

Etude d'un système de récupération de chaleur sur eaux grises couplé à un chauffe-eau thermodynamique

Jean-Baptiste BOUVENOT^{1,2*}, Cyprien BEAUDET²

1: ICube laboratory, University of Strasbourg, France

2: INSA Strasbourg, 24 Boulevard de la Victoire, 67000 STRASBOURG

* (auteur correspondant : jean-baptiste.bouvenot@insa-strasbourg.fr)

Résumé - Cette étude vise à évaluer l'impact du couplage entre un chauffe-eau thermodynamique et un récupérateur de chaleur sur eaux grises et à en évaluer les performances en comparaison à un cas de référence (chauffe-eau électrique) sur la production d'eau chaude sanitaire. Cette étude se base d'abord sur une étude expérimentale permettant d'établir des modèles théoriques prenant en considération les effets dynamiques et l'encrassement de l'échangeur. Un modèle de type "carte de performance" est utilisé pour la pompe à chaleur. Enfin, le ballon est modélisé via un modèle stratifié issu du logiciel TRNSYS. Les résultats montrent un impact significatif de l'encrassement sur les performances de l'échangeur mais des gains importants sur les consommations énergétiques (> 50 %). L'impact du préchauffage de l'eau froide sur le coefficient de performance de la pompe à chaleur est sensible (- 10 % environ) mais le gain énergétique global de la combinaison de ces 2 technologies reste significatif.

Nomenclature

<i>COP</i>	coefficient de performance	<i>Symboles grecs</i>	
c_p	chaleur spécifique de l'eau, $J.kg^{-1}.K^{-1}$	ρ	masse volumique, $kg.m^{-3}$
<i>E</i>	efficacité moyenne, -	τ	constante de temps, <i>s</i>
<i>Ex</i>	exergy, <i>J</i>	<i>Indices et exposants</i>	
<i>GES</i>	gaz à effet de serre	<i>cw</i>	eau froide (cold water)
<i>k</i>	coefficient de correction,-	<i>dhw</i>	ECS (district hot water)
<i>Q</i>	chaleur, <i>J</i>	<i>drain</i>	siphon
q_v	débit volumique, $m^3.s^{-1}$	<i>él</i>	électrique
<i>s</i>	entropie, <i>J</i>	<i>hx</i>	échangeur de chaleur
<i>r</i>	raison de suite géométrique,-	<i>loss</i>	pertes/déperditions
t_r	temps de retard, <i>s</i>	<i>nom</i>	nominal
<i>T</i>	température, °C ou <i>K</i>	<i>sys</i>	système
<i>US</i>	conductance thermique, $W.K^{-1}$	<i>tank</i>	ballon d'eau chaude
		<i>tot</i>	total

1. Introduction

L'eau chaude sanitaire (ECS) est un poste important de consommation d'énergie dans les bâtiments résidentiels (le deuxième après le chauffage), représentant 16 % en France [1, 2] en 2021 (15 % en Europe en 2021 [3], 18 % aux États-Unis en 2023 [4]). Ce taux n'a cessé de croître, doublant au cours des 50 dernières années en France [1,2], du fait de l'amélioration de la performance thermique des bâtiments (réglementations de plus en plus contraignantes (RT 2012 et RE2020)) et de l'augmentation du niveau de confort, notamment avec des douches plus fréquentes. Ce taux sera encore plus élevé pour des bâtiments performants (neufs ou rénovés) pouvant atteindre de l'ordre de 30 % [5]. L'énergie consommée pour l'ECS consacrée aux douches en France représente environ 49 TWh en 2021 [1], dont 24 TWh [1] sont produits avec de l'énergie électrique, principalement avec des systèmes à effet Joule (environ 11 M d'unités) qui fonctionnent principalement la nuit pendant les heures creuses. Cette consommation électrique de base est principalement couverte par des centrales nucléaires. Cela représente la production d'électricité d'environ 2 réacteurs (sur 56 en France en 2023). Parmi les consommations d'ECS, la consommation liée aux douches représente environ 2/3 du total. Il s'avère que c'est aussi la source de chaleur la plus facile à récupérer (eaux grises "peu chargées" par rapport aux eaux grises "très chargées" c'est-à-dire les eaux huileuses). Outre les gains en

termes d'efficacité énergétique et d'émissions de GES, la récupération d'une partie de cette énergie offre l'opportunité de libérer des capacités électriques au regard du recours croissant à la mobilité électrique, qui nécessitera de grandes quantités d'énergie pendant cette même période nocturne pour leur recharge. Le plus souvent, on travaille à améliorer la production d'ECS (ballons d'eau chaude thermodynamiques, pompes à chaleur, panneaux solaires thermiques, biomasse...) sans se préoccuper de récupérer la chaleur perdue lors de l'évacuation des eaux grises encore chaudes. C'est pourtant ce qui est couramment fait dans un système de ventilation double flux par exemple. En termes de qualité énergétique (exergie), en considérant un environnement ambiant à $T_0 = 273 \text{ K}$ et une température d'eau grise au niveau du siphon à $T_{\text{drain}} = 307 \text{ K}$ (34 °C : déterminée à partir de mesures), une douche utilise une faible partie de l'exergie incidente $\dot{E}_{x_{\text{tot}}}$ contenue dans l'ECS à 40 °C : environ 30 % (cf. Eq 1 et fig. 1) :

$$d\dot{E}_x = d\dot{Q} - T_0 d\dot{s} \text{ [W]}; \quad d\dot{Q} = \rho c_p q_v dT$$

$$\dot{Q}_{\text{used}} = \rho c_p q_v (T_{\text{dhw}} - T_{\text{drain}}); \quad \dot{Q}_{\text{tot}} = \rho c_p q_v (T_{\text{dhw}} - T_{\text{cw}})$$

$$\dot{E}_{x_{\text{used}}} = \dot{Q}_{\text{used}} \left(1 - \frac{T_0}{T_{\text{dhw}} - T_{\text{drain}}} \ln \left(\frac{T_{\text{dhw}}}{T_{\text{drain}}} \right) \right) \quad \dot{E}_{x_{\text{tot}}} = \dot{Q}_{\text{tot}} \left(1 - \frac{T_0}{T_{\text{dhw}} - T_{\text{cw}}} \ln \left(\frac{T_{\text{dhw}}}{T_{\text{cw}}} \right) \right) \rightarrow \frac{\dot{E}_{x_{\text{used}}}}{\dot{E}_{x_{\text{tot}}}} \approx 0,3 \quad (1)$$

Par ailleurs, en termes énergétiques, le résultat est encore plus faible avec seulement 20% de la chaleur totale produite qui est utilisée (chaleur qui est utilisée/perdue par convection avec l'épiderme et par évaporation entre la tête de douche et la bonde (cf. Fig.1)). 80 % de la chaleur produite sera évacuée par le siphon (puissances de l'ordre de 10 kW):

$$\frac{\dot{Q}_{\text{used}}}{\dot{Q}_{\text{tot}}} = \frac{T_{\text{dhw}} - T_{\text{drain}}}{T_{\text{dhw}} - T_{\text{cw}}} = \frac{40 - 34}{40 - 10} \approx 0,2 \quad (2)$$

Il est relativement facile de récupérer cette chaleur, soit via des échangeurs de chaleur passifs et gravitaires, soit via des systèmes thermodynamiques actifs qui utilisent cette chaleur perdue comme source froide. Ces derniers sont évidemment pertinents mais les avantages de la première solution sont sa faible technicité, sa faible maintenance (pas de pièces mobiles), sa longue durée de vie et son faible coût. L'inconvénient majeur réside cependant dans son intégration, puisqu'elle implique un échangeur gravitaire qui doit idéalement être situé en dessous et aussi près que possible de l'évacuation des eaux grises, ce qui n'est pas toujours possible (maison de plain-pied ou appartements). Aussi, se développe le recours aux chauffe-eaux thermodynamiques (CET) en remplacement des traditionnels chauffe-eaux électriques (CEE) à effet Joule permettant d'améliorer l'efficacité énergétique de la production d'ECS dans les bâtiments d'un facteur 3 environ (correspondant au COP de la pompe à chaleur PAC). La combinaison d'un CET avec un récupérateur de chaleur sur eau grise permet en théorie des gains importants en termes énergétique, économique et environnemental.

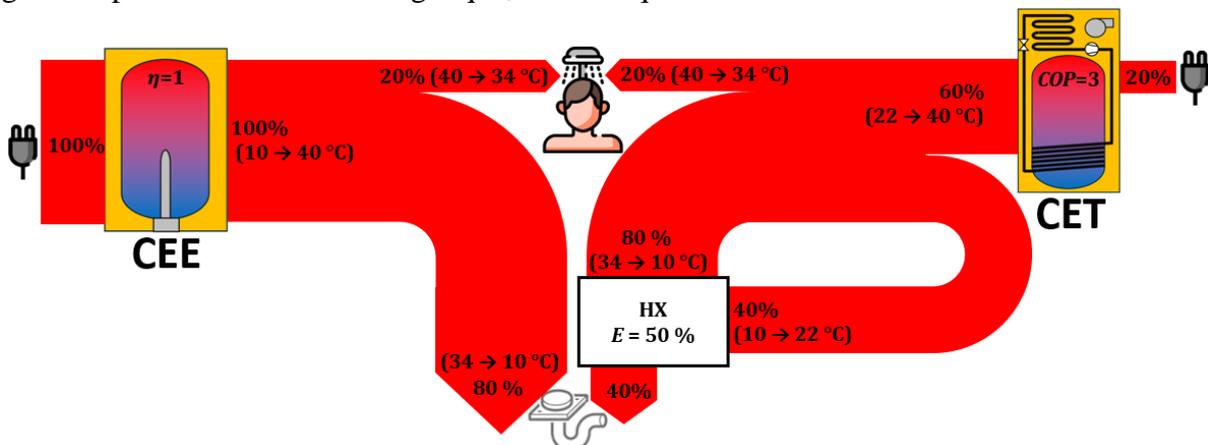


Figure 1 : Diagramme de Sankey comparant une solution de référence (CEE) avec une solution basée sur un CET + récupérateur de chaleur sur eaux grises

La consommation d'énergie finale peut être réduite d'un facteur 5 environ (*cf.* fig. 1) par rapport au cas de référence : CEE sans récupérateur. Or la récupération de chaleur sur eaux grises va potentiellement augmenter la température d'eau froide : plus cette eau constituant la source chaude du ballon thermodynamique sera préchauffée et plus cela va dégrader le coefficient de performance *COP*.

Cette étude vise à évaluer l'impact de ce couplage et à en évaluer les performances en comparaison à un cas de référence (CEE seul). Elle se base d'abord sur une étude expérimentale permettant d'établir un modèle théorique considérant les effets dynamiques et l'encrassement de l'échangeur de chaleur. Enfin des modèles de PAC pour le CET, de ballon stratifié pour le CET et le CEE et des profils puisages ont été développés dans le logiciel TRNSYS.

2. Essais *in situ*

Une étude *in situ* a été réalisée [6] dans un appartement familial équipé du système *Obox* de l'entreprise *Ehtech* (échangeur à plaques gravitaire avec purge automatique intégrée). En plus des purges mécaniques (eau du réseau sous pression à 3 bars injectée à contre-courant), des purges chimiques (soude) ont été réalisées environ tous les 2 mois.

2.1. Efficacité de l'échangeur de récupération

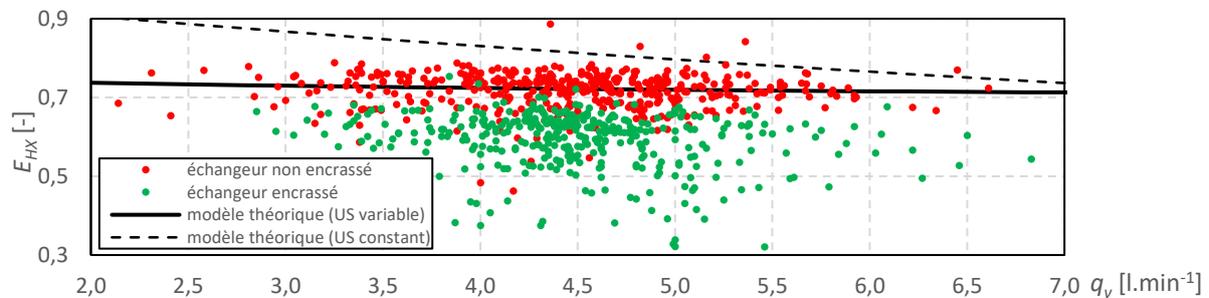


Figure 2 : Efficacité moyenne de l'échangeur par douche en fonction du débit de soutirage

L'efficacité nominale donnée par le fabricant est de 71% pour un débit de soutirage de 8 l.min⁻¹. On a tracé sur la figure 2 les efficacités moyennes par douche sur la durée des essais (14 mois) en distinguant les cas où l'échangeur était encrassé et les cas où il fonctionnait aux conditions nominales (non encrassé). La détection des « périodes encrassées » a été réalisée via un filtre sur les valeurs obtenues : à partir d'un certain écart à la valeur nominale théorique (90 %), on juge que l'échangeur est encrassé. On peut noter un faible impact du débit sur les performances de l'échangeur ce qui est contraire à la théorie du nombre d'unités de transferts *NUT*. La modélisation proposée (*cf.* 3.1 et Eq. 3) prendra en compte cet effet. L'efficacité moyenne du récupérateur est donc relativement constante peu importe le débit et l'impact de l'encrassement sur les performances est sensible malgré une purge hydromécanique hebdomadaire. L'efficacité moyenne annuelle de l'échangeur est ici de 0,66 pour une efficacité nominale au débit moyen (4,1 l.min⁻¹) de 0,72. Les pertes de performances liées à l'encrassement sont donc en moyenne de 8,3%. L'efficacité du système incluant les pertes entre le mitigeur et le siphon est de 0,52 ce qui veut dire que la consommation d'ECS a été divisée par un facteur 2. Le facteur de perte (part non récupérable de l'ECS) est de 21% en moyenne. L'énergie récupérée s'élève à 589 kWh.an⁻¹ soit un gain significatif de 7 kWh_{EF}.m⁻².an⁻¹ (ou 16 kWh_{EP}.m⁻².an⁻¹) ici. Ce gain correspond à une économie d'environ 120 €/an.

2.2. Etude du régime instationnaire

L'efficacité donnée à la figure 2 correspond aux valeurs moyennes par douche. La figure 3 donne pour le cas « non encrassé » la valeur de l'efficacité en fonction du temps de soutirage. Au début d'un soutirage, un phénomène de temps de retard pur est constaté (le temps que le fluide froid stagnant dans le réseau soit évacué) puis l'eau préchauffée monte en température

en suivant une loi du premier ordre. Un modèle de régression a permis d'identifier ces 2 paramètres à $t_r = 40$ s pour le temps de retard et $\tau = 60$ s pour la constante de temps (modèle du 1^{er} ordre retardé). On s'aperçoit qu'au final, au bout de 4 min seulement (temps inférieur à la majorité des durées des douches prises ici), l'efficacité moyenne atteint 95% de l'efficacité nominale ce qui rend peu sensible le système au temps de soutirage.

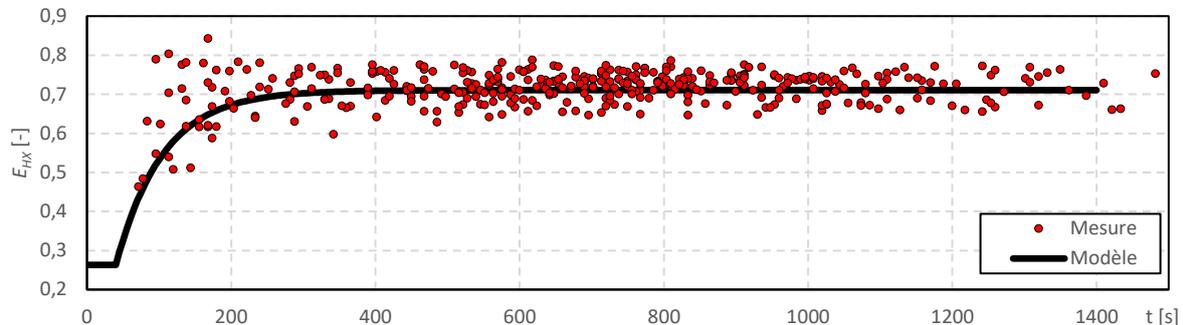


Figure 3 : Impact du temps de soutirage sur l'efficacité moyenne de l'échangeur de chaleur

2.3. Etude de l'encrassement

Le système de récupération est soumis à un fluide dit « chargé » au primaire : l'eau grise étant par nature « souillée » et contenant notamment de la matière organique (épiderme, cheveux, sueur) et des matières grasses (savon). Ces eaux auront donc une capacité à encrasser les canaux de l'échangeur par 2 voies : le colmatage et le développement d'un biofilm sur les parois métalliques de l'échangeur. Pour le colmatage, un système de purge hydromécanique hebdomadaire et automatique est mis en place (eau sous pression (eau du réseau à 3 bars) injectée à contre-courant pendant 20 s environ) mais est insuffisant ici (*cf.* fig. 4). En effet, l'autre type d'encrassement micro biologique arrive à se développer malgré ces purges. Des purges chimiques sont alors nécessaires pour nettoyer l'échangeur et améliorer son efficacité. Ici, une purge chimique (soude) a été réalisée tous les 2 mois environ et a permis de récupérer totalement les performances initiales de l'échangeur à chaque nouveau cycle. Il est à noter que d'autres technologies permettent un nettoyage de l'échangeur en le rendant accessible (échangeur intégré à la bonde/siphon d'évacuation), cependant, en général, les performances sont moindres ($E_{hx} < 50\%$). On peut observer un cycle d'encrassement qui se répète avec une baisse d'efficacité relativement linéaire et qui dépend principalement du temps (et non du nombre de douches). Ce comportement est similaire aux travaux de Wanner [7]. On utilisera alors en première approche un modèle basé sur une suite géométrique (*cf.* Eq. 4) qui viendra réduire l'efficacité de l'échangeur pour chaque jour (*cf.* modèle de la Fig. 4).

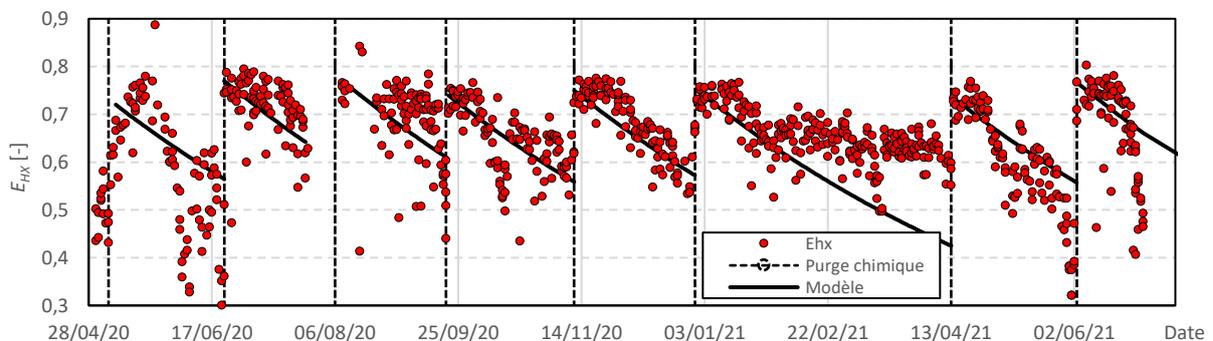


Figure 4 : Impact de l'encrassement sur l'efficacité de l'échangeur

2.4. Température d'eau froide

Les températures d'eau froide ont été mesurées (*cf.* fig. 5) pour en tirer un modèle de type sinusoïdal marqué par une amplitude de 10 K et une valeur moyenne de 15 °C, qui est plus élevée que la valeur réglementaire de 12,8 °C. Ces températures sont caractéristiques d'un

milieu urbain où elle sera plus élevée qu'en milieu rural notamment. Ce paramètre est important ici, puisque les performances (notamment la puissance et l'énergie récupérée) de ce système vont sensiblement varier selon la saison avec une quantité de chaleur récupérée bien plus importante en hiver (d'un facteur 2 environ) du fait de plus grands écarts de température entre l'eau froide et l'eau grise (jusqu'à 24 K en hiver contre seulement 14 K l'été).

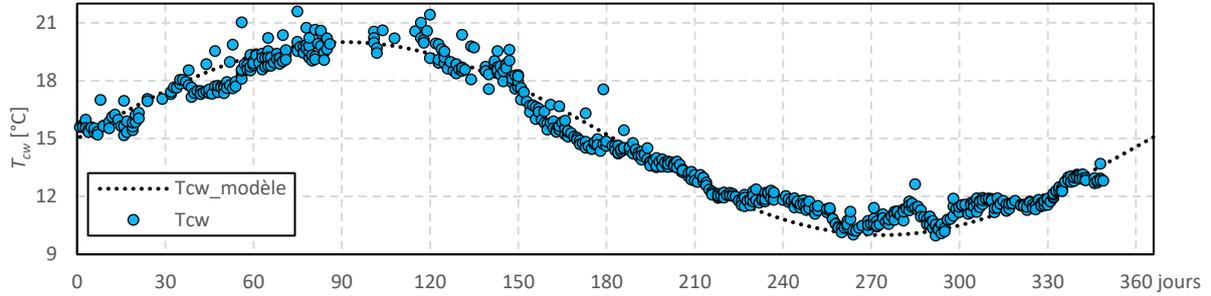


Figure 5 : Températures d'eau froide à Strasbourg (mesures et modèle)

3. Modèle numérique

Sur la base des résultats expérimentaux, un modèle numérique a été développé de manière à simuler précisément le comportement de ce type de système en considérant différents phénomènes : l'encrassement, l'inertie et l'impact du débit sur l'échange thermique. Ce modèle a été implémenté dans le logiciel TRNSYS comportant 3 modules : un modèle de ballon stratifié, un modèle simplifié de PAC (pour le CET) et un modèle de soutirage.

3.1. L'échangeur de chaleur

L'échangeur de chaleur de récupération des eaux grises utilise la méthode du *NUT* déjà développée dans de précédents travaux [6] en considérant cette fois un coefficient d'échange *US* variable en fonction des débits côtés primaire et secondaires (formule issue de la littérature [8]) et dont le paramètre *k* a été déterminé sur la base des résultats expérimentaux :

$$US = US_{nom} \frac{q_{v,drain,nom}^{-k} + q_{v,cw,nom}^{-k}}{q_{v,drain}^{-k} + q_{v,cw}^{-k}} \quad (3)$$

avec $k = 0,9$; $q_{v,drain,nom} = q_{v,cw,nom} = 8 \text{ l. min}^{-1}$ et $US_{nom} = 1365 \text{ W. K}^{-1}$

Le modèle est basé sur le Type 91b de TRNSYS. Un bilan massique et thermique est réalisé à chaque instant au niveau de la vanne mélangeuse pour déterminer les débits de soutirage du ballon et d'eau froide provenant du réseau en fonction du niveau de température de l'eau préchauffée et de l'eau en haut du ballon (variables) et permettant de produire de l'eau mitigée à 40 °C. Ensuite, par rapport à l'encrassement, on utilise une suite géométrique de raison $r=0,9945$ (-0,55%/jour sur E_{hx}) qui va faire décroître l'efficacité chaque jour (cf. Eq. 4 et « Modèle » de la Fig. 4). Une fréquence d'une purge chimique par mois est considérée ici. Enfin, pour les effets instationnaires (retard pur et inertie du système), on utilise un coefficient multiplicateur f qui prend en compte ces 2 phénomènes selon l'équation 4 :

$$E_{hx}^{j+1} = f \cdot r \cdot E_{hx}^j \text{ avec } r = 0,9945 \text{ et } f = \text{MAX} \left(0; \left(1 - e^{-\frac{t-t_r}{\tau}} \right) \right) \text{ et } E_{hx}^0 = 0,72 \quad (4)$$

3.2. Le système thermodynamique

La PAC est modélisée grâce à la carte de performance d'un CET commercial fournie par le fabricant. Une régression surfacique a été réalisée permettant de caractériser simplement le *COP* instantané en fonction des températures des sources chaudes (eau en bas du ballon) :

$$COP = aT_{air} + bT_{tank} + c \quad (5)$$

Le ballon est modélisé en considérant 15 strates horizontales et on considère que le condenseur se situe sur le premier 1/3 du ballon. La température T_{tank} est donc calculée sur la moyenne de ces 5 premières strates (n° 11 à 15). On supposera pour l'étude que la température de l'air est de 16 °C (air ambiant ou air repris de VMC).

3.3. Ballon d'ECS

Le ballon d'ECS (CEE ou CET) est modélisé via le Type TRNSYS n° 158 (stockage liquide vertical stratifié sans échangeur immergé avec appoint). Le réservoir est divisé en nœuds de température (15 ici) à volume constant et sont supposés être isothermes et interagir thermiquement avec les nœuds voisins par le biais de plusieurs mécanismes : la conduction des fluides entre les nœuds et le mouvement des fluides (soit le mouvement forcé des flux d'entrée, soit la dé stratification naturelle, soit le mélange dû aux inversions de température dans le réservoir). La résistance électrique du CEE et la PAC du CET sont modélisées comme des termes sources sur les 5 nœuds en bas du ballon. Pour la pompe à chaleur, on suppose que la puissance du compresseur est fixe à 350 W et que le terme source sera donc égal à $350.COP(t)$. Les ballons sont composés de 2 ports : le port d'injection pour l'eau froide ou préchauffée (nœud n°15) et un port de soutirage pour alimenter le mitigeur (nœud n° 1).

3.4. Soutirage

Un profil type de soutirage issu de la norme NF EN 13203-2 [9] avec trois douches par jour, une le matin et deux le soir est considéré. Ce profil représente, selon la norme, un profil de soutirage caractéristique d'un ménage de 3-4 personnes.

3.5. Régulation

La régulation est relativement simple avec un fonctionnement en tout ou rien autorisé durant les heures creuses (23h-6h) et avec des consignes fixes à 55 °C.

4. Validation et résultats

Dans un premier temps, un processus de validation du modèle a été réalisé. Nous avons comparé le COP issu de notre modélisation à celui indiqué par le constructeur. Pour cela, nous nous sommes placés dans les mêmes conditions d'essais que celles du constructeur, c'est-à-dire les conditions dictées par la norme NF EN 16147+A1 [10] : CET sur air extérieur à 7°C, température de l'ambiance à 15°C, température de consigne à 55°C et température d'eau froide à 10°C. Enfin, nous avons également comparé les performances du CET sur 48h dans nos conditions d'essai, entre le système {CET seul} et {CET + récupérateur de chaleur}. Les résultats sont exposés dans le tableau suivant :

Conditions d'essai	NF EN 16147+A1		Modèle TRNSYS	
	Constructeur	Modélisation	CET seul	CET + HX
COP	3,19	3,26 (+2,1 %)	3,44	3,12 (-9,3 %)

Tableau 1 : Comparaison des COP entre modèles et essais normatifs

Les essais réalisés dans les conditions de la norme permettent de valider notre modèle de CET, puisque la différence entre notre simulation et la valeur du fabricant est très faible (de l'ordre de 2 %). Concernant les simulations dans les conditions définies dans le cadre de cette étude, le préchauffage de l'eau froide dégrade donc les performances du CET de l'ordre de 10%. Cependant, il faut désormais considérer les gains globaux d'un tel couplage (volume d'eau chaude soutirée du ballon moins élevé et fonctionnement moins long de la pompe à chaleur). Le tableau 2 compare l'ensemble des configurations (CEE ou CET avec et sans échangeur de récupération) :

	CEE	CEE+HX	CET	CET+HX
Q_{hx} [kWh]	-	757	-	757
Q_{dhw} [kWh]	1670	1670	1670	1670
Q_{el} [kWh]	1997	1301(-35%)	643	460 (-28%)
Q_{loss} [kWh]	328	385(+17%)	361	410 (+14%)
E_{syst} [%]	-	45,5	-	45,5
COP [-]	1	1	3,16	2,89 (-8,5 %)

Tableau 2 : Comparaison des résultats sur une année

On observe un écart relatif du COP du CET avec et sans récupération de chaleur de 8,5 % avec une simulation annuelle. Cet écart est relativement faible comparé aux hypothèses conservatrices de la RT 2012 [11]. Dans le calcul du gain réglementaire amené par la récupération de chaleur, un rendement de génération, est pris égal à 68 % du $COP_{nominal}$ du CET, soit une perte de 32 % sur les performances du CET. L'écart est donc assez conséquent et pénalise la récupération de chaleur. Il s'avère qu'on retrouve cet ordre de grandeur en utilisant une approche basée sur les COP théoriques de Carnot. En revanche, bien que le COP diminue avec la récupération de chaleur, on remarque que celle-ci permet de réduire la durée de fonctionnement du compresseur et donc d'alléger la consommation d'énergie électrique. La récupération de chaleur a permis d'économiser 183 kWh électriques sur une année. La consommation d'énergie électrique du CET est réduite d'environ 28 %. Cependant, ce calcul prend en compte les déperditions du ballon qui d'ailleurs sont plus élevées dans le cas où on récupère la chaleur (car la moyenne de la température du ballon est plus élevée du fait du préchauffage de l'eau froide). Hors déperditions, en modélisant un ballon sur-isolé, la récupération de chaleur permet de diminuer la consommation électrique du CET de 491 kWh à 300 kWh, soit de 39 %. Par rapport à un ballon électrique sans récupérateur (cas de référence), le couplage {CET+échangeur} permet une diminution des consommations énergétiques d'un facteur 4,3. La récupération de chaleur seule permet quant à elle de couvrir 45,5 % des besoins d'ECS (E_{syst}) (résultat prenant en compte l'impact de l'encrassement et de l'inertie du système) ce qui en fait un système tout à fait pertinent et performant pour les bâtiments. Au niveau du test *in situ*, l'efficacité du système a été de 52 % sur 1 an. Les simulations journalières permettent de comprendre la dynamique du système et du CET plus précisément, notamment en ciblant la période de chauffe suivant une prise de douche. Ces simulations ont été réalisées sur 48h, du 1er janvier au 3 janvier avec un pas de temps de simulation de 30 s. On peut observer l'effet de la récupération de chaleur qui dégrade le COP au démarrage de la PAC, mais permet un fonctionnement plus court (*cf.* figures 6 et 7).

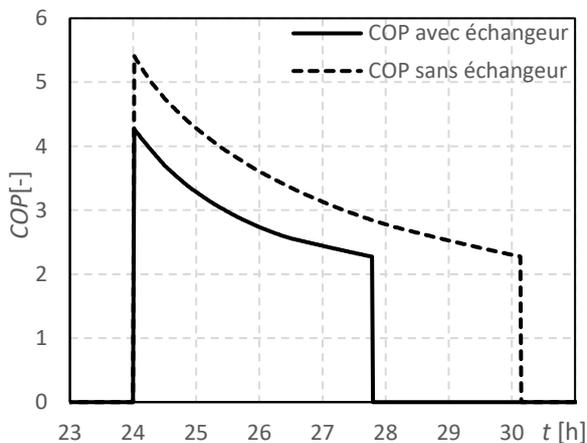


Figure 6 : Evolution du COP sur un cycle de chauffe avec et sans échangeur de récupération

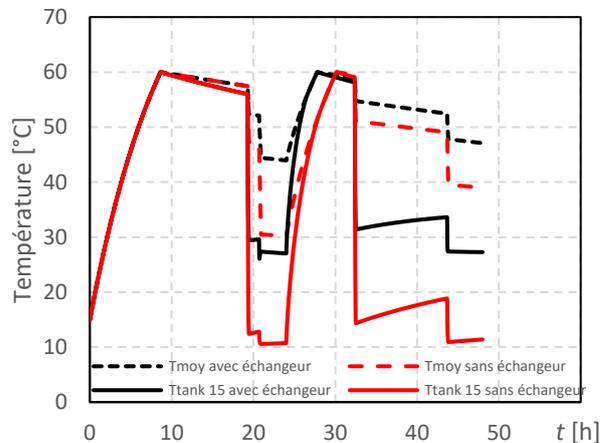


Figure 7 : Evolution des températures (nœud n° 15 et moyenne) sur un cycle de chauffe + soutirage

5. Conclusion

En conclusion, ce travail a permis de fournir des données expérimentales sur un échangeur dédié à la récupération de chaleur sur eaux grises. Ces résultats expérimentaux ont permis d'abord de mieux appréhender les phénomènes d'encrassement et les effets transitoires sur les performances d'un tel système qu'il faudra gérer. Ils ont également permis de développer des modèles analytiques simplifiés (premier ordre retardé pour l'efficacité de l'échangeur, impact du débit sur la conductance thermique et suite géométrique sur l'efficacité pour la prise en compte de l'encrassement). Ces données ont pu alimenter un modèle numérique développé dans le logiciel TRNSYS simulant finement les performances de ce type de système. Une étude numérique a ensuite été menée pour montrer l'intérêt de ces systèmes dans un contexte de transition énergétique et de sobriété énergétique et technologique. La combinaison de ce type d'échangeur avec des CEE permet une division de l'ordre d'un facteur 2 sur les consommations d'énergie finale et de l'ordre d'un facteur 4 si un CEE est remplacé par un CET équipé d'un échangeur de récupération. Les déperditions (consommations d'entretien) des CE deviennent alors prépondérantes et seront à traiter. La perspective principale de ce travail sera de mieux modéliser l'encrassement de l'échangeur en développant un modèle prenant en compte les différentes phases de la création d'un biofilm (induction, croissance, stabilisation) et de son impact sur la résistance thermique d'encrassement associée.

Références

- [1] « 2018-climat-air-energie_chiffres-cles-010354.pdf ». Consulté le: 7 février 2023 https://bibliothèque.ademe.fr/cadic/1731/2018-climat-air-energie_chiffres-cles-010354.pdf
- [2] « Énergie dans les bâtiments », Ministères Écologie Énergie Territoires ». Consulté le 3 avril 2023 <https://www.ecologie.gouv.fr/energie-dans-batiments>
- [3] Deutz, K. R. (2018). *Optimisation du cycle de fonctionnement d'un chauffe-eau thermodynamique résidentiel* (Doctoral dissertation, Université de Lyon).
- [4] <https://www.energy.gov/energysaver/water-heating>
- [5] Enertech, *Etude sur la performance énergétique de copropriétés rénovées*, Décembre 2023. <https://www.enertech.fr/etude-sur-la-performance-energetique-de-coproprietes-renovees/>
- [6] Bouvenot, J. B., Latour, B., & Arrayet, F. , Analyse théorique et expérimentale d'un système de récupération gravitaire de chaleur sur eaux grises. In *Congrès français de thermique*. (2020).
- [7]: O. Wanner, *Biofilms, Les biofilms s'opposent à la récupération de chaleur* *Eawag News 60f/Juillet 2006, Eawag*., 2006, [http://library.eawag.ch/eawag-publications/EAWAGnews/60F\(2006\).pdf](http://library.eawag.ch/eawag-publications/EAWAGnews/60F(2006).pdf)
- [8] Giraud, L., Baviere, R., Vallée, M., & Paulus, C. (2015, September). Presentation, validation and application of the DistrictHeating Modelica library. In *Proceedings of the 11th International Modelica Conference* (Vol. 118, pp. 79-88). Linköping, Sweden: Linköping University Electronic Press.
- [9] Afnor, *NF EN 13203-2, Appareils domestiques produisant de l'eau chaude sanitaire utilisant les combustibles gazeux - Partie 2 : évaluation de la consommation énergétique*, Afnor, décembre 2018
- [10] Afnor, *NF EN 16147+A1, Pompes à chaleur avec compresseur entraîné par moteur électrique - Essais, détermination des performances et exigences pour le marquage des appareils pour eau chaude sanitaire*, Afnor, décembre 2022
- [11] RT2012, ANNEXE : Modalités de prise en compte des systèmes de récupération instantanée de chaleur sur eaux grises dans la réglementation thermique 2012, 2012

Remerciements

Les auteurs souhaitent remercier le Campus des Métiers et des Qualifications en Ecoconstruction & Efficacité Énergétique CMQ3E pour le soutien financier au projet GREYNERGIE.