

Optimisation des performances d'un chauffe-eau thermodynamique avec récupération de chaleur sur l'air extrait des bâtiments

G. Segond^{1*}, S. Launay¹, L. Tadriss¹

¹Aix-Marseille Université, IUSTI UMR CNRS 7343

5 rue Enrico Fermi, 13453 Marseille, France

*(auteur correspondant : guillaume.segond@polytech.univ-mrs.fr)

Résumé – On présente ici les premiers résultats d'une étude portant sur l'optimisation des performances d'un chauffe-eau thermodynamique avec récupération de chaleur sur air extrait. La modélisation de l'ensemble du système avec le logiciel TRNSYS nous permet dans un premier temps d'évaluer ses performances pour un point de fonctionnement de référence. Dans un second temps, nous nous focalisons sur le couplage thermo-hydraulique entre la pompe à chaleur et le ballon d'eau chaude à travers une étude de l'influence de certains paramètres.

Nomenclature

T	Température, °C	E	Efficacité (%)
ΔT_{com}	Différentiel de commutation, K	Q_v	Débit volumique (m ³ /h)
T_{set}	Température de consigne, °C	<i>Indices et exposants</i>	
H	hauteur, m	<i>circ</i>	circulateurs
\dot{m}	Débit massique, kg/s	<i>ef</i>	eau du réseau
C_p	Capacité thermique, J/kgK	$E1$	Point de refoulement coté PAC, m
k	Conductivité thermique, W/mK	$S1$	Point d'aspiration coté PAC, m
U	Coefficient d'échange convectif, W/m ² K	$E2$	Point d'entrée de l'eau du réseau, m
A	Aire, m ²	$S2$	Point de sortie pour puisage, m
V	Volume, m ³		
t	temps, s		

1. Introduction

Le secteur du bâtiment représente aujourd'hui 43% de la consommation énergétique nationale [1], ce qui en fait le principal consommateur d'énergie en France. L'entrée en application de la Réglementation Thermique 2012 va entraîner la généralisation des bâtiments de type BBC (pour bâtiment basse consommation). Cette rupture réglementaire prévoit de diviser la consommation énergétique moyenne dans un bâtiment neuf par 3 en la ramenant à 50 kWhEP/m²/an. Pour atteindre des performances aussi élevées, cette réglementation prévoit principalement la mise en œuvre de solutions d'isolation et d'étanchéité de l'enveloppe du bâtiment à haute performance afin de minimiser les échanges de chaleur avec l'extérieur. Le poste eau chaude sanitaire (ECS) va alors devenir le premier poste de consommation puisqu'il pourra représenter jusqu'à 50% de la consommation totale du bâtiment en énergie finale. C'est dans ce contexte que l'ADEME finance le projet PACTE ECS qui a pour but de développer des systèmes de production d'ECS basés sur l'utilisation d'énergie renouvelable.

Le travail présenté ici (effectué en collaboration avec la société CIAT) a pour objectifs d'étudier et d'optimiser les performances énergétiques d'un chauffe-eau thermodynamique avec récupération de chaleur sur la VMC (ventilation mécanique contrôlée) d'un logement collectif. L'utilisation de cette source de chaleur permet à la pompe à chaleur (PAC) de fonctionner avec une température de source froide plus favorable et lui permet ainsi de réduire sa consommation et de fournir de la chaleur à un plus haut niveau de température mieux adapté à la production d'eau chaude sanitaire. Une précédente étude [2] a montré une amélioration substantielle des performances saisonnières.

De plus, le coefficient de performance (COP) d'une PAC, tout comme le rendement d'un capteur solaire thermique, est sensible à la température au niveau du point d'aspiration dans le ballon. On peut cependant souligner une différence notable de sensibilité entre les deux systèmes. Ainsi lorsqu'on passe d'une température de 10°C à 60°C au point d'aspiration, le rendement d'un capteur solaire plan (sous un flux solaire de 500 W/m²) est divisé par deux [3] alors que le COP de la PAC utilisé est divisé par quatre [2]. En conséquence, l'influence de la température d'entrée du point d'aspiration sur les performances du système sera bien plus importante dans le cas d'une PAC que dans le cas d'un capteur solaire. Elle va dépendre du niveau de stratification dans le ballon mais aussi de la position des points d'aspiration, voire de celle du point de refoulement. Les paramètres de régulation vont également jouer un rôle important dans les performances d'un tel système. On se propose ici d'étudier le couplage thermo-hydraulique entre la PAC et le ballon de stockage de l'ECS à l'aide d'une étude de l'influence à différents paramètres.

2. Cadre d'étude

2.1. Système

Avant d'évoluer sur des concepts de chauffe-eau thermodynamiques plus complexes en termes d'agencement pour plus de performance, il est important de quantifier le potentiel énergétique de systèmes simples et de mettre en évidence l'importance d'un certain nombre de paramètres sur leurs performances.

Le système de référence étudié, présenté en Figure 1, peut être installé sur un bâtiment neuf ou en rénovation, individuel ou bien collectif, pour lequel il n'y a pas de valorisation de l'air extrait (échangeur double flux). En effet, le bâtiment collectif présente l'avantage d'avoir une ressource d'air extrait plus continue en raison du foisonnement lié à l'activité humaine plus dispersée sur la journée. Ce système est composé d'une batterie de récupération (de type tubes-ailettes) qui est située dans la gaine de refoulement collectant l'intégralité des débits d'air extrait du bâtiment. La chaleur récupérée est ensuite transférée au ballon de stockage grâce à une pompe à chaleur à haute température de type eau-eau. Le transfert se fait par l'intermédiaire d'un échangeur à plaques. La présence de ce dernier est rendu obligatoire par la réglementation qui impose d'avoir deux parois entre le fluide frigorigène et l'eau sanitaire.

Le ballon de stockage permet d'emmagasiner la chaleur tout en limitant la puissance de la PAC requise pour assurer le besoin. Le fonctionnement est de type semi-accumulation. Dans ce type de système, la résistance électrique n'est plus nécessaire pour peu que la PAC puisse atteindre un niveau de température suffisant (environ 65°C) pour répondre au critère réglementaire de traitement de la légionnelle.

Les circulateurs utilisés sont de type « haut rendement », ce qui assure une consommation minimale.

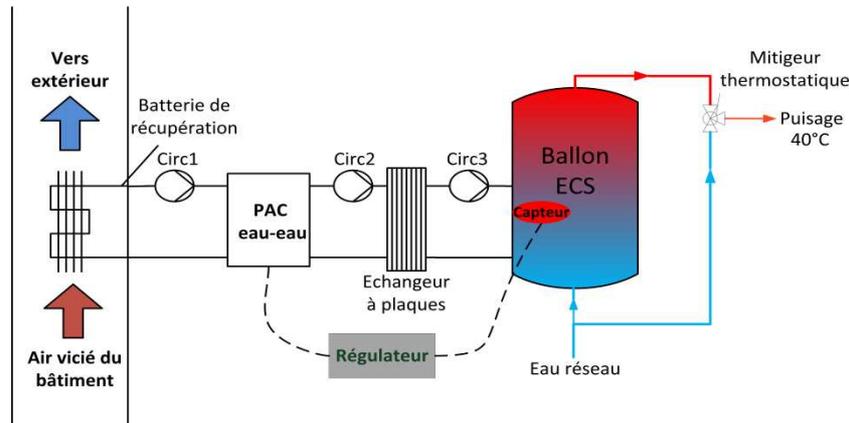


Figure 1 : Schéma hydraulique du système de production d'eau chaude sanitaire

La régulation de la PAC est de type Tout-Ou-Rien. La mise en marche et l'arrêt de la PAC et des circulateurs s'effectue par une régulation à hystérésis permettant de limiter les courts cycles, basée sur la mesure d'un capteur positionné à un certain niveau dans le ballon. Cette régulation fonctionne de la façon suivante : on fixe la température de consigne à T_{set} avec un différentiel de commutation ΔT_{com} , la PAC va toujours être en arrêt au-dessus de T_{set} , va toujours être en marche en dessous de $(T_{set} - \Delta T_{com})$ et va être en marche ou arrêt entre les deux suivant l'état dans lequel se trouve la PAC avant d'entrer dans cette zone.

2.2. Description des modèles

Tous les composants sont modélisés sous TRNSYS [4] qui est un logiciel dédié à la simulation dynamique des systèmes thermiques.

Modèle de ballon ECS

Le modèle de ballon utilisé ici est un modèle dynamique de type unidimensionnel. Afin de rendre compte de la stratification, il est possible de le discrétiser selon la direction verticale en N mailles de même taille comme indiqué sur la Figure 2. Il est ici divisé en 40 mailles et possède deux entrées et deux sorties.

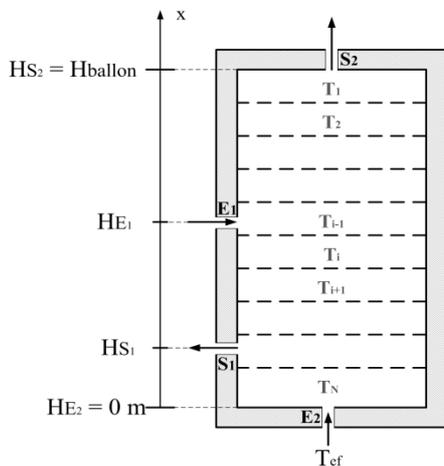


Figure 2 : maillage du ballon ECS

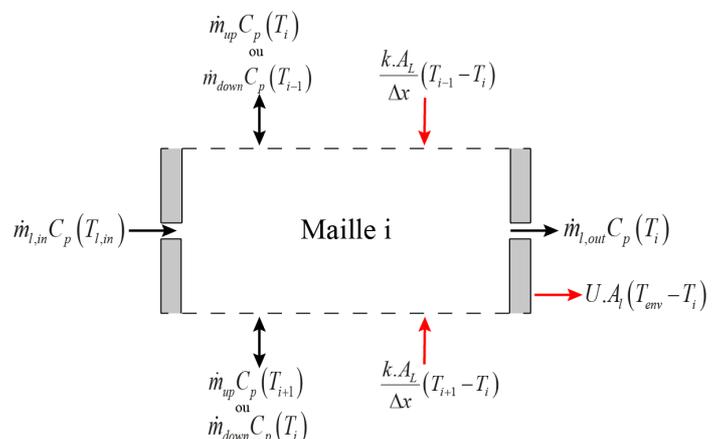


Figure 3 : maille de calcul générique

Sur chaque maille (voir Figure 3), on résout les équations de conservation de la masse (1) et d'énergie (2) :

$$\sum_i \dot{m}_{input,i} = \sum_j \dot{m}_{output,j} \quad (1)$$

$$\begin{aligned} \rho C_p V \frac{dT_i}{dt} = & \dot{m}_{down} C_p T_{i-1} - \dot{m}_{up} C_p T_i - \dot{m}_{down} C_p T_i + \dot{m}_{up} C_p T_{i+1} + \dot{m}_{l,in} C_p T_{l,in} - \dot{m}_{l,out} C_p T_{l,out} \\ & + UA_{lat} (T_{env} - T_i) + \frac{k.A_L}{\Delta x} (T_{i+1} - T_i) + \frac{k.A_L}{\Delta x} (T_{i-1} - T_i) \end{aligned} \quad (2)$$

Modèle de pompe à chaleur

Le modèle de pompe à chaleur est un modèle quasi-statique basé sur les tables de performances fournies par le constructeur CIAT. Ces dernières nous ont permis d'obtenir les équations des puissances échangées au condenseur, à l'évaporateur et absorbée par le compresseur en fonction des températures des sources froide et chaude. Ces expressions ont été obtenues en faisant une régression par les moindres carrés sous la forme d'un polynôme du troisième ordre à deux variables :

$$Y = C_1 + C_2.S + C_3.D + C_4.S^2 + C_5.(S.D) + C_6.D^2 + C_7.S^3 + C_8.(D.S^2) + C_9.(S.D^2) + C_{10}.D^3 \quad (3)$$

Avec S et D respectivement les températures des sources froide et chaude.

Ce modèle de PAC est un modèle quasi-statique, ce qui est justifié par le fait que, d'une part, le nombre de marche-arrêt de la PAC reste limité et, d'autre part, les évolutions du débit et de température des sources froide et chaude sont très progressives ce qui rend les effets dynamiques négligeables.

Modèles des échangeurs et des circulateurs

Ces modèles sont issus de la bibliothèque de TRNSYS. Le modèle d'échangeur est basé sur une simple méthode NUT (Type5). Celui du circulateur (Type3b) consiste seulement à renseigner la valeur du débit et la puissance consommée.

3. Simulation

3.1. Conditions aux limites

La source de chaleur (ou source froide) du système correspond à l'écoulement d'air hygiénique extrait des appartements d'un immeuble équipé de VMC autoréglable et circulant dans une colonne de ventilation du bâtiment. Le bâtiment simulé ici est constitué de 11 T3 standards. Nous avons fixé le débit d'air à 1600 m³/h et celle de la température de l'air à la valeur de 20°C.

Le puits de chaleur (ou source chaude) du système est représenté par la partie basse du ballon de stockage. Cette zone est la partie la plus froide du ballon à cause des effets de stratification. La température du puits de chaleur varie entre 15°C (ballon froid à la température de l'eau de ville) et 60°C (ballon uniformément à la température maximum). La valeur de cette température au cours du temps dépend fortement des profils quotidiens de

puisage qui varient de façon importante. Les profils utilisés ici sont issus des études de l'AICVF [5].

3.2. Contraintes sur les simulations

Au cours des simulations, on vérifie que les critères suivants sont vérifiés :

- Vérification qu'à tout instant la température de l'air en sortie de la batterie de récupération est supérieure à 8°C pour éviter le gel de l'échangeur
- La température en tout point du ballon est supérieure à 60°C pendant une heure sur 24 heures de façon à traiter la légionnelle.
- La température en sortie du ballon est supérieure à 45°C à tout instant de façon de satisfaire le besoin.

3.3. Paramètres de référence et fonction observable

Avant d'étudier l'influence de certains paramètres, on calcule notre fonction observable en attribuant à chaque paramètre d'entrée une valeur nominale de référence. Ces dernières sont données au tableau n°1 ci-après.

Paramètres d'entrée		Paramètres d'entrée	
<i>Pompe à chaleur</i>		<i>Circuit thermo-hydraulique</i>	
Puissance nominale, (kW)	7	$T_{mitigeur}$, (°C)	40
<i>Conditions aux limites</i>		E_{recup} , (%)	76
Nombre de T ₃	11	E_{PHE} , (%)	85
Volume d'eau puisé par T3	175	$Q_{v,circ1}$, (m ³ /h)	0.94
à 40°C, (L/jour)		$Q_{v,circ2}$, (m ³ /h)	1.25
Débit d'air extrait, (m ³ /h)	1600	$Q_{v,circ3}$, (m ³ /h)	1.25
Température de l'air	20	<i>Ballon ECS</i>	
extrait, (°C)		V_{ballon} , (m ³)	1.1
Température de l'eau du	15	H_{ballon} , (m)	2
réseau T_{ef} , (°C)		H_{S1} , (m)	0.45
<i>Régulation</i>		H_{E1} , (m)	1.35
T_{set} , (°C)	61	H_{S2} , (m)	2
ΔT_{com} , (K)	5	H_{E2} , (m)	0
$H_{capteur}$, (m)	1.125	U_{ballon} , (W/m ² K)	0.317

Tableau n°1 : Valeurs nominales des paramètres d'entrée du modèle

On peut ici souligner que les débits de circulation coté PAC sont forts ($Q_{v,circ3}=1.25$ m³/h) relativement au débit de puisage (0.25 m³/h pour le pic le plus fort).

Pour cette première approche, on choisit de calculer le COP journalier du système ($COP_{système}$) comme fonction observable. Ce dernier est relevé à partir d'un temps de simulation de dix jours afin d'éliminer complètement l'influence des conditions initiales. Il est calculé par l'équation (4) donnée ci-après.

$$COP_{système} = \frac{\int_0^t \dot{m}_{mitigeur} C_p (T_{mitigeur} - T_{ef}) dt}{\int_0^t (P_{compresseur} - P_{circulateurs}) dt} \quad (4)$$

Le $COP_{\text{système}}$, pour les valeurs nominales, vaut **3** pour un temps de fonctionnement de 8h30.

Les évolutions des températures dans le ballon au sommet, au point de refoulement (E1), au niveau du capteur (T_{capteur}) et au point d'aspiration (S1) au cours d'une journée typique sont présentées sur la Figure 4. On y retrouve également le profil de puisage ainsi que la plage de fonctionnement de la PAC.

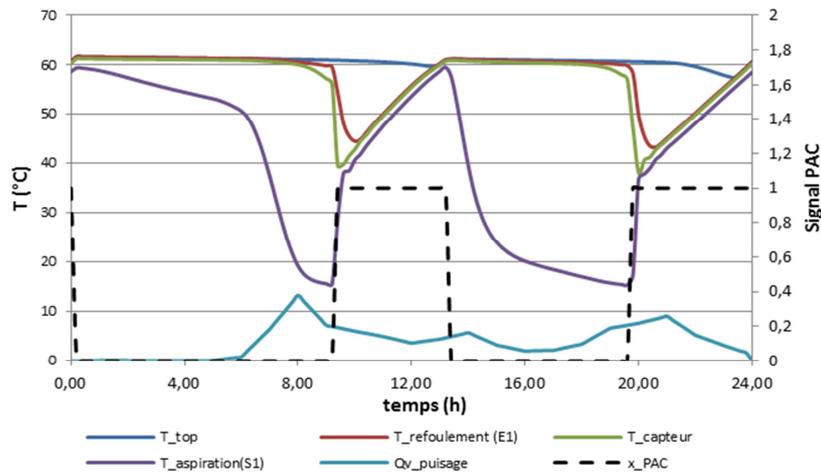


Figure 4 : Evolution temporelle des températures de différentes strates dans le ballon ECS

On constate une diminution des températures couche par couche lié au puisage jusqu'à ce que la couche relative au capteur atteigne la température ($T_{\text{set}} - \Delta T_{\text{com}}$) et que la PAC se mette alors en marche. Dès cet instant, les températures entre les points d'aspiration (S1) et de refoulement (E1) deviennent quasiment confondues. Ceci est lié à l'importance des débits provenant de la PAC ($Q_{v,\text{circ}3}$) par rapport au débit de puisage qui tend à homogénéiser les températures entre ces points.

4. Influence des paramètres

4.1. Paramètres étudiés

Nous nous intéressons en particulier aux paramètres intervenant dans le couplage entre la pompe à chaleur et le ballon ECS. Parmi ces paramètres présentés dans le Tableau n°2, on peut noter les positions H_{E1} et H_{S1} correspondant respectivement aux positions du refoulement et de l'aspiration de la PAC dans le ballon, le différentiel de commutation ΔT_{com} et la position du capteur de température H_{capteur} intervenant dans la mise en fonction et l'arrêt de la PAC.

Paramètres étudiés	Plage de variation
Hauteur du point de refoulement H_{E1} , (m)	0.625 – 1.975
Hauteur du point d'aspiration H_{S1} , (m)	0.025 – 1.125
Position du capteur de température pour la régulation H_{capteur} , (m)	0.475 – 1.775
Différentiel de commutation pour la mise en marche de la PAC ΔT_{com} , (K)	2.5 – 35

Tableau n°2 : Paramètres étudiés concernant le couplage PAC et ballon ECS.

4.2. Discussions des résultats

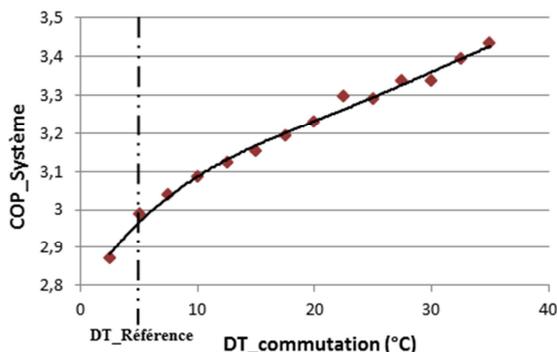


Figure 5 : Influence du différentiel de commutation (ΔT_{com}) sur le $COP_{Système}$

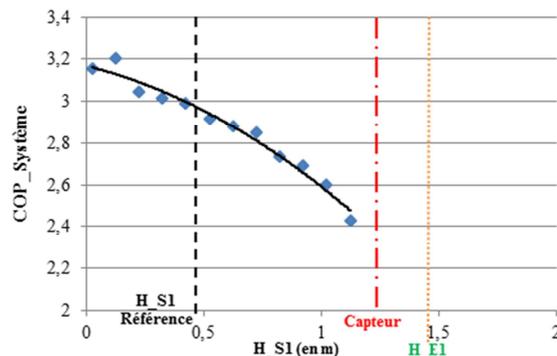


Figure 6 : Influence de la position du point d'aspiration (H_{S1}) sur le $COP_{Système}$.

La Figure 5 présente l'influence du différentiel de commutation sur le $COP_{Système}$. Ainsi, en passant de 2,5°C à 35°C le $COP_{Système}$ varie de 2,88 à 3,44, soit une augmentation de 20%. Ce comportement peut s'expliquer par le fait que l'augmentation du différentiel de commutation permet à la zone située en dessous du capteur (où se trouve le point d'aspiration) d'avoir une température moyenne plus basse que la partie située au-dessus. Cela permet de diminuer la température de la source chaude en entrée de PAC et donc de favoriser son COP.

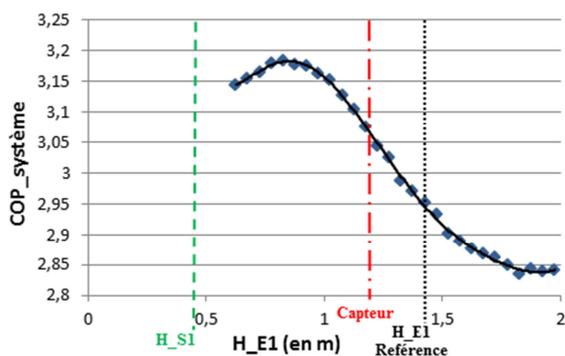


Figure 7 : influence de la position du point de refoulement (H_{E1}) sur le $COP_{Système}$

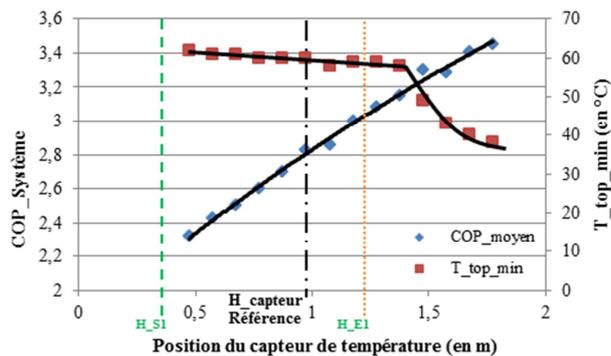


Figure 8 : influence de la position du capteur de température sur le $COP_{Système}$

Sur la Figure 6, la hauteur du point d'aspiration (H_{S1}) varie entre le bas du ballon et la position du capteur. On observe alors une diminution du COP de 24% avec l'augmentation de H_{S1} . Une explication possible est la sensibilité du COP à la température moyenne de l'eau entre le point d'aspiration (H_{S1}) et le point de refoulement (H_{E1}). Ainsi en abaissant le point d'aspiration, le volume d'eau « froide » compris entre ces deux points augmente. Cela fait chuter la température moyenne, ce qui fait progresser le COP de la PAC et donc le $COP_{Système}$. Le volume d'eau froide situé en-dessous du point d'aspiration apparaît comme un volume mort.

Cette analyse semble se confirmer sur la Figure 7 qui présente l'influence de la position du refoulement (H_{E1}) sur les performances. Les performances sont optimales lorsque la position du refoulement (H_{E1}) est plus basse que la position du capteur ($H_{capteur}$). On rappelle ici que la mise en marche de la PAC entraîne une destratification de l'eau entre les points H_{S1} et H_{E1} en raison du débit important de la PAC par rapport au débit de puisage. Dans cette condition, la température moyenne du volume d'eau compris entre H_{S1} et H_{E1} est plus faible, ce qui engendre une meilleure performance de la PAC. Pour le cas où le

refoulement PAC est au-dessus du capteur, la température de la masse d'eau située entre H_{capteur} et H_{E1} est dégradée en se mélangeant à la masse d'eau plus froide dans la partie basse du ballon. Le phénomène est d'autant plus important que H_{E1} est élevé.

Ce phénomène est également responsable de l'augmentation du $\text{COP}_{\text{Système}}$ lorsque H_{capteur} augmente (cf Figure 8). Cette influence est très sensible puisque le $\text{COP}_{\text{Système}}$ augmente de 2.3 à 3.4 en passant d'une position de 0.475 m à 1.775 m, soit 48 % de variation. Lorsque $H_{\text{capteur}} = H_{E1}$, on remarque que les conditions de régulation ne permettent plus de maintenir une température d'ECS à 60°C en sortie du ballon. Si ces conditions sont favorables pour les performances du système en raison d'un niveau de température moyenne de l'eau plus basse, cette situation doit être évitée afin de satisfaire les critères de besoin et de traitement de la légionnelle.

5. Conclusions et perspectives

Dans cette étude numérique, la modélisation sous TRNSYS de l'ensemble du système de production d'ECS avec récupération de chaleur sur air extrait a permis d'en évaluer les performances énergétiques. Des relevés expérimentaux du débit et de la température de l'air extrait provenant d'un logement collectif équipé d'une VMC simple flux hygroréglable de type B ont été utilisés. Les performances ont tout d'abord été évaluées pour un point de fonctionnement de référence. Notre étude s'est ensuite focalisée sur le couplage entre le ballon ECS et la PAC à travers une étude de l'influence de certains paramètres. L'influence des paramètres de régulation (H_{capteur} et ΔT_{com}) s'est avérée prépondérante sur le $\text{COP}_{\text{Système}}$. Celle des positions des piquages sur ballon est moins grande mais n'est clairement pas négligeable.

A la vue de ces résultats, différentes perspectives apparaissent. La première est la validation des modèles utilisés pour les différents composants et en particulier ceux du ballon ECS et de la PAC. A cette fin, un banc d'essai est en cours d'achèvement. La seconde perspective est de passer d'une étude de l'influence de certains paramètres à une étude de sensibilité globale afin de déterminer les paramètres qui sont corrélés.

Références

- [1] *La Réglementation Thermique « Grenelle Environnement 2012 » : la généralisation des Bâtiments Basse Consommation, une ambition sans équivalent en Europe*, Ministère de l'Ecologie, de l'Energie, du Développement durable et de la Mer (2010)
- [2] G. Segond, S. Launay, C. Sierra, L. Tadrict, C. Marvillet, *Système thermodynamique de récupération de chaleur sur l'air extrait des bâtiments pour la production d'eau chaude sanitaire*, Congrès SFT 2012, pages 480-487 (2012)
- [3] Chen et al., *Efficiencies of flat plate solar collectors at different flow rates*, Energy Procedia, SHC 2012, pages 65-72 (2012).
- [4] S.A. Klein et al., TRNSYS. 17 – A Transient System Simulation Program, *University of Wisconsin, USA*.
- [5] Recommandation AICVF 02-2004 Eau chaude sanitaire (2004)

Remerciements

Nos remerciements vont à l'Agence de l'Environnement et de la Maitrise de l'Energie qui nous fait bénéficier d'une aide pour ce projet portant la référence PACTE ECS - PAC-ECS, ainsi qu'à nos partenaires du projet PACTE ECS : CIAT, ATISYS CONCEPT et ADRET.