
γ	: Paramètre d'ajustement, est égal au nombre de cellules en série (N_c) pour un module PV parfait, et est supérieur dans la pratique	(-)
η	: Rendement électromécanique du compresseur	[-]
η	: Rendement	[-]
η_{pv}	: Rendement électriques des cellules PV	[-]
Φ_r	: flux échangé par rayonnement entre la paroi arrière et la couverture du capteur PV	[W/m ²]

Indices

ab	: absorbeur
abs	: absorbé
air	: air
amb	: ambiant
appt	: appoint électrique
b	: basse
calo	: calorifique
carte	: carte électronique
cat	: catalogue
cir	: circulateur de la PAC
comp	: compresseur
cond	: condenseur
cp	: charge partielle
det	: détendeur
eau	: eau
ECS	: eau chaude sanitaire
eg	: eau glycolée
elec	: électrique
ev :	évaporateur
ext	: extérieur
fcalo	: fluide caloporteur
ffrigo	: fluide frigorigène
gd	: givrage/degivrage
h	: haute
in	: entrée
inc	: incident
moy	: moyenne
nom	: nominale
out	: sortie
PAC	: pompe à chaleur
P _c	: Plage de confiance
pc	: pleine charge
refl	: refoulement
seuil	: seuil
stock	: stocké
sys	: système
tot	: totale

ventilo : ventilateur

Introduction

Le contexte actuel encourage de plus en plus la gestion durable des ressources naturelles et la prise en compte des contraintes écologiques qui sont grandissantes. Dans le secteur du bâtiment, des efforts sont déjà entamés afin de réduire les besoins de chauffage et de climatisation et afin d'améliorer l'efficacité des systèmes énergétiques utilisés.

En effets, des efforts, encouragés par les réglementations thermiques, ont abouti à l'amélioration des connaissances sur la conception des bâtiments performants. Cependant, la gestion de l'interaction thermique entre ces bâtiments performants, les machines thermiques et électriques présentes, les occupants et l'environnement extérieur est devenue complexe. Des facteurs tels que la présence de l'inertie, l'isolation du bâtiment, la valorisation plus importante des apports solaires et la sophistication des machines thermiques peuvent expliquer cette complexité. De ce fait, il est devenu nécessaire d'approfondir les études sur l'intégration dynamique des systèmes énergétiques performants au bâtiment.

L'objectif de cette thèse est d'étudier l'impact énergétique et exergetique du couplage thermo-aéraulique entre un capteur hybride photovoltaïque et thermique (capteur PV-T) et une pompe à chaleur (PAC) intégrés à un bâtiment basse exergie. Le but de l'interaction entre ces systèmes étant de réduire la consommation électrique de la PAC et ses auxiliaires, d'augmenter le rendement photovoltaïque du capteur PV et d'intégrer efficacement le système au bâtiment en prenant en compte l'interaction dynamique qui les relie. La thèse permet d'étudier et de modéliser ce type de système en se focalisant sur les échanges thermo-aérauliques entre le capteur PV-T et l'unité extérieure de la pompe à chaleur, l'ensemble étant par ailleurs couplé à un modèle thermique de bâtiment. Il s'agit d'une démarche d'optimisation de système qui associe des travaux de conception, de modélisation et d'expérimentation. Par ailleurs, ce travail a pour but d'élaborer une méthodologie permettant d'explorer le potentiel de ce couplage et d'améliorer les connaissances sur le fonctionnement et les spécificités d'une telle interaction.

La démarche se base en premier lieu sur l'exploitation des connaissances déjà acquises sur les systèmes couplant une pompe à chaleur avec un capteur PV-T. Cette première étape présente une base de départ permettant d'établir une présélection des modes d'interaction les plus efficaces.

Une deuxième étape consiste à sélectionner les modèles les plus adaptés à la problématique de la thèse, pour chaque composant du système. Le choix de chaque modèle est justifié. D'autre part, la description des rendements exergetique de chaque composant est présentée. Ce travail de modélisation permet d'améliorer les connaissances sur les performances énergétiques et exergetiques des systèmes imaginés.

A partir de cette modélisation, un outil de simulation thermique dynamique est développé pour tester plusieurs systèmes et analyser leurs performances. Cet outil se base sur la programmation orientée objet car elle permet une meilleure étude de la régulation du système et des différents modes d'interaction possibles entre ses composants.

Toutefois, l'interaction thermo-aéraulique entre les composants capteur PV-T, PAC et le bâtiment peut devenir rapidement complexe. Pour diminuer les incertitudes sur les résultats issus du modèle et pour parvenir à un outil de simulation fiable, il a été jugé nécessaire de comparer les résultats de

simulation et de modélisation avec des données expérimentales. Les données issues d'un banc expérimental d'une pompe à chaleur et les données issues d'un système installé dans un bâtiment démonstrateur sont traitées. Une confrontation entre les résultats de mesure et les résultats de modélisation est effectuée. Cette comparaison permet d'entamer une première validation des modèles utilisés. Elle peut donner lieu à réfléchir sur des axes d'améliorations possibles des modèles sélectionnés. Par ailleurs, l'étude expérimentale permet d'améliorer les connaissances sur la dynamique du système.

Cette démarche présente l'avantage de permettre une élaboration d'un modèle avec un domaine d'application le plus large possible. La simulation permet aussi de comparer les performances des systèmes conçus avec celles de systèmes classiques.

Chapitre I : Typologie et état de l'art des systèmes étudiés

I. Cadre de la thèse

I.1. Introduction

L'émission de GES anthropiques (gaz à effet de serre) devient une menace pour l'équilibre environnemental de notre planète suite à l'industrialisation massive de nombreux pays (Figure 1). Au début des années 90, une prise de conscience générale quant à la gravité de la situation a favorisé la naissance d'accord internationaux tel que le Protocole de Kyoto qui fixe des objectifs chiffrés à chaque pays afin de diviser par deux les émissions des GES d'ici 2050.

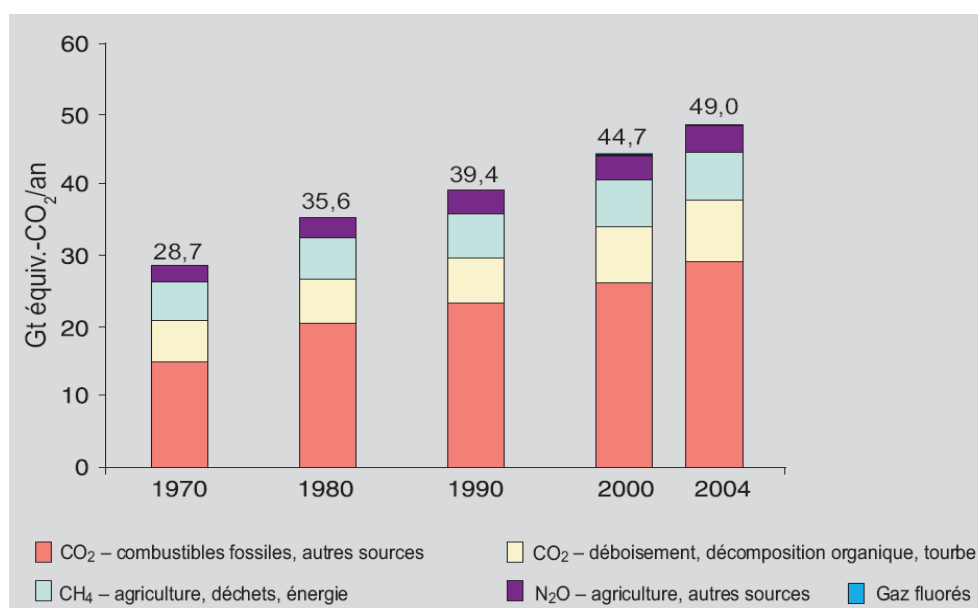


Figure 1. Evolution des émissions de GES (gaz à effet de serre) [GIEC 2007]

En France, le Grenelle de l'environnement et le plan climat [Climat 2007] détaillent les objectifs à atteindre dans les différents secteurs afin de réduire de 22% les émissions de GES entre 2005 et 2020. Le secteur du bâtiment reste parmi les secteurs les plus consommateurs d'énergie avec une consommation d'environ 42.5% de l'énergie finale nationale en 2005¹. Il génère 123 millions de tonnes de CO₂, soit 23% des émissions nationales [PC 2007]. L'objectif est de réduire les consommations d'énergie du parc des bâtiments existants d'au moins 38 % d'ici à 2020. Le secteur résidentiel seul participe à hauteur de 58% à la consommation d'énergie primaire du secteur résidentiel tertiaire, soit 25% de l'énergie primaire nationale². Ce secteur représente donc un gisement d'économie d'énergie considérable. A l'heure actuelle, la consommation moyenne unitaire en énergie primaire tous usages confondus s'approche de 396 kWhep.m⁻².an⁻¹, dont 223 kWhep.m⁻².an⁻¹ sont directement imputables au chauffage des logements³ [ADEM 2007]. L'atteinte des objectifs nationaux dépend fortement des actions menées dans le secteur du bâtiment. L'association négaWatt⁴ retient trois notions fondamentales dans la lutte contre la consommation excessive d'énergie pour les besoins du bâtiment : la sobriété, l'efficacité énergétique et les énergies renouvelables [NEGA 2003]. La sobriété énergétique touche au comportement des habitants. Un comportement responsable permet une meilleure gestion des ressources énergétiques et évite toute sorte de gaspillage. Il est nécessaire de sensibiliser les sociétés quant au rôle indispensable qu'elles jouent dans la lutte contre l'épuisement des ressources naturelles et contre les changements climatiques. L'efficacité énergétique concerne les technologies utilisées et les procédés d'extraction et de production employés. La recherche de

1 p.36 du plan climat [Climat 2007]

2 p.24 et p.42 des Chiffres clés du bâtiment [ADEM 2007]

3 Annexe B du rapport de thèse [Filliard 2009]

4 www.negawatt.org/

nouvelles technologies plus efficaces et moins consommatrices d'énergie primaire est indispensable pour réduire la facture énergétique. L'utilisation des énergies renouvelables est aussi un levier important qui permet à la fois une réduction de l'épuisement des ressources fossiles et une réduction des émissions de gaz à effet de serre.

Face à cette situation critique, les sociétés modernes ont commencé le développement de solutions écologiques : le marché du photovoltaïque intégré au bâtiment (PVIB), ainsi que celui des pompes à chaleur (PAC), sont depuis une dizaine d'années en constante progression. Les chiffres de l'Association Européenne des Pompes à Chaleur (EHPA) indiquent que les ventes des pompes à chaleurs air/eau et géothermie, en France, sont passées de 17 300 en 2004 à 152 510 en 2008 [EHPA 2009]. Il est ainsi de plus en plus fréquent de voir ces deux types de systèmes installés sur un même bâtiment. Pourtant l'efficacité énergétique en présence de ces deux systèmes n'est pas étudiée. En effet, leur intégration au bâtiment se fait de manière indépendante, alors qu'il serait avantageux de concevoir un système combiné qui puisse tirer avantage du couplage thermique entre ces deux composants : la récupération de chaleur sur le capteur PV sous ensoleillement permettrait d'augmenter la température de la source froide de la PAC et par conséquent améliorer son coefficient de performance (COP), et le fluide refroidi par l'unité extérieure de la PAC peut servir à rafraîchir le capteur PV. Ce rafraîchissement a un impact positif sur le rendement de la plupart des systèmes photovoltaïques.

Si ce couplage se révèle pertinent, l'utilisation des deux systèmes dans un même bâtiment augmenterait leur efficacité et les économies d'énergie réalisées seraient significatives.

I.2. La problématique, les verrous scientifiques

L'interaction entre le capteur PV thermique, la pompe à chaleur et le bâtiment reste complexe. Peu d'études se sont penchées sur cette problématique. Plusieurs types de couplage entre ces systèmes restent cependant envisageables et l'efficacité de chacun dépend de plusieurs facteurs tels que la situation géographique, le type de bâtiment (résidentiel, tertiaire ...), les dimensions respectives de la PAC et du capteur PV, le scénario de chauffage, la stratégie de régulation adoptée, la présence ou non de moyen de stockage, le débit d'air appliqué... Un travail de conception, de modélisation, de simulation numérique et de validation expérimentale est nécessaire pour étudier ces interactions.

Dans la partie dédiée à la modélisation et à la simulation numérique, il est nécessaire que le modèle puisse prendre en compte les phénomènes physiques prépondérants, en particulier : les échanges thermo-aérauliques entre l'air et le capteur hybride PV-T (photovoltaïque et thermique), les pertes de charge dans la lame d'air et dans les conduites de l'installation, les phénomènes de givrage et de dégivrage dans l'évaporateur de la PAC ou dans l'échangeur air/eau, la variation de la vitesse de l'air selon le type d'écoulement naturel ou forcé. Néanmoins, l'intégration de modèles complexes ne doit pas trop alourdir le programme de simulation ni rallonger les temps de calcul pour des applications par exemple en aide à la conception, des études d'optimisation ou des études de sensibilité.

La problématique soulève un certain nombre de questions dont les principales sont listées sans ordre d'importance : Existe-il un réel intérêt énergétique à de tels couplages ? Si oui, quels sont les économies d'énergie possibles grâce au couplage entre la PAC et le capteur PV-T ?

Existe-t-il un ou des types de couplage optimaux ? Comment déterminer ces couplages optimaux, quels sont les paramètres les plus importants qui permettent cette sélection ? Si ce type de couplage existe, est-il indépendant de la zone climatique considérée et des conditions d'essai ?

Quel serait l'intérêt d'une étude exergétique des systèmes modélisés, apporterait-elle des enseignements différents de ceux donnés par l'étude énergétique ?

Les réponses à ces questions, loin d'être triviales et intuitives nécessitent un certain approfondissement. La modélisation numérique, les simulations et l'étude expérimentale seront privilégiées pour apporter des éléments de réponse.

I.3. La démarche mise en œuvre pour répondre aux objectifs

Un objectif de la thèse consiste à étudier et à modéliser ce type de systèmes en se focalisant sur les échanges thermo-aérauliques entre le capteur PV-T et l'unité extérieure de la PAC, l'ensemble étant par ailleurs couplé à un modèle thermique de bâtiment. Il s'agit d'une optimisation de système qui associe des travaux de conception, de modélisation et d'expérimentation. Dans ce chapitre, une première évaluation, en lien avec l'état de l'art, permettra de comparer différentes configurations envisageables. L'étude permettra aussi de savoir s'il est préférable ou non de privilégier l'amélioration du COP (Coefficient de performance) de la PAC plutôt que l'amélioration du rendement photovoltaïque du capteur PV-T.

Un autre objectif de la thèse consiste en l'évaluation des performances saisonnières et en dynamique de ce système en intégrant dans un logiciel de simulation thermique dynamique un modèle physique d'une pompe à chaleur couplé avec un modèle de capteur PV-T hybride à air et avec un modèle de ballon de stockage. Plusieurs systèmes correspondant à plusieurs types de couplages seront étudiés. Un banc d'essai expérimental permettra de valider le modèle physique de la PAC et les résultats de la simulation numérique obtenus.

La modélisation de plusieurs types de couplage, permettra de dégager des modes de gestion efficaces de la circulation d'air entre l'extérieur, le capteur PV-T hybride à air, la PAC et l'enveloppe du bâtiment. Elle permettra aussi d'explorer des possibilités d'amélioration du bilan énergétique et exergétique global par rapport à une installation sans interaction entre la PAC et le capteur PV.

La démarche poursuivie pour répondre aux objectifs de la thèse se décompose en plusieurs étapes. Il est important de décrire cette démarche afin de comprendre l'organisation des chapitres de la thèse.

Une étude de l'état de l'art dans le premier chapitre constitue une première étape indispensable pour s'informer sur l'avancement des travaux expérimentaux et sur les résultats obtenus par d'autres équipes de recherche. En se basant sur cette étude, une analyse systémique permet ensuite d'identifier les différents types de couplage possibles afin d'en garder que les plus efficaces.

La deuxième étape consiste en la modélisation de chaque composant du système (chapitre II). Une modélisation physique du capteur PV-T et de la PAC est réalisée. Les échanges thermo-aérauliques entre les deux systèmes sont modélisés. Une attention particulière sera portée sur l'optimisation de la profondeur de la lame d'air et sur les pertes de charge dans le circuit aéraulique. Une modélisation du ballon de stockage est aussi réalisée. Certains modèles utilisés ont déjà fait l'objet de travaux de validation expérimentale. Les critères de sélection de chaque modèle sont expliqués au fur et à mesure de leur présentation.

La troisième étape, présentée aussi dans le chapitre II, consiste en l'utilisation de la programmation orientée objet afin de décrire au mieux le fonctionnement global de l'installation. L'interaction et le couplage entre les composants sont décrits. Un module qui gère la régulation est utilisé. Ce module permet d'étudier plusieurs types d'interactions sans être obligé de redévelopper à chaque fois les modèles de chaque composant. Enfin, l'implémentation sous une plateforme de simulation thermique dynamique est détaillée afin d'expliquer le fonctionnement du modèle et les hypothèses prises en compte.

La quatrième étape s'intéresse à la spécification des configurations retenues pour la simulation et la validation expérimentale (Chapitre III). Ce travail complète le travail de présélection entamé dans le premier chapitre de la thèse. Dans un premier temps deux configurations sont retenues pour l'implémentation informatique du modèle dans le logiciel de simulation thermique des bâtiments COMFIE. Une étude comparative est menée pour évaluer l'efficacité de chaque configuration. Une étude paramétrique évalue la pertinence des résultats obtenus et permet de ressortir les paramètres d'optimisation les plus impactants.

Pour chacune des deux configurations retenues, une étude d'optimisation est réalisée afin d'obtenir la valeur optimale des paramètres. Une méthode d'optimisation non linéaire est utilisée à cet

effet. Dans ce troisième chapitre, plusieurs types de régulation sont testés. L'interaction entre le dimensionnement de l'installation et la stratégie de régulation est notamment étudiée. Quelques conclusions sur l'effet de certaines variables sont tirées. Les performances énergétiques et exergetiques des systèmes simulés sont présentées et des conclusions quant à leur efficacité et quant au potentiel d'amélioration sont tirées.

Dans le quatrième chapitre, une validation expérimentale sur banc d'essai du modèle de la PAC est réalisée. Par ailleurs, l'instrumentation d'un bâtiment réel contenant un système couplant un capteur PV-T avec une pompe à chaleur permettra d'étudier la validation des résultats de simulation et de compléter la validation des modèles de certains composants⁵.

II. Typologie des systèmes PAC / PV-T intégrés au bâtiment

La récupération de chaleur produite par un capteur PV est un sujet étudié depuis plusieurs années. Le terme capteur hybride PV-T est utilisé pour définir des capteurs PV produisant à la fois de l'énergie électrique et de l'énergie thermique.

Le couplage entre la pompe à chaleur, le capteur photovoltaïque et le bâtiment peut se faire de plusieurs façons. Dans cette partie, un recensement des différentes possibilités de couplage est réalisé. En effet, puisque plusieurs systèmes peuvent être conçus pour assurer la même fonction, il est nécessaire de procéder à une étude détaillée de chacun d'entre eux afin de connaître leur spécificité et afin d'évaluer leur efficacité.

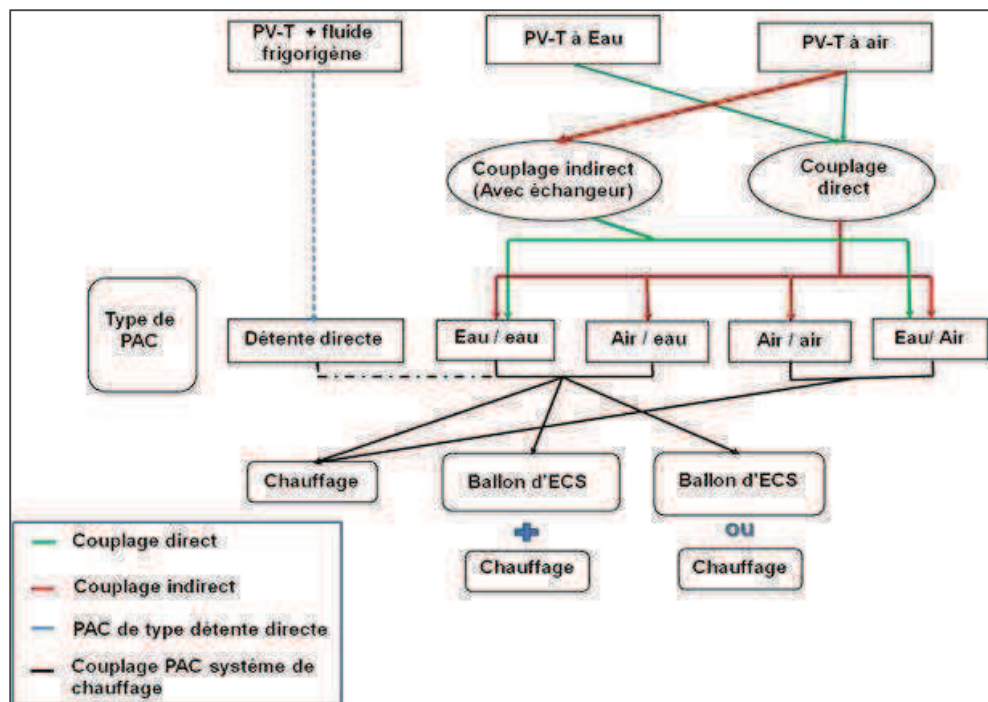


Figure 2. Différents types de couplages possibles

Le graphe de la Figure 2 présente les différentes combinaisons de couplages possibles. Les capteurs PV-T sont classés en trois familles selon le type de fluide caloporteur utilisé. La première famille de capteur utilise le fluide frigorigène de la PAC comme moyen d'extraction de l'énergie thermique, la PAC est alors de type détente directe et utilise le capteur PV-T comme évaporateur extérieur. La deuxième famille de capteurs PV-T utilise l'eau comme fluide caloporteur. Le couplage avec la PAC généralement utilisée est de type direct. La pompe à chaleur est dotée alors d'un

⁵ Cette maison est construite dans le cadre du programme Habitat Intelligent et Solaire Photovoltaïque (HABISOL), projet PACAirPV

échangeur extérieur à eau. La troisième famille de capteurs utilise l'air comme moyen d'extraction de l'énergie thermique. Elle peut être couplée directement à une PAC dont l'évaporateur est à air, on parle alors de couplage direct. Mais si le capteur PV-T à air est couplé à un échangeur air/eau couplé à son tour à une PAC eau/eau ou eau/air, le couplage est alors de type indirect.

Le choix de la pompe à chaleur dépend du type de capteur PV-T utilisé mais aussi de la nature du système de chauffage mis en place. Ce système de chauffage peut répondre à trois types de besoins. Le premier cas permet d'assurer seulement les besoins de chauffage. Le condenseur de la PAC peut être un échangeur à air ou à eau selon le type de chauffage (chauffage aéraulique ou chauffage avec radiateur à eau par exemple). Dans le deuxième cas, il est possible d'assurer les besoins de chauffage et d'eau chaude sanitaire au même moment. Dans le troisième cas, le système de chauffage assure ou bien les besoins d'ECS ou bien les besoins de chauffage. Les deux circuits sont alors en parallèle.

Toutes ces combinaisons seront détaillées dans les paragraphes suivants afin de comprendre la spécificité de chacune d'entre elles.

Pour procéder à la classification des différentes configurations possibles, il est proposé de faire apparaître les principaux paramètres de conception du système, et d'illustrer ces paramètres à partir de schémas de principe. Le Tableau 1 donne une vision d'ensemble des différents paramètres qui seront étudiés lors de la conception des systèmes. Pour chaque paramètre du tableau, plusieurs sous paramètres sont à étudier avant de choisir ceux qui ont le plus d'impact sur l'interaction entre les composants.

Tableau 1. Les différents paramètres de classifications

Paramètre	Options	Exemple - Description
Couplage thermique	Système à détente directe	Le capteur PV-T est l'évaporateur de la PAC
	Système avec boucles d'échange	Boucle simple : boucle à eau ou boucle à air (couplage direct) Boucle double : un échangeur est ajouté entre le capteur PV-T et la PAC (couplage indirect)
Source thermique en parallèle	Source géothermique	Un évaporateur utilisant la chaleur du sous-sol est connecté à la PAC en série ou en parallèle au capteur PV-T
	Capteur solaire	Un capteur solaire classique est connecté à la PAC en série ou en parallèle au capteur PV-T
Circulation de l'air entre le capteur PV-T et la PAC	Boucle fermée	L'air traverse l'évaporateur ou l'échangeur et repasse par le capteur PV-T
	Boucle semi fermée	L'air en sortie de l'échangeur ou de l'évaporateur peut être renvoyé dans le capteur PV-T ou envoyé à l'extérieur
	Boucle ouverte	L'air préchauffé par le capteur PV-T transmet l'énergie thermique à la PAC avant d'être envoyé à l'extérieur
Stockage de chaleur	Sans stockage	La PAC est reliée directement au circuit de chauffage et au ballon d'ECS
	Avec stockage	Stockage en amont de la PAC

		Stockage en aval de la PAC
Interaction du système avec le bâtiment	Sans interaction avec le bâtiment	Le système n'interagit qu'au niveau du circuit de chauffage et du capteur PV-T avec le bâtiment
	Interaction avec une zone thermique du bâtiment	Les combles ou le vide sanitaire peuvent constituer une zone de stockage de l'énergie thermique par exemple

Dans un deuxième temps, afin d'avoir une vision d'ensemble du système, quelques configurations types qui paraissent intéressantes sont présentées. Cette étude permet ainsi d'exploiter les typologies possibles et de fixer des critères de classification qui seront utilisés pour bien répertorier les apports des travaux de recherche trouvés dans la littérature.

II.1. Couplage thermique entre le capteur PV-T et la PAC

Le premier critère étudié est la nature du couplage thermique entre le capteur PV-T et la PAC. Le type de couplage définit si le transfert de chaleur entre le capteur photovoltaïque et le fluide frigorigène se fait via un échangeur ou directement. Deux familles de systèmes existent : La première famille utilise le fluide frigorigène pour extraire directement la chaleur du capteur PV-T. Ce sont des systèmes à détente directe. La deuxième famille utilise un fluide caloporteur différent du fluide frigorigène. L'air et l'eau sont en général les fluides les plus utilisés.

II.1.1. Système à détente directe

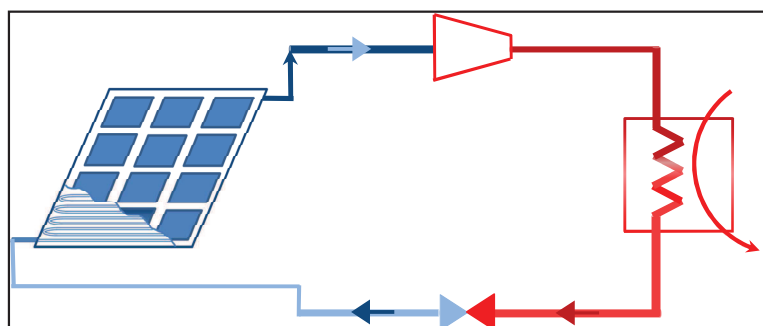


Figure 3. Schéma de principe d'un système de type détente directe

Le schéma de fonctionnement de ce système est détaillé dans le graphe de la Figure 3. Le fluide frigorigène circule à l'intérieur de tubes plaqués directement à l'arrière du capteur PV-T. Ce système permet une récupération maximale de l'énergie thermique grâce à l'élimination des intermédiaires entre le capteur PV-T et la PAC.

Mais l'utilisation d'une quantité importante de fluide frigorigène peut impacter négativement le bilan environnemental de l'installation. D'autre part, l'absence de flexibilité dans le contrôle du débit du fluide frigorigène limite la possibilité de rafraîchir à tout moment les cellules photovoltaïques. Un autre inconvénient provient de l'impossibilité de faire fonctionner la PAC toute seule : des problèmes peuvent survenir si le fonctionnement de la PAC ne coïncide pas avec la présence de l'ensoleillement. Dans ce cas il faut s'attendre à un rendement faible de l'installation.

II.1.2 Système avec une ou plusieurs boucles d'échange

L'utilisation des boucles d'échange devient nécessaire si le fluide caloporteur est différent du fluide frigorigène de la PAC. Dans ce cas, l'échange entre le capteur PV-T et le système thermodynamique se fait via un fluide intermédiaire. Nous pouvons retenir deux possibilités :

- Couplage direct : la boucle primaire est simple. Le système dispose d'un seul circuit primaire, avec un fluide qui circule entre le capteur PV-T et l'évaporateur (ce fluide pouvant être de l'air, ou de l'eau).
- Couplage indirect : La boucle primaire est composée. Le fluide échangeant de la chaleur avec le capteur PV-T échange aussi avec un autre circuit en contact avec l'évaporateur. Cela pourra être par exemple de l'air qui échange d'abord avec le capteur PV-T, qui échange ensuite avec une boucle à eau qui elle-même sera en contact avec l'évaporateur de la PAC.

II.1.2.1 Couplage direct : système avec une boucle primaire simple

Le transfert de chaleur se fait alors par convection via un fluide intermédiaire. L'air et l'eau constituent les principaux fluides intermédiaires utilisés. Ce fluide est préchauffé par le capteur PV-T avant d'échanger la chaleur récupérée avec le fluide frigorigène au niveau de l'évaporateur de la pompe à chaleur.

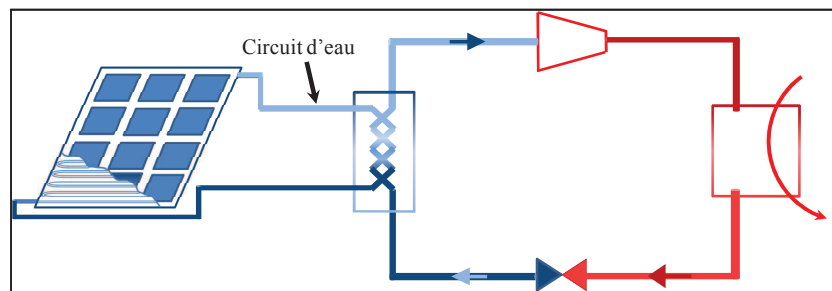


Figure 4. Couplage direct : une boucle à eau relie le capteur PV-T et la PAC

En utilisant de l'eau, la boucle doit être nécessairement fermée (Figure 4). Par ailleurs, pour assurer un bon fonctionnement de la PAC, la quantité de chaleur récupérée par le capteur doit être égale ou supérieure à la quantité de chaleur à absorber par le fluide frigorigène. Si cette condition n'est pas remplie, la température de l'eau peut baisser rapidement et nuire au bon fonctionnement de la pompe à chaleur. En effet, pour assurer son fonctionnement correct, la température de l'eau à l'entrée de l'évaporateur d'une pompe à chaleur à eau ne doit pas descendre au-dessous d'une limite fixée par le constructeur. Il est ainsi nécessaire d'accorder une attention au dimensionnement et à la régulation de l'installation afin d'éviter ce genre de situations.

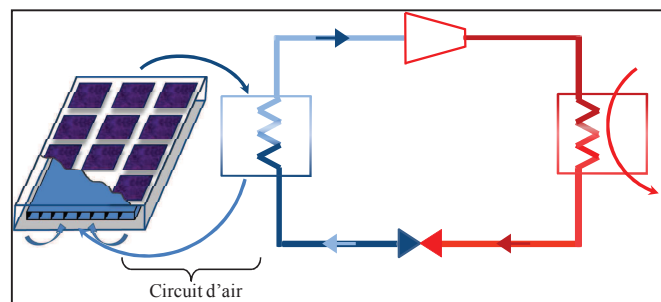


Figure 5. Couplage direct : une boucle à air relie le capteur PV-T et la PAC

En utilisant de l'air, la boucle peut être ouverte ou fermée. Le graphe de la Figure 5 illustre le fonctionnement du système avec une boucle à air. L'utilisation d'une boucle ouverte est conseillée si les besoins au niveau de l'évaporateur sont beaucoup plus élevés que la quantité de chaleur extractible du capteur PV-T. On puise dans ce cas l'énergie thermique de l'environnement extérieur en plus de l'énergie thermique récupérée par le capteur PV-T. Les différentes utilisations possibles de la boucle d'air seront détaillées dans le paragraphe III.3. D'autre part, il est à noter que le capteur PV-T et la pompe à chaleur peuvent fonctionner distinctement. Cette flexibilité est avantageuse dans deux situations. La première situation se produit quand le rafraîchissement du capteur PV-T est nécessaire

alors que la pompe à chaleur est au repos. La deuxième situation se produit quand l'ensoleillement est inexistant alors que la pompe à chaleur est en marche.

Si la pompe à chaleur est de type Inverter (la PAC est dotée d'un compresseur à vitesse variable), le débit d'air de l'évaporateur est variable. Il est alors possible d'adapter le débit du fluide passant par le capteur PV-T afin d'obtenir la meilleure conception de l'installation. Mais dans tout les cas, le débit d'air circulant dans le capteur PV-T est égal au débit traversant l'évaporateur. En effet, le ventilateur de la PAC est utilisé pour créer une circulation d'air dans la lame d'air. Cette configuration impose ainsi un fonctionnement simultané entre la PAC et le rafraîchissement du capteur PV-T.

II.1.2.2. Couplage indirect : système avec une boucle primaire composée

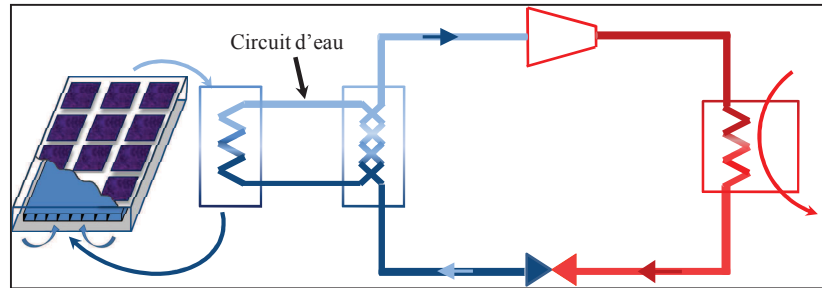


Figure 6. Couplage indirect : boucle primaire composée

Cette configuration n'est utile que si l'évaporateur de la PAC et le capteur PV-T disposent de deux fluides caloporteurs différents. Le graphe de la Figure 6 illustre le fonctionnement de cette installation. L'air préchauffé par le capteur PV-T traverse un échangeur air/eau et cède ses calories à l'eau. La boucle d'eau est reliée directement au capteur air/eau d'une pompe à chaleur à eau.

Cette configuration présente plusieurs avantages. Le rafraîchissement du capteur PV-T est possible à tout moment de la journée. Il est alors envisageable d'améliorer le rendement photovoltaïque des capteurs en été en évacuant l'énergie thermique qui chauffe les cellules PV et diminue leur rendement (cas impossible dans la configuration précédente). D'autre part, il est possible de coupler la PAC avec d'autres sources de chaleur telle qu'une source géothermique. Par ailleurs, la présence d'un ventilateur qui gère le débit dans la lame d'air apporte plus de flexibilité dans la régulation de la vitesse d'air. La mise en place de ce système reste peu compliquée par rapport aux systèmes utilisant un couplage direct avec un circuit d'eau.

L'inconvénient majeur de cette configuration reste la diminution de l'efficacité de l'échange thermique entre le capteur PV-T et la PAC à cause de l'ajout d'un échangeur supplémentaire. D'autre part, la présence d'un ventilateur supplémentaire augmente la consommation globale des auxiliaires.

II.2. Couplage avec d'autres sources thermiques

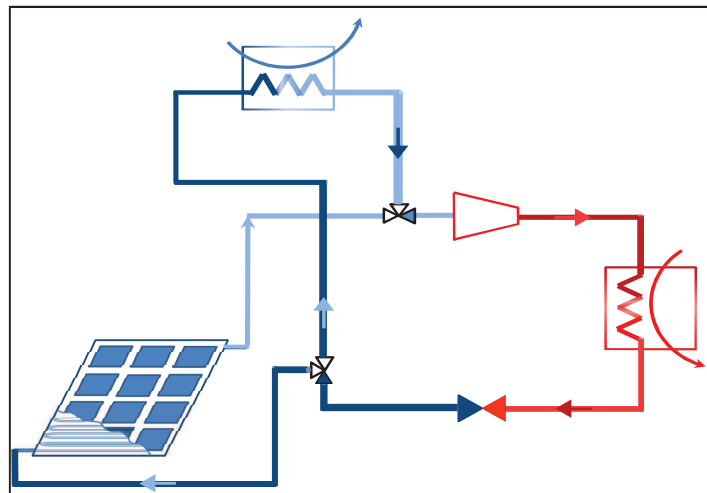


Figure 7. Combinaison couplage direct / couplage indirect

Pour répondre aux besoins de chauffage d'un bâtiment classique, le capteur PV-T seul peut ne pas suffire. En effet, plusieurs études bibliographiques ont privilégié l'utilisation d'une combinaison de deux sources thermiques, avec un couplage indirect branché en parallèle, afin d'atteindre des rendements annuels intéressants.

Ainsi, pour améliorer le rendement de la PAC, surtout pendant les heures les moins chaudes et les moins ensoleillées de la journée, il est possible de rajouter une source thermique en parallèle au capteur PV-T comme l'illustre la Figure 7. Cette source thermique peut être un capteur solaire classique ou bien une source géothermique. L'air extérieur peut aussi être utilisé à cet effet. Les vannes trois voix permettent de sélectionner la source thermique adéquate. Cette configuration nécessite une étude approfondie de la stratégie de régulation afin de profiter au maximum de la flexibilité dans le choix de la source thermique.

Par ailleurs, les coûts supplémentaires engendrés par l'installation d'une source thermique en parallèle, rendent indispensable la réalisation d'une étude technico-économique afin d'étudier la performance énergétique et économique de l'installation.

II.3. Gestion de la circulation du fluide entre le capteur PV-T et l'évaporateur

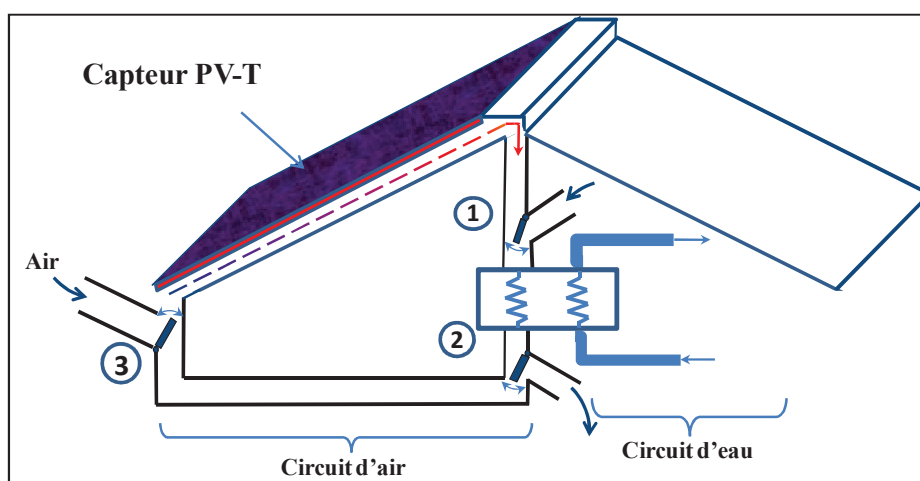


Figure 8. Circulation d'air entre le capteur PV-T et l'évaporateur

La gestion de la circulation du fluide entre le composant photovoltaïque et la pompe à chaleur est une étape importante lors de l'optimisation des échanges thermo-aérauliques. Les principaux paramètres à prendre en compte sont l'ensoleillement incident, le type de la PAC, la nature du fluide caloporteur, la vitesse de circulation de ce fluide et les pertes de charge engendrées.

Le fonctionnement en boucle fermée reste la seule possibilité pour les systèmes à détente directe (Figure 3). Pour les systèmes avec une boucle directe à eau (Figure 4), le débit est commandé par l'organe de régulation de la PAC. Il est fixe si la PAC fonctionne en mode marche/arrêt (On parle de PAC on/off) et variable si elle est de type Inverter.

Pour les systèmes qui disposent d'une boucle à air, tels que les systèmes avec un couplage indirect ou les systèmes avec un couplage direct à air, on dispose d'un circuit avec 3 paires d'entrée/sortie. La première entrée/sortie est située à la sortie du capteur PV-T, la deuxième entrée/sortie est située à la sortie de l'évaporateur de la PAC ou de l'échangeur air/eau et la troisième paire est située à l'entrée du capteur PV-T. A chacune de ces entrée/sortie nous disposons de deux possibilités : une connexion avec le circuit fermé, ou une connexion avec l'extérieur (cf Figure 8), ce qui donne 8 possibilités au total. La gestion de cette circulation se fait soit manuellement, soit par une régulation spécifique.

Parmi les 8 possibilités de circulation d'air mentionnées, on peut certainement dégager quelques modes particuliers :

- L'air circule en boucle fermée : Si la quantité de chaleur produite par le capteur PV-T n'est récupérée que partiellement par la PAC, la température de l'air en sortie de l'évaporateur est plus élevée que la température extérieure. La température de l'air en sortie de la lame d'air augmenterait alors et permettrait d'augmenter l'échange thermique dans l'évaporateur. Dans l'autre cas, la température de l'air traversant la lame d'air baisserait et le rafraîchissement du capteur PV-T serait plus efficace. Ce mode nécessite cependant une stratégie de régulation permettant de basculer vers un fonctionnement en boucle semi fermée ou en boucle ouverte dans le cas où la température de l'air devient très élevée ou très faible.
- L'air circule en boucle semi fermée : le capteur PV-T préchauffe l'air extérieur et l'injecte ensuite dans l'évaporateur. Dans ce cas, la température en sortie du capteur PV-T est toujours supérieure ou égale à la température extérieure même si l'énergie thermique récupérée par le capteur est moins élevée que l'énergie thermique absorbée par la PAC.
- L'air circule en boucle ouverte : l'air extérieur injecté dans la lame d'air est directement rejeté à l'extérieur. Ce mode de fonctionnement permet de rafraîchir les cellules PV même si la PAC est à l'arrêt.

II.4. Le stockage de chaleur

Le couplage entre le capteur PV-T et la PAC permet de mieux profiter de l'énergie thermique dissipée et améliore le rendement global de l'installation. Cependant, un déphasage peut exister entre les besoins de chauffage et l'ensoleillement incident. Pour des bâtiments BBC (Bâtiment Basse Consommation) par exemple, l'architecture et la conception du bâtiment permettent de bien valoriser l'apport thermique de l'énergie solaire passive disponible dans la journée. Les besoins de chauffage restent alors assez faibles pendant cette période. La pompe à chaleur fonctionne pendant la période nocturne sans profiter de l'énergie thermique disponible pendant la journée. Ce mode de fonctionnement augmente l'utilisation de l'appoint électrique, détériore le rendement de la PAC à cause des températures peu élevées à l'entrée de la source froide et à cause des cycles de dégivrage qui peuvent se produire.

Le recours à un moyen de stockage peut s'avérer indispensable dans ce type de situations. En effet, le moyen de stockage permet d'emmagasiner et d'utiliser ultérieurement l'énergie thermique produite pendant la période chaude et ensoleillée de la journée. Par ailleurs, l'utilisation du stockage permet de concevoir des systèmes beaucoup plus flexibles. En effet, il permet de séparer la boucle de production de la boucle de consommation. Il en résulte que l'optimisation du fonctionnement du système capteur PV-T et PAC devient plus aisée. Par ailleurs, le système dépend moins des

fluctuations, parfois difficiles à prévoir, des besoins de chauffage. Ces fluctuations proviennent essentiellement des paramètres tels que le comportement des occupants, les apports internes et les apports solaires. Le stockage permet donc de réaliser une régulation plus efficace et dépendant beaucoup moins de ces phénomènes incontrôlables.

Un ballon d'eau couplé à la pompe à chaleur peut être utilisé pour assurer la fonction de stockage. Ceci est rencontré dans des systèmes disposant d'un ballon d'ECS. Cependant, les dimensions du ballon d'ECS ne permettent pas de stocker une quantité importante d'énergie capable de subvenir à la fois aux besoins de chauffage et aux besoins d'eau chaude sanitaire. Il est alors nécessaire d'ajouter un ballon de stockage en série ou en parallèle à cet effet. Un bon dimensionnement du moyen de stockage et le choix d'une régulation adaptée sont deux étapes clés permettant d'assurer la bonne intégration du système de stockage et son bon fonctionnement même dans des conditions défavorables. Selon la configuration, deux types de stockage sont possibles :

Stockage à haute température

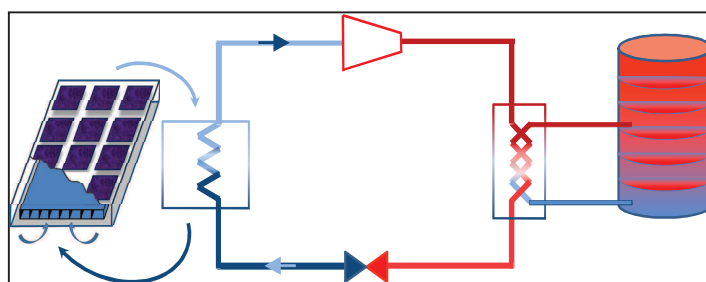


Figure 9. Stockage haute température : le ballon d'eau chaude est placé côté boucle secondaire

Le ballon de stockage est installé en aval de l'installation (Figure 9). La source chaude de la PAC est reliée directement à ce ballon de stockage qui peut être utilisé pour fournir à la fois les besoins de chauffage et les besoins d'ECS. Il est possible de bypasser la PAC et de le connecter directement au capteur PV-T si la température d'eau à la sortie de celui-ci est plus élevée que la température du ballon.

Si un ballon d'ECS est utilisé, il est possible de concevoir un système reliant en parallèle le ballon de stockage à ce ballon d'ECS. On stocke directement l'énergie thermique dans le premier ou le deuxième ballon. Il faut cependant s'assurer que l'eau chaude sanitaire respecte les règles d'hygiène (potabilité, réglementation sur les légionnelles ...)

Stockage à basse température.

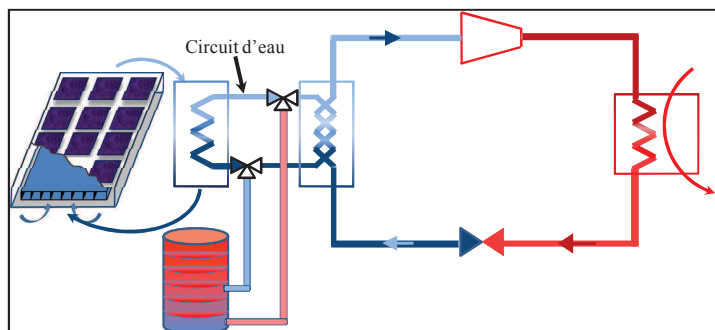


Figure 10. Stockage basse température : le ballon est placé côté boucle primaire

Comme le montre la Figure 10, l'énergie thermique produite par le capteur PV-T est stockée directement dans un ballon placé entre le capteur PV-T et la PAC. Le ballon est connecté à la source froide de la pompe à chaleur.

Contrairement à la première configuration, ce type de branchement permet de stocker plus d'énergie thermique disponible dans une journée pour une même capacité de stockage. Si les besoins de chauffage ne sont pas grands, cette énergie stockée peut alors être utilisée pendant les journées suivantes. Toutefois, une durée de stockage plus longue impliquerait une consommation plus élevée du ventilateur. Il est important de calculer cette consommation et de l'inclure dans le bilan global avant de conclure sur l'efficacité du système. Des études comparatives entre les deux configurations seront réalisées dans le chapitre 3.

II.5. Interaction du système avec le bâtiment

Plusieurs éléments rentrent en jeu dans la caractérisation des interactions possibles entre le système et le bâtiment. Dans cette partie, trois éléments importants sont cités. Le premier et le deuxième élément indiquent respectivement le positionnement du capteur PV-T et le positionnement de la PAC par rapport au bâtiment. Le troisième élément concerne le type de bâtiment utilisé, il intervient dans la détermination de la dynamique des besoins de chauffage et dans la caractérisation de la nature des échanges thermo-aérauliques qui ont lieu. L'impact de ce paramètre est d'autant plus important qu'un couplage du système avec une zone thermique du bâtiment est possible.

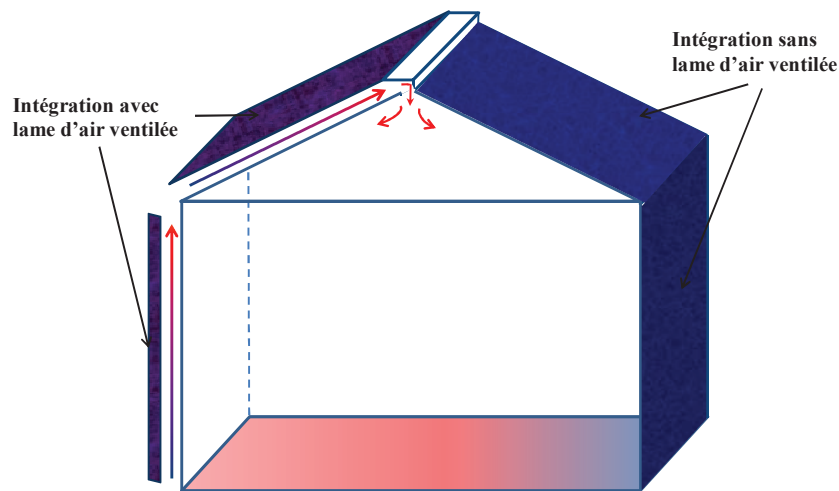


Figure 11. Intégration en façade/toiture, avec/sans lame d'air ventilée

Pour le premier élément, de nombreuses possibilités d'intégration du capteur photovoltaïque au bâtiment existent (Figure 11). Nous retiendrons essentiellement deux paramètres qui permettent de définir le type d'intégration choisi. Le premier paramètre indique la position possible du capteur par rapport à l'enveloppe. En effet, une intégration en façade ou une intégration en toiture peuvent être réalisées. L'orientation de la paroi et son exposition au soleil (présence éventuelle de masques) sont des paramètres importants. Le deuxième paramètre indique l'utilisation ou non d'une lame d'air ventilée. Ce choix dépend du type de capteur PV-T choisi et de la nature du couplage entre le capteur PV-T et la PAC. Ainsi un capteur possédant une lame d'air ventilée serait utilisé en présence d'un échangeur air/eau ou d'une PAC à air. Dans le cas d'une PAC à détente directe ou d'un couplage direct avec une PAC à eau le capteur PV-T peut être intégré avec ou sans une lame d'air ventilée. La modélisation et la simulation numérique pourraient être utilisées afin d'évaluer l'impact du type d'intégration du capteur sur son rendement électrique et thermique.

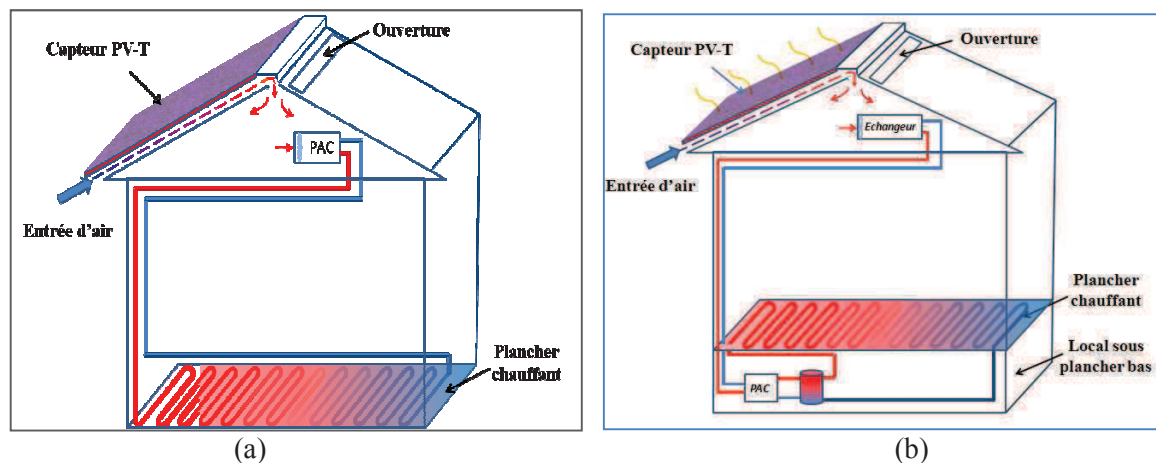


Figure 12. (a) : groupe machine dans le local technique sous toiture ; (b) : groupe machine dans le local sous plancher bas

Le deuxième élément s'intéresse à l'emplacement du groupe machine (PAC et éventuellement le moyen de stockage). Deux possibilités sont retenues (Figure 12). Elles sont illustrées par les deux exemples suivants :

- Groupe machine placé dans le local technique sous toiture. C'est le cas par exemple d'une PAC air/air dont l'unité principale (évaporateur, compresseur et le détendeur) est placée dans des combles perdus, et dont le condenseur est placé dans une zone chauffée.
- Groupe placé dans le local technique sous plancher bas. Cela serait le cas par exemple d'une PAC eau/eau monobloc qui serait placée dans le garage ou le vide sanitaire d'une maison. Dans ce cas, une boucle à eau est nécessaire pour assurer le transfert depuis l'échangeur placé sous toiture.

La première installation permet de réduire les pertes à travers les conduites en évitant l'utilisation d'un échangeur entre le capteur PV-T et la PAC comme dans le deuxième cas. Par ailleurs, elle laisse possible l'utilisation des combles pour stocker l'énergie thermique produite par le capteur PV-T. Mais une attention particulière doit être portée aux conditions de fonctionnement qui peuvent être handicapantes (au-delà d'une certaine température des combles, le bon fonctionnement de la PAC peut être compromis). La deuxième installation présente l'avantage d'éviter un risque de détérioration de l'installation même si la température des combles est élevée. Elle présente aussi un intérêt pratique étant donné que l'espace nécessaire pour placer l'échangeur air/eau dans les combles est moins important que celui nécessaire pour placer la PAC dans le premier cas. Cependant, l'un des inconvénients de cette configuration reste la présence de pertes thermiques plus importante que dans le premier cas, à travers le système de tuyauterie reliant l'échangeur à l'évaporateur de la PAC.

Le troisième élément concerne le type de bâtiment choisi. Il joue un rôle important dans la caractérisation de la dynamique du système et des besoins de chauffage. Il est possible de distinguer essentiellement deux paramètres. Le premier paramètre concerne la nature du bâtiment. En effet, il est possible d'intégrer le système à un logement individuel ou à un logement collectif ou à un bâtiment tertiaire (bureaux ou enseignement). Le deuxième paramètre est en relation avec le niveau de performance. Il est possible de travailler sur un bâtiment basse consommation, passif, sur un bâtiment ancien sans rénovation ou sur un bâtiment rénové.

Une fois ces trois éléments fixés, la modélisation du bâtiment et la simulation thermique dynamique peuvent être réalisées. Les scénarios d'usage (consigne de thermostat, scénarios d'occupation et de ventilation) sont pris en compte. Les puissances calorifiques nécessaires sont définies et la dynamique du bâtiment est caractérisée. La connaissance et l'étude de cette dynamique est importante dans les phases de conception du système et de sa régulation.

II.6. Paramètres de conception du système

Le Tableau 2 énumère les différents paramètres à étudier lors de la phase de conception. Ils sont classés par composant. Certains de ces paramètres tels que les besoins de chauffage, la nature du système de chauffage ou la surface de capteur maximale disponible sont des données du problème. D'autres paramètres peuvent être choisis pendant l'étape d'étude ou de conception. C'est le cas par exemple de la puissance de la pompe à chaleur, des vitesses de circulation des fluides utilisés ou encore de la capacité du ballon de stockage.

Tableau 2 Autres paramètres de conception

	Paramètre	Exemple - Remarque
Capteur PV-T	Type de capteur	Si polycristallin, Si mono cristallin, couche mince
	Dimensions du capteur	Géométrie carrée, géométrie rectangulaire
	Profondeur de la lame d'air	Si une configuration avec une lame d'air est choisie
	Débit d'air	Si une configuration avec une lame d'air est choisie
Pompe à chaleur	Type de la PAC	Air/air, eau/eau, air/eau, détente directe
	Puissance calorifique	Variation du COP selon le régime de fonctionnement
	Technologie de compresseur	Vitesse fixe, vitesse variable
Ballon de stockage	Nature du ballon	Stratifié, non stratifié
	Volume du ballon	Détermine la capacité de stockage du ballon
Système de chauffage	Technologie utilisée	Impact sur les températures de consigne
	Nombre de corps de chauffe	Impact sur le rendement de distribution et d'émission
Environnement extérieur	climat	

II.7. Exemples de configurations possibles

L'objectif de cette partie est de dégager quelques types de systèmes PV-T + PAC intégrés au bâtiment, en lien avec l'étude typologique effectuée précédemment. Trois exemples sont présentés afin de permettre une vision plus globale de l'interaction entre le système, le bâtiment et le milieu extérieur.

Tableau 3 Exemples de configurations possibles

	Cas 1	Cas 2	Cas 3
Type de capteur PV-T	Couches minces	Silicium monocristallin	Silicium polycristallin
Puissance crête	Entre 3 et 15 kWc	Entre 3 et 15 kWc	Entre 3 et 15 kWc
Type d'intégration du capteur PV-T	Toiture sans lame d'air ventilée	Toiture avec lame d'air ventilée	Toiture sans lame d'air ventilée
Type de PAC	PAC de type détente directe	PAC air/eau	PAC eau/eau
Puissance de la PAC	Entre 1 et 6 kW électrique	Entre 1 et 6 kW électrique	Entre 1 et 6 kW électrique
Boucle primaire	Simple (circuit d'air)	Composée (air+eau)	Non
Technologie du compresseur	On/off	On/off	Inverter
Type de couplage	Evaporateur radiatif	Indirect	Direct
Autres sources d'air tempéré	Combles	Combles	Non
Stockage de chaleur	Non	Oui	Non
Emplacement groupe machine	Local technique sous toiture	Local technique sous plancher bas	Local technique sous toiture
Type bâtiment	Maison individuelle BBC	Maison individuelle BBC	Maison individuelle BBC
Nombre de ventilateurs supplémentaire	1	1	0
Emplacement	Sortie du capteur PV-T	Sortie du capteur PV-T	-

Le Tableau 3 décrit les principaux paramètres pour chaque composant du système et les interactions entre les différents composants pour chacune des trois configurations présentées.

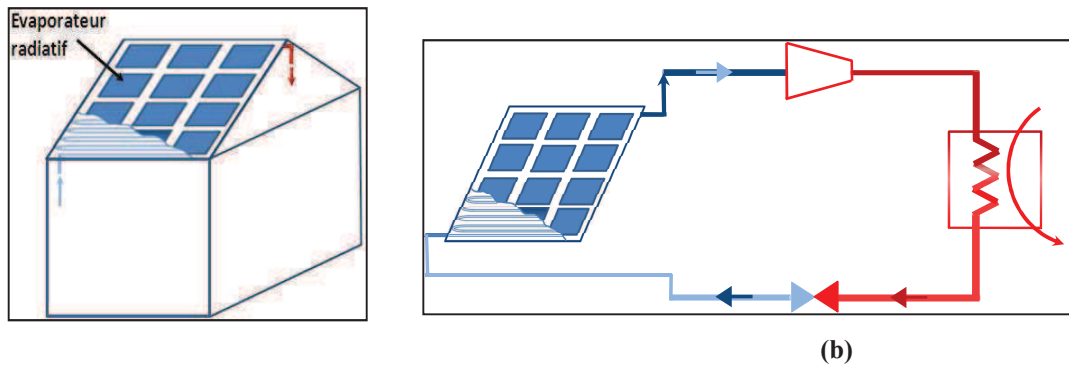


Figure 13 PAC à détente directe (a) intégration au bâtiment (b) couplage PV/PAC

Dans la première configuration (figure 13), une PAC à détente directe est utilisée. Le capteur PV-T constitue son évaporateur. En effet, un serpentin collé contre le panneau PV permet d'extraire directement l'énergie thermique absorbée par ce dernier. Le condenseur peut être à air ou à eau. Cette configuration présente l'avantage d'éliminer les intermédiaires et d'améliorer l'extraction de l'énergie thermique. Toutefois, une attention particulière doit être portée à la régulation afin d'éviter un fonctionnement de l'évaporateur radiatif pendant les périodes peu ensoleillées de la journée (fonctionnement avec de l'appoint électrique).

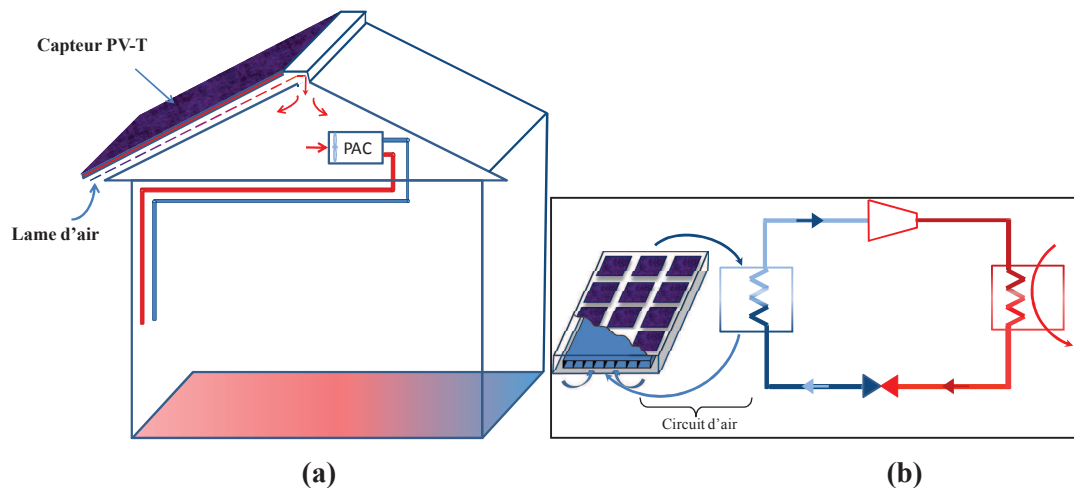


Figure 14. Préchauffage direct de la source froide de la PAC (a) intégration au bâtiment (b) couplage PV/PAC

Dans la deuxième configuration imaginée (Figure 14), le capteur PV-T est intégré en toiture avec une lame d'air. Il permet d'élever la température de l'air arrivant dans les combles. Cette zone constitue ainsi un moyen de stockage de l'énergie thermique. La pompe à chaleur étant placée dans les combles, elle profite directement de ce stockage. La régulation doit gérer l'interaction entre le capteur PV-T, la PAC et les combles. Elle doit assurer un bon fonctionnement du système en évitant par exemple une température très élevée ou très faible dans ce local pour ne pas nuire au bon fonctionnement de la PAC. Un ventilateur supplémentaire peut être utilisé en sortie du capteur PV-T.

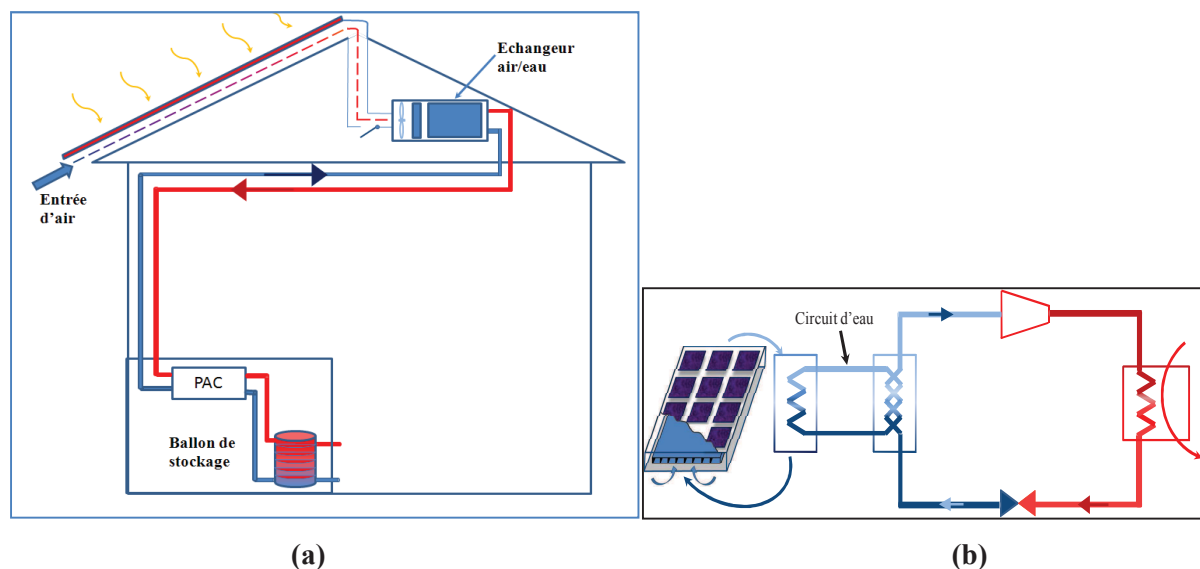


Figure 15. Couplage avec un échangeur air/eau entre le capteur PV-T et la PAC (a) intégration au bâtiment (b) couplage PV/PAC

La troisième configuration (Figure 15) est appliquée sur le même type de bâtiment que précédemment. Mais il s'agit dans ce cas de placer le groupe machine dans le local technique situé en sous-sol. L'interaction thermique entre le bâtiment et l'évaporateur de la PAC est prise en compte. Une boucle à eau intermédiaire, avec présence de stockage en aval de la PAC, transfère la chaleur depuis les combles vers la PAC située en sous-sol. Les auxiliaires sont composés d'un ventilateur assurant la circulation d'air sous la lame d'air et d'une pompe à eau assurant la circulation de l'eau entre l'échangeur et l'évaporateur de la PAC. Cette configuration présente plus de flexibilité dans la régulation et moins de contraintes à respecter pour assurer un bon fonctionnement de la PAC. Toutefois, une étude sur l'impact de l'échangeur intermédiaire entre la PAC et le capteur PV-T et sur l'impact de la consommation supplémentaire du ventilateur et de la pompe à eau doit être réalisée avant de conclure sur la pertinence de ce choix.

III. Etat de l'art sur les systèmes couplant PAC et capteur PV-T

Le choix de la configuration, le dimensionnement des composants et la gestion de la régulation sont des étapes clés permettant d'aboutir à la conception d'un système énergétiquement efficace. Pour chacune de ces étapes, les travaux de modélisation, d'expérimentation et d'optimisation peuvent être nécessaires. Dans cette partie, une analyse de l'efficacité de ces systèmes, se basant sur les études menées par différentes équipes de recherche est réalisée. Elle permet de s'orienter vers les systèmes les plus intéressants mais aussi de s'informer sur les paramètres les plus influents lors de la conception et de l'optimisation de leur fonctionnement. La classification des travaux de recherche est effectuée selon la typologie de couplage étudiée dans la précédente partie.

III.1. Systèmes à détente directe

Il s'agit dans cette partie de recenser les dispositifs qui utilisent le principe de l'évaporateur radiatif constitué par un capteur PV-T. Par ailleurs, des travaux ayant testé un couplage entre un évaporateur solaire classique et une PAC sont cités ici à cause des nombreux points communs avec les systèmes couplant une PAC avec un capteur PV-T.

Les travaux menés par Kuang [Kuang 2006] à Shanghai en Chine, ont permis de tester in situ une pompe à chaleur dotée d'un évaporateur de type radiatif placé sur la toiture inclinée d'un bâtiment résidentiel. Comme le montrent les Figure 16 et Figure 17, le système est composé d'un capteur solaire sans vitrage, d'un compresseur à vitesse variable, d'un échangeur eau/fluide frigorigène, d'un

système de chauffage radiatif (plancher chauffant), d'un ballon de stockage de 1 m³, d'un ballon d'ECS de 200 L et d'un échangeur à air branché en parallèle à l'évaporateur de radiatif. La puissance du compresseur à vitesse variable est égale à 2.2 kW. La PAC possède deux condenseurs : le premier est un serpentin intégré au ballon d'ECS et le second est un échangeur à plaque eau/fruide frigorigène qui peut être relié au ballon de stockage.

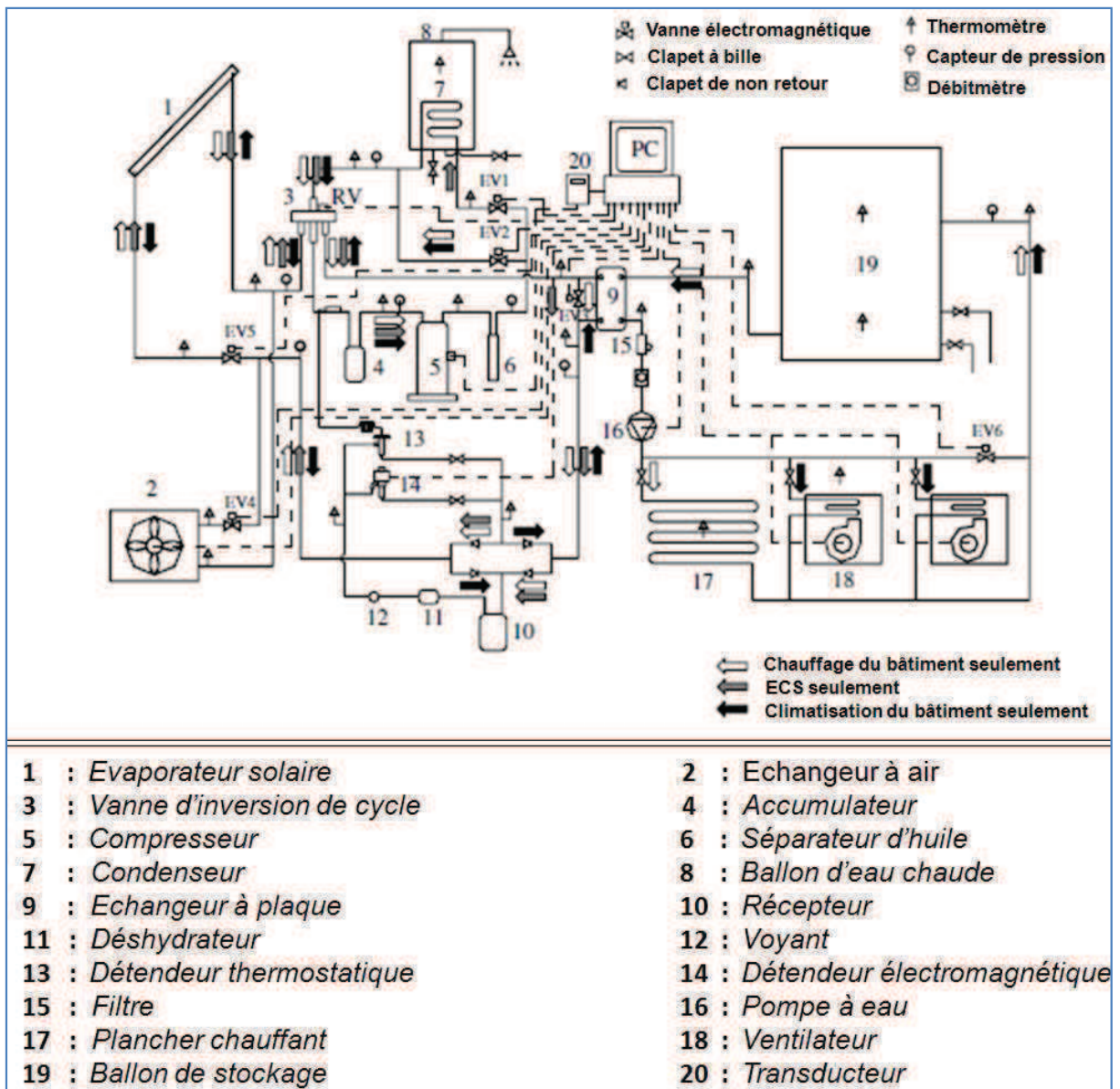


Figure 16. Schéma de fonctionnement de la pompe à chaleur utilisée par [Kuang 2006]

L'installation conçue peut fonctionner selon trois modes distincts : un mode de chauffage direct du bâtiment, un mode de climatisation et un mode de chauffage du ballon de stockage. Le mode chauffage direct du bâtiment est utilisé en hiver, la PAC est reliée directement à l'évaporateur radiatif. Pendant les périodes peu ensoleillées de la journée, un échangeur à air est utilisé comme système d'appoint supplémentaire. En été, le sens de l'écoulement du fluide frigorigène est inversé au moyen d'une vanne quatre voies. Le capteur solaire remplace dans ce cas le rôle du condenseur et rejette la chaleur à l'extérieur en profitant de l'échange radiatif la nuit entre le capteur et la voûte céleste. L'échangeur à plaque fonctionne en tant qu'évaporateur et refroidit l'eau du ballon de stockage. Cette eau traverse pendant la journée les deux batteries froides et permet de climatiser le bâtiment.

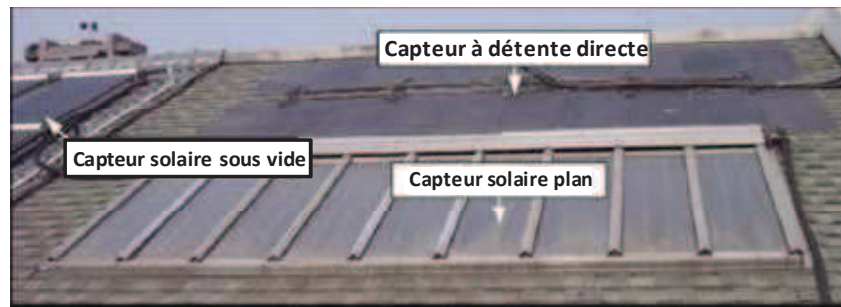


Figure 17. Evaporateur radiatif placé sur le toit [Kuang 2006]

L'évaporateur (Figure 17), constitué principalement d'une plaque d'aluminium de 1 mm d'épaisseur, occupe une surface de 10.5 m². Le tube de circulation du fluide frigorigène possède un diamètre intérieur de 8 mm, et l'espacement entre tubes est de 4 cm.

Le système a pu assurer les besoins d'ECS. Les mesures donnent des COP journaliers qui varient entre 2.1 et 2.7, consommation des auxiliaires incluses. L'auteur note que le choix du volume du ballon de stockage est un paramètre important dans le calcul du bilan énergétique global de l'installation. Il note aussi que les performances étaient plus faibles que les estimations. Ceci est principalement dû à une régulation manuelle de l'installation qui empêche un suivi des fluctuations de l'ensoleillement incident. Il mentionne par ailleurs l'importance du choix du fluide frigorigène sur les performances et sur le bilan environnemental de l'installation. En effet, de nouveaux fluides, moins toxiques que le R22, existent et leur utilisation pourrait améliorer le bilan énergétique et environnemental de l'installation.

Cette étude montre la difficulté d'obtenir des performances énergétiques journalières intéressantes avec un système à détente directe. En effet, il faut porter une attention accrue à la méthode de régulation afin d'éviter un fonctionnement à faible rendement pendant les périodes les moins favorables. La fluctuation des conditions météorologiques et donc de l'énergie thermique récupérable par l'évaporateur radiatif impose l'utilisation d'un système de régulation automatisé.

Un prototype de pompe à chaleur à détente directe a été développé par Ito [Ito 1999], [Ito 1997] (Figure 18). Le système est constitué par deux évaporateurs connectés en parallèle, un premier de type convectif et un deuxième de type radiatif, avec des cellules photovoltaïques placées sur ce dernier (cf Figure 19).

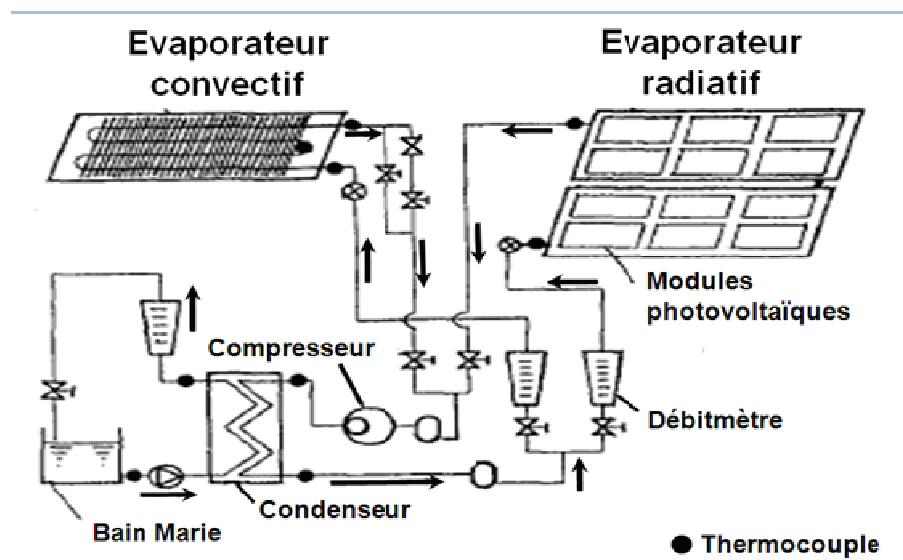


Figure 18 Principe de fonctionnement du système [Ito 1999]

La surface de l'évaporateur photovoltaïque utilisé est de 3.2 m². 76 % de cette surface est occupée par des cellules PV à base de Silicium polycristallin, constituant 12 modules connectés en parallèle. Le tube rempli par le fluide frigorigène (R 12) possède un diamètre intérieur égal à 8 mm, avec un espacement de 10 cm. Le compresseur est doté d'une puissance de 350 W.

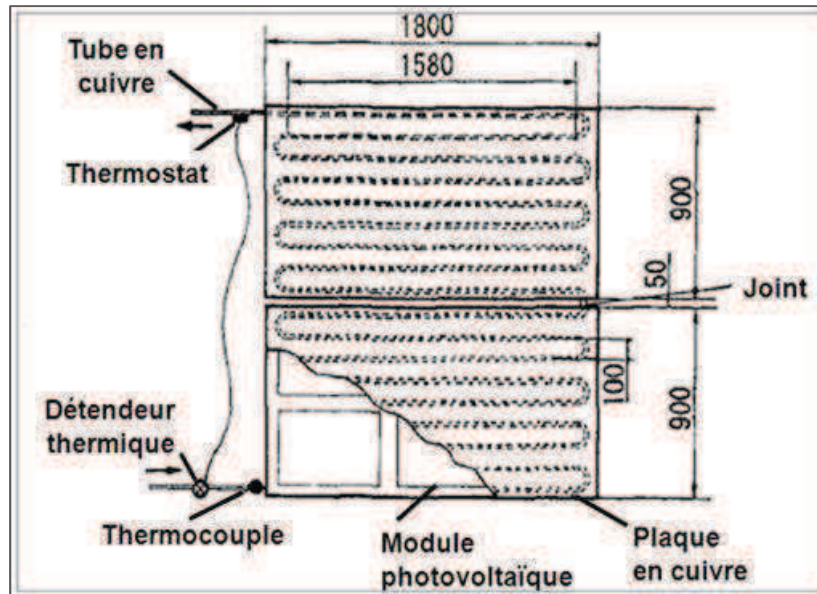
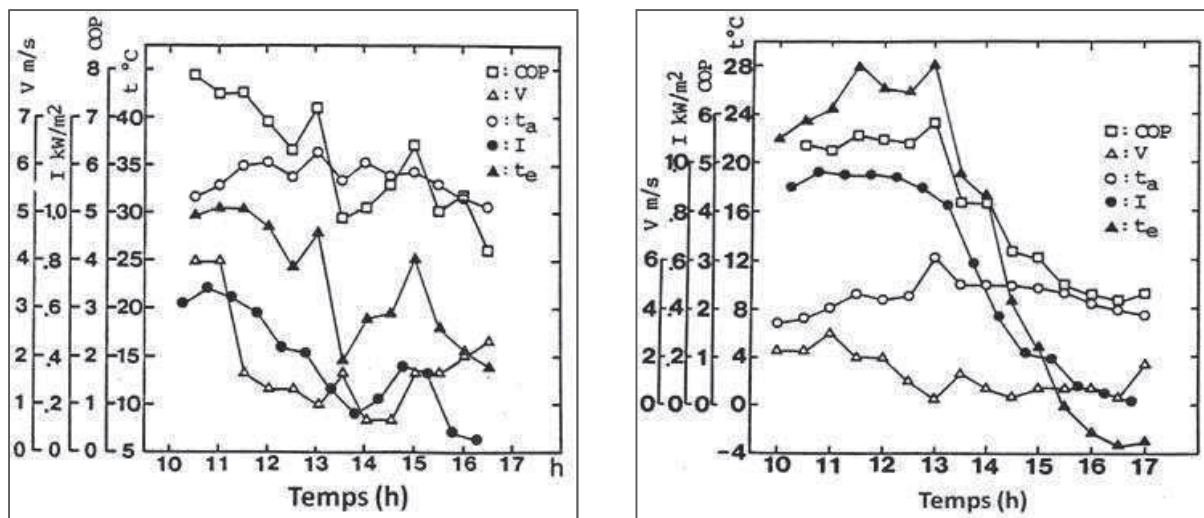


Figure 19. Evaporateur radiatif utilisé [Ito 1999]

Les résultats expérimentaux sont donnés pour une journée d'été avec une température extérieure (T_a) variant entre 30 °C et 36 °C et pour une journée d'hiver avec une température extérieure variant entre 7 °C et 13 °C. V représente la vitesse du vent (m/s).



(b)

Figure 20 Variation des performances du système pour : (a) une journée d'été (b) une journée d'hiver

La figure 20 indique que la valeur du COP varie entre 8 et 4 pendant la journée d'été et entre 3 et 6 pendant la journée d'hiver. Dans les deux cas, sa variation est fortement corrélée à celle de l'ensoleillement incident (I). Des températures variant entre 30 °C et 15 °C en été et entre 28 °C et -4 °C en hiver sont obtenues en sortie de l'évaporateur (T_e).

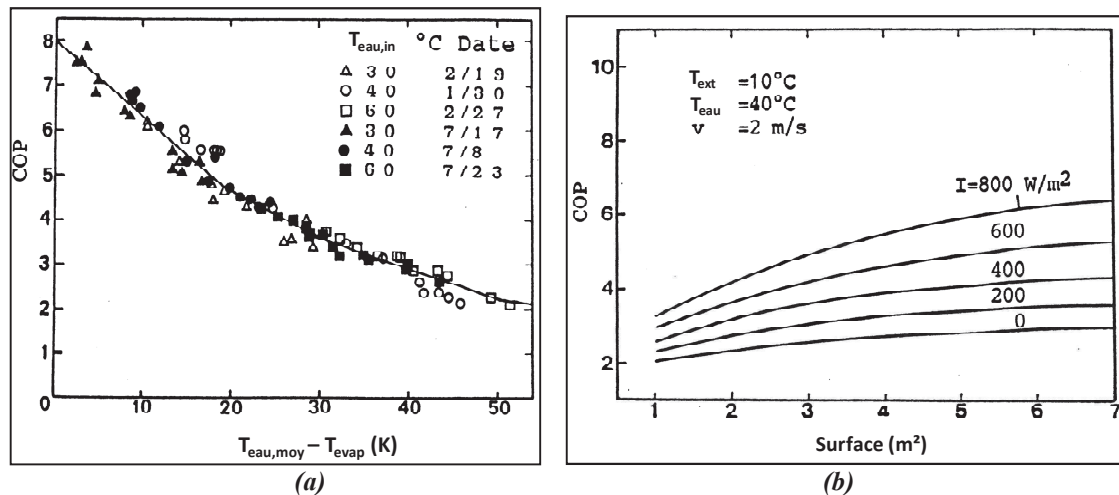


Figure 21 Evolution du COP en fonction de : (a) la température d'eau, (b) de la surface du capteur

Dans la figure 21 l'auteur réalise une régression linéaire du COP tracé en fonction de la différence de température entre les entrées de l'évaporateur et du condenseur. Cette différence de température dépend fortement des valeurs de l'ensoleillement incident. Une des explications des écarts obtenus entre la courbe de régression et les résultats expérimentaux peut être la non prise en compte dans le modèle de l'inertie thermique du capteur.

Des études paramétriques sur la surface du capteur PV-T sont aussi réalisées (figure 21). Ito note que le COP s'améliore avec l'augmentation de cette surface. Cette amélioration est rapide jusqu'à un seuil, au-delà duquel elle devient moins prononcée. Il conclut qu'il n'est pas nécessaire d'augmenter au-delà la surface de 3.2 m² initialement choisie.

Cette étude montre, tout comme l'étude précédente, que le déphasage entre l'ensoleillement et les besoins de chauffage peut être un obstacle face à l'obtention de bons rendements journaliers pour ce type de systèmes. En effet, la dégradation rapide des performances pendant les périodes peu ou non ensoleillées peut dégrader le COP saisonnier de l'installation. D'autre part, l'obtention de COP élevés peut s'expliquer par l'utilisation du R 12 qui reste interdit d'utilisation aujourd'hui.

Plus récemment, un système expérimenté en Chine par Ji [Ji 2007] étudie l'interaction entre un capteur PV-T et une PAC, le capteur PV-T jouant le rôle de l'évaporateur de la PAC comme l'illustre la Figure 22.

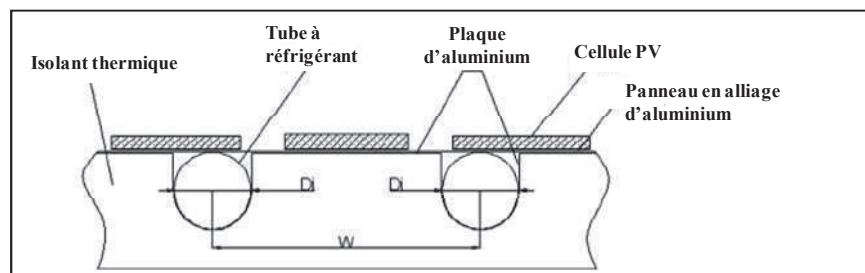


Figure 22 Schéma du capteur PV-T à eau

Ce capteur est constitué de 9 modules, couvrant une surface totale de 5.5 m². Les cellules sont fabriquées à base de silicium monocristallin (Si-mc). La puissance crête est d'environ 700 Wc et le rendement nominal des cellules est de 15.4 %.

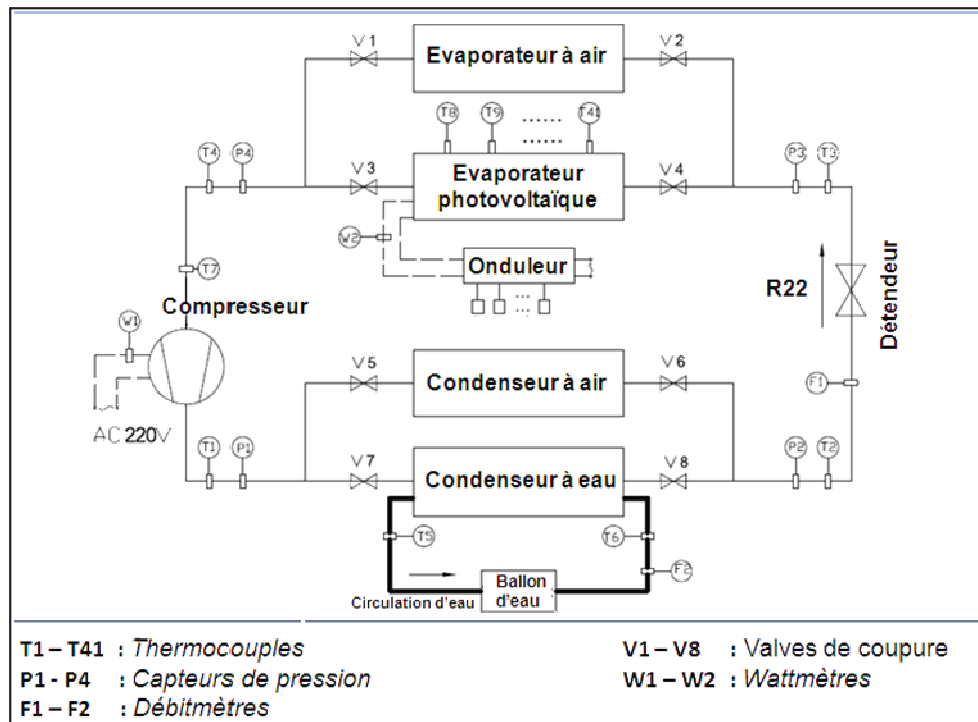


Figure 23. Dispositif expérimental employé par Ji (2008)

Le fluide frigorigène circule dans un tube de diamètre égal à 6 mm, avec un espacement de 13 cm. Les tubes sont soudés à l'arrière des cellules sur une feuille d'aluminium. Le compresseur est à vitesse variable, la puissance absorbée varie entre 150 W et 1300 W. L'organe de détente est piloté en fonction de la fréquence variable du compresseur. Un évaporateur à air est branché en parallèle à l'évaporateur photovoltaïque (cf Figure 23), mais celui-ci n'a pas été utilisé pendant la phase de test tel que reporté dans l'article.

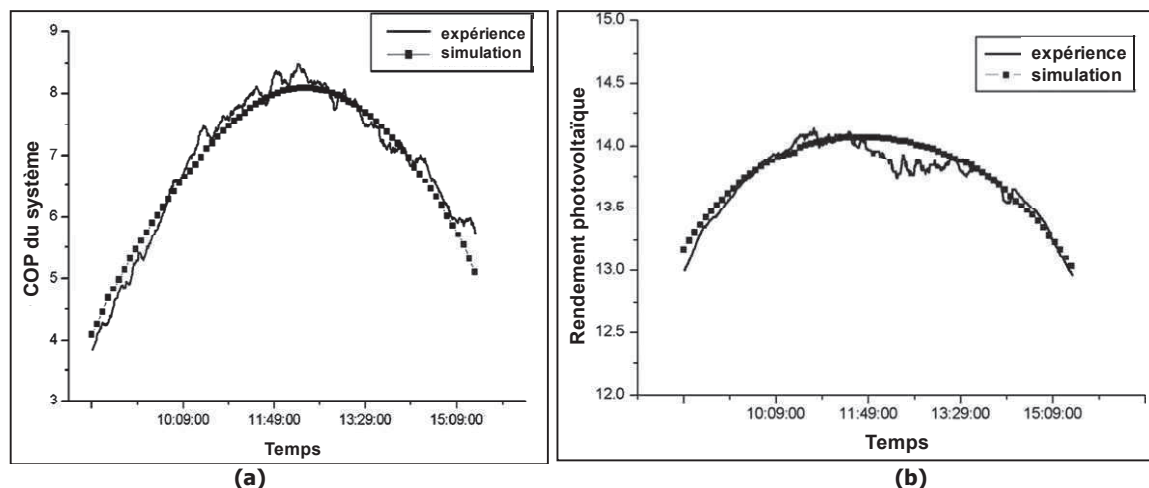


Figure 24. Variation (a) du COP et (b) du rendement du capteur PV, pour une journée ensoleillée [Ji 2008].

La Figure 24 montre une bonne corrélation entre les mesures du COP du système et du rendement photovoltaïque et les résultats de simulation. L'auteur note que les variations du COP de la PAC et du rendement photovoltaïque dépendent essentiellement de la variation de l'intensité du rayonnement solaire incident. Un modèle aux différences finies a par ailleurs permis d'évaluer le rendement thermique du capteur photovoltaïque qui est d'environ 50 % sur une journée ensoleillée. Un COP journalier d'environ 7 est obtenu. Ce COP ne prend cependant pas en compte la consommation des auxiliaires.

Ces travaux donnent une idée du potentiel énergétique des PAC à détente directe couplées à un capteur PV-T. Mais elles amènent à formuler quelques interrogations. En effet, les conditions de test sont assez particulières et ne couvrent pas les conditions de fonctionnement pouvant avoir lieu sur toute une saison de chauffe. Par ailleurs, le système n'a pas été appliqué in situ dans un bâtiment de démonstration et la régulation est peu abordée. Enfin, un des inconvénients de ce système réside probablement dans la nécessité de prévoir un évaporateur convectif en parallèle de l'évaporateur photovoltaïque, ce qui induit une difficulté technologique supplémentaire.

Fang [Fang 2010] a réalisé une étude expérimentale portant sur un système de climatisation couplé à un capteur PV-T. Comme indiqué dans la figure 25, la partie extérieure du système se compose d'un échangeur, d'un chauffe-eau, d'un compresseur et d'un capteur PV-T. La partie intérieure contient un échangeur de chaleur. La surface du capteur PV-T est de 1.12 m², un serpentin en cuivre ayant un diamètre de 1 cm et une longueur de 12 m collecte l'énergie thermique.

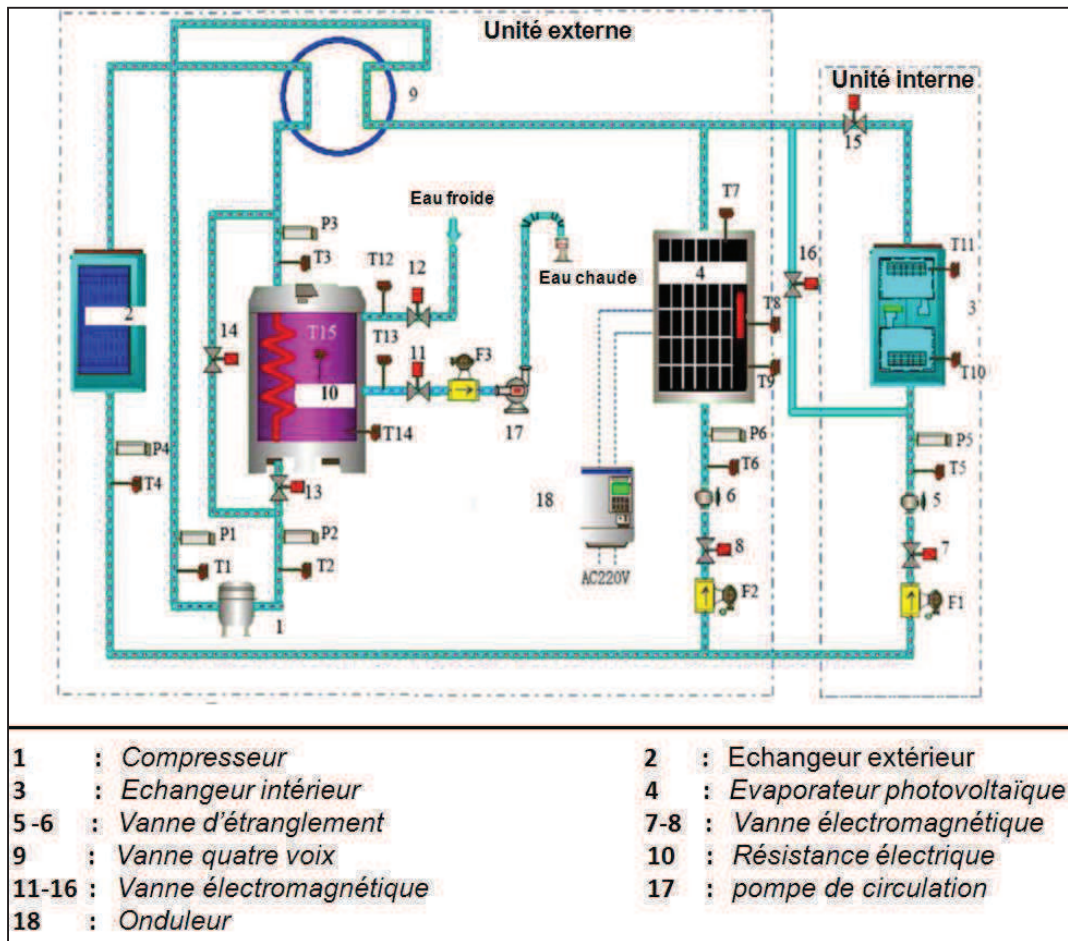


Figure 25 Schéma de l'installation couplant un capteur PV-T avec un système de climatisation

Le système conçu présente la possibilité de fonctionner avec ou sans le capteur PV-T. Dans le premier cas de figure, le fluide frigorigène s'évapore dans l'échangeur interne en absorbant la chaleur de la pièce. Il subit ensuite une compression avant de traverser le serpentin situé dans le ballon d'eau chaude. Le fluide frigorigène cède alors la chaleur à l'eau du ballon. Quand cette température atteint la température de consigne, le fluide frigorigène ne passe plus par le chauffe-eau mais traverse l'échangeur extérieur pour céder ses calories à l'environnement extérieur.

Si le capteur PV-T fonctionne et si la climatisation est à l'arrêt, le fluide frigorigène s'évapore en absorbant la chaleur provenant du capteur PV-T. La température des cellules PV baisse et leur rendement augmente. Le fluide passe ensuite par le compresseur avant de céder ses calories à l'eau du ballon d'eau chaude ou à l'extérieur au travers de l'échangeur extérieur.

Les résultats expérimentaux montrent qu'une amélioration du rendement photovoltaïque du capteur PV par rapport à un capteur conventionnel pouvant atteindre 23.8% est constatée. Il est noté aussi que le COP de la PAC peut atteindre 2.88 et la température de l'eau chaude peut atteindre 42 °C.

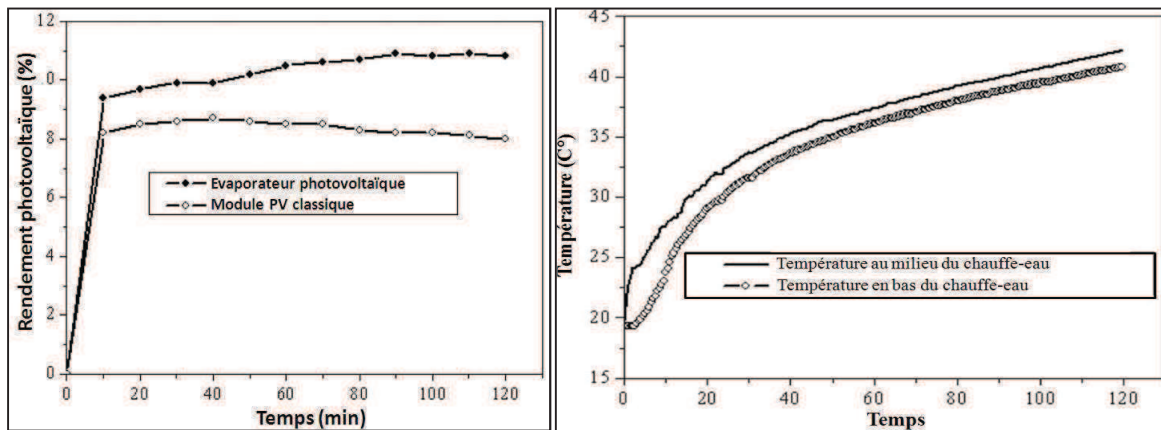


Figure 26 Évolution du rendement photovoltaïque et de la température d'eau dans le chauffe-eau

La Figure 26 décrit un cycle de chauffage du ballon d'eau chaude en présence de couplage entre la PAC et le capteur PV-T. La température de l'eau passe de 20 °C à 43 °C en deux heures. Le rendement des cellules photovoltaïques passe de 9.4% à 10.9%.

Cette étude montre la possibilité d'obtenir des résultats intéressants en utilisant un couplage entre le capteur PV-T et la PAC pour stocker de l'eau chaude. Toutefois, une estimation des performances saisonnières du système n'est pas réalisée. Par ailleurs, des études portant sur le fonctionnement en mode chauffage du bâtiment et sur la régulation de l'installation ne sont pas traitées.

Xu [Xu 2009] a réalisé une étude numérique sur un système couplant une pompe à chaleur avec un capteur PV-T (Figure 27). Le collecteur se compose de tubes multiports. Les résultats ont montré que ce nouveau système peut générer pendant toute l'année de l'électricité et de l'énergie thermique dans les deux sites à Nanjing et à Hong Kong en Chine.

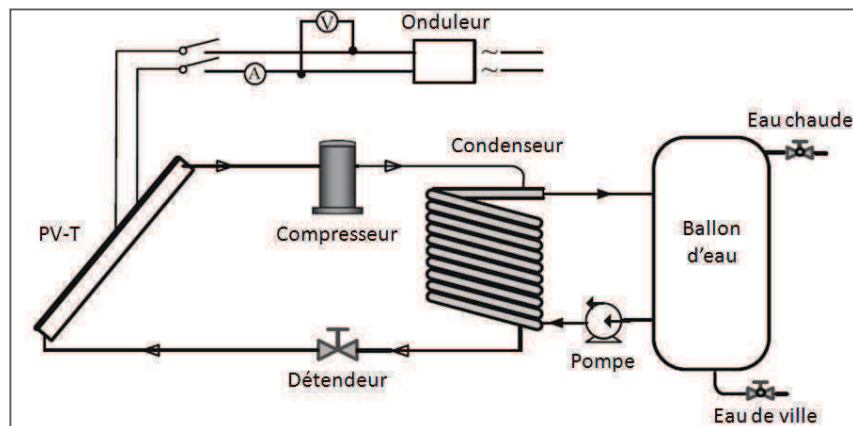


Figure 27 Schéma de l'installation [Xu 2009]

La surface du capteur est de 2,25 m². Le compresseur est à vitesse variable, la capacité du ballon d'ECS est de 150 L. Le fluide frigorigène utilisé est le R22.

La température d'évaporation est inférieure à la température ambiante. Le système assure les besoins d'ECS et de chauffage du bâtiment. Une plaque en aluminium joue le rôle de l'absorbeur. Des tubes en aluminium extrudé sont collés à l'absorbeur. Un espacement de 18 cm entre les tubes est respecté. La résistance thermique entre l'absorbeur et les tubes est faible grâce à une grande surface de contact. Dans chaque tube, quatre conduites rectangulaires permettent d'augmenter la surface d'échange.

Un modèle mathématique est développé afin de calculer les performances de l'installation. L'auteur note qu'avec ce nouveau système, le COP moyen est de 4,8 alors qu'il était de 4,5 pour un système classique. La différence entre les COP est plus marquée quand la température de l'eau est faible. D'autre part, le rendement photovoltaïque a été amélioré. L'auteur a choisi une vitesse de variation du compresseur dépendant de la saison. Le COP varie entre 3,1 et 6,42 à Nanjing et entre 3.36 et 7.09 à Hong Kong. Les meilleurs COP sont obtenus pendant la période estivale.

III.2. Echange avec fluide intermédiaire

L'ECN aux Pays-Bas a expérimenté un dispositif dans lequel un capteur PV-T permet de préchauffer l'air arrivant sur l'unité extérieure d'une PAC, cette unité extérieure étant installée dans les combles perdus d'un bâtiment, cf Figure 28 [Zondag, 2002].

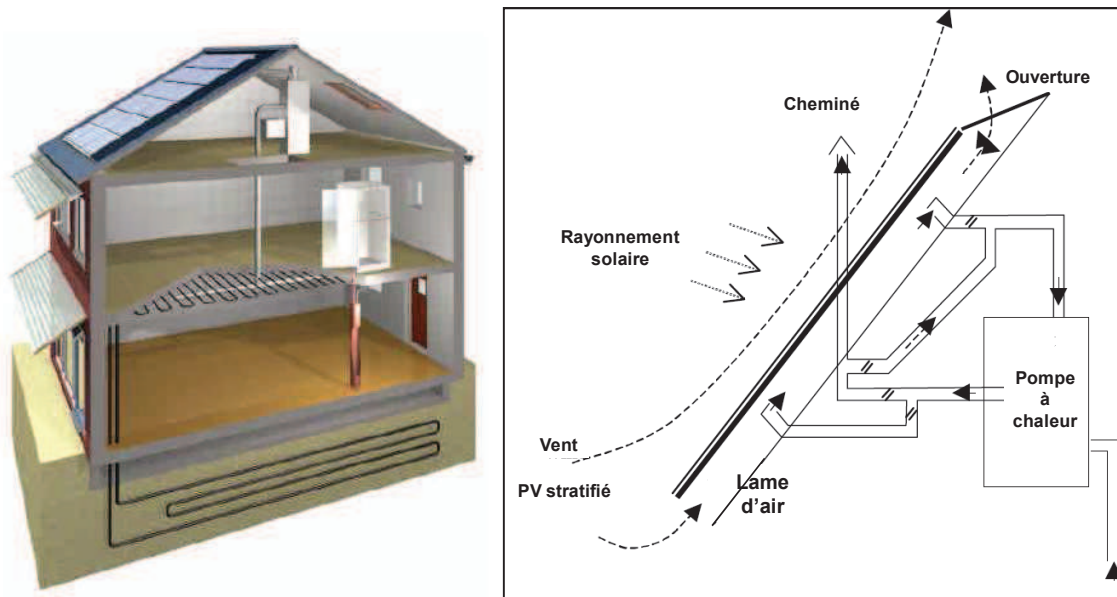


Figure 28. Capteur PV intégré à la toiture, avec préchauffage d'air pour l'unité extérieure de la PAC [Zondag, 2002]

L'auteur donne quelques échantillons de mesure, comme l'illustre la Figure 29, sur laquelle on peut observer l'échauffement de l'air depuis la température de l'air à l'entrée (T_{air_in}) jusqu'à la température de sortie (T_{air_out}). Le détail des résultats de mesure et les caractéristiques du dispositif expérimental n'est malheureusement pas connu. On sait cependant que le rendement thermique est vraisemblablement compris entre 4 et 9 %, avec un débit d'air de $8 \text{ m}^3/\text{h}$ par m^2 de capteur, ce qui représente un débit plutôt faible.

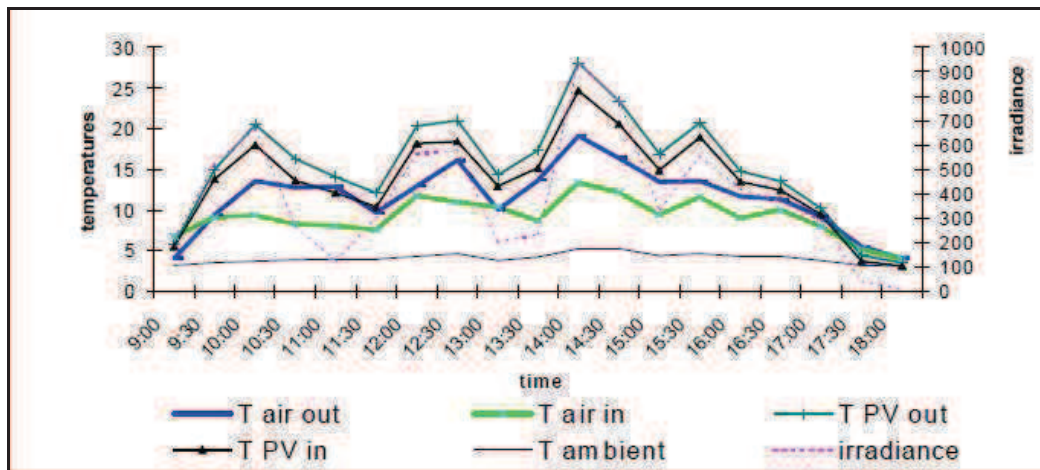


Figure 29 Échantillons de mesure des températures

Cette étude montre que le potentiel thermique des capteurs PV-T à air est intéressant. En comparaison avec une PAC alimentée par l'extérieur, la température de la source froide augmente jusqu'à 15 °C à certains moments (Figure 29). Cependant, la récupération de cette énergie peut poser des problèmes techniques si le couplage avec le bâtiment se fait directement dans les combles. Une régulation plus sophistiquée est à réaliser afin d'optimiser le fonctionnement de l'installation et d'éviter une élévation trop grande de la température dans la zone de stockage. Zondag a noté que la température dans les combles pouvait atteindre 60°C alors que la température maximale admissible par l'évaporateur est de 35°C. Cette situation a obligé à découpler la PAC de ces combles. D'autre part, cette étude attire l'attention sur l'importance de pallier au problème de déphasage entre la disponibilité de la ressource thermique et la présence des besoins de chauffage.

L'université de Concordia à Montréal a également travaillé sur le préchauffage d'air par un capteur photovoltaïque intégré au bâtiment [Candanedo 2008]. Comme le montre la Figure 30, l'air préchauffé alimente la source froide de la pompe à chaleur. La particularité du système réside dans l'utilisation d'une PAC eau/eau, avec une boucle primaire à eau qui récupère les calories provenant du capteur PV-T et un ballon d'eau chaude du côté de la boucle secondaire.

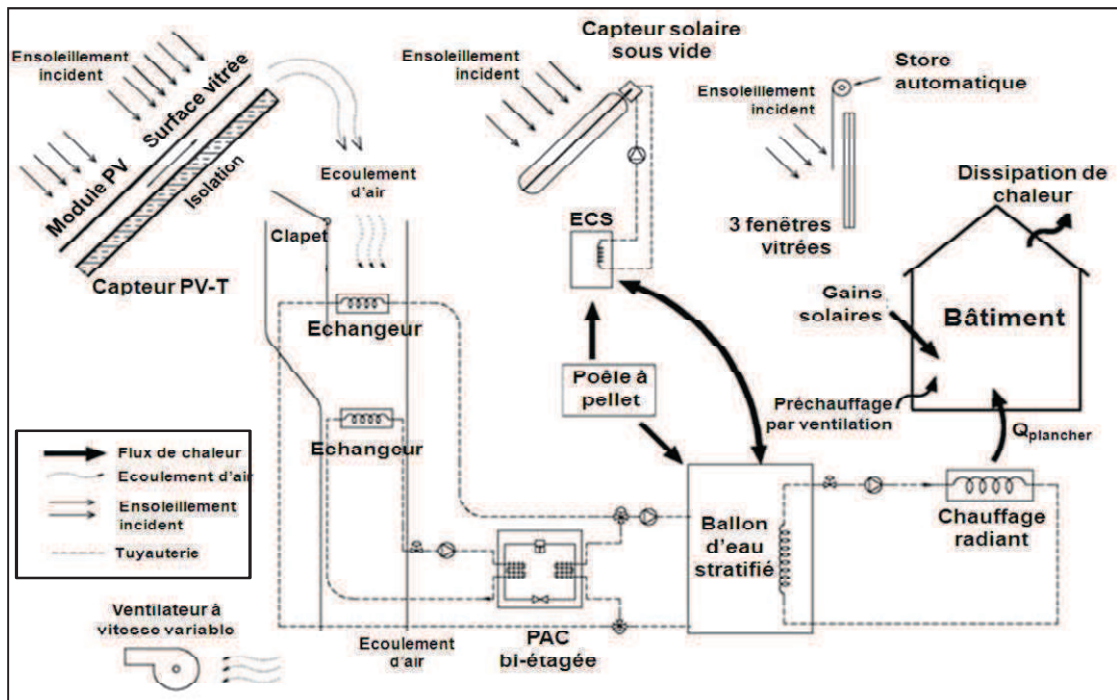


Figure 30. Dispositif conçu par Candanedo [Candanedo 2008]

Le capteur PV-T installé en toiture a une puissance de 7 kWc, La pompe à chaleur possède une puissance calorifique de 12 kW et le ballon de stockage stratifié possède un volume de 4000 litres. Les travaux de simulation ont permis de déduire qu'il était préférable d'utiliser deux PAC branchées en parallèle, avec une puissance de 10.6 kW chacune, plutôt qu'une seule PAC de puissance 17.6 kW. Les auteurs justifient leur choix par une analyse énergétique et une analyse technico-économique avec un choix porté seulement sur des produits disponibles sur le marché (le système n'utilise pas de compresseur à vitesse variable).

Le bâtiment n'étant pas encore construit à la date de publication de la communication, des simulations seulement ont été effectuées. Ces simulations montrent qu'il est possible d'atteindre un COP de 5.5 dans certaines conditions de fonctionnement. Des travaux expérimentaux qui complètent ce travail de simulation sont réalisés par Chen [Chen 2010] et seront présentés dans la partie suivante de ce chapitre.

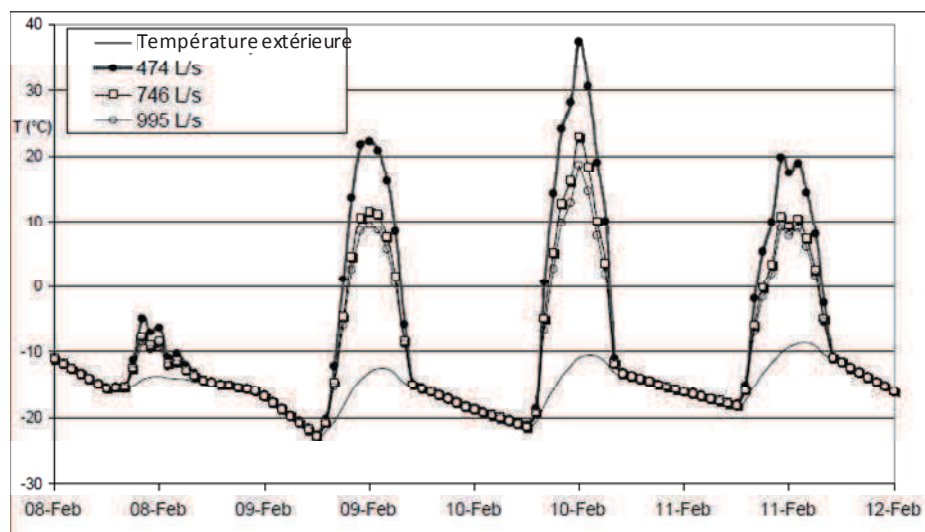


Figure 31. Résultats de simulation : température extérieure et température d'air en sortie du capteur PV-T pour trois débits d'air différents [Candanedo, 2008]

La Figure 31 donne le profil de température de l'air en sortie du capteur PV-T. Encore une fois, les données de simulation montrent que l'accroissement de température obtenu en sortie de la lame d'air est important et peut atteindre les 20 °C pour un débit d'air de 1700 m³/h.

Cette étude basée sur la simulation montre la capacité des systèmes utilisant un capteur hybride PV-T à air à valoriser l'énergie thermique. Cependant, la complexité de la régulation et la détérioration possible des performances en présence d'un ensoleillement faible sont des éléments qui doivent être pris en compte avant de conclure sur l'efficacité globale de ce système.

Le projet européen « Endohousing » vise à améliorer les performances des PAC en utilisant les surfaces de toitures des bâtiments comme source froide. La Figure 32 donne le schéma du système installé pour un petit bâtiment de bureaux situé en Allemagne [Heppelmann, 2006]. Le fluide circulant sous le capteur solaire (une surface de 15 m²) est de l'eau glycolée. Cette eau préchauffée est ensuite stockée dans un ballon de 160 litres. C'est l'un des deux ballons de stockage connectés à la PAC. En effet, un deuxième ballon est connecté à sa source chaude. La puissance calorifique de la PAC est de 6 kW. La régulation déclenche la PAC dès que la température du ballon de stockage haute température est inférieure à une température de consigne.

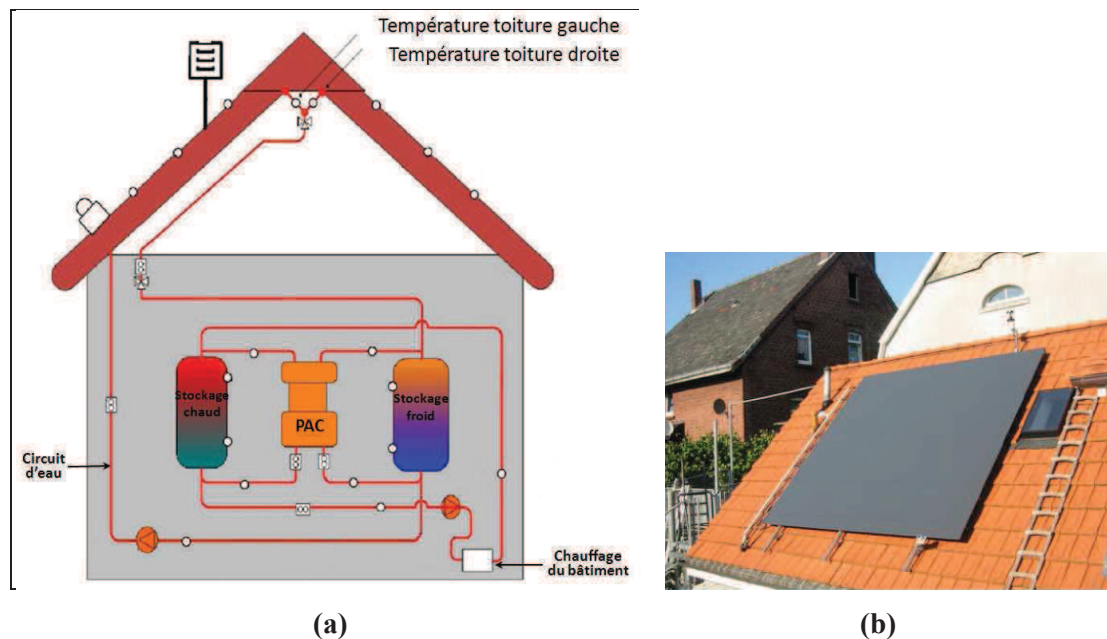


Figure 32. (a) Schéma du système (b) échangeur radiatif utilisé [Heppelmann 2006]

Selon les séries de test, le COP mesuré varie entre 3.2, pour une température extérieure et une température d'eau côté condenseur respectivement égales à 4°C et 47°C, et 6.9 pour une température extérieure et une température d'eau côté condenseur respectivement égales à 16°C et 37°C.

L'étude montre cependant qu'un fonctionnement avec une température extérieure inférieure à zéro réduit notablement le rendement du système. En effet, la capacité du ballon de stockage haute température étant faible par rapport aux besoins de chauffage, le ballon se décharge rapidement pendant la nuit. La PAC soutire de l'énergie thermique en provenance du ballon de stockage basse température. La température de ce dernier peut descendre au dessous de -8 °C, ce qui représente une limite technique pour le fonctionnement correct de la PAC.

Cette étude fait ressortir l'importance de la phase de dimensionnement de l'installation et de la régulation afin d'éviter des dysfonctionnements pendant la période froide de l'année. Une des solutions envisageables peut être l'augmentation de la surface du capteur PV-T afin d'accroître la quantité d'énergie thermique stockée. Malgré ces difficultés, l'auteur note que le rendement du système est élevé pendant l'inter saison. En effet, cette période de l'année se caractérise par une présence simultanée des besoins de chauffage et de l'ensoleillement. D'après l'auteur, le bilan

énergétique sur l'année montre que le SCOP (COP saisonnier) de la PAC est meilleur avec ce système en comparaison avec une PAC géothermique. Cependant, le pourcentage d'amélioration n'est pas donné.

III.3. Utilisation de plusieurs sources thermiques

Chen et Candanedo [Chen 2010] [Candanedo 2010] ont étudié un modèle détaillé d'un système PVIB (Photovoltaïque Intégré au Bâtiment) couplé à une pompe à chaleur géothermique eau/air. Le bâtiment choisi est un bâtiment zéro énergie de 230 m² de surface chauffée et situé dans un climat froid (Au Canada). La surface de la toiture photovoltaïque est de 64 m², elle est composée de 21 panneaux photovoltaïques à base de Silicium amorphe. L'épaisseur de la lame d'air est égale à 3.8 cm. L'air chaud en provenance du capteur PV-T peut être utilisé pour chauffer l'eau du réservoir de préchauffage ou pour chauffer la dalle de béton creux ou pour assurer le séchage du linge.

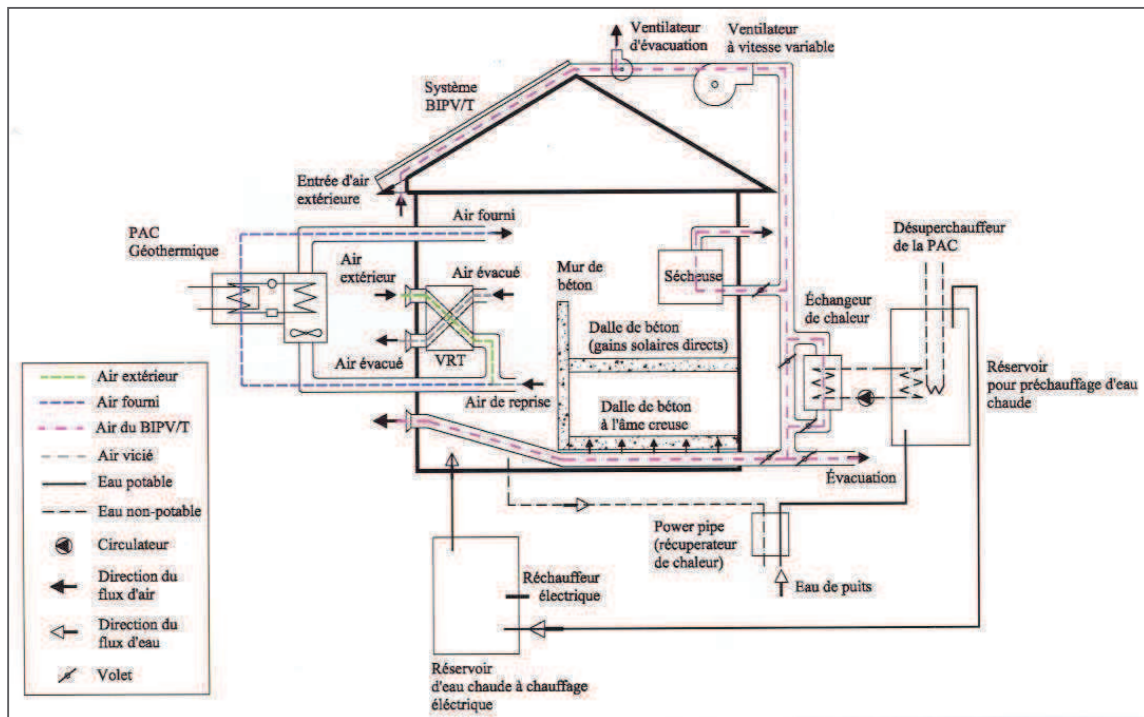


Figure 33 Schéma de principe de l'installation [Chen 2010]

La Figure 33 détaille le schéma de principe de l'installation. La PAC assure les besoins de chauffage et de climatisation. Un système de stockage actif avec un ballon d'eau chaude et un système de stockage passif utilisant le plancher du bâtiment sont connectés au capteur PV-T. Un désurchauffeur est utilisé à l'entrée de l'évaporateur afin de contrôler la puissance de la PAC. Un système de régulation automatique est mis en place pour assurer le bon fonctionnement de l'installation. Une fois le système mis en place, une campagne de mesures a été menée afin de comparer les résultats expérimentaux avec les résultats de simulation.

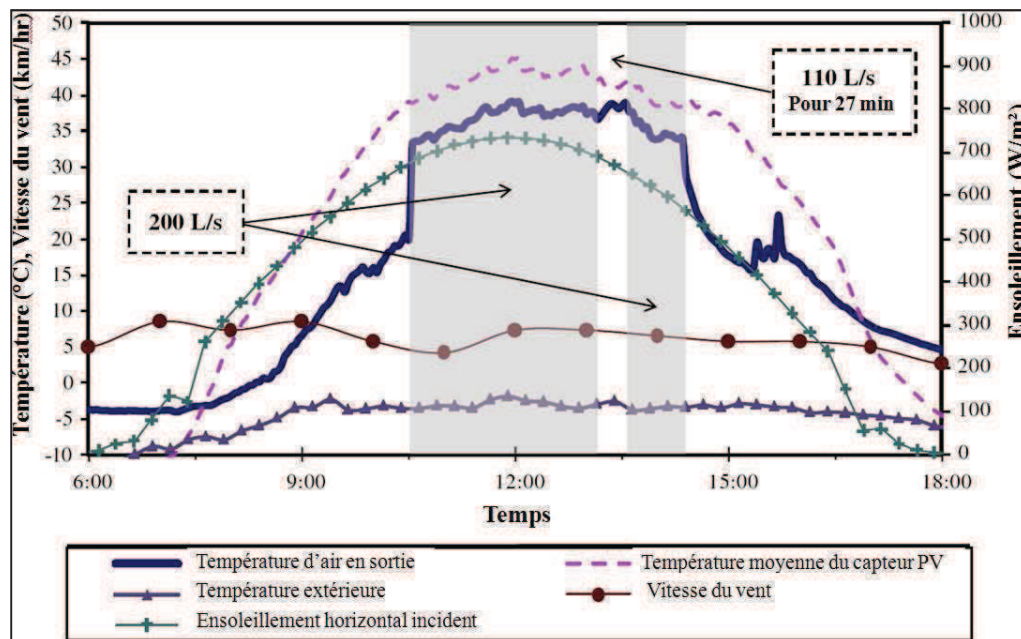


Figure 34 Évolution des températures d'air et du capteur PV-T pendant une journée

Les profils de température issus des données expérimentales d'une journée ensoleillée (Figure 34) montrent que l'accroissement de température de l'air traversant le capteur PV-T peut atteindre 35 °C. Par ailleurs, la température des cellules photovoltaïques ne dépasse pas les 45 °C. La puissance thermique récupérée avec un débit de 900 m³/h atteint les 10 kW. Le rendement thermique de l'installation dépasse les 20%. Lors de la comparaison avec les résultats de simulation, l'auteur note que les écarts constatés proviennent en partie de l'incertitude des appareils de mesure et de la difficulté à estimer le coefficient convectif (entre le capteur PV et l'extérieur) qui dépend de la vitesse du vent.

Avec la contribution du capteur PV-T et des apports passifs, la consommation énergétique annuelle nette du bâtiment baisse jusqu'à 5000 kWh. Elle représente 10% de la valeur nationale canadienne pour une même surface. L'énergie consommée pour le chauffage est égale à 1600 kWh, ce qui est inférieur à 5% de la moyenne nationale canadienne.

Cette étude montre le potentiel des gains envisageables pour ce type d'installation. Cependant une étude détaillée de l'impact du couplage sur le rendement de la PAC n'est pas effectuée. D'autre part, l'étude sur les différentes stratégies de régulation possibles et leur impact sur le rendement du système n'est pas abordée.

Kjellsson [Kjellsson 2010] a étudié l'influence du couplage entre un capteur solaire et une pompe à chaleur géothermique sur le rendement de la PAC et sur la durabilité de l'exploitation du puits géothermique. Un des objectifs consiste à réduire l'influence de la variation de la température du puits géothermique, à cause des variations de l'environnement proche, sur les performances de la PAC. L'utilisation du couplage avec le capteur solaire permet d'atteindre cet objectif et d'éviter l'épuisement à long terme de la ressource géothermique.

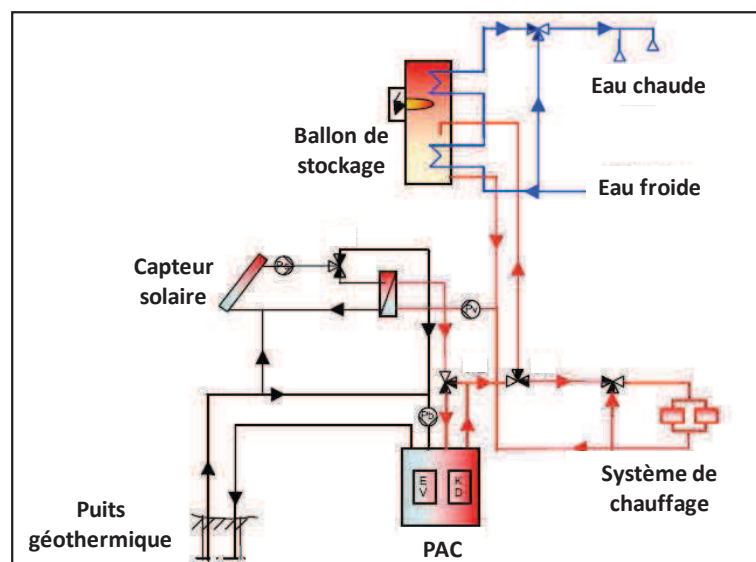


Figure 35 Schéma de l'installation couplant un capteur solaire avec une pompe géothermique

La Figure 35 décrit l'agencement des composants. Un ballon de stockage est installé en aval du capteur solaire. Plusieurs possibilités de couplage sont testées. Le système identifié comme le plus efficace utilise l'énergie thermique du capteur PV-T pour chauffer le ballon d'ECS en été et l'injecte dans le puits géothermique en hiver. Il utilise la source géothermique pour chauffer l'eau chaude sanitaire seulement en hiver. Dans ce cas, la pompe à chaleur assure entre 85% et 95% des besoins de chauffage annuels. Un système d'appoint électrique est utilisé si la PAC n'est pas capable d'assurer la totalité des besoins de chauffage.

D'autre part, le surplus d'énergie thermique produite par le capteur en été sert à recharger le puits géothermique. Comparé à un puits classique, la température du puits est augmentée de 2 °C grâce à cette méthode. Toutefois, il n'est pas toujours avantageux d'injecter cette chaleur dans le puits géothermique. En effet, en prenant en compte la dissipation de la chaleur aux alentours du puits, la consommation des pompes de circulation peut être plus importante que les gains thermiques réalisés. Ainsi, il faut faire attention au temps d'utilisation des pompes de circulation qui augmente en cas de couplage entre la PAC et le capteur solaire. L'impact de cette variable doit être pris en compte dans l'étude d'optimisation.

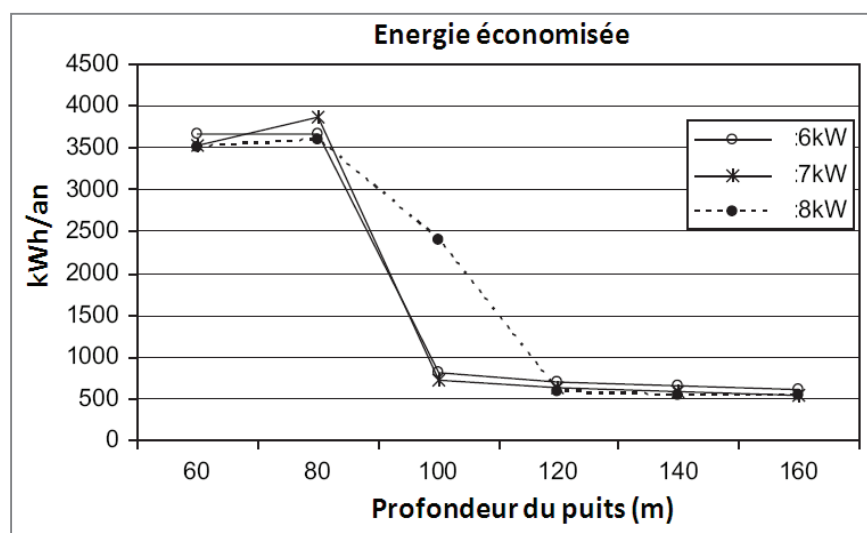


Figure 36 Energie économisée en fonction de la profondeur du puits pour différentes puissances de PAC pour le système le plus performant.

Des études paramétriques sont menées. Les courbes de la Figure 36 illustrent par exemple les économies d'énergie réalisées en fonction de la profondeur du puits et en fonction de la puissance de

la PAC. Pour des puits profonds, l'énergie thermique disponible est élevée. L'apport thermique provenant du capteur n'augmente que de peu la température du puits et donc les gains réalisés sont faibles (à partir d'une profondeur supérieure à 100 m dans cet exemple). Ce seuil dépend de la puissance de la pompe à chaleur utilisée.

L'auteur a noté que la complexité du système a posé des problèmes dans la recherche d'un couplage optimal et d'une régulation efficace sur toute l'année. Cette étude montre encore une fois l'impact important de la régulation sur les performances de ce type de systèmes. Une étude expérimentale n'a pas été menée afin de valider les résultats théoriques.

IV. Conclusions

L'étude bibliographique sur les systèmes à détente directe a montré les difficultés de régulation de ces systèmes et la dégradation rapide de leurs performances si l'ensoleillement chute. D'autre part, ces systèmes nécessitent l'utilisation d'une grande quantité de fluide frigorigène. Le risque de fuites est alors élevé et le bilan environnemental risque d'être impacté. Par ailleurs, sa mise en place est moins simple comparée à des systèmes à air ou à eau. Elle induit des coûts d'installation élevés. Enfin, il reste indispensable d'utiliser une source thermique complémentaire en parallèle du capteur PV-T afin de répondre aux besoins pendant les périodes les plus froides de l'année. Pour ces raisons, ce système ne sera pas étudié par la suite.

Concernant les systèmes utilisant des capteurs PV-T à eau, même si le rendement thermique est intéressant, on peut noter que le défaut majeur réside dans le manque de flexibilité de ce système. En effet, il est impossible de le coupler avec d'autres sources d'air tempéré (combles, air extérieur). La mise en place de ce système engendre aussi un coût élevé à cause de la mise en place d'un serpentin collé aux cellules du capteur PV-T. D'autre part, il nécessite l'utilisation d'une grande surface de panneau photovoltaïque afin d'alimenter des PAC assez puissantes (l'énergie thermique est moins disponible que dans le cas d'une PAC géothermique). Ainsi, il n'est pas toujours possible de satisfaire cette condition à cause des contraintes imposées par les surfaces de toiture des bâtiments. Par ailleurs, en l'absence d'ensoleillement et contrairement à un capteur PV-T à air, il est impossible de profiter directement des calories disponibles dans l'environnement extérieur. Cette contrainte limite la flexibilité de la régulation. Enfin, dans des zones climatiques froides il devient nécessaire d'utiliser éventuellement une source thermique en parallèle.

Pour les capteurs PV-T à air, les travaux de recherche ont montré que le rendement thermique reste satisfaisant et que c'est le seul système à permettant de coupler directement le capteur PV-T avec une zone thermique du bâtiment. Il est possible par exemple de préchauffer les combles et de placer l'unité extérieure de la PAC dedans (dans ce cas une attention doit être portée à l'évolution de la température des combles). D'autre part, ce système engendre des coûts d'installation moins élevés. Par ailleurs, la possibilité de faire fonctionner la PAC même en l'absence d'ensoleillement en utilisant l'air extérieur donne plus de flexibilité dans la régulation, il n'est pas nécessaire d'utiliser une source thermique en parallèle dans ce cas de figure. Par ailleurs, le rafraîchissement du capteur peut se faire en utilisant l'air extérieur comme source froide, ce qui n'est pas possible avec les capteurs PV-T à eau et les PAC à détente directe. Pour ces raisons, la thèse s'intéressera à l'étude et à la conception de systèmes utilisant des capteurs hybrides PV-T à air.

Il convient aussi de prendre en compte certaines considérations autres que les performances énergétiques et exergétiques du système. En effet, l'étude a pour but de favoriser la conception et l'étude des systèmes simples utilisant des composants déjà existant sur le marché. Ce choix permet de réduire les coûts d'investissement et d'améliorer la rentabilité économique. D'autre part, le choix se portera dans la mesure du possible sur des systèmes nécessitant une régulation peu complexe afin de s'assurer que leur intégration au bâtiment ne demande pas une très haute expertise technique qui pourrait les rendre moins attractifs. L'étude bibliographique a montré d'ailleurs que plusieurs problèmes sont rencontrés pour des systèmes dont la régulation est complexe. Enfin, dans le but de s'adapter à la majorité des bâtiments existants, des questions d'ordre pratique tel que l'encombrement seront pris en compte.

Chapitre II. : Modélisation des systèmes étudiés

I. Modèle thermo-aéraulique du capteur PV-T

I.1. Etat de l'art sur les modèles de capteurs PV-T hybrides

I.1.1. Introduction

Un capteur hybride PV-T possède un système de refroidissement utilisé pour extraire l'énergie thermique dégagée par les cellules PV en présence d'ensoleillement. Ce type de système permet de réduire la température de fonctionnement des cellules PV, et ainsi d'améliorer le rendement de production d'électricité en plus de produire de l'énergie thermique. Il se divise en deux catégories : les capteurs PV-T à air et les capteurs PV-T à eau selon le fluide utilisé pour extraire l'énergie thermique. Dans le cas des capteurs PV-T hybrides à air, l'installation est quasiment similaire à celle d'un capteur PV classique, seulement une lame d'air est ajoutée entre le panneau et la toiture d'un habitat par exemple pour créer une circulation d'air en dessous des cellules photovoltaïques. Il est possible de laisser un écoulement d'air naturel ou de créer une ventilation forcée afin de permettre une extraction thermique plus efficace et un refroidissement plus performant des cellules photovoltaïques. De l'autre côté, les capteurs hybrides PV-T à eau utilisent l'eau pour extraire la chaleur. Des conduites d'eau collées généralement au dessous des cellules PV permettent d'extraire l'énergie thermique. Ce type de systèmes est plus compliqué à mettre en œuvre mais permet une extraction plus performante de l'énergie thermique.

Plusieurs travaux de recherches, théoriques et expérimentales, se sont penchés sur la caractérisation de l'échange thermique dans le capteur PV-T, sur la prédiction des performances de ce système et sur la recherche des configurations optimales qui garantissent les meilleurs rendements thermiques et électriques.

Dans cette partie, un état de l'art sur la modélisation des capteurs hybrides PV-T à air est réalisé. Les principaux modèles trouvés dans la littérature sont exposés. Par ailleurs, quelques travaux portant sur l'estimation des performances électriques et thermiques de ces systèmes sont cités. Des études comparant plusieurs configurations de capteurs PV-T sont également décrites.

I.1.2. Modélisation des capteurs PV-T à air

Tonui [Tonui 2007] a développé un modèle de capteur PV-T à air se basant sur une équivalence avec le modèle de capteur solaire thermique. Le schéma du capteur est représenté dans la Figure 37.

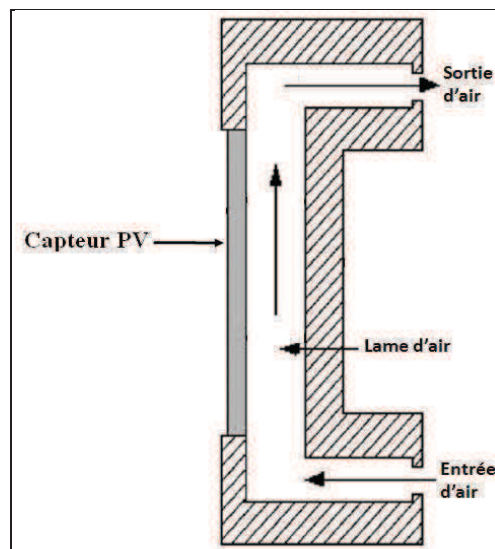


Figure 37. Schéma du capteur PV-T à air

Les rendements thermiques et photovoltaïques sont définis comme suit :

$$\eta_{pv} = \eta_{ref} \cdot (1 - \beta \cdot (T_{pv} - T_{ref})) \quad (1)$$

$$\eta_{th} = F_R \cdot \tau \cdot \alpha - F_R \cdot U_L \cdot \frac{(T_{air,in,PV-T} - T_{ext})}{G} \quad (2)$$

Avec :

η_{pv}	: Rendement photovoltaïque	[-]
η_{ref}	: Rendement photovoltaïque de référence	[-]
η_{th}	: Rendement thermique	[-]
T_{pv}	: Température du capteur photovoltaïque	[K]
T_{ref}	: Température de référence	[K]
$T_{air,in,PV-T}$	: Température de l'air à l'entrée du capteur PV-T	[K]
T_{ext}	: Température extérieure	[K]
β	: Coefficient relatif au rendement photovoltaïque	[K]
F_R	: Facteur de transfert thermique de l'absorbeur	[-]
τ	: Transmissivité	[-]
α	: Absorptivité	[-]
U_L	: Coefficient de perte global	[W.m ⁻² .K ⁻¹]
G	: Ensoleillement incident	[W.m ⁻²]

En se basant sur les résultats expérimentaux, Les rendements électriques et photovoltaïques sont calculés en utilisant les équations suivantes :

$$\eta_{pv} = \frac{P_{max}}{S_{pv} \cdot G} = \frac{I_{max} \cdot V_{max}}{S_{pv} \cdot G} \quad (3)$$

$$\eta_{th} = \frac{\dot{m}_{air} \cdot C_{p,air} \cdot (T_{air,out,PV-T} - T_{air,in,PV-T})}{S_{pv} \cdot G} \quad (4)$$

Avec P_{max} qui représente la puissance électrique maximale récupérée en sortie du capteur PV (W). Elle est égale au produit de l'intensité maximale I_{max} (A) et de la tension maximale V_{max} (V). $\dot{m}_{air}$ représente le débit d'air (kg.s⁻¹), $T_{air,in,PV-T}$ et $T_{air,out,PV-T}$ les température d'air respectivement à l'entrée et en sortie du capteur et S_{pv} la surface du capteur PV.

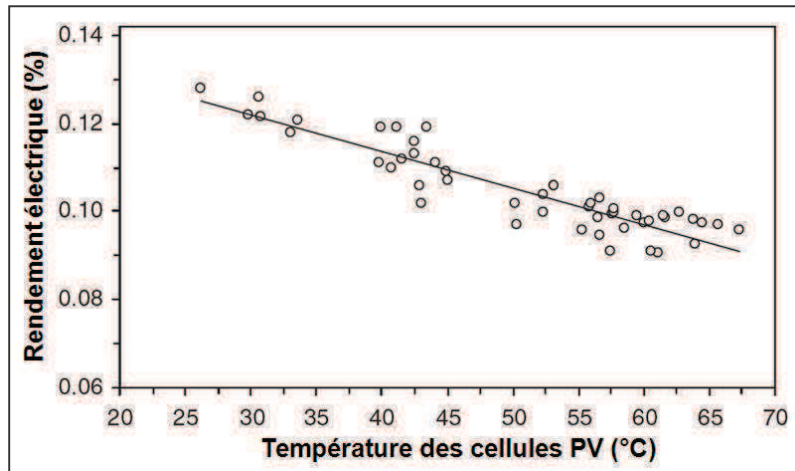


Figure 38 Evolution du rendement électrique du capteur en fonction de la température des cellules PV

Une régression linéaire est ensuite réalisée afin d'évaluer les différents coefficients des équations (1) et (2). La Figure 38 illustre le rendement électrique obtenu après cette étape de régression linéaire.

Le modèle présenté par Tonui permet de calculer les rendements thermiques et électriques du capteur PV-T sans nécessiter une connaissance précise de la composition de ce dernier et sans passer par la modélisation thermodynamique. Toutefois, ce modèle demande la réalisation de plusieurs points de mesures avant d'effectuer la régression linéaire. Par ailleurs, une étude sur les incertitudes du modèle n'est pas menée, ainsi les effets de l'inertie du capteur et de certains phénomènes tels que les échanges par rayonnement ne sont pas évalués.

Afin de caractériser le comportement du capteur PV-T, Brinkworth [Brinkworth 2002] modélise les phénomènes convectifs et radiatifs se produisant dans la lame d'air. L'objectif étant d'estimer correctement l'évolution des profils de températures des parois et de l'air tout au long de la lame d'air. En effet, les échanges thermiques dans la lame d'air se font partiellement par échanges convectifs entre l'air et les deux parois et partiellement par échange radiatif entre les deux parois. Une méthode est développée par l'auteur pour prendre en compte l'interaction entre les deux types d'échange et évite donc le recours à des méthodes itératives généralement utilisées pour estimer les échanges radiatifs. La Figure 39 illustre les flux et coefficients d'échanges du capteur PV-T.

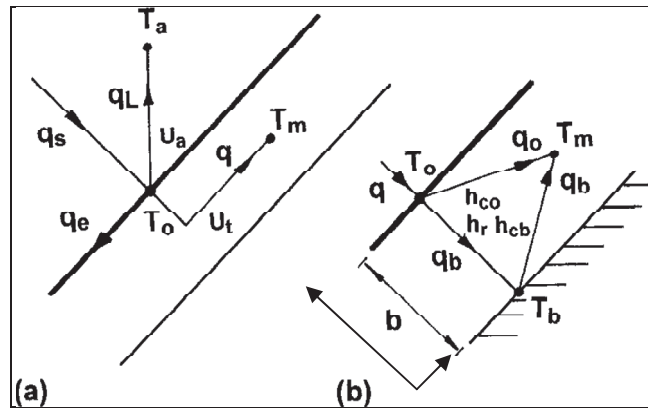


Figure 39 Transfert de chaleur dans le capteur PV-T : flux et coefficients (a) dans le capteur PV (b) dans la lame d'air

Un premier calcul est réalisé pour les régimes établis. Le profil de température trouvé, après certaines approximations en appliquant le premier principe de la thermodynamique et les conditions aux limites est le suivant :

$$T(y) - T_m = \left(\frac{q \cdot D}{k} \right) \left(\frac{1}{m} \right) \left[\left(\frac{35 - 9m}{140} \right) - \left(\frac{Y}{2} \right) - \left(\frac{mY^3}{2} \right) + \left(\frac{mY^4}{4} \right) \right] \quad (5)$$

Y est une longueur adimensionnée égale à $\frac{y}{b}$. m définit le rapport entre le flux convectif et le flux radiatif, son expression est la suivante :

$$m = \left(1 + \frac{r}{2} \right) \cdot \left(1 + \frac{r}{4} \right) \quad (6)$$

r est similaire à un nombre de Nusselt et son expression est la suivante :

$$r = \frac{h_r \cdot D}{k} \quad (7)$$

h_r étant le coefficient d'échange radiatif, il est défini comme suit :

$$h_r = 4 \cdot \epsilon_{eff} \cdot \sigma \cdot T_{moy}^3 \quad (8)$$

Avec :

$$T_{moy} = \left(\frac{T_o + T_b}{2} \right)$$

$$\varepsilon_{eff} = \frac{1}{\varepsilon_0} + \frac{1}{\varepsilon_b} - 1$$

T	: Température	[K]
q	: Flux de chaleur	[W.m ⁻²]
D	: Diamètre hydraulique de la lame d'air	[m]
L	: Longueur de la conduite	[m]
k	: Conductivité thermique de l'air	[W.m ⁻¹ K ⁻¹]
moy	: indique une valeur moyenne	
i	: indique l'entrée de la lame d'air	
o	: indique la paroi avant de la lame d'air	
b	: indique la paroi arrière de la lame d'air	

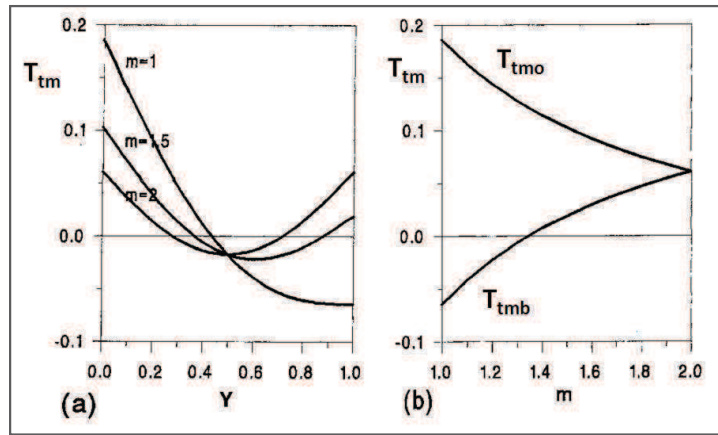


Figure 40 Evolution des températures dans un écoulement établi avec prise en compte des flux radiatifs : (a) Températures de l'air, (b) Températures du capteur PV et de l'absorbeur.

L'expression de la température adimensionnée T_{tm} est la suivante :

$$T_{tm} = \frac{(T - T_m)}{\left(\frac{q \cdot D}{k} \right)}$$

La Figure 40 décrit l'évolution de cette température en fonction de Y et de m . Les échanges convectifs prédominent pour une valeur de m égale à 1. Pour une valeur de m égale à 2, les échanges radiatifs prédominent. Il est constaté qu'à faible flux radiatif, la température de l'absorbeur est inférieure à celle de l'air. Cependant cette température et celle du capteur PV augmentent avec l'augmentation de la part radiative des échanges. Elle dépasse alors la température de l'air en s'approchant de la limite radiative de m .

Toutefois, l'auteur signale que l'écoulement n'est établi que pour des valeurs de x^+ comprises entre 0.05 et 0.1 (x^+ étant égal au rapport entre l'abscisse x et $D \cdot Re_D$). Ce qui n'est généralement pas le cas pour une grande partie de la lame d'air. Une étude sur l'écoulement d'air non établi est alors effectuée afin de déterminer le profil de température pour les capteurs PV-T à air.

En combinant les équations de la thermodynamique, les équations de la quantité de mouvement et en exploitant les conditions aux limites, l'expression de la température moyenne de l'air obtenue est la suivante :

$$T_m = T_i + \left(\frac{qD}{k} \right) \cdot \left(\frac{2x^+}{Pr} \right) \quad (9)$$

Pr représente le nombre de Prandtl pour l'air (-). Les températures des deux parois de la lame d'air peuvent alors être calculées :

$$\frac{T_0}{T_i} = 1 + \left(\frac{1}{T_r} \right) \cdot \left[\frac{2x^+}{Pr} + \left(\frac{1}{1+n} \right) \cdot \left(\frac{1}{Nu_0} \right) \right] \quad (10)$$

$$\frac{T_b}{T_i} = 1 + \left(\frac{1}{T_r} \right) \cdot \left[\frac{2x^+}{Pr} + \left(\frac{n}{1+n} \right) \cdot \left(\frac{1}{Nu_b} \right) \right] \quad (11)$$

Avec :

$$n = \left(\frac{q_b}{q_0} \right)$$

$$T_r = \frac{T_i}{\left(\frac{qD}{k} \right)}$$

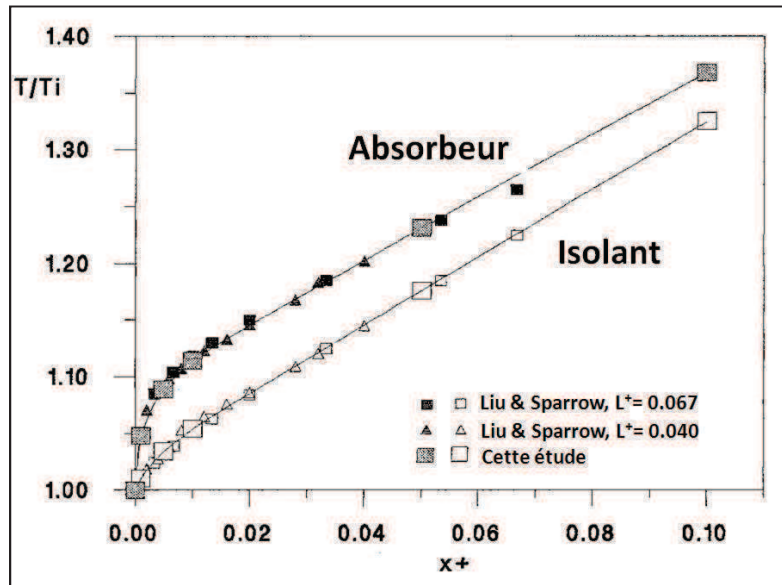


Figure 41 Comparaison entre les résultats numériques de cette étude et les résultats expérimentaux obtenus par Liu & Sparrow en écoulement laminaire avec $R_i=1$, $T_r=1$ et $Re_D=1500$ et 2500 .

Le graphe de la Figure 41 montre que les valeurs du modèle numérique correspondent bien avec les données expérimentales retrouvées dans les travaux de Liu (1980). Avec :

$$R_i = \varepsilon_{eff} \cdot \sigma \cdot T_i^3 \cdot \left(\frac{D}{k} \right)$$

$$L^+ = \frac{L}{D \cdot Re_D}$$

Pour les écoulements en régime turbulent, les équations restent identiques. Le nombre de Nusselt est seulement modifié (une autre corrélation est employée) pour prendre en compte le caractère turbulent de l'écoulement.

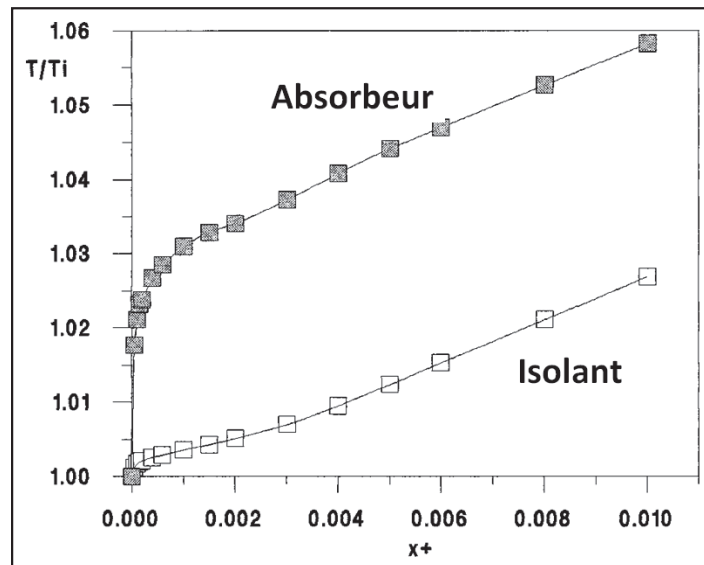


Figure 42 Profils de température obtenus en écoulement turbulent avec $Ri=1$, $Tr=1$ et $Re_D=10\ 000$

Les courbes de la Figure 42 montrent que, pour le même flux thermique et les mêmes températures à l'entrée de la lame d'air, l'augmentation de la température des parois est moins importante en écoulement turbulent qu'en écoulement laminaire. D'autre part, le flux transmis à l'isolant est moins élevé en écoulement turbulent, à cause d'un nombre de Nusselt convectif beaucoup plus grand et d'un coefficient d'échange radiatif r beaucoup plus faible. L'étendue de la zone non linéaire à l'entrée de la lame d'air reste la même dans les deux cas.

Cette étude permet d'évaluer le rendement thermique d'un capteur PV-T à air en régime établi ou non établi. L'auteur modélise des écoulements laminaires et turbulents. Parmi les avantages de cette modélisation on peut citer la possibilité d'éviter les calculs itératifs (souvent utilisés pour estimer les flux radiatifs) et l'obtention de résultats précis grâce à la prise en compte des phénomènes physiques en jeu. Toutefois, ce modèle reste détaillé et la connaissance de tous ses paramètres n'est pas toujours possible.

Alfegi et Sopian [Alfegi 2009] ont modélisé le capteur PV-T présenté dans la Figure 43. Des ailettes sont fixées sur la face arrière de l'absorbeur afin d'améliorer l'interaction thermique entre ce dernier et l'air.

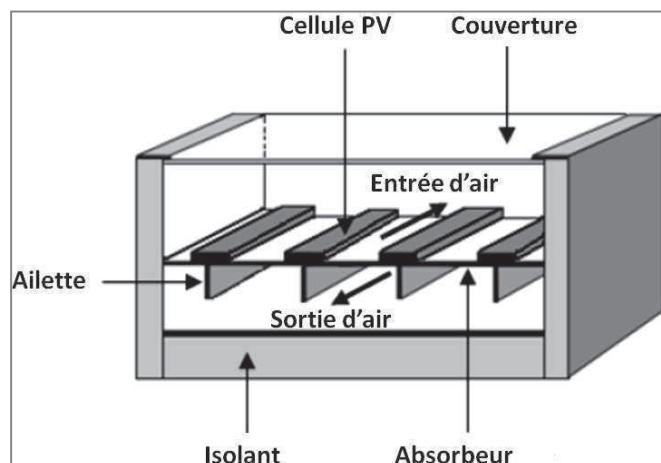


Figure 43 Schéma du capteur PV-T à air avec double lame d'air

Les échanges thermiques entre les éléments du capteur sont modélisés avec 5 équations différentielles non linéaires. Les coefficients d'échanges convectifs et radiatifs entre l'extérieur, la couverture en verre, l'absorbeur, l'écoulement d'air et l'isolant sont représentés dans le schéma de la Figure 44.

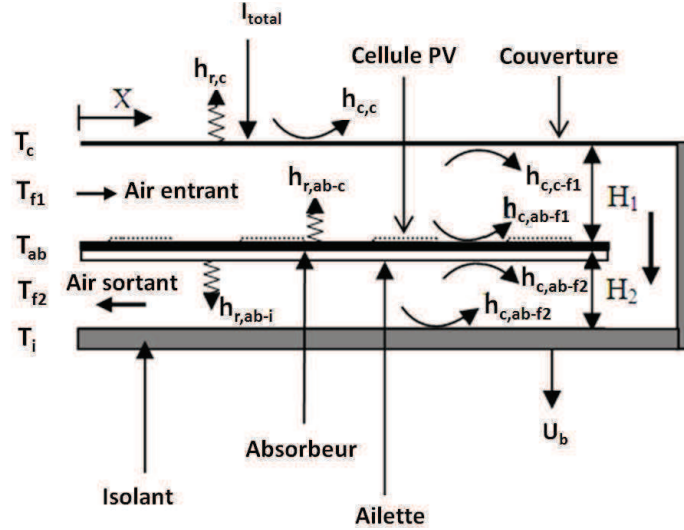


Figure 44. Représentation schématique des coefficients de transferts thermiques dans le capteur PV-T

Les équations sont retrouvées à partir des équations de base du bilan thermique pour chaque nœud de température. Plusieurs hypothèses sont formulées : la température de la couverture, de la cellule photovoltaïque, de l'absorbeur et de la paroi arrière varient seulement selon la direction de l'écoulement. L'air est supposé incompressible. Par ailleurs, la température des cellules PV et de l'absorbeur sont supposées égales. Les pertes thermiques sont négligées. Dans les calculs, seul le rayonnement solaire global est utilisé. Le système est assimilé à un corps gris.

Pour la couverture en verre, le bilan thermique obtenu est le suivant :

$$e_c \rho_c C_c \frac{\partial T_c}{\partial t} = \alpha_c G + h_{r,c}(T_{ciel} - T_c) + h_{c,c}(T_{ext} - T_c) + h_{c,c-f1}(T_{f1} - T_c) + h_{r,ab-c}(T_{ab} - T_c) \quad (12)$$

Avec :

e_c	: Epaisseur de la couverture en verre	[m]
ρ_c	: Masse volumique de la couverture	[kg.m ⁻³]
C_c	: Chaleur spécifique de la couverture	[J.kg ⁻¹ .K ⁻¹]
α_c	: Coefficient d'absorption du verre	[-]
$h_{r,c}$	: Coefficient d'échange radiatif entre la couverture et le ciel	[W.m ⁻² .K ⁻¹]
$h_{c,c}$	: Coefficient d'échange convectif entre la couverture et l'extérieur	[W.m ⁻² .K ⁻¹]
$h_{c,c-f1}$	: Coefficient d'échange convectif entre la couverture et l'air	[W.m ⁻² .K ⁻¹]
$h_{r,ab-c}$	: Coefficient d'échange radiatif entre l'absorbeur et la couverture	[W.m ⁻² .K ⁻¹]
T_{ciel}	: Température du ciel	[K]
T_c	: Température de la couverture	[K]
T_{f1}	: Température de l'air dans la lame d'air située au-dessus de l'absorbeur	[K]
T_{ext}	: Température de l'air extérieur	[K]
T_{ab}	: Température de l'absorbeur	[K]

Pour l'écoulement d'air dans la conduite située au-dessus de l'absorbeur, le bilan thermique est le suivant :

$$H_1 \rho_{air} C_{air} \frac{\partial T_{f1}}{\partial t} = \frac{-\dot{m}_{air} C_{air}}{W} \frac{\partial T_{f1}}{\partial x} + h_{c,c-f1} (T_c - T_{f1}) + h_{c,ab-f1} (T_{ab} - T_{f1}) \quad (13)$$

Avec :

H_1	: Epaisseur de la lame d'air située au-dessus de l'absorbeur	[m]
ρ_{air}	: Masse volumique de l'air	[kg.m ⁻³]
C_{air}	: Chaleur spécifique de l'air	[J.kg ⁻¹ .K ⁻¹]
$\dot{m}_{air}$	: Débit massique de l'air	[kg.s ⁻¹]
W	: Longueur de la lame d'air	[m]
$h_{c,ab-f1}$	: Coefficient d'échange convectif entre l'absorbeur et l'air	[W.m ⁻² .K ⁻¹]

Pour l'écoulement d'air dans la conduite située au-dessous de l'absorbeur, on obtient :

$$H_2 \rho_{air} C_{air} \frac{\partial T_{f2}}{\partial t} = \frac{-\dot{m}_{air} C_{air}}{W} \left(\frac{\partial T_{f2}}{\partial x} \right) + h_{c,i-f2} (T_i - T_{f2}) + h_{c,ab-f2} \cdot \alpha \cdot (T_{ab} - T_{f2}) \quad (14)$$

Avec :

H_2	: Epaisseur de la lame d'air située en dessous de l'absorbeur	[m]
T_{f2}	: Température de l'air dans la lame d'air située en dessous de l'absorbeur	[K]
α_c	: Coefficient correctif dû à la présence des ailettes	[-]
$h_{c,ab-f2}$	: Coefficient d'échange convectif entre l'absorbeur et l'air de la conduite d'en bas	[W.m ⁻² .K ⁻¹]

Le bilan thermique pour l'absorbeur est le suivant :

$$e_{ab} \rho_{ab} C_{ab} \frac{\partial T_{ab}}{\partial t} = \tau_c \alpha_{ab} G(1-P) + \tau_c \alpha_{pv} I(1-\eta_{pv})P + h_{c,ab-f1} (T_{f1} - T_{ab}) + h_{r,ab-c} (T_c - T_{ab}) + h_{c,ab-f2} \alpha_c (T_{f2} - T_{ab}) + h_{r,ab-i} \alpha_r (T_i - T_{ab}) \quad (15)$$

Avec :

e_{ab}	: Epaisseur de l'absorbeur	[m]
ρ_{ab}	: Masse volumique de l'absorbeur	[kg.m ⁻³]
C_{ab}	: Chaleur spécifique de l'absorbeur	[J.kg ⁻¹ .K ⁻¹]
T_{f2}	: Température de l'air dans la lame d'air située en dessous de l'absorbeur	[K]
α_r	: Coefficient correctif dû à la présence des ailettes	[-]
$h_{c,ab-f2}$	: Coefficient d'échange convectif entre l'absorbeur et l'air de la conduite d'en bas	[W.m ⁻² .K ⁻¹]
$h_{r,ab-i}$	: Coefficient d'échange radiatif entre l'absorbeur et l'isolant	[W.m ⁻² .K ⁻¹]

Le bilan thermique appliqué à l'isolant donne :

$$e_i \rho_i C_i \frac{\partial T_i}{\partial t} = U_b (T_{ext} - T_i) + h_{c,i-f2} (T_{f2} - T_i) + h_{r,ab-i} \alpha_r (T_{ab} - T_i) \quad (16)$$

Avec :

e_i	: Epaisseur de l'isolant	[m]
ρ_i	: Masse volumique de l'isolant	[kg.m ⁻³]
C_i	: Chaleur spécifique de l'isolant	[J.kg ⁻¹ .K ⁻¹]
$h_{c,i-f2}$	: Coefficient d'échange convectif entre l'isolant et l'air de la conduite d'en bas	[W.m ⁻² .K ⁻¹]

Une discrétisation temporelle du premier ordre et une discrétisation spatiale du 2nd ordre sont effectuées. Comme le montre l'équation 17, un schéma explicite pour la température est utilisé.

$$T_{f1}^{j,n+1} = T_{f1}^{j,n} + \left(\frac{\Delta t}{H_1 \rho_{air} C_{air}} \right) \left(\frac{-\dot{m}_{air} C_{air}}{W} \left(\frac{T_{f1}^{j,n+1} - T_{f1}^{j,n}}{2\Delta x} \right) + h_{c,c-f1} (T_c - T_{f1}) + h_{c,ab-f1} (T_{ab} - T_{f1}) \right) \quad (17)$$

Le système d'équations est numériquement résolu et les performances du système sont évaluées. Le modèle permet de calculer le profil de température tout au long de la lame d'air des cellules PV et de l'air.

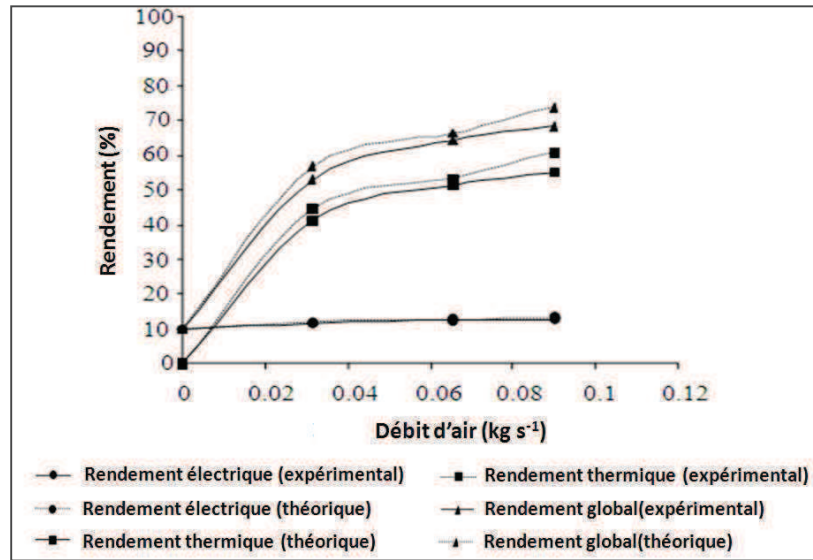


Figure 45 Rendements électriques et thermiques en fonction du débit d'air

Une comparaison avec des résultats expérimentaux sur banc d'essai est réalisée. La Figure 45 montre un écart d'au plus 10% entre les résultats expérimentaux et les résultats théoriques. Cet écart augmente avec l'augmentation du débit d'air. L'auteur indique que la valeur du coefficient d'échange thermique théorique choisie peut être à l'origine de cet écart. Il est noté que la pente des courbes représente un palier pour des débits voisinant les 0.03 kg.s⁻¹. Au-delà de cette valeur l'augmentation du rendement thermique devient moins importante.

Ce modèle permet de calculer les températures en statique des composants du capteur PV-T. Toutefois, une validation en dynamique du modèle n'est pas réalisée. Par ailleurs, les pertes de charge étant proportionnelles au carré de la vitesse de l'air, un optimum est à trouver pour obtenir des rendements thermiques et électriques satisfaisants sans atteindre une grande consommation du ventilateur. Une étude sur cette donnée n'est pas réalisée.

Guiavarch [Guiavarch 2003], [Guiavarch 2006] a développé un modèle de capteur PV-T à air se basant sur une équivalence électrique. Le modèle prend en compte les transferts convectifs et par rayonnement. Un bilan thermique appliqué aux nœuds de température permet de retrouver le flux échangé entre l'air et le capteur. Par ailleurs, l'équation de la quantité de mouvement est exploitée

pour retrouver la valeur du débit d'air traversant la lame d'air. L'expression suivante permet de déterminer le débit d'air $\dot{m}_{air}$ (kg/s) [Brinkworth 2000]:

$$A \cdot \dot{m}^3_{air} + B \cdot \dot{m}^2_{air} + C \cdot \dot{m}_{air} + D = 0 \quad (18)$$

Les coefficients des pertes à l'entrée et la sortie de la lame d'air et les phénomènes de friction sont représentés par les coefficients A et B. Le transfert de chaleur, les propriétés de l'air et la géométrie du capteur sont pris en compte dans le coefficient D. La vitesse du vent et la pression sont représentées par le coefficient C. Ce modèle est validé en convection naturelle et en convection mixte.

Les variables donnant le flux de chaleur et le débit d'air étant inter-dépendantes, une résolution numérique utilisant la méthode de Newton est employée pour retrouver la solution finale du modèle.

I.1.3. Etudes comparatives entre différentes configurations possibles

Tonui [Tonui 2007] compare les résultats obtenus pour différents types de capteurs PV-T hybrides. La Figure 46 regroupe les schémas des trois systèmes testés. Le capteur A est un capteur PV-T classique servant de référence. Le capteur B possède une plaque métallique au milieu de la lame d'air. Dans la troisième configuration le capteur C contient des ailettes fixées sur la paroi arrière du capteur PV-T.

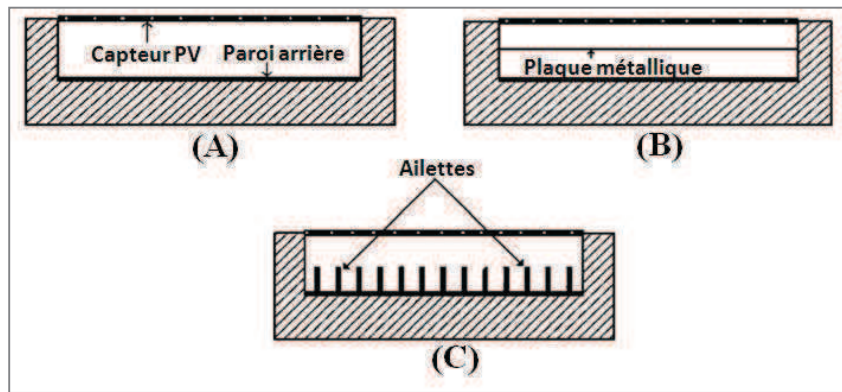


Figure 46 Schéma des trois configurations testées

Une étude comparative entre les trois configurations est menée. Les capteurs PV-T (cellule PV de type Silicium polycristallin) choisis ont une longueur de 1 m, une surface de 0.4 m², une puissance crête de 46 Wc et une profondeur de lame d'air de 15 cm. La distance entre les ailettes ainsi que la hauteur des ailettes sont égales à 4 cm. Les expériences sont réalisées en Grèce à l'extérieur sous un ciel dégagé. L'angle d'inclinaison du capteur est de 40°.

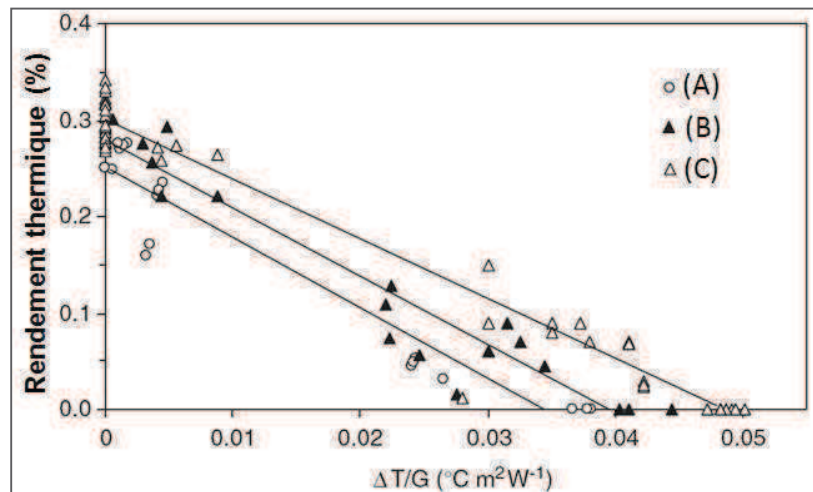


Figure 47 Evolution du rendement thermique du capteur en fonction de $\Delta T/G$ en écoulement forcé

En ventilation forcée, les courbes de la Figure 47 montrent que le système avec ailettes permet d'extraire le plus d'énergie thermique. En effet, avec un débit d'air de $60 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$, le rendement global retrouvé est de 30% pour le capteur C, contre 28% pour le capteur B et 25% pour le cas de référence (capteur A). En ventilation naturelle, les tendances sont similaires. Le capteur C a présenté une température d'air légèrement plus élevées que dans les deux autres cas. Le rendement thermique pour un écoulement de 12.5 m^3 pendant une journée ensoleillée à midi est de 20%, 18% et 16% pour respectivement les capteurs C, B et A.

En conclusion, en comparaison avec le cas de référence, pour des écoulements d'air en régime forcé ou en régime naturel, des améliorations du rendement thermique de 12% pour le capteur B et de 20% pour le capteur C sont constatées en comparaison avec le système de référence A.

Une deuxième série de résultats est traitée pour évaluer le rendement électrique du système. Des mesures de la température des cellules PV sont réalisées. L'auteur montre que les trois systèmes permettent de baisser d'au moins 5°C la température des cellules PV par rapport à un cas où l'air serait en stagnation. Toutefois il ne compare pas le rendement thermique des trois systèmes.

Tonui a évalué la consommation électrique supplémentaire due à l'augmentation des pertes de charge dans la lame d'air en comparaison avec le système de référence A. Les résultats des mesures montrent que cette consommation est négligeable et ne dépasse pas 1% de la production électrique totale du capteur PV-T.

Les études menées par Tonui ont montré que, en introduisant quelques modifications simples, des gains importants sur le rendement thermique du capteur PV-T à air peuvent être réalisés. Toutefois, le modèle utilisé ne peut pas être généralisé. En effet, une étude expérimentale est nécessaire pour déduire la valeur des coefficients définis dans les équations du rendement thermique et électrique. D'autre part, les dimensions choisies sont inférieures aux dimensions rencontrées ordinairement dans les systèmes de capteur PV-T intégrés au bâtiment. Une étude de variation paramétrique n'est pas menée afin de connaître l'impact de ces variations sur les performances des différents systèmes testés. Par ailleurs, les essais sont réalisés dans des conditions idéales avec un ciel dégagé et un ensoleillement suffisant. L'auteur n'a pas réalisé des essais sur toute une année pour retrouver le rendement annuel des capteurs PV-T hybrides à air testés.

Tripanagnostopoulos [Tripanagnostopoulos 2007] propose d'étudier des systèmes mixtes utilisant à la fois l'air et l'eau pour extraire l'énergie thermique. La Figure 48 illustre les trois configurations testées. Le système (A) est composé d'un ensemble de tubes d'eau collés à la plaque PV et d'une lame d'air. Le système (B) contient une fine plaque métallique traversant la lame d'air en son milieu et des tubes d'eau collés à cette plaque. Le système (C) est composé de tubes d'eau collés à l'absorbeur et d'une lame d'air entre l'absorbeur et la plaque PV.

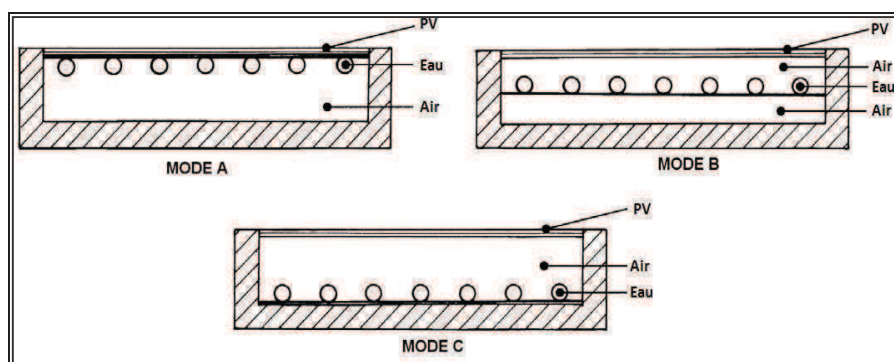


Figure 48 Configuration des capteurs PV-T mixtes testés [Tripanagnostopoulos 2007].

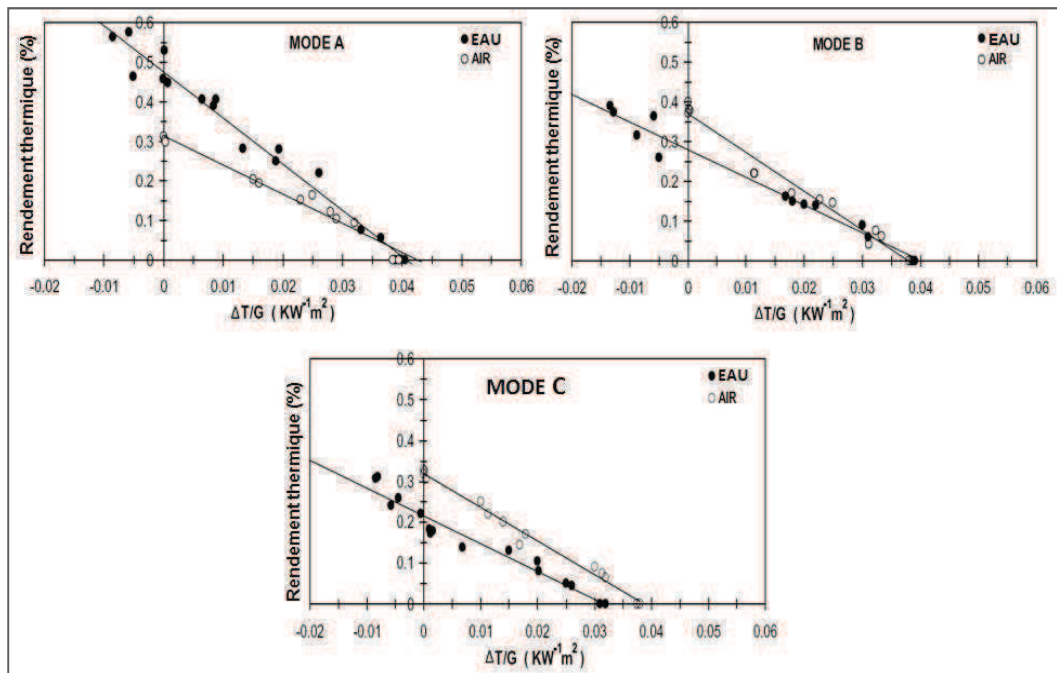


Figure 49 Rendements thermiques des configurations testées

Les expériences sont effectuées en Grèce en plein air. Les graphes de la Figure 49 montrent que le système (A) obtient le meilleur rendement thermique pour l'eau et un rendement thermique correct pour l'air. Le système (B) obtient le meilleur rendement thermique pour l'air et un rendement thermique moyen pour l'eau. Enfin, le système (C) obtient un rendement thermique moyen pour l'air et un mauvais rendement thermique pour l'eau.

L'auteur conclut que le système (A) est alors le plus avantageux si on combine les rendements thermiques pour l'air et pour l'eau. Il propose par la suite de choisir ce système et d'effectuer quelques modifications pour améliorer encore plus son rendement. Comme indiqué dans la Figure 50, trois configurations sont testées. Dans la première, une plaque métallique au milieu de la lame d'air est rajoutée. Dans la deuxième, des ailettes au niveau de l'absorbeur sont fixées. Dans la troisième, une plaque métallique au milieu de la lame d'air est rajoutée et des nervures de 5 mm au niveau de l'absorbeur sont fixées.

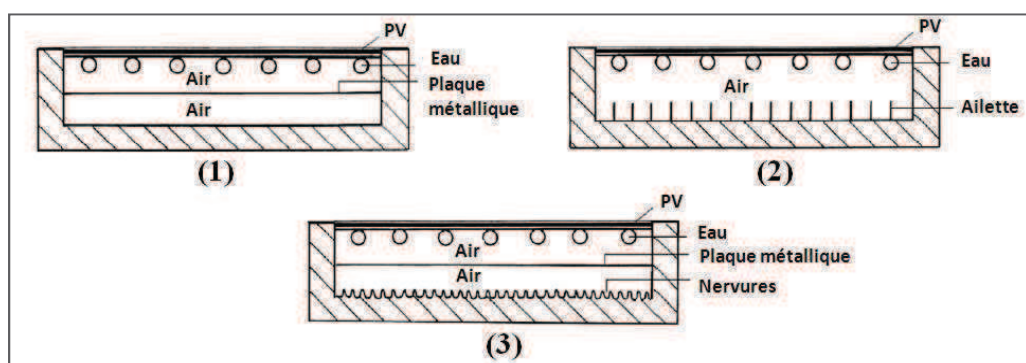


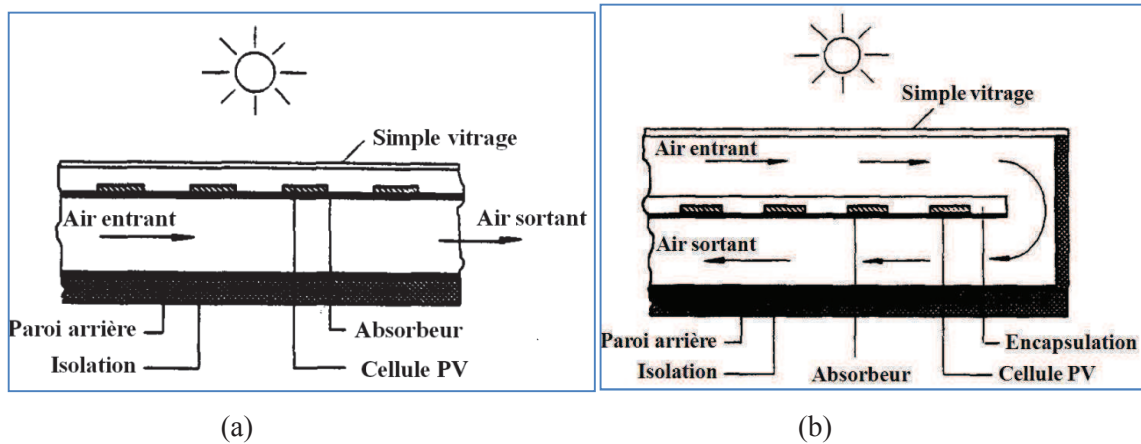
Figure 50 Les améliorations apportées à la configuration (A)

En prenant une entrée d'air à température ambiante, le rendement thermique obtenu pour l'eau est à peu près égal à 55% pour les trois configurations. L'amélioration obtenue du rendement thermique est de 23%, 33% et 36% pour respectivement les systèmes (1), (2) et (3).

Les travaux de Tripanagnostopoulos montrent qu'une modification simple apportée aux capteurs PV-T mixtes peut améliorer considérablement leurs rendements électriques et thermiques. Toutefois,

cette étude ne s'intéresse pas au rendement annuel des capteurs PV-T mixtes. Par ailleurs le modèle reste dépendant d'études expérimentales pour caler les paramètres utilisés.

Sopian [Sopian 1996] a utilisé le modèle mathématique régi par 5 équations non linéaires et différentielles d'un capteur PV-T à air [Alfegi 2009] pour comparer deux capteurs PV-T à air, le premier à conduite simple, et le deuxième à conduite double (figure 51)



51 Capteur hybride PV-T à air (a) à conduite simple, (b) à conduite double. [Sopian 1996]

Il a noté que les performances électriques du capteur PV-T à conduite double sont légèrement meilleures que celles d'un capteur PV-T à conduite simple. Par exemple, pour un capteur PV-T de 1 m de long (L), une profondeur de conduite (b) de 10 cm, un écoulement (m) de 100 kg/h et un facteur d'encapsulation (P) de 0.5 (représente le pourcentage de surface de l'absorbeur couverte par les cellules PV), le rendement électrique est de 6.5% et 7.2% et le rendement thermique est de 22% et 32% pour respectivement un capteur à conduite simple et à conduite double (Figure 52).

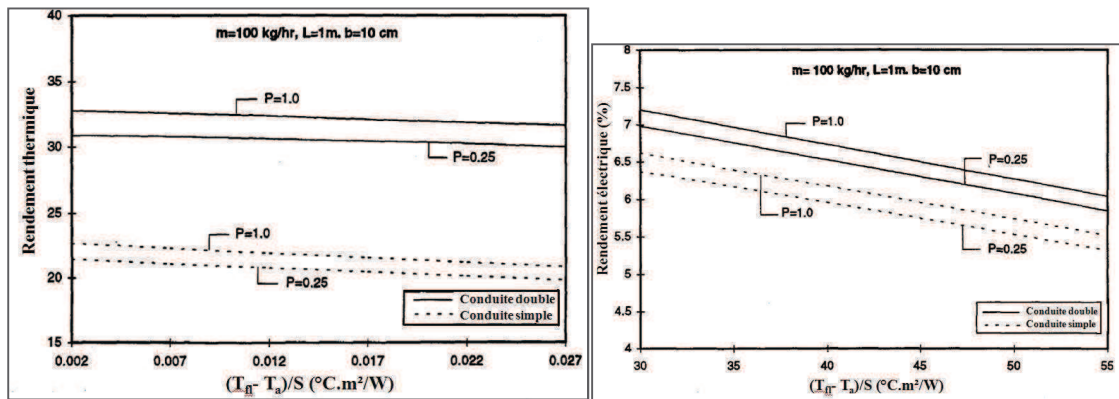


Figure 52 Rendements thermiques et électriques des capteurs PV-T à conduite simple et à conduite double.

Ce résultat peut s'expliquer par une augmentation de la surface d'échange entre l'air et les cellules PV dans le cas d'un capteur PV-T à conduite double. Par ailleurs, dans ce cas, la création d'un écoulement au-dessous du simple vitrage permet de réduire la température de ce dernier et de diminuer donc les pertes thermiques avec l'extérieur.

Pour les deux configurations, une étude paramétrique est menée. L'influence de certains paramètres tels que la vitesse du fluide, la profondeur de la conduite, la longueur du capteur, l'ensoleillement incident, la température de l'air à l'entrée et le taux d'encapsulation est étudiée.

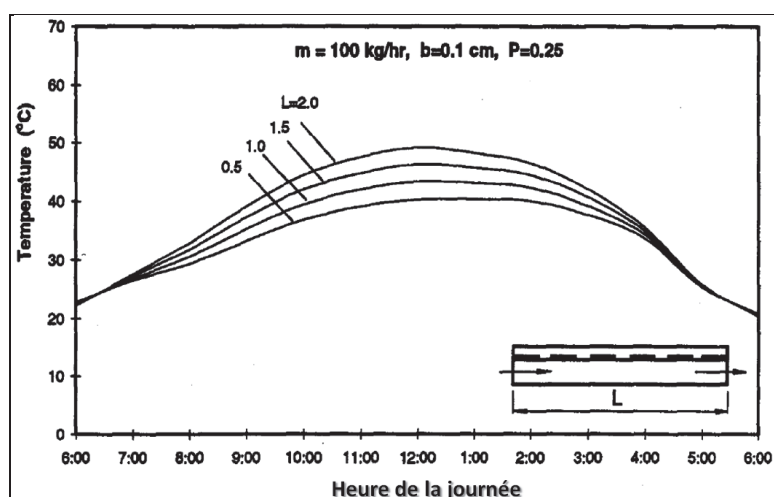


Figure 53 Evolution pendant une journée de la température d'air en sortie pour un capteur à conduite double

La Figure 53 montre que, pour le capteur PV-T à conduite double, une augmentation de la longueur du capteur PV-T hybride implique une augmentation de la température d'air en sortie. Une baisse dans le rendement électrique est alors constatée. D'autre part, en prenant les mêmes dimensions d'un capteur PV-T à conduite double, une augmentation de la vitesse d'écoulement de l'air permet une évacuation plus efficace de l'énergie thermique et augmente donc le rendement thermique de l'installation. Une augmentation du taux d'encapsulation diminue légèrement la température de l'air à sa sortie. Les mêmes tendances sont obtenues pour le capteur PV-T à conduite simple.

Suite à la variation paramétrique menée, l'auteur conclut que les performances du capteur PV-T à conduite double sont meilleures que celles d'un capteur PV-T à conduite simple. Toutefois le bilan énergétique global n'inclut pas la consommation du ventilateur.

Dans l'Indian Institute of Technology (IIT), Tiwari [Tiwari 2007] a mené des recherches sur des capteurs PV-T à air vitrés et non vitrés.

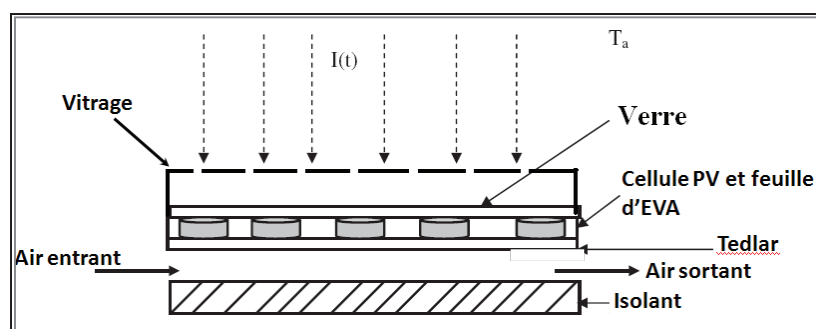


Figure 54 Capteur PV-T encapsulé

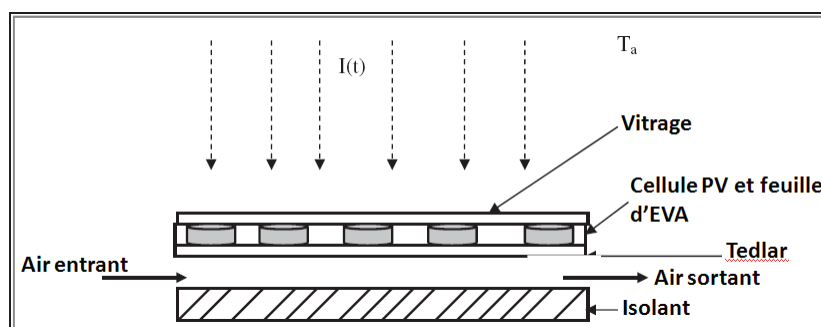


Figure 55 Capteur PV-T sans encapsulation

La Figure 54 montre un capteur PV-T avec encapsulation et la Figure 55 un capteur PV-T sans encapsulation. Les résultats de modélisation ont montrés que l'encapsulation double pratiquement le rendement thermique à la sortie du capteur, mais le rendement électrique de l'installation baisse quant à lui de 9 à 10%.

I.2. Modèle électrique du capteur PV-T

Le choix s'est porté sur un modèle permettant d'estimer avec précision la puissance électrique du capteur PV tout en travaillant avec les données généralement disponibles dans les catalogues constructeur. Un des modèles répondant à ces critères est celui développé par l'université de Madison. Il a l'avantage d'utiliser seulement les données constructeur usuelles. Toutefois, le calcul de la puissance P disponible aux bornes du capteur PV avec le modèle 'Madison' reste à priori légèrement moins précis qu'avec d'autres modèles tels que le modèle 'Sandia' [King 1997], [Whitaker 1997] ou le modèle 'Cenerg' [Dumbs 1999]. Mais une comparaison avec des résultats expérimentaux menée par Guiavarch [Guiavarch 2003] a permis de le valider et de montrer qu'il reste suffisamment précis.

I.2.1. Modèle à une diode du capteur photovoltaïque

Le modèle à une diode se base sur une équivalence électrique. Il permet de calculer les performances d'une cellule photovoltaïque à partir d'un bilan électrique simple. Le schéma de la Figure 56 est une illustration du modèle électrique à une diode utilisé pour calculer les performances d'une cellule photovoltaïque.

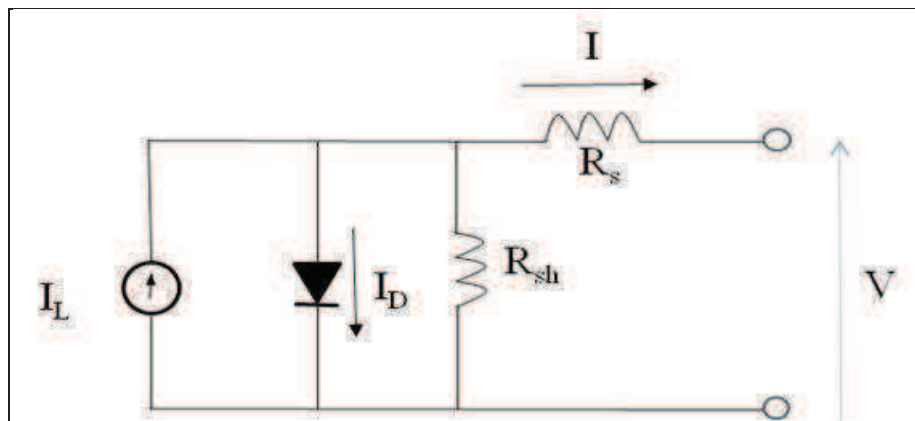


Figure 56 Modèle à une diode

L'expression du courant à la sortie de la cellule, déduite d'un bilan électrique appliqué au circuit, montre que le courant disponible est le photocourant diminué du courant de diode ainsi que des courants de fuite :

$$I = I_L - I_D - \frac{V + IR_s}{R_{SH}} \quad (19)$$

Avec :

I_L	: Photocourant créé par les cellules photovoltaïques	[A]
I_D	: Courant de diode, représente le courant de fuite interne à la cellule causée par la jonction p-n de la cellule	[A]
R_{sh}	: Résistance shunt, représente un autre courant de fuite	[Ω]
R_s	: Résistance série, représente les pertes provoquées notamment par le contact électrique des cellules entre elles	[Ω]
V	: Tension disponible aux bornes du module	[V]

I : Courant disponible aux bornes du module [A]

Un module PV est constitué d'un branchement en série de cellules photovoltaïques. Le bilan électrique déduit du modèle à une diode permet de calculer la puissance P disponible aux bornes de chaque cellule. Ce modèle, appliquée à l'ensemble du module PV, permet de calculer sa puissance. Cette méthode est cohérente avec les données constructeur qui sont mesurées pour l'ensemble du module PV. La méthode est d'autant plus justifiable que les données constructeurs intègrent les pertes dues aux connections des cellules entre elles.

Le courant de diode I_D s'exprime sous la forme suivante :

$$I_D = I_0 \cdot \left[\exp \left[\frac{q}{\gamma \cdot k \cdot T_j} (V + R_s I) \right] - 1 \right] \quad (20)$$

Avec :

- γ : Paramètre d'ajustement, est égal au nombre de cellules en série (N_c) pour un module PV parfait, et est supérieur dans la pratique [-]
- I_0 : Courant de saturation inverse de diode [A]
- T_j : Température de jonction [K]

Le courant de saturation inverse de diode I_0 a pour expression :

$$I_0 = d \cdot T_j^3 \cdot \exp \left(\frac{-q \mathcal{E}_g}{\frac{\gamma}{N_c} k T_j} \right) \quad (21)$$

Avec :

- $\mathcal{E}_g$: Gap de matériau, il vaut 1.12 eV pour le silicium cristallin [eV]
- d : Constante [-]

Pour une température de jonction de référence T_{jr} donnée, nous obtenons l'expression du courant de référence I_{0r} :

$$I_{0,ref} = d \cdot T_{j,ref}^3 \cdot \exp \left(\frac{-q \mathcal{E}_g}{\frac{\gamma}{N_c} k T_{j,ref}} \right) \quad (22)$$

Le courant de saturation inverse de diode I_0 s'écrit alors :

$$I_0 = I_{0,ref} \frac{T_j^3}{T_{j,ref}^3} \exp \left(\frac{N_c q \mathcal{E}_g}{\gamma k} \left(\frac{1}{T_{j,ref}} - \frac{1}{T_j} \right) \right) \quad (23)$$

D'autre part, il est supposé que le photocourant I_L est proportionnel au rayonnement incident :

$$I_L = \frac{G}{G_{ref}} I_{L,ref} \quad (24)$$

L'équation caractéristique peut s'exprimer de la façon suivante :

$$I = I_L - I_0 \left\{ \exp \left[\frac{q}{kT_j} (V + IR_s) \right] - 1 \right\} - \frac{V + IR_s}{R_{SH}} \quad (25)$$

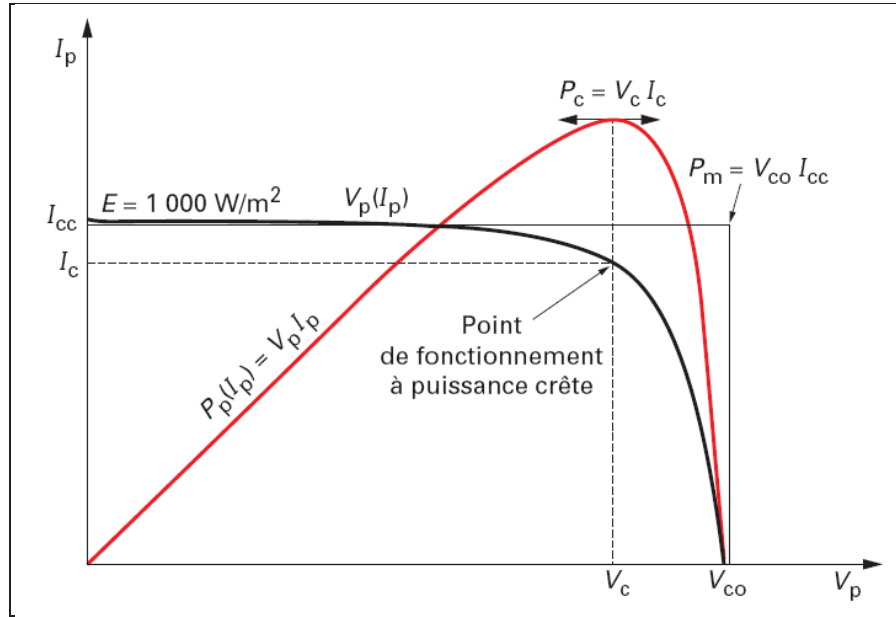


Figure 57 Courbe caractéristique d'un module PV

La Figure 57 illustre la relation reliant le courant photovoltaïque à la tension constatée aux bornes du module PV. L'intersection de cette courbe avec l'axe des abscisses donne la tension de circuit ouvert V_{co} , le courant de court-circuit I_{cc} est donné par l'intersection de la courbe avec l'axe des ordonnées. Le point de fonctionnement à puissance crête est le point de puissance maximale du module PV, sous une irradiation de 1000 W/m^2 .

En appliquant l'ensemble des équations précédentes et en réalisant un calcul itératif, la puissance P en sortie du module en fonction des paramètres déduits des données catalogue est retrouvée (caractéristiques I,V). Finalement, si un capteur est constitué de N_T modules PV, la puissance disponible aux bornes du capteur PV sera égale à $N_T \times P$.

I.3. Modèle thermo-aéraulique de la lame d'air ventilée

Cette partie expose le modèle du capteur hybride photovoltaïque/thermique à air utilisé dans cette thèse. Ce modèle permet de calculer principalement la température de jonction, la température de la paroi arrière et la température à la sortie de la lame d'air. Il permet aussi de retrouver l'énergie thermique récupérée par le fluide à la sortie du capteur hybride. Il se base sur les travaux de Brinkworth [Brinkworth 2000], [Brinkworth 1997] et de Guiavarch [Guiavarch 2003]. Ce modèle représente un bon compromis entre les modèles simples utilisant des régressions linéaires ou ne prenant pas en compte certains phénomènes physiques tel que le rayonnement entre les parois du capteur et les modèles détaillées qui prennent en compte tout les phénomènes mais qui nécessitent une connaissance fine de la composition du capteur ainsi que de ses caractéristiques.

I.3.1. Modèle général

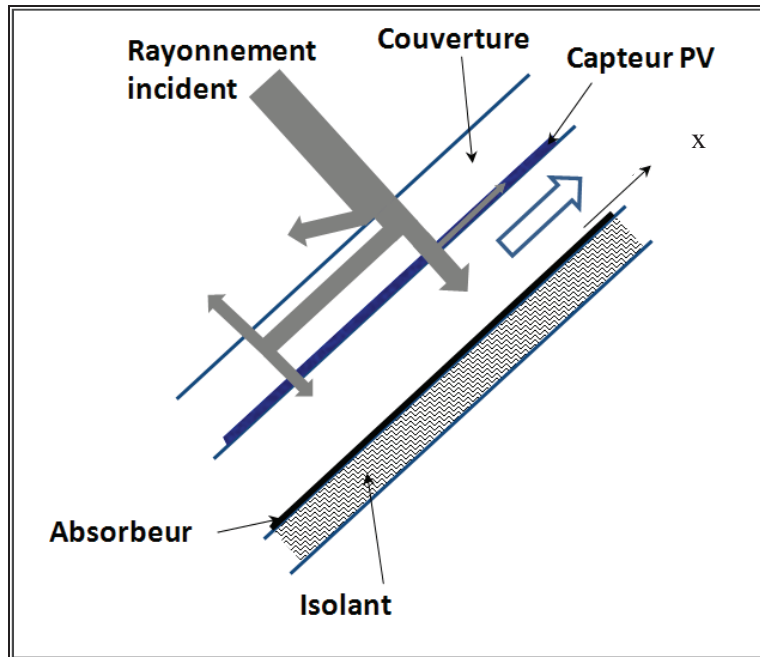


Figure 58 Capteur hybride PV-T

La Figure 58 illustre la répartition du flux solaire dans le capteur PV-T. Un modèle simplifié de l'écoulement d'air à l'intérieur de la lame d'air est utilisé. Il permet de calculer la température de l'air à la sortie de la conduite en fonction du rayonnement incident, de la nature de l'écoulement et d'autres paramètres qui sont précisés ci-dessous.

Le modèle suppose que le régime établi est un régime permanent et que la température de jonction reste uniforme tout au long du capteur photovoltaïque. Il est aussi considéré que l'écoulement d'air est monodimensionnel, entre deux plans parallèles de largeur infinie. Le transfert de chaleur est supposé monodimensionnel.

Le capteur peut être représenté à partir du schéma électrique équivalent de la Figure 59, avec les résistances successives jusqu'à la couche d'isolant intégrée au bâtiment.

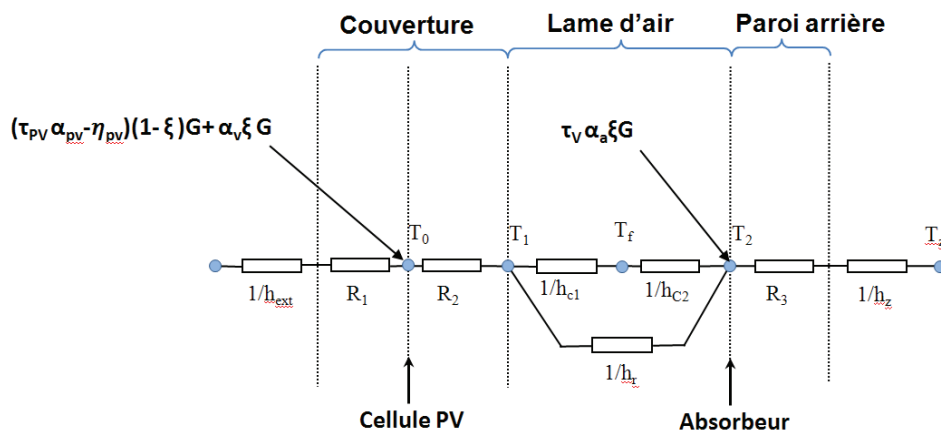


Figure 59 Résistances thermiques du capteur PV intégré avec une lame d'air

Les paramètres apparaissant sur le schéma sont les suivants :

T_{ext} : Température extérieure

[K]

T_0	: Température du nœud intermédiaire de la couverture ⁶ . Cette température est aussi celle des cellules photovoltaïques, équivalente à la température de jonction	[K]
T_1	: Température du capteur PV côté lame d'air	[K]
T_f	: Température du fluide	[K]
T_2	: Température de la paroi arrière (côté lame d'air)	[K]
T_z	: Température de la zone adjacente au capteur PV-T hybride	[K]
h_{ext}	: Coefficient d'échange convectif+radiatif entre la couverture et l'extérieur	[W.m ⁻² .K ⁻¹]
R_1	: Résistance thermique entre le nœud intermédiaire et la couverture côté extérieur	[K.m ² .W ⁻¹]
R_2	: Résistance thermique entre le nœud intermédiaire et la couverture côté lame d'air	[K.m ² .W ⁻¹]
h_{C1}	: Coefficient d'échange convectif entre la couverture et le fluide	[W.m ⁻² .K ⁻¹]
h_{C2}	: Coefficient d'échange convectif entre l'absorbeur et le fluide	[W.m ⁻² .K ⁻¹]
h_r	: Coefficient d'échange radiatif entre la couverture et l'absorbeur	[W.m ⁻² .K ⁻¹]
R_3	: Résistance de la paroi arrière	[K.m ² .W ⁻¹]
h_z	: Coefficient d'échange convectif + radiatif entre l'arrière du capteur PV-T et la zone adjacente du bâtiment.	[W.m ⁻² .K ⁻¹]
G	: Ensoleillement incident	[W.m ⁻²]
ξ	: Transparence de la couverture	[-]
$\tau_{pv} \alpha_{pv}$	: Coefficient d'absorption effectif des cellules PV	[-]
η_{pv}	: Rendement électriques des cellules PV	[-]
α_a	: Coefficient d'absorption de l'absorbeur	[-]

I.3.2. Bilan thermique sur le capteur PV-T

Un bilan thermique appliqué au capteur PV-T permet de retrouver le flux de chaleur q_{PV-T} (W/m²) produit par le capteur et récupéré par l'air :

$$q_{PV-T} = h'_1 \cdot (T'_1 - T_f) + h'_2 \cdot (T'_2 - T_f) \quad (26)$$

Les coefficients convectifs équivalents et les températures équivalentes sont définis comme suit :

$$\left\{ \begin{array}{l} h'_1 = \frac{h_{C1}}{1 + R_2 h_{C1} + h_{C1} \frac{1 + R_1 h_{ext}}{h_{ext}}} \\ T'_1 = T_{ext} + \frac{1 + R_1 h_{ext}}{h_{ext}} S_1 - \left(R_2 + \frac{1 + R_1 h_{ext}}{h_{ext}} \right) \Phi_r \\ h'_2 = \frac{h_{C2} \cdot h_{z,adj}}{h_{C2} + h_{z,adj}} \end{array} \right.$$

⁶ En référence à la terminologie utilisée pour les capteurs thermiques, le capteur PV est situé à la place de la couverture, et la paroi arrière est située à la place de l'absorbeur

$$\left\{ \begin{array}{l} T_2' = T_{z,adj} + \frac{1}{h_{z,adj}} S_2 + \frac{1}{h_{z,adj}} \Phi_r \\ S_1 = \left[(1-\xi) (\tau_{pv} \alpha_{pv} - \eta_{pv}) + \xi \alpha_g \right] \times G \\ S_2 = \xi \tau_g \alpha_a \cdot G \end{array} \right.$$

Le terme ϕ_r indique la valeur de l'échange par rayonnement qui se fait à l'intérieur de la lame d'air entre la couverture et l'absorbeur. Les hypothèses pour calculer ce flux sont les suivantes :

- Φ_r ne dépend pas de la position suivant l'axe x
- Les températures T_1 et T_2 sont considérées constantes le long de l'axe x qui indique la direction de l'écoulement de l'air (cf. Figure 58).
- Le coefficient d'échange h_r est également considéré comme constant.
- Les deux surfaces en regard sont grises du point de vue radiatif.

Le calcul est effectué pour deux plaques planes parallèles, sa valeur est donnée par la formule suivante :

$$\phi_r = h_r (T_1 - T_2) \quad (27)$$

1.3.3 Bilan thermique sur l'air traversant le capteur PV-T

En combinant les équations du bilan thermique sur l'air et du bilan thermique sur les parois du capteur, l'équation suivante est retrouvée :

$$\dot{m}_{air,PV-T} \cdot C_{p,air} \frac{\partial T_f}{\partial x} = e \cdot [h_1' \cdot (T_1' - T_f) + h_2' \cdot (T_2' - T_f)] \quad (28)$$

Avec :

$\dot{m}_{air,PV-T}$	: Débit massique de l'air dans le capteur	[kg.s ⁻¹]
$C_{p,air}$	: Capacité thermique massique de l'air	[J.kg ⁻¹ .K ⁻¹]
x	: Position par rapport à l'axe principal	[-]
e	: Epaisseur de la lame d'air	[m]

Les températures T_1' et T_2' sont supposées indépendantes de l'abscisse x. En considérant aussi que les échanges radiatifs ainsi que les différents coefficients d'échange thermique sont constants le long de l'axe principal, l'intégration de l'équation est possible. L'expression de la température moyenne de l'air dans le capteur en fonction de la position par rapport à l'axe principal x:

$$T_f(x) = T_{f,in} + (1 - e^{-\lambda x}) \cdot \left(\frac{h_1' \cdot (T_1' - T_{f,in}) + h_2' \cdot (T_2' - T_{f,in})}{h_1' + h_2'} \right) \quad (29)$$

Avec :

$$\lambda = \frac{e \cdot (h_1' + h_2')}{\dot{m}_{air} C_{p,air}}$$

Le flux de chaleur récupéré par l'air est égal à :

$$\dot{Q} = \dot{m}_{air} \cdot C_{p,air} (T_{f,out} - T_{f,in}) \quad (30)$$

En remplaçant l'élévation de température ($T_{out} - T_{in}$) par sa valeur, on retrouve alors la formule suivante :

$$\dot{Q} = \frac{\dot{m}_{air} \cdot C_{p,air}}{h_L} \cdot (1 - e^{-\lambda L}) \cdot [S' - h_L (T_{f,in} - T'_{ext})] \quad (31)$$

Avec :

$$\left\{ \begin{array}{l} h_L = h'_1 + h'_2 \\ S' = \frac{h'_1(1 + R_1 h_{ext})}{h_{ext}} S_1 + \frac{h'_2}{h_{z,adj}} S_2 \\ T'_{ext} = \frac{h'_1}{h'_1 + h'_2} T_{ext} + \frac{h'_2}{h'_1 + h'_2} T_{z,adj} + \frac{1}{h'_1 + h'_2} \left(\frac{h'_2}{h_{z,adj}} - \left(R_2 + \frac{1 + R_1 h_{ext}}{h_{ext}} \right) \cdot h'_1 \right) \cdot \Phi_r \end{array} \right.$$

1.3.4. Résolution numérique

Le coefficient h_r peut être exprimé sous la forme conventionnelle suivante :

$$h_r = 4\sigma \left(\frac{T_1 + T_2}{2} \right)^3 \left(\frac{1}{\frac{1}{\epsilon_1} + \frac{1}{\epsilon_2} - 1} \right) \quad (32)$$

Avec

ϵ_1	: Emissivité de la couverture (côté lame d'air)	[-]
ϵ_2	: Emissivité de la paroi arrière	[-]

Comme les températures T_1 et T_2 dépendent du coefficient h_r , il faut procéder par itération : en partant de conditions initiales, il faut calculer T_1 puis T_2 , en déduire h_r puis Φ_r (équation 32 et 27), puis répéter ces opérations jusqu'à ce que la convergence du résultat se réalise.

1.3.4.1. Coefficient de transfert par convection

Une corrélation existe et permet de calculer les coefficients d'échange convectif h_{C1} et h_{C2} . La corrélation utilise le nombre de Nusselt :

$$h_C = \frac{\lambda}{l} Nu \quad (33)$$

Avec :

λ	: Conductivité du fluide	[W.m ⁻¹ .K ⁻¹]
l	: Longueur caractéristique de l'écoulement	[m]
Nu	: Nombre de Nusselt.	[-]

En convection forcée, le nombre de Nusselt est calculé en fonction du nombre de Reynolds. Les corrélations trouvées dans la littérature dépendent du type de l'écoulement. Pour un écoulement laminaire Kakac [Kakac 1987] proposent la corrélation suivante :

$$Nu = 5.39 + 0.07 \cdot \frac{Re \cdot D_h}{L} \quad (34)$$

Avec :

D_h : Diamètre hydraulique du capteur à air [m]

L : Longueur du capteur à air [m]

Et dans le cas d'un écoulement turbulent avec la présence d'une paroi adiabatique, l'approximation obtenue par Kays [Kays 1963] est la suivante :

$$Nu = 0.0186 Re^{0.787} \quad (35)$$

Selon les travaux réalisés par Brinkworth [Brinkworth 2000], il est possible d'utiliser les corrélations valables dans le cas de la convection forcée et de les appliquer dans le cas du mode de circulation naturelle.

Le calcul du coefficient d'échange thermique h_{ext} entre la paroi externe du capteur à air et l'extérieur (ainsi que du coefficient d'échange thermique h_{int} entre la paroi interne du capteur à air et la zone adjacente) se fait avec les formules simplifiées utilisées dans COMFIE [Peuportier 1994].

1.3.5. Recherche d'optimisation des échanges thermiques

Plusieurs travaux se sont penchés sur l'étude de l'influence de la profondeur et de l'inclinaison de la lame d'air sur la nature de l'écoulement et sur les échanges de chaleur. Dans l'article de Brinkworth [Brinkworth 2006], l'auteur analyse l'effet de la profondeur de la lame d'air sur l'efficacité thermique et électrique de l'installation. Il prouve que le rapport L/D entre la longueur du capteur PV et le diamètre hydraulique de la lame d'air doit être aux alentours de 20 pour assurer un meilleur rendement thermique et électrique du système. Il montre aussi, que l'angle d'inclinaison a peu d'influence sur le rapport L/D . Le critère d'optimisation qui est pris en compte est la température des cellules photovoltaïques à l'extrémité du panneau photovoltaïque (cf. Figure 60). Le rapport L/D est celui qui permet de minimiser cette température dans des conditions de fonctionnement usuelles.

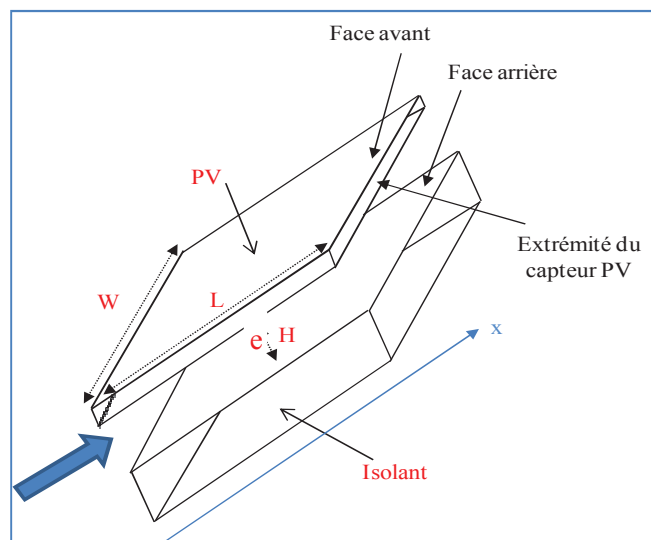


Figure 60 Dimensions de la Lame d'air

On définit d'abord le diamètre hydraulique de la lame d'air :

$$D = 2 \cdot \frac{w \cdot e}{w + e} \quad (36)$$

Avec :

w	: Largeur de la conduite d'air	[m]
e	: Epaisseur de la conduite d'air	[m]
D	: Diamètre hydraulique de la section de conduite d'air	[m]

L'échange de chaleur entre l'air et le système PV hybride est généré par deux flux distincts. Le premier flux est un flux convectif provenant du capteur photovoltaïque chauffé par le rayonnement solaire. Le deuxième flux convectif provient quant à lui de l'absorbeur collé contre la toiture du bâtiment. La paroi de l'absorbeur échange par rayonnement avec le capteur photovoltaïque et cède ensuite par convection la chaleur reçue à l'air en mouvement.

Il est supposé que le terme radiatif dépend uniquement de la température des deux surfaces planes et parallèles. Il est aussi supposé que le capteur PV est assez large pour supposer un écoulement bi-dimensionnel.

En considérant un flux de chaleur q uniforme échangé avec l'air de la conduite, et en négligeant les déperditions dans la conduite, on obtient l'équation de conservation de la chaleur suivante :

$$T_{air,out} - T_{air,in} = \frac{q \cdot L}{\rho \cdot v \cdot H \cdot C_{p,air}} = 2 \cdot \frac{q \cdot L}{\rho \cdot v \cdot D \cdot C_{p,air}} \quad (37)$$

Avec :

$T_{air,out}$	: Température moyenne de l'air à la sortie de la conduite	[K]
$T_{air,in}$	: Température moyenne de l'air à l'entrée de la conduite	[K]
q	: Flux de chaleur total échangé avec l'air dans la conduite	[W.m ⁻²]
L	: Longueur de la conduite d'air	[m]
v	: Vitesse moyenne de l'air dans la conduite	[m.s ⁻¹]
$C_{p,air}$	: Capacité thermique massique de l'air	[J.kg ⁻¹ .K ⁻¹]

D'autre part, en notant q_0 le flux de chaleur transmis au fluide par la face avant de la lame d'air, on obtient :

$$T_0 - T_{air,m} = \frac{q_0}{h_0} \quad (38)$$

T_0	: Température de la face avant de la conduite d'air	[K]
q_0	: Flux de chaleur cédée par la face avant de la conduite d'air	[W.m ⁻²]
h_0	: Coefficient d'échange convectif de la face avant de la conduite d'air	[W.m ⁻² .K ⁻¹]

La combinaison des deux équations précédentes nous permet d'obtenir une expression de l'élévation de la température du capteur photovoltaïque à l'extrémité de la conduite.

$$T_0 - T_{air,out} = \frac{q_0}{h_0} + 2 \cdot \frac{q \cdot L}{\rho \cdot v \cdot D \cdot C_p} \quad (39)$$

En dérivant en fonction de D , on peut retrouver la valeur optimale de D qui minimise $(T_0 - T_{\text{air,out}})$. L'équation différentielle obtenue est la suivante :

$$\frac{d}{dD} \left[\frac{q_0}{h_0} + 2 \cdot \frac{q \cdot L}{\rho \cdot v \cdot D \cdot C_p} \right] = 0 \quad (40)$$

En utilisant les identités standards suivantes :

$$\frac{h_0 \cdot D}{k} = Nu_0 \qquad \frac{v \cdot D}{\nu} = Re_D \qquad \frac{\mu \cdot C_p}{k} = Pr$$

k étant la conductivité thermique de l'air (W/m/K) et ν étant la viscosité cinématique du fluide (m^2/s). On obtient :

$$\frac{d}{dD} \left[\left(\frac{q_0}{q} \cdot \frac{Re_D}{Nu_0} \right) + \left(\frac{2}{Pr} \cdot \frac{L}{D} \right) \right] = 0 \quad (41)$$

Et sachant que :

$$\frac{d}{dD} = \left(\frac{\nu}{Re_D} \right) \cdot \frac{d}{d Re_D} \quad (42)$$

On aboutit finalement à l'expression :

$$\begin{aligned} \frac{d}{dD} \left[\left(\frac{q_0}{q} \cdot \frac{Re_D}{Nu_0} \right) + \left(\frac{2 \cdot L \cdot \nu}{Pr \cdot v} \right) \cdot \frac{d}{dD} \left(\frac{1}{D} \right) \right] \\ = \left(\frac{2}{Pr \cdot Re_D} \right) \cdot \left(\frac{L}{D} \right) \end{aligned} \quad (43)$$

Le rapport L/D qui apparait dans cette dernière équation peut s'exprimer sous la forme suivante :

$$\frac{L}{D} = \left(\frac{Pr \cdot Re_D}{2} \right) \cdot \frac{d}{d Re_D} \left(\frac{q_0}{q} \cdot \frac{Re_D}{Nu_0} \right) \quad (44)$$

Ainsi on peut constater que si l'équation 44 admet une racine finie, cela se traduirait par la présence d'une solution optimale et donc d'un rapport optimal entre la longueur de la conduite et sa profondeur. Pour parvenir à trouver la valeur de ce rapport, il faut retrouver les valeurs de (q_0/q) et de (Re_D/Nu_0) .

On peut écrire le nombre de Nusselt sous sa forme générale suivante :

$$Nu_0 = A \cdot Re_D^b \quad (45)$$

Une approche expérimentale, validée par la modélisation [Brinkworth 2002], a permis de prouver que le rapport (q_0/q) est généralement égal à 0,6. En effet, 60% du flux convectif global est transmis à l'air de la conduite via la face arrière du capteur PV. Le reste du flux convectif est transmis par la face arrière de la conduite.

$$\left(\frac{q_0}{q} \right) = 0.6 \quad (46)$$

En prenant un nombre de Prandlt $Pr = 0,7$ puisque on travaille avec de l'air comme fluide caloporteur, la forme de l'équation devient :

$$\frac{L}{D} = \left[0.21 \cdot \frac{1-b}{A} \right] \cdot \text{Re}_D^{1-b} \quad (47)$$

Lors de l'établissement du régime d'écoulement, les valeurs de A et de b varient tout au long de l'axe de la conduite d'air. En remarquant que cette évolution est petite et pour simplifier la résolution mathématique de l'équation, on suppose que ces valeurs restent constantes tout au long de l'axe de la conduite.

D'autre part, d'après les études expérimentales et théoriques, l'auteur retrouve une approximation satisfaisante du terme $0.21 (1-b)/A$ qui est égale à 2. Par ailleurs, il trouve que b est de l'ordre de 0,76.

En prenant ces valeurs numériques on aboutit au rapport L/D suivant :

$$\left(\frac{L}{D} \right)_{opt} = 2 \cdot \text{Re}_D^{0.24} \quad (48)$$

La variation du nombre de Reynolds a été étudiée dans plusieurs travaux et les résultats montrent que celui-ci varie généralement entre 7000 et 20000 [Brinkworth 2005], [Brinkworth 2002], [Sandberg 2005]. En remplaçant cette valeur dans l'équation précédente on obtient une valeur de L/D comprise entre 17 et 22.

$$17 \leq \frac{L}{D} \leq 22 \quad (49)$$

Ce résultat peut être utile dans la conception du système pour mieux concevoir les dimensions de la lame d'air de sorte à obtenir une extraction maximale de l'énergie thermique.

1.3.6. Modèle de pertes de charge dans le circuit aéraulique

L'évaluation de la consommation des ventilateurs nécessite une connaissance précise des pertes de charge dans le circuit aéraulique. On distingue deux types de pertes de charge, les pertes de charge linéaires et les pertes de charge singulières.

1.3.6.1. Les pertes de charge linéaires

Elles sont dues à la dissipation de l'énergie par le frottement avec les parois et au sein même du fluide, ce qui engendre une perte de pression entre deux sections de la même conduite.

$$\Delta p_l = \frac{\gamma}{D} \cdot \frac{\rho_{air} \cdot v^2}{2} \cdot L \quad (50)$$

Avec :

Δp_l	: Perte de charge linéaire	[Pa]
D	: Diamètre hydraulique de la conduite	[-]
γ	: Coefficient de perte de charge	[-]
ρ_{air}	: Masse volumique de l'air	[kg.m ⁻³]
v	: Vitesse de l'air dans la conduite	[m.s ⁻¹]
L	: Longueur de la conduite	[m]

Pour un fluide incompressible traversant un cylindre, le coefficient de perte de charge γ dépend du nombre de Reynolds. Pour un tube lisse on a les corrélations suivantes :

$\lambda = 0.316 \text{ Re}^{-0.25}$	Pour $\text{Re} < 30\,000$
--------------------------------------	----------------------------

$$\lambda = 0.184 \text{ Re}^{-0.20}$$

Pour $\text{Re} > 30\,000$

1.3.6.2. Les pertes de charge singulières

Elles sont engendrées par des obstacles que rencontre le fluide pendant son parcours (des coudes, des ouvertures...). Ces obstacles réduisent sensiblement son énergie.

$$\Delta p_s = K \cdot \frac{\rho_{\text{air}} \cdot v^2}{2} \quad (51)$$

Δp_s	: Perte de charge singulière	[Pa]
ρ_{air}	: Masse volumique de l'air	[kg.m ⁻³]
v	: Vitesse de l'air dans la conduite	[m.s ⁻¹]
K	: Coefficient de corrélation	[-]

1.3.6.3. Consommation du ventilateur

La puissance fournie par le ventilateur permet de vaincre les pertes de charge et d'apporter l'énergie totale nécessaire au fluide. Elle s'exprime comme suit :

$$P_{\text{ventilo}} = Q_{\text{air}} \cdot (\Delta p_s + \Delta p_l) \quad (52)$$

Avec :

Q_{air}	: Débit volumique de l'air	[m ³ .s ⁻¹]
------------------	----------------------------	------------------------------------

$$P_{\text{électrique}} = \eta_{\text{elec}} \cdot P_{\text{ventilo}}$$

Avec :

η_{elec}	: Rendement électromécanique du moteur	[-]
----------------------	--	-----

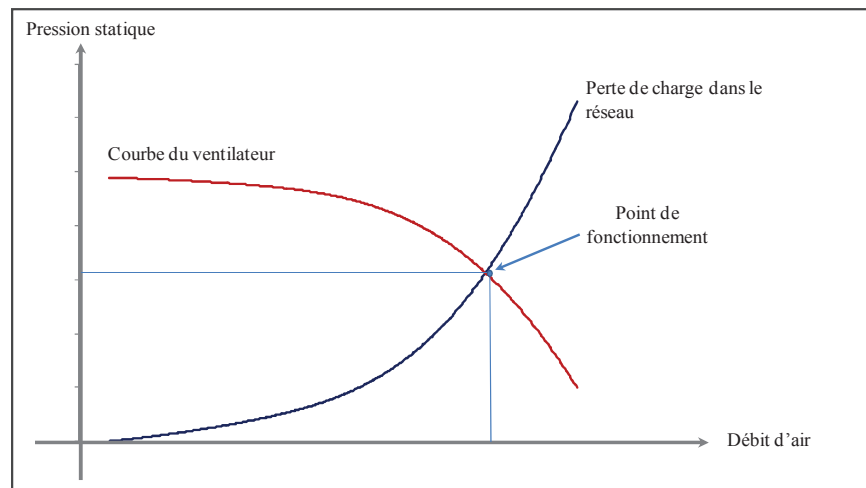


Figure 61 Courbe caractéristique d'un ventilateur à vitesse fixe

L'estimation des pertes de charge dans le circuit aéraulique est une donnée importante pour arriver à un bon dimensionnement du ventilateur à utiliser. Chaque ventilateur possède une courbe caractéristique qui permet d'estimer la puissance qu'il consomme en fonction du débit d'air. En analysant l'intersection de cette courbe avec la courbe du réseau (la courbe des pertes de charge dans le réseau en fonction du débit d'air) on obtient le point de fonctionnement d'un ventilateur à vitesse fixe (Figure 61).

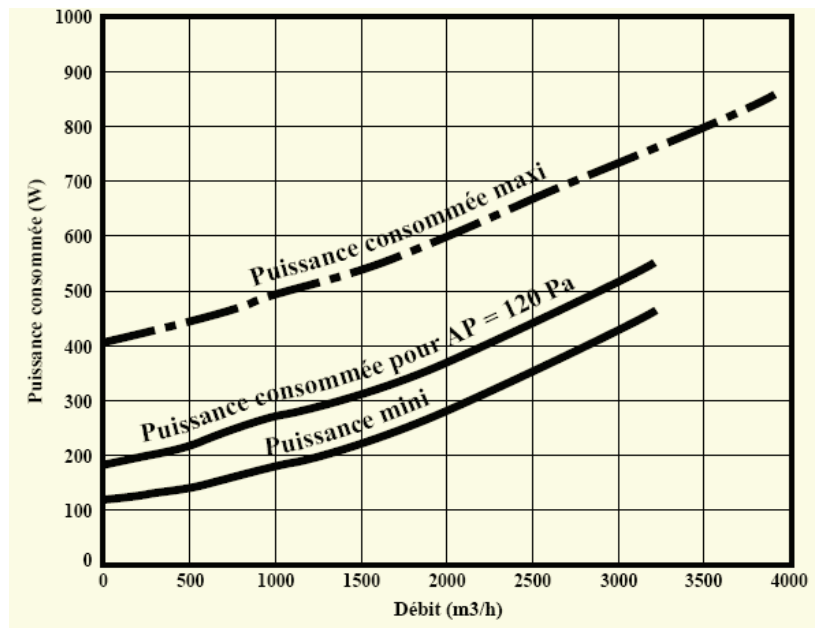


Figure 62 Consommation d'un ventilateur à vitesse variable en fonction du débit d'air

Pour un ventilateur à vitesse variable, la puissance peut varier pour assurer le débit voulu. La Figure 62 représente un exemple de l'évolution de la puissance de ce type de ventilateur. Une régulation du débit est alors possible.

II. Modélisation physique du système thermodynamique de PAC

II.1. Mode de fonctionnement et principes de base

Une pompe à chaleur est un ensemble de composants reliés entre eux qui permettent de chauffer un fluide donné à partir d'un apport d'énergie et d'une source de chaleur appelée source froide. Ce système consomme de l'énergie pour favoriser le transfert de chaleur dans le sens contraire à l'évolution thermodynamique spontanée, de la source froide vers la source chaude. L'énergie utilisée peut être de l'énergie électrique dans le cas d'un compresseur de pompe à chaleur mécanique ou de l'énergie thermique à haute température s'il s'agit d'une pompe à chaleur à absorption.

Les composants de la pompe à chaleur entraînée par un moteur électrique sont : un évaporateur, un condenseur, un compresseur et un détendeur. Un fluide frigorigène circule entre ces différents composants et permet de transférer la chaleur en changeant d'état Liquide/Gaz. Au niveau de l'évaporateur, le fluide frigorigène récupère la chaleur de la source froide (échange endothermique), il passe alors en phase gazeuse. Il entame ensuite une compression, supposée isentropique, au niveau du compresseur qui permet d'élever sa température et sa pression. Au niveau du condenseur, le fluide frigorigène cède de la chaleur à la source chaude et sa température baisse (échange exothermique), il passe alors en phase liquide. La dernière étape consiste à détendre le fluide frigorigène lui permettant de revenir à l'état initial de basse température et de basse pression. La détente peut être en général supposée isenthalpique. La Figure 63 montre l'agencement des différents composants d'une PAC Air/Air.

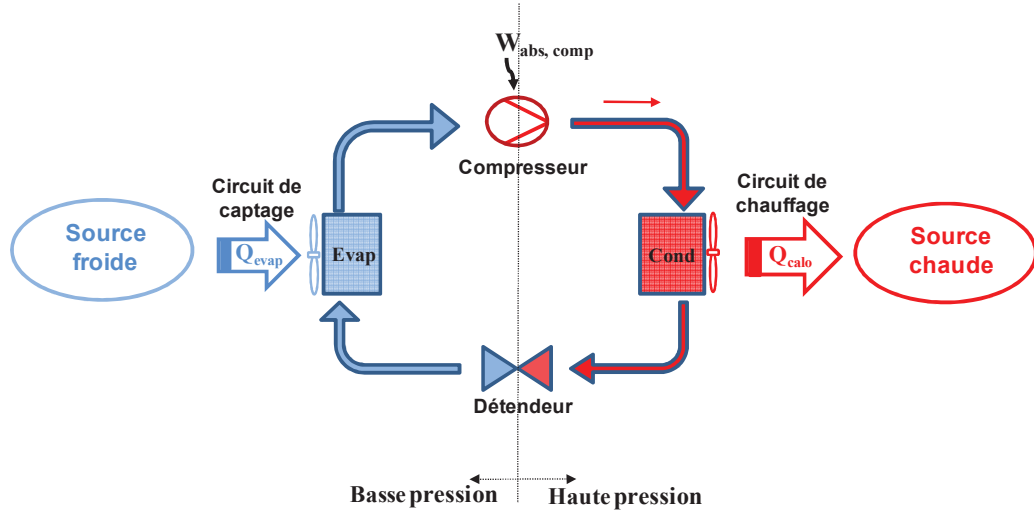


Figure 63 Composants d'une pompe à chaleur

L'efficacité énergétique d'une PAC notée COP (Coefficient de Performance) est définie par la relation suivante :

$$COP = \frac{\text{Energie utile}}{\text{Energie consommée}} \quad (53)$$

Pour une pompe à chaleur mécanique, l'énergie consommée représente l'énergie électrique à fournir par le compresseur et les auxiliaires. Le calcul de cette énergie dépend fortement des limites considérées du système. Les principaux éléments qu'on prend en compte pour évaluer cette énergie sont en général le compresseur et les auxiliaires (ventilateurs ...). La pompe de circulation dans le circuit de chauffage n'est pas toujours prise en compte. L'énergie utile est la puissance calorifique délivrée par la PAC pour couvrir les besoins de chauffage et d'ECS du bâtiment.

Dans le cas où on exclut la puissance de la pompe de circulation, le COP du système devient :

$$COP = \frac{\dot{Q}_{calo}}{\dot{W}_{abs, comp} + \dot{W}_{abs, auxiliaires}} \quad (54)$$

Avec :

$\dot{Q}_{calo}$: Puissance calorifique délivrée par la PAC [W]

$\dot{W}_{abs, comp}$: Puissance absorbée par le compresseur [W]

$\dot{W}_{abs, auxiliaires}$: Puissance absorbée par les auxiliaires [W]

Pour évaluer les performances à long terme d'une pompe à chaleur, on définit le COP saisonnier (SCOP) qui traduit la performance moyenne sur une saison complète :

$$SCOP = \frac{Q_{calo}}{W_{abs, comp} + W_{abs, auxiliaires}} \quad (55)$$

Avec :

Q_{calo} : Energie calorifique annuelle délivrée par la PAC [W]

$W_{abs, comp}$: Energie absorbée par le compresseur sur une année [W]

$W_{abs, auxiliaires}$: Energie absorbée par les auxiliaires sur une saison [W]

II.2. Etat de l'art sur les modèles de PAC

Plusieurs études se sont penchées sur la modélisation des pompes à chaleurs. Les modèles trouvés dans la littérature peuvent être classés en deux groupes :

Le premier groupe de modèles, se base sur une approche empirique et statistique. Des corrélations entre les entrées et sorties du système sont recherchées. Ces corrélations sont souvent exprimées sous forme d'équations mathématiques simples telles que des équations polynomiales. Les phénomènes physiques qui régissent le fonctionnement de la pompe à chaleur ne sont pas modélisés. Les entrées/sorties sont en général des paramètres provenant des résultats de mesures ou des données constructeur. L'identification des paramètres du système sont utilisées à l'aide de méthodes de régressions. Ce premier type de modèles est connu sous le nom de « *modèle boîte noire* » ou « *modèle empirique* ».

Le deuxième groupe de modèles adopte une approche de modélisation beaucoup plus physique. Les lois fondamentales de la physique et la connaissance technique du fonctionnement du système sont exploitées. La structure du système est étudiée afin de ressortir ses principaux éléments fonctionnels. Une fois le système décomposé en plusieurs sous-systèmes, chacun de ces sous-systèmes est modélisé plus ou moins finement selon le degré de précision recherché et les données dont on dispose. La modélisation des sous-systèmes peut se reposer sur une analyse physique ou bien sur une modélisation empirique de type « *boîte noire* » ou alors il peut être de nouveau décomposé en sous-systèmes et aboutir à un modèle beaucoup plus détaillé. Le système est alors étudié de l'intérieur mais avec une approche de modélisation et un degré de détail différent pour chaque sous-système considéré. Ce type de modèles est connu sous le nom de « *modèle boîte grise* », les lois physiques sont utilisées et une connaissance minimale des phénomènes physiques à l'intérieur du système est nécessaire, mais cette connaissance n'est pas complète et certaines parties du système sont toujours modélisées en se basant sur des analyses statistiques ou des méthodes de régression.

II.2.1. Modèles boîte noire

Les modèles empiriques tirent avantage d'utiliser un jeu de paramètres réduit, le plus souvent donné par les fabricants. Cela permet d'appliquer le modèle à un nombre étendu de systèmes, ce qui permet de généraliser son utilisation sur plusieurs cas sans être obligé de connaître le détail des paramètres physiques de la pompe à chaleur. Il s'agit généralement de modèles polynomiaux du 2^{ème} ou 3^{ème} ordre dont les coefficients sont obtenus par régression linéaire.

Dans cette partie, sont citées, des approches empiriques dont l'implémentation n'est pas trop complexe, puisqu'elles ne demandent pas des connaissances détaillées sur le fonctionnement du système. Mais un nombre suffisant de données constructeur et/ou expérimentales reste tout de même nécessaire pour caractériser le comportement du système. Seule une présentation globale des modèles est réalisée. Les travaux de Filliard [Filliard 2009] mènent une description plus fine de chacun d'entre eux.

Modèle ASHRAE

Dans la modélisation d'une pompe à chaleur, la méthode ASHRAE [Ashrae 2005] consiste à poser 4 équations pour définir le comportement d'une PAC. La première équation modélise le COP pour un fonctionnement à pleine charge :

$$\frac{1}{COP} = \frac{1}{COP_{nom}} \cdot f_1(T_{ai}, T_{ext}, \dots) \cdot f_2(PLR) \cdot f_4(T_{ext}, HR_{ext}) \quad (56)$$

Ensuite il est possible de retrouver la puissance calorifique à pleine charge :

$$P_{calo, pc} = \frac{B_{ch}}{COP} \quad (57)$$

La troisième équation s'intéresse à la dégradation des performances à charge partielle en fonction du taux de charge :

$$P_{calo,cp} = P_{calo,pc} \cdot f_3(T_{ai}, T_{ext}, \dots) \cdot f_4(T_{ext}, HR_{ext}) \quad (58)$$

Enfin la dégradation des performances due au givrage et au cycle de dégivrage de l'échangeur extérieur est évaluée grâce au coefficient de charge partielle suivant :

$$PLR = \frac{B_{ch}}{P_{calo,pc}} \quad (59)$$

Avec :

W	: Puissance absorbée par la PAC	[W]
$\dot{Q}_{calo,pc}$	: Puissance calorifique à charge partielle	[W]
COP	: Coefficient de performance	[-]
COP _{nom}	: Coefficient de performance dans les conditions nominales à pleine charge	[-]
B_{ch}	: Besoins de chauffage des locaux à chauffer	[W]
$\dot{Q}_{calo,pc}$	: Puissance calorifique à pleine charge pour des conditions non nominales aux sources	[W]
PLR	: Coefficient de charge partielle (Part Load Ratio)	[-]
f_1	: Fonction qui modélise le COP à pleine charge dans les conditions non nominales	[-]
f_2	: Fonction qui modélise l'influence du comportement à charge partielle sur les performances	[-]
f_3	: Fonction qui modélise la puissance calorifique à pleine charge dans les conditions non nominales	[-]
f_4	: Fonction qui modélise la dégradation globale des performances due au givrage de l'évaporateur et au cycle de dégivrage associé	[-]
T_{ai}	: Température de l'air intérieur	[K]
T_{ext}	: Température de l'air extérieur	[K]
HR_{ext}	: Humidité relative de l'air extérieur	[%]

Les deux fonctions f_1 et f_3 dépendent principalement des températures des sources. On détermine la forme et le degré de ces équations en s'appuyant sur les données constructeurs ou expérimentales. La résolution de ces équations se base en général sur la méthode des moindres carrés.

La fonction f_2 dépend de la technologie de régulation du système (compresseur à vitesse variable ou compresseur marche/arrêt), elle exprime la dégradation des performances à charge partielle. En l'absence de données constructeurs on se cale généralement sur les données expérimentales.

La fonction f_4 caractérise la dégradation des performances et de la puissance calorifique en fonction de la température de l'air extérieur et de son humidité relative. L'augmentation de l'humidité contenue dans l'air extérieur implique un effet plus important du cycle de dégivrage sur les performances de la machine. Les données recueillies pour exprimer cette fonction sont expérimentales.

Un inconvénient de ce modèle est l'impossibilité d'extrapoler son utilisation en dehors des conditions pour lesquelles il a été paramétré. Il est ainsi difficile à généraliser et n'est utile que dans des études de cas bien précis.

Modèle de Roujol

Un modèle de PAC à air a été développé par Roujol [Roujol 2003]. Il permet de simuler le comportement d'un groupe frigorifique à pleine charge et à charge partielle et peut être adapté à un système de pompe à chaleur. Il intègre deux équations polynomiales. La première équation permet de modéliser la puissance calorifique à pleine charge.

$$\frac{\dot{Q}_{calo}}{\dot{Q}_{calo,nom}} = 1 + a_1 \cdot (T_{ai} - T_{ai,nom}) + a_2 \cdot (T_{ext} - T_{ext,nom}) \quad (60)$$

Avec :

$\dot{Q}_{calo}$	: Puissance calorifique à plein charge non nominale	[W]
$\dot{Q}_{calo,nom}$	: Puissance calorifique à plein charge nominale	[W]
$T_{ai}, T_{ai,nom}$	: Température de l'air coté intérieur	[K]
$T_{ext}, T_{ext,nom}$	: Température de l'air coté extérieur	[K]
a_1, a_2	: Coefficients de régression	[-]

La deuxième équation modélise le COP à pleine charge :

$$\frac{COP_{nom}}{COP} = 1 + b_1 \cdot \Delta T + b_2 \cdot \Delta T^2 \quad (61)$$

Avec :

$$\Delta T = \left(\frac{T_{ext}}{T_{ai}} \right) - \left(\frac{T_{ext,nom}}{T_{ai,nom}} \right)$$

COP	: Coefficient de performance à pleine charge non nominale	[-]
COP_{nom}	: Coefficient de performance à pleine charge nominale	[-]
$T_{ai}, T_{ai,nom}$	: Température de l'air coté intérieur	[K]
$T_{ext}, T_{ext,nom}$	: Température de l'air coté extérieur	[K]
b_1, b_2	: Coefficients de régression	[-]

La puissance calorifique à pleine charge dans les conditions non nominales est modélisée d'une manière similaire. Afin de prendre en compte la dégradation de la puissance calorifique fournie par la pompe à chaleur compte tenu du givrage de l'échangeur extérieur (évaporateur) et des cycles nécessitant son dégivrage, le modèle simplifié suivant est choisi :

Si $T_{ext} > 7^\circ\text{C}$ alors	$\dot{Q}_{calo} = \dot{Q}_{calo,pc}$
Si $T_{ext} < 7^\circ\text{C}$ alors	$\dot{Q}_{calo} = \dot{Q}_{calo,pc} \cdot C_d$

La valeur du coefficient de dégradation C_d provient d'essais [Schibuola, 2000] évaluant la dégradation moyenne au cours d'un cycle de fonctionnement intégrant à la fois le fonctionnement normal de pompe à chaleur et les cycles de dégivrage. La valeur par défaut est de 90%.

Modèle d'Allen Hamilton

Allen et Hamilton [Allen 1983] se basent sur un modèle empirique recalant les équations de puissance absorbée par le compresseur et de la puissance frigorifique ou calorifique délivrée à pleine charge sur des données expérimentales. Les équations sont de type polynomial du second degré et sont fonction des températures de sortie des sources chaudes et froides.

$$\frac{\dot{Q}_{calo}}{\dot{Q}_{calo,nom}} = c_1 + c_2 \cdot \Delta T + c_3 \cdot \Delta T^2 \quad (62)$$

Avec :

$$\Delta T = \left(\frac{T_{ae}}{T_{ai}} \right) - \left(\frac{T_{ext,nom}}{T_{ai,nom}} \right)$$

c_1, c_2, c_3 : Coefficients de régression [-]

Modèle de COP à pleine charge :

$$\frac{COP_{nom}}{COP} = d_1 + d_2 \cdot \left(\frac{\dot{Q}_{calo}}{\dot{Q}_{calo,nom}} \right) + d_3 \cdot \left(\frac{\dot{Q}_{calo}}{\dot{Q}_{calo,nom}} \right)^2 \quad (63)$$

Avec :

d_1, d_2, d_3 : Coefficients de régression [-]

Le modèle à charge partielle se déduit du modèle à pleine charge en se fixant deux coefficients multiplicatifs corrigeant la puissance calorifique à pleine charge et la puissance absorbée.

Modèle de Gluck

Gluck et Pollak [Gluck 1978] ont modélisé un groupe frigorifique fonctionnant à pleine charge. Le compresseur est à piston et à vitesse variable. Une régression polynomiale à partir des données constructeur est utilisée. Une équation polynomiale du deuxième degré donnant la puissance du compresseur en fonction de la température d'évaporation et de condensation du fluide frigorigène est retrouvée. L'avantage de ce modèle est son utilisation d'un nombre réduit de paramètres. Toutefois, il ne permet que la simulation à pleine charge en régime permanent.

Modèle TRNSYS-16

Le logiciel TRNSYS-16 [Trnsys 2004] propose un modèle de pompe à chaleur à deux sources froides et un autre à une seule source froide. La modélisation se base sur l'interpolation linéaire de données d'entrée fournies par l'utilisateur provenant de sources expérimentales ou de données constructeur.

II.2.2. Modèles boîte grise

Un grand nombre de modèles polynomiaux a été proposé depuis une trentaine d'année. Ils permettent au minimum le calcul des consommations en modélisant uniquement le compresseur et

peuvent aller jusqu'à fournir les puissances échangées au niveau des échangeurs. Dans cette partie, les principes de certains de ces modèles sont présentés.

Un système à compression de vapeur est modélisé par Stoecker et Jones [Stoecker 1982]. Le modèle repose sur des équations polynomiales permettant de calculer la puissance absorbée par le compresseur en fonction des températures d'évaporation et de condensation. Le coefficient d'échange global des échangeurs est supposé constant tout au long de l'échangeur et ne varie que si les températures varient.

Un modèle similaire à celui de Stoecker et Jones est développé par Hamilton et Miller [Hamilton 1990], [Miller 1982]. Il nécessite toutefois une connaissance plus détaillée des pressions et des températures du réfrigérant à l'intérieur du circuit. Le modèle permet d'évaluer les performances d'un système de climatisation en fonction des conditions aux sources. Chaque composant est modélisé à part. Ensuite, l'assemblage des modèles de chacun des composants permet de retrouver le fonctionnement global du système. L'avantage de cette approche est la possibilité de simuler plusieurs systèmes sans être obligé de refaire à chaque fois la modélisation. En effet, il suffit de changer le type de composant et de le relier aux autres composants tout en respectant les principes physiques de conservation de la masse et de l'énergie. Cette approche est intéressante mais il reste difficile de retrouver le catalogue constructeur pour chaque élément de la pompe à chaleur.

Swider [Swider 2003] propose une comparaison entre différents modèles de systèmes de climatisation fonctionnant en régime permanent. Des modèles empiriques reposant sur une régression linéaire ou polynomiale, des modèles de type boîte grise et des modèles reposant sur l'application des réseaux de neurones RBF (Radial Basis Function) ou multicouches sont comparés. Malgré l'utilisation d'une base de données étoffée (450 données environ), les modèles utilisant la régression linéaire ont montré une limite dans leur utilisation. Ceci peut être dû, d'après l'auteur, à la non linéarité des phénomènes modélisés. Parmi le reste des modèles testés, il a été constaté que les modèles utilisant les réseaux de neurones sont les plus difficiles à mettre en œuvre mais aussi les plus précis. Swider note qu'ils sont généralisables si on dispose d'un grand nombre de données. Toutefois, s'il est nécessaire de retrouver des résultats cohérents alors qu'on ne dispose pas d'assez de données expérimentales ou issues des catalogues, il est nécessaire dans ce cas de passer par des modèles de type « boîte grise » qui prennent en compte les phénomènes physiques rencontrés.

A l'ORNL, Fisher et Rice [Fischer 1985], [Rice 1985] proposent un modèle détaillé d'une pompe à chaleur air/air fonctionnant en régime permanent. Les compresseurs modélisés sont de type scroll ou à piston. La pompe à chaleur est divisée en plusieurs sous-systèmes. Une régression à partir des données constructeur est utilisée pour modéliser le composant compresseur. Ce modèle permet de déterminer le débit massique circulant dans le circuit ainsi que la puissance consommée par le compresseur et les puissances des échangeurs. Ces données sont utilisées par le détendeur et les échangeurs qui sont modélisés à l'aide d'équations de la physique. Il est possible de le généraliser mais il est développé à la base pour aider dans la conception de nouvelles pompes à chaleur. De ce fait, les paramètres à rentrer dans le modèle sont nombreux et ne sont pas disponibles pour un utilisateur autre que le constructeur de la PAC.

Un modèle d'une pompe à chaleur à compression de vapeur fonctionnant en régime permanent est proposé par [Stephanuk 1992]. Ce modèle n'utilise pas des méthodes régressions, il se base uniquement sur les lois de base de conservation de la masse de l'énergie et du moment cinétique. Par ailleurs, des corrélations de transfert thermique sont utilisées pour estimer quelques paramètres du modèle. C'est l'un des modèles les plus détaillés. De ce fait, il nécessite une bonne connaissance des paramètres du système. Pour le compresseur par exemple, les paramètres sont sélectionnés en recalant les équations avec les courbes de performance fournies par les constructeurs. Ces courbes mettent en relation le débit massique de réfrigérant et la puissance électrique absorbée par le compresseur en fonction de la température d'évaporation et de la pression de refoulement. Mais ces données sont bien évidemment difficiles à obtenir auprès des constructeurs et là encore l'utilisation d'un tel modèle devient difficile.

Les travaux de Bourdouxhe [Bourdouxhe 1994] ont abouti à la modélisation d'un groupe frigorifique fonctionnant en régime quasi-permanent à pleine charge ou à charge partielle. Ce modèle est applicable pour différents types de pistons. Il se place entre les modèles empiriques simples et les

modèles physiques détaillés. Cependant, un grand nombre de données catalogues ou de données expérimentales est nécessaire.

Jin et Spitler [Jin 2002] ont développé un modèle de pompe à chaleur eau/eau se basant sur les équations de la thermodynamique et les équations de transfert thermique. Chaque composant est modélisé séparément. Une méthode d'optimisation est employée pour déduire les paramètres alimentant le modèle. Cette méthode utilise seulement les points de fonctionnement disponibles dans les données catalogue. L'objectif de ce modèle est de n'utiliser que peu de données expérimentales pour modéliser le comportement de la PAC. Il a été validé dans plusieurs études [Liu 2004].

II.3. Modèle choisi : Modélisation des composants d'une pompe à chaleur

Le principe est de choisir un modèle assez détaillé qui permet d'évaluer avec précision les performances de la PAC sans que cela ne nécessite une connaissance détaillée de sa composition. Les modèles empiriques sont écartés car ils restent imprécis en dehors de la plage de paramétrage et ne permettent pas de modéliser les non linéarités du comportement de la pompe à chaleur.

D'autre part, le modèle doit prendre en compte les PAC air/air, air/eau et eau/eau. Le choix s'est porté sur les modèles de type boîte grise. Le modèle de « Jin et Spitler » est choisi. Ce modèle permet de modéliser les phénomènes physiques et de prévoir le comportement du système, même en dehors de la plage de paramétrage. D'autre part, ce modèle nécessite un nombre réduit de données (disponibles généralement dans les catalogues constructeurs). Par ailleurs, c'est un modèle qui prend en compte le fonctionnement en pleine charge et peut être complété pour faire les calculs à charge partielle. Dans la partie suivante, une description détaillée de ce modèle est réalisée.

II.3.1. Modèle de fonctionnement à pleine charge

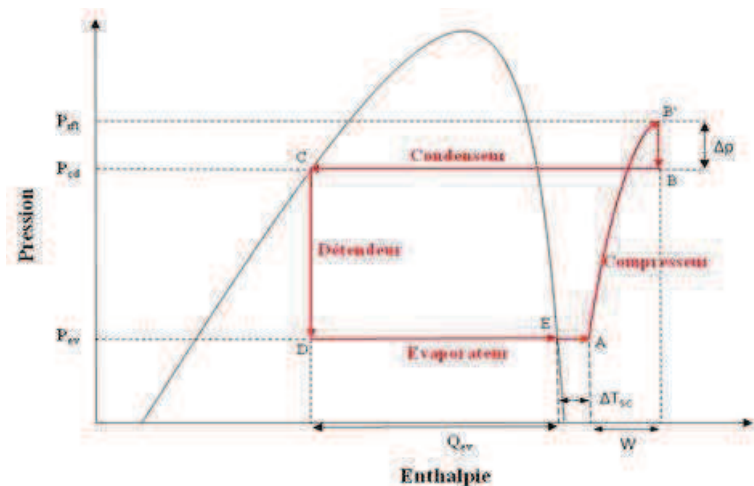


Figure 64 Cycle thermodynamique d'une PAC

Le schéma de la Figure 64 décrit l'évolution de la pression du fluide frigorigène en fonction de l'enthalpie durant un cycle complet d'une pompe à chaleur à compression de vapeur entraînée par un moteur électrique. On suppose que la détente est isenthalpique et qu'aucun autre échange de chaleur que celui ayant lieu entre les échangeurs ne se produit entre le système et son environnement. La première loi de la thermodynamique permet d'écrire :

$$\dot{Q}_{cd} = \dot{Q}_{ev} + \dot{W} \quad (64)$$

$\dot{Q}_{cd}$: Puissance calorifique délivrée par le condenseur [W]

$\dot{Q}_{ev}$	: Puissance échangée au niveau de l'évaporateur	[W]
$\dot{W}$	: Puissance électrique consommée par le compresseur	[W]

L'hypothèse d'absence de pertes de chaleur à travers le corps du compresseur reste acceptable compte tenu de la précision des données constructeur.

II.3.1.1. *Modélisation du compresseur*

Pour un compresseur rotatif, les paramètres du modèle sont les suivants :

- Le volume balayé
- La chute de pression à travers le clapet de refoulement
- La part des pertes électromécaniques du compresseur
- Le rendement électromécanique du compresseur

En supposant un cycle de compression de vapeur idéal à l'intérieur de la chambre de compression, on peut distinguer quatre phases principales :

- Une aspiration isobare des vapeurs de réfrigérant à l'intérieur de la chambre de compression.
- Une compression isentropique et non réversible des vapeurs de réfrigérant.
- Un refoulement isobare des vapeurs comprimées.
- Une détente isentropique des vapeurs de réfrigérant occupant l'espace mort.

Le travail théorique fourni par le compresseur est donné par l'équation suivante :

$$\dot{W}_t = \frac{\gamma}{\gamma-1} \cdot \dot{m}_r \cdot P_{asp} \cdot v_{asp} \cdot \left[\left(\frac{P_{rfl}}{P_{asp}} \right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}} - 1 \right] \quad (65)$$

$\dot{W}_t$	: Travail théorique fourni par le compresseur	[W]
$\dot{m}_r$	: Débit massique de réfrigérant	[kg.s ⁻¹]
v_{asp}	: Volume spécifique à l'aspiration	[m ³ .kg ⁻¹]
P_{asp}	: Pression à l'aspiration	[Pa]
P_{rfl}	: Pression de refoulement	[Pa]
γ	: Coefficient isentropique	[-]

La puissance totale absorbée par le compresseur est calculée alors comme suit:

$$\dot{W} = \frac{\dot{W}_t}{\eta} + \dot{W}_{loss} \quad (66)$$

Avec :

$\dot{W}$	: Puissance absorbée par le compresseur	[W]
$\dot{W}_t$	: Travail théorique délivré par le compresseur	[W]
η	: Rendement électromécanique du compresseur	[-]
$\dot{W}_{loss}$	: Part constante des pertes de puissance électromécanique	[W]

II.3.1.2. Modélisation des échangeurs

On choisit l'hypothèse qu'aucune chute de pression n'a lieu au travers de l'échangeur, et que par conséquent le fluide frigorigène dispose d'une température constante de changement d'état. Le modèle est basé sur la connaissance théorique du comportement des échangeurs à contre courant. Un modèle de NUT est utilisé pour estimer les performances de l'échangeur :

$$\begin{cases} \varepsilon = 1 - e^{-NUT} \\ NUT = \frac{UA}{\dot{m}_f \cdot C_{p,f}} \end{cases} \quad (67)$$

Avec :

ε	: Efficacité de l'échangeur	[-]
NUT	: Nombre d'unité de transfert	[-]
UA	: Coefficient de transfert de chaleur global de l'échangeur	[W.K ⁻¹]
$\dot{m}_f$	: Débit massique du fluide passant à travers l'échangeur (air ou eau)	[kg.s ⁻¹]
$C_{p,f}$	: Capacité thermique massique du fluide	[J.kg ⁻¹ .K ⁻¹]

Il est supposé que le coefficient d'échange UA est constant le long de la surface de l'échangeur

II.3.1.3. Modélisation du détendeur

Le modèle proposé par Jin et Spitler ne modélise pas explicitement le détendeur. Aux limites du domaine de fonctionnement de la PAC, compte tenu de la taille du détendeur, dans le cas de la présence d'un MOP (la pression en sortie de l'évaporateur ne peut pas dépasser une pression maximale fixée) qui peut limiter la température d'évaporation à des valeurs plafonds de l'ordre de 15 °C, qui est aussi la limite acceptable par les compresseurs. Ainsi, lors de la recherche dans la procédure d'optimisation, de la valeur optimale de surchauffe, cette contrainte est prise en compte. Par ailleurs, aucune valeur de sous refroidissement n'est prise en compte. Le sous refroidissement évolue avec les conditions de fonctionnement de la PAC, avec donc un impact sur les performances de celle-ci. D'autre part, le débit du réfrigérant est déterminé par le modèle du compresseur. Cette description correspond au fonctionnement des détendeurs thermostatiques qui équipent la majorité des pompes à chaleur actuelles.

II.3.2. Détermination des paramètres d'entrée du modèle : Méthode d'optimisation de Nelder Mead

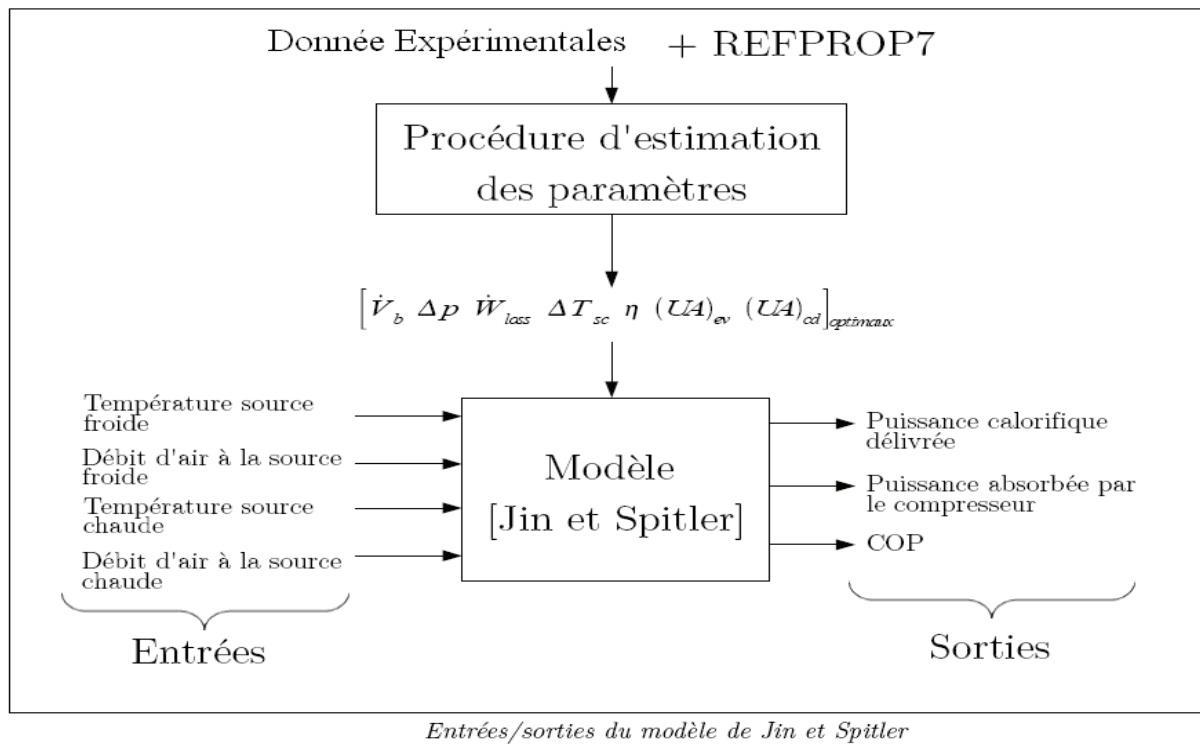


Figure 65 Entrées sorties du modèle de Jin et Spitler

La méthode d'optimisation de Nelder Mead [Nelder 1965] détermine, à partir des données constructeur, les paramètres optimaux des six variables suivantes, utilisées par le modèle physique de Jin et Spitler :

$\dot{V}_b$	: Volume balayé par le piston	$[\text{m}^3 \cdot \text{s}^{-1}]$
η	: Rendement électromécanique du moteur	$[-]$
ΔP	: Chute de pression à travers le clapet de refoulement	$[\text{Pa}]$
$\dot{W}_{loss}$	: Part constante des pertes électromécaniques du compresseur	$[\text{W}]$
ΔT_{sh}	: Surchauffe considérée comme constante à la sortie de l'évaporateur	$[\text{°C}]$
$(UA)_{ev}$	: Coefficient de transfert de chaleur global dans l'évaporateur	$[\text{W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}]$
$(UA)_{cond}$	: Coefficient de transfert de chaleur global dans le condenseur	$[\text{W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}]$

Les caractéristiques thermodynamiques (pression, enthalpie ...) des fluides utilisés sont retrouvées à partir du logiciel de calcul Refprop7, développé par le «National Institute of Standards and Technology» (NIST). La procédure d'estimation des paramètres consiste à minimiser l'écart entre les résultats du modèle et les données constructeur, pour un jeu de paramètres donné, en ajustant la valeur de ces paramètres [Luersen 2001] [Luersen 2004].

II.3.2.1. La recherche du jeu de paramètres optimal

La méthode de Nelder Mead utilisée par Jin et Spitler [Jin 2002] a pour objectif le développement d'un modèle semi-empirique de pompe à chaleur eau/eau permettant de calculer les consommations d'énergie en utilisant uniquement les données constructeur habituellement disponibles. Il faut alors se reposer sur un minimum de points de fonctionnement et autoriser l'extrapolation de la modélisation en dehors de ces seuls points de fonctionnement. On peut noter que les systèmes eau/eau ou eau/air étudiés par Jin et Spitler étaient à vitesse constante. La Figure 65 décrit les entrées et sorties du modèle.

La méthode de modélisation se déroule en trois étapes :

- Description du comportement des éléments principaux du système à l'aide des lois fondamentales de la thermodynamique
- Estimation et identification des paramètres caractérisant les éléments principaux à l'aide d'une méthode d'optimisation à variables multiples
- Utilisation des paramètres optimisés pour la modélisation du système global.

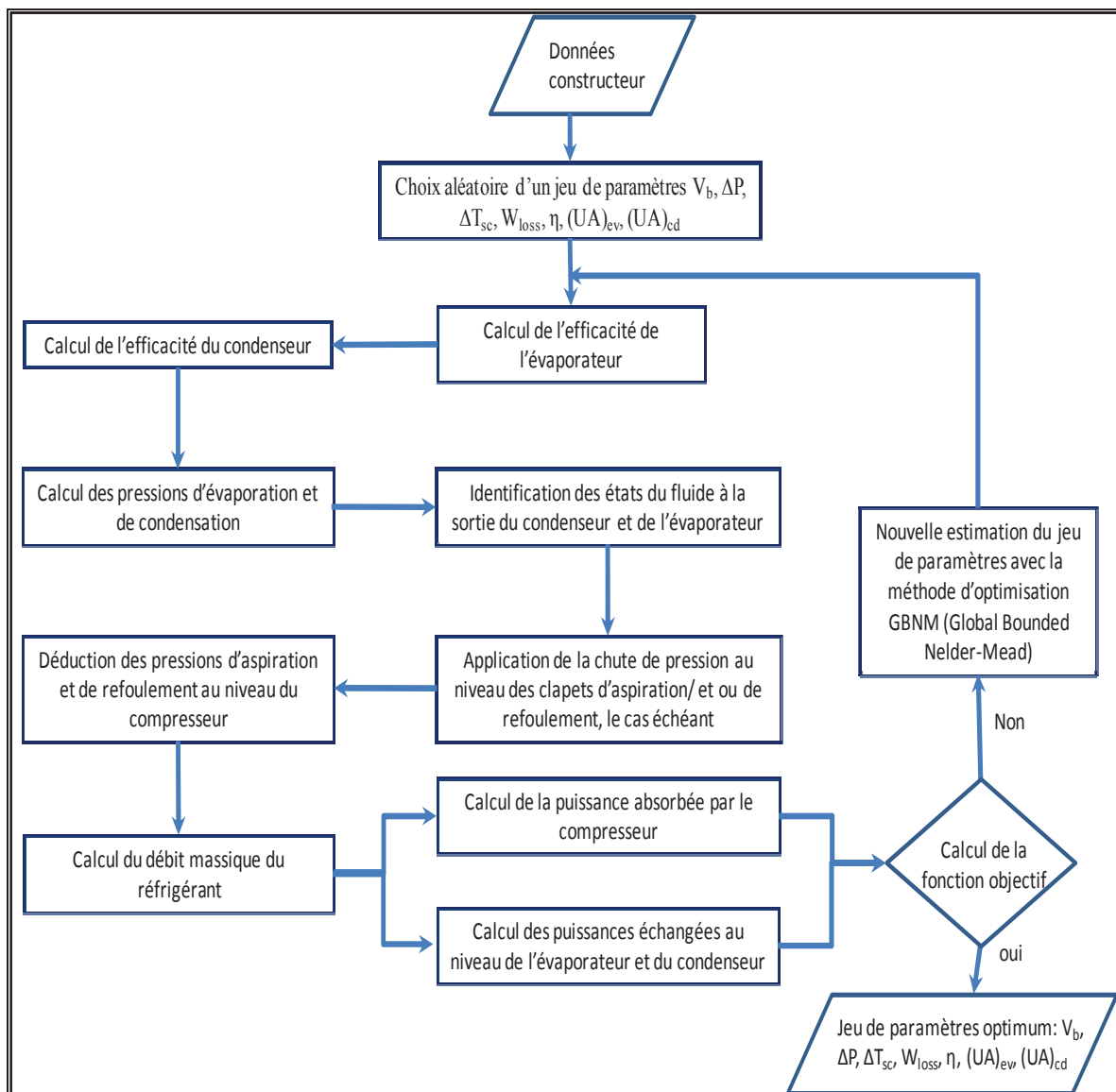


Figure 66 Algorithme de recherche du jeu de paramètres optimal pour la pompe à chaleur

L'algorithme complet de la méthode est représenté dans la Figure 66. Les données d'entrée de la méthode d'optimisation sont les suivant :

- La température et le débit d'eau à l'entrée de l'évaporateur
- La température et le débit d'eau à l'entrée du condenseur

- La puissance calorifique échangée
- La puissance absorbée par le compresseur

La fonction coût choisie est la suivante

$$SSE = \sum_{i=1}^N \left[\left(\frac{\left(\dot{W}_{cat} \right)_i - \left(\dot{W} \right)_i}{\left(\dot{W}_{cat} \right)_i} \right)^2 + \left(\frac{\left(\dot{Q}_{cd,cat} \right)_i - \left(\dot{Q}_{cd} \right)_i}{\left(\dot{Q}_{cd,cat} \right)_i} \right)^2 \right] \quad (68)$$

Avec :

$\dot{W}_{cat}$	: Puissance compresseur provenant des données catalogue	[W]
$\dot{W}$	: Puissance compresseur calculée par le modèle	[W]
$\dot{Q}_{cd,cat}$	: Puissance du condenseur provenant des données catalogue	[W]
$\dot{Q}_{cd}$	: Puissance du condenseur calculé par le modèle	[W]
SSE	: La fonction objectif	[-]

Pour un jeu donné de sept paramètres $\dot{V}_b$, Δp , $\dot{W}_{loss}$, ΔT_{sc} , η , $(UA)_{cond}$, $(UA)_{ev}$ en mode chauffage, la fonction coût est calculée comme suit :

- Calcul de l'efficacité de l'évaporateur

$$\xi_{ev} = 1 - \exp \left(- \frac{(UA)_{ev}}{C_{p,sf} \cdot \dot{m}_{sf}} \right) \quad (69)$$

Avec :

ξ_{ev}	: Efficacité thermique de l'évaporateur	[-]
NUT	: Nombre d'unité de transfert	[-]
$(UA)_{ev}$	: Coefficient d'échange global de l'évaporateur	[W.K ⁻¹]
$\dot{m}_{sf}$	: Débit massique de la source froide passant à travers l'évaporateur	[kg.s ⁻¹]
$C_{p,sf}$	: Capacité thermique massique de la source froide	[J.kg ⁻¹ .K ⁻¹]

- Calcul de l'efficacité du condenseur

$$\xi_{cond} = 1 - \exp \left(- \frac{(UA)_{cond}}{C_{p,sc} \cdot \dot{m}_{sc}} \right) \quad (70)$$

Avec :

ξ_{cond}	: Efficacité thermique du condenseur	[-]
$(UA)_{cond}$	: Coefficient d'échange global du condenseur	[W.K ⁻¹]
$\dot{m}_{sc}$	: Débit massique de la source chaude passant à travers le condenseur	[kg.s ⁻¹]
$C_{p,sc}$	: Capacité thermique massique de la source chaude	[J.kg ⁻¹ .K ⁻¹]

- *Calcul de la température de condensation et d'évaporation du réfrigérant dans les échangeurs :*

$$T_{ev} = T_{sf,in,ev} - \frac{\dot{Q}_{ev}}{\xi_{ev} \cdot C_{p,sf} \cdot \dot{m}_{sf}} \quad (71)$$

Avec :

T_{ev}	: Température d'évaporation du fluide dans l'évaporateur	[K]
$T_{sf,in,ev}$	: Température de la source froide à l'entrée de l'évaporateur	[K]
$\dot{Q}_{ev}$	: Puissance échangée entre le fluide frigorigène et la source froide	[W]
$\dot{m}_{sf}$	: Débit massique de la source froide traversant l'évaporateur	[kg.s ⁻¹]
$C_{p,sf}$	: Capacité thermique massique de la source froide traversant l'évaporateur	[J.kg ⁻¹ .K ⁻¹]

$$T_{cd} = T_{sc,in,cond} - \frac{\dot{Q}_{cond}}{\xi_{cond} \cdot C_{p,sc} \cdot \dot{m}_{sc}} \quad (72)$$

Avec :

T_{cd}	: Température de condensation du fluide dans le condenseur	[K]
$T_{sc,in,cond}$	: Température de la source chaude à l'entrée du condenseur	[K]
$\dot{Q}_{cond}$	: Puissance échangée entre le fluide frigorigène et la source chaude	[W]
$\dot{m}_{sc}$	: Débit massique de la source chaude traversant le condenseur	[kg.s ⁻¹]
ξ_{cond}	: Efficacité thermique du condenseur	[-]
$C_{p,sc}$	: Capacité thermique massique de la source chaude traversant le condenseur	[J.kg ⁻¹ .K ⁻¹]

Une fois les températures de condensation et d'évaporation connues, les pressions et les enthalpies correspondantes sont calculées à l'aide des caractéristiques physiques du réfrigérant (état liquide et vapeur saturée) avec REFPROP7.

- *Identification de l'état du réfrigérant au niveau de l'entrée d'aspiration du compresseur en ajoutant la surchauffe. De la même manière, les propriétés du fluide sont calculées avec REFPROP7.*

$$T_{i,comp} = T_{ev} + \Delta T_{sc} \quad (73)$$

Avec :

$T_{in,comp}$	: Température du fluide à l'entrée de l'aspiration du compresseur,	[K]
T_{ev}	: Température d'évaporation du fluide frigorigène dans l'évaporateur,	[K]
ΔT_{sc}	: Surchauffe entre la sortie de l'évaporateur et l'entrée du compresseur,	[K]

- Identification des pressions du fluide après l'entrée d'aspiration et après le clapet de refoulement. Pour un compresseur rotatif, il est supposé qu'aucune perte de pression n'existe au niveau de l'aspiration. Ainsi :

$$P_{asp} = P_{ev} \quad (74)$$

Avec :

P_{asp}	: Pression d'aspiration au compresseur	[Pa]
P_{ev}	: Pression d'évaporation du fluide dans l'évaporateur	[Pa]

Au niveau du refoulement :

$$P_{rfl} = P_{cond} + \Delta P \quad (75)$$

Avec :

P_{rfl}	: Pression de refoulement à la sortie du compresseur,	[Pa]
P_{cond}	: Pression de condensation du fluide frigorigène,	[Pa]
ΔP	: Chute de pression dans le clapet de refoulement,	[Pa]

- *Calcul du débit massique de réfrigérant en se basant sur l'équation 76, la puissance théorique de compression en utilisant l'équation 77, et la puissance électrique absorbée par le compresseur en utilisant l'équation 78.*

$$\left\{ \begin{array}{l} \dot{m}_r = \frac{\dot{V}_b}{v_{asp}} \quad (76) \\ \dot{W}_t = \frac{\gamma}{\gamma-1} \cdot \dot{m}_r \cdot P_{asp} \cdot v_{asp} \cdot \left[\left(\frac{P_{rfl}}{P_{asp}} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1 \right] \quad (77) \\ \dot{W} = \frac{\dot{W}_t}{\eta} + \dot{W}_{loss} \quad (78) \end{array} \right.$$

- *Calcul de la nouvelle valeur de la puissance échangée au niveau de l'évaporateur :*

$$\dot{Q}_{ev} = \dot{m}_r \cdot (h_{ev} - h_{cond}) \quad (79)$$

Avec :

$\dot{Q}_{ev}$	: Puissance thermique échangée au niveau de l'évaporateur	[W]
$\dot{m}_r$	: Débit massique de réfrigérant passant à travers l'évaporateur	[kg.s ⁻¹]
h_{ev}	: Enthalpie du fluide frigorigène à la sortie de l'évaporateur	[J.kg ⁻¹ .K ⁻¹]
h_{cond}	: Enthalpie du fluide frigorigène à la sortie du condenseur,	[J.kg ⁻¹ .K ⁻¹]

- *Déduction de la puissance échangée au niveau du condenseur*

Cette procédure est appliquée pour chaque point expérimental. Les résultats du modèle pour un jeu de paramètres donné sont comparés aux données expérimentales. L'erreur relative entre les données expérimentales et les résultats du modèle doit être minimisée. On cherche donc à optimiser la valeur de la fonction coût.

La recherche des valeurs optimales permet ainsi de retrouver le jeu de paramètres qui sera utilisé par la suite dans les simulations numériques.

II.3.3. Modèle de fonctionnement à charge partielle

II.3.3.1. PAC de type Marche / arrêt

Un modèle se basant sur les travaux de [Henderson 2000] et [Marchio 2003] est utilisé. Il présente l'avantage de prendre en compte la part des éléments de veille dans le fonctionnement de la PAC. Cet élément n'est pas pris en compte dans d'autres modèles tels que celui issu des travaux de Parken [Parken 1977]

Ce modèle évalue un rendement de dégradation nommé PLF (Part Load Factor en anglais) qui est défini comme suit :

$$PLF = \frac{\text{Performance à charge partielle}}{\text{Performance à pleine charge}}$$

Les performances (COP) sont calculées à partir de la consommation du compresseur et des auxiliaires (ventilateurs et pompes à eau). Ce rendement de dégradation est fonction du rapport à charge partielle PLR (Part Load Ratio en anglais) cf équation 59

La fonction reliant le PLF au PLR est la suivante :

$$PLF = \frac{PLR}{PLR + \alpha} \cdot (1 + \alpha) \quad (80)$$

α représente la part des éléments de veille, elle est calculée comme suit :

$$\alpha = \frac{\dot{P}_{\text{veille}}}{\dot{Q}_{\text{calo,pc}}}$$

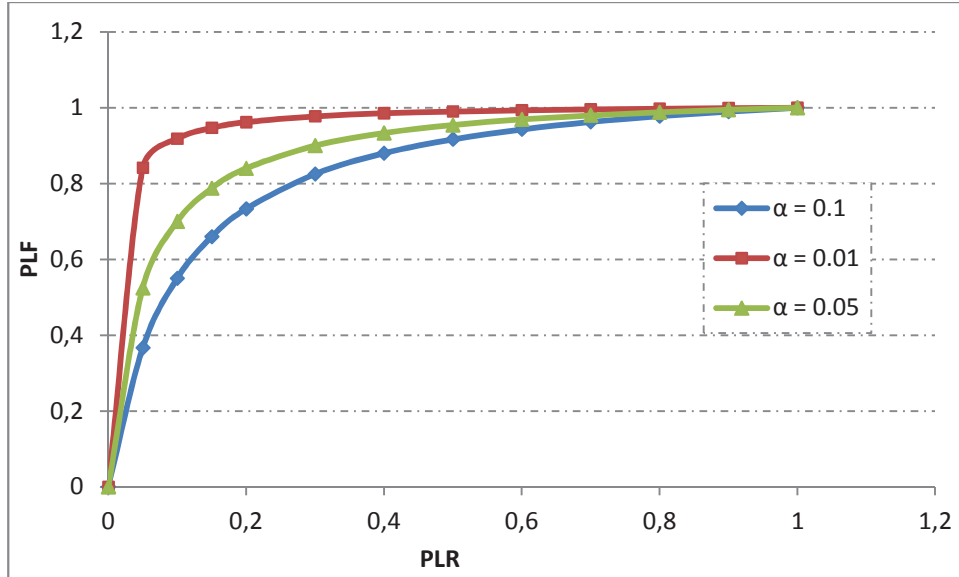


Figure 67 Courbes caractéristiques du modèle de charge partielle pour des PAC fonctionnant en marche/arrêt

La part des éléments de veille varie généralement entre 1% et 5%. Les graphes de la Figure 67 montrent le profil de variation du PLF en fonction du PLR pour une PAC de type marche/arrêt pour des valeurs de α comprises entre 0.05 et 0.1.

II.3.3.2. PAC de type Inverter

Un modèle simple de dégradation des performances à charge partielle est utilisé. Ce modèle se base sur les travaux de Marchio [Marchio 2003], Roujol [Roujol 2003], Perrotin [Perrotin 2004], Bory [Bory 2006] et Rivière [Rivière 2007]. Il permet de caractériser les deux modes de fonctionnement de la PAC à charge partielle. La première plage de fonctionnement se situe en général pour des taux de charges inférieurs à 40%. Dans cette zone, le fonctionnement de la PAC est similaire à celui d'une PAC de type Marche/arrêt. Le modèle développé dans le paragraphe précédent est utilisé dans ce cas de figure. La deuxième plage de fonctionnement se situe pour des taux de charges compris entre 40% et 100%. Dans cette plage, le compresseur adapte sa fréquence pour fournir la puissance calorifique nécessaire. Ses performances sont dans ce cas améliorées et son PLF dépasse la valeur de 1. Ceci se traduit par un COP meilleur que le COP constaté à pleine charge pour les mêmes conditions de température à l'entrée de l'unité intérieure et de l'unité extérieure.

$$PLF = a \cdot PLR + b \quad (81)$$

Avec :

$$a = \frac{1 - PLF_{ref}}{1 - PLR_{ref}}$$

$$b = \frac{PLF_{ref} - PLR_{ref}}{1 - PLR_{ref}}$$

PLF_{ref} et PLR_{ref} sont les valeurs du PLF et du PLR calculées dans des conditions nominales de fonctionnement. L'évolution du coefficient de charge partielle en fonction du taux de charge est donnée à la Figure 68. Cette courbe a été établie à partir de données communiquées par des fabricants de pompes à chaleur japonais [Rivière 2007] dans le cadre du projet européen Eco-Design. Il est à noter que la principale difficulté lors de la modélisation des systèmes Inverter, reste la compréhension de la logique de pilotage de la vitesse du compresseur qui n'est généralement pas communiquée par les fabricants de PAC.

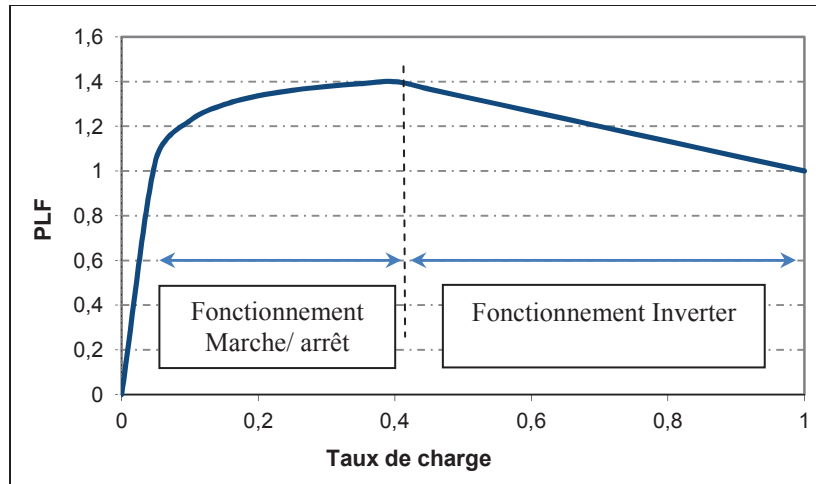


Figure 68 Variation du coefficient de charge partielle en fonction du taux de charge

II.3.4. Prise en compte du phénomène de givrage

Le modèle développé par Marchio [Marchio 2003] est utilisé. Il considère un coefficient de dégradation constant sur chaque plage de température de l'air extérieur. L'influence de l'humidité relative de l'air extérieur n'est pas prise en compte :

$$\dot{Q}_{calo, gd} = \dot{Q}_{calo, pc} \cdot (1 - C_{dg}) \quad \text{si} \quad T_{ext} < 7^\circ \text{C} \quad (82)$$

$$\dot{Q}_{calo, gd} = \dot{Q}_{calo, pc} \quad \text{si} \quad T_{ext} \geq 7^\circ \text{C} \quad (83)$$

Où :

$\dot{Q}_{calo, gd}$	: Puissance calorifique à pleine charge avec givrage/dégivrage	[W]
$\dot{Q}_{calo, pc}$	: Puissance calorifique à pleine charge sans givrage/dégivrage	[W]
C_{gd}	: Coefficient de dégradation de givrage/dégivrage (par défaut = 0,1)	[-]
T_{ae}	: Température sèche à l'entrée de l'évaporateur	[K]

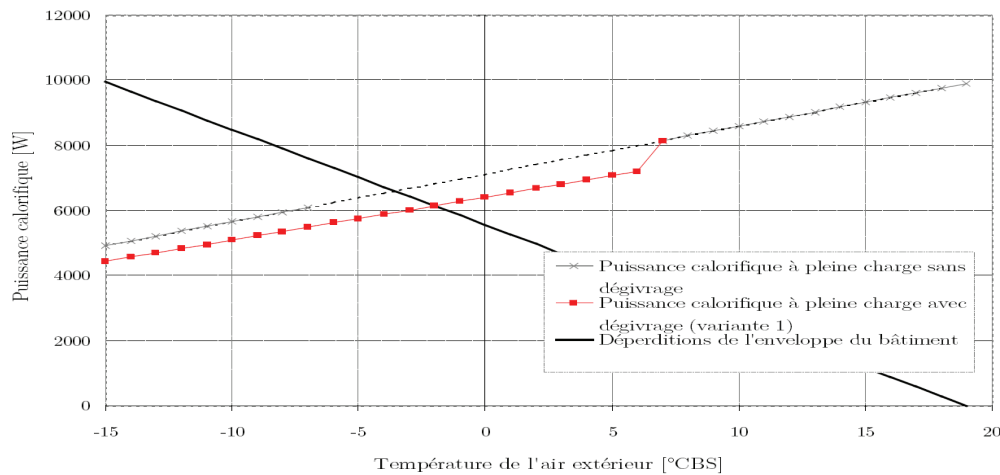


Figure 69 Effets du givrage sur la puissance calorifique [Filliard 2009]

Le graphe de la Figure 69 est une illustration du modèle pour la puissance calorifique à pleine charge. On constate la dégradation des performances de la PAC dès la présence du phénomène de dégivrage (pour des températures d'air extérieur inférieures à 7 °C). Le coefficient de dégradation est choisi en fonction des caractéristiques de la PAC et du climat (montagnard, méditerranéen ...).

III. Modèle de Ballon d'Eau Chaude

Le modèle se base sur un modèle multiport provenant du logiciel de simulation TRNSYS (Type 140/340). Il intègre aussi des modifications qui en ont été faites pour prendre en compte la possibilité du couplage avec une pompe à chaleur.

On suppose que le ballon d'eau est cylindrique droit, entièrement rempli d'eau. On suppose la présence de N strates horizontales de volumes identiques qui sont à températures homogènes T_i . Les strates sont numérotées de 1 à N_{str} du haut vers le bas. L'eau peut être injectée ou soutirée grâce à la présence de plusieurs ports d'entrée/sortie. La stratification est prise en compte en supposant que l'eau n'est pas brassée dans le ballon et que la température n'est homogène qu'au niveau d'une strate. Les températures d'eau des strates sont toujours réparties de façon décroissante du haut vers le bas du ballon.

Les phénomènes physiques pris en compte par le modèle sont :

- Les échanges de chaleur par conduction : entre les strates adjacentes et à travers les différentes parois du ballon.
- Les échanges de chaleur par circulation d'eau.
- Les échanges de chaleur par convection (eau-paroi, paroi-air).
- Les échanges de chaleur et d'eau par injection et soutirage direct d'eau.
- L'apport d'énergie interne dans le cas d'utilisation d'un appoint électrique.
- L'utilisation d'échangeurs de chaleur internes.

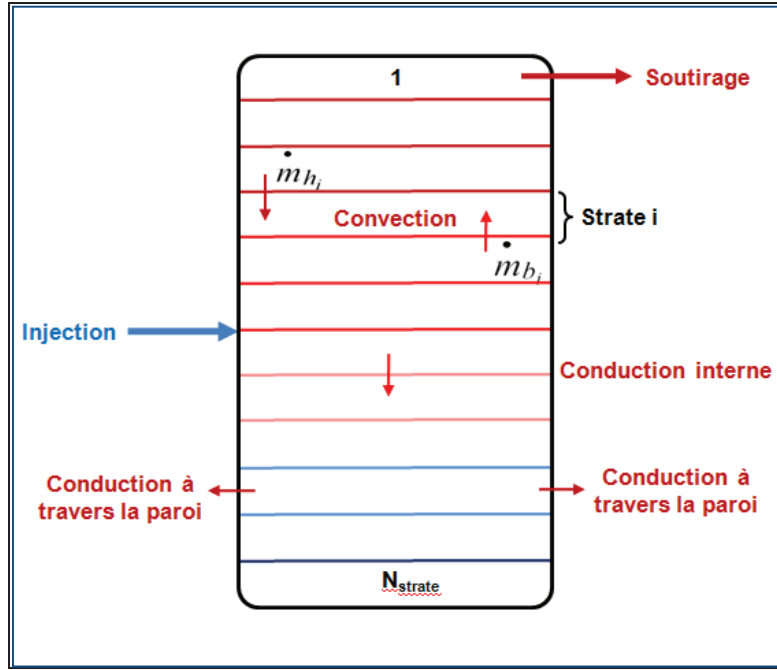


Figure 70 Modèle de Ballon d'eau chaude stratifié

Le bilan de puissance instantané pour chaque strate s'écrit comme suit :

$$\begin{aligned}
 M_i \cdot C_{eau} \cdot \frac{dT_i}{dt} = & \sum_j \alpha_j \cdot \dot{m}_j \cdot C_{eau} \cdot (T_j - T_i) \\
 & + \beta_{i-1} \cdot \dot{m}_{hi} C_{eau} \cdot (T_{i-1} - T_i) + \gamma_{i+1} \cdot \dot{m}_{bi} \cdot C_{eau} \cdot (T_{i+1} - T_i) \\
 & + \frac{\lambda_{eau} \cdot A_{str}}{H_{str}} \left((1 - \delta_i^1) \cdot (T_{i-1} - T_i) + (1 - \delta_i^{N_{str}}) \cdot (T_{i+1} - T_i) \right) \\
 & + UA_i \cdot (T_{amb} - T_i) \\
 & + P_{appoint}
 \end{aligned}$$

Avec :

M_i	: Masse d'eau de la strate i	[kg]
$\dot{m}_j$	: Débit d'injection ou de soutirage d'eau sur la strate i par le port j	[kg.s ⁻¹]
$\dot{m}_{hi}, \dot{m}_{bi}$	: Débit d'eau provenant respectivement de la strate au-dessus et au-dessous de la strate i	[kg.s ⁻¹]
α_j ,	: Indicateurs valant 1 si le débit associé est positif et 0 sinon	[-]
β_i, γ_i	: Indicateurs valant 1 si le débit associé est positif et 0 sinon	[-]
T_j	: Température de l'eau injectée dans la strate i	[K]

⁷ Ce terme est simplifié pour les strates extrêmes, 1 et N_{str} , qui ne possèdent qu'une seule strate adjacente, ce qui explique la présence des symboles de Kronecker.

T_i	: Température d'eau de la strate i	[K]
λ_{eau}	: Conductivité thermique de l'eau	[W.m ⁻¹ .K ⁻¹]
A_{str}	: Section du ballon (surface de contact entre strates)	[m ²]
H_{str}	: Hauteur d'une strate	[m]
UA_i	: Coefficient d'échange thermique à travers la paroi de la strate i	[W.m ⁻¹]
T_{amb}	: Température ambiante autour du ballon	[K]
δ_i^j	: Symbole de Kronecker (vaut 1 si i=j, 0 autrement)	[-]

En supposant un remplissage permanent du ballon et un coefficient de dilatation de l'eau nul, on obtient une égalité des débits d'eau entrants et sortants de chaque strate i à tout instant :

$$\dot{m}_{h_i} + \dot{m}_{b_i} + \sum_{j_i} \dot{m}_j = 0 \quad (84)$$

Entre les temps t et t+Δt, le bilan d'énergie déduit du bilan de puissance est le suivant :

$$\begin{aligned}
M_i \cdot C_{eau} \cdot \frac{T_i|_{t+\frac{\Delta t}{2}} - T_i|_t}{\Delta t} &= \sum_{j_i} \alpha_j \cdot \dot{m}_j \cdot C_{eau} \cdot \left(\bar{T}_j|_{t+\frac{\Delta t}{2}} - \bar{T}_i|_{t+\frac{\Delta t}{2}} \right) \\
&+ \beta_{i-1} \cdot \dot{m}_{h_i} C_{eau} \cdot \left(\bar{T}_{i-1}|_{t+\frac{\Delta t}{2}} - \bar{T}_i|_{t+\frac{\Delta t}{2}} \right) + \gamma_{i+1} \cdot \dot{m}_{b_i} \cdot C_{eau} \cdot \left(\bar{T}_{i+1}|_{t+\frac{\Delta t}{2}} - \right. \\
&\quad \left. \bar{T}_i|_{t+\frac{\Delta t}{2}} \right) \\
&+ \frac{\lambda_{eau} \cdot A_{str}}{H_{str}} \left((1 - \delta_i^1) \cdot \left(\bar{T}_{i-1}|_{t+\frac{\Delta t}{2}} - \bar{T}_i|_{t+\frac{\Delta t}{2}} \right) + (1 - \delta_i^{N_{str}}) \cdot \left(\bar{T}_{i+1}|_{t+\frac{\Delta t}{2}} - \right. \right. \\
&\quad \left. \left. \bar{T}_i|_{t+\frac{\Delta t}{2}} \right) \right) + UA_i \cdot \left(\bar{T}_{amb}|_{t+\frac{\Delta t}{2}} - \bar{T}_i|_{t+\frac{\Delta t}{2}} \right) \quad (85)
\end{aligned}$$

La température $\bar{T}_i|_{t+\frac{\Delta t}{2}}$ étant la moyenne de la température T_i entre le début et la fin du pas de temps $\left(\bar{T}_i|_{t+\frac{\Delta t}{2}} = \frac{T_i|_{t+\Delta t} + T_i|_t}{2} \right)$. Par ailleurs, l'équation peut être écrite de la manière suivante :

$$\begin{aligned}
&T_i|_{t+\frac{\Delta t}{2}} \cdot \left(M_i \cdot C_{eau} + \frac{\Delta t}{2} \cdot \left(\left(\sum_j \alpha_j \cdot \dot{m}_j + \beta_{i-1} \cdot \dot{m}_{h_i} + \gamma_{i+1} \cdot \dot{m}_{b_i} \right) \cdot C_{eau} + (2 - \delta_i^1 - \delta_i^{N_{str}}) \cdot \frac{\lambda_{eau} \cdot A_{str}}{H_{str}} + UA_i \right) \right) \\
&= T_i|_t \cdot \left(M_i \cdot C_{eau} - \frac{\Delta t}{2} \cdot \left(\left(\sum_j \alpha_j \cdot \dot{m}_j + \beta_{i-1} \cdot \dot{m}_{h_i} + \gamma_{i+1} \cdot \dot{m}_{b_i} \right) \cdot C_{eau} + (2 - \delta_i^1 - \delta_i^{N_{str}}) \cdot \frac{\lambda_{eau} \cdot A_{str}}{H_{str}} + \right. \right. \\
&\quad \left. \left. UA_i \right) \right) \\
&+ \bar{T}_{i-1}|_{t+\frac{\Delta t}{2}} \cdot (1 - \delta_i^1) \cdot \left(\beta_{i-1} \cdot \dot{m}_{h_i} C_{eau} + \frac{\lambda_{eau} \cdot A_{str}}{H_{str}} \right) \cdot \Delta t
\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
& + \bar{T}_{i+1}|_{t+\frac{\Delta t}{2}} \cdot (1 - \delta_i^{N_{str}}) \cdot \left(\gamma_{i+1} \cdot \dot{m}_{b_i} \cdot C_{eau} + \frac{\lambda_{eau} \cdot A_{str}}{H_{str}} \right) \cdot \Delta t \\
& + \bar{T}_{amb}|_{t+\frac{\Delta t}{2}} \cdot UA_i \cdot \Delta t + \bar{T}_j|_{t+\frac{\Delta t}{2}} \cdot \sum_j \alpha_j \cdot \dot{m}_j C_{eau} \cdot \Delta t
\end{aligned} \tag{86}$$

La méthode retenue dans la résolution numérique du système est la méthode des trapèzes (Runge Kutta d'ordre 1). Cette méthode a l'avantage de présenter un schéma implicite qui se base sur le pas de temps précédent pour le calcul des valeurs des variables du pas de temps en cours.

En définissant les coefficients suivants :

$$\begin{aligned}
D(t) &= M_i \cdot C_{eau} + \frac{\Delta t}{2} \cdot \left(\left(\sum_j \alpha_j \cdot \dot{m}_j + \beta_{i-1} \cdot \dot{m}_{h_i} + \gamma_{i+1} \cdot \dot{m}_{b_i} \right) \cdot C_{eau} + (2 - \delta_i^1 - \delta_i^{N_{str}}) \cdot \frac{\lambda_{eau} \cdot A_{str}}{H_{str}} + UA_i \right) \\
A_1(t) &= \left(\beta_{i-1} \cdot \dot{m}_{h_i} C_{eau} + \frac{\lambda_{eau} \cdot A_{str}}{H_{str}} \right) \cdot \Delta t \\
A_2(t) &= M_i \cdot C_{eau} - \frac{\Delta t}{2} \cdot \left(\left(\sum_j \alpha_j \cdot \dot{m}_j + \beta_{i-1} \cdot \dot{m}_{h_i} + \gamma_{i+1} \cdot \dot{m}_{b_i} \right) \cdot C_{eau} + (2 - \delta_i^1 - \delta_i^{N_{str}}) \cdot \frac{\lambda_{eau} \cdot A_{str}}{H_{str}} + UA_i \right) \\
A_3(t) &= \left(\gamma_{i+1} \cdot \dot{m}_{b_i} \cdot C_{eau} + \frac{\lambda_{eau} \cdot A_{str}}{H_{str}} \right) \cdot \Delta t \\
B(t) &= \bar{T}_{amb}|_{t+\frac{\Delta t}{2}} \cdot UA_i \cdot \Delta t + \bar{T}_j|_{t+\frac{\Delta t}{2}} \cdot \sum_j \alpha_j \cdot \dot{m}_j C_{eau} \cdot \Delta t
\end{aligned}$$

L'équation précédente peut être réorganisée de la manière suivante :

$\bar{T}_i _{t+\Delta t} \cdot D(t) = \bar{T}_{i-1} _{t+\frac{\Delta t}{2}} \cdot (1 - \delta_i^1) \cdot A_1(t) + \bar{T}_i _t \cdot A_2(t) + \bar{T}_{i+1} _{t+\frac{\Delta t}{2}} \cdot (1 - \delta_i^{N_{str}}) \cdot A_3(t) + B(t)$

Un calcul itératif permet de déduire pour chaque itération, la température de chaque strate au pas de temps en cours, à partir des températures au pas de temps précédent et des températures à l'itération précédente.

Température d'eau froide

En ce qui concerne le ballon d'eau chaude sanitaire, une estimation précise de la température d'eau froide est nécessaire pour éviter un écart important entre les résultats de la simulation et les mesures expérimentales. Par exemple, pour une température de consigne de 45 °C et une température d'eau froide de 12 °C, une erreur de 1 °C sur cette température engendre une erreur de 3% sur l'évaluation de la puissance de chauffage nécessaire [Thiers 2008].

L'estimation de la température d'eau froide dépend de plusieurs paramètres. Elle nécessite une connaissance précise des conditions climatiques, de la température extérieure, de l'ensoleillement incident, du type de canalisation. Les études qui se sont penchées sur la modélisation de cette température restent fortement dépendantes du climat. Leurs modèles sont difficiles à généraliser [Cen 2006] [Retscreen 2004].

Par défaut le modèle utilisé pour la présente étude est celui utilisé dans la méthode SOLO (Méthode mensuelle d'évaluation des performances thermiques des systèmes solaires de production d'eau chaude sanitaire) du CSTB [Siino 1995]. La température mensuelle moyenne d'eau froide,

$T_{\text{eau_froide}}(m)$ est déduite de la moyenne arithmétique des températures moyennes annuelles et mensuelles de l'air extérieur.

$$T_{\text{eau_froide}}(m) = \frac{T_{\text{ext}}(m) + T_{\text{ext_an}}}{2} \quad (87)$$

Avec :

$T_{\text{eau_froide}}(m)$	: Température moyenne d'eau froide pour le mois m	[K]
$T_{\text{ext}}(m)$	: Température moyenne de l'air extérieur pour le mois m	[K]
$T_{\text{ext_an}}$	: Température moyenne annuelle de l'air extérieur	[K]

Dans le cadre de la présente étude, un développement en série de Fourier du signal de la température de l'air extérieur est utilisé. Un profil sinusoïdal est alors déduit et utilisé pour calculer la température de l'eau froide. On suppose que la température annuelle moyenne de l'eau froide est égale à celle de l'air extérieur. Il est aussi supposé l'absence de déphasage entre la température extérieure et la température d'eau froide. Cette modélisation permet d'avoir un comportement dynamique à pas de temps horaire de la température d'eau froide.

$$T_{\text{ext}}(t) = \bar{T}_{\text{ext_an}} + \Delta T_{\text{ext}} \cdot \sin(\omega t - \varphi_{\text{ext}}) \quad (88)$$

$$T_{\text{eau_froide}}(t) = \bar{T}_{\text{eau_froide_an}} + \Delta T_{\text{eau_froide}} \cdot \sin(\omega t - \varphi_{\text{ext}}) \quad (89)$$

Avec

$$\begin{cases} \bar{T}_{\text{eau_froide}} = \bar{T}_{\text{ext_an}} \\ \Delta T_{\text{eau_froide}} = \frac{\Delta T_{\text{ext}}}{2} \\ \varphi_{\text{eau_froide}} = \varphi_{\text{ext}} \end{cases}$$

IV. Mise en œuvre informatique dans COMFIE

La méthode adoptée pour implémenter le modèle est la programmation orientée objet. Elle a l'intérêt de décomposer le système en différents composants distincts qui interagissent entre eux. Chaque composant est conçu pour pouvoir fonctionner seul ou couplé avec d'autres composants. Le composant régulation permet de définir le type d'interaction entre les systèmes. Il permet de choisir la configuration souhaitée, le type de régulation (directe, indirecte...) et certains autres paramètres de régulation. L'interaction entre le système couplé et le bâtiment est réalisée dans le cœur de calcul du logiciel de simulation thermique des bâtiments COMFIE.

La Figure 71 présente une illustration de l'agencement possible entre les composants et le bâtiment. L'élément central est la régulation qui permet de faire communiquer les composants entre eux.

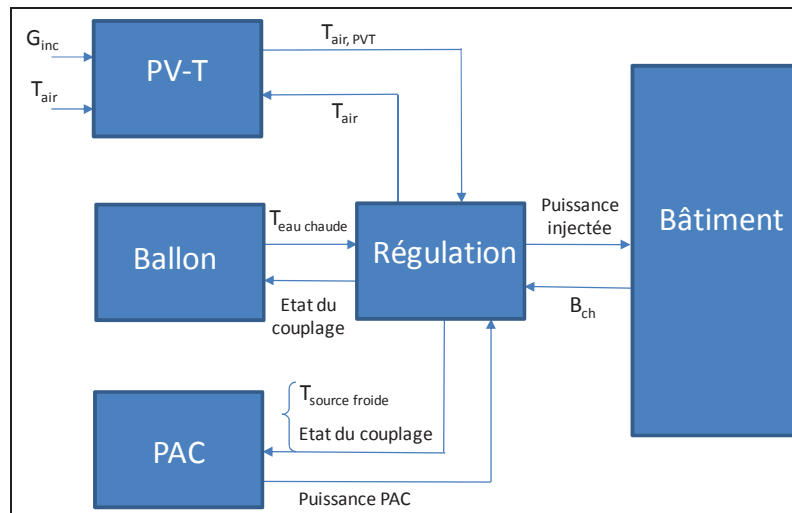


Figure 71 Principe de couplage entre les différents modules

IV.1. Le composant panneau photovoltaïque hybride

Il permet de calculer la production d'énergie électrique par le panneau photovoltaïque, et la température et le débit d'air (dans le cas d'une ventilation naturelle) à la sortie de la lame d'air ventilée. Les dimensions du panneau et de la lame d'air sont réglables via un fichier texte. L'objet capteur PV-T interagit avec l'objet pompe à chaleur et l'objet ballon de stockage et le bâtiment.

Dans l'implémentation informatique, un modèle de type 'Madison' est utilisé pour modéliser le panneau photovoltaïque et un modèle de type 'Brinkworth' est utilisé pour modéliser la lame d'air (voir partie I)

IV.2. Le composant pompe à chaleur

Il est possible de simuler trois types différents de pompe à chaleur : les pompes à chaleur air/air, les pompes à chaleur air/eau et les pompes à chaleur eau/eau.

IV.3. Le composant ballon d'eau chaude

Structure algorithmique

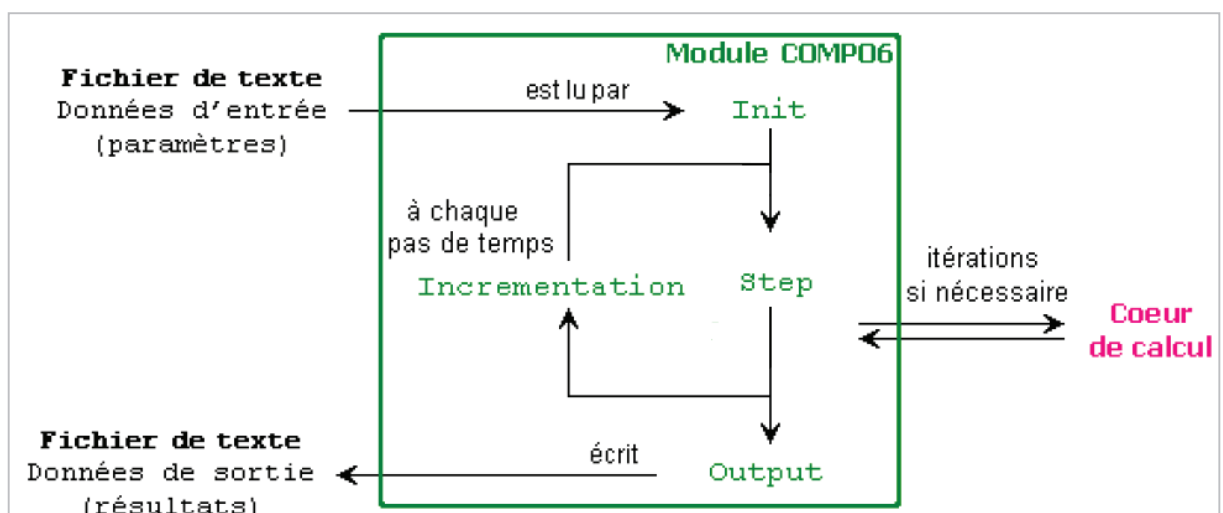


Figure 72 Structure algorithmique du ballon d'eau chaude [Thiers 2009]

Le schéma de la Figure 72 donne la structure algorithmique du composant Ballon d'ECS. Il contient une initialisation des structures de données (*Init*) à partir de la lecture d'un fichier texte contenant les données d'entrée. Un premier calcul est effectué dans *Step*. La procédure *Step* intervient aussi pour prendre en compte l'interaction entre le composant et le bâtiment (le calcul des températures dans le bâtiment s'effectue dans le *Cœur de calcul*). Un calcul itératif est alors effectué jusqu'à la convergence des résultats dans la procédure *Step*. La procédure *Incrementation* permet le passage du pas de temps actuel au pas de temps suivant. A la fin de la simulation, la procédure *Output* génère le fichier texte des données de sortie.

Le rôle de chaque procédure cité ci-dessus est le suivant :

Procédure Init (au début de la simulation)

- Lecture des données d'entrée contenues dans un fichier texte.
- Chargement des sollicitations climatiques de la première semaine de simulation.
- Initialisation des variables de stockage de données.
- Initialisation des températures et des éléments des systèmes (débit et température d'eau dans la canalisation, température initiale dans le ballon...).

Procédure Step (à chaque pas de temps)

- Initialisation des constantes.
- Interpolation des valeurs de sollicitation pour prendre en compte l'utilisation d'un sous pas de temps local.
- Chargement des variables d'états du pas de temps précédant.
- Calcul des variables d'état du pas de temps en cours : appel aux procédures de calcul circuit et ballon. Boucle itérative jusqu'à convergence.
- Stockage des résultats de calcul utilisés par les fichiers de sortie et par le CorStep du pas de temps suivant.
- Intégration des sorties : calcul des valeurs moyennes de température et des flux d'énergie échangés entre les éléments du circuit.

Procédure Incrémentation (à chaque pas de temps)

- A chaque début d'heure, mise à jour des sollicitations climatiques.
- A chaque fin de semaine, écriture des sorties horaires et des sorties par pas de temps dans deux fichiers différents.

Procédure Output (à la fin de la simulation)

- Génération des fichiers texte de sortie, mise en forme des résultats pour une meilleure exploitation.

La procédure Step permet d'effectuer les calculs dans le ballon et dans les différentes canalisations. Elle se base sur les deux procédures suivantes :

Procédure Calcul Circuit :

- Suivant le type de l'élément régulateur, on calcule le débit dans le circuit.
- En partant de la sortie du ballon, on calcule les températures pour chaque élément du circuit.
- On calcule les échanges d'énergie avec les éléments reliés avec le circuit. Calcul de l'écart avec l'itération précédente.
- Calcul itératif jusqu'à convergence.

Procédure Calcul Ballon

- Recensement des débits d'entrée et de sortie, des températures et des énergies à l'entrée et à la sortie du ballon (les deux entrées sont celles d'eau chaude provenant de la PAC et de l'eau froide provenant du circuit d'eau extérieur, les deux sorties sont l'eau froide qui est chauffée par la PAC et l'eau chaude utilisée par le circuit d'eau chaude sanitaire).
- Pour chaque strate du ballon, calcul de l'énergie et du volume échangé avec les autres strates et avec le milieu extérieur : si le volume de strate déplacé est plus élevé que le volume même d'une strate, alors diminution du nombre de strates qui est divisé par deux. Le but étant d'avoir un volume injecté dans le ballon toujours inférieur au volume d'une strate.
- Détermination des nouvelles températures au niveau de chaque strate et calcul itératif jusqu'à convergence.
- Stockage des températures moyennes de sortie.
- Utilisation d'un algorithme de tri par insertion pour trier les températures du ballon par ordre croissant. On évite donc les inversions de température.
- Utilisation des nouvelles températures de strate pour le pas de temps suivant.
- Calcul des déperditions entre le ballon et le milieu extérieur en se basant sur la variation de l'énergie interne de l'eau dans le ballon.

IV.4. Le composant régulation

Dans cette partie, l'étude de la régulation est menée pour un ballon d'eau chaude situé en aval de la pompe à chaleur (cf. Figure 73).

Le composant Régulation permet de relier les trois composants (PAC, ballon et capteur PV-T) grâce à des instructions données à chacun d'entre eux selon le type de couplage et la stratégie de régulation employée.

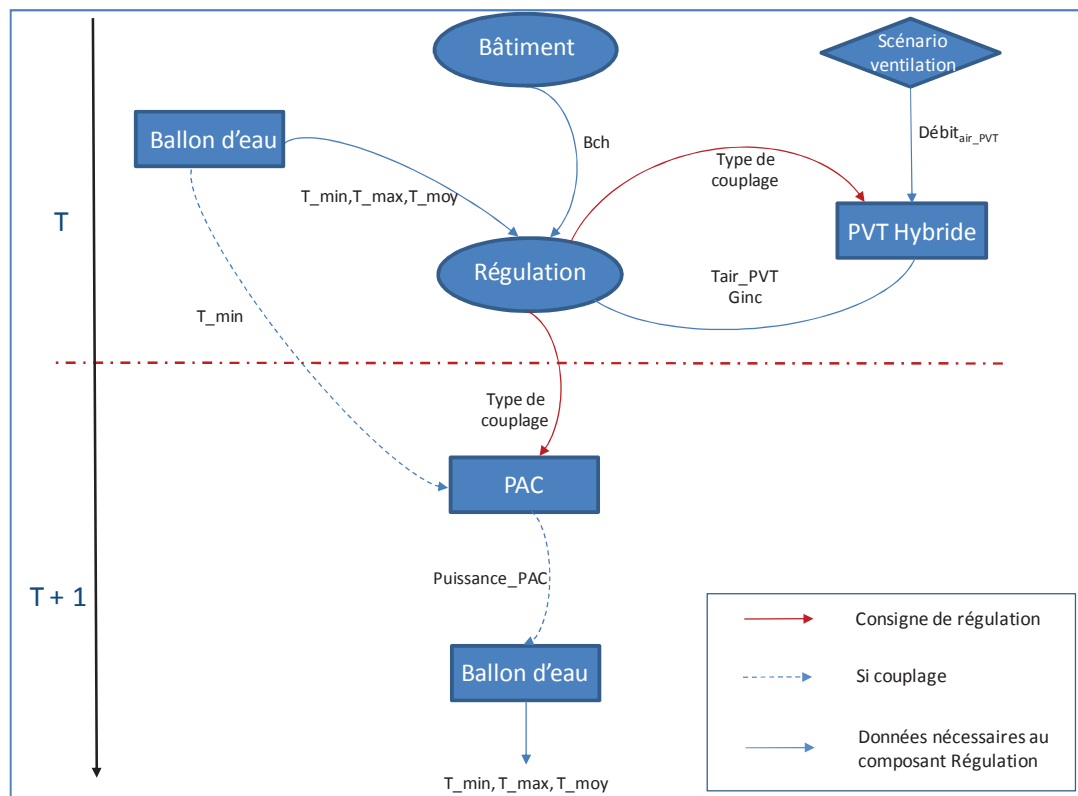


Figure 73 Interaction entre le composant Régulation et les autres composants du bâtiment.

Le schéma de la figure Figure 73 décrit l'interaction entre les composants sur deux pas de temps successifs. Le composant Régulation utilise certaines valeurs du pas de temps précédent comme données d'entrée, il étudie la possibilité de couplage entre les composants du système et envoie des consignes à chaque composant. Le calcul est ensuite réalisé pour le pas de temps en cours et pour chaque composant.

Ce composant régulation permet principalement d'indiquer la présence ou non de couplage entre d'un côté la PAC et le capteur PV-T et de l'autre côté la PAC et le ballon d'eau chaude.

V. Analyse exergetique

V.1. Introduction

Plusieurs recherches se sont penchées sur les avantages de l'approche exergetique en général ou lors de la conception des machines thermiques. Dincer [Dincer 2001] a étudié la relation entre l'énergie, l'exergie, l'environnement et le développement durable. Il a noté que les avantages de l'utilisation du concept de l'exergie sont nombreux. C'est d'abord un premier moyen d'évaluation de l'impact de l'utilisation des ressources d'énergie sur l'environnement. En effet, l'analyse exergetique permet de détecter et de quantifier le potentiel d'amélioration d'un système énergétique. Elle permet, en reliant la qualité de l'énergie entre la ressource et la demande, de retrouver les sources d'énergie adéquates pour un certain besoin énergétique. C'est alors une technique qui permet d'assurer une utilisation plus rationnelle et plus durable des ressources énergétiques.

Par ailleurs, cette approche permet de concevoir des systèmes plus performants en réduisant les sources d'irréversibilité. En effet, la méthode d'analyse exergetique est utilisée pour détecter et évaluer quantitativement les sources d'imperfections thermodynamiques du système utilisé. La destruction d'exergie qui traduit la perte d'énergie disponible à cause de la création d'entropie dans les systèmes ou processus irréversibles est évaluée. Ainsi couplée à une étude économique, la méthode permet de voir la possibilité d'améliorer un processus donné.

On note que dans les applications liées au chauffage du bâtiment, l'utilisation directe de l'énergie solaire, pour remplacer par exemple l'énergie fossile dans la production d'énergie thermique à basse température, permet de contribuer significativement à augmenter l'efficacité exergetique du système de fourniture d'énergie à l'échelle d'un pays ou d'un système donné [IEA 2009].

V.2. Définition de l'exergie :

Le premier principe de la thermodynamique est basé sur l'égalité des diverses formes d'énergie : électrique, mécanique, thermique, nucléaire... Il permet d'examiner les flux d'énergie auxquels sont soumis les divers systèmes, puis à l'écriture du bilan qui traduit l'égalité entre les différentes formes d'énergie. Par contre, pour deux quantités d'énergie égales, la qualité d'énergie peut varier considérablement. Ainsi un mégajoule d'énergie thermique est très différent d'un mégajoule d'énergie mécanique. En effet, le potentiel d'utilisation des deux énergies est très différent. L'énergie mécanique est facile à valoriser dans un système technique donnée, elle peut être facilement convertie en énergie thermique par dégradation. Par contre, la transformation inverse, non spontanée, nécessite de procéder selon un schéma plus élaboré.

Le deuxième principe de la thermodynamique apporte une vision complémentaire en rajoutant une description physique de la qualité de l'énergie et des processus de transfert et de transformation de cette énergie. C'est un principe d'évolution qui quantifie la dégradation de l'énergie causée par les irréversibilités des transferts et des transformations énergétiques. Par exemple, pour un processus industriel nécessitant une cinétique importante pour avoir lieu en un temps fini, la puissance de l'opération peut être importante et le procédé industriel est donc très performant. Mais la qualité de ce processus peut être faible si ses irréversibilités sont importantes. Cela signifie qu'on n'exploite pas au mieux le potentiel de départ de l'énergie disponible.

La définition de l'exergie retenue dans ce manuscrit est celle de Benelmir [Benelmir 2002] « L'exergie du fluide correspond au signe près, au travail maximal que l'on peut techniquement et théoriquement retirer de ce fluide qui évolue réversiblement entre un état quelconque et son état d'équilibre avec le milieu ambiant ».

V.3. Calcul des flux exergetiques

Pour tout système physique, l'exergie totale peut se décomposer de la manière suivante :

$$Ex = Ex^{physique} + Ex^{cinétique} + Ex^{potentielle} + Ex^{chimique} \quad (90)$$

Pour les systèmes étudiés dans ce manuscrit, en l'absence de réactions chimiques, l'exergie chimique n'est pas prise en compte. Par ailleurs, en circulation forcée, l'exergie potentielle est négligée.

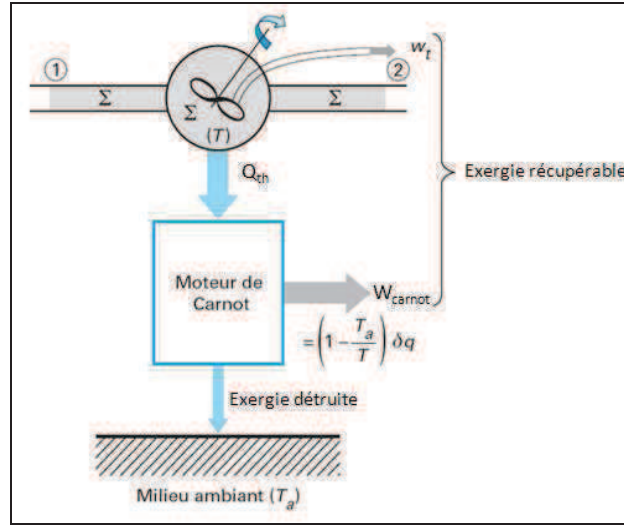


Figure 74 Système ouvert en présence d'échanges thermiques et mécaniques

Considérons maintenant un système physique traversé par un fluide. Ce dernier échange du travail et de la chaleur avec son milieu extérieur. Selon Lallemand [Lallemand 2007], l'exergie que le système peut fournir est constituée d'une part du travail récupérable par un moteur de Carnot à partir de l'énergie thermique cédée par le fluide (exergie thermique) et d'autre part de l'énergie mécanique échangée avec les éléments mobiles de la machine (exergie du travail) :

$$\dot{E}x_1 - \dot{E}x_2 - \dot{E}x_{detr} = \dot{E}x_{travail} - \dot{E}x_{thermique} \quad (91)$$

$\dot{E}x_1$ indique Le flux d'exergie du fluide entrant dans le système (W). $\dot{E}x_2$ indique le flux d'exergie du fluide sortant du système (W) et $\dot{E}x_{detr}$ le flux d'exergie détruit (W). L'expression du flux d'exergie thermique est la suivante :

$$\dot{E}x_{thermique} = \sum \left(1 - \frac{T_0}{T_{entr}}\right) \dot{Q}_k \quad (92)$$

Avec :

T_0 : Température de référence [K]

T_{entr} : Température moyenne d'échange ou température entropique [K]

Le flux d'exergie thermique s'exprime en fonction du flux de chaleur transféré à travers les frontières ($\dot{Q}_k$) et des températures entropiques et de référence.

L'exergie du travail correspond à la puissance électrique échangée :

$$\dot{E}x_{travail} = \dot{W}_t \quad (93)$$

Les exergies du fluide à l'entrée et à la sortie du système s'expriment comme suit :

$$\dot{E}x_1 = \sum m_{in} \psi_{in} \quad (94)$$

$$\dot{E}x_2 = \sum m_{out} \psi_{out} \quad (95)$$

m_{in} et m_{out} représentent les débits massiques (kg/s). ψ représente l'exergie spécifique à l'écoulement, son expression est la suivante :

$$\psi = (h - h_0) - T_0(s - s_0) \quad (96)$$

Avec :

h	: l'enthalpie du fluide	[J.kg ⁻¹]
s	: l'entropie du fluide	[J.kg ⁻¹ .K ⁻¹]

L'indice zéro indique les propriétés du système à l'état de référence défini par P_0 et T_0 . Il est possible de développer les termes h et s pour retrouver l'expression de l'exergie spécifique pour un fluide incompressible tel que l'eau et pour un fluide compressible tel que l'air. En effet, le flux d'exergie pour l'eau peut s'écrire sous la forme :

$$\psi_{eau} = C_{p,eau} \left(T_{eau} - T_0 - T_0 \ln \frac{T_{eau}}{T_0} \right) \quad (97)$$

Avec :

$C_{p,eau}$	: Capacité thermique massique de l'eau	[J.kg ⁻¹ .K ⁻¹]
-------------	--	--

Pour l'air il faut distinguer le cas de l'air sec et le cas de l'air humide. L'exergie de l'air sec est :

$$\psi_{a,sec} = C_{p,a} \left(T - T_0 - T_0 \ln \frac{T}{T_0} \right) + R_a T_0 \ln \frac{p}{p_0} \quad (98)$$

L'exergie totale de l'air humide sans prise en compte du terme de mélange qui reste faible est :

$$\psi_{a,hum} = (C_{p,a} + x \cdot C_{p,vap}) \left(T - T_0 - T_0 \ln \frac{T}{T_0} \right) + (1 + x) \cdot R_a T_0 \ln \frac{p}{p_0} \quad (99)$$

Avec :

x	: Taux d'humidité	[-]
$C_{p,a}$	: Capacité thermique massique de l'air	[J.kg ⁻¹ .K ⁻¹]
$C_{p,vap}$	: Capacité thermique massique de la vapeur d'eau	[J.kg ⁻¹ .K ⁻¹]
p	: pression de l'air	[Pa]
R_a	: Constante des gaz parfaits	[J.K ⁻¹ .mol ⁻¹]

En remplaçant les termes de l'équation 91 par leurs valeurs respectives, on retrouve l'expression finale de la variation d'exergie du fluide entre l'état 1 et l'état 2 :

$$\Delta Ex_{12} = \dot{W}_t + \dot{Q}_k \left(1 - \frac{T_0}{T_{entr}} \right) - \dot{E}x_{detr} \quad (100)$$

Avec :

ΔEx_{12}	: Variation de l'exergie entre 1 et 2	[W]
------------------	---------------------------------------	-----

L'environnement de référence choisi pour définir l'exergie d'un système est arbitraire. Toutefois, il est plus pertinent de choisir l'environnement réel stable pour le système étudié. Quand le système est en équilibre avec l'environnement de référence, l'état du système est dit nul. Par ailleurs, l'étude de Pons [Pons 2008] s'est penchée sur l'application de l'analyse exergétique dans le cas où les caractéristiques du système de référence varient dans le temps. Il a été prouvé qu'il est préférable de travailler avec un système de référence fixe afin que l'analyse exergétique puisse être pertinente.

V.4. Rendement exergétique

Le rendement exergétique est défini comme étant le rapport entre la sortie exergétique obtenue et l'entrée exergétique nécessaire pour la produire. Il aide à quantifier la destruction d'exergie [Cornelissen 2000] d'un système en indiquant à quel point ce dernier est proche des performances idéales et permet de localiser l'endroit où réside le plus de destruction exergétique [Torio 2009].

Appliqué à l'étude des systèmes de production de chaleur et de froid, il représente une base de comparaison intéressante entre les différents systèmes.

Plusieurs définitions du rendement exergétiques sont retrouvées dans la littérature. Toutefois, il est possible de dégager deux grandes familles. La première famille utilise le rendement exergétique simple. Ce rendement définit à quel point un processus est proche d'un processus idéal. Il représente le rapport entre l'exergie en sortie et l'exergie à l'entrée du système. Cette définition est intéressante si tout les flux exergétiques entrants sont transformés en une sortie utile. Dans le cas contraire, l'utilisation de ce rendement n'est pas très pertinente. En effet, pour les systèmes de chauffage du bâtiment par exemple, souvent une partie des flux exergétiques sortant est de nouveau utilisée comme une entrée du système.

La deuxième famille utilise un rendement exergétique rationnel. Ce rendement quantifie la différence entre la sortie désirée et tout autre type de flux du système. Ce rendement décrit mieux le comportement du système. Il indique l'exergie perdue pour assurer un certain flux exergétique désirée en sortie. Dans ce cas, les pertes exergétiques proviennent d'une part des irréversibilités du système et d'autre part du flux exergétique sortant inutilisé. [Torio 2009]

$$\eta_{ex} = \frac{Ex_{des}}{Ex_{cons}} \quad (101)$$

Ex_{des} correspond à l'exergie désirée et récupérée en sortie du système (j) et Ex_{cons} correspond à l'exergie consommée par le système (J). Essayons d'appliquer cette définition sur le cas d'une pompe à chaleur. On a d'après le premier et le deuxième principe de la thermodynamique :

$$Q_{SF} + Q_{SC} + W = 0 \quad (102)$$

$$Q_{SC} \left(\frac{T_0}{T_{SC}} \right) + Q_{SF} \left(\frac{T_0}{T_{SF}} \right) + Ex_{detr} = 0 \quad (103)$$

Avec :

Q_{SF}	: Energie thermique échangée avec la source froide	[J]
Q_{SC}	: Energie thermique échangée avec la source chaude	[J]
W	: Energie électrique consommée par la PAC	[J]
T_{SC}	: Température de la source chaude	[K]
T_{SF}	: Température de la source froide et température de référence	[K]

Dans le cas d'une PAC réversible on trouve :

$$Ex_d = 0$$

D'où :

$$Ex_{des} = Q_{SC} \left(1 - \frac{T_0}{T_{SC}} \right) = -W_{rev} = -Ex_{cons} \quad (104)$$

Avec :

Ex_{des}	: Exergie utile délivrée par la PAC	[J]
Ex_{cons}	: Exergie consommée par la PAC	[J]

Le rendement exergétique de la PAC est alors égal à :

$$\eta_{ex} = \frac{|Ex_{des}|}{Ex_{cons}} = 1 \quad (105)$$

Une PAC réversible a donc un rendement exergétique de 100%. Elle transforme l'intégralité de l'exergie mécanique consommée en exergie thermique.

Si on se place maintenant dans le cas d'une PAC irréversible, l'exergie détruite n'est plus nulle. La valeur du rendement exergetique devient :

$$\eta_{ex} = \frac{|Ex_{des}|}{Ex_{cons}} = \frac{|Q_{SC} \cdot \theta_{SC}|}{Ex_{cons}} = 1 - \frac{Ex_{detr}}{Ex_{cons}} \quad (106)$$

θ_{SC} représente le facteur de Carnot, son expression est la suivante :

$$\theta_{SC} = 1 - \frac{T_0}{T_{SC}} \quad (107)$$

L'exergie consommée correspond à l'énergie électrique consommée par la PAC.

VI. Analyse exergetique du système

On s'intéresse dans cette partie à l'évaluation des flux exergetiques traversant chaque composant du système. Le bilan exergetique permet aussi de déterminer la destruction d'exergie se produisant dans chaque composant. L'avantage de cette approche est donc double : elle permet d'une part d'évaluer les performances exergetiques de chaque composant et d'autre part de retrouver les endroits où se situe le plus d'irréversibilité.

VI.1. Calcul des flux et destruction d'exergie dans le capteur PV-T

Plusieurs travaux se sont penchés sur l'analyse du rendement exergetique des capteurs PV-T et des capteurs solaire. Deux grandes approches sont utilisées. La première approche inclut la conversion du rayonnement solaire en énergie thermique. Le rayonnement solaire est alors considéré comme la première entrée exergetique du système. [Bejan 1982]. La deuxième approche ne prend pas en compte la conversion du rayonnement solaire en énergie thermique [Torio 2010]. L'énergie thermique extraite est considérée comme une sortie du système.

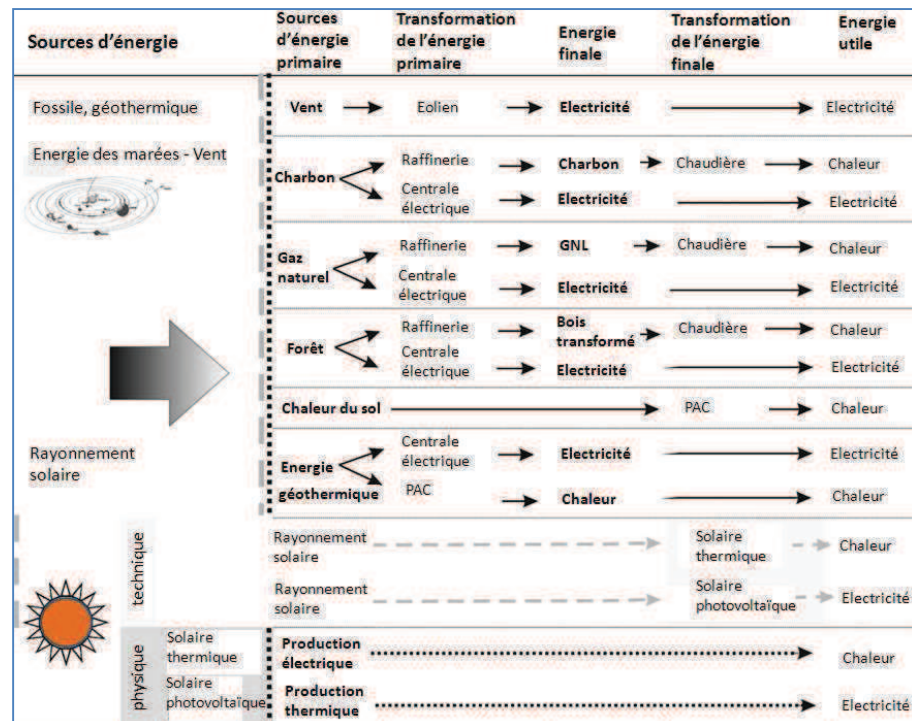


Figure 75 Frontière des différents systèmes énergétiques : de la source à l'énergie finale [Torio 2010]

Les études qui se sont appuyées sur la première approche ont conclu sur la nécessité de travailler avec les températures les plus élevées en sortie du capteur PV-T et les surfaces de capteur les plus grandes. Dans ce cas, les stratégies de régulation n'ont pas d'impact sur le rendement global du système. D'un autre côté, Torio [Torio 2010] montre que cette approche ne permet pas une

comparaison cohérente entre les systèmes solaires et les systèmes fonctionnant avec d'autres sources d'énergie. Il propose alors une approche visant à choisir des frontières similaires (Figure 75). Dans ce cas, la transformation de l'énergie solaire en énergie thermique ou en énergie électrique n'est pas incluse dans le bilan exergétique du système.

Dans la partie suivante, quelques études se basant sur l'approche exergétique afin d'étudier les performances des capteurs PV-T sont présentées.

VI.1.1. Etat de l'art sur l'analyse exergétique des capteurs PV-T

Radziemska [Radziemska 2009] s'est basé sur la première approche. Il a étudié le rendement exergétique d'une installation PV-T à eau. La surface photovoltaïque est égale à 1.9 m². Elle génère une puissance électrique de 150 W et une puissance thermique de 750 W dans les conditions d'essais normalisées.

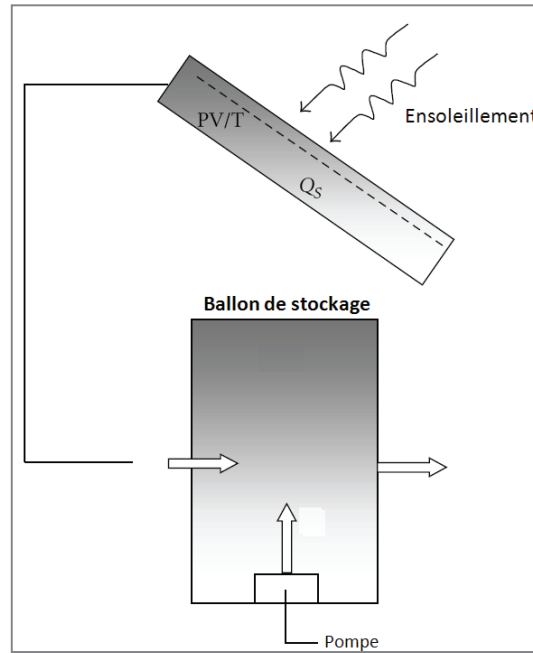


Figure 76 Schéma de principe du capteur PV-T à eau [Radziemska 2009]

La Figure 76 présente un schéma de principe du système. La définition du rendement exergétique utilisée est la suivante :

$$\eta_{ex} = \frac{E_{PV} + \dot{m} \Delta \dot{E} x_f}{G \cdot S} \quad (108)$$

E_{PV} représente la puissance électrique produite par le capteur (W). $\Delta \dot{E} x_f$ correspond au flux d'exergie récupérée par le fluide caloporteur (W). G à l'ensoleillement incident (W/m²) et S à la surface du capteur (m²). Le flux d'exergie récupérée par le fluide caloporteur s'exprime comme suit :

$$\Delta \dot{E} x_f = \dot{m}_{fcalo} \cdot C_{p,fcalo} \left(T_{fcalo} - T_a - T_a \cdot \ln \left(\frac{T_{fcalo}}{T_a} \right) \right) \quad (109)$$

Avec :

$C_{p,fcalo}$	: Capacité thermique massique du fluide caloporteur	[J.kg ⁻¹ .K ⁻¹]
$T_{out,fcalo}$	: Température du fluide caloporteur en sortie du capteur	[K]
$\dot{m}_{fcalo}$	: Débit massique du fluide caloporteur	[kg.s ⁻¹]

Deux cas sont testés. Dans le premier cas, l'installation chauffe l'eau de 10 °C à 25 °C avec un débit massique d'eau égale à 0.009 kg/s. Le rendement exergétique obtenu dans ces conditions est de 13.6%. Ce rendement est très proche du rendement exergétique du PV égal à 13%.

Dans le deuxième cas, l'eau est chauffée de 10 °C à 55 °C avec un débit massique d'eau égal à 0.0042 kg/s. Le rendement exergetique total dans ce cas est égal à 30.6%. Le rendement électrique est par contre plus faible que dans le premier cas à cause du fonctionnement à plus haute température des cellules PV :

$$\eta_{PV} = 0.13 (1 - 8 \cdot 10^{-3} (318 - 300)) = 11.1\% \quad (110)$$

L'auteur note alors que la vitesse d'écoulement du fluide peut être un paramètre d'optimisation. En effet, à grande vitesse, le rafraichissement du module est beaucoup plus efficace mais on n'exploite pas assez le potentiel thermique. Cela se traduit par un rendement exergetique peu élevé. Dans le cas contraire, pour un faible débit d'écoulement, l'extraction de chaleur est beaucoup plus efficace et le potentiel thermique du fluide est important grâce à sa température élevée, mais le faible rafraichissement des cellules PV implique une baisse du rendement électrique de l'installation.

Dubey [Dubey 2009] a réalisé une étude énergétique et exergetique sur des capteurs hybrides PV-T à air connectés en série. Il a comparé les performances, pour quatre climats indiens, de deux types de capteurs PV-T. L'écoulement d'air dans le premier type de capteurs s'effectue au-dessus des cellules PV. L'écoulement d'air dans le deuxième type de capteur s'effectue en dessous des cellules PV (Figure 77). La surface du capteur PV-T (intégré en façade sud) est de 0.6 m². Par ailleurs, dans les deux cas, l'air préchauffé est injecté dans une chambre test de 14 m². Une isolation est appliquée sur les trois autres murs afin de réduire les déperditions thermiques. Par ailleurs, un système de ventilation est utilisé pour créer un écoulement d'air forcé entre le capteur PV-T et la chambre test.

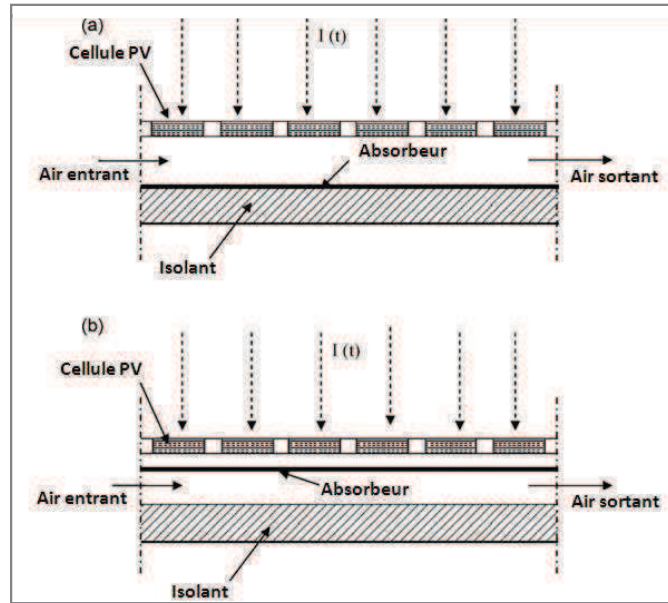


Figure 77 Les deux capteurs PV-T testés [Dubey 2009]

Le bilan exergetique appliqué sur le capteur PV-T est le suivant :

$$\sum Ex_{in} - \sum Ex_{out} = \sum Ex_{det,r} \quad (111)$$

Avec :

$$\sum Ex_{in} = A_c \cdot N_c \cdot G(t) \cdot \left[1 - \frac{4}{3} \cdot \left(\frac{T_a}{T_s} \right) + \frac{1}{3} \left(\frac{T_a}{T_s} \right)^4 \right] \quad (112)$$

A_c représente la surface des cellules PV (m²), N_c le nombre de cellules, G l'ensoleillement incident (W/m²), T_a la température ambiante (K) et T_s la température du soleil (K). Le flux d'exergie en sortie du système s'exprime comme suit :

$$\sum \dot{E} x_{out} = \sum \dot{E} x_{thermique} + \sum \dot{E} x_{électrique} \quad (113)$$

Avec :

$$\sum \dot{E} x_{thermique} = Q_u \left[1 - \frac{T_a + 273}{T_{f0} + 273} \right] \quad (114)$$

$$\sum \dot{E} x_{électrique} = \eta_c \cdot A_c \cdot N_c \cdot G(t) \quad (115)$$

Q_u correspond à la puissance thermique récupérée par le fluide (W), T_{f0} à la température du fluide en sortie du capteur (K) et T_a à la température ambiante (K). L'auteur effectue une évaluation des gains énergétiques et exergétiques réalisés grâce au couplage du capteur PV-T avec la chambre test. Une variation paramétrique sur le débit d'air et sur le nombre de capteurs connectés en série est réalisée (pour les quatre zones climatiques de l'Inde). Le flux exergétique du capteur PV-T utilisé afin de mener une comparaison entre les différentes combinaisons est le suivant :

$$Ex_{PV-T} = Ex_{th} + Ex_{électrique} \quad (116)$$

Les résultats de comparaison basés sur les gains énergétiques et exergétiques mensuels réalisés montrent que la configuration avec un écoulement d'air en dessous de l'absorbeur reste la configuration la plus efficace.

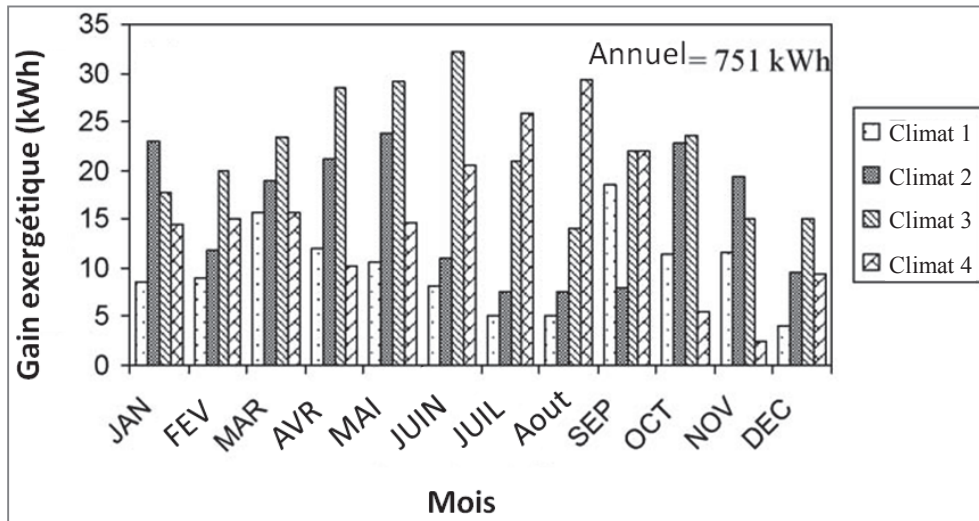


Figure 78 Gains réalisés pour les quatre climats testés [Dubey 2009]

Le graphe de la Figure 78 présente les gains exergétiques réalisés grâce à ce couplage. Le gain annuel maximal atteint 751 kWh. Cette étude montre l'intérêt de l'approche exergétique dans la conception des modes de couplages efficaces entre le capteur PV-T et d'autres systèmes.

VI.1.2. Calculs exergétiques du capteur PV-T

Dans les calculs des performances exergétiques du capteur PV-T, le flux exergétique global s'exprime comme suit :

$$Ex_{PV-T} = Ex_{th} + Ex_{électrique} \quad (117)$$

Il est la somme de l'exergie thermique récupérée par le fluide caloporteur (Ex_{th}) et de l'exergie électrique produite par les cellules PV ($Ex_{électrique}$). L'exergie thermique est égale à :

$$Ex_{th} = Ex_{fcalo,out,PV-T} - Ex_{fcalo,in,PV-T} \quad (118)$$

Avec :

$Ex_{fcalo,in,PV-T}$: Exergie du fluide caloporteur à l'entrée du capteur PV-T [J]

$Ex_{fcalo,out,PV-T}$: Exergie du fluide caloporteur en sortie du capteur PV-T [J]

L'exergie électrique est égale à :

$$Ex_{elec} = E_{elec,PV} \quad (119)$$

$E_{elec,PV}$ correspond à l'énergie électrique produite par les cellules photovoltaïques (J). Le rendement exergetique du capteur PV-T est défini comme suit :

$$\eta_{ex,PV-T} = \frac{\dot{E}x_{th} + \dot{E}x_{électrique}}{G.S_{PV-T}} \quad (120)$$

G correspond à l'ensoleillement incident (W/m^2) et S_{PV-T} correspond à la surface du capteur PV-T.

VI.2. Calcul des flux et destruction d'exergie dans la pompe à chaleur

Dans la partie suivante, quelques travaux exploitant l'approche exergetique pour estimer les performances d'une PAC sont présentés.

VI.2.1. Etat de l'art sur l'analyse exergetique des PAC

Ozgener [Ozgener 2005] a réalisé une analyse exergetique sur une PAC géothermique assistée par un capteur solaire. Des travaux de modélisation et d'expérimentation sont réalisés. Le fluide frigorigène utilisé est le R22. La profondeur du puits est de 50 m et la puissance nominale du compresseur est de 1.44 kW. Le système d'émission est composé de radiateurs à eau. La température de référence utilisée est égale à 11.4 °C.

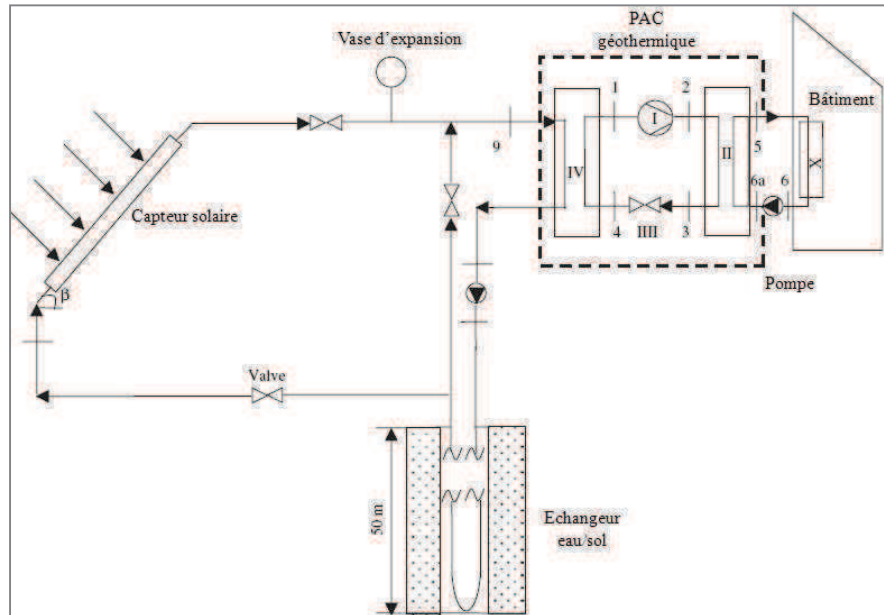


Figure 79 Schéma de principe de l'installation [Ozgener 2005]

La Figure 79 présente le schéma de principe de l'installation. Les résultats du monitoring sont exploités afin d'une part de déterminer la destruction d'exergie dans chaque composant et d'autre part d'évaluer leur rendements respectifs.

$$\eta_{ex} = \frac{Ex_{cond}}{Ex_{elec,tot}} \quad (121)$$

Dikici [Dikici 2008] a étudié expérimentalement plusieurs types de PAC utilisées dans le chauffage d'un bâtiment. Il a par ailleurs étudié des couplages possibles entre ces systèmes. Tout les systèmes sont conçus et construits dans une chambre test de 60 m² de surface. Une eau glycolée à 30% de propylène glycol est utilisée. Le fluide frigorigène est le R22. Les expériences sont réalisées entre juin et mars 2003 et juin et mars 2004. La température de référence choisie est égale à 25 °C et la pression de référence est égale à la pression atmosphérique. Les pertes exergetiques sont calculées à partir des résultats expérimentaux moyennés.

La Figure 80 présente le schéma de principe du premier système. Les COP obtenus pour le système 1, le système 2 et le système 3 sont respectivement de 2.95, 2.44 et 2.33 (avec une incertitude de mesure d'environ 5%). Les pertes exergetiques du système sont respectivement égales à 1.34 kW, 1.7 kW et 1.94 kW (incertitude de 3%). L'auteur se base sur le coefficient de performance exergetique suivant afin de comparer les différents systèmes :

$$\eta_{ex} = \frac{Ex_{cond}}{Ex_{detr}} \quad (122)$$

113

irréversibilités les plus importantes sont notées respectivement dans le compresseur, l'évaporateur et le condenseur.

Kuzgunkaya [Kuzgunkaya 2007] a réalisé une analyse exergétique sur une PAC géothermique utilisée dans la déshumidification d'un bâtiment.

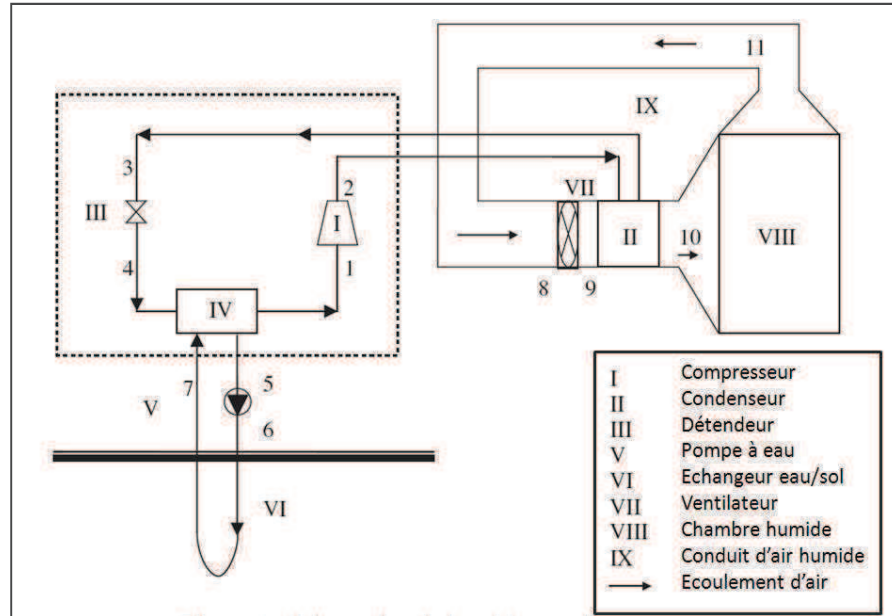


Figure 81 Schéma de principe de la pompe géothermique couplée à la chambre humide [Kuzgunkaya 2007]

Le système est conçu et construit dans l'institut de l'Energie Solaire à l'université d'Ege en Turquie. La Figure 81 présente un schéma de principe de l'installation. La température de séchage est de 45 °C et l'humidité relative est de 16%. La température de référence est de 27 °C et la pression de référence est égale à la pression atmosphérique. Le fluide frigorigène utilisé est le R22.

L'expression du rendement exergétique utilisée est la suivante :

$$\eta_{ex} = \frac{Ex_{cond}}{Ex_{elec,tot}} \quad (123)$$

$Ex_{elec,tot}$ correspond à l'exergie électrique consommée par tout le système. Le COP système trouvé varie entre 1.45 et 2.65. La destruction d'exergie la plus importante est obtenue dans le compresseur (52%). Le condenseur participe à hauteur de 21% et le détendeur à hauteur de 13% de la destruction d'exergie. Des diagrammes de Grassmann et de Sankey sont tracés afin de localiser les irréversibilités qui se trouvent essentiellement dans le système de Pompe à chaleur. Grâce à l'analyse exergétique l'auteur a retrouvé les sources les plus importantes d'irréversibilité. Cette analyse peut ainsi aider dans les travaux visant à améliorer les performances de ce type d'installation.

Yildiz [Yildiz 2009] s'est basé sur l'analyse énergétique et exergétique afin de comparer l'évolution du processus de production de chaleur par trois systèmes différents qui sont : une PAC air/air, une chaudière GNL à condensation et une chaudière GNL conventionnelle. Le bâtiment chauffé possède une surface de 240 m². La température intérieure est égale à 20 °C et la température extérieure à 0 °C (c'est aussi la température de référence utilisée dans l'analyse exergétique).

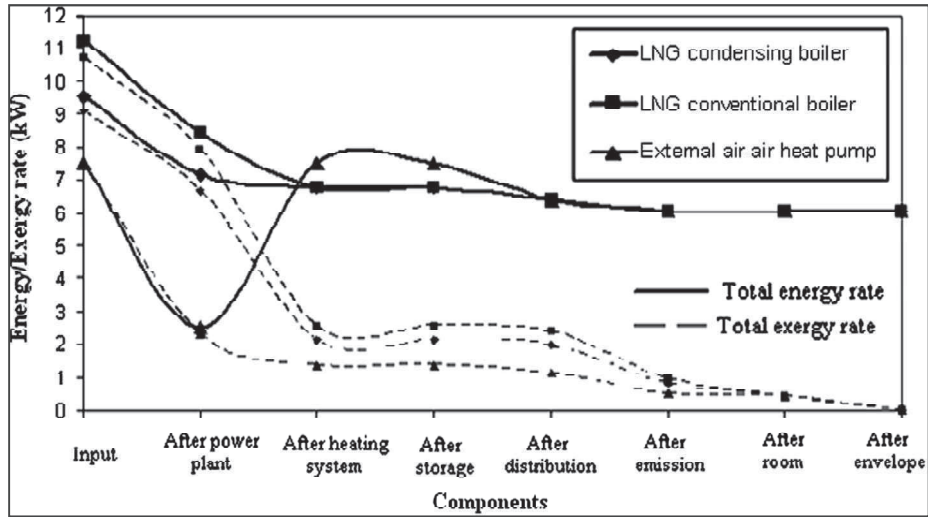


Figure 82 Flux exergétiques et énergétiques pour les trois systèmes considérés [Yildiz 2009]

La Figure 82 présente l'évolution des flux exergétiques et énergétiques pour les trois systèmes considérés. Les résultats montrent qu'on gagne 5 kW, en ce qui concerne le flux énergétique, avec la PAC dans la phase de production de chaleur. Cet apport provient de l'exploitation du potentiel énergétique de la source tempérée. Par contre la perte exergétique maximale se produit au niveau de la transformation d'énergie primaire pour le système de PAC (centrale électrique).

Pour l'étape de chauffage, la perte exergétique la plus importante est réalisée par la chaudière (on perd 5.38 kW pour une chaudière à condensation conventionnelle contre seulement 0.96 kW pour une PAC air/air).

Le rendement énergétique de la chaudière à condensation, de la chaudière classique et de la PAC est respectivement égal à 63.6%, 53.9% et 80.9%. On constate que la pompe à chaleur est le système le plus efficace énergétiquement. Le rendement exergétique est respectivement de 8.7%, 8.7% et 6.7%.

Cette étude montre l'intérêt de l'utilisation du bilan exergétique afin de mieux comprendre le fonctionnement et la spécificité de chaque système. Par ailleurs, le rendement exergétique représente un critère supplémentaire de comparaison entre les différents systèmes.

VI.2.2. Calcul des flux exergétiques dans la PAC

Dans la partie suivante, une étude exergétique par composant est menée afin de déterminer l'évolution de la destruction d'exergie dans les différents composants de la PAC.

Destruction d'exergie dans l'évaporateur

L'exergie détruite dans l'évaporateur est déduite à partir de la somme algébrique des flux exergétiques traversant ce dernier :

$$Ex_{detr,ev} = (Ex_{fcalo,in,ev} + Ex_{f,in,ev}) - (Ex_{fcalo,out} + Ex_{f,out,ev}) \quad (124)$$

Avec :

$Ex_{detr,ev}$: Exergie détruite dans l'évaporateur [J]

$Ex_{fcalo,in,ev}$: Exergie entrante du fluide caloporteur traversant l'évaporateur [J]

$Ex_{fcalo,out,ev}$: Exergie sortante du fluide caloporteur traversant l'évaporateur [J]

$Ex_{f,in,ev}$: Exergie entrante du fluide frigorigène traversant l'évaporateur [J]

$Ex_{f,out,ev}$: Exergie sortante du fluide frigorigène traversant l'évaporateur [J]

Destruction d'exergie dans le compresseur

Les irréversibilités dans le compresseur provoquent une destruction d'exergie. Toute l'énergie électrique consommée n'est pas transférée au fluide frigorigène. La valeur de l'exergie détruite est la suivante :

$$Ex_{detr,comp} = E_{comp} - (Ex_{f,out,comp} - Ex_{f,in,comp}) \quad (125)$$

Avec :

$Ex_{detr,comp}$	: Exergie détruite dans le compresseur	[J]
$Ex_{f,in,comp}$	: Exergie du fluide frigorigène à l'entrée du compresseur	[J]
$Ex_{f,out,comp}$	: Exergie du fluide frigorigène à la sortie du compresseur	[J]
E_{comp}	: Exergie électrique consommée par le compresseur	[J]

Destruction d'exergie dans le condenseur

Les calculs de destruction d'exergie dans le condenseur sont similaires à ceux de l'évaporateur. En effet, la destruction d'exergie dans le condenseur est retrouvée à partir de la somme algébrique des flux le traversant :

$$Ex_{detr,cond} = (Ex_{fcalo,in,cond} + Ex_{f,in,cond}) - (Ex_{fcalo,out,cond} + Ex_{f,out,cond}) \quad (126)$$

$Ex_{detr,cond}$	: Exergie détruite dans le condenseur	[J]
$Ex_{fcalo,in,cond}$	: Exergie entrante du fluide caloporteur traversant le condenseur	[J]
$Ex_{fcalo,out,cond}$	: Exergie sortante du fluide caloporteur traversant le condenseur	[J]
$Ex_{f,in,cond}$	: Exergie entrante du fluide frigorigène traversant le condenseur	[J]
$Ex_{f,out,cond}$	: Exergie sortante du fluide frigorigène traversant le condenseur	[J]

Destruction d'exergie dans le détendeur

L'exergie détruite lors de la détente du fluide frigorigène est retrouvée à partir de la différence d'exergie du fluide frigorigène entre l'entrée et la sortie du détendeur :

$$Ex_{det, det} = Ex_{f,in, det} - Ex_{fluid, out, det} \quad (127)$$

Avec :

$Ex_{detr,det}$	: Exergie détruite dans le détendeur	[J]
$Ex_{f,in,det}$	: Exergie du fluide frigorigène à l'entrée du détendeur	[J]
$Ex_{f,out,det}$	: Exergie du fluide frigorigène à la sortie du détendeur	[J]

Destruction d'exergie dans les auxiliaires

Pour retrouver la valeur de la destruction exergétique dans l'ensemble de l'installation, il est important d'estimer la destruction d'exergie qui se produit dans les auxiliaires des systèmes. Pour le système de ventilation, l'exergie détruite est la suivante :

$$Ex_{detr,ven} = E_{ven} + \dot{m}_{air}(\psi_{out,air} - \psi_{in,air}) \cdot \Delta t \quad (128)$$

Avec :

$Ex_{detr,ven}$	: Exergie détruite dans le ventilateur	[J]
E_{ven}	: Energie consommée par le ventilateur	[J]
$\dot{m}_{air}$	: Débit massique de l'air	[Kg/s]
$\psi_{air,out}$	: Exergie massique de l'air en sortie du ventilateur	[J/kg]

$\Psi_{air,in}$	: Exergie massique de l'air à l'entrée du ventilateur	[J/kg]
Δt	: Temps de fonctionnement du ventilateur	[s]

Pour la pompe à eau, la destruction d'exergie est calculée comme suit :

$$Ex_{detr,pompe} = \dot{m}_{eau}(\psi_{eau,in} - \psi_{eau,out}) \cdot \Delta t + E_{pompe,elec} \quad (129)$$

Avec :

$Ex_{detr,pompe}$	: Exergie détruite dans la pompe à eau	[W]
$E_{pompe,elec}$	: Energie électrique consommée par la pompe	[W]
$\dot{m}_{eau}$	: Débit massique de l'eau	[Kg/s]
$\Psi_{eau,out}$	: Exergie massique de l'eau en sortie de la pompe	[J/kg]
$\Psi_{eau,in}$	: Exergie massique de l'eau à l'entrée de la pompe	[J/kg]
Δt	: Temps de fonctionnement de la pompe	[s]

VI.2.3. Rendement exergetique de la PAC

Le calcul du rendement exergetique de la PAC permet d'analyser le potentiel d'amélioration de cette dernière et permet de la comparer avec d'autres systèmes utilisés dans la production d'énergie thermique dans le bâtiment. Le rendement exergetique utilisé est le suivant :

$$\eta_{ex} = \frac{Ex_{des,PAC}}{Ex_{cons,PAC}} = \frac{Ex_{fcalo,out,cond} - Ex_{fcalo,in,cond}}{Ex_{PAC,elec}} \quad (130)$$

Ce rendement correspond à la définition du rendement rationnel présenté dans le paragraphe I.4. $Ex_{des,PAC}$ est l'exergie récupérée par le fluide caloporteur traversant le condenseur de la PAC (J). $Ex_{PAC,elec}$ correspond à l'exergie consommée par le compresseur et par les auxiliaires de la PAC (J).

VI.3. Calcul des flux et destruction d'exergie dans le Ballon de stockage

L'expression suivante permet de déterminer l'exergie détruite dans le ballon de stockage

$$\sum Ex_{in,s} - \sum Ex_{out,s} - Ex_{stock} - Ex_{per,s} = Ex_{detr,s} \quad (131)$$

Avec :

$Ex_{in,s}$	: Exergie entrante dans le ballon de stockage	[J]
$Ex_{out,s}$	: Exergie sortante du ballon de stockage	[J]
Ex_{stock}	: Exergie stockée dans le ballon de stockage	[J]
$Ex_{per,s}$	: Exergie dissipée à l'air ambiant	[J]
$Ex_{detr,s}$	: Exergie détruite dans le ballon de stockage	[J]

Le flux d'exergie entrant dans le ballon peut s'exprimer comme suit :

$$Ex_{in,s} = \dot{m} \cdot C_p \cdot \left(T_{eau,in} - T_{eau,out} - T_0 \cdot \ln \left(\frac{T_{eau,in}}{T_{eau,out}} \right) \right) \cdot \Delta t \quad (132)$$

VI.4. Rendement exergetique du système complet

Comme pour le rendement de la PAC, la notion de rendement exergetique rationnel est utilisée pour définir le rendement exergetique global du système. Ce rendement pourra être une base de comparaison avec d'autres systèmes énergétiques utilisés pour produire de l'ECS et pour assurer les besoins de chauffage du bâtiment. Pour rappel, le rendement exergetique rationnel s'écrit comme suit :

$$\eta_{ex} = \frac{Ex_{des,sys}}{Ex_{cons,sys}}$$

Avec :

$$Ex_{des,sys} = Ex_{th,Bch} + Ex_{th,ECS} \quad (133)$$

$$Ex_{cons,sys} = Ex_{elec,PAC} + Ex_{elec,auxiliaires} + Ex_{appt,ballons} \quad (134)$$

L'exergie désirée du système est égale à la somme de l'exergie thermique utilisée pour subvenir aux besoins de chauffage du bâtiment ($Ex_{th,Bch}$) et de l'exergie thermique utilisée pour subvenir aux besoins d'ECS ($Ex_{th,ECS}$). De l'autre côté, l'exergie consommée par le système est la somme des exergies électriques consommées par tous les composants du système : les ventilateurs, les pompes à eau, le compresseur de la pompe à chaleur, l'appoint électrique dans le ballon d'ECS et l'appoint électrique dans le moyen de stockage.

Chapitre III : Application du modèle et aide à la conception du système par simulation thermique dynamique

I. Introduction

Ce chapitre a pour objectif d'effectuer une analyse basée sur la simulation thermique dynamique afin d'explorer le potentiel énergétique des installations couplant un capteur PV-T avec une pompe à chaleur. Le travail de simulation permet aussi d'aider à orienter certains choix lors de la conception du système développé. Ces simulations sont effectuées à partir des modèles existants (développés dans le deuxième chapitre) de Pompe à Chaleur, de capteur hybride PV-T à air et de ballon de stockage couplés à l'outil de simulation thermique dynamique de bâtiment « COMFIE ». Les résultats issus de ces simulations permettent de dégager quelques conclusions sur les performances de ces systèmes, en analysant notamment le COP annuel (équivalent au COP saisonnier) ainsi que la production d'électricité photovoltaïque.

Dans un premier temps, une étude de l'interaction thermo-aéraulique entre le capteur PV-T et la PAC est effectuée. Cette étude permet d'orienter le choix vers les meilleurs types de couplage entre ces deux composants. L'impact du couplage sur la réduction de la consommation d'un système fournissant les besoins de chauffage et les besoins d'ECS est analysé.

Dans un premier cas cette étude est réalisée pour un système fournissant seulement des besoins de chauffage. En effet, un couplage direct entre le capteur PV-T est testé (paragraphe 2.2.2). Par ailleurs, un couplage indirect utilisant les combles est simulé (paragraphe 2.2.3). Enfin, un couplage utilisant un moyen de stockage est analysé. Dans ce cas, deux configurations sont comparées entre elles. Une analyse des performances de chacune des configurations est menée.

Dans un deuxième cas le système est utilisé pour la production d'ECS (paragraphe 2.3). L'impact du couplage sur la réduction de la consommation d'ECS est étudié. Par ailleurs, l'effet de la stratégie de gestion est pris en compte

Dans les deux cas, afin d'évaluer les performances des systèmes imaginés, l'impact du couplage sur les performances de la PAC et sur la production d'électricité photovoltaïque est étudié.

La troisième partie de ce chapitre permet de réaliser un dimensionnement des composants du système retenu (système avec ballon de stockage). Une étude paramétrique est menée afin d'obtenir des indications sur l'impact de certains paramètres sur le rendement du système. Par ailleurs, certaines stratégies de régulation sont testées afin de n'en garder que les plus pertinentes.

II. Conception du système

II.1. Présentation du cas de référence

II.1.1. Bâtiment

Comme l'illustre la Figure 83, il s'agit d'une maison individuelle récemment rénovée, d'une surface habitable d'environ 140 m^2 et d'un volume d'environ 360 m^3 . Le bâtiment est situé dans la ville de Trappes, il comprend un salon, un séjour, une cuisine, une salle de bain et deux chambres au rez-de-chaussée, et une salle de bain et deux chambres à l'étage, dans les combles aménagés. La géométrie du bâtiment est décrite dans la Figure 83⁸.

⁸ La géométrie du bâtiment est saisie via les logiciels ALCYONES et PLEIADES.

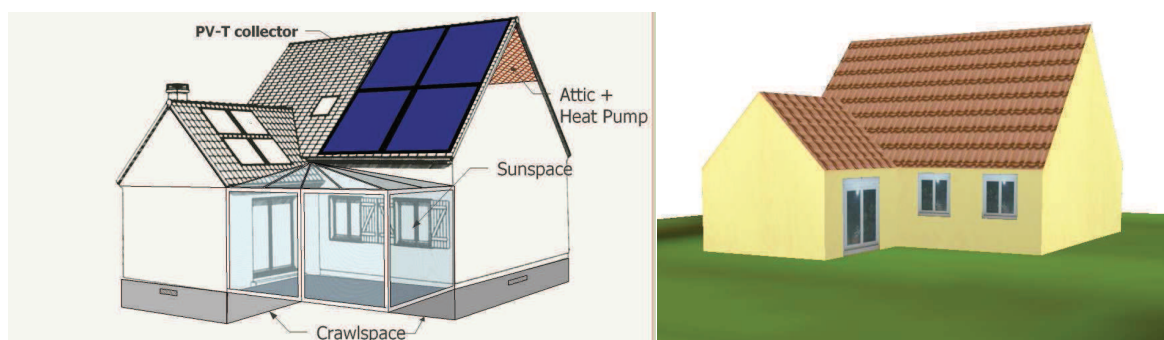


Figure 83. Maison individuelle modélisée sous Alcyone + Pléaides

Le Tableau 4 décrit les compositions des différents types de parois depuis l'extérieur vers l'intérieur. Les menuiseries sont composées de double vitrage avec couche basse émissivité. Une véranda a été rajoutée en façade sud. Un système de ventilation double flux participe également à la réduction des besoins de chauffage. Un chauffe-eau solaire a également été installé.

Tableau 4 Composition des Parois

Type de paroi	Composition
Murs du rez-de-chaussée	4.5 cm béton + 10 cm polystyrène expansé + 5 cm plâtre
Murs du 1 ^{er} étage	5 cm polyuréthane + 12 cm polystyrène expansé + 1.5 cm plâtre
Les rampants de toiture	18 cm laine minérale + 1.5 cm plâtre
Plancher sur vide sanitaire	20 cm polystyrène expansé + 20 cm béton lourd
Plafond combles aménagés	20 cm laine minérale + 1.5 cm plâtre

La simulation thermique dynamique montre qu'avec l'ensemble des ces caractéristiques, les besoins de chauffage pour le climat de Trappes sont de 40 kWh/m². Cela correspond à un bâtiment relativement performant avec des besoins de chauffage assez limités. Le graphe de la Figure 84 trace l'évolution des besoins de chauffage sur toute l'année.

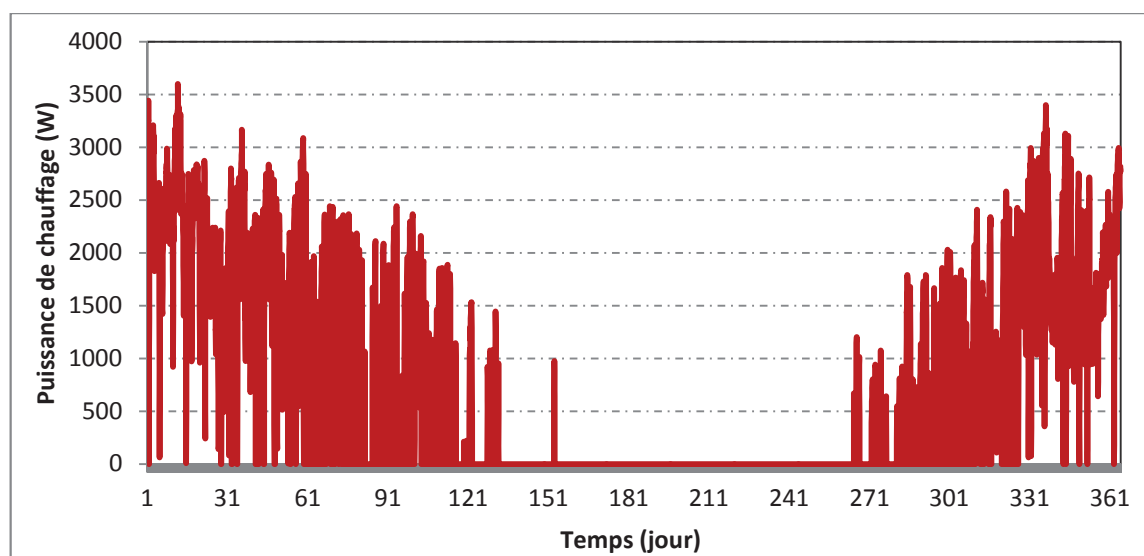


Figure 84 Evolution des besoins de chauffage sur une saison de chauffe

II.1.2. Pompe à Chaleur

La pompe à chaleur est de type air/air et assure les besoins de chauffage uniquement. Sa puissance calorifique nominale est de 4 kW, avec un COP nominale de 3.46 à 7 °C ambiant. Le débit d'air assuré par le ventilateur de l'aérotherme lorsque la PAC fonctionne à pleine charge est de 1800 m³/h. Le compresseur pourra être soit de type Inverter, soit de type On/off. Dans le cas de référence, l'unité extérieure est placée à l'extérieur, comme l'indique la Figure 85.

II.1.3. Capteur photovoltaïque

Le capteur photovoltaïque occupe la toiture sud du bâtiment, inclinée de 45°C. Il s'agit de modules fabriqués à partir de silicium de type Monocristallin, et la puissance crête totale de l'installation est de 4280 W_c. La lame d'air est de 10 cm de profondeur, la largeur du capteur est de 7 m et sa hauteur de 4.3 m (30 m² de surface). Le capteur est ventilé naturellement (Figure 85).

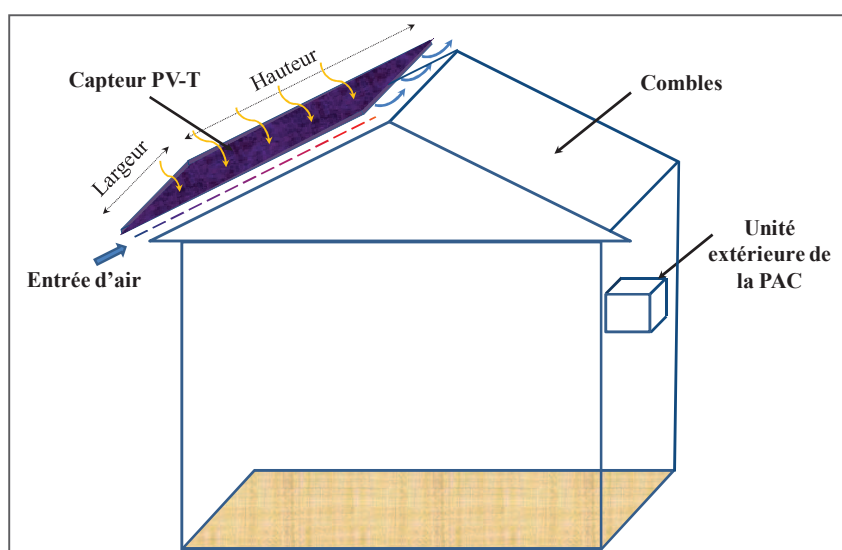


Figure 85. Système PAC+PV pour le cas de référence (sans couplage).

II.1.4 Résultats

Le Tableau 5 récapitule les résultats obtenus pour le cas de référence. Il donne les résultats du COP de la pompe à chaleur sans et avec appoint. Les résultats sont données pour les deux stations météorologiques de Trappes et de Chambéry et pour les deux types de compresseur : à vitesse variable (Inverter) et à vitesse fixe (On/Off). L'électricité produite par le capteur PV en sortie des modules est aussi donnée. Le COP moins élevé de la ville de Chambéry peut provenir d'un fonctionnement plus important à des températures faibles en hiver.

Tableau 5. COP et Production d'électricité photovoltaïque dans le cas de référence.

Compresseur	Inverter		On/Off	
Localisation	Trappes	Chambéry	Trappes	Chambéry
COP PAC	3.06	2.57	2.47	2.22
COP PAC + APP	2.91	2.16	2.37	1.9
E _{pv} (kWh)	4300	5158	4300	5158

Le profil de température moyenne de l'air en sortie du capteur est présenté dans la Figure 86. On constate que, associé à une lame d'air ventilée, le capteur PV-T se comporte comme un capteur hybride dont la production de chaleur dans ce cas de figure n'est ni valorisée, ni optimisée.

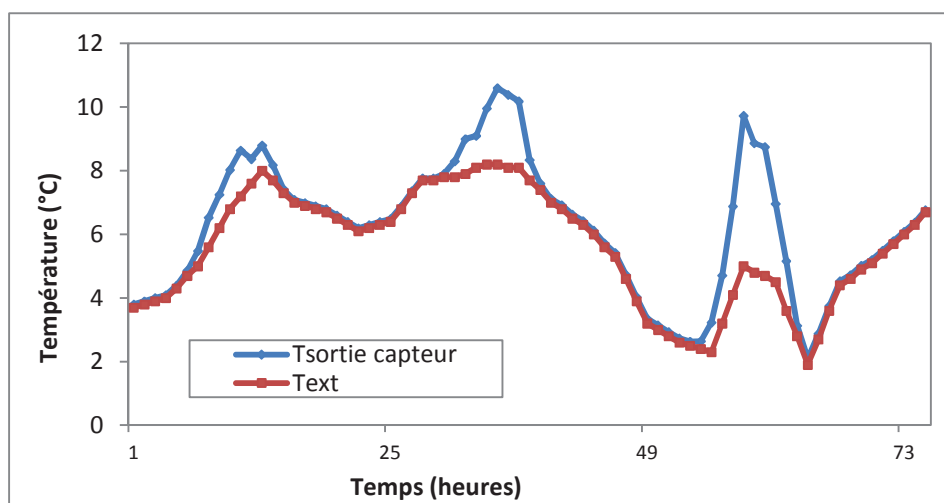


Figure 86. Température extérieure et température moyenne de l'air en sortie du capteur sur un échantillon de 3 jours du mois de janvier pour le climat de Trappes

En ventilation naturelle, l'accroissement de température peut atteindre 5 °C pendant les journées d'hiver. Toutefois, on constate que cette élévation de température est variable d'un jour à l'autre selon les conditions climatiques.

II.2. Conception de l'interaction thermo-aéraulique entre le capteur PV-T et la PAC pour le chauffage

Dans cette partie, une étude de l'interaction thermo-aéraulique entre le capteur PV-T et la PAC est menée. Cette étude se limite dans un premier temps à un système répondant seulement aux besoins de chauffage. Dans cette étude, les possibilités d'amélioration du rendement photovoltaïque et du COP de la PAC sont menées. L'étude du couplage du système avec une zone thermique du bâtiment et de l'intégration d'un système de stockage sont réalisés.

II.2.1. Potentiel d'amélioration du rendement photovoltaïque

Dans un premier temps, afin d'étudier le potentiel d'amélioration du rendement photovoltaïque, une étude des gains électriques et thermiques possibles grâce au rafraîchissement du capteur PV-T, mais sans couplage avec la PAC, est réalisée. Cela peut être utile dans le cas où les gains électriques réalisés peuvent compenser la consommation du ventilateur. Dans ce cas, il peut être intéressant en période ensoleillée de rafraîchir le capteur PV-T en créant une circulation d'air en provenance de l'extérieur dans la lame d'air. Dans cette partie, l'inertie thermique du capteur est supposée faible. En effet, la constante de temps du capteur est de l'ordre de quelques minutes alors que les données météorologiques utilisées sont des données horaires. L'influence de l'inertie devient plus importante en présence de données météorologiques à la minute (passages nuageux rapides par exemple).

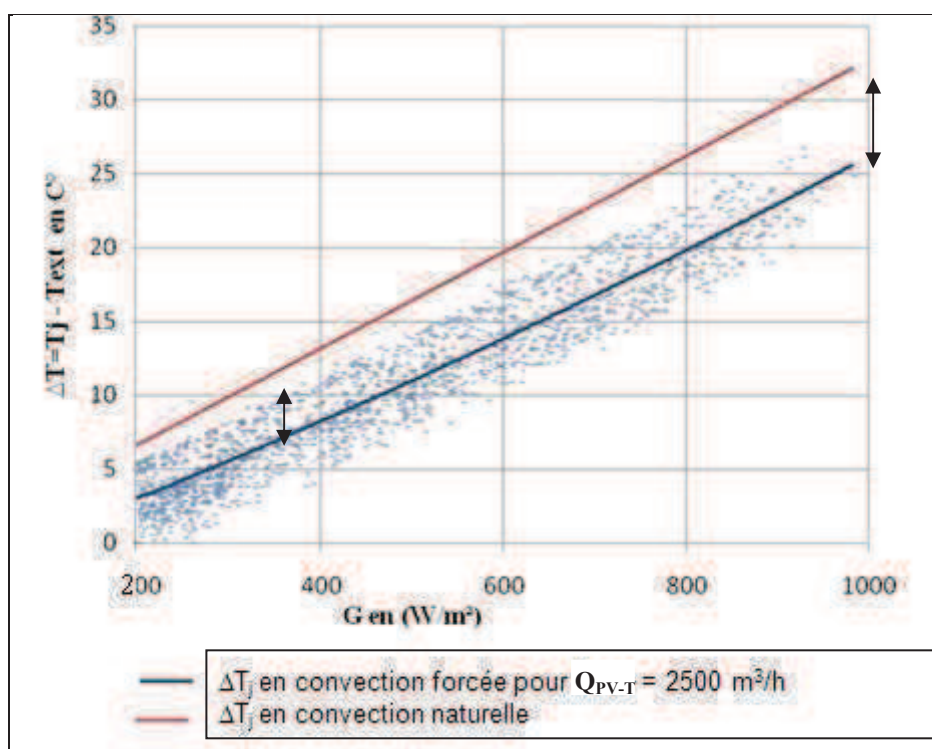


Figure 87. Variation de $\Delta T_j = T_j - T_{ext}$ en fonction de l'ensoleillement G avec convection naturelle et convection forcée.

La Figure 87 donne la variation en fonction du flux solaire incident de l'écart entre la température de jonction (la température de fonctionnement des cellules photovoltaïques) et la température extérieure, dans le cas où le capteur PV-T est rafraîchi par un débit d'air de $2500 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$ ($83 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1} / \text{m}^2$ de capteur) et dans le cas où il est ventilé naturellement. Le capteur utilisé est celui décrit dans le cas de référence. A partir du nuage de points issu de la simulation effectuée sur une année entière, une régression linéaire est effectuée. La droite obtenue permet de caractériser le comportement thermique du capteur PV-T en fonction de l'ensoleillement. Pour plus de clarté, seul le nuage de point d'une des deux courbes a été reporté sur la figure.

On remarque qu'en ventilation naturelle, la température de jonction augmente plus vite en fonction de l'ensoleillement qu'en ventilation forcée, ce qui est dû à un débit inférieur dans le cas de la ventilation naturelle.

Afin d'étudier l'impact de la variation du débit d'air sur le rendement thermique et électrique du capteur PV-T, plusieurs simulations du système sont réalisées avec des débits d'air fixes sur l'année. Dans ce cas, il est supposé que ce débit d'air est fourni par un système de ventilation indépendant. La température à l'entrée du capteur est égale à la température ambiante. Les résultats de la simulation pendant une année complète sont représentés dans le Tableau 6.

Tableau 6 : variation du rafraîchissement ($\Delta T_{j,moy}$) et de l'électricité produite par le capteur (E_{pv}) en fonction du débit d'air

Débit d'air (m^3/h)	Ventilation naturelle	500	1000	1500	2500	3500
$\Delta T_{j,moy} = [T_{j,ref} - T_j]_{moy}$	0	1,0	1,86	1,95	2,84	3,5
E_{pv} (kWh)	4300	4323	4379	4385	4410	4485

Pour le cas de référence, on suppose que le capteur est ventilé naturellement. Le rafraîchissement moyen ($\Delta T_{j, moy}$) représente la moyenne sur toute l'année de l'écart entre la température de jonction du capteur PV dans le cas où le capteur est ventilé naturellement et la température de jonction dans le cas où il est ventilé par une circulation forcée d'air. D'après ce tableau, on constate que l'augmentation du débit d'air implique un meilleur refroidissement du capteur photovoltaïque et une baisse de la température de jonction T_j . Le rendement électrique peut être amélioré de 4,3% pour un débit d'air de $3500 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$ en comparaison avec un cas où le capteur est ventilé naturellement (dans ce cas $Q_{PV-T} < 500 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$).

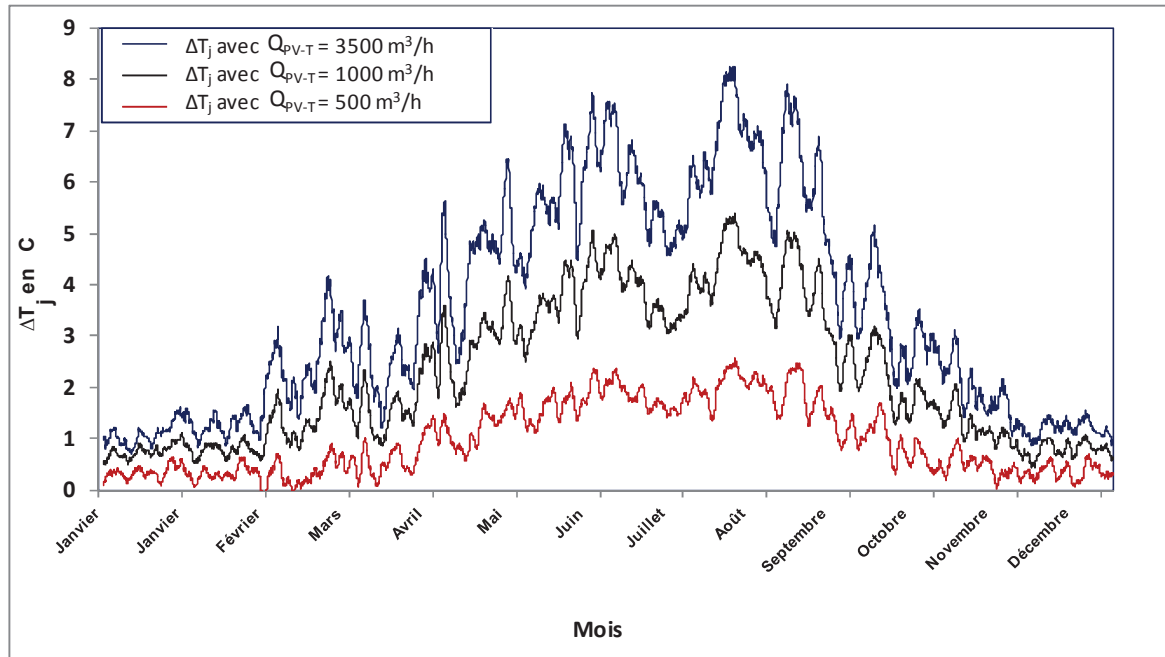


Figure 88. Variation de ΔT_j en fonction du temps pour 3 débits d'air différents.

La Figure 88 représente l'écart de la température de jonction (ΔT_j) en fonction du temps entre les cas où le capteur est soumis à une ventilation forcée et le cas où le capteur est ventilé naturellement. On calcule cet écart de température pour trois débits d'air différents (Q_{PV-T}), ceci sur toute l'année. On constate que le rafraîchissement est plus efficace pendant l'été. Ceci est dû au fait que, en présence d'ensoleillement important et de températures ambiantes élevées, la température de jonction est plus élevée durant cette période. Ainsi, en été, l'énergie thermique absorbée par le capteur est plus importante et le débit d'air a une influence plus importante sur la température de jonction (le rafraîchissement du capteur est donc plus important en été qu'en hiver).

II.2.2. Préchauffage direct de la pompe à chaleur

On explore dans cette partie le potentiel d'amélioration des performances de la PAC et du capteur PV-T grâce au couplage direct entre les deux composants. Une étude paramétrique est menée. Cette étude permet de représenter la plupart des situations possibles.

Une première étude sur les performances du système en fonction du type de la PAC et du climat est réalisée. En deuxième lieu, une étude en fonction de la surface du capteur PV est effectuée. Enfin une analyse visant à connaître l'impact de la variation de la puissance de la PAC est présentée.

II.2.2.1. Etude en fonction du type de la PAC et du climat

Dans ce cas, le capteur hybride préchauffe l'air arrivant sur l'unité extérieure de la PAC, comme cela est illustré sur la Figure 89. Cette configuration correspond au cas où la PAC est placée en partie haute des combles. Les résultats sont donnés dans le Tableau 7.

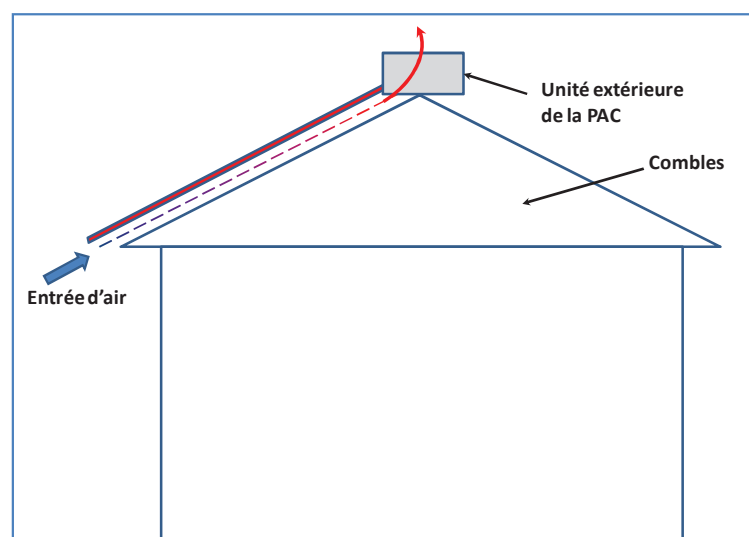


Figure 89. L'air arrivant sur l'unité extérieure est directement préchauffé par le capteur hybride

Tableau 7. COP et production d'électricité dans le cas du préchauffage direct comparé à la référence, pour 2 sites météorologiques et 2 technologies de PAC.

	Localisation	Trappes		Chambéry	
	Cas	Préchauffage	Référence	Préchauffage	Référence
PAC Inverter	COP PAC	3.11	3.06	2.61	2.57
	COP PAC + APP.	2.96	2.91	2.2	2.16
	E_{pv} (kWh)	4272	4300	5113	5158
PAC on/off	COP PAC	2.50	2.47	2.25	2.22
	COP PAC + APP.	2.41	2.37	1.93	1.90
	E_{pv} (kWh)	4274	4300	5117	5158

On constate que le préchauffage direct de l'air par le capteur hybride augmente le COP de la PAC, mais de manière assez peu significative. On passe par exemple de 3.06 à 3.11 pour le COP de la PAC Inverter pour la ville de Trappes (soit environ + 2%). La même tendance est retrouvée pour l'ensemble des résultats présentés dans ce tableau.

La production photovoltaïque en sortie du champ de capteur diminue légèrement. Dans le cas de la PAC Inverter placée dans la ville de Chambéry par exemple, la production électrique obtenue est de 5113 kWh dans le cas du préchauffage au lieu de 5158 kWh dans le cas de référence.

Afin de détailler ce dernier résultat, une étude est menée sur l'impact du couplage sur la puissance électrique produite par le capteur PV-T en hiver. Le modèle de PAC choisi est celui d'une PAC Inverter avec un débit nominal à l'entrée de l'évaporateur égal à $1800 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$. Cette étude est simplifiée et suppose un débit d'air constant traversant la lame d'air (débit égal au débit nominal). L'étude présente les résultats obtenus sur la température de jonction. Il est possible de remonter à la puissance électrique produite car, comme présenté dans la partie modélisation, l'électricité photovoltaïque produite dépend de la température de jonction T_j .

Les résultats de simulation sont donnés sur toute l'année. Toutefois tous les points où la PAC ne fonctionne pas (en été notamment) sont éliminés. Ceci se traduit par une absence du rafraîchissement du capteur PV-T hybride pendant la période d'arrêt de la PAC.

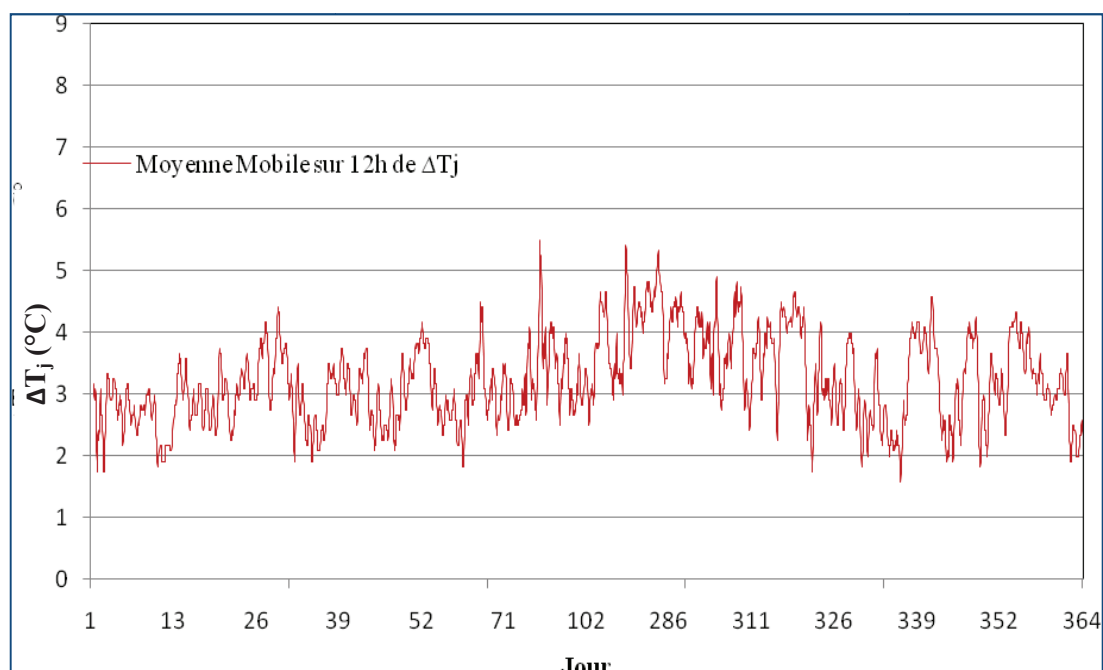


Figure 90. Variation de ΔT_j ($T_j - T_{j,ref}$) sur une année pour une PAC Inverter. La courbe donne la moyenne glissante sur 12 heures de l'écart de température pour plus de lisibilité.

Le graphe de la Figure 90 montre que, pendant la période de chauffe, l'air extérieur permet de refroidir de 3 degrés en moyenne le panneau photovoltaïque. Ceci représente un gain d'environ 1,5% sur le rendement électrique global du capteur PV.

Malgré le potentiel thermique intéressant des capteurs hybrides PV-T à air, les résultats du couplage direct avec une pompe à chaleur montrent que l'amélioration du bilan énergétique global n'est pas grande. Ces résultats peuvent s'expliquer par une corrélation assez modeste entre les besoins de chauffage, et donc le fonctionnement de la PAC, et la production combinée de chaleur et d'électricité par le capteur photovoltaïque. En effet, le bâtiment simulé est assez performant. En journée, les apports passifs constitués par les apports solaires, les apports internes et la présence d'une ventilation double flux peuvent assurer à eux seuls une grande part des besoins de chauffage et cela d'autant plus que les apports solaires passifs sont significatifs.

Dans le cas du préchauffage d'air, pour la ville de Chambéry et la PAC Inverter, les résultats de simulation montrent par ailleurs que seulement 2678 kWh sont produits pendant la saison de chauffage (soit du 1er octobre au 15 mai). Si on suppose une corrélation parfaite entre la production d'électricité et la production de chaleur du capteur hybride, cela veut dire que près de 47% de la chaleur produite (durant l'été) ne sert pas à augmenter les performances de la PAC (puisque celle-ci n'assure que le chauffage dans notre cas d'étude). Sur les 53% d'énergie restante, et potentiellement valorisable, la Figure 91 permet d'appréhender quelle part peut effectivement être valorisée. Cette figure donne la distribution de l'électricité produite (en valeur relative) en fonction du débit de ventilation de l'unité extérieure de la PAC. Le débit nominal de l'unité extérieure est de $1800 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$, et pour une PAC Inverter, ce débit est supposé être proportionnel au taux de charge de la PAC. Les débits sont rangés par classes de $100 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$, de $800 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$ à $1800 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$.

On peut constater que le capteur PV produit environ 65% de son énergie lorsque le débit d'air de l'unité extérieure est nul, c'est à dire lorsque la PAC est à l'arrêt. Dans ce cas, la chaleur produite par le capteur n'est pas valorisée par la PAC. Autrement dit, sur les 2678 kWh d'électricité produits pendant la saison de chauffe, seuls environ 35% sont produits lorsque la PAC fonctionne.

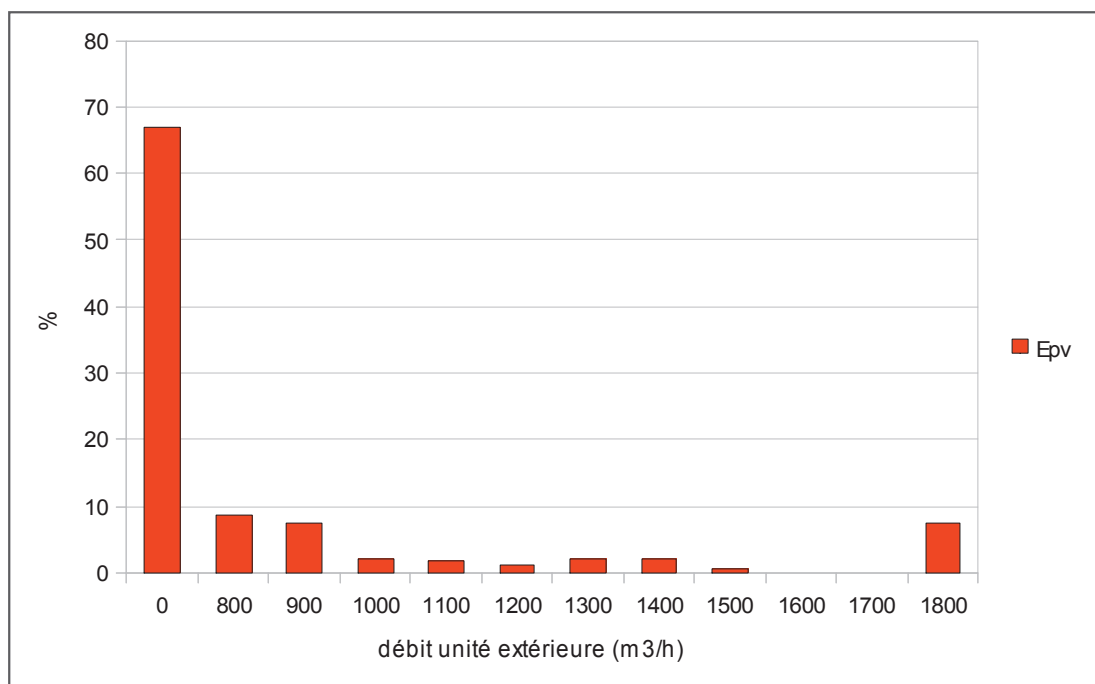


Figure 91. Distribution de la production d'électricité du capteur PV en fonction du débit d'air de l'unité extérieure (pour une PAC Inverter – ville de Chambéry).

On retrouve le même type de résultat pour une PAC on/off installée dans la ville de Chambéry. Sur les 5117 kWh d'électricité produite, seuls 2679 kWh sont produits pendant la saison de chauffage, dont seulement environ 25% (670 kWh) sont produits pendant que la PAC fonctionne, comme le montre la Figure 92.

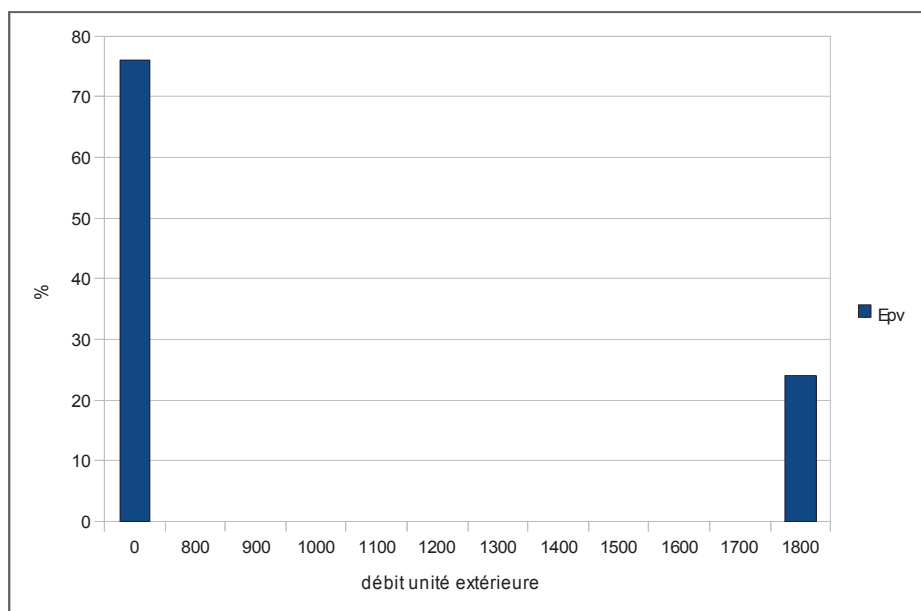


Figure 92. Distribution de la production d'électricité du capteur PV en fonction du débit d'air de l'unité extérieure (pour une PAC On/Off – ville de Chambéry).

Cette analyse suppose une très bonne corrélation entre la production électrique et la production de chaleur, ce qui paraît réaliste. Il n'aurait pas été possible de mener ce même type d'analyse en considérant directement la production de chaleur puisque celle-ci dépend du débit d'air (le débit d'air dans le capteur est fixé par le ventilateur de la PAC) et par conséquent du fonctionnement de la PAC, ce qui empêche de connaître directement le potentiel de récupération de cette énergie.

II.2.2.2. Etude en fonction de la surface du capteur PV

Le Tableau 8 donne la variation du COP de la PAC en fonction de la surface du capteur hybride, pour la ville de Trappes et pour une PAC Inverter. On constate que la surface a une influence assez faible sur les résultats. Tout comme dans le cas précédent, avec une surface de 30 m², une surface de 60 m² n'apporte pas d'amélioration significative alors que la production d'énergie thermique dépend fortement de ce paramètre. En effet, la corrélation entre le fonctionnement du capteur PV et le fonctionnement de la PAC reste insuffisante malgré une production accrue de l'énergie thermique. Ce résultat serait probablement différent dans une configuration où l'on arriverait à mieux valoriser la chaleur produite par le capteur. Si les besoins de chauffage sont plus élevés que la puissance calorifique délivrée par la PAC, un système d'appoint électrique est déclenché par la PAC pour arriver à subvenir à la totalité des besoins calorifiques. Le COP PAC + Appoint inclut cette énergie supplémentaire consommée par la pompe à chaleur dans les calculs du COP.

Tableau 8. Variation du COP en fonction de la surface de capteur (PAC Inverter et ville de Trappes).

Surface (m ²)	15	30	60
COP PAC	3,09	3,11	3,12
COP PAC + Appoint	2,94	2,96	2,97

II.2.2.3. Etude en fonction de la puissance de la PAC

Dans un deuxième lieu la variation de la puissance de la pompe à chaleur est étudiée. Le Tableau 9 donne la variation du COP en fonction de la puissance calorifique nominale pour les PAC Inverter et On/Off, pour la ville de Trappes, et toujours avec un capteur hybride de 30 m² qui préchauffe directement l'unité extérieure de la PAC. Ces résultats sont illustrés par les Figure 93 et Figure 94. Un optimum correspondant à un bon dimensionnement de la PAC par rapport aux besoins de chauffage est obtenu. Mais sur le plan économique le choix d'une PAC respectant cet optimum induit un surcoût important.

Tableau 9. Variation du COP en fonction de la puissance de la PAC

Puissance Calo. (kW)		2	3	4	6	8	12	18
Inverter	COP PAC	2,77	2,88	3,11	3,42	3,51	3,47	3,38
	COP PAC + Appoint	1,14	2,08	2,95	3,42	3,51	3,47	3,38
On/Off	COP PAC	2,62	2,54	2,48	2,36	2,26	2,09	1,88
	COP PAC + Appoint	1,12	1,90	2,39	2,36	2,26	2,09	1,88

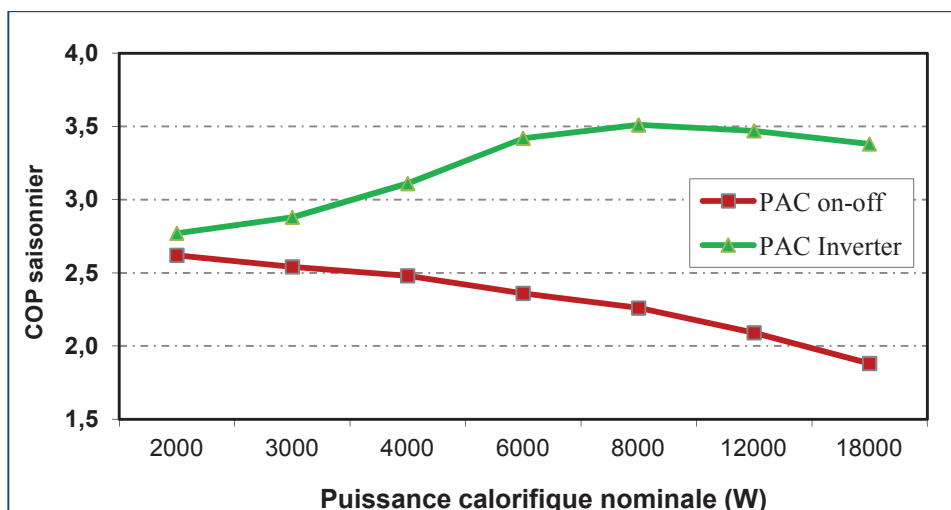


Figure 93. Variation du COP de la PAC (sans appoint) en fonction de la puissance calorifique nominale (ville de Trappes).

On vérifie sur la Figure 94 que l'optimum n'est pas le même pour la PAC Inverter que pour la PAC On/Off. En effet, il est préférable de sur-dimensionner une PAC Inverter par rapport à une PAC On/Off puisqu'elle fonctionne avec des COP meilleurs quand elle est à charge partielle.

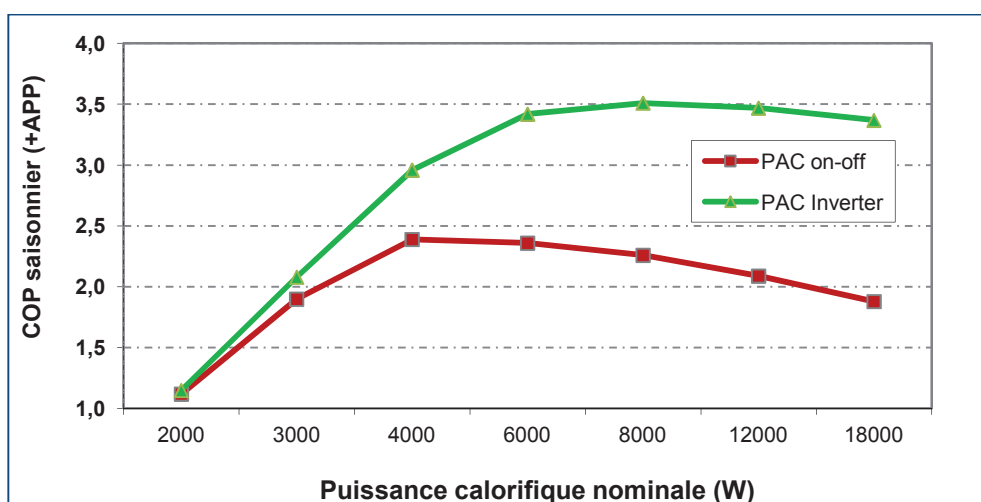


Figure 94. Variation du COP de la PAC (avec appoint) en fonction de la puissance calorifique nominale (ville de Trappes)

Même si les deux figures précédentes permettent d'illustrer la variation de la performance de la PAC en fonction de sa puissance nominale, elles ne permettent pas de répondre à la question suivante : existe-t-il une gamme de puissance pour laquelle le couplage avec un capteur hybride PV-T à air est plus intéressante qu'une autre ?

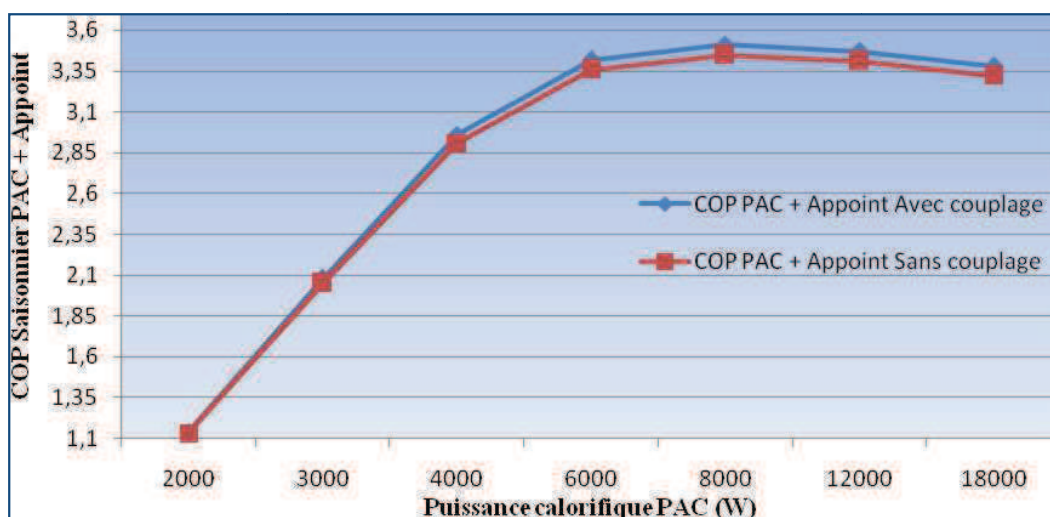


Figure 95. COP PAC + Appoint en fonction de la puissance nominale de la PAC, avec et sans préchauffage par le capteur PV-T (ville de Trappe).

La Figure 95 compare le COP (avec appoint) avec et sans préchauffage pour une PAC Inverter. Le couplage exerce une influence assez faible sur l'allure de la courbe : le COP avec couplage est légèrement supérieur au COP sans couplage et l'énergie thermique valorisée est faible. On peut supposer encore une fois que ce type de résultats puisse être bien différent avec une configuration qui permettrait de mieux valoriser l'énergie thermique produite par le capteur PV-T.

II.2.3. Stockage dans une zone thermique du bâtiment : les combles

Les résultats de simulation du paragraphe précédent montrent que la corrélation entre le fonctionnement de la PAC (qui fonctionne en mode chauffage uniquement) et l'énergie électrique produite (et donc l'énergie thermique) par le capteur PV n'est pas assez importante.

Le cas de figure exposé dans cette partie utilise toujours le capteur hybride pour préchauffer l'air arrivant sur l'unité extérieure de la PAC, mais avec cette dernière placée dans les combles du logement, comme illustré sur la Figure 96. Les combles sont isolés avec 4 cm de laine minérale afin de pouvoir stocker l'énergie thermique produite par le capteur PV-T. On suppose qu'un ventilateur à vitesse fixe permet de créer une circulation d'air entre le capteur et les combles, avec une puissance consommée de $0,1 \text{ W} / (\text{m}^3 \cdot \text{h}^{-1})$. Le ventilateur ne fonctionne que si la température dans le capteur est supérieure de $1 \text{ }^{\circ}\text{C}$ à la température dans les combles. Il s'arrête lorsque la même température est inférieure ou égale à celle des combles. Si l'unité extérieure nécessite un débit d'air supérieur à ce que peut fournir le ventilateur du capteur hybride, alors le débit d'air restant provient de l'extérieur. Ainsi, l'air dans les combles, source d'air tempérée de la PAC, est un mélange de l'air préchauffé par le capteur et de l'air extérieur.

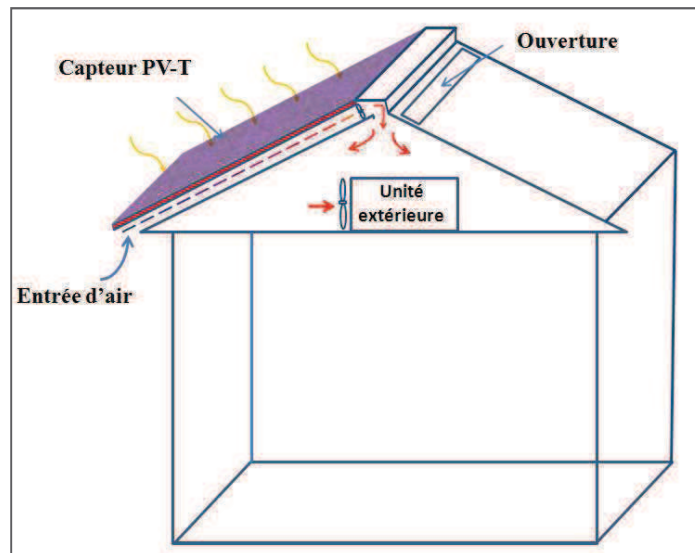


Figure 96. Unité extérieure placée dans les combles avec le capteur hybride qui injecte de l'air chaud via un ventilateur supplémentaire.

Le Tableau 10 et la Figure 97 présentent les résultats de simulation pour différents débits d'air du ventilateur du capteur hybride, pour la PAC de type Inverter et pour la météo de Trappes. Ces résultats sont illustrés sur la Figure 97. On constate tout d'abord que le simple fait d'installer l'unité extérieure dans les combles permet d'améliorer ses performances comparé au cas de référence (avec l'unité extérieure placée à l'extérieur), le COP de la PAC passe de 3.06 à 3.12.

Par ailleurs, le COP de la PAC, avec ou sans appoint augmente avec le débit d'air. On constate pour le débit d'air dans le capteur hybride que le meilleur rendement semble se situer aux alentours de 2000 m³/h (67 m³/h/m² de capteur). Le COP de la PAC est amélioré de 20% par rapport au cas de référence (3.67 au lieu de 3.06).

Tableau 10. Variation du COP, des besoins de chauffage et de la production d'électricité en fonction du débit d'air généré par le ventilateur du capteur hybride.

	Cas de référence.	Unité extérieure dans les combles			
Débit d'air (m ³ /h)	-	0	500	1000	2000
COP PAC	3.06	3.12	3.18	3.4	3.67
COP PAC + Appoint	2.91	2.94	3	3.21	3.54
COP PAC + Appoint + Auxiliaires	2.91	2.94	2.77	2.71	2.51
B _{ch} annuels (kWh)	6420	6420	6394	6351	6327
E _{pv} (kWh)	4299	4113	4157	4170	4173

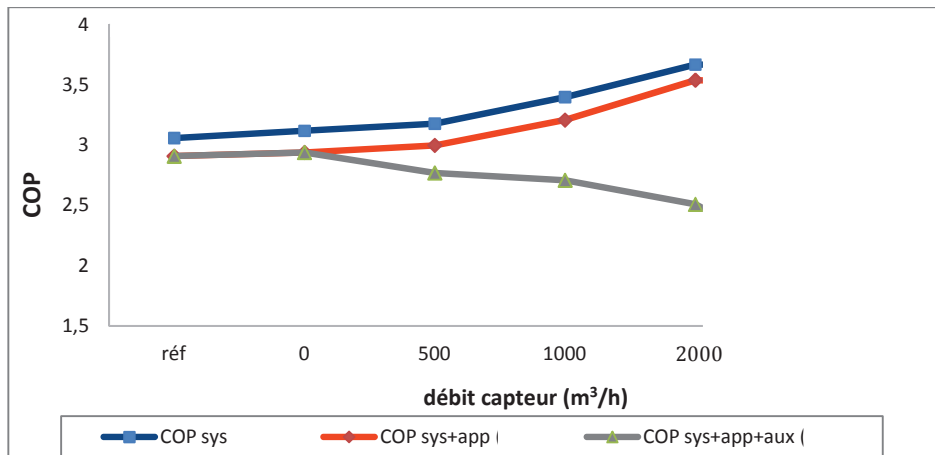


Figure 97. Variation du COP en fonction du débit d'air traversant le capteur hybride.

Cependant, on constate que le COP de l'ensemble du système (PAC + appoint + ventilateur additionnel) diminue. En effet, l'amélioration du COP de la PAC ne suffit pas à compenser la consommation d'électricité supplémentaire générée par le ventilateur. Quand le débit atteint 2000 m³.h⁻¹, le COP système passe de 2,91 à 2,51, soit une baisse de 14%. Toutefois, le modèle utilisé est simplifié (consommation de 0,1 W/m³/h) et les calculs supposent l'utilisation de ventilateurs standards. L'utilisation de ventilateurs performants pourrait déplacer l'optimum obtenu.

Concernant les besoins de chauffage, on constate que ceux-ci diminuent légèrement (3%) lorsque le débit de ventilation du capteur hybride augmente (de 0 m³/h à 2000 m³/h). L'augmentation de température dans les combles induite par l'énergie thermique produite par le capteur permet de baisser les pertes thermiques de la zone chauffée du logement, même si la paroi séparant les combles du reste du bâtiment est isolée avec 20 cm de laine minérale. Cela montre l'importance de juger de l'intérêt du système dans son ensemble, y compris en prenant en compte l'interaction avec l'enveloppe du bâtiment.

A cause d'une surchauffe plus élevée des cellules photovoltaïques, (l'air est en stagnation) le rendement électrique du capteur PV est moins élevé avec un débit nul qu'avec la ventilation naturelle présente dans le cas de référence (4113 kWh au lieu de 4299 kWh). Par contre on constate que le rendement électrique du capteur augmente notablement avec l'augmentation du débit d'air. Toutefois, la PAC fonctionne peu pendant les périodes ensoleillées de la journée, ainsi le capteur PV-T ne profite que pendant de courtes périodes de la ventilation forcée pour évacuer l'énergie thermique, ce qui explique que son rendement reste moins important qu'en ventilation naturelle.

Les résultats de la simulation thermique dynamique ont montré que le stockage de l'énergie thermique dans les combles contenant l'unité extérieure de la PAC améliore les performances de celle-ci. Toutefois, il faut noter que cette étude suppose une bonne étanchéité de cette zone. Ceci n'est toujours pas le cas surtout si les combles n'étaient pas conçus dès le départ pour stocker de l'énergie thermique. Par ailleurs, pour assurer un bon fonctionnement de la PAC, des contraintes sur la température maximale à l'entrée de son évaporateur sont imposées. A partir de cette température (environ 40 °C) la PAC s'arrête, et au-delà les systèmes électroniques risquent d'être endommagés. Cependant les résultats de la simulation ont montré que la température des combles peut dépasser les 40 °C pendant les journées ensoleillées (Figure 98). Par conséquent, cette contrainte limite la possibilité de rafraîchir le capteur PV-T pendant les journées chaudes et ensoleillées de l'été.

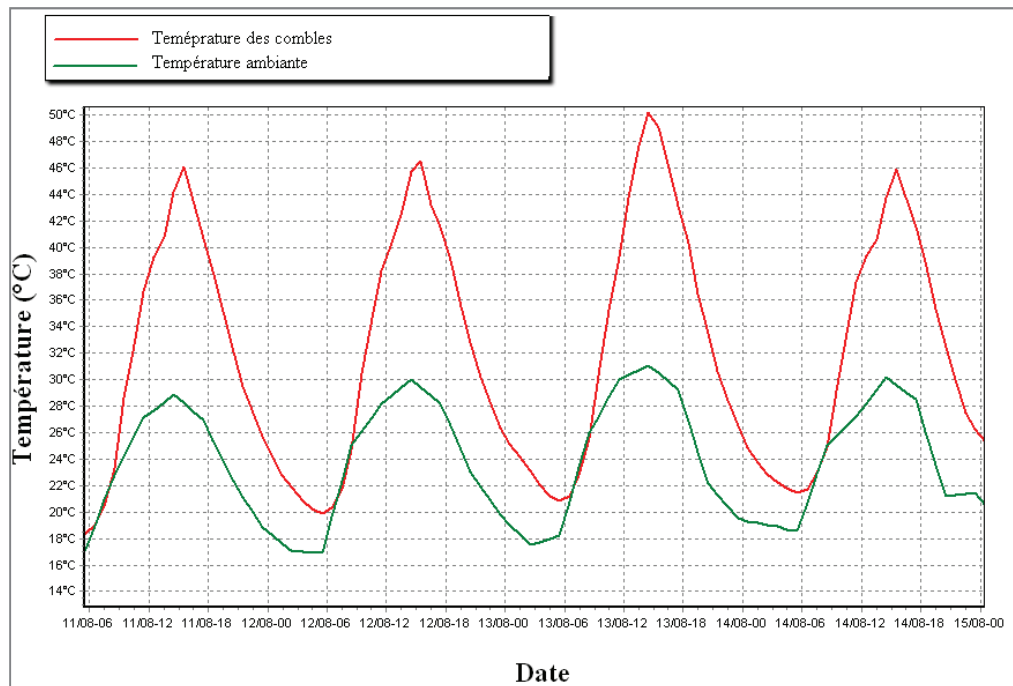


Figure 98 Evolution de la température des combles pendant 4 jours d'été avec un débit de ventilation de 2000 m³/h.

En conclusion, les coûts additionnels à prévoir pour réaliser une bonne isolation des combles, les contraintes techniques à respecter pour assurer un bon fonctionnement de la PAC et les consommations élevées des auxiliaires représentent tous des inconvénients à ce type de couplage.

II.2.4 ; Stockage avec un ballon d'eau chaude : deux configurations testées

Les premières études ont montré que la récupération du maximum d'énergie thermique dans le but de l'utiliser pour alimenter l'évaporateur de la pompe à chaleur n'est pas possible en l'absence du stockage. Le déphasage entre les besoins de chauffage et l'ensoleillement empêche de profiter du couplage et réduit les améliorations apportées par le couplage PAC / capteur PV-T hybride. Par ailleurs, On constate que le couplage avec une zone thermique du bâtiment (les combles) présente plusieurs inconvénients et ne permet pas une amélioration systématique du rendement global du système. Dans cette partie, un autre type de stockage, utilisant un ballon d'eau, est testé.

Le stockage avec un ballon d'eau chaude peut se faire en amont (stockage basse température) ou en aval (stockage haute température) de la pompe à chaleur. La PAC et le capteur photovoltaïque hybride utilisés lors des comparaisons possèdent les mêmes caractéristiques que dans le cas de référence. Les besoins de chauffage simulés sont aussi identiques dans les deux cas (bâtiment décrit dans le cas de référence).

II.2.4.1. Description de la première configuration

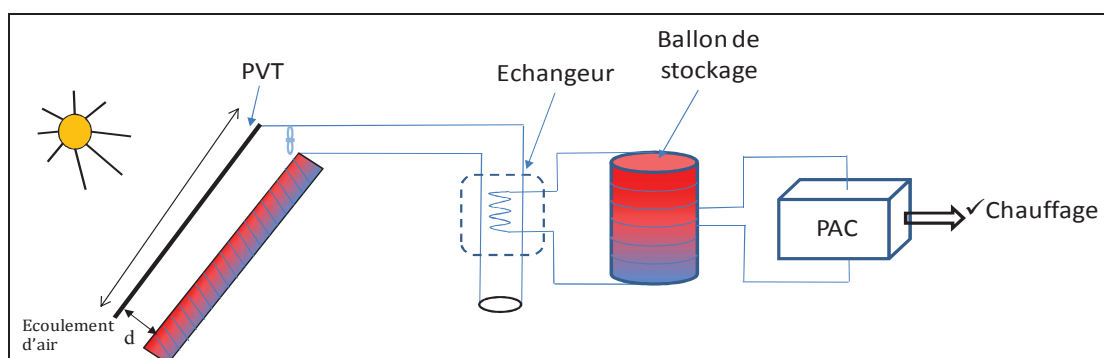


Figure 99 Première configuration : stockage basse température

Dans la première configuration (Figure 99), l'air chaud en sortie de la lame d'air passe par un échangeur air/eau qui est relié à son tour à un ballon de stockage basse température. Le ballon est relié à son tour à une PAC eau/eau qui permet d'assurer directement les besoins de chauffage.

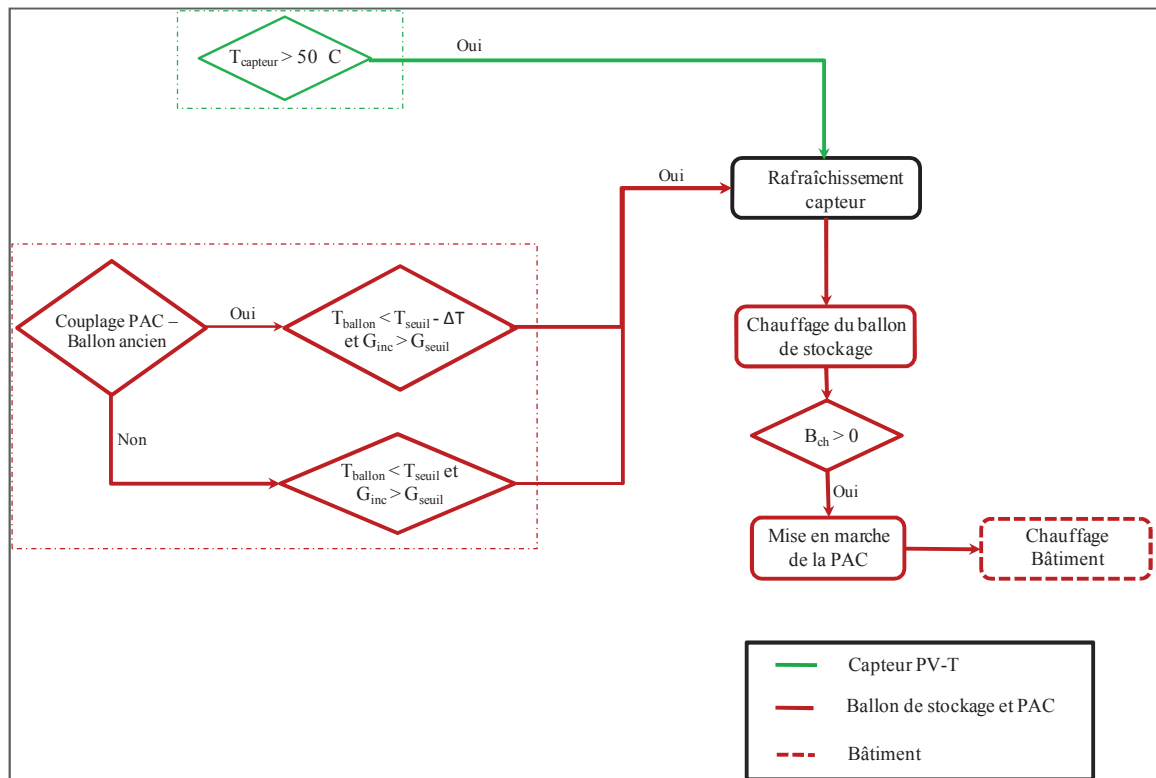


Figure 100 Stratégie de gestion de la première configuration

La Figure 94 détaille la stratégie de gestion employée dans la première configuration. La boucle en vert indique que le ventilateur du capteur PV-T peut être déclenché si la température des cellules PV dépasse une limite (égale ici à 50 °C). La boucle en rouge indique qu'en présence d'un ensoleillement suffisant et en présence d'une température du ballon de stockage inférieure à une température seuil (T_{seuil}), le capteur est relié au ballon de stockage qui est alors préchauffé via l'échangeur. Un nombre de degrés ΔT (environ 3 °C ici) est utilisé afin de permettre un fonctionnement stabilisé du système (cf paragraphe 2.3.1).

L'avantage de ce système est sa capacité à utiliser une grande partie de l'énergie thermique produite par le capteur PV-T à air. En effet, la boucle de stockage de l'énergie solaire est déconnectée de la boucle de consommation. Le volume de stockage ne dépend qu'indirectement des besoins de chauffage (même avec un volume de stockage faible, la PAC peut subvenir aux besoins de chauffage quitte à fonctionner avec un rendement moins élevé). Par ailleurs, on peut s'attendre à un fonctionnement plus stabilisé de la PAC grâce à une évolution stable de la température à l'entrée de l'évaporateur.

L'un des inconvénients de cette configuration reste dû aux problèmes de fonctionnement pendant la période froide de l'année. En effet, l'apport solaire durant certaines journées n'est pas suffisant pour chauffer l'eau du ballon. Il faut accorder dans ce cas une attention particulière à l'évolution de la température d'eau dans le ballon afin d'éviter les phénomènes de givrage.

II.2.4.2. Description de la deuxième configuration

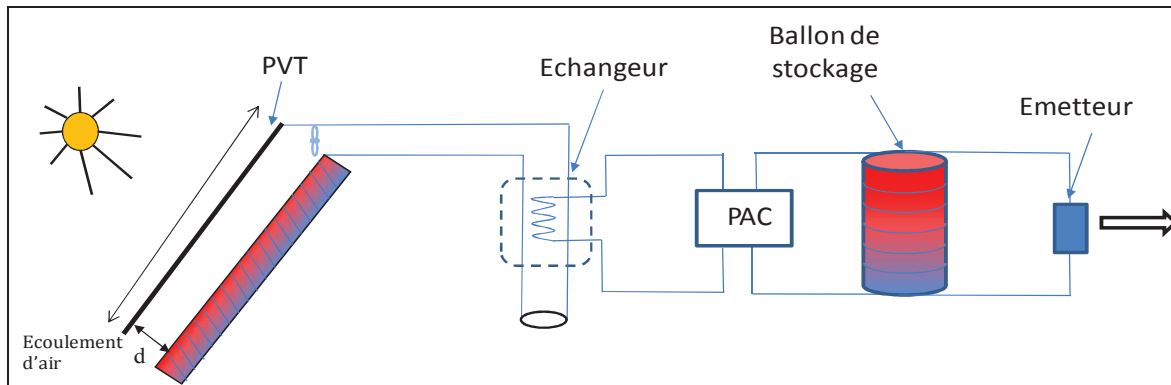


Figure 101 Deuxième configuration : stockage haute température

Dans la deuxième configuration (Figure 101), en présence d'un ensoleillement suffisant et de température d'eau du ballon de stockage inférieure à la température de consigne, un écoulement d'air est créé dans la lame d'air. L'air préchauffé traverse l'échangeur air/eau pour préchauffer l'eau à l'entrée de l'évaporateur de la PAC. La PAC est connectée directement au ballon de stockage. En été, le ventilateur peut fonctionner pour évacuer l'énergie thermique produite par le capteur PV-T, sans que la PAC fonctionne.

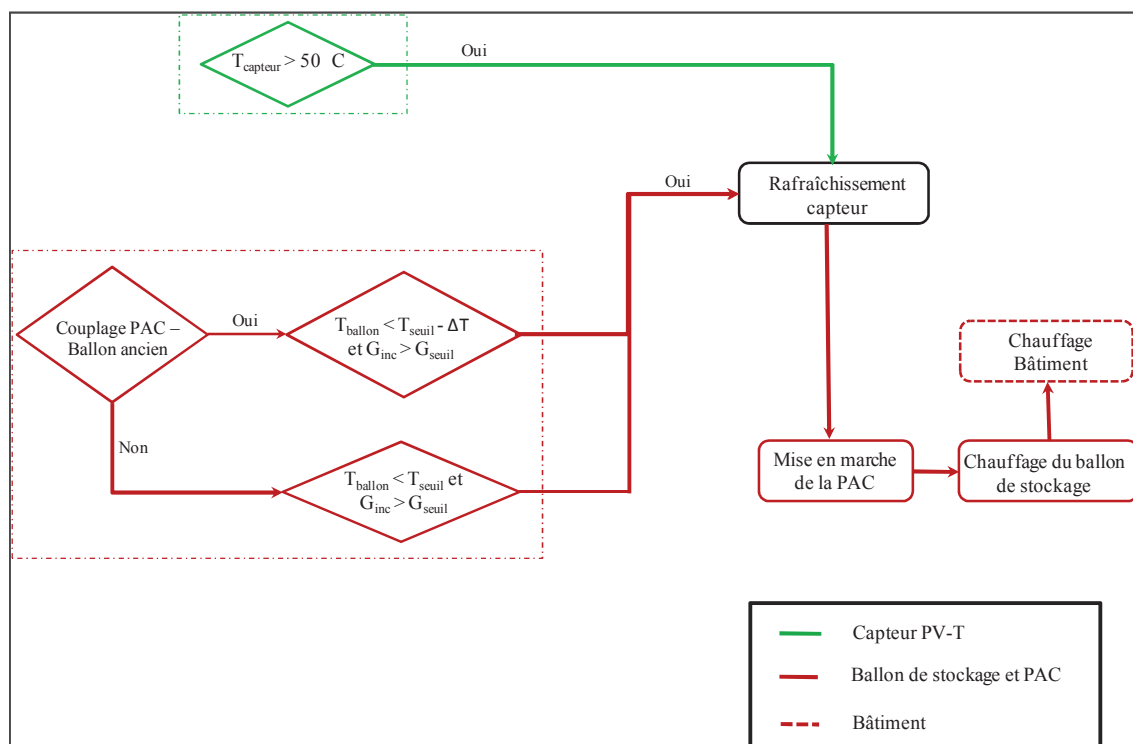


Figure 102 Stratégie de gestion de la deuxième configuration

La Figure 102 décrit la méthode de régulation utilisée lors du stockage à haute température (ballon de stockage en aval). Le rafraîchissement du capteur se fait dans les deux cas suivants :

- La température de ce dernier dépasse les 50 °C (bloc en vert)
- Le ballon de stockage n'est pas assez chaud et l'ensoleillement incident dépasse une certaine limite (bloc en rouge).

Le Tableau 11 détaille les paramètres utilisés dans la régulation pour chaque composant du système.

Tableau 11 Description des paramètres de la régulation

Composant	Paramètre	Signification
Capteur PV-T	T_{capteur}	Température de fonctionnement des cellules PV
	G_{inc}	Rayonnement incident sur le plan du capteur
	G_{seuil}	Rayonnement incident minimal à partir duquel un couplage entre le capteur et la PAC est réalisé
Ballon de stockage	T_{ballon}	Température en haut du ballon
	T_{seuil}	Température de consigne en haut du ballon

Le premier bloc en vert indique qu'il faut éviter une augmentation importante de la température du capteur photovoltaïque. En effet, dès que sa température dépasse une température seuil (ici 50 °C), le rafraîchissement est déclenché. Dans ce cas, seul le rafraîchissement du capteur PV-T est effectué.

Dans le deuxième bloc en rouge, on s'intéresse au ballon de stockage. Si sa température est au-dessous d'une température seuil et s'il y a suffisamment d'ensoleillement alors on ventile le capteur PV-T et on le couple avec la pompe à chaleur qui stocke de l'énergie thermique dans le ballon initialement froid. Si l'une de ces deux conditions n'est pas remplie, aucune action n'est déclenchée. Toutefois, si aucune action n'est déclenchée pendant une longue période (journée froide et très peu ensoleillée), la température du ballon risque de descendre au-dessous des 20 °C. Dans ce cas de figure, sachant que pour le bon fonctionnement de la PAC la température à l'entrée du condenseur ne doit pas descendre sous ce seuil, un appoint électrique est déclenché pour garder une température au-dessus de 20 °C dans le ballon.

Dans les deux configurations, le choix d'un échangeur air/eau résulte de la recherche d'un compromis entre efficacité et simplicité. En effet, la principale contrainte vient du fait que la PAC ne supporte pas des températures trop élevées (température maximale admissible en entrée du compresseur, tenue en température du boîtier de régulation). Il faut alors éloigner la PAC du capteur hybride, et placer celle-ci dans un local technique autre que les combles qui constituent la pièce la plus chaude, en sous-sol par exemple. Dans ce cas il devient techniquement beaucoup plus judicieux de transférer la chaleur par une boucle à eau. En plus de cette contrainte, l'utilisation d'un échangeur air/eau présente d'autres avantages :

- Il est nécessaire de pouvoir découpler, en fonction d'une certaine régulation, le rafraîchissement du capteur PV et le fonctionnement de la PAC car le rafraîchissement du capteur PV permet d'améliorer son rendement mais aussi sa longévité. Le système sélectionné facilite cette régulation.
- Les ventilateurs des PAC à air disponibles sur le marché sont des ventilateurs à débit, qui ne peuvent pas être raccordés à un circuit d'air possédant des pertes de charge significatives. Il faudrait alors remplacer ce type de ventilateur par un ventilateur à pression, mais le système choisi permet de contourner cette difficulté.
- La boucle à eau ainsi présente peut être raccordée à un ballon de stockage secondaire (pour l'eau chaude sanitaire notamment), alors qu'avec un système à air il aurait de toute façon été nécessaire de rajouter un échangeur air/eau.

II.2.4.3. Résultats de comparaison

Le seuil d'ensoleillement utilisé lors de la régulation est de 40 W/m². De ce fait, le rafraîchissement du capteur PV ne se fait que si l'ensoleillement incident dépasse ce seuil. Le ballon de stockage choisi est un ballon stratifié de 1000 L de volume et de 2 m de hauteur. Une consommation électrique constante des ventilateurs est utilisée (0.1 W / (m³.h⁻¹)). Pour le chauffage,

dans les deux cas de figure une loi d'eau est utilisée pour estimer la température d'eau nécessaire en sortie de la PAC on/off ou en sortie de l'émetteur.

Tableau 12. Comparaison entre le stockage basse et haute température

Configuration	$E_{PAC, totale}$ (kWh)	COP PAC	$E_{Ballon \text{ de stockage}}$ (kWh)	$E_{ventilo}$ (kWh)	E_{Totale} (kWh)
Basse température (1)	1654	2,24	142	480	2276
Haute température (2)	1397	2,56	125	240	1762

La comparaison entre les résultats (Tableau 12) montre que le stockage à haute température reste plus bénéfique et plus rentable énergétiquement que le stockage à basse température (gain de 22.6% sur la consommation totale).

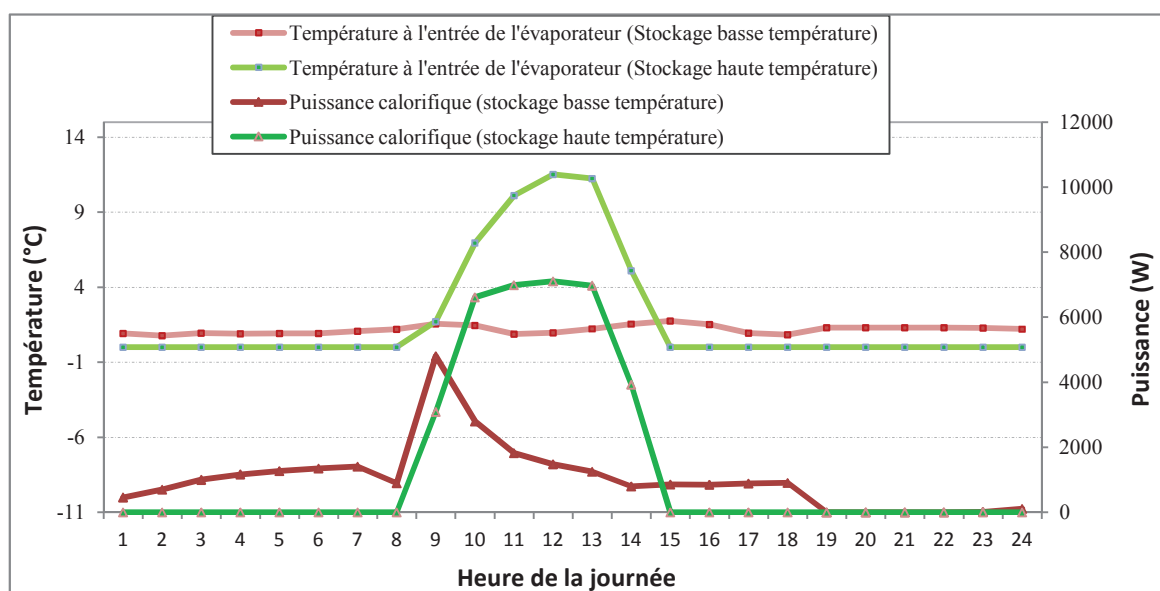


Figure 103 Evolution des températures à l'entrée de l'évaporateur et des puissances calorifiques de la PAC dans les deux configurations testées.

La Figure 103 illustre la différence de fonctionnement entre les deux configurations. Dans la première configuration la PAC fonctionne plus longtemps (une grande partie de son fonctionnement est à charge partielle) et avec des températures à l'entrée de l'évaporateur qui sont stables mais relativement faibles. Dans la deuxième configuration, la PAC ne fonctionne que pendant la journée (fonctionnement à pleine charge) et la température de l'eau à l'entrée de l'évaporateur est élevée surtout au milieu de la journée. Par ailleurs, le couplage entre le ballon de stockage et le capteur PV-T dure plus longtemps dans le cas d'un stockage basse température. La consommation des auxiliaires est alors beaucoup plus importante (deux fois plus importante).

II.3. Conception de l'interaction thermo-aéraulique entre le capteur PV-T et la PAC pour l'ECS

Les résultats présentés précédemment se sont intéressés à l'effet du couplage sur les performances d'une PAC assurant seulement les besoins de chauffage. Dans cette partie, une configuration est conçue pour subvenir aux besoins de chauffage et d'ECS. L'objectif de cette étude est l'analyse des

gains réalisés sur la production d'ECS grâce au préchauffage de la source froide de la PAC par un capteur hybride PV-T à air.

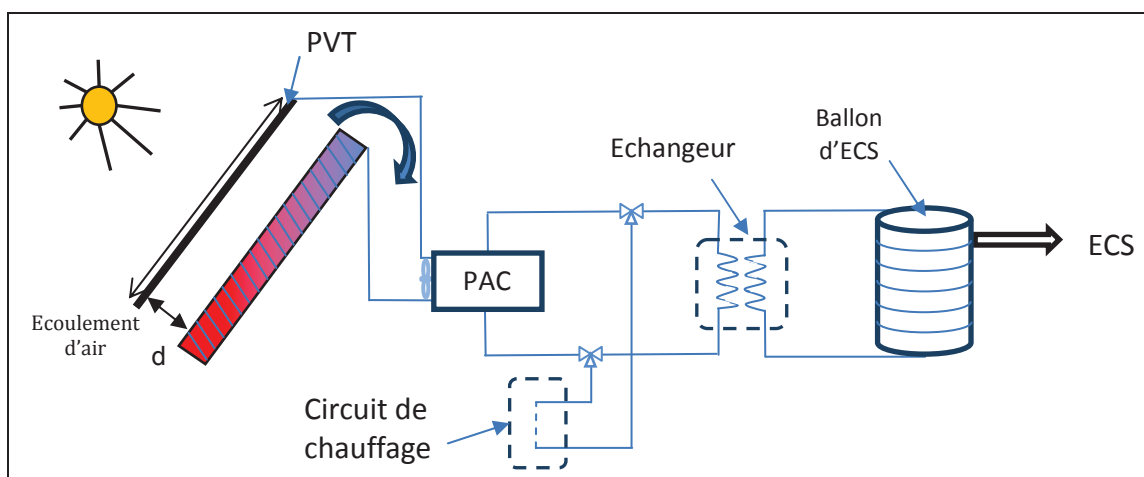


Figure 104. Couplage entre un capteur PV-T et une Pompe à chaleur assurant les besoins de chauffage et d'ECS

Dans cette configuration (Figure 104), le capteur PV-T est couplé directement à l'évaporateur de la pompe à chaleur qui relie en parallèle le circuit de chauffage et le ballon d'ECS. En présence d'un ensoleillement minimal, l'air à la température extérieure est préchauffé par le capteur PV-T à air avant d'alimenter directement la source froide de la PAC air-eau. Un couplage en parallèle est possible entre le circuit de chauffage et le ballon d'ECS. En présence de besoins de chauffage non nuls, la PAC est reliée au circuit de chauffage. Dans l'autre cas et si la température du ballon d'eau chaude est inférieure à la température de consigne, la PAC chauffe l'eau du ballon. La régulation du système est détaillée ci-dessous.

Les besoins d'eau chaude sont ceux d'une famille composée de 4 individus, chacun consomme 40 l/jour, la température de consigne est de 60 °C. Le graphe de la Figure 105 illustre la répartition des besoins tout au long de la journée. Le pas de temps de simulation choisi est de 6 minutes, toutefois il est possible de choisir un pas de temps plus grand pour réduire le temps de calcul.

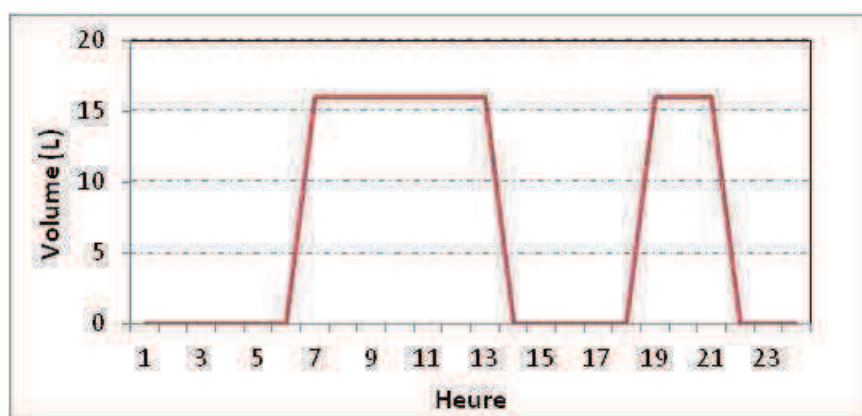


Figure 105 Scénario journalier de puisage d'ECS

Le système est toujours testé sur le cas de référence décrit au début du chapitre. Toutefois, quelques modifications sont apportées sur les équipements utilisés afin d'obtenir un bon dimensionnement de l'installation. Ainsi, la PAC choisie est une PAC air/eau de type Inverter de puissance nominale égale à 5 kW et de COP nominal égal à 3.18. Ces valeurs sont obtenues pour une température de bulbe sèche de 7 °C et une élévation de 5 °C de la température d'eau qui atteint à la sortie du condenseur 45 °C (conditions nominales concordant avec la norme EN 14511). Le ballon d'ECS utilisé est un ballon stratifié d'une capacité de 300 L.

Pour la plupart des pompes à chaleur, la température de l'eau à l'entrée du condenseur ne doit pas baisser au-dessous d'une température seuil (fixée ici à 25 °C). Un système d'appoint électrique est alors utilisé pour maintenir la température du ballon tout au long de la journée au-dessus de cette température seuil. La température de consigne dans le ballon d'ECS est fixée à 60 °C. En présence d'un couplage entre la PAC et le ballon d'eau chaude sanitaire, la PAC fonctionne à sa puissance calorifique à pleine charge (quelque soit le type de la PAC).

II.3.1. Stratégie de régulation

Un algorithme a été conçu afin de permettre un couplage efficace entre les différents composants du système. Le schéma suivant décrit la structure générale de cet algorithme.

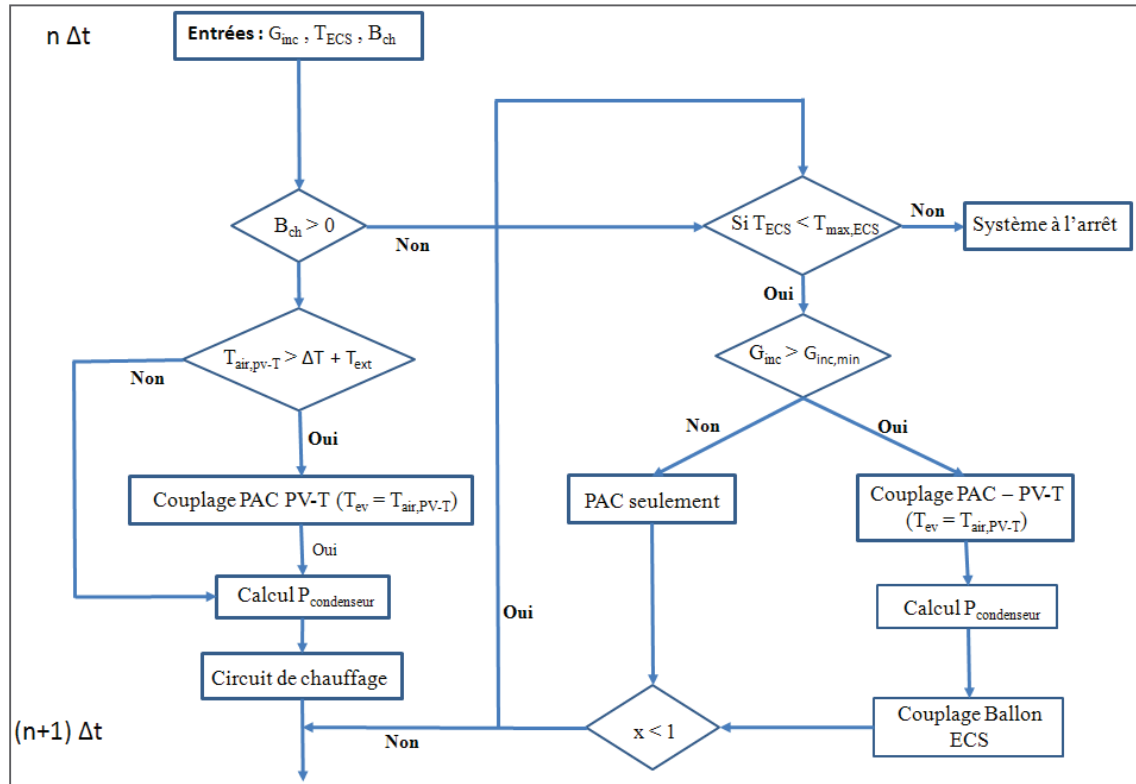


Figure 106. Algorithme du couplage entre le capteur PV-T, la PAC et le Ballon d'eau chaude

On note la présence de deux séquences distinctes qui dépendent des besoins de chauffage. En présence de besoins de chauffage non nuls ($B_{ch} > 0$), la PAC doit obligatoirement fonctionner pour subvenir à ces besoins. Un test est toutefois réalisé pour étudier la possibilité de coupler la PAC avec le capteur PV-T. Ce test est réalisé par rapport à la température de l'air en sortie du capteur PV-T ($T_{air,PV-T}$). Dans le cas où les besoins de chauffage coïncident avec les besoins d'eau chaude sanitaire, la PAC fournit uniquement les besoins de chauffage, un système d'appoint électrique au niveau du ballon d'ECS est déclenché et permet alors d'assurer son bon fonctionnement. En l'absence de besoins de chauffage, la PAC ne fonctionne qu'en présence de besoins d'eau chaude sanitaire. Si c'est le cas, un contrôle (utilisant G_{inc}) est réalisé pour tester la possibilité de coupler la PAC avec le capteur PV-T.

Le paramètre x représente un sous pas de temps utilisé principalement dans la simulation du système de ballon d'eau chaude.

$$x = \frac{\text{Pas de temps ballon d'ECS}}{\text{Pas de temps bâtiment}}$$

Il permet d'affiner les calculs dans le ballon de stockage sans changer le pas de temps utilisé pour le calcul des besoins de chauffage. En effet, en général le pas temps nécessaire pour des calculs précis de la température du ballon de stockages (de l'ordre de la minute) est beaucoup plus faible que le pas de temps nécessaire pour un calcul précis des besoins de chauffage (de l'ordre de l'heure). Cette méthode assure l'obtention de résultats corrects tout en gardant des temps de calcul raisonnables.

Par ailleurs, pour éviter des problèmes d'oscillation numérique lors de la simulation, le couplage entre la PAC et le capteur PV-T est démarré pour $T_{\text{air,PV-T}} > T_{\text{ext}} + \Delta T$. Il est arrêté pour $T_{\text{air,PV-T}} < T_{\text{ext}}$. $T_{\text{air,PV-T}}$ étant la température à la sortie de la lame d'air et T_{ext} la température extérieure (cf Figure 107).

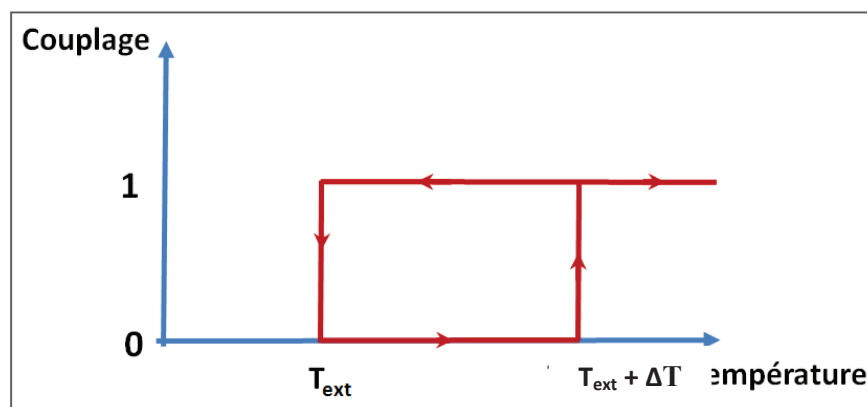


Figure 107. Stratégie de couplage entre la PAC et le capteur PV-T en fonction de la température extérieure.

II.3.2. Résultats

Pour comparer les performances du système avec un cas de référence, deux types de régulation PAC / Ballon sont testés :

Dans le premier type de régulation (nommée sans régulation solaire), l'ensoleillement n'est pas pris en compte. Le couplage PAC/Ballon est indépendant de la température de l'air à la sortie de la lame d'air. Il est donc indépendant du couplage PAC/PV-T. Il est déclenché dès que la température du ballon descend au dessous de la température de consigne et en présence de besoins de chauffage nuls.

Dans le deuxième type de régulation, le couplage entre la PAC et le ballon d'ECS n'est réalisé que si l'ensoleillement est supérieur à un ensoleillement minimal. Dans ce cas, la PAC est forcée à fonctionner en journée en présence d'ensoleillement. Cette régulation est nommée régulation solaire.

Pour les deux types de régulation PAC/Ballon cités ci-dessus, la simulation compare deux cas de figure différents : le cas où la pompe à chaleur n'est pas couplée avec un capteur PV-T à air (dans ce cas la source froide de la pompe à chaleur est l'air extérieur), et le cas où il y a couplage (dans ce cas la source froide est l'air provenant du capteur PV-T). Le Tableau 13 récapitule les quatre cas simulés.

Tableau 13 Tableau récapitulatif des quatre stratégies de gestion testées

Stratégie	Aucune régulation	Sans régulation solaire + Couplage avec le capteur PV-T	Avec régulation solaire + Sans couplage avec le capteur PV-T	Avec régulation solaire + Avec couplage avec le capteur PV-T
Fonctionnement de la PAC	Fonctionne à tout moment dès que $T_{\text{ballon}} < T_{\text{seuil,ECS}}$	Fonctionne à tout moment dès que $T_{\text{ballon}} < T_{\text{seuil,ECS}}$	Fonctionne si $G_{\text{inc}} > G_{\text{seuil}}$	Fonctionne si $G_{\text{inc}} > G_{\text{seuil}}$
Source froide	Air extérieur	Air en sortie de la lame d'air	Air extérieur	Air en sortie de la lame d'air

Les deux graphes des Figure 108 et Figure 109 permettent de mieux comprendre le fonctionnement des deux modes de régulation entre la PAC et le ballon d'ECS (en présence de couplage avec le capteur PV-T). En effet, l'évolution de la puissance absorbée par la PAC et de la température du ballon est tracée pour la même journée du mois de juillet. Dans les deux cas, la stratégie de régulation vise à maintenir à environ 60 °C la température en haut du ballon d'eau chaude stratifié. On constate que la PAC fonctionne plus longtemps si la régulation autorise le fonctionnement nocturne : le nombre de cycles est de 5 si la régulation est en fonction de l'ensoleillement (Figure

109), mais il monte jusqu'à 10 si aucune contrainte en fonction de l'ensoleillement n'est imposée (Figure 108). Ainsi, la régulation permet d'assurer un fonctionnement beaucoup plus stable de la PAC en réduisant le nombre de régimes transitoires ce qui permet d'améliorer son COP global. D'autre part, on remarque que dans le premier type de régulation le fonctionnement de la PAC est très dépendant du scénario de puisage. Dès la présence de besoins d'eau chaude sanitaire, la PAC se met en route pour maintenir une température élevée dans tout le ballon (Figure 108). Dans le deuxième type de régulation (avec régulation solaire), on constate que la PAC ne fonctionne pas que pendant la période de puisage d'eau chaude. En effet, au lieu de chauffer le ballon le soir après l'utilisation de l'eau chaude, elle laisse le ballon à froid pendant la nuit et il n'est chauffé qu'en début de journée pour profiter de l'ensoleillement et d'une température d'air élevée à l'entrée de l'évaporateur (Figure 109). Cette configuration permet alors d'obtenir un COP beaucoup plus intéressant.

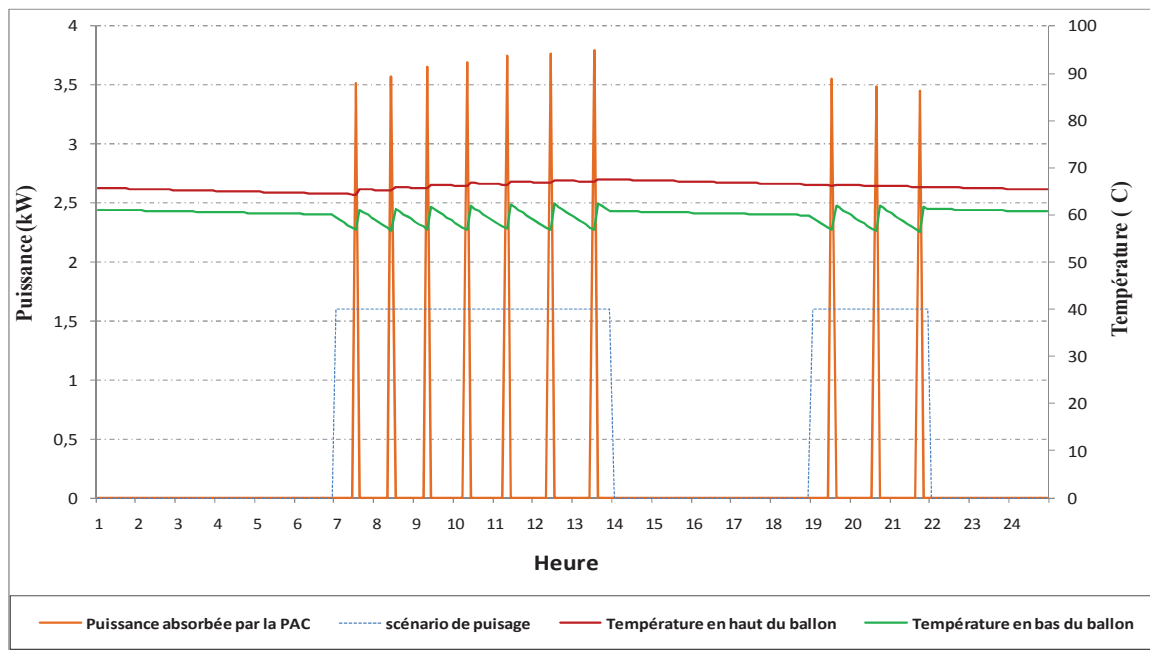


Figure 108. Puissance absorbée par la PAC et température du ballon pendant une journée du mois de juillet pour un scénario de puisage donné sans régulation PAC/PV-T basée sur l'ensoleillement.

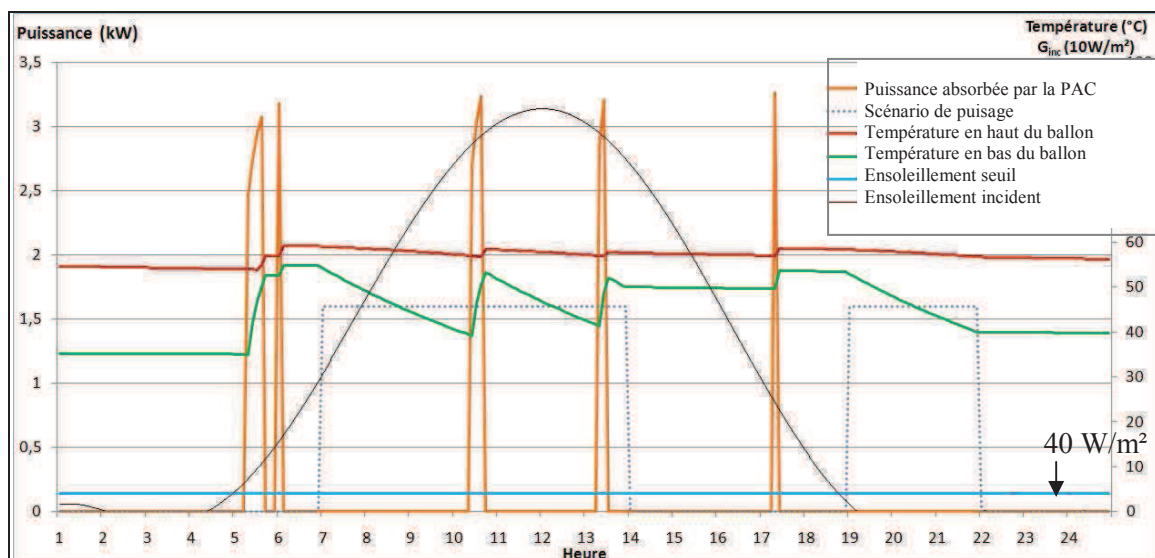


Figure 109. Evolution de la Puissance absorbée par la PAC et de la température du ballon pour un scénario de puisage donné et pour une journée du mois de juillet dans le cas d'une stratégie de régulation PAC/PV-T se basant sur l'ensoleillement incident.

Le graphe de la Figure 109 montre aussi que malgré l'arrêt de la PAC la nuit, la température de l'eau dans le ballon reste suffisamment chaude dans la journée, ce qui évite l'utilisation excessive de l'appoint électrique. Les trois principales phases de fonctionnement de la PAC sont le début de la journée, à midi et en fin d'après-midi. La première phase de fonctionnement sert à réchauffer l'eau du ballon qui a été refroidie pendant la nuit. Le graphe illustre bien la baisse de la température en bas du ballon pendant la nuit. La deuxième phase débute quand la température de l'eau baisse à cause de l'utilisation de l'ECS. La troisième phase, en fin d'après-midi, permet de chauffer l'eau une dernière fois avant l'arrêt de fonctionnement de la PAC pendant la nuit.

Le Tableau 14 détaille les résultats annuels obtenus pour les quatre combinaisons testées. On note qu'en l'absence de couplage entre le capteur PV-T et la PAC, la consommation annuelle de la PAC pour l'ECS passe de 1012 kWh sans stratégie de régulation solaire à 992 kWh avec stratégie de régulation solaire. En effet, avec une stratégie de régulation solaire, la pompe à chaleur fonctionne souvent pendant les périodes chaudes de la journée caractérisées par une température extérieure plus élevée que dans le cas où la PAC fonctionne aussi bien la journée que la nuit.

Tableau 14 Consommation de la PAC pour le chauffage et l'eau chaude sanitaire ; COP ; Consommation de l'appoint pour l'ECS et consommation totale (PAC+ Appoint).

		$E_{PAC,Bch}$ (kWh)	$E_{PAC,ECS}$ (kWh)	COP (-)	$E_{Ballon,ECS}$ (kWh)	E_{totale} (kWh)
Sans couplage PV-T / PAC	Sans régulation solaire	2905	1012	2.43	838	4745
	Avec régulation solaire	2905	992	2.45	852	4739
Avec couplage PV-T / PAC	Sans régulation solaire	2847	932	2.49	829	4599
	Avec régulation solaire	2847	864	2.53	852	4554

Le même phénomène constaté s'accroît en présence de couplage entre le capteur PV-T et la PAC. En effet, la consommation électrique de la PAC nécessaire pour combler les besoins d'ECS connaît une baisse de 13%. Elle passe de 932 kWh en l'absence de stratégie de régulation, à 864 kWh si le couplage est contrôlé par l'ensoleillement incident. Cette amélioration provient du fait que le capteur PV-T augmente notablement la température de la source froide de la PAC.

La Figure 110 illustre ces résultats en comparant le COP journalier d'une pompe à chaleur avec et sans couplage, avec une stratégie de régulation solaire, et pour les 31 jours du mois de juillet. On note clairement l'influence du couplage entre le capteur PV-T et la PAC sur les performances de cette dernière. Le COP moyen sur la période considérée passe de 2,72 sans couplage à 2,84 avec couplage, le gain réalisé est de 4,4%.

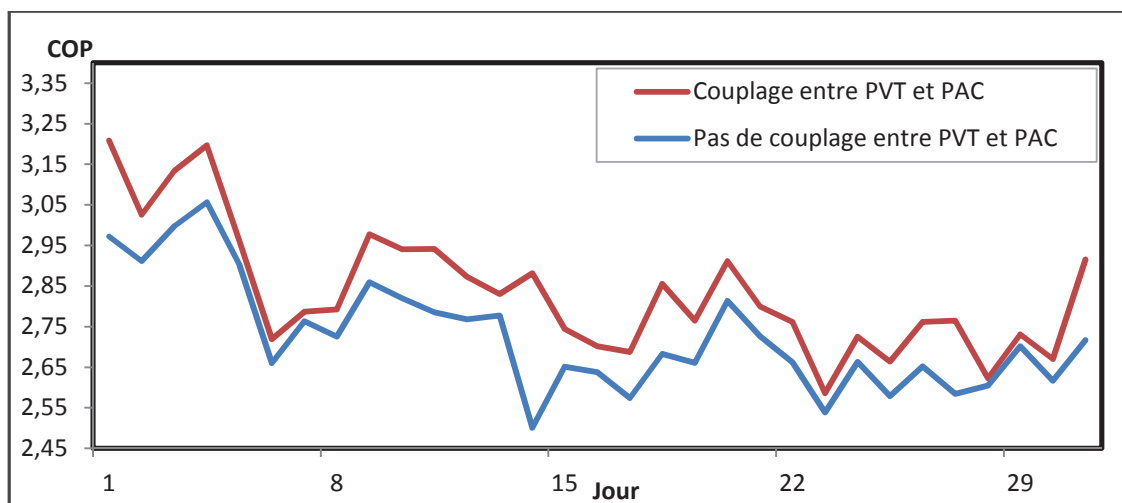


Figure 110. Evolution du COP journalier de la PAC pendant le mois de juillet (seulement pour la production d'ECS) avec et sans couplage PAC/PV-T, avec stratégie de régulation solaire.

Cependant, on note (toujours d'après le Tableau 14) qu'en appliquant une stratégie de régulation se basant sur l'ensoleillement incident, la consommation de l'appoint électrique nécessaire pour chauffer le ballon augmente (elle passe, dans le cas où il n'y a pas de couplage entre la PAC et le capteur PV-T, de 838 kWh à 852 kWh). En effet, en l'absence d'une stratégie de régulation, la pompe à chaleur fournit de l'énergie pour l'eau chaude sanitaire pendant la nuit, mais dès qu'on applique la stratégie de régulation l'appoint électrique remplace la pompe à chaleur pendant la nuit. La consommation électrique de l'appoint se voit alors augmentée.

Néanmoins, il faut évaluer la consommation électrique globale (pompe à chaleur + appoint pour l'eau chaude sanitaire). On remarque (Tableau 14) que le couplage de la pompe à chaleur avec un capteur PV-T combiné à une stratégie de régulation solaire, permet de réduire la consommation électrique globale de 4% (de 4745 kWh à 4554 kWh) et la consommation électrique pour l'ECS de 7% (de 1850 kWh à 1716 kWh) malgré l'augmentation de la consommation de l'appoint.

L'approche basée sur la modélisation et la simulation numérique constitue une base de départ permettant d'évaluer l'efficacité de chaque configuration et de chaque scénario de couplage envisagé. Les premiers résultats de cette étude montrent l'impact important du scénario de couplage sur l'amélioration des performances et de l'autonomie du système (l'autonomie se traduisant par un recours peu fréquent à l'appoint électrique). D'autre part, on note que le COP de la pompe à chaleur est amélioré de 4,4% dans le cas d'un couplage entre la PAC et le capteur photovoltaïque hybride comparé au COP de la PAC sans couplage. Une stratégie de régulation solaire permet de réaliser un gain de 4% sur la consommation annuelle d'électricité.

II.4. Conclusion

Une étude sur le couplage direct entre le panneau photovoltaïque hybride et la PAC a été menée. L'influence du climat, du type et de la puissance de la PAC, de la surface PV ont été étudiés. Dans tous les cas, on a noté une faible amélioration des performances de la PAC et du capteur PV-T à cause du fonctionnement déphasé entre ces deux composants (déphasage entre les besoins de chauffage et les apports solaires).

Une autre étude s'est intéressée au couplage entre le capteur PV-T et la PAC via une zone thermique du bâtiment. Dans ce cas, les combles sont utilisés pour stocker l'énergie thermique produite par le capteur PV-T. Cette énergie sert à réchauffer la source froide de la PAC. L'étude montre que le COP de la PAC est amélioré. Toutefois, les performances du système global ne sont pas améliorées à cause du rajout d'un ventilateur supplémentaire (donc une consommation électrique supplémentaire). Par ailleurs, l'étude montre la présence d'un inconvénient lié à l'élévation de la température d'air au-dessous de 40 °C dans les combles surtout en intersaison (ce qui empêche un bon fonctionnement de la PAC). Un autre inconvénient à ce système est la nécessité de bien isoler les

combles afin d'éviter les déperditions thermiques dans cette zone de stockage thermique (surcoût additionnel si les combles ne sont pas conçus au départ pour stocker l'énergie thermique).

Une autre étude testant le stockage de l'énergie solaire avec un ballon d'eau a été présentée. Deux configurations ont été comparées. Les avantages et inconvénients de chaque configuration sont listés. La configuration utilisant un stockage haute température s'est avérée la plus intéressante. Cette configuration est retenue et une installation sera intégrée à un bâtiment réel afin d'estimer les performances obtenus et afin de les comparer avec les résultats de simulation. (Dans la partie suivante, l'étude de dimensionnement de l'installation expérimentale est présentée).

Enfin, une étude sur l'impact du couplage dans l'amélioration des performances d'une PAC assurant les besoins de chauffage et d'ECS a été réalisée. Cette étude montre que le couplage avec un capteur PV-T permet de réduire jusqu'à 7% la consommation électrique nécessaire pour produire l'ECS. Elle a aussi montré l'impact positif de la régulation solaire sur l'amélioration du COP de la PAC.

III. Dimensionnement du système retenu

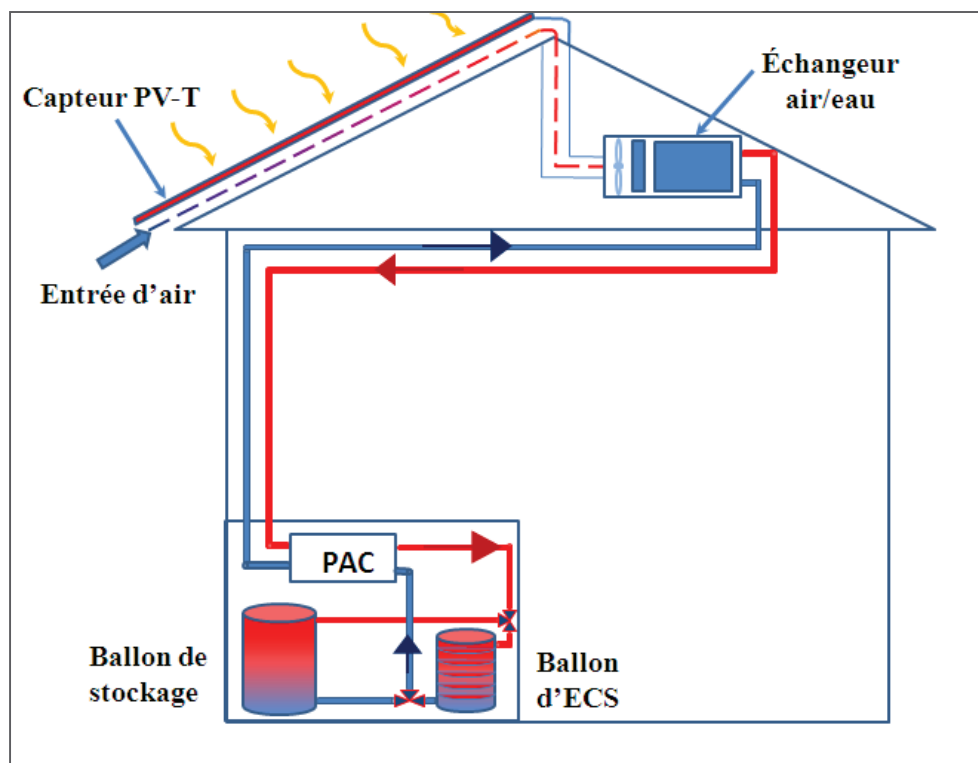


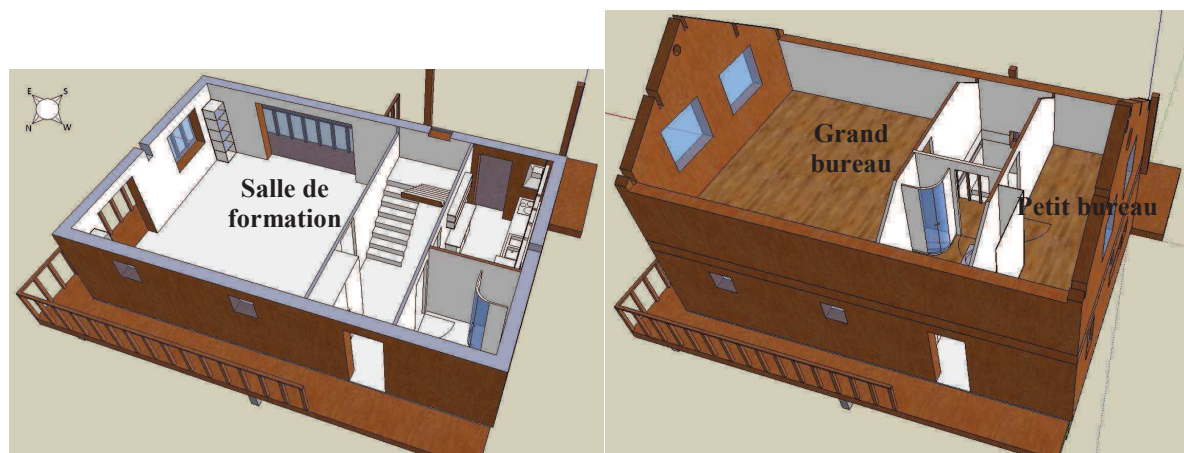
Figure 111 Système retenu pour instrumentation sur un bâtiment réel en projet de démonstration 'PMZ'⁹

La Figure 111 présente le système final retenu, comme cas d'application du modèle, suite aux différentes études qui se sont basées sur la simulation thermique dynamique. L'installation comprend un capteur PV-T à air couplé à un échangeur air/eau. L'échangeur est relié à son tour à une PAC eau/eau. La pompe à chaleur est reliée en parallèle à un ballon de stockage et à un ballon d'eau chaude sanitaire. L'échangeur air/eau est placé dans les combles, la PAC et les deux ballons sont placés dans un local technique.

⁹ Bâtiment démonstrateur, nommé 'PMZ', construit dans le cadre d'un projet ANR

III.1. Description du cas d'étude

Il s'agit d'un bâtiment tertiaire neuf, d'une surface habitable d'environ 110 m². Le bâtiment est situé à Montagnole sur les hauteurs de Chambéry. Il comprend une salle de réunion, une cuisine et une salle de bain au rez-de-chaussée et deux bureaux et une salle d'eau à l'étage.



(b)

Figure 112 Description du bâtiment instrumenté : (a) RDC, (b) 1^{er} étage

Le bâtiment est en ossature bois. L'isolation est assurée par 20 cm de la laine de bois (Figure 112). Le plancher bas est constitué de solives et possède 20 cm de laine de bois entre les solives. Du triple vitrage est installé au nord et du double vitrage peu émissif avec lame d'argon au sud, à l'est et à l'ouest. Un système de ventilation double flux participe à la réduction des besoins de chauffage. Deux velux sont installés afin d'amener plus de lumière dans le grand bureau et les toilettes de l'étage.

Le bâtiment étant de type tertiaire, les consignes de températures sont de 19 °C entre 8h et 18h et de 12 °C pendant la nuit (le bâtiment est peu chauffé la nuit). La simulation thermique dynamique montre que les besoins de chauffage sont de 22 kWh/m². Cela correspond à un bâtiment performant avec des besoins de chauffage limités. Le graphe de la Figure 113 trace l'évolution des besoins de chauffage sur une année complète.

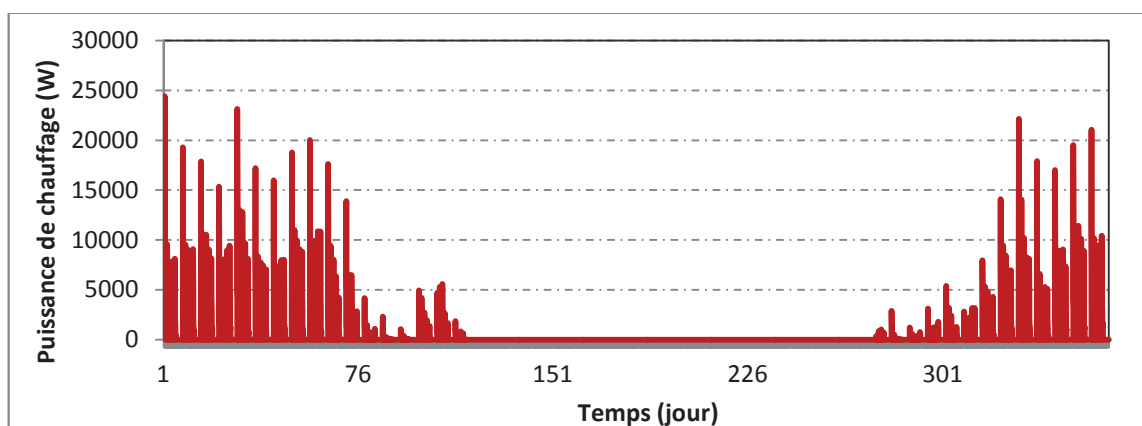


Figure 113 Evolution des besoins de chauffage sur une année complète

La surface photovoltaïque de référence est de 60 m². Le débit d'air nominal imposé est de 1600 m³/h. La PAC possède une puissance nominale égale à 7.25 kW et un COP nominal égal à 4.29. Le ballon de stockage choisi a une capacité de 1 m³.

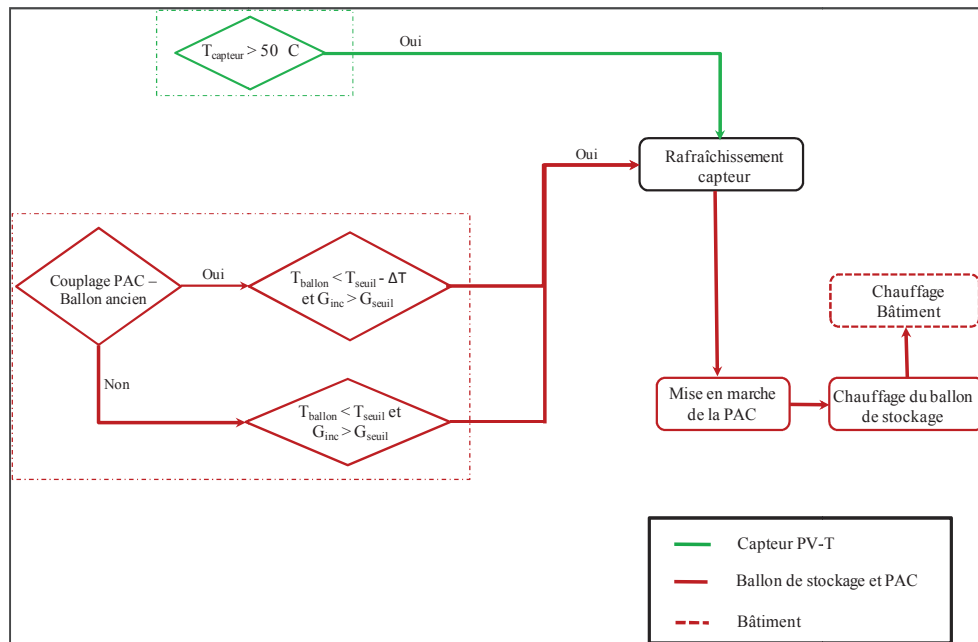


Figure 114 Stratégie de gestion du système

La Figure 114 rappelle la régulation utilisée. L'ensoleillement seuil pris en compte est de 40 W/m², le ΔT choisi est de 4 °C. Une description détaillée de cette régulation est abordée dans le paragraphe 2.2.4.1.

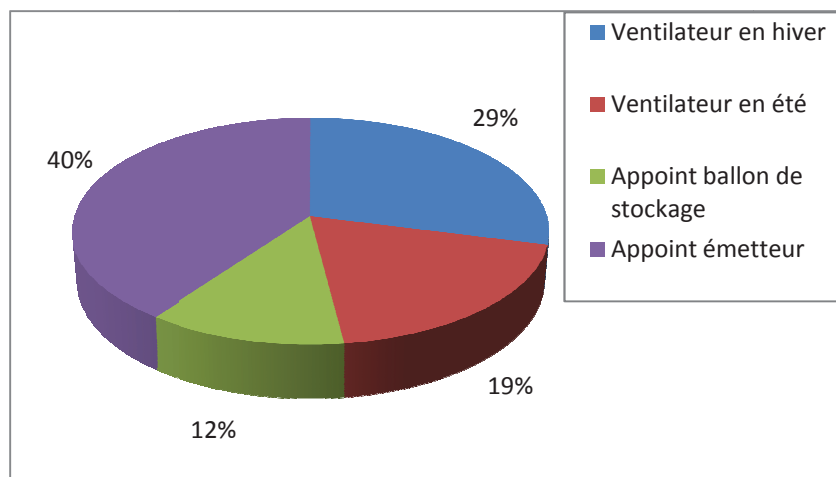


Figure 115 Répartition de la consommation des auxiliaires du système

La Figure 115 présente la répartition du pourcentage de consommation des auxiliaires du système. On constate que le ventilateur de l'échangeur air/eau détient la part la plus importante de la consommation des auxiliaires (48%). Ceci montre l'importance du bon dimensionnement du système afin de réduire la consommation de ce type d'auxiliaires.

III.2. Analyse paramétrique

Le couplage entre le capteur photovoltaïque, l'échangeur air/eau et la PAC ainsi que le rajout d'un ballon de stockage nécessite d'étudier plus en détail le dimensionnement de l'installation. Dans un cas classique où seule la PAC est utilisée pour subvenir aux besoins de chauffage, le dimensionnement concerne principalement la puissance calorifique de la PAC et dépend en grande partie du bâtiment et de son usage, du climat et du type d'émetteur utilisé dans le bâtiment. Pour le système couplant la PAC au capteur PV-T, le dimensionnement concerne aussi la surface du capteur PV-T, la capacité du ballon de stockage ou encore d'autres paramètres du système.

L'utilisation d'un moyen de stockage permet de dimensionner différemment la puissance de la PAC. Le choix de la puissance de PAC est plus large. Pour stocker la même quantité d'énergie dans le ballon d'eau, une PAC à faible puissance devra fonctionner plus longtemps alors qu'une PAC à forte puissance pourra chauffer rapidement le même ballon. Il est alors nécessaire de prendre en compte d'autres critères dans le choix de la puissance de PAC tels que l'énergie thermique reçue de l'échangeur air/eau et réglée grâce au débit d'air ou la plage de fonctionnement horaire de la PAC.

Le dimensionnement n'est pas une étape triviale à cause de l'inter-dépendance entre les différents paramètres. Par exemple, l'augmentation du débit d'air permettra certes de mieux rafraîchir le capteur photovoltaïque et d'améliorer les performances de l'échangeur air/eau, mais en même temps un fort débit engendrera une surconsommation des ventilateurs de l'échangeur air/eau à cause d'une plus grande perte de charge.

L'étude paramétrique permet un bon dimensionnement de l'installation expérimentale et donne une idée plus précise sur le potentiel d'amélioration des performances énergétiques de l'installation. On peut aussi retrouver les paramètres d'optimisation les plus impactants. Par ailleurs, une étude de l'influence des scénarios de régulation est effectuée afin d'étudier son influence sur la consommation générale du système. Un des critères de comparaison est la consommation électrique du système ($E_{elc,sys}$). Cette consommation englobe la consommation du ventilateur, des circulateurs à eau de la PAC, de l'appoint du ballon de stockage et de l'appoint de l'émetteur.

L'étude paramétrique des variables suivantes est réalisée :

- Le débit d'air traversant l'échangeur air/eau
- La surface du capteur photovoltaïque
- Le volume du ballon de stockage
- L'efficacité de l'échangeur air/eau
- La stratégie de régulation
- La température d'air en recirculation dans l'émetteur (paragraphe 0)

III.2.1. Influence du débit d'air traversant l'échangeur air/eau

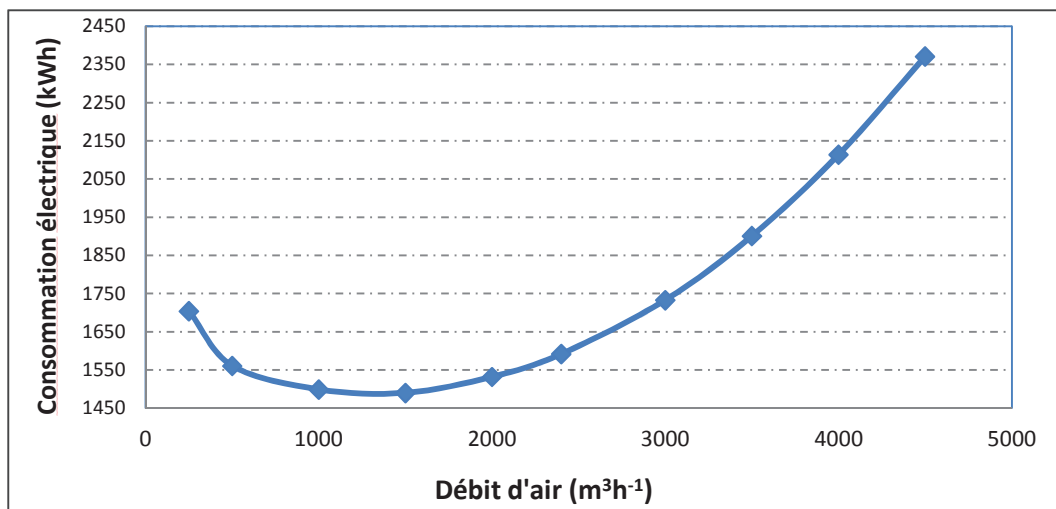


Figure 116. Evolution de la consommation électrique totale en fonction du débit d'air

Le graphique de la Figure 116 montre qu'un débit d'air optimal existe et permet de minimiser la consommation électrique. A faible débit les pertes de charge sont peu importantes et la consommation du ventilateur de l'échangeur air/eau est faible, par contre l'énergie thermique extraite est faible et le rendement de l'échangeur l'est aussi. La PAC profite peu du couplage avec le capteur PV-T et son COP n'est pas amélioré de manière significative. Puis, plus on augmente le débit d'air plus l'énergie thermique extraite du capteur est importante. L'échange avec l'échangeur air/eau s'améliore et les performances de la PAC aussi. Ainsi la consommation globale a tendance à baisser. Mais au dessus

d'un certain seuil, le gain réalisé grâce à un meilleur échange thermique devient moins important que l'augmentation de la consommation du ventilateur de l'échangeur à cause de l'augmentation très rapide des pertes de charge (ces derniers augmentent proportionnelle au carré de la vitesse). Cet optimum dépend des dimensions de l'installation, des besoins de chauffage et de l'ensoleillement incident. Il est ainsi possible d'imaginer un seuil variable selon la saison ou le mois de l'année.

III.2.2. Influence de la surface du capteur photovoltaïque

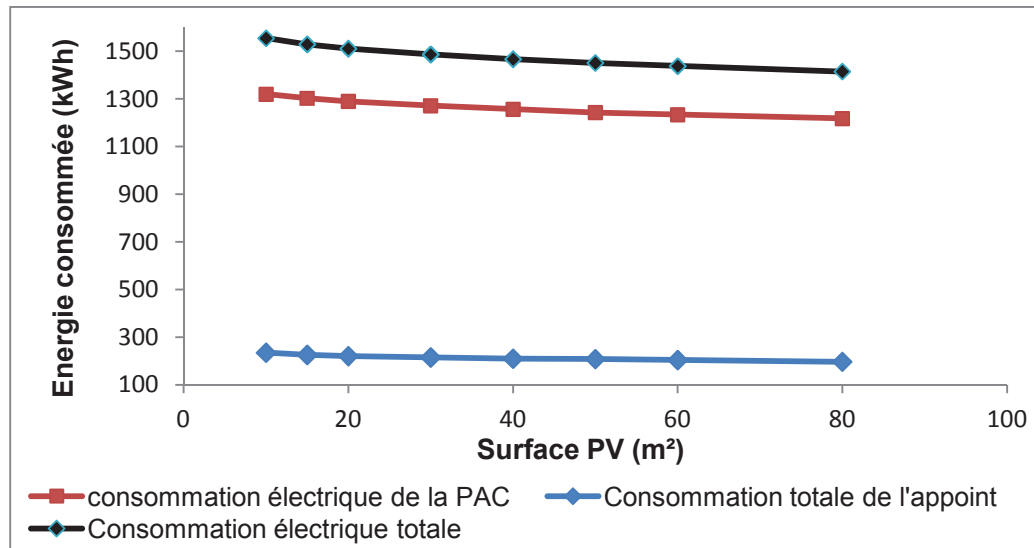


Figure 117 Evolution de la consommation électrique en fonction de la surface PV

Le graphe de la Figure 117 trace la variation de la consommation électrique de la PAC et des auxiliaires (ventilateur PV-T, pompes à eau et appoint électrique dans l'émetteur et dans le ballon) en fonction de la surface PV. On note que la consommation des différents composants de l'installation baisse avec l'augmentation de la surface du capteur PV, à débit d'air constant. En effet, l'énergie thermique en provenance de la lame d'air augmente avec l'augmentation de la surface et la température de l'eau en entrée de l'évaporateur augmente aussi. Le COP de la PAC est alors amélioré et la consommation de l'appoint au niveau de l'émetteur diminue. La consommation du ventilateur varie peu. En effet, le débit d'air assez faible ($1600 \text{ m}^3/\text{h}$) est constant et les pertes de charges varient peu en augmentant la surface PV.

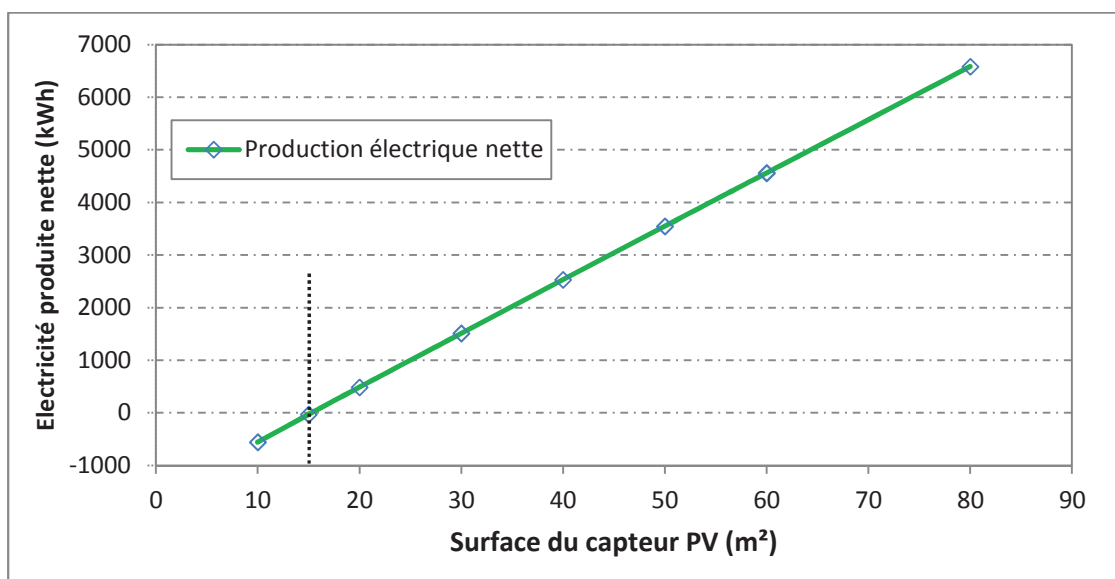


Figure 118 Evolution de la production nette électrique en fonction de la surface PV

Le graphe de la Figure 118 trace l'évolution de la production électrique nette en fonction de la surface PV. La production électrique nette correspond à la production photovoltaïque moins la consommation électrique du système. On note qu'elle accroît presque linéairement avec l'accroissement de la surface PV. L'impact de la production est nettement plus important que celui de la consommation électrique. En effet, le bâtiment étant performant et les besoins de chauffage étant faibles, la consommation électrique du système reste faible comparée à la production photovoltaïque.

III.2.3. Influence du volume du ballon de stockage

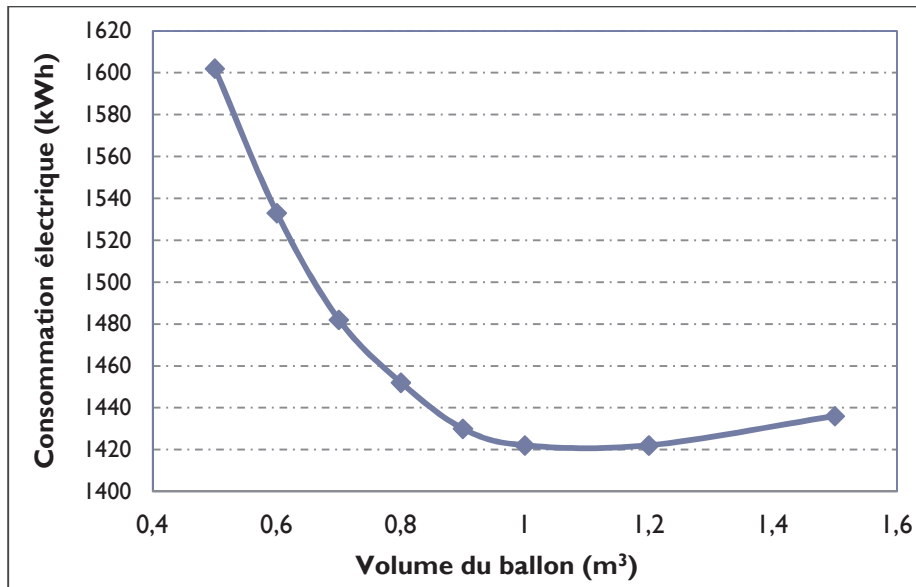


Figure 119. Evolution de la consommation électrique en fonction du volume du ballon

Le volume du ballon est l'un des paramètres importants dans l'optimisation du fonctionnement de l'installation. Un faible volume peut induire une consommation élevée de l'appoint et un grand volume peut induire un surstockage de l'énergie thermique qui ne sera pas utilisée par la batterie chaude eau/air. La Figure 119 montre la présence d'un optimum qui permet de réduire au maximum le recours à l'appoint dans la batterie eau/air de l'émetteur tout en évitant le sur stockage. Le dimensionnement dépend ainsi du déphasage existant entre les besoins de chauffage et les plages de fonctionnement de la PAC (mais il dépend par ailleurs de la puissance de cette dernière et de la technologie utilisée par le système d'émission.)

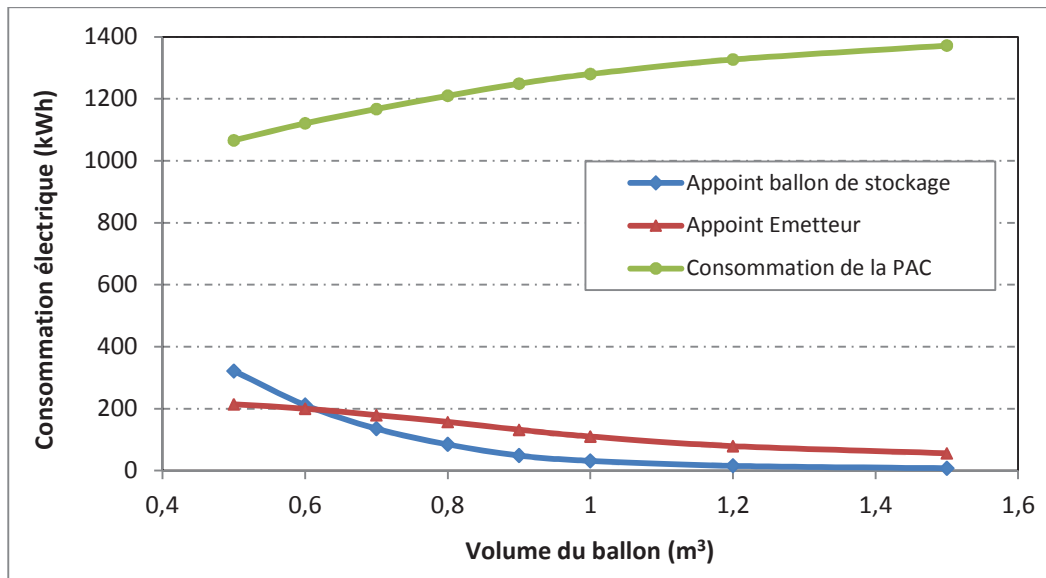


Figure 120 Evolution de la consommation électrique des composants en fonction du volume du ballon

Pour mieux comprendre l'évolution de la consommation électrique globale, la Figure 120 trace l'évolution de la consommation des composants du système en fonction du volume du ballon de stockage. On peut noter que l'augmentation de la consommation électrique de la PAC est plus importante que la diminution de la consommation de l'appoint de l'émetteur et du ballon de stockage, ce qui explique la présence d'un optimum situé entre 1 m³ et 1.2 m³.

III.2.4. Influence de l'efficacité de l'échangeur

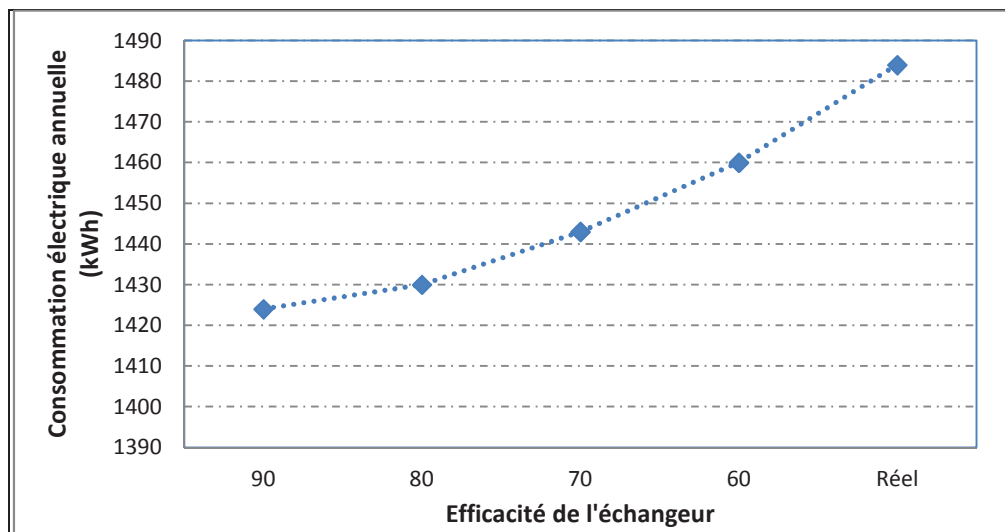


Figure 121. Evolution de la consommation électrique en fonction de l'efficacité de l'échangeur

Le graphe de la Figure 121 indique l'évolution de la consommation électrique du système en fonction de l'efficacité de l'échangeur. Les premiers points sur l'axe des abscisses représentent des efficacités d'échangeur qui ont été supposées fixes pendant toute l'année. Le dernier point 'réel' donne la consommation électrique annuelle en prenant une efficacité d'échangeur variable provenant du modèle du NUT.

On note que la consommation augmente de 4,3% si on passe d'une efficacité d'échangeur de 90% à une efficacité réelle de l'échangeur calculée par la méthode des NUT (la consommation passe de 1423 kWh à 1485 kWh). En effet, l'efficacité réelle de l'échangeur est équivalente à une efficacité moyenne fixe d'environ 50%.

Même si son influence sur la consommation électrique annuelle globale est faible, il reste important de bien dimensionner l'échangeur air/eau afin d'optimiser les échanges thermiques et afin d'éviter les problèmes de givrage pendant les périodes froides de l'année.

III.2.5. Influence de la stratégie de régulation

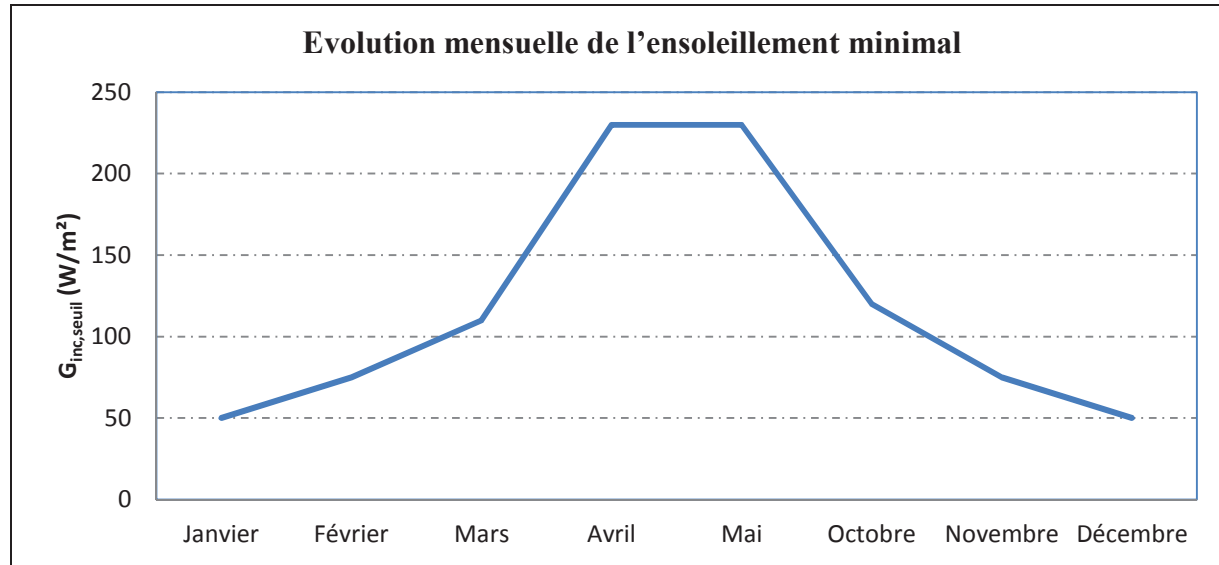


Figure 122. Evolution mensuelle de l'ensoleillement minimal

La stratégie de régulation jouant un rôle important dans la détermination des performances énergétiques de l'installation, il est important d'étudier l'évolution des performances en fonction du seuil d'ensoleillement minimal. On peut en effet fixer un seuil d'ensoleillement annuel ou bien un seuil d'ensoleillement mensuel (Figure 122). Il est à rappeler que le couplage entre le capteur PV-T et la PAC est déclenché dès que l'ensoleillement incident dépasse cet ensoleillement incident minimal.

La régulation avec un ensoleillement annuel permet d'obtenir un système de régulation plus simple à mettre en place mais donne des performances moins élevées comparé à une régulation avec un ensoleillement mensuel. Il est important ainsi de comparer le gain effectué en choisissant cette stratégie par rapport à une stratégie plus simple. Si ce gain est important, la complication technique qui se rajoute devient justifiable, sinon, il est préférable d'opter pour une stratégie de régulation simple.

Les premiers résultats ont montré que les gains sont inférieurs à 5% entre les deux cas, mais le profil d'évolution de l'ensoleillement minimal a été choisi sans méthode d'optimisation. Une étude d'optimisation consistant à calculer des valeurs d'ensoleillements mensuels optimisées peut aider à connaître le pourcentage de gains maximal.

Dans la partie précédente, on a utilisé une régulation en fonction de l'ensoleillement incident avec un pas de temps horaire. En effet, on travaille dans cette partie sur la conception du système. De ce fait, on se base seulement sur les calculs horaires sans regarder la dynamique du système en détail. Ce qui permet de donner une première analyse. Cependant, après l'instrumentation du système dans le bâtiment test, la régulation utilisée sur place va s'appuyer sur la température en sortie de la lame d'air (avec un pas de temps de l'ordre de la minute). En effet, cette température fluctue beaucoup moins que l'ensoleillement incident surtout pendant les journées nuageuses.

Par exemple, les graphes de la Figure 123 permettent de comparer l'évolution de l'élévation de température que subit l'air traversant le capteur PV-T ($\Delta T_{air,PV-T}$) en fonction de l'ensoleillement incident pour une journée nuageuse du mois de février (les données sont issues de résultats expérimentaux). Un pas de temps faible (une minute) permettant de représenter les effets d'inertie dans le capteur est utilisé dans l'acquisition des données.

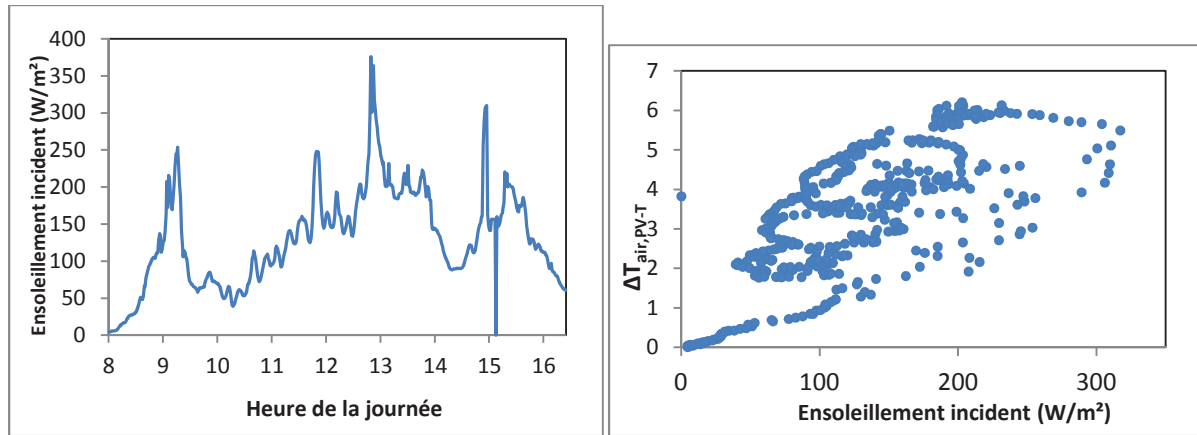


Figure 123 Evolution de ΔT_j et de l'ensoleillement incident sur le capteur PV pendant une journée nuageuse

Ces graphes confirment l'importance de réguler (en dynamique) selon la température d'air en sortie du capteur PV-T. En effet, on constate la fluctuation importante de l'ensoleillement incident et la difficulté à retrouver une corrélation linéaire entre l'ensoleillement incident et $\Delta T_{\text{air,PV-T}}$: les effets d'inertie beaucoup plus présents en présence de passages nuageux peuvent expliquer l'absence de cette corrélation.

III.2.6. Influence de la température d'air en recirculation dans l'émetteur

Le ballon de stockage est relié à un ensemble de batteries chaudes eau/air permettant d'assurer les besoins de chauffage dans l'habitat. Par soucis de simplification, une seule batterie et un seul flux d'air sont considérés dans le chauffage aéraulique. Le but de l'étude suivante est l'analyse des performances du système en fonction de la température d'air à l'entrée de l'émetteur. Une description rapide du fonctionnement de l'émetteur est présentée. Le système d'émission est décrit plus en détail dans les travaux de Thiers [Thiers 2009].

La Figure 124 donne une représentation du système modélisé. L'air entrant dans le système de soufflage est chauffé par la batterie chaude pour être envoyé par la suite vers le réseau de distribution d'air. La température d'air à la sortie du réseau de distribution peut alors être élevée et nuire au confort des habitants. Pour éviter cette situation, il est possible de mélanger l'air recyclé provenant de l'échangeur air/eau et déjà chaud avec l'air du logement dès que cette température dépasse une température seuil appelé $T_{\text{seuil_air}}$. De cette manière, la température d'air en sortie de la batterie chaude sera moins élevée.

Une deuxième régulation est réalisée à la sortie du ballon de stockage. En effet, une vanne trois voix permettant d'ajuster le débit d'eau qui recircule dans la boucle hydraulique permet d'obtenir la température nécessaire en entrée de la batterie chaude. Dans le cas où la température d'eau est plus élevée que la température nécessaire à l'entrée de la batterie chaude, une partie de l'eau à la sortie de la batterie recircule dans le circuit et se mélange avec l'eau en sortie du ballon de stockage afin d'atteindre la température voulue à l'entrée de l'émetteur. Si la température de l'eau dans le ballon de stockage est faible, la pompe s'arrête et un système d'appoint électrique est utilisé dans l'échangeur eau/air.

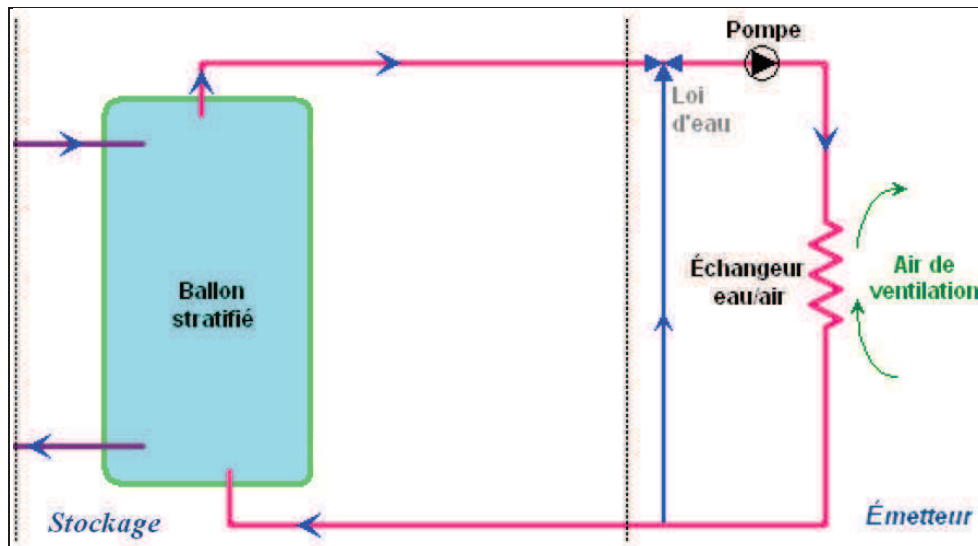


Figure 124. Modèle de l'émetteur.

Tableau 15. Performances du système en fonction de la température $T_{\text{seuil_air}}$

$T_{\text{seuil_air}}$	$E_{\text{PAC,Bch}}$ (kWh)	COP PAC	$E_{\text{appoint,emet}}$ (kWh)	$E_{\text{appoint,stockage}}$ (kWh)	E_{Totale} (kWh)	Gain (%)
40	957	2,82	1006	59	2022	
35	1035	2,9	563	213	1811	10,5
30	1055	2,94	374	333	1762	14,8

Le Tableau 15 montre que le choix d'une faible température seuil de recirculation d'air permet de réduire la consommation électrique du système (gain de 14,8%). En effet, si $T_{\text{seuil_air}}$ baisse, les températures d'eau chaude nécessaires à l'entrée de l'échangeur deviennent moins élevées. Ainsi, on utilise plus d'énergie stockée dans le ballon et on a moins recours à un appoint supplémentaire au niveau de la batterie eau/air. Le temps de fonctionnement de la PAC est plus important et le COP système devient meilleur pour un même volume de stockage. Seul l'appoint électrique intégré au ballon ($E_{\text{ballon, stockage}}$) peut augmenter car l'utilisation plus importante de l'énergie stockée dans ce dernier fait que sa température descend plus fréquemment au-dessous de 20 °C à la fin de la nuit (la PAC ne pouvant pas fonctionner généralement avec une température au-dessous de 20 °C à l'entrée du condenseur, l'appoint est déclenché). Mais cette augmentation est faible comparée aux gains réalisés.

En conclusion, plus le chauffage se fait à basse température (température d'air moins élevée) moins il y a besoin de stocker de l'énergie thermique à haute température (possibilité de réduire la température de consigne dans le ballon de stockage) et meilleures sont les performances du système.

III.2.7. Conclusions tirées de l'étude paramétrique

L'étude paramétrique a permis de mieux cerner l'impact des différents paramètres sur les performances de l'installation. L'étude sur le débit d'air a montré qu'un débit d'air optimal minimisant la consommation électrique existe. Ce débit permet d'assurer une production suffisante d'énergie thermique sans consommer une grande part d'énergie électrique. Ce résultat montre que la consommation des auxiliaires est un point très important dans le bilan énergétique global. En effet, afin de concevoir des systèmes efficaces, le gain énergétique réalisé grâce au couplage capteur PV /PAC ne doit pas être moins important que l'énergie consommée par le ventilateur du capteur PV-T.

D'autre part, l'étude sur le volume du ballon de stockage a montré qu'un volume optimal existe aussi. Ce volume permet de stocker la bonne quantité d'énergie thermique et permet de réduire le recours à l'appoint électrique.

Par ailleurs, l'étude a montré que l'augmentation de la surface PV améliore les performances du système grâce à l'augmentation de l'énergie thermique produite. On a noté que la consommation électrique du système reste faible comparée à l'énergie photovoltaïque produite. De ce fait, l'électricité produite nette augmente quasi linéairement avec l'augmentation de la surface PV.

L'impact de l'efficacité de l'échangeur sur les performances du système a été étudié. En comparant plusieurs efficacités d'échangeur, cette étude a montré qu'il est possible de gagner jusqu'à 4% en passant d'une efficacité de 50% à une efficacité de 90%.

L'impact de la stratégie de régulation a aussi été testé. On a vu que la régulation mensuelle permet d'améliorer les performances du système mais de très peu (moins de 5%). Toutefois, le profil d'ensoleillement choisi reste arbitraire. Une optimisation de ce profil pourrait nous indiquer le gain maximal réalisable.

Enfin l'impact de la température d'air traversant le système d'émission est analysé. Les résultats montrent que ce paramètre joue un rôle important (les gains réalisés en réduisant cette température peuvent atteindre 15%). En effet, afin de réduire la consommation du système, il est préférable de fonctionner avec des températures d'air, dans le système d'émission, les plus faibles possibles.

En conclusion, cette étude permet de mieux connaître l'impact de chaque paramètre sur le fonctionnement du système. Elle permet ainsi d'aider dans le dimensionnement du système installé dans le bâtiment démonstrateur. Par ailleurs, les résultats obtenus sur l'impact de certains paramètres (tels que la régulation) pourront ensuite faire l'objet d'une comparaison avec les données de mesure.

III.3. Etude de la conception de l'ECS

L'étude menée ici permet d'évaluer l'impact de l'installation d'un ballon d'ECS sur le rendement global de l'installation. Améliore-t-on le COP système par exemple ?

Par ailleurs, cette étude vise à trouver une stratégie de régulation adéquate qui prend en compte la présence du ballon de stockage et qui s'adapte au scénario de puisage d'eau chaude sanitaire. En effet, le scénario de puisage représente une autre donnée du système à étudier. Un modèle de ballon d'ECS stratifié est disponible et le scénario de puisage est une variable d'entrée. Pour évaluer l'impact du scénario de puisage et de la stratégie de régulation sur les performances du système plusieurs scénarios sont simulés :

Tableau 16. Les différents scénarios de régulation pour l'ECS

	Régulation par seuil mensuel d'ensoleillement	En hiver la PAC fonctionne sans régulation solaire pour fournir les besoins d'ECS	Toute l'année la PAC fonctionne sans régulation solaire pour fournir les besoins d'ECS
Puisage entre 7h-13h et 19h-21h	Scénario 1	Scénario 3	Scénario 5
Puisage entre 19h-21h	Scénario 2	Scénario 4	Scénario 6

Comme l'indique le Tableau 16, trois modes de fonctionnement sont testés. Le premier mode de fonctionnement s'appuie, pendant toute l'année, sur une régulation par seuil mensuel d'ensoleillement. Ainsi, le couplage entre la PAC et le ballon d'ECS n'est effectué qu'en présence de besoins d'eau chaude non nuls et qu'en présence d'un ensoleillement incident sur le plan du capteur PV dépassant un ensoleillement seuil ($G_{inc,seuil}$ qui est une fonction du mois de l'année). Dans le deuxième mode de fonctionnement, la régulation par seuil mensuel d'ensoleillement n'est appliquée qu'en hiver. Le reste de l'année, le ballon d'ECS peut être chauffé à tout moment de la journée. Dans le troisième mode de

fonctionnement. La régulation n'est appliquée qu'en hiver. Le reste de l'année, le ballon d'ECS peut être chauffé à tout moment de la journée.

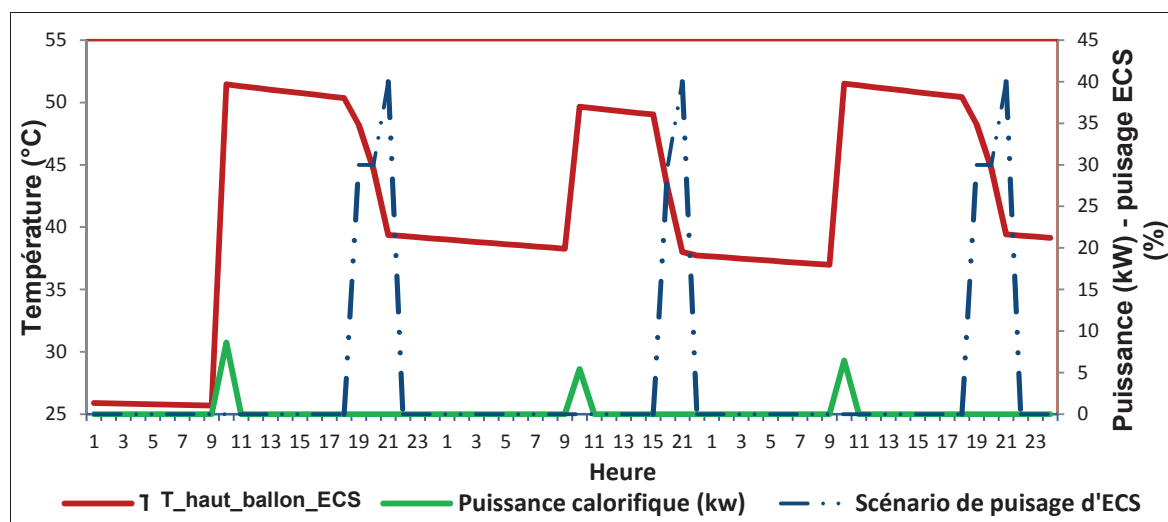


Figure 125. Evolution de la température du ballon d'ECS en été (scénario 2)

Le graphe de la Figure 125 indique l'évolution de la température en haut du ballon d'ECS pendant trois journées successives du mois de juin. Dans ce cas, la stratégie de régulation par ensoleillement est employée ce qui explique le déclenchement de la PAC au milieu de la matinée, la PAC de puissance nominale égale à 6 kW fonctionne pendant une heure en moyenne pour chauffer toute l'eau du ballon de 300 L. Pendant la soirée le puisage d'ECS s'effectue et la température du ballon baisse. L'eau du ballon reste froide toute la nuit et n'est réchauffée que pendant la journée suivante, quand l'ensoleillement incident sur le panneau photovoltaïque est suffisamment important.

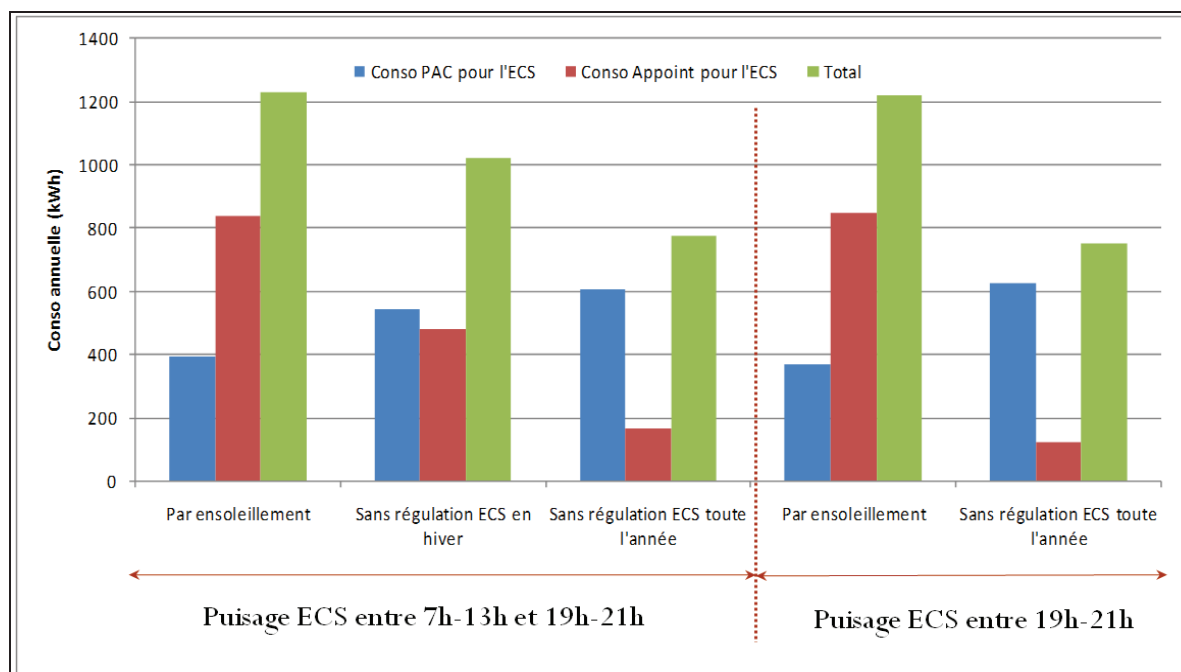


Figure 126. Comparaison entre différentes stratégies de régulation pour l'ECS

La Figure 126 donne une comparaison entre les différents scénarios possibles. Elle montre qu'il reste toujours plus rentable de chauffer le ballon d'ECS à tout moment de la journée quitte à ne pas profiter au maximum de l'énergie thermique provenant du capteur PV-T hybride. La réduction du recours à l'appoint dans le ballon d'ECS et son remplacement par l'utilisation plus prolongée de la PAC reste toujours la meilleure solution même si le COP de la PAC n'est pas optimal (fonctionnement

de celle-ci pendant la nuit à des températures extérieures moins élevées que dans le cas de la régulation ECS). Cette conclusion reste la même pour les deux scénarios de puisage d'ECS simulés.

Chapitre IV : Validation expérimentale des modèles et comparaison avec les performances d'un système de référence

I. Introduction

Les premiers chapitres de la thèse se sont basés sur les travaux de modélisation et de simulation numérique des systèmes couplant un capteur PV-T avec une PAC. Ainsi, l'étude bibliographique et la simulation thermique dynamique ont permis d'étudier les stratégies de couplage les plus pertinentes. Toutefois, une partie des modèles élaborés n'a pas été confrontée aux résultats de mesure. Dans ce chapitre, le but est d'entamer une première validation des modèles utilisés en les confrontant aux résultats de mesure d'un banc d'essai (pour la PAC) et d'un bâtiment démonstrateur (pour tout le système).

Dans un premier temps, un banc d'essai d'une pompe à chaleur eau/eau est conçu afin d'étudier le modèle de PAC utilisé. La comparaison entre les performances réelles et les performances issues de la simulation permettent d'étudier la fiabilité du modèle sur une large plage de fonctionnement de la PAC. Cette étude est réalisée avant d'intégrer la PAC au système installé dans le bâtiment démonstrateur. En effet, la PAC est un composant central de l'installation. Ainsi, il est indispensable de réduire les incertitudes sur l'évaluation de ses performances avant de l'intégrer au système.

Dans un deuxième temps, le système final présenté dans le paragraphe 3 du troisième chapitre est installé dans un bâtiment démonstrateur. Le système est instrumenté. Les résultats de mesure sont comparés avec les résultats théoriques pour les composants du système et pour la totalité du système. Cette étude permet de réaliser une première validation des modèles utilisés. Elle permet aussi d'améliorer les connaissances sur le fonctionnement de ce type d'installation.

Dans un troisième temps, l'étude se penche sur la comparaison entre les performances du système global et d'un système de référence. Cette étude permet d'améliorer les connaissances sur le potentiel énergétique et exergetique du couplage thermo-aéraulique entre le capteur PV-T et la PAC.

II. Validation expérimentale sur banc d'essai du modèle de la PAC

Le but de cette étude est d'analyser le comportement du modèle de pompe à chaleur utilisé en le comparant avec les résultats expérimentaux. Pour y parvenir, un banc d'essai est conçu et développé. Le banc expérimental est réalisé par l'INES (Institut National de l'Energie Solaire, Bourget du Lac) en collaboration avec l'entreprise CIAT. Il permet de tester pour plusieurs points de fonctionnement les performances à pleine charge et en statique de la PAC eau/eau.

Les boucles hydrauliques du banc d'essai permettent d'imposer des débits et des températures à l'entrée de l'évaporateur et du condenseur de la pompe à chaleur. La PAC fonctionne tout le temps à pleine charge puisqu'aucune contrainte n'est imposée sur la température d'eau à la sortie du condenseur. Les puissances absorbées et les puissances délivrées par la pompe à chaleur ainsi que les puissances absorbées par le compresseur sont alors mesurés pour plusieurs points de fonctionnement de la PAC.

Une première série de mesures a été effectuée avec le même débit de consigne pour l'évaporateur et pour le condenseur, sauf pour le point de fonctionnement à $-5\text{ }^{\circ}\text{C}$. En effet, on peut constater qu'à cette température l'eau glycolée devient très visqueuse et les pertes de charge dans la canalisation augmentent considérablement. Il n'a pas été possible d'atteindre le débit de consigne dans l'évaporateur dans ces conditions (limite dû au circulateur de la PAC). Une deuxième campagne de mesures a été réalisée afin de mieux comprendre le fonctionnement de la PAC pour des températures faibles dans l'évaporateur. Ainsi, la comparaison avec la première série de mesures permet de comprendre l'impact du débit et de la température du fluide sur le comportement global de la PAC et sur l'estimation des paramètres physiques de cette dernière.

D'autres mesures expérimentales ont été réalisées afin d'analyser uniquement l'impact du débit d'eau sur les performances de la PAC. De ce fait, le débit d'eau dans l'évaporateur et dans le condenseur a été modifié pour le même couple de températures.

Ces différentes mesures expérimentales permettent d'étudier la plage de validité du modèle utilisé. En effet, certains paramètres du modèle ne sont pas fixes. Par exemple, le coefficient d'échange global dans l'évaporateur varie en fonction du débit d'eau glycolée et de la viscosité. Cependant, la méthode d'optimisation utilisée dans le paragraphe II.3.2 du deuxième chapitre ne

permet d'estimer qu'un seul jeu de paramètres physiques. Serait-il alors préférable d'estimer deux jeux de paramètres ou plus selon la plage de température dans l'évaporateur afin de mieux s'adapter aux caractéristiques des échangeurs de chaleur et des autres composants de la PAC ?

II.1. Description du dispositif expérimental



Figure 127. Banc d'essai de la PAC eau/eau de marque CIAT réalisé par l'INES (Bourget du Lac)

La pompe à chaleur utilisée est une PAC eau/eau de marque CIAT (Figure 127). Les caractéristiques des composants de la PAC sont regroupées dans le Tableau 17.

Tableau 17 Caractéristiques des composants de la PAC

Élément	Caractéristique
Fluide frigorigène : type et quantité	R410A – 680 g
Compresseur	Scroll (compresseur rotatif)
Echangeurs de chaleur	Echangeurs à plaques brasées
Régulateur	Electronique de type Microconnect
Accessoires frigorifiques principaux	Vanne d'inversion frigorifique Détendeur thermostatique
Module hydraulique	1 circulateur et 1 vase d'expansion sur chaque circuit hydraulique de la machine

La puissance calorifique nominale de la PAC est de 7.25 kW. Son COP nominal est de 4.29 et sa puissance acoustique ne dépasse pas 51 dB. La température maximale d'eau chaude délivrée est de 55 °C. Par ailleurs, des contraintes doivent être respectées afin d'assurer un bon fonctionnement de la

PAC. Ainsi, l'eau glycolée traversant l'évaporateur ne doit pas dépasser une limite basse à sa sortie de $-9\text{ }^{\circ}\text{C}$ et une limite haute à son entrée de $40\text{ }^{\circ}\text{C}$.

II.1.1. Description du banc d'essai

Un des avantages du banc d'essai réside dans la possibilité de contrôler plus facilement les paramètres d'entrée de la PAC. En effet, les systèmes thermiques sont installés dans un environnement complexe qu'il est généralement difficile de reproduire :

- Caractéristiques de bâtiment dans lequel peut être installé le système
- Différentes conditions climatiques (température extérieures, ensoleillement,...)
- Comportement de l'utilisateur (puisage d'eau chaude sanitaire, consigne de température, émission de chaleur,...)

Le banc d'essai permet ainsi de se concentrer sur le modèle de PAC (la PAC n'est pas couplée avec d'autres systèmes tels que le capteur PV-T). Par ailleurs, la possibilité de réaliser des essais répétitifs permet de réduire considérablement les incertitudes de mesures.

Les essais sont réalisés par l'INES. Le banc d'essai thermique utilisé est composé de 5 modules hydrauliques : 4 modules thermiques de 25 kW (chaud ou froid) permettant de simuler les charges (émetteurs de chaleur) et les sources thermiques (capteur solaire, capteur géothermique), 1 module thermique de 50 kW permettant de simuler les puisages d'eau chaude sanitaire. Ces 5 modules sont déplaçables, autoportés sur un châssis aluminium sur roulette, et autonomes en terme de régulation.

Les modules hydrauliques de 25 kW ont les caractéristiques de fonctionnement suivantes : fourniture d'une température stable ($\pm 0.2^{\circ}\text{C}$) à la sortie du dispositif dont la valeur est déterminée par le logiciel de commande/régulation du banc de test, à partir de la température d'entrée et du débit de circulation.

Le temps de réponse est rapide (de l'ordre de la minute) grâce à la vanne électropneumatique, ce qui permet de générer des signaux proches de créneaux. Pour garantir cette rapidité et améliorer la régulation, des bouteilles de découplage hydraulique sont placées à la sortie de chaque module : le débit est constant (2000 kg/h) et plus élevé dans le module hydraulique que sur le système testé.

II.1.2. Métrologie

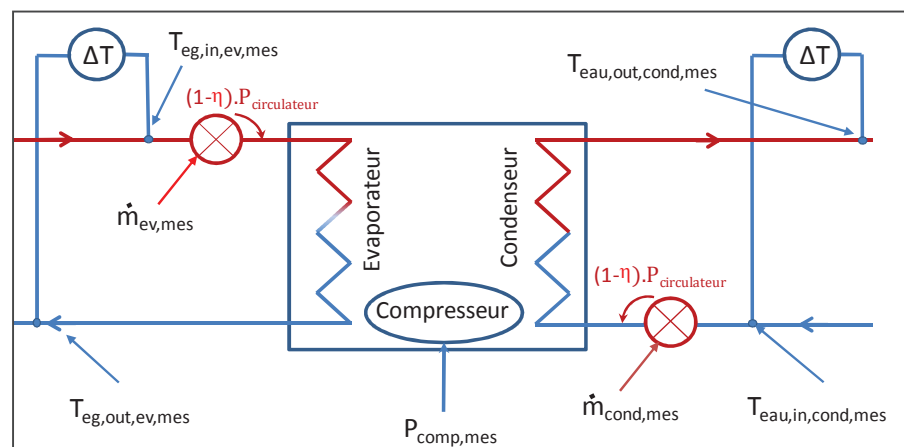


Figure 128. Mesures des grandeurs physiques en entrées sorties de la PAC et des puissances électriques consommées.

La Figure 128 détaille les différentes mesures réalisées sur le banc d'essai. Dans l'évaporateur, une mesure des températures à l'entrée ($T_{eg,in,ev,mes}$) et en sortie ($T_{eg,out,ev,mes}$) de ce dernier sont réalisées. Par ailleurs, une mesure du débit $\dot{m}_{ev,mes}$ est effectuée. Dans le condenseur, des mesures des températures d'eau à l'entrée ($T_{eau,in,cond,mes}$) et en sortie ($T_{eau,out,cond,mes}$) sont effectuées. Par ailleurs, la valeur du débit $\dot{m}_{cond,mes}$ et de la puissance du circulateur sont mesurées. D'autre part, la mesure de la puissance électrique consommée par le compresseur ($P_{com,mes}$) est relevée.

Toutes les mesures utilisées pour le contrôle-commande des modules hydrauliques sont réalisées par des automates de type Compact *FieldPoint* de National Instruments. Les mesures permettant de calculer les puissances thermiques aux bornes des systèmes testés sont effectuées sur une centrale d'acquisition. Les principales grandeurs mesurées sur le banc, les incertitudes de mesures ainsi que les équipements sont listés dans le Tableau 18.

Tableau 18 Caractéristiques de la métrologie [PACairPV 2011]

Grandeur	Unité	Capteur / Equipement	Incertitude de mesure
Température	K	Pt100 Classe 1/10 DIN Diamètre 3mm	± 0.2 K
Différence de température	K	Pt100 Classe 1/10 DIN Diamètre 3mm	± 0.3 K
Débit	kg/h	Débitmètre Coriolis F050 et électromagnétique 8732 d'EMERSON	± 1 %
Energie électrique	kWh	Centrale de mesure électrique DIRIS A40 de SOCOMEK (classe 0.5S)	± 1 %

II.2. Traitement des données expérimentales

Avant de traiter et de synthétiser les résultats expérimentaux obtenus, une première étude s'intéresse à l'évaluation des incertitudes de mesure. Cette étude permet de mieux appréhender la précision des résultats expérimentaux. Elle permet aussi une meilleure analyse des différences obtenues entre les résultats du modèle et les résultats de mesure. La deuxième partie de ce paragraphe permet de récapituler et de mener une première analyse des résultats expérimentaux obtenus.

II.2.1. Prise en compte du circulateur



Figure 129. Circulateur à rotor noyé

Le circulateur de la PAC est un circulateur à rotor noyé (Figure 129). Une partie de la puissance électrique dissipée par cet appareil est transmise au fluide. Il est nécessaire pour retrouver les bonnes

valeurs de la puissance condenseur et évaporateur de respectivement retrancher cet apport de la puissance condenseur mesurée et de la rajouter à la puissance évaporateur mesurée (équations 1 et 2).

$$P_{ev} = P_{ev,mes} + P_{circulateur} \cdot (1 - \eta_{cir}) \quad (135)$$

$$P_{cond} = P_{cond,mes} - P_{circulateur} \cdot (1 - \eta_{cir}) \quad (136)$$

D'autre part, un essai supplémentaire à vide (avec le compresseur au repos) a permis de mesurer la puissance des deux circulateur (de l'ordre de 300 Watts). La puissance de la carte électronique est supposée égale à environ 20 Watts et le rendement électrique (η_{cir}) du circulateur est de l'ordre de 30%.

$$P_{circulateur} = P_{circulateur,mes} - P_{carte}$$

P_{carte}	: Puissance de la carte électronique	[W]
$P_{circulateur}$	: Puissance du circulateur	[W]
η_{cir}	: Rendement électrique du circulateur	[-]

La puissance absorbée par la PAC est mesurée directement par l'expérimentateur. Il est possible de retrouver la puissance du compresseur à partir de cette mesure en se basant sur l'équation suivante :

$$P_{comp,mes} = P_{abs,PAC,mes} - 2 \cdot P_{circulateur} - P_{carte} \quad (137)$$

Avec :

$P_{abs,PAC}$	: Puissance absorbée par la PAC	[W]
---------------	---------------------------------	-----

Par ailleurs, il est possible de comparer cette valeur avec la puissance du compresseur retrouvée à partir d'un bilan thermodynamique. Cette dernière a pour expression :

$$P_{comp,cal} = P_{cond,mes} - P_{ev,mes} - 2 \cdot P_{circulateur} \cdot (1 - \eta) \quad (138)$$

II.2.2. Estimation des incertitudes de mesure

Pour chaque point expérimental, on dispose d'une centaine de mesures qui sont relevées toutes les 6 minutes. Une première partie des mesures n'est pas prise en compte car les températures et les débits ne sont pas encore stables (régime transitoire). La deuxième partie des résultats est utilisée pour ressortir les valeurs moyennes de chaque donnée.

La fluctuation des mesures peut provenir d'une imprécision des appareils de mesure ou d'un changement dans les conditions opératoires.

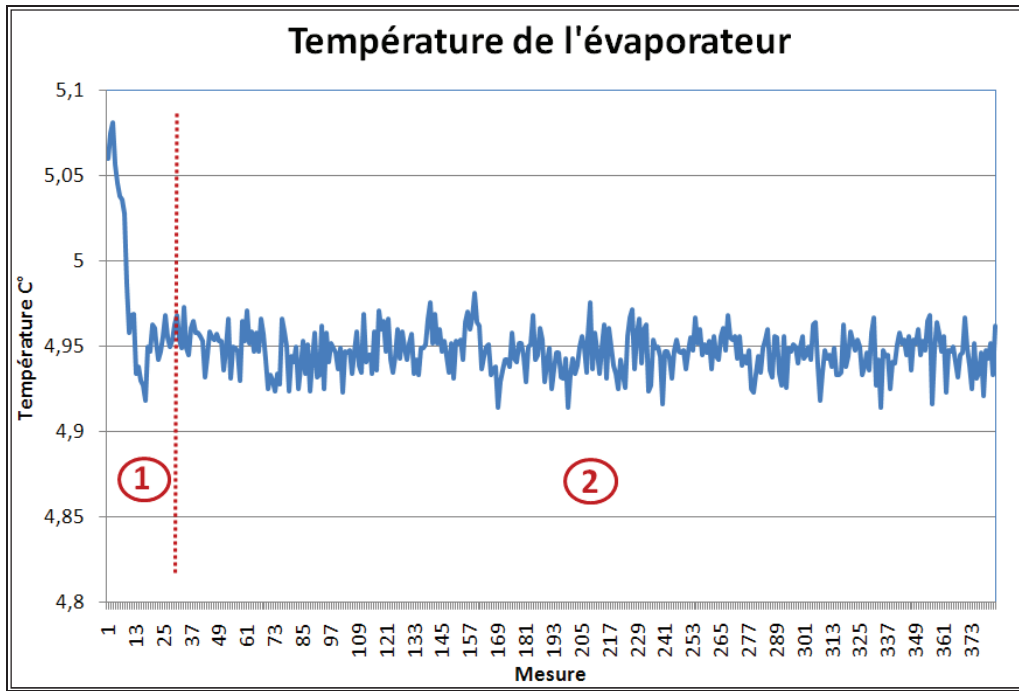


Figure 130. Exemple de fluctuation des mesures de la température à l'entrée de l'évaporateur

Le graphe de la Figure 130 indique la fluctuation des mesures expérimentales pour une température de consigne à l'entrée de l'évaporateur égale à 5 °C. Le calcul de la moyenne et de l'écart type pour déduire ensuite l'intervalle de confiance repose sur les valeurs de la zone numéro 2. La première zone n'est pas prise en compte car les variations de température dans cette région sont relativement importantes (la température n'est pas encore stabilisée).

Les mesures étant répétitives, une incertitude statistique est utilisée. La loi de Poisson est exploitée afin d'évaluer la précision des résultats. Pour chaque essai, la moyenne, l'écart type et le nombre de mesures sont calculés.

$$\bar{x} = \frac{\sum_{i=1}^N x_i}{N} \quad (139)$$

$\bar{x}$: Valeur moyenne des mesures

x_i : Valeur de la mesure numéro i

N : Nombre de mesures

L'écart type σ est calculé à partir de l'équation suivante :

$$\sigma = \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^N (x_i - \bar{x})^2}{N-1}} \quad (140)$$

Une limite de confiance est définie pour retrouver une précision des valeurs à 99%. La plage de confiance qui correspond à cette précision peut être calculée grâce aux tables de la loi de Poisson. La plage de confiance (Pc) est définie comme suit :

$$Pc = \bar{x} \pm \frac{t \cdot \sigma}{\sqrt{N}} \quad (141)$$

t représente le coefficient de Poisson qu'on lit sur les tables et qui dépend du nombre de mesures effectuées et du pourcentage de fiabilité voulu (Tableau 19).

Tableau 19. Le coefficient de confiance t en fonction du nombre de mesures

N	10	20	30	50	100	∞
$t_{95\%}$	2,26	2,09	2,04	2,01	1,98	1,96
$t_{99\%}$	3,25	2,86	2,76	2,68	2,63	2,57

Une fois la plage de confiance définie pour chaque paramètre mesuré (températures, débits et puissances électriques), il est possible de retrouver l'incertitude commise dans l'évaluation des puissances expérimentales. La formule suivante est utilisée pour calculer les puissances échangées au niveau du condenseur :

$$P_{cond,mes} = \dot{m}_{cond,mes} \cdot C_{p,eau} \cdot (T_{eau,out,cond,mes} - T_{eau,in,cond,mes}) \quad (142)$$

$P_{cond,mes}$: Puissance échangée dans le condenseur issue des mesures [W]

$\dot{m}_{cond,mes}$: Débit massique d'eau dans le condenseur (valeur mesurée) [kg/s]

$C_{p,eau}$: Capacité thermique massique de l'eau [J/kg/K]

$T_{eau,out,cond,mes}$: Température de l'eau à la sortie du condenseur (valeur mesurée) [K]

$T_{eau,in,cond,mes}$: Température de l'eau en entrée du condenseur (valeur mesurée) [K]

En utilisant la notation $\bar{x}$ pour définir la valeur moyenne de la variable x , et Δx pour définir l'écart par rapport à x , on obtient, en ce qui concerne la puissance échangée au niveau du condenseur :

$$\frac{\Delta P_{cond,mes}}{P_{cond,mes}} = \frac{\Delta \dot{m}_{cond,mes}}{\dot{m}_{cond,mes}} + \frac{\Delta T_{eau,out,cond,mes} + \Delta T_{eau,in,cond,mes}}{T_{eau,out,cond,mes} - T_{eau,in,cond,mes}} \quad (143)$$

Les mêmes opérations sont effectuées pour retrouver la plage de confiance de la puissance échangée dans l'évaporateur :

$$P_{ev,mes} = \dot{m}_{ev,mes} \cdot C_{p,eg} \cdot (T_{eg,in,ev,mes} - T_{eg,out,ev,mes}) \quad (144)$$

$P_{ev,mes}$: Puissance échangée dans l'évaporateur [W]

$\dot{m}_{ev,mes}$: Débit massique d'eau dans l'évaporateur (valeur mesurée) [kg/s]

$C_{p,eg}$: Capacité thermique massique de l'eau glycolée [J/kg/K]

$T_{eg,out,ev,mes}$: Température d'eau à la sortie l'évaporateur (valeur mesurée) [K]

$T_{eg,in,ev,mes}$: Température d'eau en entrée l'évaporateur (valeur mesurée) [K]

De l'eau glycolée (40% d'éthylène glycol) est utilisée dans les essais. La capacité thermique massique de l'eau glycolée ($C_{p,eg}$) est donnée par la formule suivant :

$$C_{p,eg} = C_{p,eau} \cdot (1 - \chi) + C_{p,glycol} \cdot \chi \quad (145)$$

Avec :

$C_{p,eau}$	: Capacité calorifique massique de l'eau	[J/kg/K]
$C_{p,glycol}$	: Capacité calorifique massique du glycol	[J/kg/K]
χ	: Fraction massique du glycol	[-]

Il est aussi possible de retrouver l'expression de la capacité thermique massique de l'eau glycolée en se basant sur des relations empiriques :

$$C_{p,eg} = 4.72 - 0.715 \cdot \frac{T_0}{T_{eg} + T_0} - 0.776 \cdot \frac{T_0}{T_{eg} + T_0} + 0.479 \cdot \left(\frac{T_0}{T_{eg} + T_0} \right)^2 \quad (146)$$

T_0	: Température de référence (égale à 273 K)	[K]
T_{eg}	: Température de l'eau glycolée	[K]

L'incertitude relative de la puissance évaporateur est la suivante :

$$\frac{\Delta P_{ev,mes}}{P_{ev,mes}} = \frac{\Delta \dot{m}_{ev,mes}}{\dot{m}_{ev,mes}} + \frac{\Delta T_{eau,out,ev,mes} + \Delta T_{eau,in,ev,mes}}{T_{eau,in,ev} - T_{eau,out,ev}} \quad (147)$$

Enfin, il est possible de déduire la puissance du compresseur en considérant la conservation de l'énergie sur tout le cycle thermodynamique de la PAC (cf. paragraphe 2.2.1) :

$$P_{comp,cal} = P_{cond} - P_{evap} \quad (148)$$

Une addition des incertitudes sur la puissance de l'évaporateur mesurée et des incertitudes sur la puissance du condenseur mesurée permet de retrouver l'incertitude commise lors du calcul de la puissance du compresseur ($P_{comp,cal}$) :

$$\begin{aligned} \frac{\Delta P_{comp,cal}}{P_{comp,cal}} &= \frac{\Delta P_{cond,mes} + \Delta P_{ev,mes}}{P_{cond,mes} - P_{ev,mes}} \\ &= \frac{\bar{P}_{cond,mes}}{P_{cond,mes} - P_{ev,mes}} \cdot \left(\frac{\Delta \dot{m}_{cond,mes}}{\dot{m}_{cond,mes}} + \frac{\Delta T_{eau,out,cond,mes} + \Delta T_{eau,in,cond,mes}}{T_{eau,out,cond,mes} - T_{eau,in,cond,mes}} \right) + \frac{\bar{P}_{ev,mes}}{P_{cond,mes} - P_{ev,mes}} \cdot \left(\frac{\Delta \dot{m}_{ev,mes}}{\dot{m}_{ev,mes}} + \frac{\Delta T_{eau,out,ev,mes} + \Delta T_{eau,in,ev,mes}}{T_{eau,in,ev,mes} - T_{eau,out,ev,mes}} \right) \end{aligned} \quad (149)$$

Les incertitudes relatives obtenues sur les puissances sont faibles (elles ne dépassent pas 0.5%). Les résultats des calculs d'incertitudes pour chaque point de mesure sont présentés dans l'annexe II.

II.2.3. Synthèse des résultats

Le Tableau 20 récapitule les consignes de température et de débit pour les différents tests effectués en statique. 34 mesures sont effectuées pour des températures à l'entrée de l'évaporateur variant entre -5 et 43 °C et des températures à l'entrée de condenseur variant entre 20 et 45 °C. Trois débits de 820, 1150 et 1550 kg/h sont testés dans l'évaporateur et trois débits de 950, 1250 et 2000 kg/h sont testés dans le condenseur.

Tableau 20 Les points d'essai à pleine charge et en statique

Consigne				
Essai	Commande T_{eau,in,ev} [°C]	Commande débit évaporateur [kg/h]	Commande T_{eau,in,cd} [°C]	Commande débit condenseur [kg/h]
1	-5	1550	20	1250
2	-2	1150	20	1250
3	0	1150	20	1250
4	2	1150	20	1250
5	5	1550	20	1250
6	15	1550	20	1250
7	35	1550	20	1250
8	43	1550	20	1250
9	-5	1550	30	1250
10	-2	1150	30	1250
11	0	1150	30	1250
12	2	1150	30	1250
13	5	1550	30	1250
14	15	1550	30	1250
15	35	1550	30	1250
16	43	1550	30	1250
17	-5	1550	40	1250
18	-2	1150	40	1250
19	0	1150	40	1250
20	2	1150	40	1250
21	5	1550	40	1250
22	15	1550	40	1250
23	35	1550	40	1250
24	43	1550	40	1250
25	-5	1550	45	1250
26	5	1550	45	1250
27	15	1550	45	1250
28	35	1550	45	1250
29	43	1550	45	1250
30	15	820	40	2000
31	15	820	40	950

32	5	1150	20	1250
33	5	1150	30	1250
34	5	1150	40	1250

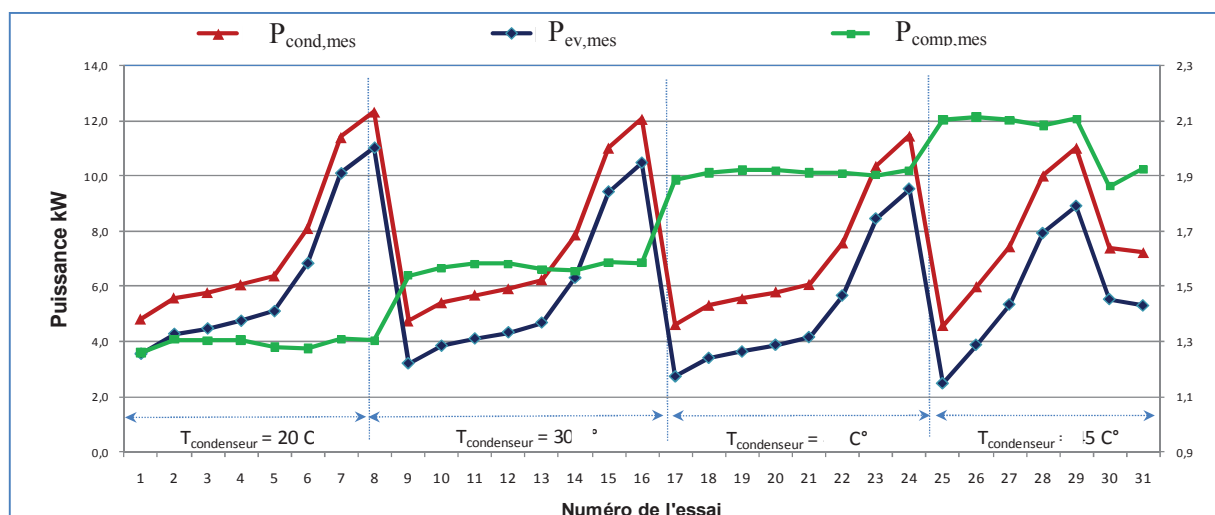


Figure 131. Performances à pleine charge de la pompe à chaleur eau/eau : $P_{ev,mes}$ (échelle de gauche), $P_{cond,mes}$ (échelle de gauche) et $P_{comp,mes}$ (échelle de droite)

Le graphe de la Figure 131 récapitule les résultats expérimentaux obtenus pour la puissance délivrée par le condenseur, la puissance récupérée par l'évaporateur et la puissance absorbée par le compresseur. Les résultats sont présentés en fonction du numéro d'essai. Chaque groupe de 8 essais correspond à une température fixe à l'entrée du condenseur.

On note que pour chaque groupe d'essais, la puissance absorbée par le compresseur est quasiment constante. Ainsi, l'évolution de la puissance du compresseur se fait sous forme de paliers qui dépendent principalement de la température d'eau à l'entrée du condenseur (à chaque température d'eau à l'entrée du condenseur, la puissance absorbée reste à peu près constante même si la température d'eau à l'entrée de l'évaporateur évolue). En effet, avec l'augmentation de la température à l'entrée de l'évaporateur et pour chaque palier, la puissance du condenseur et la puissance de l'évaporateur augmentent proportionnellement. Toutefois, les paliers sont obtenus pour des valeurs de débit qui sont égales. Ainsi on peut noter que les deux derniers essais représentés sur le graphe (essai 30 et essai 31) ont des puissances compresseur différentes car les débits à l'entrée de l'évaporateur et du condenseur sont différents des autres essais.

Ce mode de fonctionnement a un impact sur le couplage entre la PAC et le capteur PV-T : en couplant la PAC avec la lame d'air, la température de l'eau est augmentée à l'entrée de l'évaporateur, ce qui améliore son COP. En effet, pour une T_{cond} donnée, si T_{evap} augmente, la PAC fournit plus d'énergie calorifique, tout en consommant la même quantité d'énergie électrique que dans un cas où la température d'eau à l'entrée de l'évaporateur est égale à la température extérieure. Par ailleurs, pour remplir un même ballon de stockage, la PAC prend moins de temps que dans un cas sans couplage (cf. section 2.2 du troisième chapitre). La plage horaire de fonctionnement de la PAC est alors réduite. Ceci représente un grand avantage pendant les journées peu ensoleillées où on a besoin de stocker la quantité d'énergie nécessaire pour chauffer le bâtiment pendant un laps de temps assez court (pour profiter au mieux de l'énergie solaire disponible).

On note aussi d'après la Figure 131 que la consommation du compresseur augmente avec l'augmentation de la température à l'entrée du condenseur. Cette puissance passe de 1,3 kW à 2,1 kW (47% d'augmentation) en faisant varier la température d'eau à l'entrée du condenseur de 20 °C à 45 °C. Cette constatation confirme l'intérêt de stocker à des températures les moins élevées possibles pour pouvoir travailler avec des COP avantageux de la PAC.

II.3. Comparaison entre le modèle et les mesures

Dans cette partie, une comparaison entre les résultats de modélisation et les résultats sur banc d'essai est menée. Cette comparaison permet d'analyser la fiabilité des résultats de modélisation et la capacité du modèle à reproduire le fonctionnement réel de la pompe à chaleur.

Le banc d'essai a permis d'étudier le fonctionnement de la PAC sur une large plage de températures et de débits. Le but réside maintenant à explorer la capacité du modèle à représenter avec précision le fonctionnement de la PAC sur toute sa plage de fonctionnement. L'étude s'intéresse ainsi au comportement du modèle pour des températures faibles et des températures élevées à l'entrée de l'évaporateur et du condenseur. A chaque fois, un nombre donné de mesures est utilisé afin d'estimer les paramètres physiques de la PAC (cf. section II.3.2 du deuxième chapitre). Une fois les paramètres physiques estimés, ils sont utilisés pour alimenter le modèle de pompe à chaleur. Pour rappel, les sept paramètres physiques sont les suivants :

PD	: Volume balayé par le piston	[m ³ .s ⁻¹]
C	: Taux d'espace mort	[%]
ΔP	: Chute de pression à travers le clapet de refoulement	[Pa]
W _{loss}	: Part constante des pertes électromécaniques du compresseur	[W]
ΔT _{sh}	: Surchauffe considérée comme constante à la sortie de l'évaporateur	[°C]
UA _{ev}	: Coefficient de transfert de chaleur global dans l'évaporateur	[W.m ⁻² .K ⁻¹]
UA _{cd}	: Coefficient de transfert de chaleur global dans le condenseur	[W.m ⁻² .K ⁻¹]

II.3.1. Modèle utilisant un seul jeu de paramètres

Dans cette partie, les résultats de mesure sont exploités afin de retrouver un jeu de paramètres physique utilisé pour alimenter le modèle de PAC. Les résultats obtenus sont comparés avec les résultats expérimentaux. Par ailleurs, l'impact du nombre de points de mesures utilisés pour alimenter l'algorithme d'optimisation visant à retrouver les paramètres physiques de la PAC est étudié. Cette étude, permet d'analyser la robustesse de la méthode d'optimisation et donne une première idée sur le nombre de points de mesures minimal nécessaire pour retrouver une erreur qui reste acceptable.

En effet, en l'absence de données de mesure, le modèle utilise généralement les points de fonctionnement disponibles dans les catalogues constructeur. Le nombre de points disponible peut être faible. Il est ainsi intéressant de pouvoir reproduire avec le maximum de précision possible le fonctionnement de la PAC même avec un nombre réduit de points de mesure.

Afin de réaliser cette étude, plusieurs simulations sont réalisées en faisant varier à chaque fois le nombre de mesures utilisées avant de retrouver les paramètres physiques de la PAC. Le nombre de mesures varie de 34 points de mesures (nombre maximal) à 5 points de mesures. A chaque fois, les paramètres physiques de la PAC sont calculés (grâce à la procédure d'optimisation de Nelder-Mead) et les performances de la PAC pour chaque point de fonctionnement disponible sont comparées entre l'expérimental et le théorique. Le Tableau 21 récapitule les cas choisis.

Tableau 21 Nombre de points de mesure utilisés pour chaque cas simulé.

Cas	Nombre de points de mesure utilisés
1	34
2	28
3	24
4	16
5	11
6	9
7	6
8	5

Dans cette partie, les résultats ne sont présentés que pour quelques cas (afin d'améliorer la lisibilité des graphes).

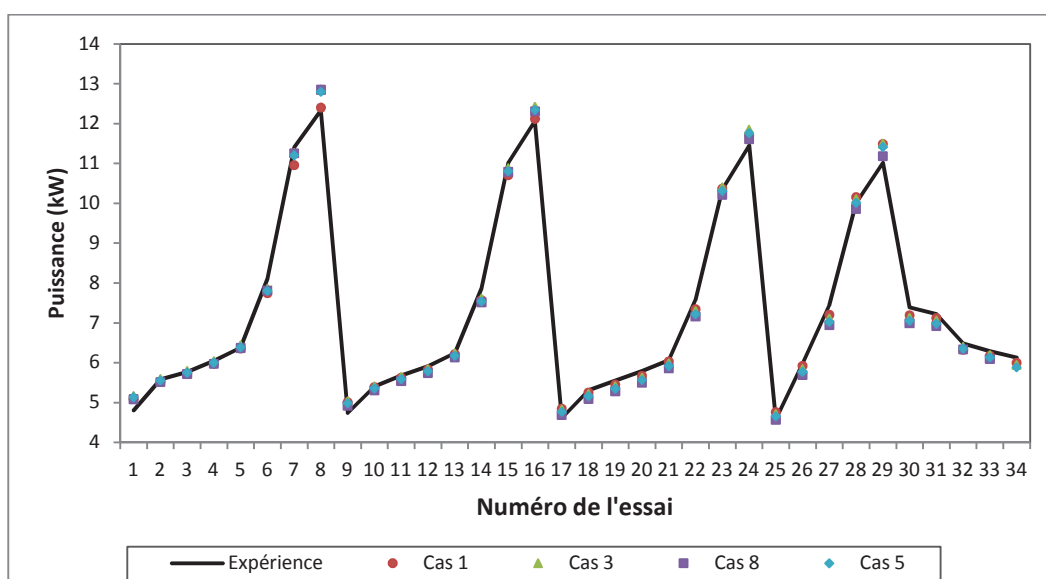


Figure 132. Comparaison entre les résultats du modèle et ceux du banc expérimental pour la puissance calorifique

La Figure 132 compare la puissance expérimentale délivrée par le condenseur avec celle obtenue par le modèle. Pour les quatre graphes issus du modèle, le nombre de points de mesures utilisé varie entre 34 points et 11 points. A chaque fois, le modèle est utilisé pour retrouver la puissance calorifique délivrée par la PAC pour les 34 points de mesure. On note que, quel que soit le nombre de points de mesure utilisé, les résultats issus du modèle sont relativement proches des résultats de mesure.

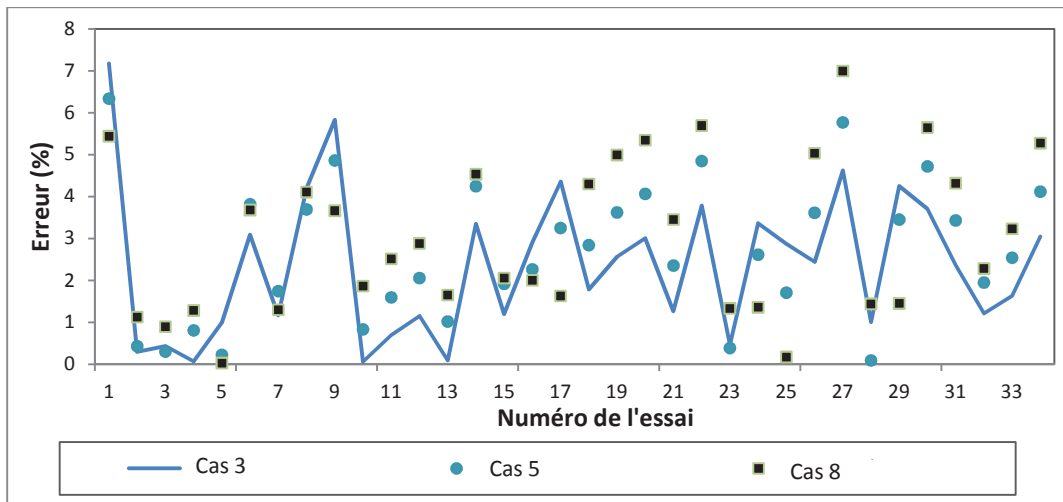


Figure 133. Pourcentage d'erreur sur la puissance calorifique avec un seul jeu de paramètres

La Figure 133 trace la variation de l'erreur commise en fonction du numéro d'essai pour des résultats de modélisation s'appuyant sur un nombre variable de points de mesure. On note que, pour le cas le moins avantageux (utilisation de 5 points de mesure, cas 8), l'erreur maximale ne dépasse pas 7%. On peut conclure, que le modèle utilisé reste fiable dans l'estimation des puissances calorifiques même avec un nombre réduits de points de mesures.

Il est maintenant intéressant d'étudier les résultats obtenus pour la puissance absorbée par le compresseur. Obtient-on les mêmes conclusions ?

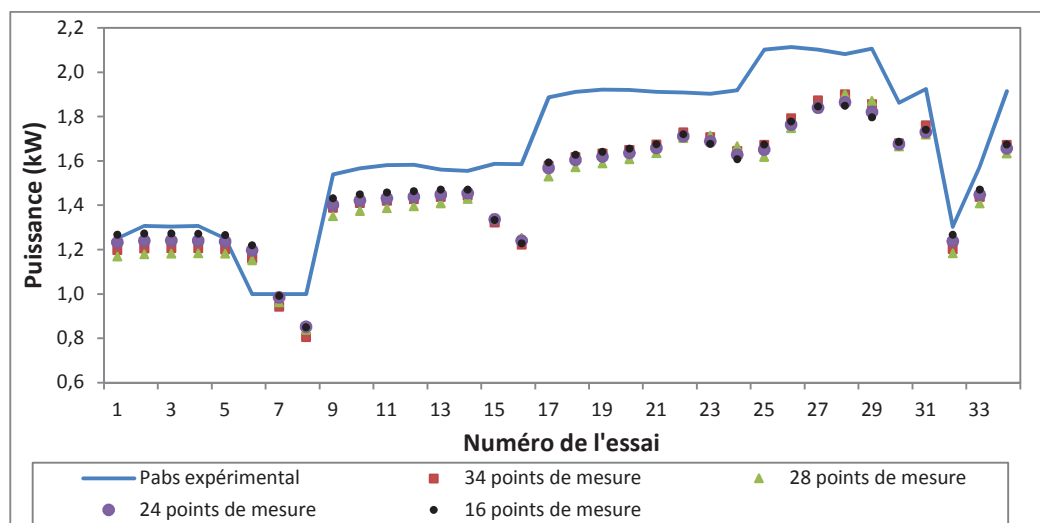


Figure 134. Comparaison entre les résultats du modèle et ceux du banc expérimental pour la puissance compresseur avec un seul jeu de paramètres

La Figure 134 compare la puissance électrique consommée réellement par le compresseur avec celle obtenue par le modèle. Quatre graphes issus du modèle, avec un nombre de points de mesures utilisé variant entre 34 points et 16 points sont tracés.

On note que l'écart entre l'expérimental et le modèle reste relativement faible pour les premiers essais qui correspondent à une température faible à l'entrée du condenseur (environ 20 °C). Cet écart devient vite important pour des températures plus élevées dans le condenseur (à partir de 30 °C). Le maximum d'écart est obtenu pour les essais avec une température élevée à l'entrée du condenseur et une température faible à l'entrée de l'évaporateur (essais 17 jusqu'à 31).

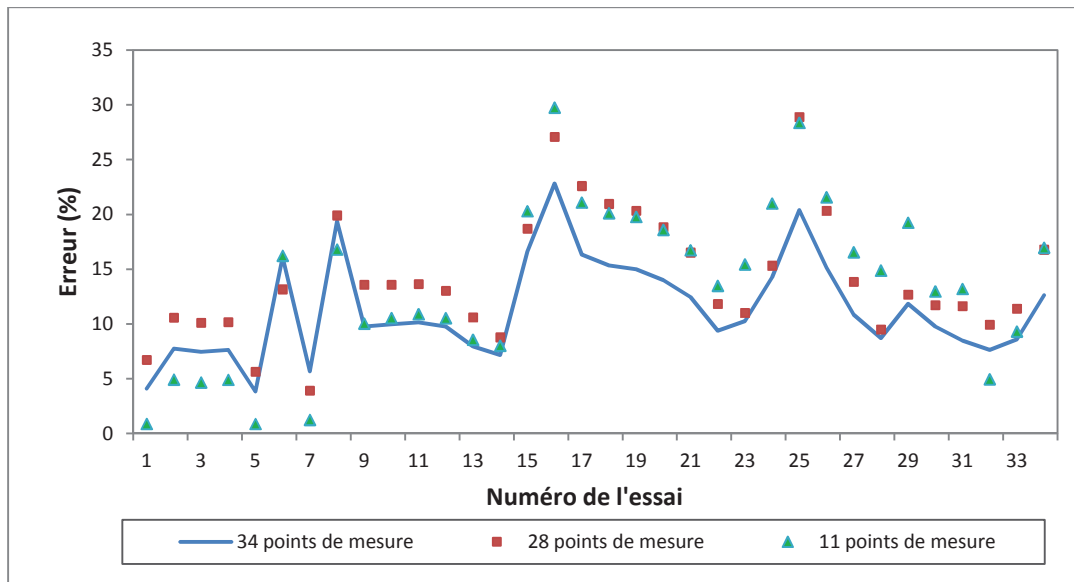


Figure 135. Pourcentage d'erreur sur la puissance absorbée par le compresseur avec un seul jeu de paramètres

La Figure 135 trace la variation de l'écart entre la puissance absorbée par le compresseur issu des résultats de modélisation et issu des résultats sur banc d'essai en fonction du numéro de l'essai. On constate que cet écart peut dépasser 20% même avec un nombre important de points de mesures. La moyenne d'écart est de 14% pour le modèle s'appuyant sur 34 points. En réduisant le nombre de points de mesure utilisés pour retrouver les paramètres physiques de la PAC, cet écart grandit. Il atteint des maximums de 30% pour un nombre de 11 points de mesure utilisés.

On peut expliquer cet écart par un changement dans le comportement du compresseur et des autres composants de la PAC pour des températures élevées à l'entrée du condenseur ou pour des températures faibles à l'entrée de l'évaporateur. En effet, certains paramètres tels que la surchauffe, les coefficients d'échanges, le rendement isentropique du compresseur dépendent des conditions de fonctionnement. Dans des conditions défavorables (température élevée à l'entrée du condenseur ou faible à l'entrée de l'évaporateur) le rendement des composants de la PAC peut diminuer. Le coefficient d'échange du condenseur ou de l'évaporateur peut diminuer, le rendement du compresseur peut baisser ...

En conclusion, l'estimation d'un seul jeu de paramètres pour caractériser le fonctionnement de la PAC sur une large plage de fonctionnement de cette dernière présente des limites. En effet, même si la précision sur la puissance calorifique délivrée reste correcte (même avec un nombre réduit de données d'entrée), les estimations de la consommation électrique de la PAC sont beaucoup moins satisfaisantes. Les résultats obtenus présentent des incertitudes élevées même avec un nombre important de données d'entrée.

De ce fait, afin d'améliorer la précision du modèle, il est possible de penser à estimer deux jeux de paramètres physiques en fonction de la plage de fonctionnement de la PAC. Un premier jeu de paramètres physiques peut correspondre à un fonctionnement dans des conditions normales et un deuxième jeu de paramètre peut correspondre à un fonctionnement dans des conditions moins favorables de la pompe à chaleur. Les résultats obtenus permettront d'évaluer les améliorations réalisés grâce à cette approche.

II.3.2. Modèle utilisant deux jeux de paramètres

Dans cette partie, les résultats obtenus après estimation de deux jeux de paramètres sont analysés. Le Tableau 22 présente le premier groupe de points de mesures utilisés pour alimenter la méthode

d'optimisation visant à estimer le premier jeu de paramètres physiques du modèle. Ce premier groupe caractérise le fonctionnement de la PAC pour des températures peu élevées à l'entrée de l'évaporateur (moins de 7 °C).

Tableau 22 Points de mesure utilisés pour estimer le premier jeu de paramètres

Consigne				
Essai	Commande $T_{in, ev}$ (°C)	Commande débit évaporateur $\dot{m}_{ev}$ (kg/h)	Commande $T_{in, cd}$ (°C)	Commande débit condenseur $\dot{m}_{cd}$ (kg/h)
1	-5	1550	20	1250
2	-2	1150	20	1250
3	0	1150	20	1250
4	2	1150	20	1250
5	5	1550	20	1250
6	-5	1550	30	1250
6	-2	1150	30	1250
8	0	1150	30	1250
9	2	1150	30	1250
10	5	1550	30	1250
11	-5	1550	40	1250
12	-2	1150	40	1250
13	0	1150	40	1250
14	2	1150	40	1250
15	5	1550	40	1250
16	-5	1550	45	1250
17	5	1550	45	1250
18	5	1150	20	1250
19	5	1150	30	1250
20	5	1150	40	1250

Le Tableau 23 présente le deuxième groupe de points de mesure utilisé pour définir le deuxième jeu de paramètres physiques de la PAC. Ce deuxième groupe caractérise le fonctionnement de la PAC avec des températures élevées à l'entrée de l'évaporateur (au dessus de 7 °C).

Tableau 23 Points de mesure utilisés pour estimer le deuxième jeu de paramètres

Consigne				
Essai	Commande $T_{in, ev}$ (°C)	Commande débit évaporateur $\dot{m}_{ev}$ (kg/h)	Commande $T_{in, cd}$ (°C)	Commande débit condenseur (kg/h)

21	15	1550	20	1250
22	35	1550	20	1250
23	43	1550	20	1250
24	15	1550	30	1250
25	35	1550	30	1250
26	43	1550	30	1250
27	15	1550	40	1250
28	35	1550	40	1250
29	43	1550	40	1250
30	15	1550	45	1250
31	35	1550	45	1250
32	43	1550	45	1250
33	15	820	40	2000
34	15	820	40	950

Dans la partie suivante, les résultats obtenus pour la puissance calorifique et la puissance électrique consommée par la PAC sont présentés. A chaque fois, une distinction entre le premier groupe d'essais et le deuxième groupe d'essai est faite.

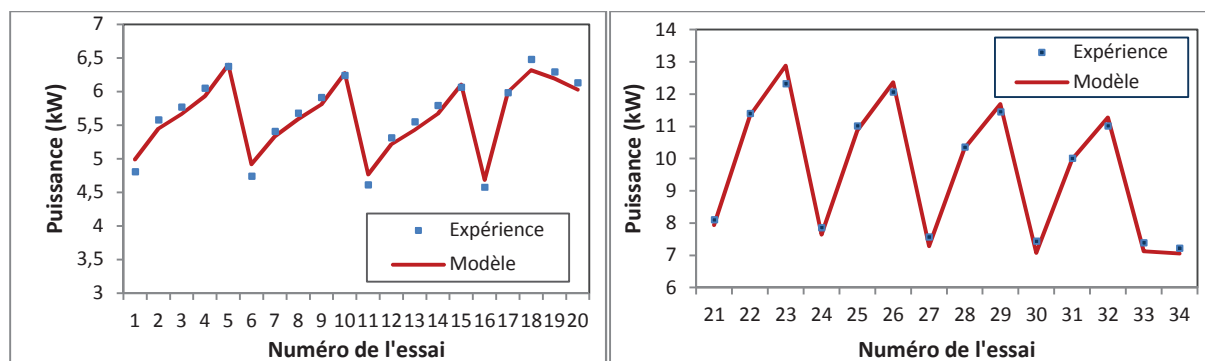


Figure 136. Comparaison entre les résultats du modèle et ceux du banc expérimental pour la puissance calorifique

Les graphes de la Figure 136 présentent une comparaison entre la puissance calorifique expérimentale et issue de la modélisation. Le graphe de gauche trace l'évolution de la puissance pour le premier groupe de points de mesure (pour des températures à l'entrée du condenseur inférieures à 7 °C). Le graphe de droite trace l'évolution de puissance pour le deuxième groupe de points de mesure (pour des températures à l'intérieur du condenseur supérieures à 7 °C). On constate que les résultats sont similaires à ceux obtenus avec un seul jeu de paramètres. Peu d'écart est constaté entre le modèle et l'expérience.

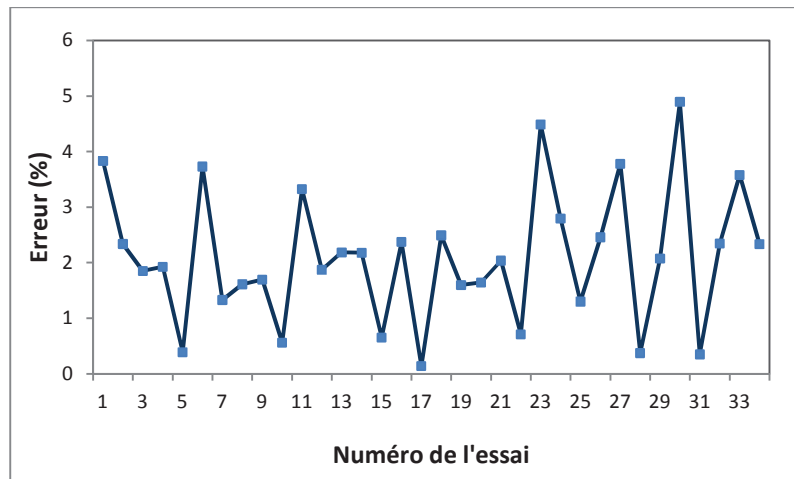


Figure 137. Pourcentage d'erreur sur la puissance absorbée par le compresseur

La Figure 137 trace l'évolution du pourcentage d'erreur obtenu entre le modèle et l'expérience. On constate que l'écart absolu entre les puissances expérimentales et celles issues du modèle ne dépasse pas 5%. La moyenne de l'écart est de l'ordre de 2%. Ces résultats sont satisfaisants et permettent de conclure qu'une amélioration est apportée sur l'estimation de la puissance calorifique en introduisant deux jeux de paramètres (par rapport à un modèle se basant sur un seul jeu de paramètres).

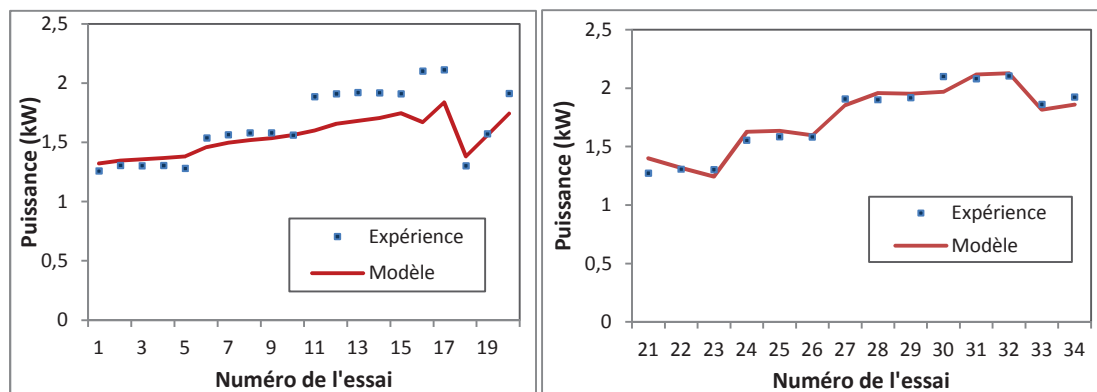


Figure 138. Comparaison entre les résultats du modèle et ceux du banc expérimental pour la puissance compresseur

Les courbes de la Figure 138 comparent l'évolution de la puissance absorbée par le compresseur issue du modèle d'une part et des résultats expérimentaux d'autre part. La courbe de gauche présente les résultats obtenus avec le premier jeu de paramètres (pour des températures à l'entrée de l'évaporateur qui sont inférieures à 7 °C). La courbe de droite présente les résultats obtenus avec le deuxième jeu de paramètre (pour des températures à l'entrée de l'évaporateur qui sont supérieures à 7 °C). On constate que globalement l'estimation de la puissance consommée par le compresseur s'améliore considérablement comparé à un modèle s'appuyant sur un seul jeu de paramètres.

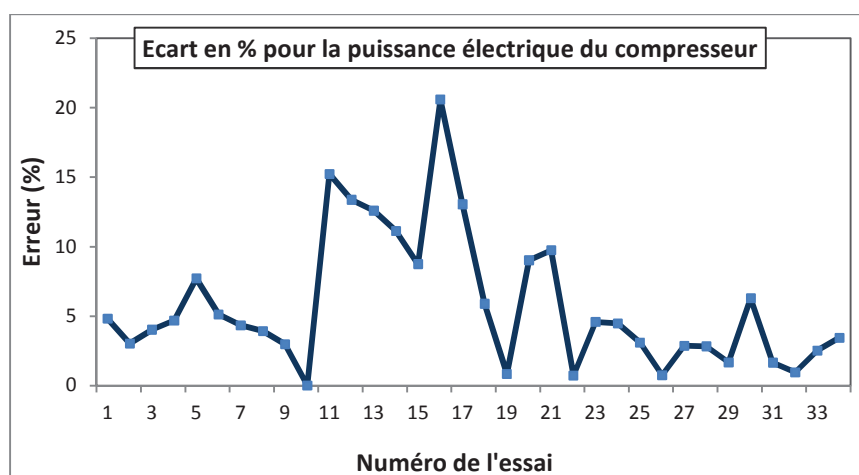


Figure 139. Pourcentage d'erreur sur la puissance absorbée par le compresseur

Afin de détailler les résultats obtenus, le graphe de la Figure 139 trace l'écart absolu entre l'expérience et la modélisation pour les différents essais réalisés. La moyenne d'écart est de 6%. L'écart maximal est de 21%. Il correspond à l'essai numéro 16 (température égale à -5 °C à l'entrée de l'évaporateur et à 45 °C à l'entrée du condenseur). Par ailleurs, l'écart absolu ne dépasse que pour 5 points les 10% d'erreurs.

L'analyse montre que ces points correspondent à un fonctionnement avec des températures faibles à l'entrée de l'évaporateur (au-dessous de 2 °C) et des températures élevées à l'entrée du condenseur (au-dessus de 40 °C).

En conclusion, l'utilisation de deux jeux de paramètres permet d'améliorer considérablement la précision du modèle utilisé. En effet, l'erreur moyenne sur la puissance électrique consommée par la PAC passe de 14% à 6%. Par ailleurs, l'estimation de la puissance calorifique délivrée par la PAC est satisfaisante (erreur moyenne qui ne dépasse pas 2%). Toutefois, on constate un écart important pour des conditions de fonctionnement extrêmes. Il reste possible de rajouter un troisième jeu de paramètres afin de mieux caractériser le fonctionnement de la PAC dans ces conditions extrêmes.

Pour les systèmes couplant un capteur PV-T avec une pompe à chaleur, le couplage thermo-aéraulique présente l'avantage d'augmenter la température de la source froide de la PAC. Le temps de fonctionnement avec des conditions extrêmes peut alors être réduit. Pour ces raisons, seulement deux jeux de paramètres physiques sont utilisés dans la modélisation de la PAC

III. Intégration du système au bâtiment démonstrateur

Dans cette partie, une description détaillée du système installé dans le bâtiment démonstrateur est réalisée. L'instrumentation des différents composants est présentée et la régulation du système est précisée.



Figure 140. Bâtiment instrumenté. Source : Cythelia

Suite à la phase de conception (chapitre III) le système est intégré dans le bâtiment de la Figure 140 dans le cadre du projet de recherche PacAirPV [PACairPv 2012]. Les caractéristiques du logement sont décrites dans la section 3 du chapitre III. C'est un bâtiment tertiaire abritant des bureaux et une salle de formation. Un intérêt particulier a été porté à l'isolation du bâtiment (Figure 141) et à la réduction des déperditions thermiques afin de réduire les besoins de chauffage et de climatisation.



Figure 141. Isolation des murs entre montants, double vitrage peu émissif avec lame d'argon

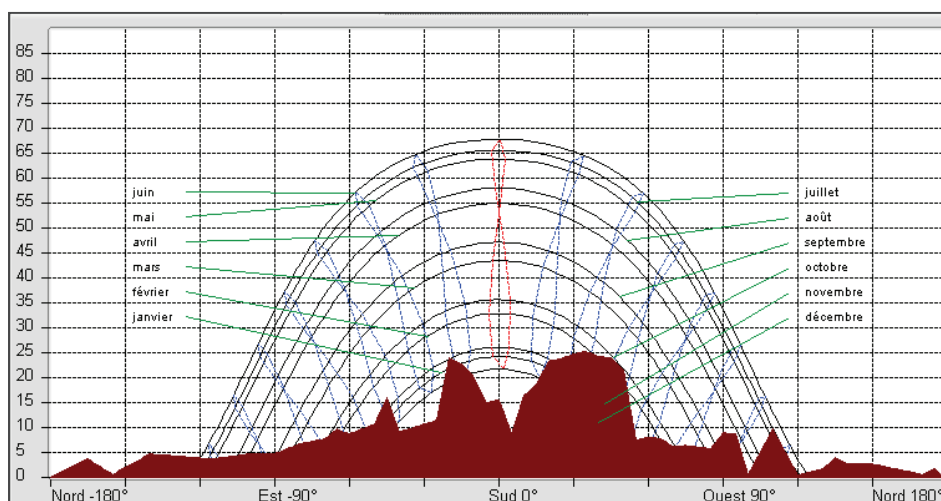


Figure 142. Masque vu depuis la toiture sud. Source : Cythelia

La Figure 142 montre la présence d'un masque en hiver sur la toiture sud du bâtiment. Ce masque peut influencer la production photovoltaïque pendant certaines heures de la journée.

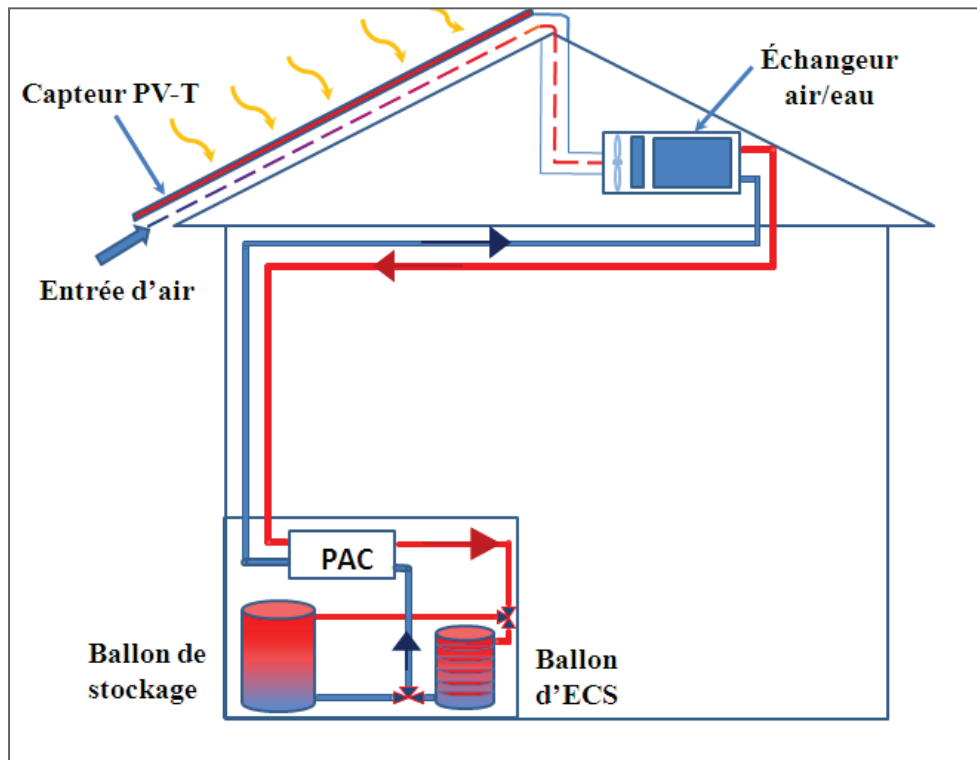


Figure 143. Schéma du système intégré au bâtiment PMZ

La Figure 143 détaille le schéma du système intégré au bâtiment PMZ. Il est constitué d'un capteur PV-T à air intégré en toiture. L'air préchauffé par le capteur PV-T alimente un échangeur air / eau glycolée installé dans les combles. A son tour, l'échangeur est relié à la PAC par sa boucle hydraulique. En effet, l'eau glycolée préchauffée par l'air alimente l'évaporateur de la PAC. Cette PAC est installée dans le local technique du bâtiment. Elle alimente en parallèle un ballon de stockage relié au circuit de chauffage et à un ballon d'ECS. Les deux ballons sont aussi installés dans le local technique (Figure 144). L'utilisation de l'eau glycolée permet un fonctionnement de la PAC même avec des températures de fluide caloporteur inférieures à 0 °C à l'entrée de l'évaporateur (jusqu'à -9 °C).



Figure 144. PAC, ballon de stockage et ballon d'ECS installés dans le local technique du bâtiment. Source : Cythelia

La partie suivante décrit les caractéristiques de chaque composant installé ainsi que la méthode d'instrumentation employée

III.1. Le capteur PV-T

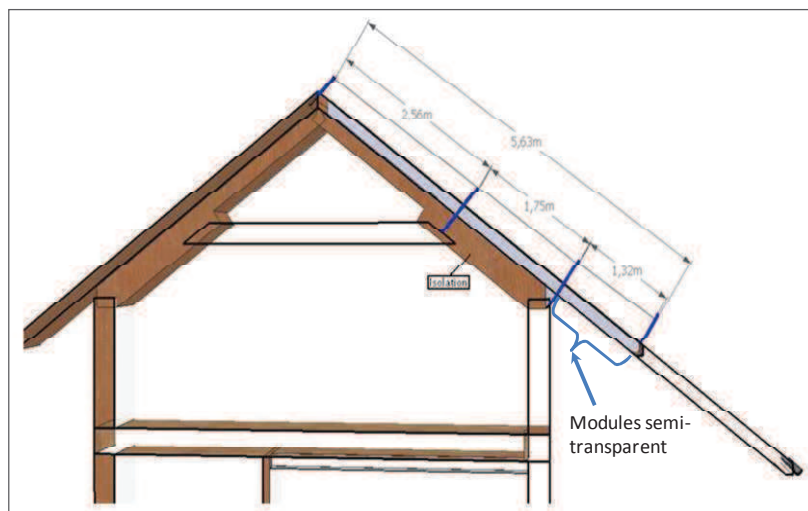


Figure 145. Dimensions du capteur PV-T. Source : Cythelia

La Figure 145 détaille la géométrie du capteur PV-T installé. La surface totale du capteur photovoltaïque est de 60 m². Une surface de 7 m² de capteur est constituée de modules semi-transparents intégrés en tant que casquette sud. Le capteur PV est composé de modules couche mince CIGS avec un rendement nominal de 12% (les caractéristiques des modules sont détaillées en annexe). L'épaisseur de la lame d'air est de 6.5 cm

La lame d'air est continue, seuls quelques obstacles existent, limitant ainsi les pertes de charge. Le système d'intégration conçu est étanche et permet de créer une circulation d'air depuis la base de la toiture jusqu'au sommet. Le pare-pluie permet une étanchéité à l'air de la sous-toiture. Il est replié au niveau des abergements pour assurer l'étanchéité latérale. Les modules PV sont plaqués contre un joint, assurant l'étanchéité à l'eau et à l'air.

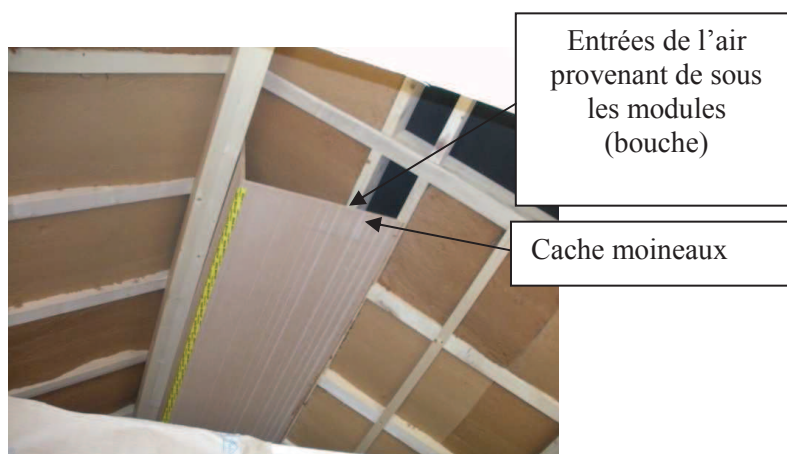


Figure 146. Caisson d'extraction de l'air. Source : Cythelia

Pour réaliser un gainage entre la lame d'air et l'échangeur air/eau, un caisson à été construit sous toute la longueur du rampant (11 m environ) pour amener l'air jusqu'à l'échangeur (Figure 146). Il est constitué d'OSB et l'étanchéité à l'air est faite par un joint en silicone et du scotch utilisé pour fixer le pare vapeur. Il est en contact continu avec le cache moineau du bas, assurant ainsi une bonne

étanchéité à l'air. Ce caisson est accessible au niveau des combles qui sont isolées mais non chauffées et dans lesquels sont installés l'échangeur air/eau.

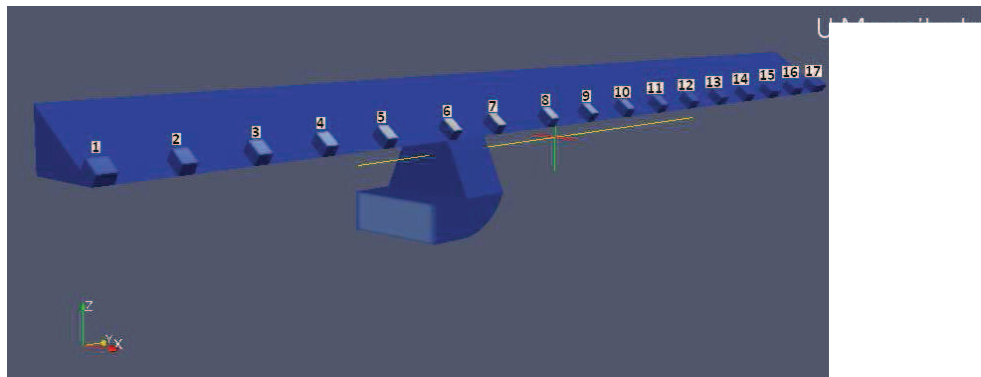


Figure 147. Modélisation 3D du caisson d'extraction et des bouches. Source : Cythelia

A cause de la géométrie du bâtiment, l'air ne peut pas être extrait au milieu du caisson, mais au 2/5 de sa longueur (**Figure 147**). Chaque bouche représente une entrée d'une partie de l'air préchauffée par le capteur PV-T. Afin d'avoir une bonne répartition du débit dans chacune des bouches il est nécessaire de les dimensionner correctement. Si elles sont toutes de taille identique, les débits seront plus importants à proximité de l'extraction principale, entraînant une mauvaise ventilation des modules proches des abergements. Il est donc préférable de concevoir des bouches plus petites au centre, et plus grandes aux extrémités. Une modélisation CFD réalisée par un partenaire du projet PACairPV a permis de trouver les sections de bouches afin d'obtenir un débit constant dans chaque bouche lorsque l'échangeur air/eau extrait $2\,200\text{ m}^3/\text{h}$. Ce débit correspond à la moyenne entre le débit maximum pouvant être extrait par l'échangeur ($3\,000\text{ m}^3/\text{h}$) en été, et le débit faible ($1\,500\text{ m}^3/\text{h}$) qui peut être extrait en hiver ou les nuits d'été pour le rafraîchissement. Ces débits correspondent aux débits maximums et aux débits minimums que peuvent fournir le ventilateur de l'échangeur.

III.1.1. Instrumentation du capteur PV-T

L'instrumentation du capteur PV permet de mesurer la production électrique du capteur et de déterminer la température en sous face des modules photovoltaïques. Ces mesures sont indispensables car elles permettent de déterminer l'impact du rajout de la lame d'air sur les performances photovoltaïques.

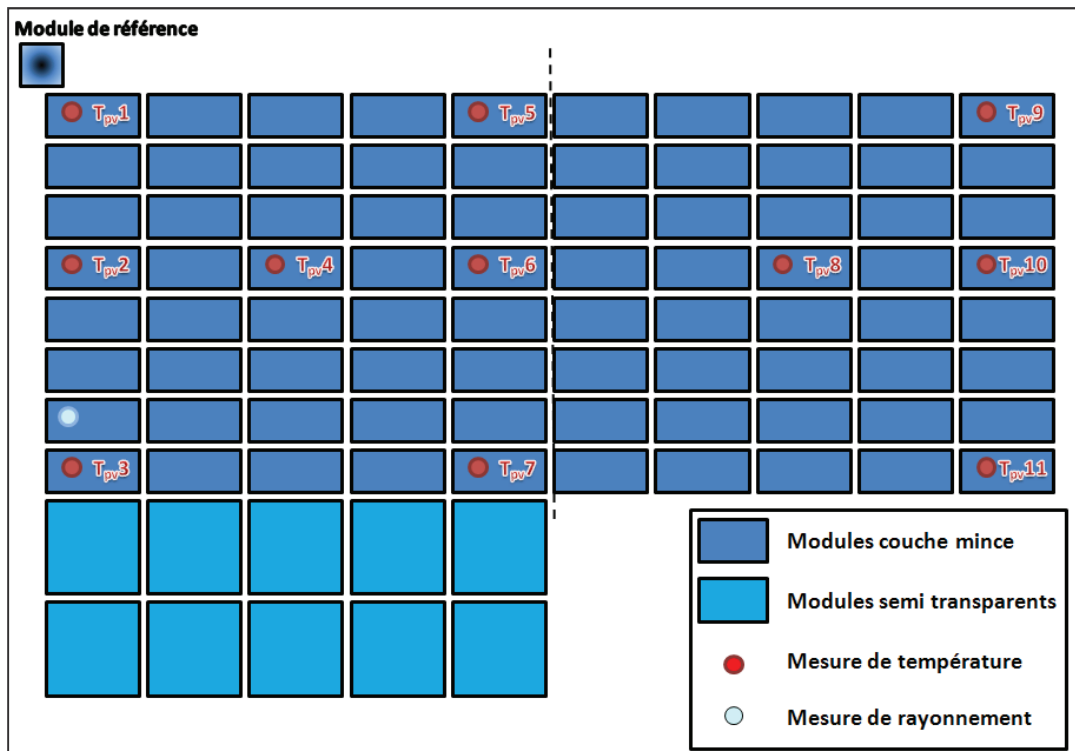


Figure 148. Instrumentation du capteur photovoltaïque pour la mesure des températures. Source : Cythelia

Le schéma de la Figure 148 présente le plan de calepinage des sondes de températures (sonde à résistance de platine) qui sont collées en sous face des modules. Par ailleurs, une sonde de température extérieure mesure la température de l'air ambiant. De ce fait, il est possible d'évaluer l'élévation de la température d'air réalisée, en comparant cette température avec la température entrante dans l'échangeur air/eau (Figure 151). On note que la mesure de la température PV se fait sur plusieurs niveaux de la surface PV, ce qui permet de donner une idée sur le gradient de température dans le capteur PV.

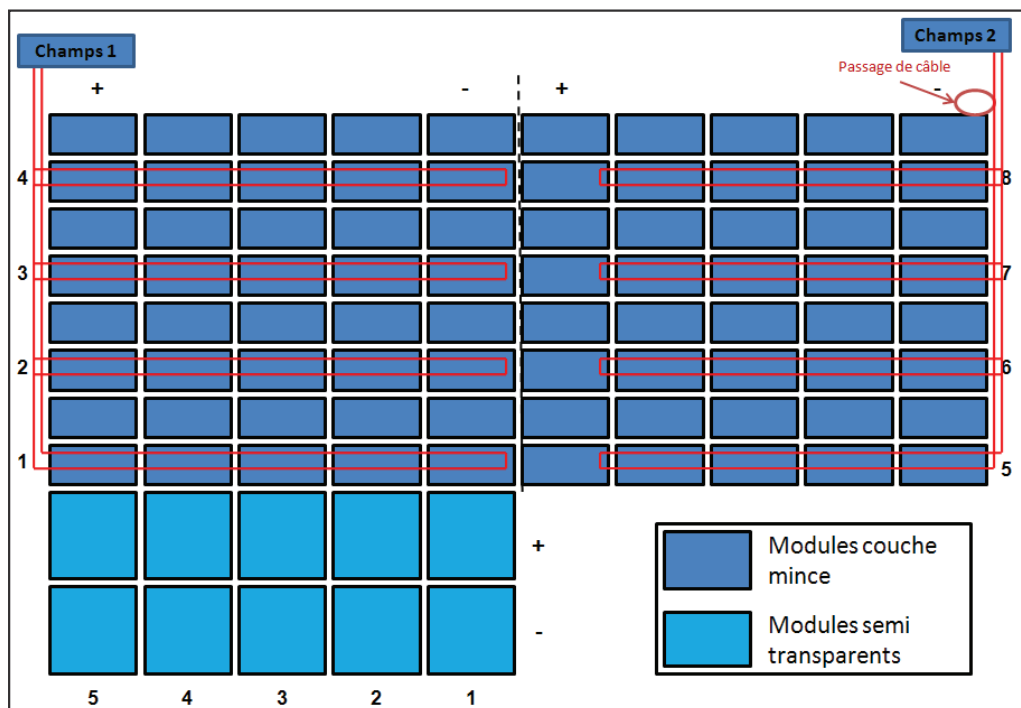


Figure 149. Instrumentation du capteur PV pour la mesure de la puissance photovoltaïque produite. Source : Cythelia

La Figure 149 présente le câblage des capteurs PV. Le câblage sépare deux champs distincts correspondants à la partie droite et la partie gauche du capteur PV. Chaque champ produit une puissance photovoltaïque mesurée grâce à un ampèremètre et à un voltmètre.

Un pyranomètre placé dans le plan des modules mesure l'ensoleillement effectif reçu.

III.2. L'échangeur air eau

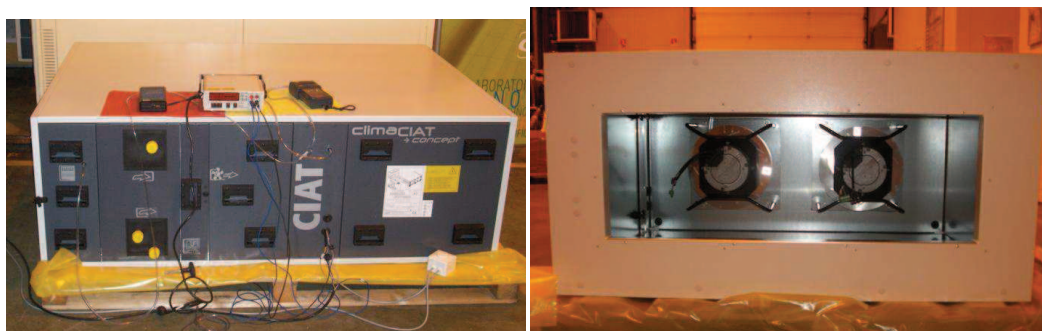


Figure 150. Vues d'ensemble de l'échangeur en essai et des groupes motoventilateurs

Une étude sur banc d'essai des performances de l'échangeur a permis de déterminer la relation entre la puissance consommée et le débit d'air délivré¹⁰. Afin d'assurer des débits d'air élevés, deux ventilateurs économes à vitesse variable sont utilisés.

Tableau 24 Résultats de tests effectués sur le prototype de l'échangeur. Source : CIAT

Signal de commande (V)	Pression sur ouïe d'un ventilateur (Pa)	Débit d'un ventilateur (m ³ /hr)	Débit total CTA (m ³ /hr)	Vitesse de rotation moyenne des 2 ventilateurs (tr/min)	P électrique absorbée des 2 ventilateurs (W)	DeltaP Batterie Mesurée (Pa)	DeltaP Batterie Simulée (Pa)
0	0	0	0	0	6	0	0
1	2.6	100	200	247	13	2.6	0.7
2	27	323	646	582	20.5	9	5.7
3	87	580	1160	974	47	20.8	15.7
4	185	845	1691	1412	105	38.5	30.3
5	322	1115	2231	1808	200	59.5	49.2
6	481	1363	2727	2206	336	83.5	69.7
7	640	1573	3145	2527	495	106	89.4
8	800	1758	3516	2820	690	129	109
9	955	1921	3842	3060	885	149	127
10	1000	1966	3931	3100	930	152	132

La puissance thermique nominale de l'échangeur est de 5.07 kW. Les valeurs nominales de température, d'humidité et de débits sont récapitulées dans le Tableau 25.

Tableau 25 Valeurs nominales de la température, du débit et de l'humidité pour les deux fluides traversant l'échangeur.

	Air	30% de Mono-éthylène-glycol
Température à l'entrée (°C)	35	19.8
Humidité à l'entrée (%)	50	-
Température en sortie (°C)	29.9	29.2

¹⁰ L'étude est réalisée par le fabricant de l'échangeur air/eau

Humidité en sortie (%)	66.6	-
Débit (kg/s)	0.9	0.14

III.2.1. Instrumentation de l'échangeur

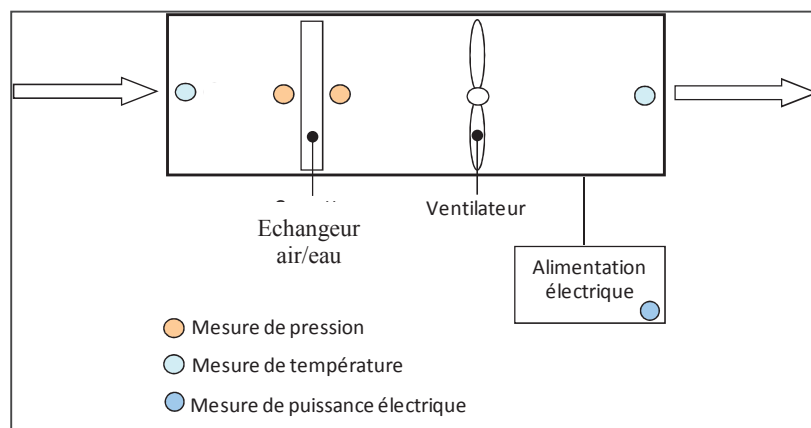


Figure 151. Instrumentation de l'échangeur air/eau

L'échangeur situé dans les combles de la maison permet d'alimenter la pompe à chaleur à eau. Il capte l'énergie de la veine d'air via une batterie hydraulique. L'instrumentation permet de déterminer l'énergie thermique extraite du capteur PV-T en se basant sur le débit d'air traversant la lame d'air et la température d'air en sortie du capteur PV-T. Par ailleurs, la mesure de la température d'eau en entrée et en sortie de l'échangeur et de la température d'air en sortie de l'échangeur permet de déterminer le rendement de l'échangeur et la puissance thermique échangée avec la PAC.

La Figure 151 détaille les prises de mesure dans l'échangeur. Une prise de puissance électrique permet de déterminer la consommation du ventilateur et de déduire le débit d'air du système.

Par ailleurs, une mesure de pression entrée/sortie de la cassette hydraulique permet de détecter le gel de cette cassette. Cette mesure est importante pour le pilotage (contrôle commande) du système.

III.3. La pompe à chaleur eau/eau

La pompe à chaleur installée est la même pompe à chaleur que celle testée sur le banc d'essai. Les caractéristiques de cette dernière sont présentées en détail dans le paragraphe II.1.

III.3.1. Instrumentation de la PAC

L'ensemble des mesures est réparti par réseaux hydrauliques. Les différents points de mesures doivent permettre de réaliser des bilans sur chaque boucle d'eau afin de mesurer et comprendre les performances du système. Pour la boucle primaire de la PAC, une mesure de la température entrée / sortie de l'échangeur et débit (par ultrasons) est réalisée.

Pour la boucle secondaire pompe à chaleur, une mesure des températures entrée / sortie du condenseur avec une mesure de débit (ultrason) sont réalisées. Par conséquent, il est possible de déterminer la quantité d'énergie envoyée soit au réseau de chauffage soit au ballon d'ECS. Pour cette raison, cette métrologie est placée avant la vanne trois voies du ballon produisant l'eau chaude sanitaire.

Enfin, la puissance électrique du compresseur et la consommation électrique de la PAC sont également mesurées. Cette consommation inclut la consommation des deux circulateurs de la machine.

III.4. Les Ballons de stockage et d'ECS

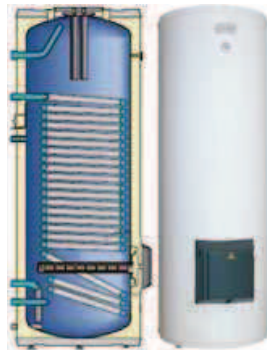


Figure 152. Ballon ECS SANI 300L

Un ballon de 300 L est utilisé pour assurer les besoins d'ECS (Figure 152). Il est isolé par 5 cm de polyuréthane. Ce ballon est choisi car il est possible de le coupler directement avec une pompe à chaleur. Le ballon de stockage a une capacité de 1 m³. C'est un ballon non stratifié avec une isolation de 10 cm en polyuréthane.

III.4.1. Instrumentation des ballons de stockage et d'ECS

L'instrumentation permet une mesure de la consommation et de la puissance de la résistance électrique afin de connaître la part production PAC/résistance électrique dans la production d'ECS. Une mesure de température d'eau froide et d'eau chaude, ainsi que de débit sont également effectuées afin de connaître les consommations d'ECS.

Une mesure de température en sortie de stockage permet de donner des indications sur la réponse du ballon de stockage, ce qui peut donner des indications sur les possibilités d'amélioration des algorithmes de contrôle commande du système. Une mesure de température et de débit après la bouteille de découplage mesure l'énergie envoyée aux ventilo-convecteurs. Enfin, le circulateur situé après cette bouteille est équipé d'une mesure de puissance toujours dans le souci de prendre en compte les auxiliaires dans le calcul du COP global. Pour rappel, dans la consommation électrique utilisée pour calculer le COP, la consommation du ventilateur, la consommation des deux circulateurs de la PAC, la consommation du compresseur et des cartes électroniques et la consommation de l'appoint dans le ballon d'ECS sont pris en compte.

Le schéma suivant (Figure 153) récapitule l'ensemble des points de mesure de cette partie. L'appoint électrique pour le chauffage sera réalisé directement par les ventilos convecteurs dans les pièces.

III.5. Vue d'ensemble de l'instrumentation du système

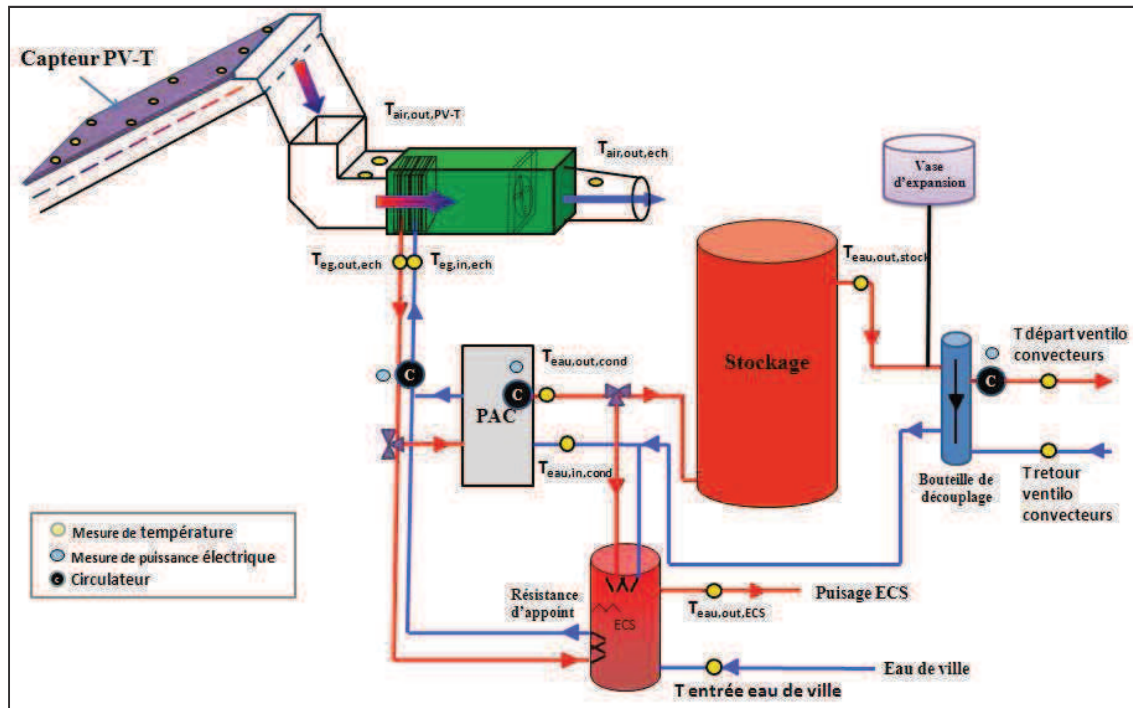


Figure 153. Schéma du système et instrumentation

Le schéma de la Figure 153 détaille l'instrumentation du système. Cette instrumentation sert à calculer les performances du système et aide aussi dans sa régulation. La régulation actuelle est simple (fonctionnement pendant une plage horaire pour le chauffage et fonctionnement pendant une autre plage horaire pour l'ECS). Le système s'arrête dès que la température dans le ballon de stockage a atteint une température de consigne (égale à 45 °C). Dans un premier temps, le débit d'air injecté dans la lame d'air est constant et égal à 1600 m³/h.

IV. Analyse des résultats expérimentaux et comparaison avec les modèles

Dans cette partie, les résultats expérimentaux sont exploités afin de procéder à une première validation des modèles des différents composants (les modèles sont exposés en détail dans le deuxième chapitre). Cette étape est importante car elle intervient avant de réaliser la validation du modèle global. Par ailleurs, en analysant les écarts, cette étude permet de trouver des pistes d'amélioration des modèles utilisés.

IV.1. Capteur PV-T

La validation expérimentale du modèle de capteur PV-T s'intéresse à la fois à la modélisation thermique et à la modélisation électrique de ce dernier. Une comparaison entre modèle et expérience du comportement thermique du capteur est menée. Elle permet d'étudier les différences obtenues sur la puissance thermique produite par le capteur. Par ailleurs, une comparaison de la puissance électrique produite est effectuée afin de valider le modèle de production photovoltaïque utilisé. Enfin, une étude expérimentale menée sur les gains électriques réalisés, grâce à la ventilation forcée, permet d'évaluer l'efficacité du rafraîchissement et d'étudier son impact sur la production électrique du capteur.

Les valeurs expérimentales sont recueillies avec un pas de temps d'une minute. Les mesures sont relevées entre novembre 2011 et mars 2012. Les résultats de mesure de la puissance photovoltaïque produite ne concernent que la partie gauche du capteur (nommé champ 2 dans la Figure 149). En effet, des problèmes de mesure n'ont pas permis de recueillir les valeurs des puissances produites par la partie droite du capteur (nommé champ 1 dans la Figure 149).

IV.1.1. Analyse des résultats de mesure

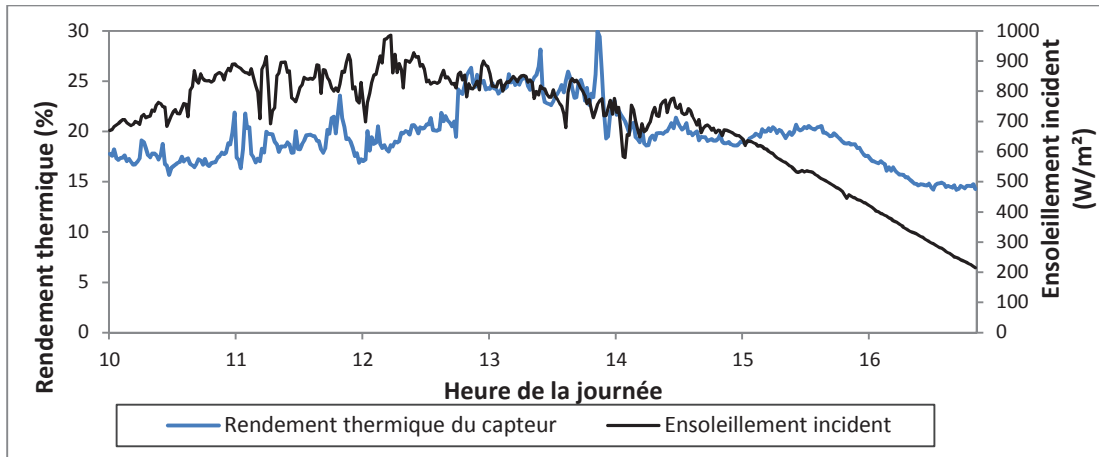


Figure 154. Performances du capteur pour le 27 février

Le graphe de la Figure 154 trace l'évolution du rendement thermique du capteur pour une journée ensoleillée du mois de février. Le rendement thermique moyen est de 20%. On peut constater que ce rendement est stable sur la journée. Le pic de production thermique est obtenu au milieu de la journée avec un rendement qui atteint 25 %.

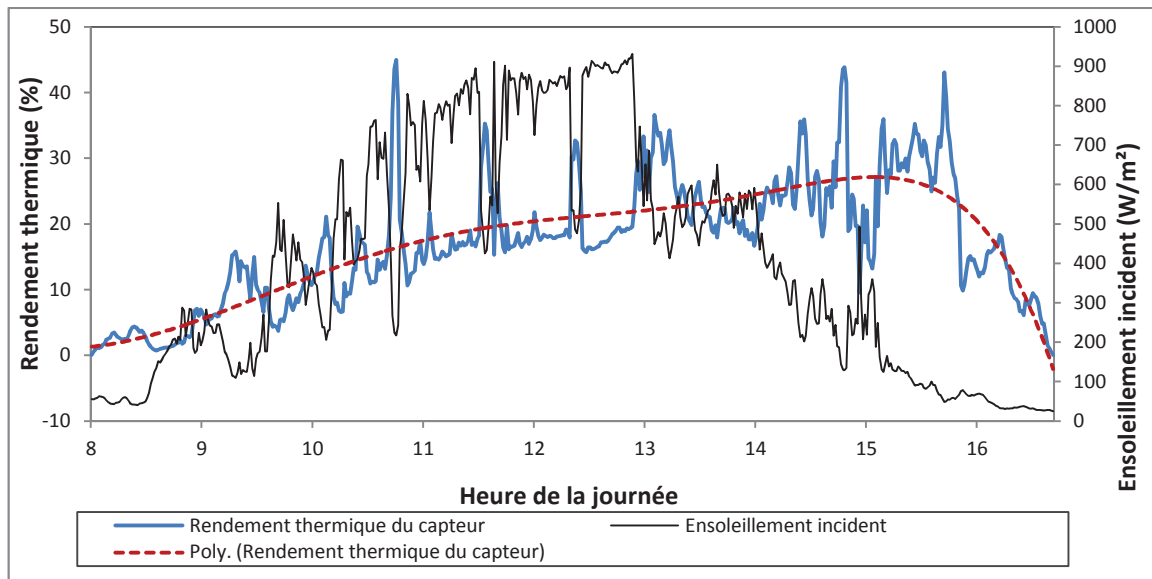


Figure 155. Rendement thermique du capteur PV-T et ensoleillement incident pour la journée du 13 février

La Figure 155 trace l'évolution du rendement thermique et de l'insolation incidente pour une journée avec passages nuageux du mois de février. Par ailleurs la moyenne horaire du rendement thermique est tracée (courbe en pointillé). Pour rappel, le rendement thermique est défini comme suit :

$$\eta_{th} = \frac{\dot{m}_{air} \cdot C_{p,air} \cdot \Delta T_{air,PV-T}}{I \cdot S_{PV}} \quad (150)$$

$\dot{m}_{air}$ présente le débit d'air traversant le capteur PV-T (kg/s), $C_{p,air}$ définit la capacité thermique massique de l'air (J/kg/K), $\Delta T_{air,PV-T}$ indique l'élévation de température de l'air (K), I donne l'insolation incidente (W/m²) et S_{PV} définit la surface du capteur PV-T (m²). On note que le rendement thermique est beaucoup moins stable que le cas précédent. Les mesures sont effectuées à la minute, ce qui explique les fluctuations importantes du rendement à cause du décalage qui peut exister

entre l'ensoleillement incident et l'énergie thermique produite. En effet, l'énergie thermique produite reste stable grâce à l'inertie du capteur ($\Delta T_{\text{air,PV-T}}$ varie peu) alors que l'ensoleillement incident fluctue énormément (I varie beaucoup).

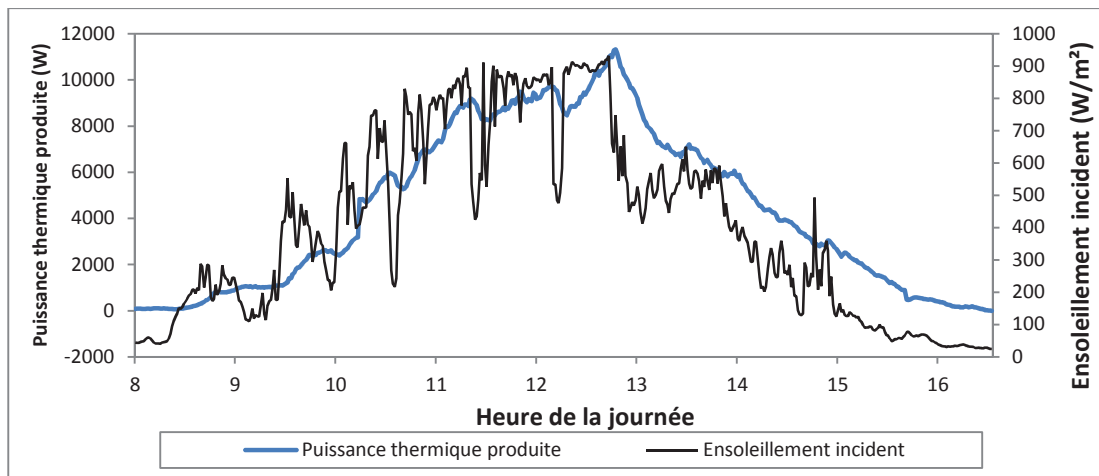


Figure 156. Evolution de la puissance thermique produite par le capteur PV-T et de l'ensoleillement incident pour la journée du 13 février

Le graphe de la Figure 156 trace l'évolution de la puissance thermique produite par le capteur PV-T pour la même journée que précédemment. Les valeurs de l'ensoleillement incident sont aussi tracées. On note que la puissance thermique produite sur la journée atteint des pics de 10 kW l'après midi. Sa moyenne entre 10h du matin et 15h de l'après midi est de 5.9 kW. Ce résultat démontre l'intérêt de ce système et le potentiel thermique dont il dispose. Il montre aussi que, même avec des fluctuations importantes de l'ensoleillement, la puissance fournie par le capteur PV-T reste relativement stable. Par ailleurs, il montre l'importance de bien choisir la plage de fonctionnement de la PAC afin de récupérer le maximum de calories : il est important de concevoir une régulation efficace qui autorise le fonctionnement du système pendant les périodes coïncidant avec une production maximale de l'énergie thermique par le capteur PV-T.

Afin de mieux étudier l'efficacité du système, il est possible d'étudier la variation de la température d'air en sortie de l'échangeur.

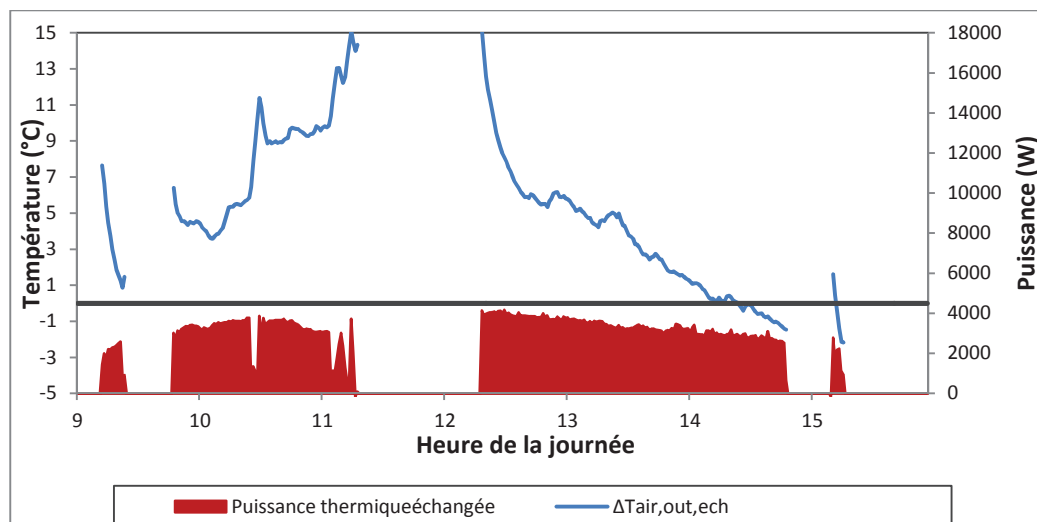


Figure 157. Evolution de la différence de température entre l'air en sortie de l'échangeur et l'air extérieur ($\Delta T_{\text{air,out,ech}}$) et de la puissance échangée dans l'échangeur air / eau pour la journée du 13 février

Le graphe de la Figure 157 trace l'évolution de l'écart de température entre la température en sortie de l'échangeur et la température extérieure pendant le fonctionnement de la PAC ($\Delta T_{\text{air,out,ech}}$) et de la puissance thermique échangée dans l'échangeur air / eau. On peut noter que l'écart de

température est positif pendant la majorité du temps. En effet, il ne descend en dessous de 0 °C qu'en fin de journée. La moyenne constatée sur la journée est de 5 °C. Ce constat montre qu'il reste possible d'améliorer encore les performances du système en valorisant l'énergie thermique contenue dans l'air en sortie de l'échangeur (couplage avec une ventilation double flux par exemple).

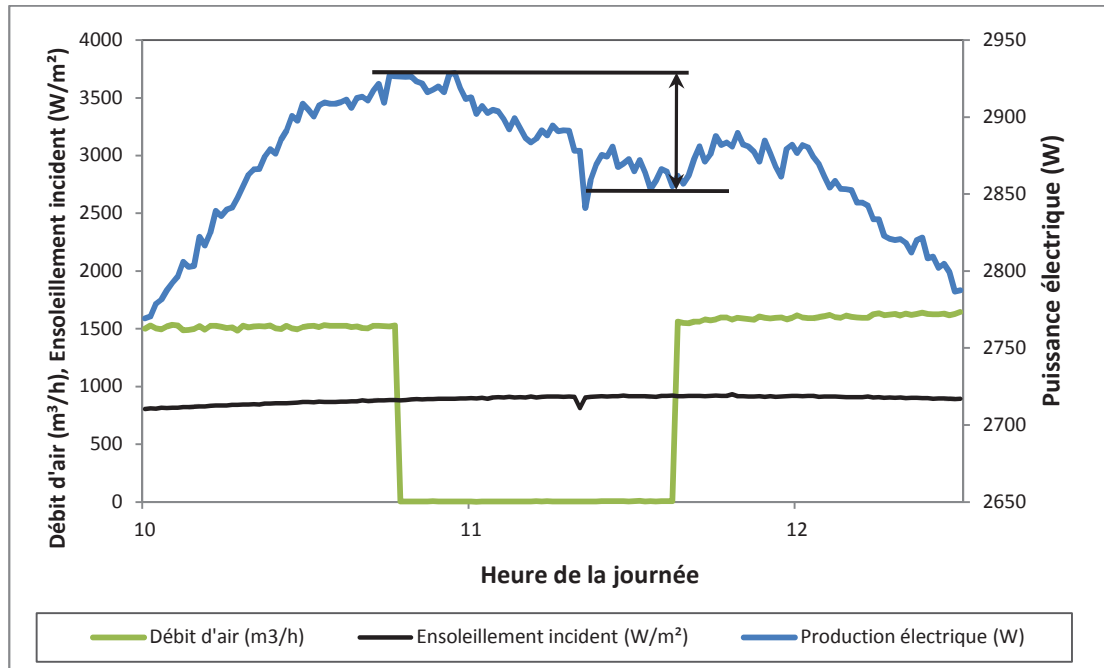


Figure 158. Impact de la ventilation forcée sur la production électrique du système.

Afin d'évaluer l'impact de l'utilisation de la ventilation forcée sur l'efficacité de la production photovoltaïque, le ventilateur est arrêté pendant une heure à midi. Le test est réalisé pendant une journée ensoleillée du mois de mars (1^{er} mars 2012). Les résultats sont présentés pour la partie gauche du capteur PV (champ 2 dans la Figure 149). Le graphe de la Figure 158 trace l'évolution de la production photovoltaïque sur la journée considérée. Par ailleurs, l'évolution du débit d'air et de l'ensoleillement incident sont tracés. Avant l'arrêt du ventilateur, le débit injecté est de l'ordre de 1600 m³/h. La valeur de l'ensoleillement à midi est de l'ordre de 900 W/m². La puissance photovoltaïque passe de 2930 W à 2850 W pendant l'heure qui suit l'arrêt du ventilateur. Pourtant cette puissance devait normalement augmenter en suivant l'augmentation de l'ensoleillement incident. Une dégradation des performances du capteur est constatée.

Afin d'estimer cette dégradation, l'écart entre les résultats obtenus avec le modèle pour une ventilation de 1600 m³/h et ceux obtenus en l'absence de ventilation sont comparés. La puissance atteint une valeur de 2950 W à midi avec une valeur d'ensoleillement de 950 W/m². La dégradation dû à l'absence de ventilation est alors égale à 100 W (3,5 %).

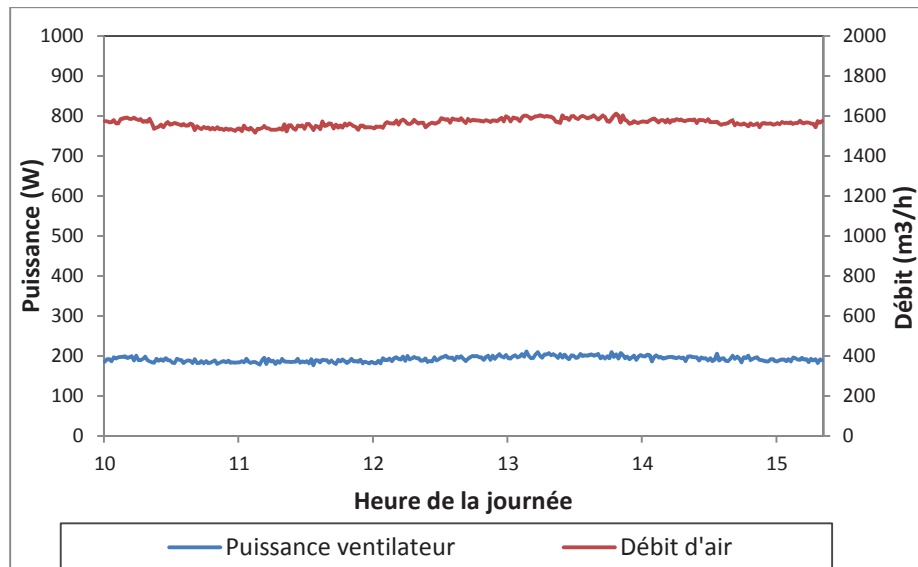


Figure 159. Evolution de la puissance consommée par le ventilateur et du débit d'air

En incluant le deuxième champ de capteur, la puissance économisée grâce à la ventilation forcée atteint 200 W. Sachant que la consommation du ventilateur utilisé ne dépasse pas les 200 W, pour un débit de 1600 m³/h (Figure 159), on peut conclure que dans certaines conditions (ensoleillement suffisant), le gain réalisé sur la production photovoltaïque compense la consommation du ventilateur supplémentaire installé.

IV.1.2. Comparaison entre le modèle et les données de mesure

Afin d'évaluer le comportement thermique du capteur, une estimation de la température d'air en sortie de la lame d'air est nécessaire. Avec les instruments de mesure utilisés, les incertitudes sur les mesures de températures sont de l'ordre de 0.5 °C.

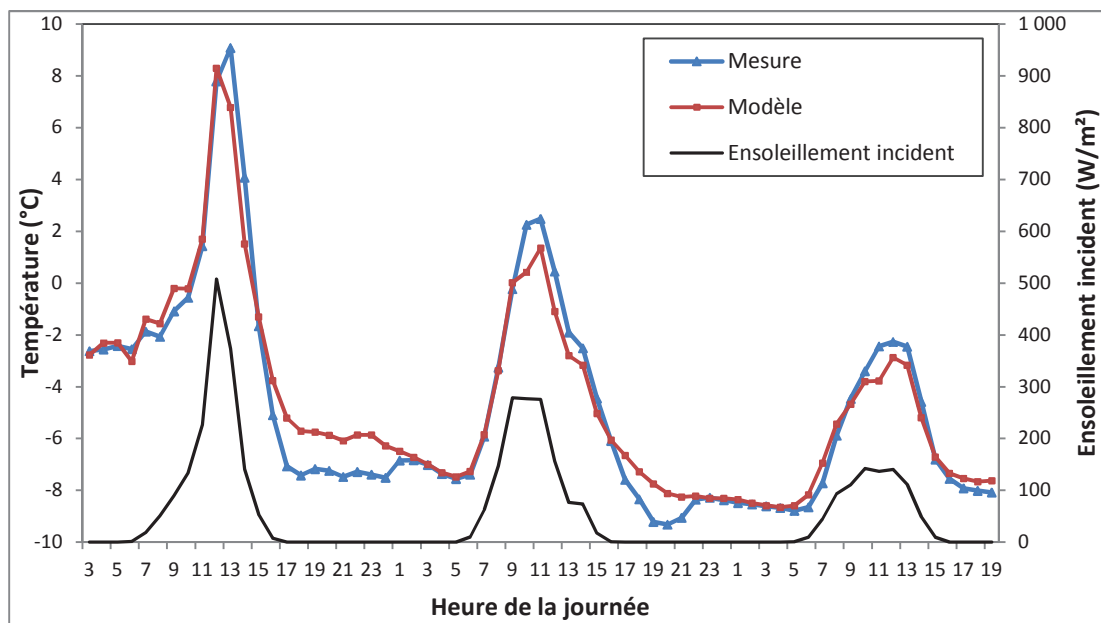


Figure 160. Evolution de la température en sortie du capteur pour le 7 novembre 2011

Le graphe de la Figure 160 compare les résultats expérimentaux et théoriques de l'évolution de la température en sortie de la lame d'air pour trois journées successives du mois de novembre avec des profils d'ensoleillements variables. Le débit d'air appliqué est égal à 18.5 m³/h/m² de capteur. On constate que la moyenne de l'écart absolu, en journée, entre les mesures et la simulation, est de 0.76 °C. L'écart type est de 1. Cette comparaison montre que le modèle représente avec peu d'incertitudes

le fonctionnement du capteur pendant la journée. Toutefois, des écarts importants sont obtenus pendant la nuit. Ces écarts peuvent provenir de la non prise en compte, dans la modélisation, de l'effet du rayonnement (entre le capteur et la voûte céleste) sur la température des cellules. En effet, pendant les nuits peu nuageuses, le rayonnement permet de rafraîchir les cellules PV. Ceci peut expliquer la surestimation par le modèle de la température des cellules PV la nuit. Dans notre cas, le couplage entre la PAC et le capteur ne se fait qu'en journée. Ainsi, cet écart n'a pas d'impact sur les résultats obtenus. Concernant l'écart de température obtenu entre le modèle et les mesures pendant la journée, plusieurs raisons peuvent être évoquées. En effet, l'incertitude sur certaines données d'entrées telles que la température extérieure ($\pm 0.5\text{ }^{\circ}\text{C}$), le débit d'air (5%) et l'ensoleillement incident peuvent expliquer une partie des écarts. Par ailleurs, l'effet du vent qui n'est pas pris en compte dans la modélisation est un autre facteur qui peut expliquer une partie de l'écart. Par ailleurs, il reste difficile de reproduire exactement la géométrie du capteur (surtout en présence d'une partie semi-transparente) et de la lame d'air. Enfin, le modèle suppose une température moyenne des cellules photovoltaïques, et ne prend pas en compte le gradient de température qui s'établit en fonction de la hauteur du capteur.

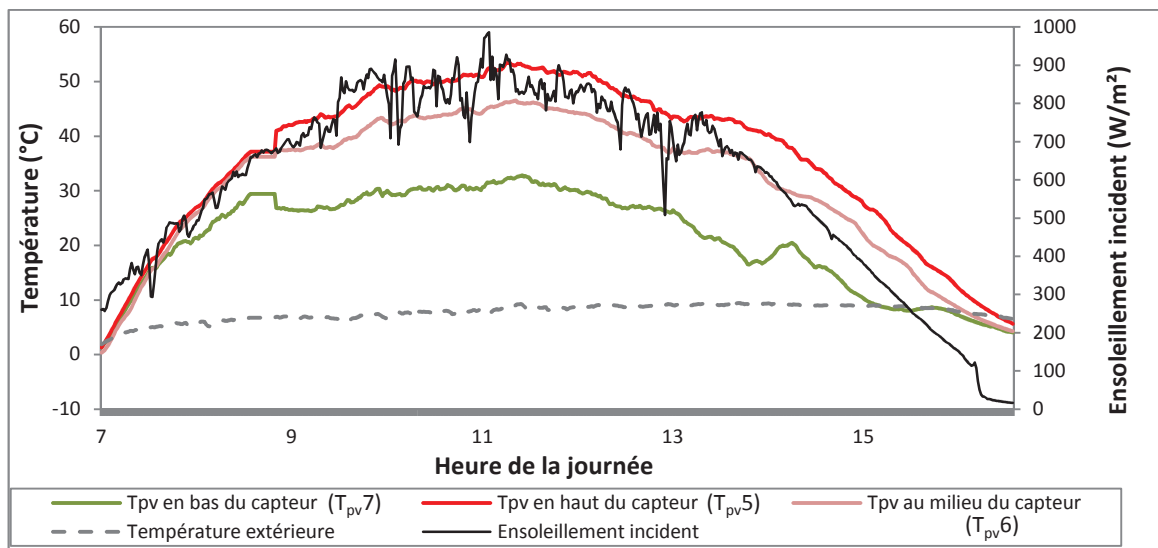


Figure 161. Profils de température pour le 27 février

La Figure 161 illustre la présence de ce gradient de température en comparant la température des cellules PV sur trois niveaux de capteur. On constate que l'écart de température entre le bas et le haut du capteur peut atteindre $20\text{ }^{\circ}\text{C}$ pendant le pic de production photovoltaïque. Cet écart s'explique par le réchauffement progressif de l'air tout au long de la lame d'air et par la présence d'une zone avec peu de circulation d'air en haut du capteur (due au positionnement du caisson d'extraction à 70 cm de l'extrémité haute du capteur).

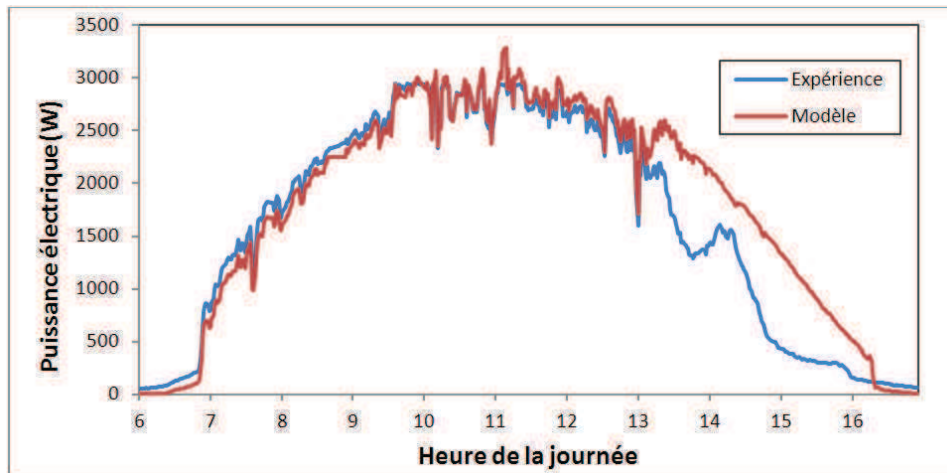


Figure 162. Puissance électrique produite : puissance mesurée et puissance calculée par le modèle pour la journée du 27 février

Les deux courbes de la Figure 162 tracent l'évolution de la production électrique expérimentale et théorique du capteur photovoltaïque pendant une journée ensoleillée du mois de février. On peut constater que sur la première partie de la journée, l'estimation de la production électrique par la simulation se rapproche de la production électrique réelle. L'écart maximal pendant cette première partie de la journée ne dépasse pas 10 % avec une moyenne de 4%. On note que la production électrique est légèrement sous estimée en début de journée. Pour la deuxième partie de cette journée, des écarts importants sont constatés entre la production réelle et la production expérimentale. Cet écart s'explique par la présence de masques qui ombrent une partie du capteur en fin d'après-midi (cf. Figure 142). La puissance photovoltaïque réelle est alors moins élevée que la puissance électrique photovoltaïque estimée sans ombrage.

En conclusion, les résultats du modèle restent corrects dans leur estimation de la puissance électrique produite par le capteur en l'absence d'interaction avec les masques pendant les journées d'hiver. Par ailleurs, les mesures pendant l'été, en l'absence de masques, pourront compléter cette première analyse.

IV.2. Echangeur air/eau

L'échangeur est un composant important du système. Il relie le capteur PV-T à la PAC (cf. Figure 153). Les résultats expérimentaux permettent de déterminer les performances réelles de l'échangeur et de comparer les résultats obtenus avec ceux du modèle. Afin de retrouver la puissance échangée, les calculs se sont intéressés à la partie eau glycolé. En effet, il est difficile de retrouver la puissance échangée sur l'air en l'absence de données expérimentales sur l'humidité relative de l'air à l'entrée et en sortie de l'échangeur (dans ce cas, le calcul de la chaleur latente de l'air n'est pas aisé). Le modèle utilise un coefficient d'échange global constant. Les résultats de mesure permettent d'une part d'étudier la pertinence de cette hypothèse et d'autre part de calibrer ce paramètre. Par ailleurs, les résultats de mesure permettent d'étudier le pincement constaté et de déduire les performances exergetiques de ce composant.

IV.2.1 Analyse des résultats de mesure

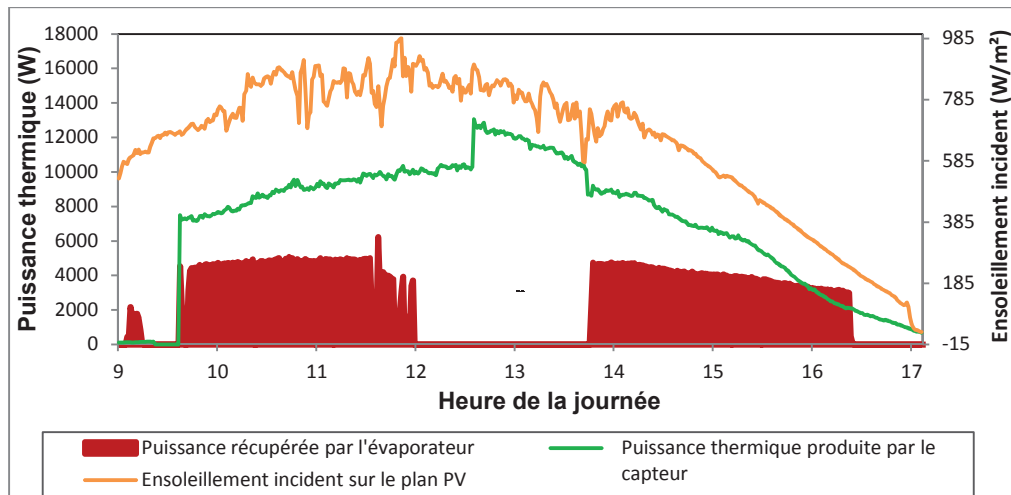


Figure 163. Evolution de l'ensoleillement incident, de la puissance thermique produite par le capteur PV-T et de la puissance récupérée par l'évaporateur de la PAC pour la journée du 27 février

Les courbes de la Figure 163 tracent l'évolution de la puissance thermique récupérée par l'échangeur (égale à la puissance récupérée par l'évaporateur de la PAC), la puissance thermique produite par le capteur PV-T et l'ensoleillement incident pour une journée ensoleillée du mois de février. On constate que pendant la majeure partie de la journée, la puissance récupérée par l'échangeur est inférieure à la puissance fournie par le capteur PV-T. Le reste est rejeté à l'extérieur. De ce fait, il paraît que pendant les journées ensoleillées, l'énergie thermique produite par le capteur PV-T suffit pour alimenter le système.

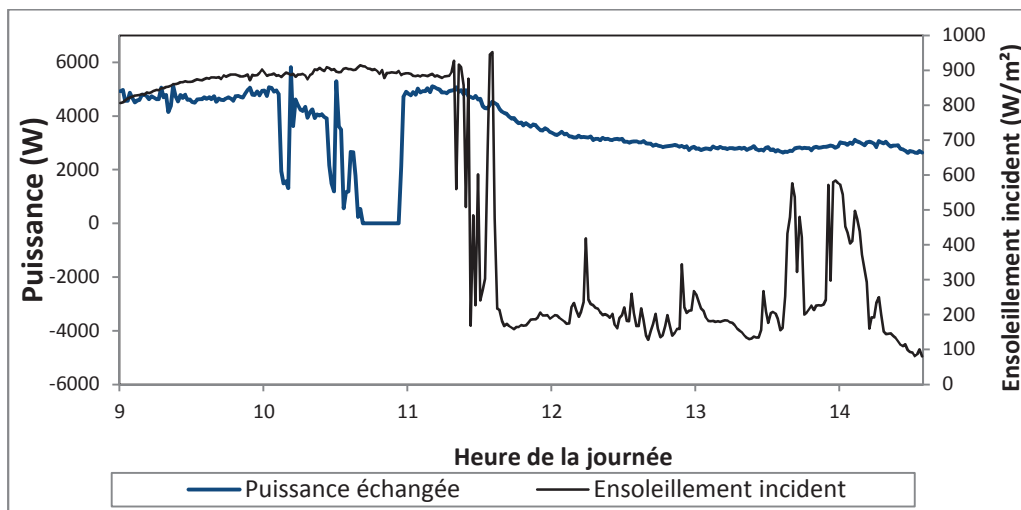


Figure 164. Puissance échangées dans l'échangeur air/eau et ensoleillement incident (journée du 14 février)

Afin d'évaluer l'impact de l'ensoleillement incident sur la puissance échangée dans l'échangeur, on s'est intéressé au comportement de celui-ci pendant une journée nuageuse du mois de février (fluctuation importante de l'ensoleillement). La Figure 164 trace l'évolution de la puissance échangée en fonction de l'heure de la journée pour la journée du 14 février. On note qu'en début de journée, les valeurs de l'ensoleillement incident sont importantes. Dans ce cas, la puissance échangée atteint 5 kW. Pendant la deuxième partie de la journée (à partir de 12h), l'ensoleillement incident baisse suite à une fluctuation des conditions météo, il fluctue alors entre 200 et 500 W/m². Cette baisse a impacté les puissances échangées qui sont descendues jusqu'à 3 kW. En effet, avec la baisse de l'ensoleillement, la température d'air en sortie du capteur PV-T baisse. L'efficacité de l'échangeur est impactée par cette baisse et diminue. Par conséquent, la puissance échangée au niveau de l'échangeur air/eau diminue. Cette puissance est égale à la puissance récupérée par l'évaporateur de la PAC.

IV.2.2. Comparaison avec le modèle

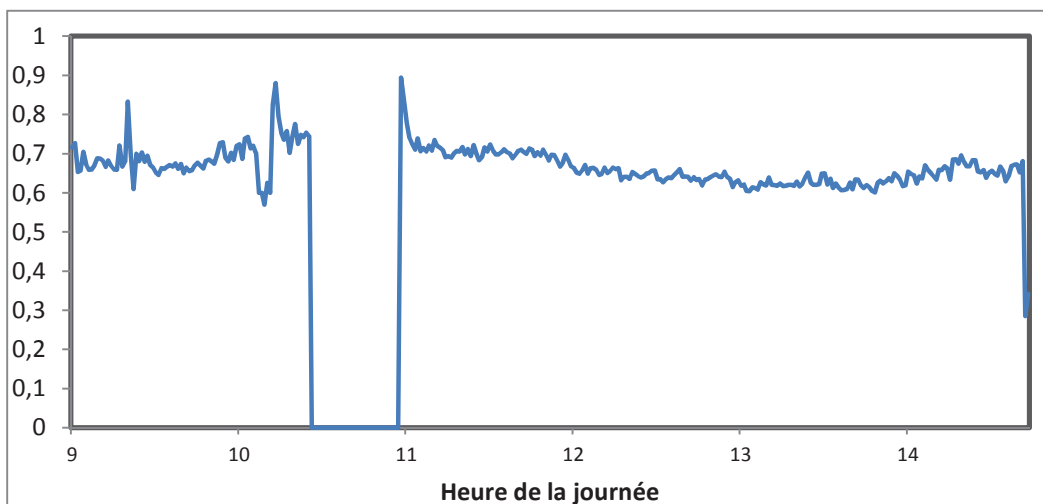


Figure 165. Rendement thermique de l'échangeur (journée du 14 février 2012)

La Figure 165 trace l'évolution du rendement thermique de l'échangeur pendant la même journée du mois de février. On peut noter que le rendement moyen est de l'ordre de 65%. Le ballon d'ECS est chauffé entre 10h et 11h. Pendant cette période, des fluctuations importantes du rendement sont constatées. Ces fluctuations sont dues à la présence de régimes transitoires. En effet, pendant cette phase, la PAC fonctionne en marche arrêt (présence de 3 cycles). Les données sont traitées pour ne garder que les modes de fonctionnement stables. Ainsi, seul le premier cycle pendant la charge du ballon d'ECS est retenu. Les deux autres cycles ne sont présentés à cause des fluctuations très importantes des données de mesure (entre 10h30 et 11h).

Le coefficient d'échange est calibré en fonction de l'efficacité expérimentale de l'échangeur. La valeur obtenue est de 640 W/K.

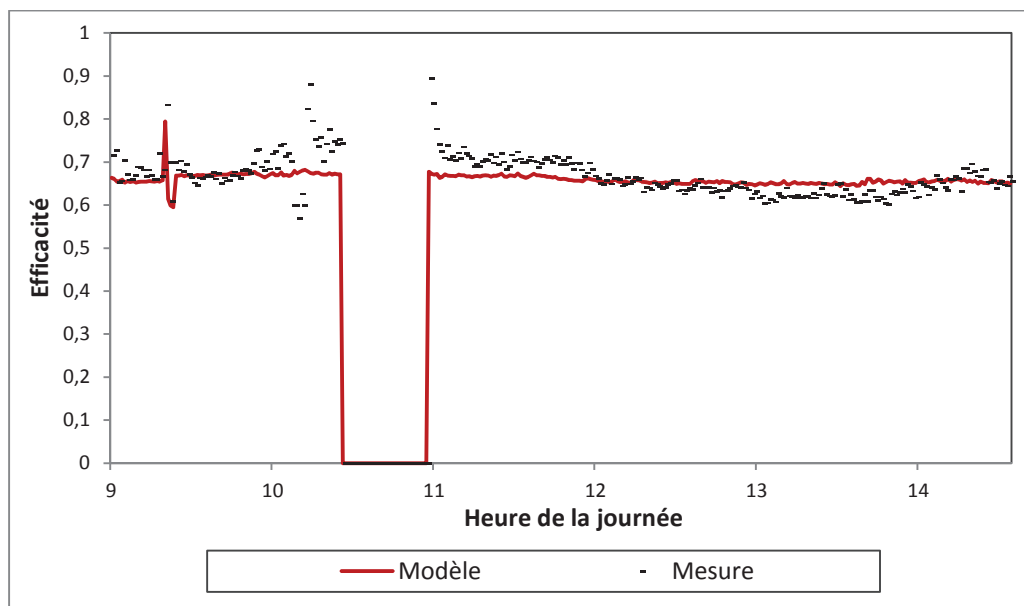


Figure 166. Comparaison entre l'efficacité thermique mesurée et simulée pour l'échangeur (journée du 14 février 2012)

La Figure 166 compare les résultats de mesure avec les résultats de modélisation (qui utilise une valeur constante du coefficient d'échange). La moyenne de l'écart absolu est de 4.2%. On note que en dehors des phases transitoires, les résultats de modélisation restent proches des résultats de mesure.

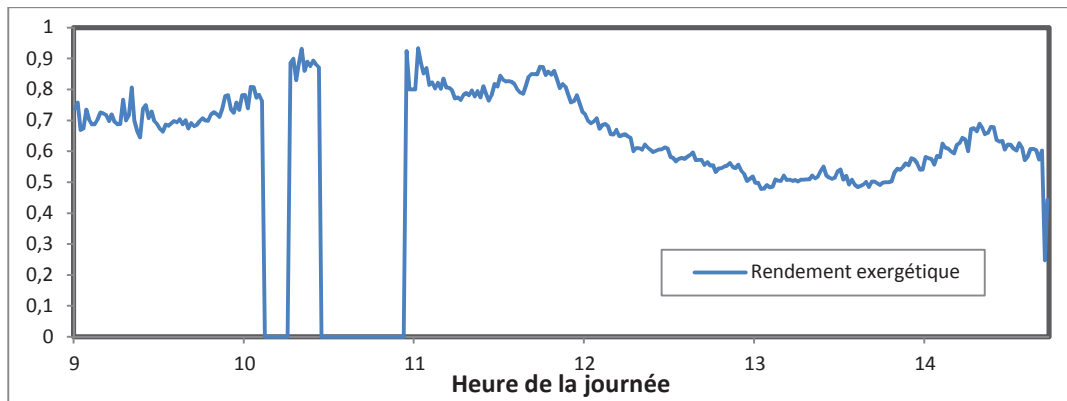


Figure 167. Rendement exergetique de l'échangeur air/eau (14 février 2012)

Enfin, afin d'évaluer la qualité de l'échange thermique, la Figure 167 trace l'évolution du rendement exergetique de l'échangeur. La température de référence choisie est de 0 °C. On note qu'à partir de midi, ce rendement baisse. Ceci peut s'expliquer par la baisse des températures d'air à l'entrée de l'échangeur à cause de la diminution de l'ensoleillement incident. Cette baisse de température induit une baisse de l'efficacité de l'échangeur. L'exergie détruite augmente et la qualité de l'échange diminue. Sur toute la journée, le rendement moyen obtenu est de 65%. Ce rendement n'inclut pas la consommation du ventilateur. En effet, ce dernier n'est pas inclus car il permet d'un autre côté de générer des gains exergetiques grâce à l'amélioration du rafraîchissement du capteur et donc à l'amélioration de la production photovoltaïque.

IV.3. Pompe à chaleur

La PAC est un composant central dans le système conçu. La consommation de ses composants représente une part importante de la consommation globale du système. Il est ainsi important de procéder à une validation en dynamique du modèle utilisé. Cette approche permet d'étudier la fiabilité du modèle et sert pour la suite dans l'estimation des performances saisonnières de l'installation. Les données d'entrée du modèle sont les températures et les débits d'eau à l'entrée de l'évaporateur et du condenseur et le régime de fonctionnement de la PAC (toujours à pleine charge dans ce cas de figure). Les données de sortie permettent d'estimer la puissance calorifique délivrée par la PAC, la puissance électrique consommée par le compresseur et les auxiliaires et les températures d'eau en sortie du condenseur et de l'évaporateur. Le pas de temps de simulation utilisé est d'une minute. Il correspond au pas de temps d'acquisition des données expérimentales. Un modèle simplifié avec une consommation constante des circulateurs d'eau est utilisé (140 W). Les deux circulateurs sont performants avec une consommation de 70 W pour chacun.

IV.3.1. Analyse des résultats de mesure

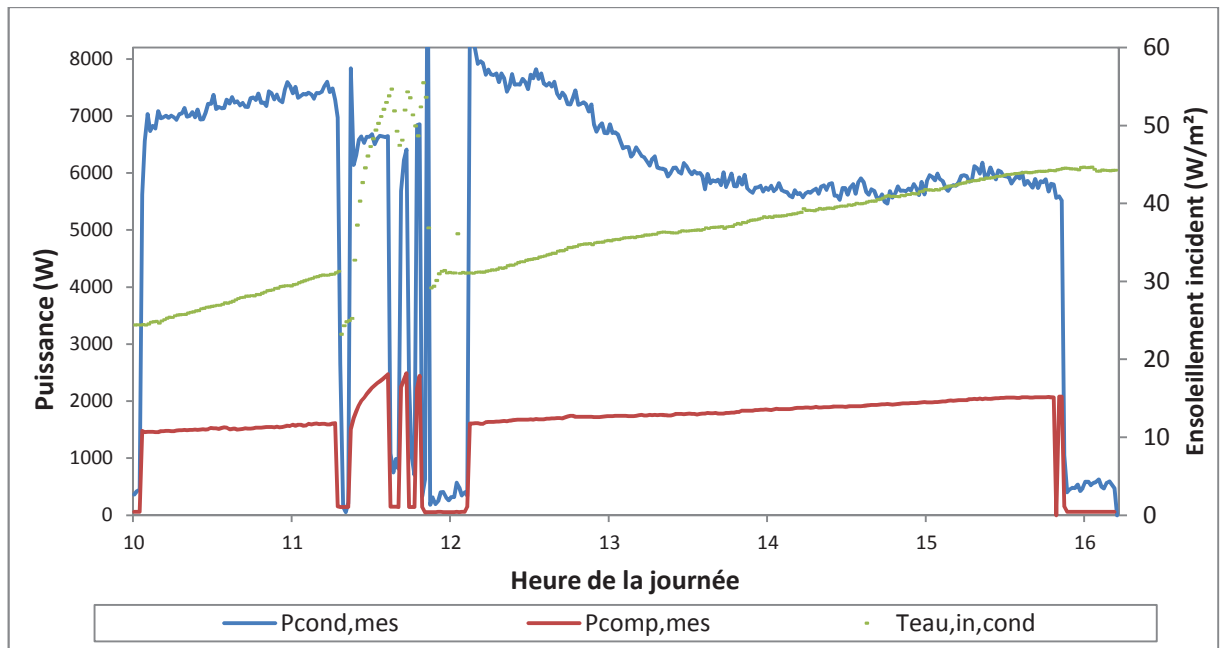


Figure 168. Evolution de la puissance calorifique et de la puissance absorbée par le compresseur et de l'ensoleillement incident pendant la journée du 13 février

Comme l'illustre la Figure 168, les résultats expérimentaux permettent de déterminer la puissance calorifique produite par la PAC et la puissance électrique consommée par le compresseur et les auxiliaires pendant toute la journée. On note que la puissance calorifique fournie par la PAC et la puissance électrique absorbée par le compresseur dépendent de la température à l'entrée du condenseur. La puissance calorifique baisse avec l'augmentation de cette dernière tandis que la puissance absorbée par le compresseur augmente avec l'augmentation de celle-ci. La puissance fournie par le compresseur connaît une évolution stable quand la PAC est couplée avec le ballon de stockage. Cependant, cette puissance connaît une augmentation rapide si la PAC est couplée avec le ballon d'ECS (entre 11h30 et midi). Ceci est dû à une différence de température d'eau plus élevée à l'entrée du condenseur (quand il s'agit d'un ballon d'ECS).

La puissance du condenseur et la puissance de l'évaporateur sont calculées en se basant sur les valeurs des températures et de débits mesurés. La puissance consommée par le compresseur et la puissance consommée par les auxiliaires sont calculées en se basant sur les valeurs de tension et d'intensité disponibles pour chaque élément. Une analyse d'incertitude est menée (Annexe III) afin de déterminer la plage d'incertitude pour chaque puissance calculée. Les résultats obtenus montrent que l'incertitude sur la puissance calorifique est de l'ordre de 7%. L'incertitude obtenue sur la puissance consommée par le compresseur est de l'ordre de 10%.

IV.3.2. Comparaison avec le modèle

Le modèle est comparé aux résultats expérimentaux d'une journée moyennement ensoleillée du mois de février. La PAC fonctionne pour charger le ballon de stockage pendant l'après-midi.

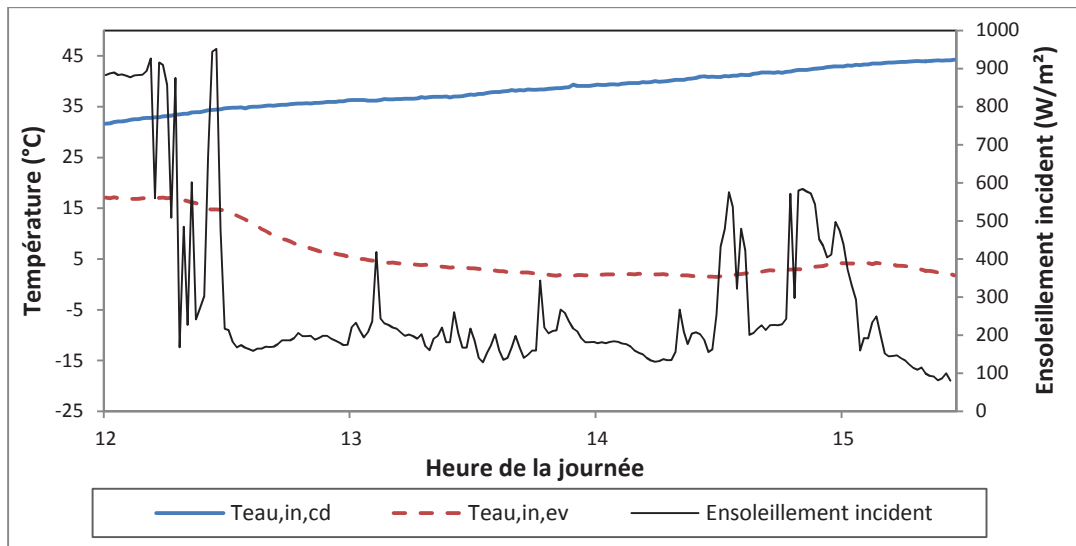


Figure 169. Evolution des températures à l'entrée de l'évaporateur et du condenseur et de l'ensoleillement incident pour la journée du 14 février

Le graphe de la Figure 169 trace l'évolution des températures d'eau à l'entrée de l'évaporateur et du condenseur, ainsi que l'ensoleillement incident, de 11h à 16h (plage pendant laquelle la PAC fonctionne) sont tracées. On constate que la variation de la température à l'entrée de l'évaporateur dépend étroitement des valeurs de l'ensoleillement incident. Ainsi, avec la baisse, en début d'après midi, de l'ensoleillement incident la température à l'entrée de l'évaporateur a baissé d'une dizaine de degrés (elle passe de 17 °C à 5 °C).

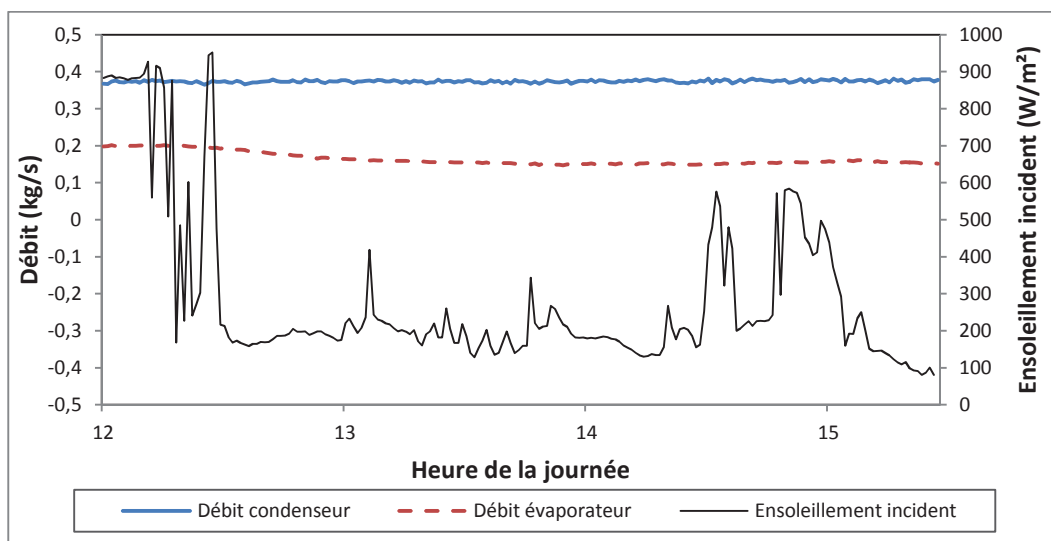


Figure 170. Evolution des débits d'eau à l'entrée de l'évaporateur et du condenseur et de l'ensoleillement incident pour la journée du 14 février

Les courbes de la Figure 170 tracent l'évolution des débits d'eau à l'entrée de l'évaporateur et du condenseur. On note que les deux débits sont relativement stables sur toute la plage de fonctionnement de la PAC (malgré la fluctuation de la température à l'entrée de l'évaporateur).

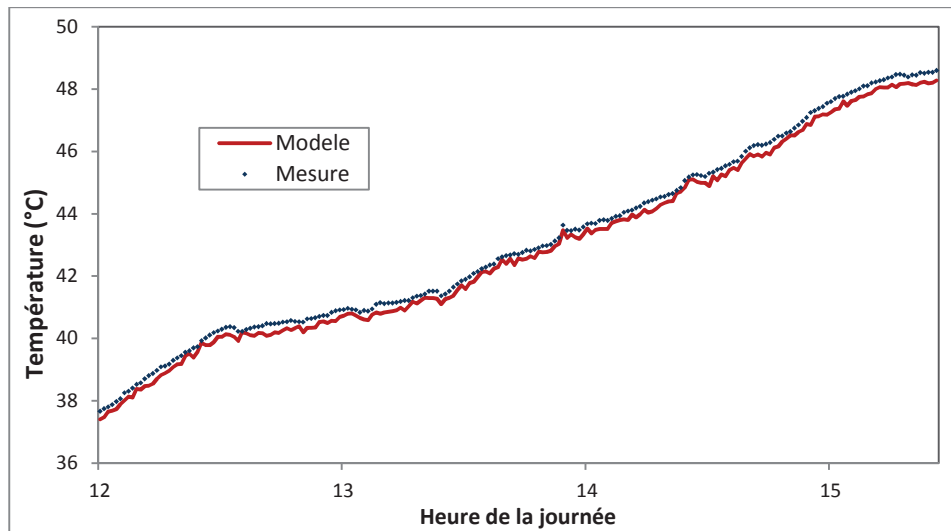


Figure 171. Courbes expérimentale et théorique de la température d'eau en sortie du condenseur pour la journée du 14 février

Les courbes de la Figure 171 permettent de comparer le profil expérimental et le profil théorique de la température d'eau en sortie du condenseur (pendant un cycle de chargement du ballon de stockage). Les résultats montrent une bonne corrélation entre les deux courbes avec un écart maximum qui ne dépasse pas 1% et un écart moyen de 0.6%. Cette comparaison montre que le modèle utilisé permet de représenter l'évolution de la température en sortie du condenseur et donc de la puissance calorifique délivrée par la PAC. La bonne adéquation entre les résultats de mesure et le modèle proviennent aussi de la bonne caractérisation du fonctionnement de la PAC grâce au banc expérimental présenté dans la première partie de ce chapitre.

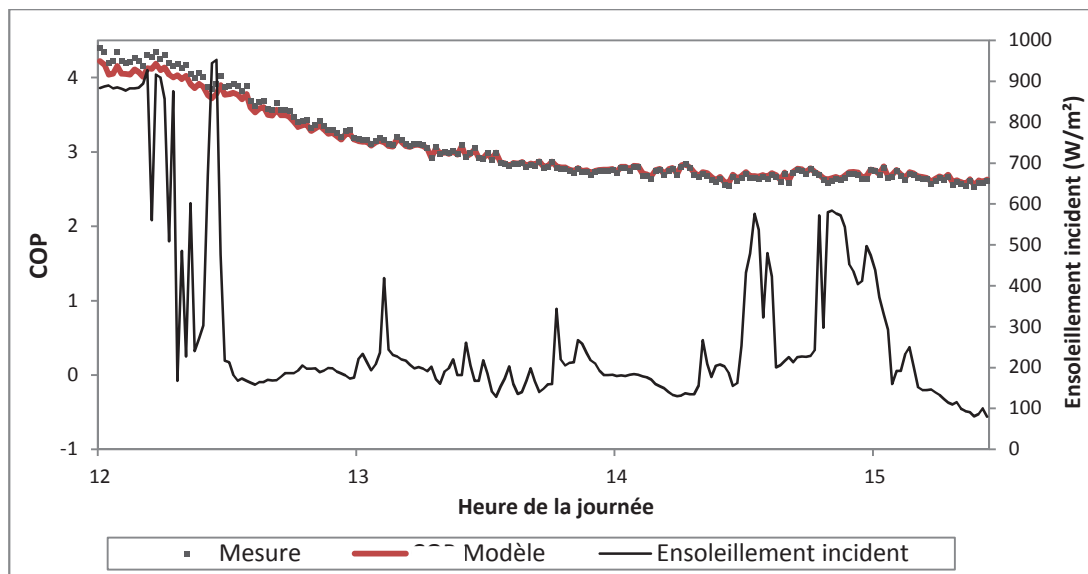


Figure 172. Courbes expérimentales et théoriques du COP de la pompe à chaleur pour la journée du 14 février

Les courbes de la Figure 172 tracent l'évolution du COP expérimental et du COP théorique de la pompe à chaleur pendant la même phase de chargement du ballon de stockage que précédemment. Les résultats obtenus montrent qu'un écart existe au démarrage de la PAC. Cet écart diminue pendant la montée en régime de la PAC. Il devient faible au bout d'une vingtaine de minutes de fonctionnement de la machine et jusqu'à son arrêt. Le maximum d'écart constaté est de 4% avec une moyenne égale à 1.3% et un écart type égal à 0.005. L'écart en début de fonctionnement peut s'expliquer par la non prise en compte dans le modèle des phénomènes transitoires présents lors du démarrage de la pompe à chaleur (stabilisation du débit du fluide frigorigène, inertie des échangeurs, montée en température du fluide frigorigène, réchauffement des composants de la PAC ...). Toutefois, l'écart reste relativement faible et son impact est réduit surtout pour un mode de fonctionnement incluant peu de cycles

marche/arrêt. Une caractérisation des phénomènes présents lors des phases de démarrage pourrait apporter une amélioration à la précision du modèle et permettrait de mieux représenter la réalité surtout pour des modes de fonctionnement peu stables de la PAC et impliquant plusieurs cycles marche/arrêt.

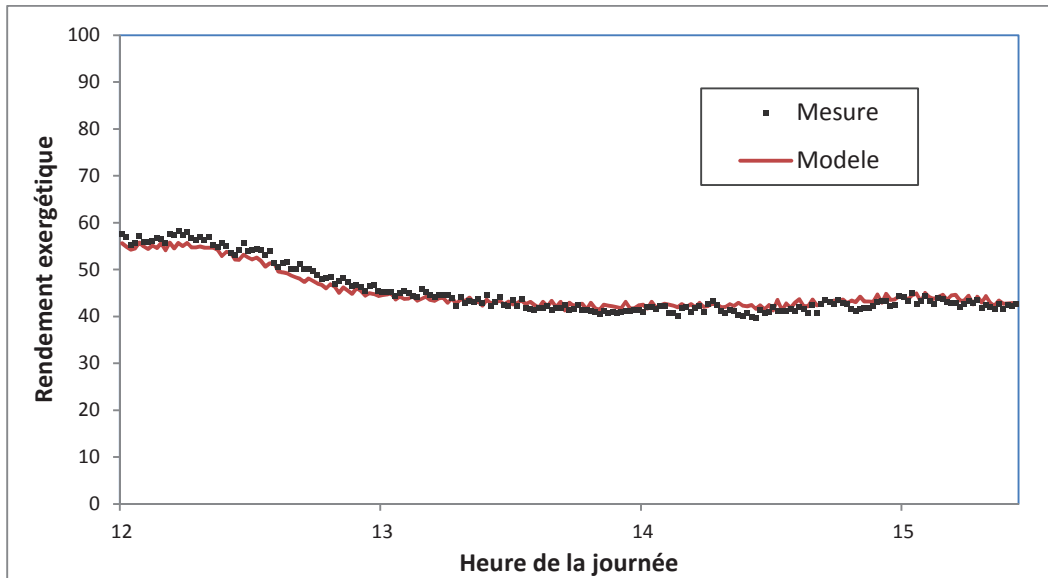


Figure 173. Comparaison entre le rendement exergetique PAC mesuré et simulé pour la journée du 14 février

Le rendement exergetique moyen obtenu pendant cette phase de fonctionnement est de 45 %. Le graphe de la Figure 173 compare le rendement exergetique simulé au rendement exergetique issu des mesures. On note une bonne corrélation avec une moyenne d'écart absolu égale à 2.5%. On note que le rendement exergetique baisse pendant le chargement du ballon. En effet, le rendement diminue avec l'augmentation de la température d'eau en sortie du condenseur et l'augmentation de la puissance électrique consommée par la PAC.

V. Validation expérimentale du modèle global

Dans cette partie, une première comparaison entre les résultats de mesure et les résultats de simulation du système global sont présentés. Le modèle est comparé aux résultats de mesure d'une journée ensoleillée du mois de mars (2 mars 2012). La comparaison a porté sur la phase de chauffage du ballon de stockage le matin. Les besoins de chauffage sont nuls pendant le chargement du ballon. Les données de mesure utilisées comme entrées du modèle sont la température extérieure, l'ensoleillement incident et la température initiale dans le ballon de stockage. Le modèle suppose des débits d'eau constants dans le condenseur et l'évaporateur. Le pas de temps de simulation choisi est de 6 minutes. Il est proche du pas d'acquisition des données expérimentales et permet de s'approcher au mieux de la dynamique du système. La comparaison porte sur l'évolution de la température d'eau dans le ballon de stockage et sur les performances de la PAC.

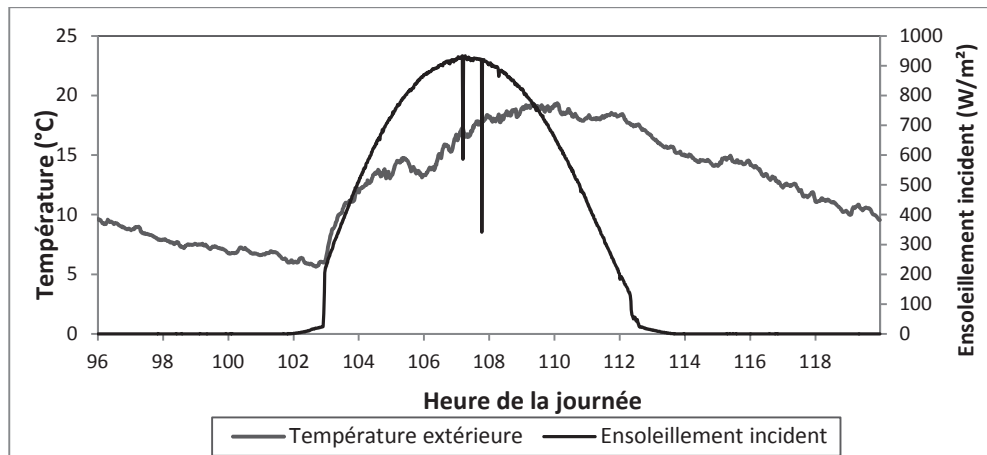


Figure 174 Evolution de l'ensoleillement incident et de la température extérieure pour la journée du 2 mars.

La Figure 174 présente l'évolution de la température extérieure et de l'ensoleillement incident pendant la journée considérée. On peut noter que c'est une journée ensoleillée avec un ensoleillement qui atteint, à midi, les 950 (W/m^2) et avec des températures extérieures atteignant les 20 °C.

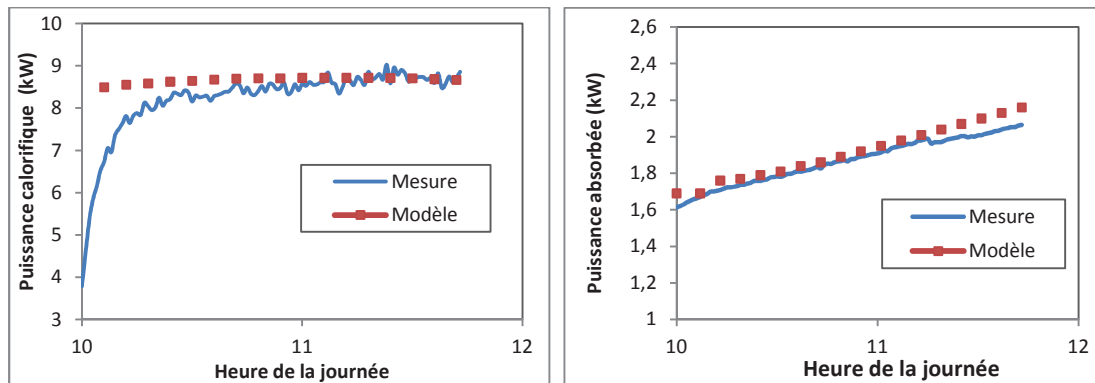


Figure 175 Comparaison entre les mesures et les résultats du modèle de la puissance calorifique et de la puissance absorbée pour la journée du 2 mars

Les courbes de la Figure 175 comparent l'évolution de la puissance calorifique et de la puissance absorbée par le compresseur pendant le chargement du ballon de stockage. Pour la puissance calorifique délivrée, en dehors du premier point, l'écart constaté ne dépasse pas 21%, l'écart moyen est de 10% et l'écart type de 1.2. On note que les résultats du modèle surestiment la puissance calorifique délivrée par la PAC au début de la simulation. En effet, la modélisation ne prend pas en compte la montée en régime de l'appareil (qui dure dans ce cas une vingtaine de minutes). Toutefois, les simulations se rapprochent des mesures pendant la deuxième période de fonctionnement de la PAC.

Pour la puissance absorbée par le compresseur, l'écart maximal constaté est de 7%, l'écart moyen est de 3% avec un écart type de 0.06. On constate que l'estimation de cette puissance reste relativement correcte même pendant la phase de démarrage de la PAC

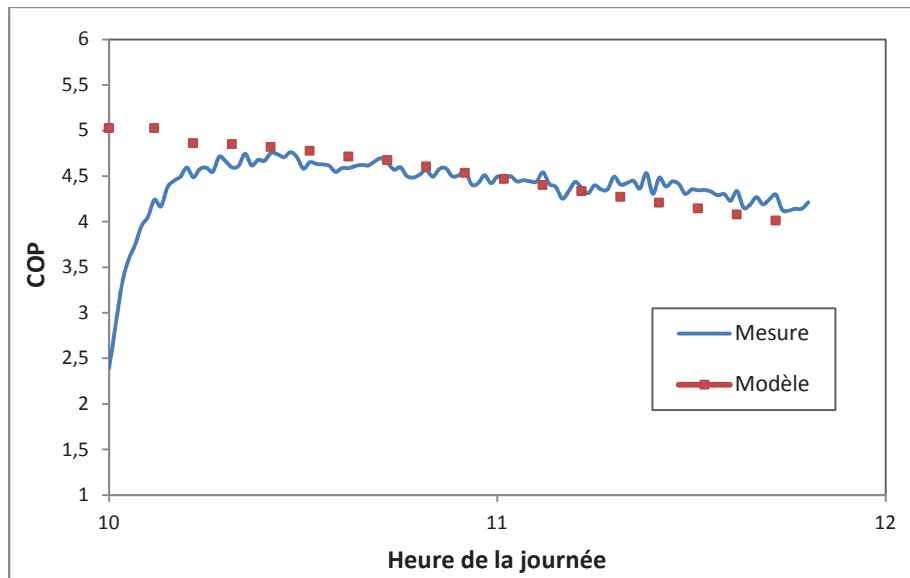


Figure 176 Comparaison entre le COP mesuré et le COP issu des simulations pour la journée du 2 mars.

Les courbes de la Figure 176 comparent l'évolution du COP de la PAC entre les mesures et les résultats issus de la simulation. Le maximum d'écart constaté est de 21%. Cet écart intervient pendant la phase de démarrage de la PAC. Il provient d'une surestimation de la puissance calorifique délivrée par la PAC. La moyenne d'écart reste cependant faible et ne dépasse pas 10% avec un écart type de 0.5. On peut dire qu'en dehors de la phase de démarrage de la machine, la modélisation permet une représentation satisfaisante du comportement de la PAC pendant la charge du ballon de stockage.

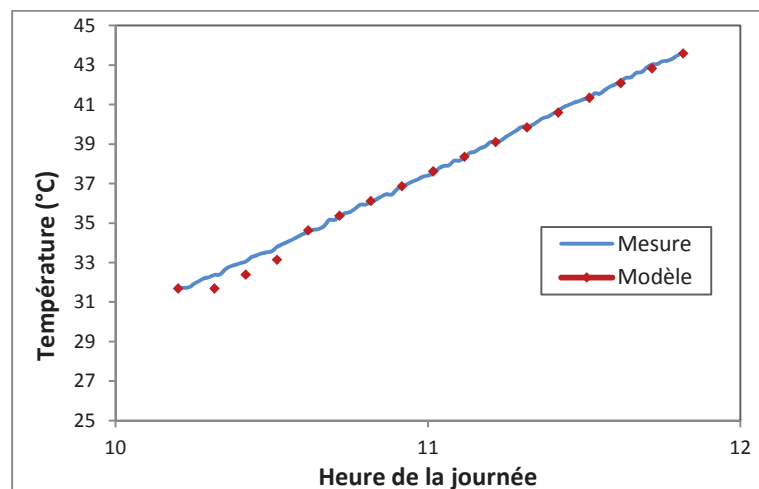


Figure 177 Comparaison de la température moyenne dans le ballon de stockage entre les mesures et les simulations pour la journée du 2 mars.

La dernière comparaison porte sur l'évolution de la température dans le ballon de stockage. Les courbes de la Figure 177 comparent la température moyenne du ballon de stockage issu des mesures et celle issue de la modélisation. Dans la modélisation, le ballon possède deux strates. La température du modèle est la moyenne de température de ces deux strates. Dans les mesures, la température du ballon, correspond à la température en haut du ballon. La moyenne d'écart constatée entre les mesures et le modèle est de 0.16 °C, avec un écart maximal de 0.65 °C et un écart type égal à 0.08. On peut constater qu'en dehors de la phase de démarrage du système, la corrélation entre les résultats de mesure et les résultats expérimentaux est bonne. Avant le démarrage de la PAC, une stratification naturelle existe dans le ballon de stockage. De ce fait, au démarrage de la PAC, la température mesurée en sortie du ballon de stockage est plus élevée que la température moyenne dans ce dernier. Ceci peut expliquer l'écart constaté, en début de simulation, entre les résultats de modélisation (qui

calculent une température moyenne dans le ballon) et les résultats de mesure. Après cette phase de démarrage, l'eau dans le ballon est mélangée suite à la circulation forcée, la température en sortie du ballon s'approche alors de la température moyenne, ce qui explique la bonne corrélation pendant le reste du fonctionnement de la PAC entre la température du ballon mesurée et celle simulée.

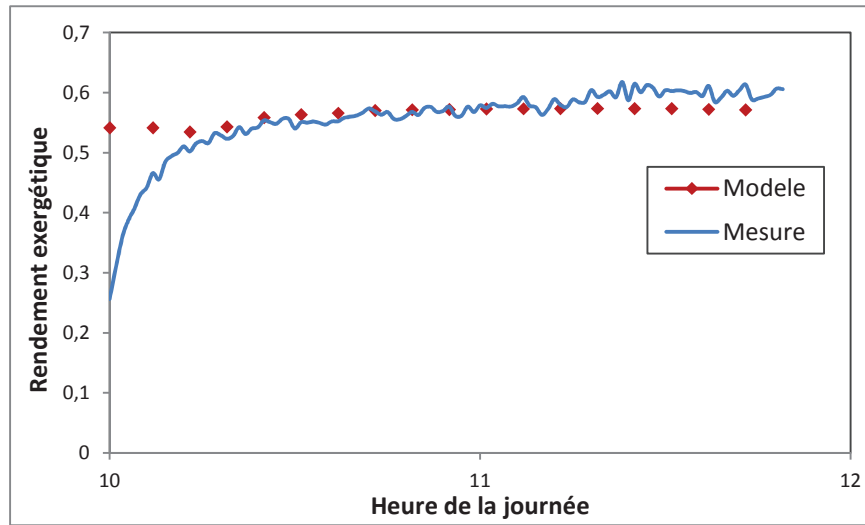


Figure 178 Comparaison entre le rendement exergétique mesuré et le rendement exergétique simulé pour la journée du 2 mars

Le graphe de la Figure 178 trace l'évolution du rendement exergétique de l'installation pendant la phase de chargement du ballon de stockage. Pour rappel, l'expression du rendement exergétique de l'installation est la suivante :

$$\eta_{ex} = \frac{Ex_{des,sys}}{Ex_{cons,sys}} \quad (151)$$

Avec :

$$Ex_{des,sys} = Ex_{th,Bch} + Ex_{th,ECS} \quad (152)$$

$$Ex_{cons,sys} = Ex_{elec,PAC} + Ex_{elec,auxiliaires} + Ex_{appt,ballons} \quad (153)$$

Le rendement exergétique moyen obtenu est de 56%. La moyenne de l'écart entre le rendement mesuré et le rendement simulé est de 6%, et l'écart type est de 0.07. Comme pour le COP de la PAC, on note une surestimation du rendement exergétique au démarrage du système à cause de la non prise en compte du régime transitoire. Toutefois, cet écart se réduit après cette phase.

Cette première étude comparative montre que la modélisation permet de caractériser le fonctionnement du système avec des erreurs qui restent relativement faible. Toutefois, on note qu'il reste difficile de représenter le fonctionnement du système pendant la phase de démarrage. Par ailleurs, cette première comparaison intervient pendant le fonctionnement d'un système sans besoins de chauffage.

VI. Comparaison avec les performances d'un système de référence

Afin d'évaluer le potentiel du système et les gains réalisés grâce au couplage entre la PAC et le capteur PV-T, deux comparaisons sont menées. Le système installé dans le bâtiment PMZ représente le **cas 1**.

La première comparaison est menée entre ce système et un système équivalent avec une seule différence au niveau du couplage entre l'échangeur air/eau et le capteur PV-T qui est supprimé (**cas 2**). Dans ce cas de figure, l'échangeur air / eau est alimentée directement par l'air extérieur. Le but de cette comparaison est d'étudier les gains réalisés grâce au couplage thermo-aéraulique entre le capteur et la PAC. Pour les deux systèmes testés, la PAC est autorisée à fonctionner à partir de 10h du matin jusqu'à 17h de l'après-midi. Elle s'arrête quand la consigne de température dans le ballon de stockage est atteinte. Pour simplifier, seuls les besoins de chauffage sont simulés.

Dans la deuxième comparaison, le système est comparé avec une PAC air / eau de technologie On/Off (**ce cas est noté 'ref'**). La PAC air / eau fonctionne avec une puissance nominale de 5.3 kW et un COP nominal égal à 4.12. L'air extérieur alimente la source froide de la PAC. La source chaude est reliée à un système d'émission à eau (le même système d'émission que celui du cas 1). La PAC air/eau est autorisée à fonctionner à tout moment de la journée (dès la présence de besoins de chauffage). Dans les deux systèmes, les mêmes besoins de chauffages avec les mêmes températures d'eau à l'entrée du système d'émission sont simulés. Le but de cette comparaison est d'évaluer l'intérêt de la mise en place du système conçu par rapport à un système classique.

La comparaison a porté sur les performances de la pompe à chaleur mais aussi sur les performances du capteur PV. Le cas de référence correspond dans cette situation à un capteur PV avec une lame d'air ventilée naturellement.

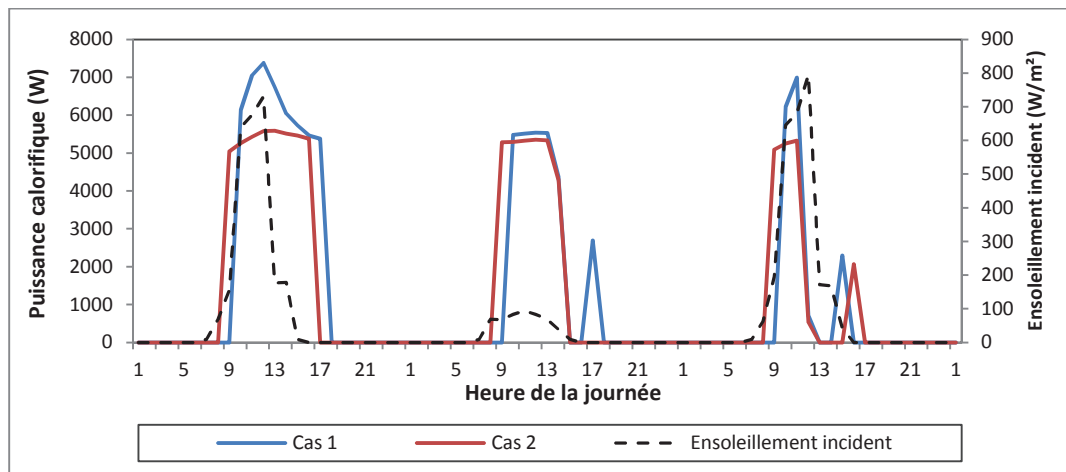


Figure 179 Puissance calorifique fournie par la PAC dans le cas 1, puissance calorifique fournie par la PAC dans le cas 2 et ensoleillement incident pour trois journées du mois de janvier.

Le graphique de la Figure 179 trace l'évolution de la puissance calorifique fournie par la PAC dans le cas 1 (avec couplage entre le capteur PV-T et avec stockage) et dans le cas 2 (sans couplage entre le capteur PV-T et avec stockage). On peut noter que la puissance calorifique délivrée pendant la plage de fonctionnement de la PAC est plus élevée dans le cas 1 que dans le cas 2. En effet, la température de la source froide est plus élevée dans le cas 1 que dans le cas 2 grâce au préchauffage de l'air par le capteur PV-T. On note, que l'importance de l'écart de puissance calorifique délivrée entre les deux cas dépend de l'ensoleillement incident. Plus l'ensoleillement incident est grand, plus l'écart entre les deux puissances calorifiques est important.

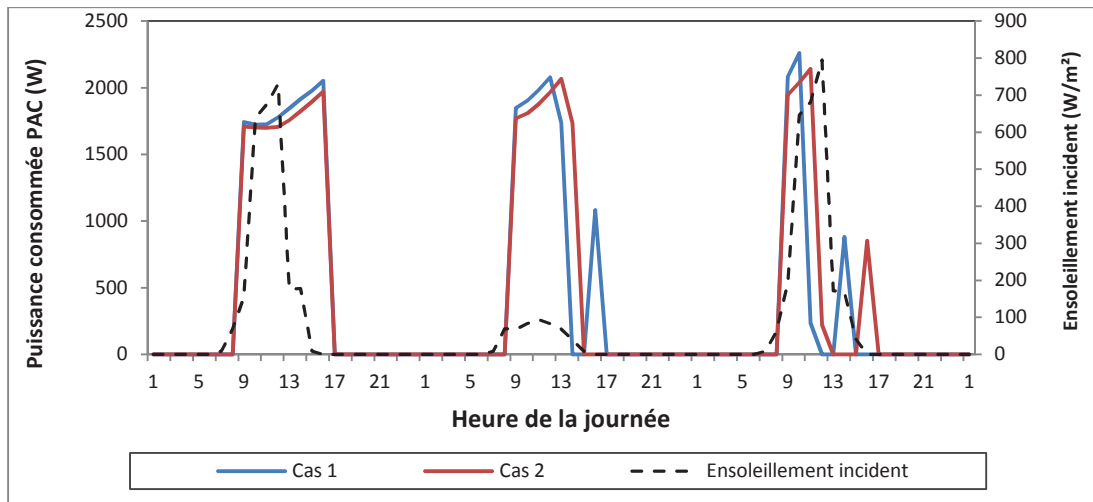


Figure 180 Puissance électrique consommée par la PAC dans le cas 1, puissance électrique consommée par la PAC dans le cas 2 et ensoleillement incident pour trois journées du mois de janvier.

Le graphique de la Figure 180 compare l'évolution de la puissance électrique consommée par la PAC entre le cas 1 et le cas 2. L'ensoleillement incident est aussi tracé. On note que la puissance électrique absorbée par la PAC dans le cas 1 est légèrement supérieure à celle absorbée dans le cas 2. Ceci peut s'expliquer par un fonctionnement avec des températures d'eau légèrement plus élevées à l'entrée du condenseur (à cause d'une puissance plus élevée injectée dans le ballon de stockage).

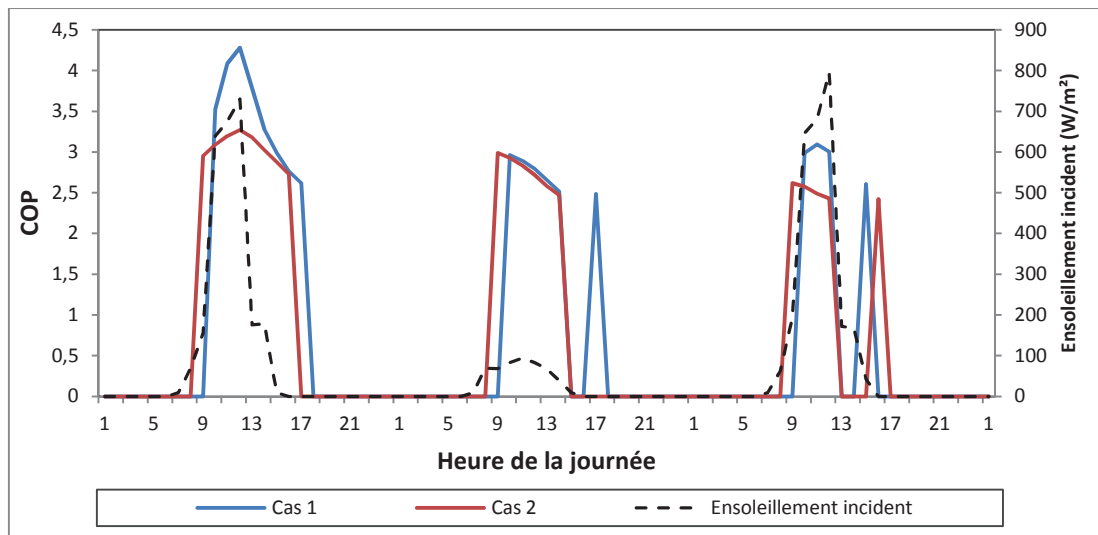


Figure 181 COP de la PAC dans le cas 1, COP de la PAC dans le cas 2 et ensoleillement incident pour trois journées du mois de janvier

Le graphique de la Figure 181 trace l'évolution du COP de la PAC dans le cas 1 et dans le cas 2. L'ensoleillement incident est aussi tracé. On note que le préchauffage de la source froide améliore notablement les performances de la PAC. En présence d'un ensoleillement suffisant, le COP obtenu est beaucoup plus élevé dans le cas 1 que dans le cas 2.

Dans la partie suivante, une analyse des performances de la PAC entre le cas 1 et le cas de référence est menée.

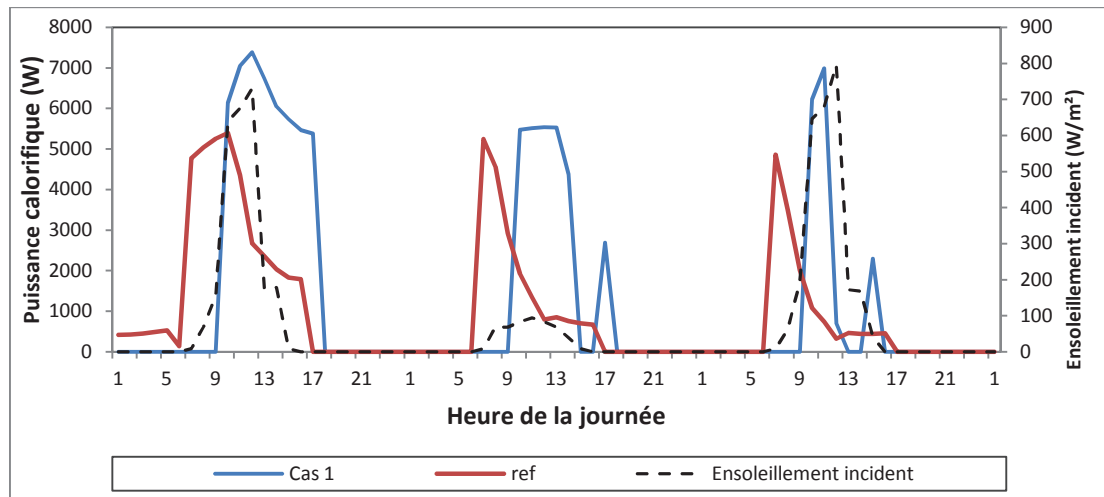


Figure 182 Puissance calorifique fournie par la PAC dans le cas 1, puissance calorifique fournie par la PAC dans le cas 2 et ensoleillement incident pour trois journées du mois de janvier.

Le graphe de la Figure 182 trace l'évolution de la puissance calorifique fournie par la PAC dans le cas 1 et dans le cas de référence (pompe à chaleur air / eau classique). L'ensoleillement incident est aussi tracé. On note tout d'abord que les deux PAC fonctionnent sur des plages horaires différentes. La consommation de la PAC air / eau suit les besoins de chauffage alors que celle de la PAC eau / eau suit l'ensoleillement incident. Par ailleurs, on peut constater que la puissance calorifique maximale délivrée dans le cas 1 est plus élevée que celle obtenue dans le cas 2 (cet écart s'accroît en présence d'ensoleillement important). En effet, la PAC dans le cas 1 fonctionne avec des températures à l'entrée de la source froide plus élevées que dans le cas de référence.

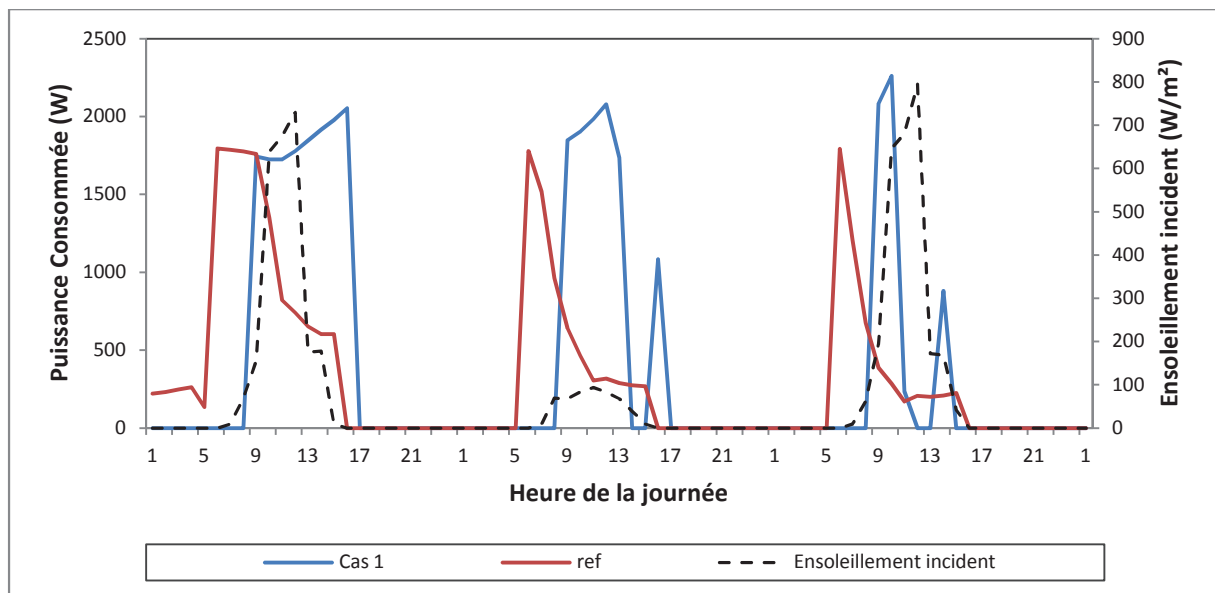


Figure 183 Puissance électrique consommée par la PAC dans le cas 1, puissance électrique consommée par la PAC dans le cas 2 et ensoleillement incident pour trois journées du mois de janvier.

Les courbes de la Figure 183 trace l'évolution de la puissance consommée par la PAC dans le cas 1 et dans le cas de référence. L'ensoleillement incident est aussi tracé. On peut noter, comme pour la puissance calorifique, que le fonctionnement des systèmes est décalé. Par ailleurs, on peut repérer un mode de fonctionnement à charge partielle de la PAC air / eau (cas de référence). On note que le pic de consommation est plus élevé pour le cas 1. En effet, la PAC eau/eau étant relié à un ballon de stockage, en chargeant ce dernier, la température dans le ballon augmente. La température à l'entrée de la source chaude de la PAC augmente alors, d'où la consommation électrique plus importante que dans le cas de référence (dans le cas de référence la PAC est relié au système d'émission fonctionnant avec des températures moins élevées que la température de consigne dans le ballon de stockage). La PAC fournie une puissance plus élevée dans le cas 1 mais consomme en même temps beaucoup plus

d'énergie électrique. Ainsi, afin de comparer les performances des deux systèmes, il est indispensable d'étudier l'évolution du COP de la PAC dans chacun des deux cas.

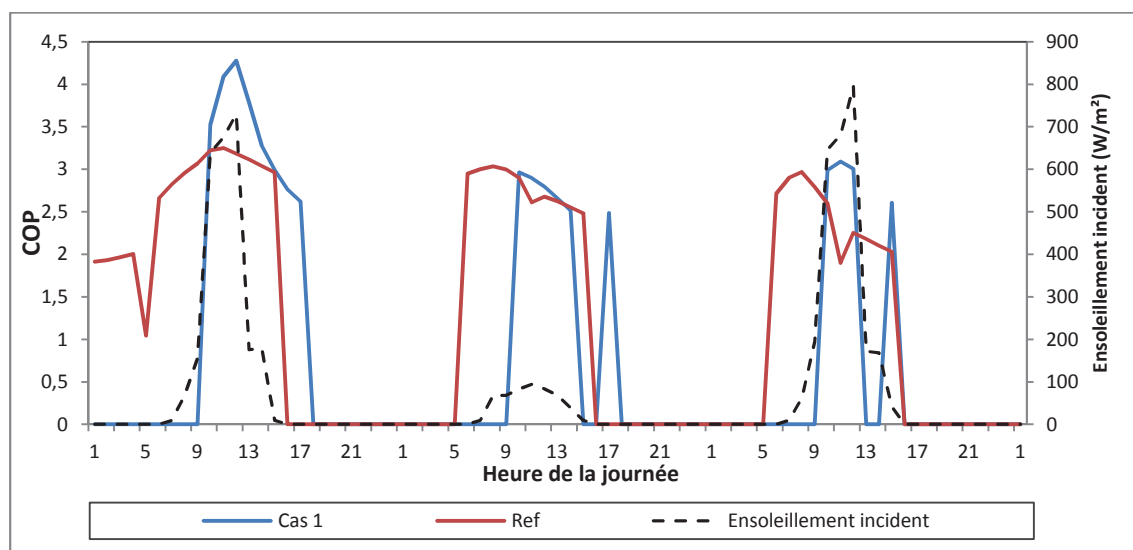


Figure 184 COP de la PAC dans le cas 1, COP de la PAC dans le cas 2 et ensoleillement incident pour trois journées du mois de janvier

Les courbes de la Figure 184 tracent l'évolution du COP de la PAC entre le cas 1 et le cas de référence. L'ensoleillement incident est aussi tracé. On peut constater qu'en présence d'un ensoleillement important, le COP obtenu dans le cas 1 est plus élevé que celui obtenu dans le cas de référence. On peut noter aussi que la PAC, dans le cas de référence, fonctionne avec un COP faible pendant certaines plages de la journée. Ceci est dû à un mode de fonctionnement à charge partielle et à la présence de phénomènes de givrages qui réduisent notablement les performances de la pompe à chaleur.

Tableau 26 Comparaison entre les consommations du système conçu et celles d'un système de référence :

	PAC eau / eau		PAC air / eau
	Cas 1	Cas 2	Ref
	Avec couplage avec le capteur PV-T / Avec stockage	Sans couplage avec le capteur PV-T / Avec stockage	Sans couplage avec le capteur PV-T / Sans stockage
Consommation totale de la PAC (kwh)	1070	1183	1430
Consommation de l'appoint du ballon (kwh)	112	150	-
Consommation totale	1182	1333	1459
Gain réalisé	20%	7%	-

Le Tableau 26 détaille les résultats annuels obtenus pour chaque système simulé. On note que le système intégrant le couplage entre le capteur PV-T et la PAC, avec du stockage (cas 1) permet de gagner 13 % par rapport à un système n'utilisant que du couplage (cas 2). Ceci montre l'impact positif du préchauffage de l'air par le capteur PV-T sur la consommation électrique du système. Par ailleurs, la comparaison avec un système classique utilisant une PAC air/eau montre que les gains réalisés atteignent 21%. Sachant que le scénario de chauffage représente celui d'un bâtiment tertiaire avec des

températures de consigne faibles la nuit (12 °C), on peut s'attendre à un gain plus important si le scénario de chauffage correspondait à celui d'un logement individuel. En effet, dans ce cas, la PAC air / eau fonctionnerait beaucoup plus pendant la nuit avec des conditions défavorables.

Tableau 27 Gains réalisés dans la production photovoltaïque grâce au couplage.

	Cas 1	Ref
	Avec Rafraîchissement du capteur	Sans rafraîchissement du capteur
Production PV	12950-	11291
Consommation électrique (de tout le système)	590-	-
Production nette	12360	11291
Gain net	9.5%	

Le Tableau 27 récapitule les résultats obtenus pour la production photovoltaïque et la consommation du ventilateur de l'échangeur. Dans le cas 1, le rafraîchissement du capteur se fait dans deux situations : dans la première situation, si la PAC fonctionne, alors l'air est préchauffé par le capteur PV-T avant d'alimenter l'échangeur air / eau, dans la deuxième situation, si la température moyenne des cellules PV dépasse 50 °C alors le ventilateur est déclenché afin de rafraîchir les cellules et afin d'améliorer le rendement photovoltaïque du capteur. Dans le cas de référence (sans rafraîchissement du capteur), seule la ventilation naturelle dans la lame d'air est prise en compte. On note que le gain réalisé sur la production photovoltaïque dépasse largement la consommation électrique du ventilateur. Le gain net réalisé est de 9.5%. Par ailleurs, le gain réalisé sur la production photovoltaïque (en excluant la consommation du ventilateur) atteint quand à lui 15%.

Tableau 28 Récapitulatif des performances du système entre le cas 1 et le cas de référence

	Cas 1	Ref
Production PV	12950-	11291
Consommation PAC + Appt ballon	1070	1426-
Appoint électrique ballon	112	
Consommation ventilo	590	
Production nette	11178	9865
<i>Gain net</i>	<i>13.5%</i>	
Gain net	13.5%	

Le Tableau 28 présente une comparaison des résultats obtenus pour tout le système entre le cas 1 et le cas de référence. On note que, en incluant les gains réalisés sur la production photovoltaïque et les gains réalisés sur la consommation électrique du système globale, on obtient une amélioration de 13.5 % (environ 1300 kWh). Cette comparaison montre l'impact du couplage et de l'utilisation d'un moyen de stockage sur l'amélioration des performances énergétiques de l'installation.

Conclusion

Ce travail a permis d'améliorer les connaissances sur le fonctionnement et les spécificités du couplage thermo-aéraulique entre un capteur PV-T et une pompe à chaleur intégrés à un bâtiment basse exergie. Par ailleurs, ce travail a permis d'effectuer une validation des modèles sélectionnés grâce aux résultats expérimentaux obtenus.

L'étude bibliographique, basée sur les travaux d'autres équipes de recherche, a permis d'étudier l'efficacité de plusieurs types de couplage thermo-aérauliques entre le capteur PV-T, la PAC et le bâtiment. Elle a permis alors d'orienter le choix vers les types de couplage les plus prometteurs et les mieux adaptés à la problématique posée dans cette thèse. Les critères de présélection sont d'ordres à la fois énergétiques, techniques, écologiques et économiques. Cette étude a permis de montrer que, le couplage entre un capteurs PV-T à air et une PAC à eau ou air peut s'avérer prometteur.

Un travail de modélisation a ensuite permis de sélectionner les modèles de capteur PV-T, de pompe à chaleur et de moyen de stockage les mieux appropriés. Une attention particulière a été portée à la modélisation de l'interaction thermo-aéraulique entre le capteur, la PAC et le bâtiment. Les modèles qui ont été choisis sont des modèles physiques pour le capteur PV-T, l'échangeur et le ballon de stockage. Un modèle de type boîte grise a été sélectionné pour modéliser le fonctionnement de la PAC.

Une modélisation des flux et des rendements exergétiques pour chaque composant et pour la totalité du système est a été effectuée. Cette description a permis d'apporter des informations complémentaires sur la qualité du système et sur l'efficacité exergétique de chacun de ses composants.

Afin d'appréhender la dynamique du couplage entre le bâtiment, le capteur PV-T et la PAC, une approche basée sur la simulation thermique dynamique a été privilégiée. Cette approche a permis d'apporter une aide à la conception de ce type de systèmes en étudiant les performances obtenues sur toute l'année.

Différents modes d'interaction possibles entre les différents composants du système et le bâtiment ont été explorés. Une implémentation de ces modes d'interaction a été réalisée en s'appuyant sur la programmation orientée objet. Les résultats obtenus ont permis de caractériser et de comprendre les spécificités de chaque mode d'interaction. A chaque fois, une attention particulière a été portée à la régulation du fonctionnement du système. Une analyse paramétrique a été réalisée afin d'étudier le potentiel de système suivant différentes configurations. Le couplage thermo-aéraulique direct entre le capteur PV-T et la PAC et le couplage thermo-aéraulique indirect, avec stockage dans une zone thermique du bâtiment ont été testés. L'analyse a permis d'améliorer les connaissances sur les avantages et les inconvénients de ces types de couplage. En se basant sur l'efficacité énergétique, les contraintes techniques et économiques, le choix final s'est porté sur des couplages utilisant un ballon de stockage à eau. Une analyse a été menée afin de déterminer l'emplacement idéal du moyen de stockage thermique. Par ailleurs, la régulation du fonctionnement du système a été approfondie et l'impact de son utilisation pour subvenir à la fois aux besoins de chauffage et aux besoins d'eau chaude sanitaire a été étudié.

Un dernier travail de dimensionnement réalisé dans la dernière partie du troisième chapitre, a apporté une aide à la conception d'un système final installé (par des partenaires d'un projet de recherche) dans un bâtiment démonstrateur.

Les résultats de mesure ont été recueillis et traités. Ils ont permis d'un côté d'analyser le fonctionnement du système global et de ses composants et d'un autre côté de mener une validation des modèles appliqués. Les résultats de validation ont montré que, dans la plupart des cas, les modèles permettent globalement de prédire le fonctionnement du système réel avec des incertitudes faibles. Par ailleurs, une étude détaillée, s'appuyant sur des mesures sur banc d'essai, a permis d'étudier le modèle de PAC sélectionné. L'analyse a prouvé l'intérêt de se baser sur deux jeux de paramètres à l'entrée du modèle, au lieu d'un seul jeu de paramètres, afin d'améliorer la précision de ce dernier. D'autre part, la comparaison entre le modèle et les mesures a montré qu'il est possible d'améliorer le modèle de la PAC en intégrant les phases de fonctionnement en régime transitoire dans la modélisation

D'autre part, la simulation thermique dynamique a rendu possible la comparaison des performances de ce système avec un système de référence. Les résultats montrent que les gains réalisés sur la partie pompe à chaleur peuvent atteindre 20%. Par ailleurs, les gains réalisés sur le système global (en incluant la production photovoltaïque) sont d'environ 13%.

Il sera souhaitable de continuer l'exploration du potentiel de ce système en travaillant sur l'optimisation de sa régulation. Des analyses de sensibilités et des études d'optimisation peuvent être menées afin de mieux comprendre la sensibilité du modèle aux paramètres d'entrée et aux paramètres de régulations et afin d'optimiser le fonctionnement global du système. D'autre part, une étude exergetico-économique peut être réalisée afin de mieux évaluer les performances de ce type de systèmes.

Par ailleurs, l'approche employée reste généralisable et les méthodes sont reproductibles. Par conséquent, il reste possible d'analyser les performances de ce système pour d'autres climats et d'autres types de bâtiment.

VII. Bibliographie

ADEME (Agence de l'environnement et de la maîtrise de l'énergie), Les chiffres clés du bâtiment 2007. Données et références, Energie - Environnement, p. 103, 2007.

Ali Alfegi, E. M., Sopian K. Othman M.Y.H. Yatim B.B. 2009. Mathematical model of double pass photovoltaic thermal air collector with fins. American Journal of Environmental Sciences 5:592-598.

Allen, J. J. and J. F. Hamilton. 1983. Steady state water reciprocating water chiller models. ASHRAE Transactions.

Ashrae. 2005. Energy estimating and modeling methods. ASHRAE Handbook.

Bejan, A., 1982, Extraction of exergy from solar collectors under time-varying conditions: International Journal of Heat and Fluid Flow, v. 3, p. 67-72.

Benelmir, R., and et al., 2002, Analyse exergétique: Techniques de l'ingénieur, v. BE 8 015, p. 1-15.

Bory, D. 2006. Sizing of room air-conditioners for minimum energy consumption and peak power. Proceedings of EPIC 2006 AIVC.

Bourdouxhe, J.-P. H., C. Saavedra, M. Grodent, K. L. Silva, and J. J. Lebrun. 1994. Toolkit for primary HVAC system energy calculation - part 2: reciprocating chiller models. Pages 774-786. ASHRAE, Orlando, FL, USA.

Brinkworth, B. J. 2002. Coupling of Convective and Radiative Heat Transfer in PV Cooling Ducts. Journal of Solar Energy Engineering 124:250-255.

Brinkworth, B. J. 2006. Optimum depth for PV cooling ducts. Solar Energy 80:1131 - 1134.

Brinkworth, B. J., B. M. Cross, R. H. Marshall, and Y. Hongxing. 1997. Thermal regulation of photovoltaic cladding. Solar Energy 61:169 - 178.

Brinkworth, B. J., R. H. Marshall, and Z. Ibarahim. 2000. A validated model of naturally ventilated PV cladding. Solar Energy 69:67 - 81.

Candanedo 2008 JA Simulation of the performance of a BIPV-T system coupled to a heat pump in a residential heating application. Conf. ID. 7.16, 20:22

Cen. 2006. Installations solaires thermiques et leurs composants - Installations préfabriquées en usine - Partie 2: Méthodes d'essai.

Chen Y, Modeling, design and thermal performance of a BIPV/T system thermally coupled with a ventilated concrete slab in a low energy solar house: Part 2, ventilated concrete slab. Solar Energy 1908:1919 -81.

Cornelissen, R. L., Van Nimwegen, P. A., and Hirs, G. G., 2000, Exergetic life-cycle analysis, Enschede, 2000, ECOS 2000 from Thermo-Economics to Sustainability, p. 1131-1141.

Cox, C. and P. Raghuraman. 1985. Design considerations for flat-plate photovoltaic/thermal collectors. Solar Energy 35:227.

Dikici, A., and Akbulut, A., 2008, Exergetic performance evaluation of heat pump systems having various heat sources: International Journal of Energy Research, v. 32, p. 1279-1296.

Dubey, S., and Tiwari, G. N., 2009, Analysis of PV/T flat plate water collectors connected in series: Solar Energy, v. 83, p. 1485-1498.

Dumbs, C. 1999. Développement d'outils pour l'analyse des systèmes hybrides photovoltaïques-diesel. Thèse Ecole des Mines de Paris.

Filliard, B. 2009. ETUDE DES POSSIBILITES DE RECUPERATION DE CHALEUR PAR VOIE THERMODYNAMIQUE POUR LA REHABILITATION DES MAISONS INDIVIDUELLES. Ecole des Mines de Paris.

Fischer k, S. and C. K. Rice. 1985. System design optimization and validation for single-speed heat pumps. ASHRAE TECH. DATA BULL. 1:21-34.

Fry, B. 1998. Simulation of grid-tied building integrated photovoltaic systems. Master of Science. University of Wisconsin-Madison.

Gan, G. 2009. Effect of air gap on the performance of building-integrated photovoltaics. Energy 34:913 - 921.

Gluck, R. P. E. 1978. Design optimisation of air-conditioning system. ASHRAE Transactions 84:304-314.

Guiavarch, A. 2003. Etude de l'amélioration de la qualité environnementale du bâtiment par integration de composants solaires. Ecole des Mines de Paris, Université de Cergy Pontoise.

Hamilton, J. F. M. J. L. 1990. A simulation program for modeling an air-conditioning system. ASHRAE Transactions 96, part 1:213-221.

Henderson, H. I. P. D. H. Y. J. 2000. Improving DOE-2 RESYS routine: User defined functions to provide more accurate part load energy use in humidity and humidity predictions.

Ito, S. and N. Miura. 1993. Solar air collectors using photovoltaic modules as cover.

Jin, H. 2002. Parameter estimation based models of water source heat pump. Thesis. Oklahoma State University.

Kakac S, S. R. K. and A. W. 1987. Handbook of single phase convective heat transfer. J. Wiley.

Kanoglu, M., Dincer, I., and Cengel, Y. A., 2009, Exergy for better environment and sustainability: Environment, Development and Sustainability, v. 11, p. 971-988.

Kays, W. M. and E. Y. Leung. 1963. Heat transfer in annular passages-hydrodynamically developed turbulent flow with arbitrarily prescribed heat flux. International Journal of Heat and Mass Transfer 6:537-557.

Kuzgunkaya, E. H., and Hepbasli, A., 2007, Exergetic performance assessment of a ground-source heat pump drying system: International Journal of Energy Research, v. 31, p. 760-777.

Lallemant, A., 2007, Energie, exergie, économie et thermo-économie: Journées internationales de Thermique, p. 1-30.

Marchio, D. F. S. 2003. Modèle simplifié d'un système Split.

Miller, W. A. 1982. Laboratory evaluation of the heating capacity and efficiency of a high-efficiency, air-to-air heat pump with emphasis on frosting/defrosting operation. Department of Energy, Office of buildings energy research and development., Report ORNL/CON-69.

Miller, W. A. 1984. FROSTING EXPERIMENTS FOR A HEAT PUMP HAVING A ONE-ROW SPINE-FIN OUTDOOR COIL. Pages 1009-1025. ASHRAE, Atlanta, GA, USA.

Moshfegh, B. and M. Sandberg. 1998. Flow and heat transfer in the air gap behind photovoltaic panels. *Renewable and Sustainable Energy Reviews* 2:287 - 301.

Nelder, J. A. and R. Mead. 1965. A Simplex Method for Function Minimization. *Computer Journal* 7:308-313.

Ozgener, O., Hepbasli, A., and Ozgener, L., 2007, A parametric study on the exergoeconomic assessment of a vertical ground-coupled (geothermal) heat pump system: *Building and Environment*, v. 42, p. 1503-1509.

Parken Jr, W. H., R. W. Beausoliel, and G. E. Kelly. 1977. FACTORS AFFECTING THE PERFORMANCE OF A RESIDENTIAL AIR-TO-AIR HEAT PUMP. *ASHRAE Transactions* 83:839-849.

Perrotin, T. 2004. Airside investigation of high efficiency heat exchangers used in room air-conditioners. *Ecole des Mines de Paris*.

Prakash, J. 1994. Transient analysis of a photovoltaic-thermal solar collector for co-generation of electricity and hot air/water. *Energy Conversion and Management* 35:967 - 972.

Radziemska, E., 2009, Performance analysis of a photovoltaic-thermal integrated system: *International Journal of Photoenergy*, v. 2009.

Retscreen. 2004. RETScreen International. RETScreen.

Rice C.K., and F. S.K. 1985. System design optimization and validation for single-speed heat pumps.

Rivière and et al. 2007. Preparatory study on the environmental performance of residential room air conditioning appliance (airco and ventilation). Technical analysis of existing products.

Roujol, S. 2003. méthodes de calcul prévisionnel des consommations d'énergie des bâtiments climatisés - Incertitudes et validation. Thèse de doctorat en énergétique. *Ecole des Mines de Paris*.

Siino, S. B. C. 1995. Performances thermiques des chauffe-eau solaires : Méthode mensuelle d'essai du CSTB "SOLO".

Sopian, K., K. S. Yigit, H. T. Liu, S. Kakaç, and T. N. Veziroglu. 1996. Performance analysis of photovoltaic thermal air heaters. *Energy Conversion and Management* 37:1657 - 1670.

Sopian, K., Liu H.T. Kakac S. 1997. Research and development of hybrid photovoltaic thermal solar air heaters. *International Journal of Global Energy Issues* 9:382-392.

Stefanuk, N. B. M., J. D. Aplevich, and M. Renksizbulut. 1992. Modeling and simulation of a superheat-controlled water-to-water heat pump. Pages 172-184.

Stoecker, W. F. J. J. W. 1982. Refrigeration & air conditioning. Stoecker, W.F., Jones, J.W.

Swider, D. J. 2003. A comparison of empirically based steady-state models for vapor-compression liquid chillers. *Applied Thermal Engineering* 23:539 - 556.

Thiers and Stéphane. 2008. *École des Mines de Paris*.

Thiers, S. 2008. Energy and environmental assessments of positive energy buildings. Center for Energy and Processes, *Mines ParisTech*.

- Tiwari, A. and M. S. Sodha. 2007. Parametric study of various configurations of hybrid PV/thermal air collector: Experimental validation of theoretical model. *Solar Energy Materials and Solar Cells* 91:17 - 28.
- Tonui, J. K. and Y. Tripanagnostopoulos. 2007. Improved PV/T solar collectors with heat extraction by forced or natural air circulation. *Renewable Energy* 32:623 - 637.
- Torío, H., and Schmidt, D., 2010, Framework for analysis of solar energy systems in the built environment from an exergy perspective: *Renewable Energy*, v. 35, p. 2689-2697.
- Torío, H., Angelotti, A., and Schmidt, D., 2009, Exergy analysis of renewable energy-based climatisation systems for buildings: A critical view: *Energy and Buildings*, v. 41, p. 248-271.
- Tripanagnostopoulos, Y. 2007. Aspects and improvements of hybrid photovoltaic/thermal solar energy systems. *Solar Energy* 81:1117 - 1131.
- TRNSYS, t. 2004. Air source heat pump (Split system heat pump).
- Yildiz, A., and Güngör, A., 2009, Energy and exergy analyses of space heating in buildings: *Applied Energy*, v. 86, p. 1939-1948.
- Zondag HA 2002, Combined PV-air collector as heat pump air preheater. *ECN (Energy in the Built Environment)*, *ECN-RX--02-065*, p. 4, .- **ECN-RX--02-065**, 4.

Annexe I

Tous les modules sont équipés d'une armoire électrique intégrant chacune un automate Compact FieldPoint 2120 de National Instrument composé d'un contrôleur et de modules d'E/S. Le contrôleur embarqué exécute des applications de contrôle commande et d'acquisition de données en temps réel. Les applications sont développées en interne en LabVIEW Real-Time de National Instruments. On réalise à travers les modules d'E/S analogiques et numériques, les mesures de températures, débits, pression et le pilotage des circulateurs et vannes de régulation.

Les modules sont tous connectés via le réseau Ethernet à un poste central de supervision équipé du logiciel Labview de National Instruments et assurant également la simulation sous TRNSYS de l'environnement virtuel. Des synoptiques développés en Labview permettent de suivre le fonctionnement de chacun des modules hydrauliques.

La régulation est donc réalisée en local sur chaque module, seules les consignes de températures et de débit étant transmises aux modules depuis le poste de supervision.

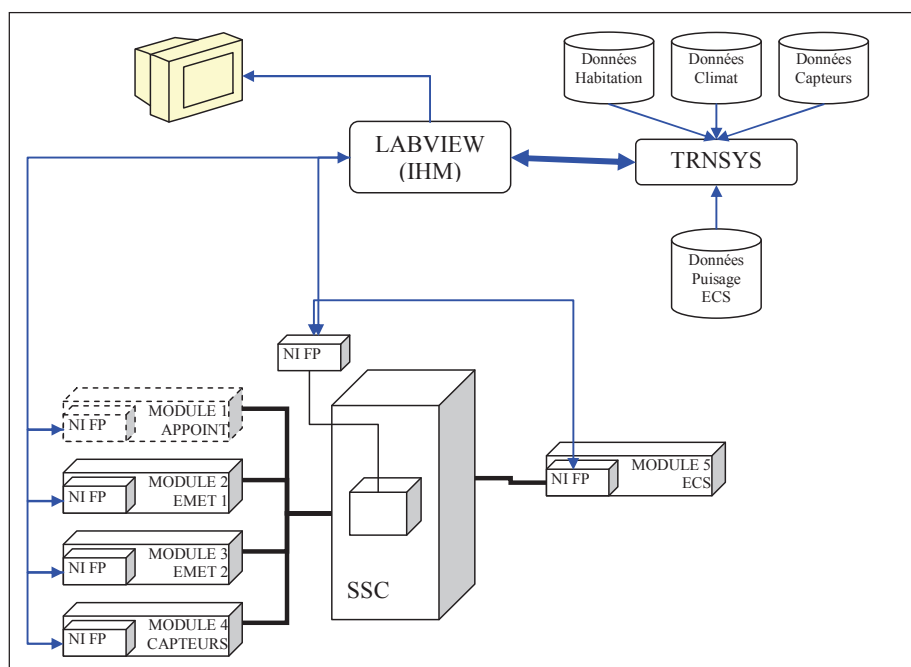


Figure 3.2 - Synoptique de la chaîne de supervision

L'ensemble de ces équipements d'acquisition et de contrôle-commande est supervisé par un logiciel développé sous Labview : ce logiciel assure le transfert des informations avec chacun des équipements électroniques embarqués dans les modules, le « pilotage » du logiciel TRNSYS, ainsi que les calculs énergétiques et la visualisation en temps réel du déroulement de la séquence d'essai.

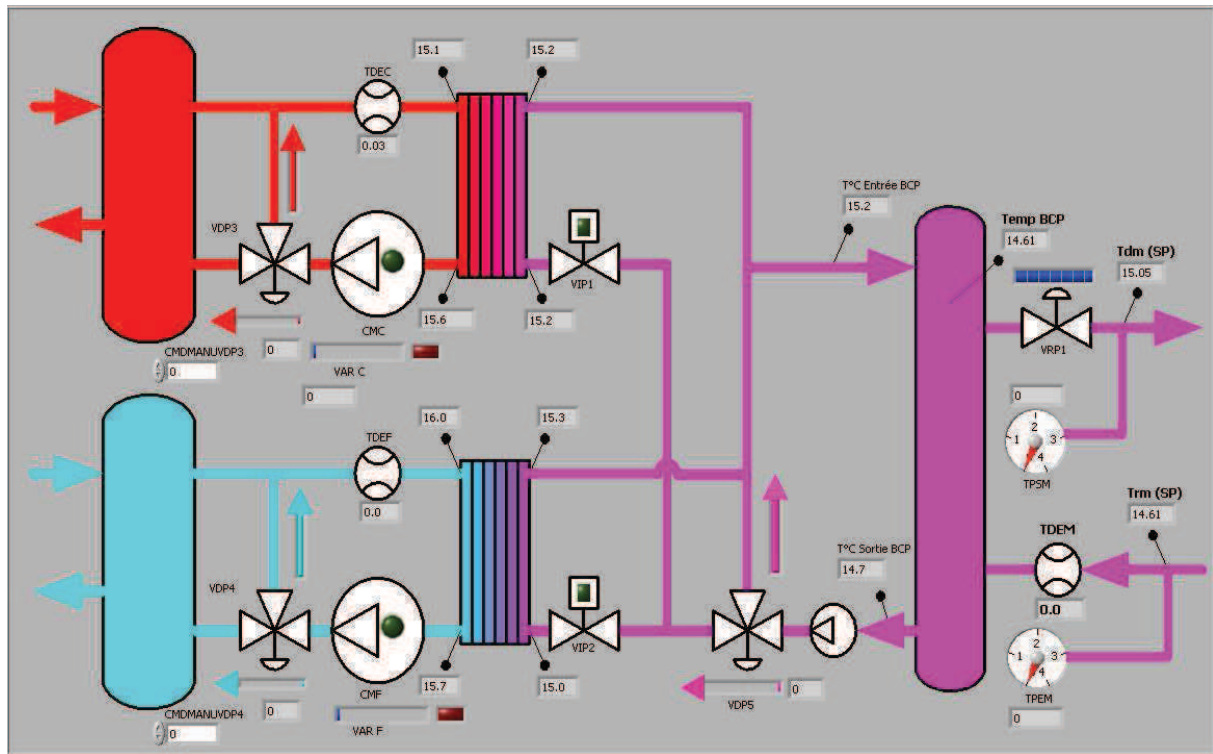


Figure 3.4 - Ecran de supervision d'un module de 25kW

Actuellement, l'INES dispose d'un banc d'essai thermique qui permet de tester n'importe quel système ou composant thermique hydraulique.

Ce banc d'essais permet ainsi le test des composants ou systèmes qui sont physiquement présents sur le banc. Par contre, l'ensemble des équipements auquel est raccordé le système est simulé numériquement et en temps réel à l'aide du logiciel TRNSYS : c'est ainsi que peuvent être simulés le bâtiment, les émetteurs de chaleur, les capteurs solaires, mais aussi les capteurs horizontaux ou verticaux des pompes à chaleur, ou les tours de refroidissement dans le cas des systèmes de climatisation solaire.

Cette approche semi-virtuelle offre des avantages substantiels en terme de souplesse d'essais, de reproductibilité des essais, mais aussi de durée (et donc de coût) des essais pour un matériel donné.

Comme défini précédemment, le banc d'essais thermique de l'INES permet de tester un système dans un environnement virtuel.

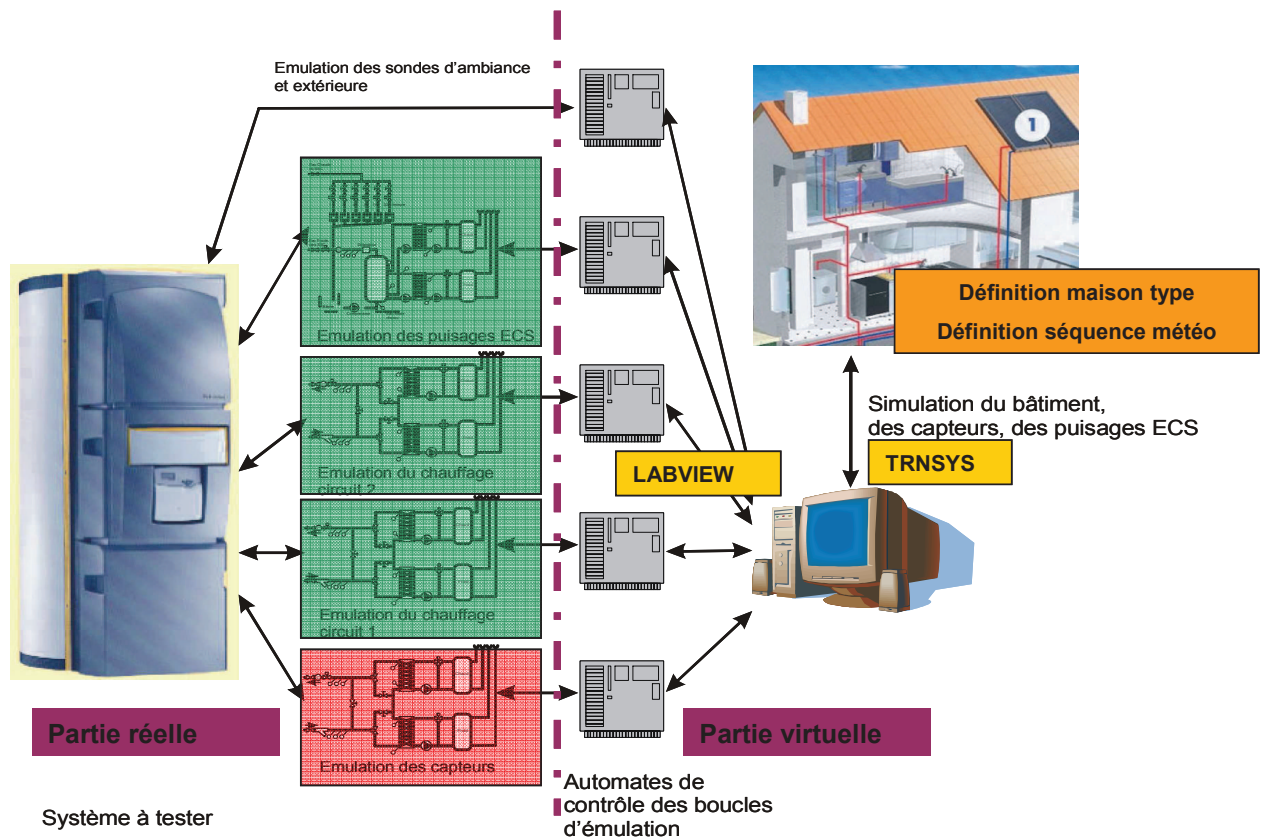


Figure 3.1. Interface virtuelle et réelle du banc d'essais thermique

Les composants non intégrés au système testé sont émulés : ils sont remplacés par des modules hydrauliques assurant les fonctions souhaitées (capteur solaire, radiateur, puisage eau chaude sanitaire).

Les modules hydrauliques sont l'interface entre la partie virtuelle qui permet de simuler les composants non testés et le système testé.

Les séquences d'essai sont définies au préalable dans le logiciel de simulation TRNSYS (météo, puisage, type de maison,...).

Dépendant des composants émulés et des phases de fonctionnement, les modules hydrauliques doivent apporter (source) ou prendre (charge) de l'énergie au système. Les puissances chaude et froide nécessaires au fonctionnement du banc d'essai sont issues de la chaufferie centrale.

Une chaufferie centrale permet le conditionnement de sources hydrauliques utilisées par les modules hydrauliques du banc d'essais.

Elle est composée d'une chaudière électrique de marque TATT de 54 kW permettant de délivrer une température d'eau maximum de 180 °C et d'un groupe froid de marque TRANE de 150 kW délivrant de l'eau à un minimum de -10°C. Les régimes nominaux de fonctionnement sont respectivement de 120°C et -5°C.

Le réseau de distribution en place, pour le raccordement des modules hydrauliques, délivre 10 m³/h chaud et 15 m³/h froid. Le raccordement aux modules hydrauliques se fait par l'intermédiaire de raccords rapides de **marque STAUBLI**.

ANNEXES II

Tableau VII.1 Performances mesurées du condenseur et du compresseur à pleine charge et en statique

EVAPORATEUR								
Essai	Débit [kg/h]	Plage de confiance à 99%	Température sortie [°C]	Plage de confiance à 99%	Température entrée [°C]	Plage de confiance à 99%	Puissance	$\Delta p_{ev}/p_{ev}$
1	1136,55	0,728	-7,81	0,0090	-4,83	0,0090	3,835	0,0067
2	1148,62	0,224	-4,43	0,0104	-1,17	0,0083	4,249	0,0059
3	1149,56	0,131	-2,97	0,0026	0,50	0,0025	4,514	0,0016
4	1149,73	0,156	-1,17	0,0028	2,53	0,0031	4,805	0,0017
5	1521,91	0,299	1,89	0,0022	4,96	0,0019	5,277	0,0015
6	1549,65	0,303	10,91	0,0016	14,95	0,0021	7,043	0,0011
7	1550,14	0,268	28,88	0,0034	34,83	0,0040	10,367	0,0014
8	1549,85	0,329	36,19	0,0116	42,76	0,0129	11,456	0,0039
9	1141,10	1,223	-7,40	0,0377	-4,71	0,0392	3,489	0,0297
10	1147,74	0,224	-4,33	0,0030	-1,32	0,0021	3,916	0,0019
11	1152,52	1,031	-2,51	0,0026	0,68	0,0043	4,160	0,0031
12	1149,86	0,139	-1,00	0,0029	2,37	0,0029	4,387	0,0018

13	1525,45	0,341	2,13	0,0026	4,95	0,0026	4,864	0,0021
14	1550,07	0,244	11,22	0,0015	14,95	0,0021	6,513	0,0011
15	1549,92	0,189	29,28	0,0026	34,83	0,0039	9,690	0,0013
16	1550,27	0,194	36,56	0,0055	42,80	0,0071	10,908	0,0021
17	1141,01	0,221	-7,25	0,0115	-4,91	0,0038	3,051	0,0067
18	1148,35	0,279	-3,87	0,0053	-1,20	0,0051	3,493	0,0041
19	1150,52	0,338	-2,29	0,0000	0,53	0,0003	3,688	0,0004
Essai	Débit [kg/h]	Plage de confiance à 99%	Température sortie [°C]	Plage de confiance à 99%	Température entrée [°C]	Plage de confiance à 99%	Puissance	$\Delta p_{ev}/p_{ev}$
20	1149,89	0,200	-0,58	0,0061	2,43	0,0060	3,930	0,0042
21	1530,90	0,414	2,43	0,0017	4,95	0,0028	4,365	0,0021
22	1550,00	0,164	11,59	0,0035	14,95	0,0019	5,877	0,0017
23	1549,99	0,231	29,85	0,0002	34,84	0,0051	8,711	0,0012
24	1549,96	0,394	37,11	0,0003	42,81	0,0004	9,952	0,0004
25	1140,90	0,711	-7,07	0,0112	-4,92	0,0077	2,800	0,0094
26	1534,33	0,412	2,60	0,0194	4,95	0,0190	4,091	0,0166
27	1550,07	0,242	11,79	0,0013	14,95	0,0018	5,536	0,0011
28	1549,80	0,189	30,17	0,0023	34,85	0,0032	8,169	0,0013
29	1549,73	0,634	37,52	0,0035	42,86	0,0046	9,341	0,0019
30	819,80	0,281	9,33	0,0035	15,31	0,0033	5,539	0,0015
31	820,10	0,317	9,38	0,0067	15,29	0,0081	5,472	0,0029
32	1149,91	0,143	1,32	0,0035	5,32	0,0036	5,192	0,0019
33	1149,93	0,132	1,52	0,0022	5,20	0,0024	4,797	0,0014

34	1149,86	0,139	1,86	0,0018	5,17	0,0023	4,322	0,0014	COMPRESSEUR
Essai	Débit [kg/h]	Plage de confiance à 99%	Température entrée [°C]	Plage de confiance à 99%	Température sortie [°C]	Plage de confiance à 99%	Puissance	$\Delta p_{\text{cond}}/p_{\text{cond}}$	Puissance [kW]
1	1250,44	0,23	20,07	0,010	23,44	0,0090	4,891	0,0059	1,260
2	1250,25	0,22	20,12	0,009	24,02	0,0084	5,663	0,0046	1,307
3	1250,16	0,22	20,12	0,007	24,16	0,0061	5,855	0,0034	1,304
4	1249,98	0,24	20,12	0,008	24,34	0,0075	6,134	0,0040	1,306
5	1250,18	0,23	20,08	0,006	24,52	0,0050	6,458	0,0026	1,281
6	1249,47	0,33	20,07	0,006	25,71	0,0052	8,187	0,0022	1,275
7	1249,89	0,21	20,07	0,007	27,99	0,0076	11,486	0,0020	1,308
8	1249,01	0,69	20,06	0,013	28,62	0,0110	12,408	0,0033	1,304

Tableau VII.2 Performances mesurées du condenseur et du compresseur à pleine charge et en statique

9	1250,09	0,37	30,05	0,014	33,38	0,0125	4,826	0,0081	1,539
10	1249,76	0,11	30,10	0,009	33,88	0,0085	5,490	0,0048	1,566
11	1249,59	0,24	30,10	0,013	34,08	0,0116	5,765	0,0063	1,581
12	1250,42	0,13	30,10	0,014	34,23	0,0126	5,994	0,0065	1,582
13	1249,72	0,01	30,06	0,231	34,42	0,0104	6,325	0,0554	1,562
14	1250,01	0,11	30,05	0,008	35,53	0,0069	7,945	0,0028	1,556
15	1250,38	0,13	30,05	0,014	37,70	0,0125	11,101	0,0036	1,586
16	1250,53	0,08	30,05	0,013	38,42	0,0111	12,147	0,0030	1,585
17	1249,90	0,20	40,10	0,024	43,34	0,0235	4,698	0,0149	1,887
18	1250,31	0,38	40,10	0,013	43,82	0,0128	5,395	0,0074	1,911
19	1250,04	0,03	40,07	0,000	43,95	0,0001	5,633	0,0001	1,922
Essai	Débit [kg/h]	Plage de confiance à 99%	Température entrée [°C]	Plage de confiance à 99%	Température sortie [°C]	Plage de confiance à 99%	Puissance	$\Delta p_{\text{cond}}/p_{\text{cond}}$	Puissance [kW]
20	1249,83	0,17	40,07	0,009	44,12	0,0089	5,879	0,0047	1,920
21	1250,13	0,28	40,03	0,023	44,27	0,0176	6,148	0,0098	1,912
22	1249,86	0,24	40,03	0,023	45,30	0,0220	7,655	0,0088	1,909
23	1250,04	0,20	40,03	0,025	47,22	0,0064	10,439	0,0045	1,902
24	1249,33	0,37	40,03	0,004	47,98	0,0042	11,536	0,0013	1,919
25	1250,16	0,28	45,06	0,013	48,27	0,0128	4,661	0,0082	2,103
26	1250,09	0,23	45,01	0,013	49,19	0,0113	6,070	0,0059	2,113
27	1250,07	0,26	45,01	0,016	50,19	0,0140	7,521	0,0060	2,102
28	1250,20	0,08	45,01	0,014	51,95	0,0113	10,091	0,0036	2,083
29	1250,55	0,67	45,01	0,042	52,65	0,0366	11,101	0,0108	2,107

30	1837,22	0,25	39,87	0,025	43,38	0,0231	7,474	0,0140	1,863
31	949,71	0,13	39,87	0,021	46,49	0,0175	7,308	0,0059	1,925
32	1250,49	0,17	20,12	0,009	24,64	0,0087	6,563	0,0040	1,303
33	1249,47	0,14	30,10	0,014	34,50	0,0119	6,376	0,0059	1,573
34	1250,23	0,36	40,07	0,010	44,35	0,0095	6,214	0,0049	1,915

ANNEXE III Analyse d'incertitude

D'une manière générale, prenons une fonction y avec des mesures $x_1, x_2, \dots$ qui sont utilisées pour déterminer la valeur de y :

$$y = f(x_1, x_2, \dots)$$

L'expression générale permettant le calcul de l'incertitude relative est la suivante :

$$u_c^2(y) = \sum_{i=1}^p \left(\frac{\partial f}{\partial x_i} \right)^2 u^2(x_i) + 2 \sum_{i=1}^{p-1} \sum_{j=1}^p \frac{\partial f}{\partial x_i} \frac{\partial f}{\partial x_j} u(x_i) \cdot u(x_j) \cdot r_{ij} \quad 154$$

r_{ij} est l'indice de corrélation, il est égal à zéro pour des données de mesures indépendantes (ce qui est notre cas). $u(x_i)$ définit l'incertitude de mesure relative à la variable x_i . Pour la puissance calorifique par exemple, on se base sur les mesures de débit d'eau et de température pour calculer la puissance calorifique :

$$P_{calo} = \dot{m}_{eau} \cdot C_{p,eau} \cdot (T_{eau,in,cd} - T_{eau,out,cd}) \quad 155$$

Si l'incertitude est la même pour la température à l'entrée et à la sortie du condenseur, on peut écrire alors :

$$\frac{\Delta(P_{calo})}{P_{calo}} = \sqrt{\left(\frac{\Delta \dot{m}_{eau}}{\dot{m}_{eau}} \right)^2 + \left(\frac{2 \cdot \Delta T_{eau}}{T_{eau,in,cd} - T_{eau,out,cd}} \right)^2} \quad 156$$

D'après les données de mesure, l'incertitude de mesure sur la température est de ± 0.2 °C et l'incertitude de mesure sur le débit est de 5%. Afin d'obtenir un ordre de grandeur sur l'incertitude commise on prend des valeurs moyennes des différents paramètres de l'équation 18. Une moyenne de température d'eau dans le condenseur égale à 40 °C et un écart de température de 8 °C entre l'entrée et la sortie sont utilisés. L'erreur relative sur la mesure de puissance calorifique de la PAC obtenue dans ces conditions est de 7%.

Pour la consommation électrique du compresseur on obtient :

$$P_{elec,comp} = \alpha \cdot U \cdot I \quad 157$$

En appliquant l'équation 16 et en supposant l'indépendance entre la mesure de l'intensité et la mesure de la tension électrique, on obtient :

$$\frac{\Delta P_{elec,comp}}{P_{elec,comp}} = \sqrt{\left(\frac{\Delta U}{U} \right)^2 + \left(\frac{\Delta I}{I} \right)^2} \quad 158$$

Pour des conditions de fonctionnement à pleine charge du compresseur, la tension moyenne est de 230 V avec une incertitude de mesure de ± 10 V et l'intensité moyenne est de 8 A avec une incertitude

de mesure de ± 0.02 A. Dans ces conditions, l'erreur relative des mesures de puissance électrique obtenue est de 10 %

Etude de l'interaction thermo-aéraulique entre un capteur PV et une pompe à chaleur (PAC) intégrés à un bâtiment basse exergie.

RESUME : Les contextes énergétique et environnemental actuels rendent nécessaire la réduction de la consommation en énergie primaire des secteurs énergivores tels que le secteur du bâtiment. Pour y parvenir, plusieurs études se sont penchées sur la réduction des besoins de chauffage et de climatisation. Mais un autre potentiel d'amélioration réside dans l'étude de la qualité de l'énergie employée pour répondre à ces besoins. En effet, le contenu exergétique des besoins du bâtiment étant faible, il est possible de réduire le contenu exergétique de l'énergie consommée par les systèmes assurant ces besoins. Cette réduction permet de baisser la consommation en énergie primaire. Dans cette optique, une étude des interactions thermiques possibles entre un capteur PV et une pompe à chaleur a été menée. Elle vise la valorisation de l'énergie thermique à faible contenu exergétique dissipée par les capteurs photovoltaïques. Des modèles thermo-aérauliques du capteur et semi-physique de la pompe à chaleur ont été développés. Cette modélisation a permis la conception d'un système composé d'un capteur PV-T hybride, d'une pompe à chaleur et d'un ballon de stockage. L'interaction avec un bâtiment basse consommation est gérée en dynamique via un outil de simulation thermique du bâtiment. Une étude énergétique et exergétique a permis d'évaluer le potentiel de ce système en le comparant à des systèmes classiques. Les données expérimentales d'un banc d'essai dédié à la validation du modèle de la pompe à chaleur ont été traitées. Les données de mesure du système conçu et installé dans un bâtiment basse consommation sont traitées. Les données recueillies ont permis une validation expérimentale des modèles des composants et du modèle global.

Mots clés : *Bâtiment basse exergie, modélisation thermo-aéraulique, modélisation semi-physique, simulation thermique, capteur PV-T hybride, pompe à chaleur, analyse exergétique, validation expérimentale.*

Study of the thermal-aeraulic interaction between a PV/T system and a heat pump integrated into a low exergy building.

ABSTRACT : It is necessary, because of the energetical and environmental context, to reduce the primary energy consumption of very consuming fields such as building one. To reach this goal, several researches studied the possibility of reducing heating and cooling loads. But, another potential of improvement lives in the study of the quality of energy needed to answer these loads. In fact, the quality of energy of heating and cooling building loads being low, it is possible to reduce the quality of energy consumed by systems insuring heating and cooling in the building. This decrease lowers the primary energy consumption. From this perspective, a study of the possible thermal interaction between a thermal photovoltaic solar system and a heat pump was led. It aims at the evaluation of the potential of low quality dissipated energy by the PV/T system. Thermal model of the PV/T system and physical model of the heat pump were developed. This models, allowed us to design a system made up of a building PV/T system, a heat pump and a storage tank. The study of their dynamic interaction with a low energy consuming building is possible thanks to a building thermal simulation tool. An energy and exergy study allowed estimating the benefits of this system by comparing it with a classic one. The experimental data of a bench test dedicated to the validation of the heat pump model was treated. The designed system was installed in a low energy consuming building. Measured data allowed us to lead an experimental validation of each component model but also a validation of the complete model.

Keywords Low exergy building, thermal-aeraulic model, thermal simulation, PV/T hybrid system, heat pump, exergy study, experimental study.