

Analyse théorique et expérimentale d'un système de récupération gravitaire de chaleur sur eaux grises.

Theoretical and experimental analysis of a gravity grey water heat recovery exchanger.

Jean-Baptiste BOUVENOT^{1,2*}, Benjamin LATOUR^{1,2} et Fanny ARRAYET²

¹ Laboratoire ICube UMR 7357 - Laboratoire des sciences de l'ingénieur, de l'informatique et de l'imagerie

300 bd Sébastien Brant - CS 10413 - F-67412 Illkirch

²Institut National des Sciences Appliquées de Strasbourg

24 Boulevard de la Victoire 67000 Strasbourg

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

Résumé – Ce travail propose une analyse théorique des récupérateurs de chaleur gravitaires sur eaux grises liées à l'ECS. L'étude présente et compare énergétiquement différents montages hydrauliques et en tire des préconisations pour optimiser la mise en œuvre de ces systèmes. Ensuite, ce papier présente l'analyse de données d'un test *in situ* réalisé dans un logement équipé d'un récupérateur de chaleur sur eau grise gravitaire. Cette étude permet d'évaluer la performance de ces systèmes en conditions réelles et permet d'établir des corrélations quant à l'influence de certains paramètres. Enfin, une comparaison sera faite aux conditions de tests normalisés pour en proposer des améliorations.

Mots-clés : Récupérateur de chaleur sur eaux grises ; Récupérateur de chaleur sur eaux de douche ; Echangeurs de chaleur ; Echangeur gravitaire ; Low Tech

Abstract – This work presents a theoretical analysis of a gravity grey water heat recovery exchanger linked to DHW. The study presents and energetically compares different hydraulic architectures and give recommendations to optimize the implementation of these systems. Then, this paper presents the analysis of the data from an *in situ* test carried out in a dwelling equipped with a gravity grey water heat recovery unit. This study makes it possible to evaluate the performance of these systems in real conditions and makes it possible to establish correlations on the influence of certain parameters. Finally, a comparison will be made to standardized test conditions to suggest improvements.

Keywords: Grey water heat recovery; Drain water heat recovery; Heat exchanger; Gravity exchanger; Low tech.

Nomenclature

c_p capacité thermique massique, $J.kg^{-1}.K^{-1}$

E efficacité,-

NUT Nombre d'Unités de Transfert

P puissance thermique, W

q_v débit-volume, $m^3.s^{-1}$

R facteur de déséquilibre,-

S surface d'échange, m^2

T température, K

US conductance thermique globale, $W.K^{-1}$

Symboles grecs

ϕ flux de chaleur, W

ρ masse volumique, $kg.m^{-3}$

Indices et exposants

c cold (froid)

g grey water (eaux grises évacuées dans le siphon)

HX échangeur de chaleur (Heat eXchanger)

i inlet (entrée)

min minimum

mix mixing valve (mitigeur thermostatique)

o outlet (sortie)

rec récupérée

$syst$ système

$tank$ ballon de stockage

tot total

1. Introduction

L'eau chaude sanitaire (ECS) représente en 2016 11% de la consommation d'énergie primaire dans le résidentiel en France (contre 10 % en 2012) [1] (17 % aux Etats Unis en 2011 [2]) qui représente quant à elle 45 % des consommations énergétiques totales [1]. Bien que cette part reste relativement réduite dans l'existant, les nouvelles réglementations vont la rendre prépondérante au niveau des consommations dans les bâtiments résidentiels neufs (elle a augmenté de 1 point entre 2012 et 2016). Pour réduire la consommation en énergie primaire de ce poste, il est d'abord possible de travailler sur les besoins (isolation du réseau/stockage, réduction des débits, modification du comportement). Il est ensuite possible de travailler sur l'efficacité des systèmes (chauffe-eau thermodynamique (CET), chaudières, ballons) et sur le recours aux énergies renouvelables (biomasse, géo ou aéro-thermie, solaire). Enfin, il est aussi possible de récupérer une partie de la chaleur contenue dans les eaux grises *via* des systèmes passifs (échangeurs de chaleur gravitaires) ou actifs (utilisation d'une pompe ou d'une pompe à chaleur) [3-7]. Les avantages de ces systèmes étant qu'ils offrent des efficacités théoriques élevées (jusqu'à 70 %), qu'ils coûtent relativement peu cher au regard de ce qu'ils rapportent (temps de retour sur investissement de quelques années) et qu'ils ne nécessitent pas ou peu de maintenance (système gravitaire passif). Enfin, ces systèmes s'inscrivent dans une démarche de sobriété technique en utilisant des systèmes simples (échangeurs de chaleur) et passifs (absence de pompe). Ce travail propose une analyse théorique du fonctionnement des récupérateurs de chaleur gravitaires sur eaux grises liées à l'ECS. L'étude présente et compare énergétiquement différents montages hydrauliques et en tire des préconisations pour optimiser leur mise en œuvre. Ensuite, ce papier présente une analyse préliminaire de données d'un test *in situ* réalisé dans un logement familial équipé de ce type de système. Cette étude permet d'évaluer la performance de ces systèmes en conditions réelles et permet d'établir des corrélations quant à l'influence de certains paramètres (débit, température, taille/corpulence de l'utilisateur, pertes par évaporation/convection, fréquence de purge). Enfin, une comparaison sera faite aux conditions de tests normalisés [8].

2. Analyse théorique

2.1. Schémas de principe hydrauliques

L'analyse théorique se porte sur les 3 architectures hydrauliques de raccordement de ce genre de système à savoir (*cf.* Figure 1):

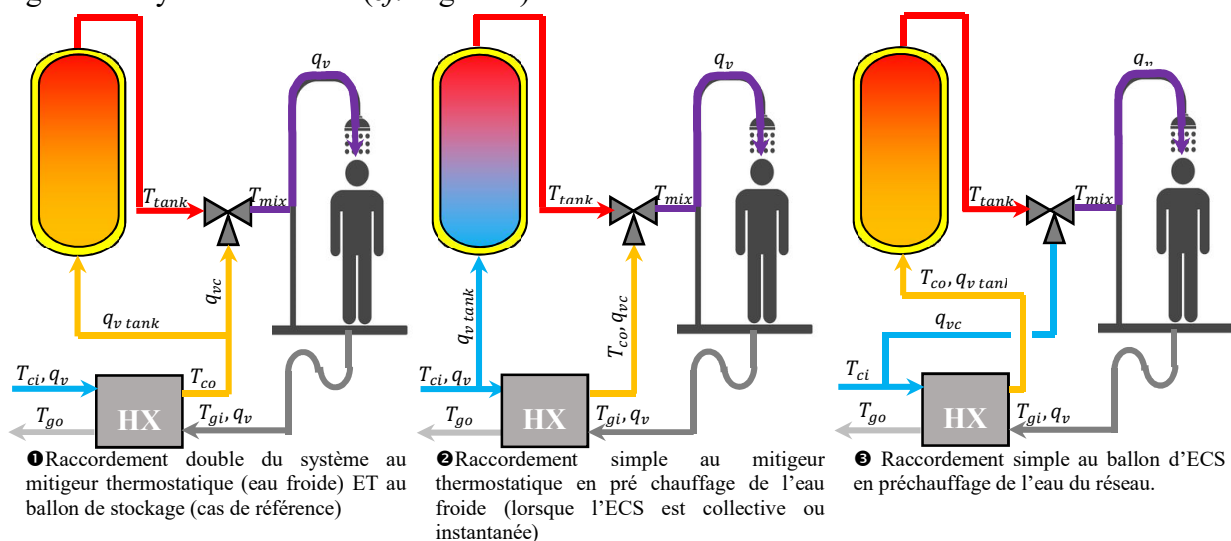


Figure 1 : Schémas de principe des 3 architectures hydrauliques de raccordement.

2.2. Hypothèses de calcul

On fait les hypothèses suivantes (les valeurs en gras sont les valeurs de références):

- Débit total (au pommeau et au siphon) : $q_v = [4; 6; \mathbf{8}; 10; 12]$ l. min⁻¹ ;
- Débit d'eau froide arrivant au robinet thermostatique : q_{vc} (variable selon le cas) ;
- Débit d'eau froide alimentant le ballon d'ECS (=débit d'eau chaude arrivant au robinet thermostatique) : $q_{v\ tank}$ (variable selon le cas) ;
- Température d'eau froide du réseau (eau froide sanitaire EFS) : $T_{ci} = \mathbf{128}$ °C [8];
- Température mitigée de soutirage (ou de distribution) : $T_{mix} = \mathbf{40}$ °C [9] ;
- Température de stockage ECS : $T_{tank} = [40; 45; 50; 55; \mathbf{60}; 65; 70; 75; 80; 85; 90]$ °C
- Température de l'eau grise du siphon : $T_{gi} = [34; \mathbf{37}]$ °C [8].

L'échangeur est à contre-courant. On peut noter que pour la configuration où la production d'ECS est instantanée (sans ballon), même si le raccordement ne se fait qu'au mitigeur (configuration 2), au niveau calculatoire, les performances correspondent à la configuration 1 puisque tout le débit transite dans le primaire de l'échangeur. Pour la configuration 1, la température de stockage n'a aucune influence sur l'efficacité du système qui est constante. Pour l'échangeur, on se base sur une étude de marché et on considère une efficacité de l'échangeur de $E_{HX} = 0,71$ qui correspond au système le plus performant dans les conditions de référence (cf. valeurs en gras) de la configuration 1 [8]. On peut ainsi calculer la conductance thermique de l'échangeur grâce à l'équation 1 (théorie du nombre d'unités de transfert NUT dans le cas d'un échangeur à contre-courant avec un facteur de déséquilibre unitaire) qui sera supposée constante :

$$NUT = \frac{US}{\rho c_p q_v} = \frac{E_{HX}}{1 - E_{HX}} \quad \text{d'où: } US = \rho c q_v \frac{E_{HX}}{1 - E_{HX}} = 1365 \text{ W.K}^{-1} \quad (1)$$

La méthode du NUT est une méthode en régime permanent alors que les phénomènes étudiés sont en partie instationnaires. Cependant, la dynamique est rapide et les échanges convectifs sont forcés (faible influence de la température), on supposera cette méthode valable dans le cadre de cette étude.

2.3. Cas 1 : raccordement double

Dans le cas 1 : le facteur de déséquilibre est égal à 1 : toute l'eau entrant au primaire de l'échangeur finit par être évacuée dans la douche *via* le robinet et le ballon. Les débits au primaire et au secondaire sont donc supposés égaux malgré les pertes par projections et par évaporation entre le pommeau de douche et le siphon de l'ordre de 0,05 l.min⁻¹ [8] (soit moins de 1 % du débit global). Pour un échangeur à contre-courant avec $R = 1$:

$$E_{HX} = 0,71 = \frac{T_{co} - T_{ci}}{T_{gi} - T_{ci}} \quad \text{d'où: } T_{co} = T_{ci} + E_{HX}(T_{gi} - T_{ci}) \quad (2)$$

Les pertes entre le pommeau de douche et le siphon sont irrécupérables mais viennent dégrader l'efficacité globale du système définie comme le ratio entre la puissance effectivement récupérée et la puissance maximum récupérable:

$$E_{syst} = \frac{P_{rec}}{P_{tot}} = \frac{\rho c q_v (T_{co} - T_{ci})}{\rho c q_v (T_{mix} - T_{ci})} = \frac{T_{co} - T_{ci}}{T_{mix} - T_{ci}} \quad (3)$$

2.4. Cas 2 : raccordement simple au mitigeur

Dans le cas 2 : l'échangeur est déséquilibré hydrauliquement ($R \leq 1$) : seule une partie de l'eau froide entre au primaire de l'échangeur le ballon étant directement raccordé à l'eau froide du réseau. Le facteur de déséquilibre est à déterminer pour chaque configuration. Par contre, le débit total est évacué au secondaire de l'échangeur. Le débit d'eau préchauffé va

donc dépendre du débit total demandé et surtout de la température d'eau stockée : plus l'eau stockée sera chaude et plus l'échangeur sera sollicité pour le préchauffage de l'eau froide au mitigeur. Un bilan massique et un bilan enthalpique au niveau du point de mélange entre l'eau froide et l'eau chaude du ballon sont réalisés : bilans que l'on combine à la théorie du NUT :

$$R = \frac{\rho q_{vc} c_p}{\rho q_v c_p} = \frac{q_{vc}}{q_v} = \frac{T_{mix} - T_{tank}}{T_{co} - T_{tank}} \quad (4)$$

$$NUT = \frac{US}{\rho c_p q_{vc}} = \frac{US}{\rho c_p q_v} \left(\frac{T_{co} - T_{tank}}{T_{mix} - T_{tank}} \right) \quad (5)$$

On obtient la température de l'eau préchauffée grâce aux formules de l'efficacité de l'échangeur (méthodes *NUT* et définition *via* les températures) : la conductance thermique globale *US* étant connue :

$$E_{HX} = \frac{1 - \exp[-NUT(1 - R)]}{1 - R \exp[-NUT(1 - R)]} = \frac{T_{co} - T_{ci}}{T_{gi} - T_{ci}} \quad (\rho c_p q_{v \min} = \rho c_p q_{vc}) \quad (6)$$

D'où

$$E_{HX} = \frac{1 - \exp \left[-\frac{US}{\rho c_p q_v} \left(\frac{T_{co} - T_{mix}}{T_{mix} - T_{tank}} \right) \right]}{1 - \left(\frac{T_{mix} - T_{tank}}{T_{co} - T_{tank}} \right) \exp \left[-\frac{US}{\rho c_p q_v} \left(\frac{T_{co} - T_{mix}}{T_{mix} - T_{tank}} \right) \right]} = \frac{T_{co} - T_{ci}}{T_{gi} - T_{ci}} \quad (7)$$

On obtient alors:

$$T_{co} = f(T_{co}) = T_{ci} + (T_{gi} - T_{ci}) \frac{1 - \exp \left[-\frac{US}{\rho c_p q_v} \left(\frac{T_{co} - T_{mix}}{T_{mix} - T_{tank}} \right) \right]}{1 - \left(\frac{T_{mix} - T_{tank}}{T_{co} - T_{tank}} \right) \exp \left[-\frac{US}{\rho c_p q_v} \left(\frac{T_{co} - T_{mix}}{T_{mix} - T_{tank}} \right) \right]} \quad (8)$$

avec *f* fonction non linéaire

Par un calcul itératif du type : $T_{co}^{i+1} = f(T_{co}^i)$, on calcule l'efficacité du système complet :

$$E_{syst} = \frac{P_{rec}}{P_{tot}} = \frac{\rho c_p q_{vc} (T_{co} - T_{ci})}{\rho c_p q_v (T_{mix} - T_{ci})} = \left(\frac{T_{mix} - T_{tank}}{T_{co} - T_{tank}} \right) \left(\frac{T_{co} - T_{ci}}{T_{mix} - T_{ci}} \right) \quad (9)$$

Remarque : Ici, l'échangeur a une meilleure efficacité propre par rapport à la configuration 1 mais l'eau du ballon ne profite pas de cette récupération ce qui dégradera l'efficacité globale du système.

2.5. Cas 3 : raccordement simple au ballon

Dans le cas 3 : l'échangeur est aussi déséquilibré hydrauliquement ($R \leq 1$) : une partie de l'eau froide seulement entre au primaire de l'échangeur puisque le mitigeur est directement raccordé à l'eau froide du réseau. Il faudra donc déterminer le facteur de déséquilibre pour chaque configuration. Par contre, le débit total est évacué au secondaire de l'échangeur. Le débit d'eau préchauffé va donc dépendre du débit total demandé et surtout de la température d'eau stockée : plus l'eau stockée sera chaude et moins l'échangeur sera sollicité pour le préchauffage de l'eau froide au mitigeur. On réalise un bilan massique et un bilan enthalpique au niveau du point de mélange entre l'eau froide et l'eau chaude du ballon (au niveau du robinet thermostatique) que l'on combine à la théorie du NUT :

$$R = \frac{\rho q_{v \text{ tank}} c_p}{\rho q_v c_p} = \frac{q_{v \text{ tank}}}{q_v} = \frac{T_{mix} - T_{ci}}{T_{tank} - T_{ci}} \quad (10)$$

$$NUT = \frac{US}{\rho c_p q_{v \text{ tank}}} = \frac{US}{\rho c_p q_v} \left(\frac{T_{tank} - T_{ci}}{T_{mix} - T_{ci}} \right) \quad (11)$$

On obtient la température de l'eau préchauffée grâce aux formules de l'efficacité de l'échangeur (méthodes *NUT* et définition *via* les températures) : la conductance thermique globale *US* étant connue :

$$E_{HX} = \frac{1 - \exp[-NUT(1 - R)]}{1 - R \exp[-NUT(1 - R)]} = \frac{T_{co} - T_{ci}}{T_{gi} - T_{ci}} \quad (\rho c_p q_{v \min} = \rho c_p q_{v \text{ tank}}) \quad (12)$$

D'où :

$$E_{HX} = \frac{1 - \exp \left[-\frac{US}{\rho c_p q_v} \left(\frac{T_{\text{tank}} - T_{ci}}{T_{\text{mix}} - T_{ci}} \right) \left(\frac{T_{\text{tank}} - T_{\text{mix}}}{T_{\text{tank}} - T_{ci}} \right) \right]}{1 - \left(\frac{T_{\text{mix}} - T_{ci}}{T_{\text{tank}} - T_{ci}} \right) \exp \left[-\frac{US}{\rho c_p q_v} \left(\frac{T_{\text{tank}} - T_{ci}}{T_{\text{mix}} - T_{ci}} \right) \left(\frac{T_{\text{tank}} - T_{\text{mix}}}{T_{\text{tank}} - T_{ci}} \right) \right]} = \frac{T_{co} - T_{ci}}{T_{gi} - T_{ci}} \quad (13)$$

Par un calcul direct cette fois, on obtient T_{co} et on calcule l'efficacité du système complet :

$$T_{co} = T_{ci} + (T_{gi} - T_{ci}) \frac{1 - \exp \left[-\frac{US}{\rho c_p q_v} \left(\frac{T_{\text{tank}} - T_{ci}}{T_{\text{mix}} - T_{ci}} \right) \left(\frac{T_{\text{tank}} - T_{\text{mix}}}{T_{\text{tank}} - T_{ci}} \right) \right]}{1 - \left(\frac{T_{\text{mix}} - T_{ci}}{T_{\text{tank}} - T_{ci}} \right) \exp \left[-\frac{US}{\rho c_p q_v} \left(\frac{T_{\text{tank}} - T_{ci}}{T_{\text{mix}} - T_{ci}} \right) \left(\frac{T_{\text{tank}} - T_{\text{mix}}}{T_{\text{tank}} - T_{ci}} \right) \right]} \quad (14)$$

$$E_{\text{sys}} = \frac{\rho c_p q_{v \text{ tank}} (T_{co} - T_{ci})}{\rho c_p q_v (T_{\text{mix}} - T_{ci})} = \left(\frac{T_{\text{mix}} - T_{ci}}{T_{\text{tank}} - T_{ci}} \right) \left(\frac{T_{co} - T_{ci}}{T_{\text{mix}} - T_{ci}} \right) \quad (15)$$

Remarque : Ici, l'échangeur a une meilleure efficacité propre par rapport à la configuration 1 mais le mitigeur ne profite pas de cette récupération ce qui dégradera l'efficacité globale.

2.6. Bilan

Les Figures 2 et 3 présentent les résultats complets sur la comparaison des 3 configurations en fonction des débits de soutirage et des températures de stockage.

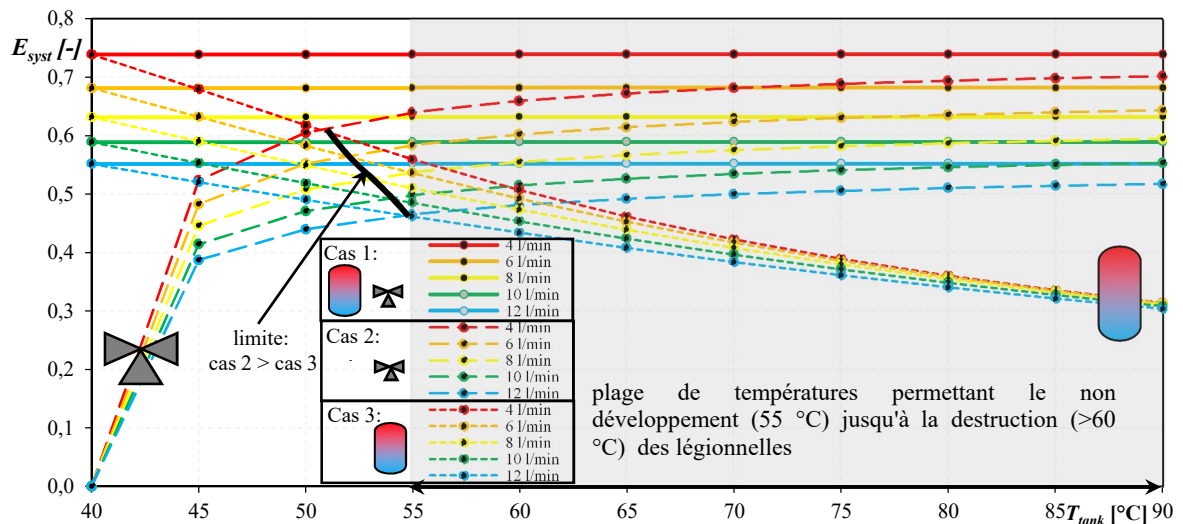


Figure 2 : Efficacité du système en fonction de la température de stockage et du raccordement.

Le raccordement double offre les efficacités les plus élevées indépendamment de la température de stockage, ce qui est attendu puisque même si le débit au mitigeur et le débit alimentant du ballon vont varier selon la température de stockage, le débit global passera au primaire de l'échangeur. Le raccordement simple au mitigeur, offre des performances stables pour des températures de stockage supérieures à 55-60 °C : températures provoquant la destruction ou a minima le non développement de légionnelles. Pour des températures de stockages élevées, ce qui pourrait arriver *via* l'utilisation d'une chaudière biomasse par

exemple, les efficacités obtenues tendent vers les efficacités du raccordement double, ce qui est logique puisqu'il faut peu d'eau chaude provenant du ballon pour obtenir de l'eau à 40 °C avec une eau froide préchauffée à environ 30°C. L'essentiel du débit passera par l'échangeur. A l'inverse, cette configuration ne sera pas adaptée pour des ballons thermodynamiques qui ont besoin de limiter les températures de stockage pour optimiser les COP. Elle ne sera pas non plus adaptée aux ballons sous dimensionnés ou entartrés qui respectivement vont se refroidir vite ou ne vont pas atteindre leurs consignes ce qui va dégrader l'efficacité de l'échangeur au fil du soutirage : si l'eau de stockage se rapproche de 40 °C, l'essentiel du débit passe donc dans le ballon et ne transite plus dans l'échangeur. Le raccordement simple au mitigeur a du sens lorsque l'ECS est instantanée ou accumulée collective pour des systèmes individuels où il sera impossible d'aller se raccorder au ballon trop distant. Enfin, le raccordement simple au ballon est uniquement performant pour des températures de ballon faibles. L'efficacité chute rapidement et s'avère être la plus faible par rapport aux autres configurations pour des températures de stockage usuelles c'est-à-dire supérieures à 55 °C.

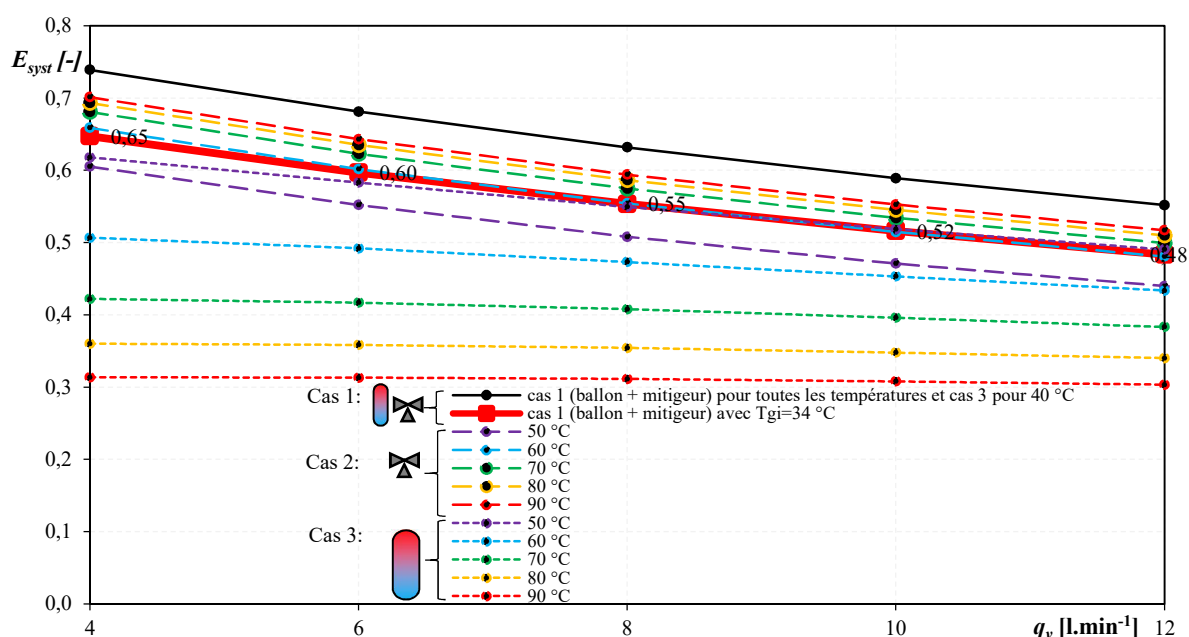


Figure 3 : Efficacité du système en fonction du débit de soutirage et du raccordement hydraulique.

L'impact du débit est sensible pour toutes les configurations. Conformément à la théorie du NUT, plus le débit va être bas, plus le temps de présence dans l'échangeur va augmenter et plus l'efficacité du système globale va être importante. Ainsi, la réduction de débits (*via* des mousseurs par exemple) permet de combiner des réductions de consommations d'eau avec une optimisation des performances de l'échangeur bien que sa puissance diminue. Une réduction du débit à 4 l/min permet d'atteindre des efficacités jusqu'à 74 % soit un gain de 11 points par rapport au cas de référence à 8 l/min. Pour la configuration 1, une courbe a été tracée en considérant une température de siphon T_{gi} de 34 °C constatée expérimentalement (*cf.* Figure 6) plutôt que la valeur optimiste de la procédure d'essais RECADO du CSTB [8]. L'étude s'étend jusqu'à 4 l/min en termes de débit, ce débit étend le débit moyen constaté sur le test *in situ*.

3. Test *in situ*

3.1. Support de test

Un test *in situ* a été réalisé dans un appartement familial avec le système Obox d'Ehtech [8] dans le cas du raccordement double (cas 1) (*cf.* Figures 4 et 5).

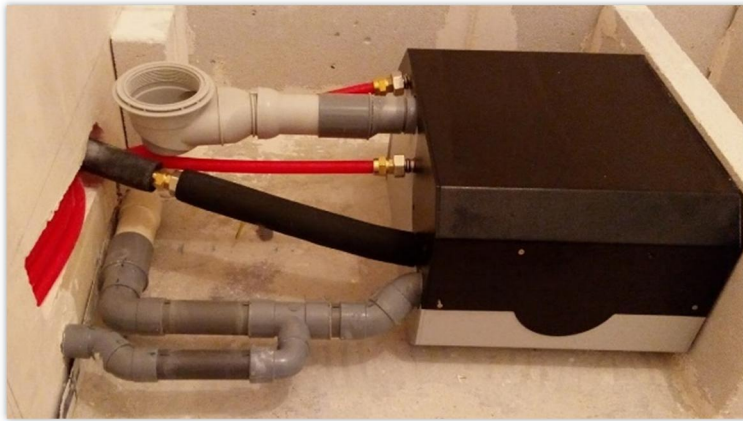


Figure 4 : Récupérateur de chaleur avec double raccordement



Figure 5 : Douche du test

La métrologie utilisée est récapitulée dans le tableau 1 :

Grandeur	Technologie	Précision	Référence
Température	Thermocouples Type K blindés	$\mp 0,6$ K	Enregistreur Testo 176 T4
Débit	Roue à ailettes	∓ 8 %	Amphiro b1connect

Tableau 1 : Métrologie thermique mise en place.

3.2. Résultats

Les capteurs sur l'eau soutirée et dans le siphon sont immergés alors que le capteur sur l'eau préchauffée est une mesure surfacique au niveau d'un raccord métallique (avec pâte thermique et isolation thermique périphérique).

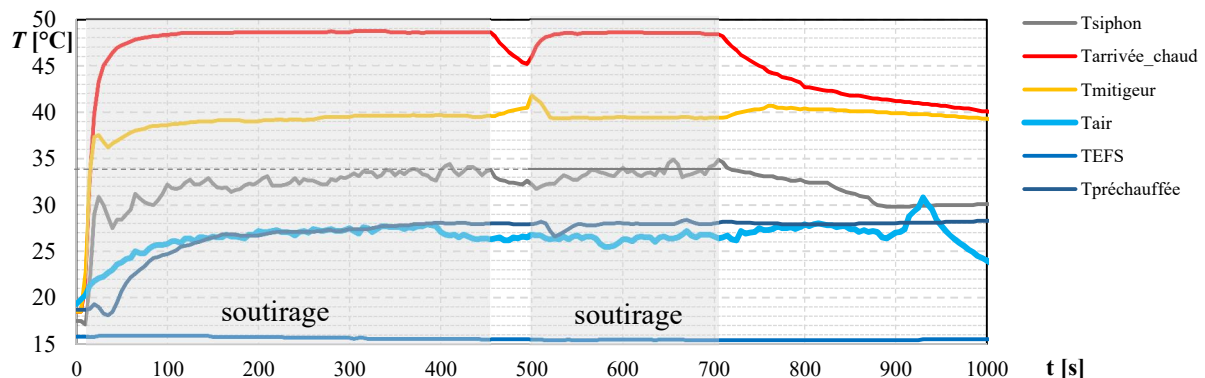


Figure 6 : Evolution des températures aux différents points du système pour une douche type.

Le graphique de la figure 6 est relatif à une douche type (2 phases de soutirage, une pause et une durée de l'ordre de 10 minutes) avec les montées en température de tous les points de mesure marquées par une forte inertie pour l'eau préchauffée (plusieurs minutes) et une faible inertie pour les autres (quelques secondes). Après analyse de données sur plusieurs mois, on constate une température soutirée stable à environ 40 °C (ce qui correspond aux résultats de l'étude COSTIC ADEME [9]). L'eau est préchauffée ici à environ 27°C en régime stabilisé. Enfin, on constate systématiquement une température d'eau grise évacuée au niveau du siphon en deçà des normes d'essai en vigueur qui elles ne considèrent pas d'utilisateurs pendant leurs essais. La perte de 3K entre le pommeau et le siphon est alors majorée de 3 à 4 K en présence d'une personne en raison des pertes par transferts convectifs et évaporatifs qui ont lieu sur l'épiderme. Le corps ayant tendance à augmenter le temps d'échange entre l'air et l'eau. En fonction du profil de l'utilisateur (taille/âge/corpulence) on constate une différence sensible sur ce paramètre. En conclusion, on peut retenir une température de 34 °C pour un adulte et une température de 36°C pour un enfant (environ 1 m). Sans utilisateur, on retrouve les 37°C des protocoles d'essais. La figure 3 montre l'impact de cette majoration des pertes sur l'efficacité

globale puisqu'elle chute d'environ 5 à 10 points dans le cas 1 pour toute la plage des débits. On retrouve bien expérimentalement les efficacités théoriques de l'échangeur seul (d'environ 70 % pour un débit de 4 l/min) pour certaines phases. Par contre, les essais ont montré que l'échangeur pouvait s'encrasser très ponctuellement malgré les purges régulières (envoi d'eau sous pression à contre-courant du secondaire) avec des chutes de l'ordre de 50 % sur l'efficacité. Cependant, après curage chimique (1 par semestre ici sur 2 ans), les mesures ont montré que l'échangeur retrouvait son efficacité nominale de manière rapide et pérenne.

4. Conclusion

La récupération de chaleur sur eaux grises s'avère être un levier intéressant et très performant (jusqu'à 74 % de récupération) quant à la réduction des consommations énergétiques dans le secteur du bâtiment (résidentiel et tertiaire). L'étude démontre les gains importants quand ces systèmes sont couplés à des dispositifs permettant la réduction des débits de soutirage. Aussi, il a été démontré que le raccordement double à un ballon et à un mitigeur thermostatique est le montage le plus performant. Même avec une eau froide préchauffée, le mitigeur thermostatique, conçu pour des températures plus faibles fonctionne normalement sans adaptation à apporter. Le raccordement au mitigeur seul est intéressant également seulement si la température de stockage dans le ballon est élevée. Le raccordement simple à un ballon ECS est à éviter car peu performant surtout pour les températures de stockage conventionnelles (>55 °C). Enfin, un test *in situ* sur un système commercial a montré la performance réelle de ces systèmes à condition de curages réguliers (mécanique ou chimique). Les tests ont également montré que la température d'eau grise évacuée au niveau du siphon retenue par les normes d'essais est trop optimiste (37 °C) par rapport aux mesures du test (environ 34°C pour des adultes et 36 °C pour des enfants) ce qui minore la part récupérable. Dans le cas le plus performant (cas 1), en considérant une température d'eau grise plus réaliste de 34°C, et un débit de 4 l/min, l'échangeur de chaleur présente une efficacité propre de 83 % pour une efficacité globale intégrant les pertes irrécupérables de 65 % au maximum. Dans les conditions de référence, l'efficacité effective constatée n'est que de 55 % par rapport à l'efficacité annoncée de 63 %, et ce, sans prendre en compte l'impact de l'encrassement.

Références

- [1] ADEME, Chiffres-clés 2018 - Climat, air ET énergie, Novembre 2018 .
- [2] A. Cooperman et al, Drain Water Heat Recovery, *ASHRAE Journal*, 53 (2011), 58-62
- [3] M. Ramadan et al, Recovering heat from hot drain water—Experimental evaluation, parametric analysis and new calculation procedure, *Energy and Buildings*, 128 (2016), 575-582.
- [4] S. Torras, C. Oliet, J. Rigola, A. Oliva, Drain water heat recovery storage-type unit for residential housing, *Applied Thermal Engineering*, 103 (2016), 670-683.
- [5] Aonghus McNabola, Killian Shields, Efficient drain water heat recovery in horizontal domestic shower drains, *Energy and Buildings*, 59 (2013), 44-49.
- [6] L.T. Wong, K.W. Mui, Y. Guan, Shower water heat recovery in high-rise residential buildings of Hong Kong, *Applied Energy*, 87 (2010), 703-709.
- [7] P. Eslami-nejad and M. Bernier, Impact of grey water heat recovery on the electrical demand of domestic hot water heaters, *11th International IBPSA Conference Glasgow*, Scotland, July 27-30, 2009), 681-687.
- [8] EHTECH, OBOX-Récupérateur de chaleur sur eaux grises-Documentation technique, Août 2019
- [9] COSTIC, ADEME, EDF, CEGIBAT, Dimensionnement des systèmes de production d'eau chaude sanitaire en habitat individuel et collectif, Juillet 2019: